ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

9

2014

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

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

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

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

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул.Клубная, д.4, кв.49.

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Горчев В. С. — Решение для автоматических линий непрерывного действия структуры "2×1" с производительностями участков $q_1 > q_2$ . . . 3

Гроховский Д. В. — Новый метод расчета канатных лебедок механизма подъема грузов плавучих кранов . . . 10

Баранова Е. М., Баранов А. Н. — Построение математической модели полета пули на основе ее массогабаритных параметров . . . 13

Гончаров А. А., Гончаров Ан. А. — Модифицированная контактная модель клиновых механизмов свободного хода . . . 16

Кузбаков Ж. И. — Колебания приводного устройства щековой дробилки и способы их локализации . . . 24

Солоденков С. В., Лютин К. И., Чугунова Е. Е. — Условия выбора параметров динамического гасителя колебаний гидромеханической системы постоянной частоты вращения . . . 28

Шин И. Г., Максудов Р. Х., Муминов М. Р., Шодмонкулов З. А. — Дислокационная модель формирования технологических остаточных напряжений в деталях машин и оценка их интенсивности . . . 30

Бржозовский Б. М., Захаров О. В. — Алгоритм профилирования дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей . . . 35

Богданов В. И. — Техническая реализация эффекта присоединения массы газа для увеличения тяги пульсирующих реактивных двигателей . . . 38

Гоголева О. В., Попов С. Н., Петрова П. Н., Охлопкова А. А. — Исследование структур и свойств композиционных материалов, созданных на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена и терморасширенного графита . . . 42

Легаев В. П., Клименков Ю. С. — Анализ методик расчета газостатических радиальных подшипников . . . 46

Горин С. В., Куклин М. В., Некрасов В. А. — Снижение пульсации давления рабочей среды в трубопроводе с помощью импедансных включений . . . 52

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

Орыщенко А. С., Анисимов А. В., Бахарева В. Е., Лишевич И. В., Моногаров Ю. Н., Эсперов Д. Г. — Теплостойкие антифрикционные углепластики для подшипников скольжения паровых турбин . . . 55

Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Клыканова А. А. — Применение магнитных смазочных материалов для повышения ресурса металлических дейдвудных подшипников судовых валопроводов . . . 59

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Агеева Е. В., Хорьякова Н. М., Агеев Е. В. — Исследование распределения микрочастиц по размерам в порошках, полученных электроэрозионным диспергированием медных отходов . . . 63

Кузнецов В. А., Смирнов А. В., Беженарь Э. Н. — Многокритериальная оптимизация режимов обработки и способов установки инструмента при выглаживании наружных цилиндрических поверхностей сменными многогранными пластинами . . . 65

Еренков О. Ю., Еренков С. О., Химухин С. Н. — Токарная обработка деталей из капролона с предварительным термомеханическим воздействием на материал . . . 68

Кабалдин Ю. Г. — Квантовая модель сборки наноструктур . . . 71

Гасанли Р. К., Исмаилов Н. Ш. — Эффективный способ получения бейнитной структуры экономно легированного высокопрочного чугуна . . . 76

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

Петрушин С. И. — Дифференциальное уравнение изнашивания режущих инструментов и его приложения . . . 79

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мадрахимов Д. У., Махкамов Р. Г. — Выбор материала пуансона для насекания пильных дисков хлопкоочистительных станков . . . 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Gorchev V. S. — Solution for automatic lines of continuous operation of "2×1" structure with $q_1 > q_2$ capabilities of zones

Grokhovskiy D. V. — New method of analysis of rope winches of hoisting mechanisms of floating cranes

Baranova E. M., Baranov A. N. — Construction of mathematical model of bullet fly basing on its mass and dimensional parameters

Goncharov A. A., Goncharov An. A. — Modified contact model of V free wheel mechanisms

Kuzbakov Zh. I. — Vibrations of jaw crusher driving mechanism and methods of their localization

Solodenkov S. V., Lyutin K. I., Chugunova E. E. — Requirements of selection of dynamic absorber parameters of hydro-mechanical constant-speed system

Shin I. G., Maksudov R. Ch., Muminov M. R., Shodmonkulov Z. A. — The dislocation model of development of technology of residual stresses in parts of machines and evaluation of their intensity

Brzhozovskiy B. M., Zakharov O. V. — Algorithm of forming of disk tool for processing of helical surfaces

Bogdanov V. I. — Technical solution for gas mass addition effect for increase of thrust of intermittent-firing ducts

Gogoleva O. V., Popov S. N., Petrova P. N., Okhlopkova A. A. — Research of structures and properties of composite materials on the base of ultrahighmolecule polyethylene and thermally expanded graphite

Legaev V. P., Klimenkov Yu. S. — Analysis of assessment methods of gasostatic radial bearings

Gorin S. V., Kuklin M. V., Nekrasov V. A. — Reducing of pressure pulsations of working medium in pipeline using impedance inclusions

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

Oryschenko A. S., Anisimov A. V., Bakhareva V. E., Lishevich I. V., Monogarov Yu. N., Esperov D. G. — Heat resistant antifriction carbonplastics for sliding bearings of steam turbines

Perekrestov A. P., Chanchikov V. A., Klykanova A. A. — Application of magnetic lubricants for increase of life of metal stem bearings of ship shaftlines

MANUFACTURING ENGINEERING

Ageeva F. V., Khor'yakova N. M., Ageev E. V. — Research of distribution of microparticles on their size in powders, obtained by electroerosion dispergation of copper wastes

Kuznetsov V. A., Smirnov A. V., Bezhenar' E. N. — Multi-criteria optimization of processing modes and methods of tool positioning at burnishing of external cylindrical surfaces by replaceable multifaceted inserts

Erenkov O. Yu., Erenkov S. O., Khimukhin S. N. — Turning machining of caprolon parts with preliminary thermomechanical action on the material

Kabaldin Yu. G. — Quantum model of assembly of nanostructure

Gasanli R. K., Ismailov N. Sh. — Effective method of obtaining of bainite structure in lean alloyed high-strength iron

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

Petrushin S. I. — Differential equation of wear of cutting tools and its application

TECHNICAL INFORMATION

Madrakhimov D. U., Makhkamov R. G. — Selection of material of punch for hatching of circular saw blades for cotton gins

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

Сдано в набор 03.07.2014. Подписано в печать 20.08.2014.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.9.06-52

В. С. ГОРЧЕВ, канд. техн. наук (МГУПИ), тел.: (495) 484-49-40

Решение для автоматических линий непрерывного действия структуры "2×1" с производительностями участков $q_1 > q_2$

Найдено решение для автоматических линий непрерывного действия структуры "2×1", в которых производительность первого участка больше производительности второго участка, позволяющее выбрать лучший вариант системы.

Ключевые слова: автоматические линии дискретного и непрерывного действия, производительность, бункер, вероятность состояний линии, характеристики надежности участков, коэффициент готовности.

The solution for automatic lines of continuous operation of "2×1" structure, in which the capability of the first zone is higher than the capability of the second zone, allowing selection of the most effective system configuration, is found.

Keywords: automatic lines of discrete and continuous operation; capability; batcher; probability of line states; zone reliability characteristics; availability factor.

В работе [1] была изложена методика решения задач для автоматических линий (АЛ) дискретного действия с участками разной производительности. В данной работе ставится задача на основе указанной методики получить решение для АЛ непрерывного действия структуры "2×1", состоящих из двух участков производительностями $q_1 > q_2$ и бункера между ними.

АЛ делятся на линии непрерывного и дискретного действия. К линиям непрерывного действия относятся линии для изготовления деталей из полос, лент и т. д. (например, сварных труб из полосового материала; кольцевых сердечников для импульсных трансформаторов из электротехнической ленты и др.). К линиям дискретного действия относятся линии, на входы которых поступают отдельные детали.

Граф состояний АЛ непрерывного действия (рис. 1) построен с учетом ограничений: функционирование АЛ является марковским процессом; не учитываются совместные отказы участков; бункерный запас измеряется в единицах $z\tau$; надежность бункера равна 1; восстановление участков начинается сразу после их отказов.

Данный граф не содержит главного состояния "0". Это объясняется тем, что АЛ непрерывного действия, находясь в состоянии отказа "1.0", переходит за время Δt в главное состояние "1", так как $q_1 > q_2$. Поэтому на участке 1 изготовляется деталей больше на величину $\Delta z\tau_1$, они поступают в бункер. Следовательно, главное состояние "0" не может появиться, поэтому его вероятность $P_0 = 0$. Также нет условий для детерминированного процесса, поэтому в АЛ непрерывного действия работают только случайные процессы. На рис. 1 переход АЛ из состояния отказа "1.0" в главное состояние "1" показан штриховой стрелкой, что означает начальное условие и определяет плотность вероятности появления в бункере первой детали (другой возможности для этого нет).

Общая математическая модель АЛ состоит из математических моделей отдельных звеньев графа состояний.

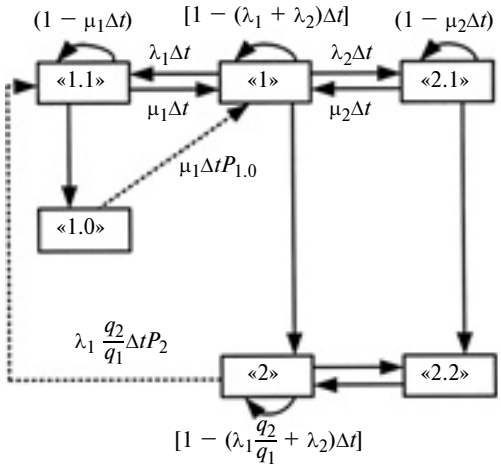


Рис. 1. Граф состояний АЛ непрерывного действия структуры "2×1" с участками производительностями $q_1 > q_2$

Математическая модель центрального звена "1":

$$(q_1 - q_2)\tau_1 \frac{\mathrm{d}p_1(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = -(\lambda_1 + \lambda_2)p_1(z\tau_1) + \\ + \mu_1 p_{1.1}(z\tau_2) + \mu_2 p_{2.1}(z\tau_1); \quad (1)$$

$$-q_2\tau_2 \frac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} = -\mu_1 p_{1.1}(z\tau_2) + \lambda_1 p_1(z\tau_1); \quad (2)$$

$$q_1\tau_1 \frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1}(z\tau_1) + \lambda_2 p_1(z\tau_1); \quad (3)$$

$$0 = -\mu_1 P_{1.0} + p_{1.1}(0). \quad (4)$$

Начальные условия центрального звена:

$$\lambda_1 \frac{q_2}{q_1} P_2 = p_{1.1}(z_{\max}); \quad (5)$$

$$\mu_1 P_{1.0} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \tilde{p}_1(0); \quad (6)$$

$$\mu_1 P_{1.0} = p_{1.1}(0); \quad (7)$$

$$\lambda_2 P_0 = p_{2.1}(0) = 0. \quad (8)$$

Математическая модель звена "2":

$$0 = -\left(\lambda_1 \frac{q_2}{q_1} + \lambda_2\right) P_2 + \mu_2 P_{2.2} + \frac{q_1 - q_2}{q_1} \tilde{p}_1(z_{\max}); \quad (9)$$

$$0 = -\mu_2 P_{2.2} + \lambda_2 P_2 + p_{2.1}(z_{\max}). \quad (10)$$

В выражениях (1)—(10) $p_1(z\tau_1)$, $p_{1.1}(z\tau_2)$ и $p_{2.1}(z\tau_1)$ — функции распределения деталей в бункере по уровням, которые зависят от переменной z и постоянных масштабных множителей τ_1 и τ_2 — продолжительностей обработки одной детали соответственно на участках 1 и 2. Их связь с производительностями участков определяется выражениями $q_1\tau_1 = 1$ и $q_2\tau_2 = 1$. В индексе функций $p_{1.1}(z\tau_2)$ и $p_{2.1}(z\tau_1)$ на первом месте указывается номер отказавшего участка (1 или 2), после точки — состояние бункера: 0 — бункер пуст; 1 — бункерный запас деталей находится на промежуточном уровне; 2 — бункер полон. Если в индексе только одна цифра, как в функции $p_1(z\tau_1)$, то она указывает состояние бункера и исправность всех участков линии. Характеристики надежности λ_1, λ_2 и μ_1, μ_2 указывают интенсивность потоков отказов и потоков восстановлений участков 1 и 2 производительностями q_1 и q_2. Переменная z, определяющая текущее число деталей в бункере, не измеряется целыми числами, а является непрерывной величиной [2], что значительно упрощает исследования, не оказывая существенного влияния на конечный результат. Дискретность деталей следует учитывать при малых объемах бункера.

В главном состоянии "1", когда участки работают с производительностями $q_1 > q_2$, были обнаружены невидимые случайные процессы: $\tilde{p}_1(z\tau_1)$ — переменный процесс и $\bar{p}_1(z\tau_1)$ — постоянный, взаимодействие которых определяется равенством

$$p_1(z\tau_1) = \tilde{p}_1(z\tau_1) + \bar{p}_1(z\tau_1).$$

Подставив значение функции $p_1(z\tau_1)$, преобразуем исходную математическую модель (1)—(3) к виду:

$$\begin{cases} (q_1 - q_2)\tau_1 \dfrac{\mathrm{d}\tilde{p}_1(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = -(\lambda_1 + \lambda_2)\bar{p}_1(z\tau_1) - \\ -(\lambda_1 + \lambda_2)\tilde{p}_1(z\tau_1) + \mu_1 p_{1.1}(z\tau_2) + \mu_2 p_{2.1}(z\tau_1); & (11) \\ -q_2\tau_2 \dfrac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} = -\mu_1 p_{1.1}(z\tau_2) + \\ +\lambda_1[\bar{p}_1(z\tau_1) + \tilde{p}_1(z\tau_1)]; & (12) \\ q_1\tau_1 \dfrac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1}(z\tau_1) + \\ +\lambda_2[\bar{p}_1(z\tau_1) + \tilde{p}_1(z\tau_1)]. & (13) \end{cases}$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (11)—(13) необходимо определить функции $\tilde{p}_1$ и $\bar{p}_{1.1}$.

Определение функции $\tilde{p}_1(z\tau_1)$ переменного процесса

Сложив уравнения (11)—(13), получим уравнение связи производных от искомых функций:

$$(q_1 - q_2)\tau_1 \frac{\mathrm{d}\tilde{p}_1(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} - -q_2\tau_2 \frac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} + \\ + q_1\tau_1 \frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = 0.$$

Проинтегрируем данное уравнение по z:

$$(q_1 - q_2)\tau_1 \int \frac{\mathrm{d}\tilde{p}_1(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} \mathrm{d}z - q_2\tau_2 \int \frac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} \mathrm{d}z + \\ + q_1\tau_1 \int \frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} \mathrm{d}z = 0,$$

и внесем τ под знаки своих дифференциалов:

$$(q_1 - q_2) \int \frac{\mathrm{d}\tilde{p}_1(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} \mathrm{d}z\tau_1 - q_2 \int \frac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} \mathrm{d}z\tau_2 + \\ + q_1 \int \frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} \mathrm{d}z\tau_1 = 0.$$

Получим уравнение связи искомых функций:

$$(q_1 - q_2)\tilde{p}_1(z\tau_1) = q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1) + C. \quad (14)$$

При $z = 0$ уравнение (14) принимает вид:

$$(q_1 - q_2)\tilde{p}_1(0) = q_2 p_{1.1}(0) - q_1 p_{2.1}(0) + C.$$

Подставив начальные условия (6)—(8) центрального звена "1", получим

$$q_1\mu_1 P_{1.0} = q_2\mu_1 P_{1.0} - q_1 p_{2.1}(0) + C,$$

откуда $C = (q_1 - q_2)\mu_1 P_{1.0}$.

Тогда уравнение связи (14) и функция $\tilde{p}_1(z\tau_1)$ принимают вид:

$$(q_1 - q_2)\tilde{p}_1(z\tau_1) = q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1) + (q_1 - q_2)\mu_1 P_{1.0}; \quad (15)$$

$$\tilde{p}_1(z\tau_1) = \frac{q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)}{(q_1 - q_2)} + \mu_1 P_{1.0}. \quad (16)$$

Из уравнения (15) следует:

$$p_{1.1}(z\tau) = p_{2.1}(z\tau).$$

Определение функции $\bar{p}_1(z\tau_1)$ постоянного процесса

Подставив значение функции $\tilde{p}(z\tau_1)$ в дифференциальное уравнение (11), получим:

$$(q_1 - q_2)\tau_1 \frac{d\tilde{p}_1(z\tau_1)}{dz\tau_1} = -(\lambda_1 + \lambda_2)\bar{p}_1(z\tau_1) - (\lambda_1 + \lambda_2)\frac{q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)}{q_1 - q_2} + (\lambda_1 + \lambda_2)\mu_1 P_{1.0} + \mu_1 p_{1.1}(z\tau_2) + \mu_2 p_{2.1}(z\tau_1). \quad (17)$$

При $q_1 = q_2$ в выражении (17) слагаемое с дробью представляет собой неопределенность вида

$$\left.\frac{q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)}{q_1 - q_2}\right|_{q_1 = q_2} = \frac{0}{0}.$$

Раскрывая неопределенность по правилу Лопиталя, продифференцировав отдельно числитель и знаменатель по переменной $q_1 - q_2$ и переходя к пределу, когда $q_1 \to q_2$, получим:

$$\lim_{q_1 \to q_2} \frac{\frac{\partial}{\partial(q_1 - q_2)}[q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)]}{1} = \frac{0}{1} = 0.$$

В результате в дифференциальном равнении (17) производная слева и слагаемого с дробью обращаются в 0, а постоянный процесс $\bar{p}_1(z\tau_1)$ принимает вид

$$0 = -(\lambda_1 + \lambda_2)\bar{p}_1(z\tau) + \mu_1 p_{1.1}(z\tau) + \mu_2 p_{2.1}(z\tau) - (\lambda_1 + \lambda_2)\mu_1 P_{1.0}.$$

Следовательно, постоянный процесс, когда $q_1 > q_2$, будет определяться выражением

$$\bar{p}_1(z\tau_1) = \frac{\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{1.1}(z\tau_2) + \frac{\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{2.1}(z\tau_1) - \mu_1 P_{1.0}.$$

Таким образом, дифференциальное уравнение (1) главного состояния "1" центрального звена "1" определяет два невидимых процесса: переменный $\tilde{p}_1(z\tau_1)$ и постоянный $\bar{p}_1(z\tau_1)$, и заменяется системой из четырех уравнений:

$$\begin{cases} (q_1 - q_2)\tau_1 \dfrac{d\tilde{p}_1(z\tau_1)}{dz\tau_1} = q_2\tau_2 \dfrac{dp_{1.1}(z\tau_2)}{dz\tau_2} - q_1\tau_1 \dfrac{dp_{2.1}(z\tau_1)}{dz\tau_1}; \\ \tilde{p}_1(z\tau_1) = \dfrac{q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)}{(q_1 - q_2)} + \mu_1 P_{1.0}; \\ \bar{p}_1(z\tau_1) = \dfrac{\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{1.1}(z\tau_2) + \dfrac{\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{2.1}(z\tau_1) - \mu_1 P_{1.0}; \\ p_1(z\tau_1) = \bar{p}_1(z\tau_1) + \tilde{p}_1(z\tau_1). \end{cases}$$

Решение системы дифференциальных уравнений

Подставив значения указанных функций в дифференциальное уравнение (12) и (13), получим систему из двух уравнений с двумя неизвестными функциями $p_{1.1}(z\tau_2)$ и $p_{2.1}(z\tau_1)$:

$$\begin{cases} \dfrac{dp_{1.1}(z\tau_2)}{dz\tau_2} = \mu_1 p_{1.1}(z\tau_2) - \dfrac{\lambda_1\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{1.1}(z\tau_2) - \\ - \dfrac{\lambda_1\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{2.1}(z\tau_1) - \lambda_1 \dfrac{q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)}{(q_1 - q_2)}; \\ \dfrac{dp_{2.1}(z\tau_1)}{dz\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1}(z\tau_1) + \dfrac{\lambda_2\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{1.1}(z\tau_2) + \\ + \dfrac{\lambda_2\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{2.1}(z\tau_1) + \lambda_2 \dfrac{q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)}{(q_1 - q_2)}. \end{cases}$$

Разложим дроби последних слагаемых на отдельные функции:

$$\frac{dp_{1.1}(z\tau_2)}{dz\tau_2} = \mu_1 p_{1.1}(z\tau_2) - \frac{\lambda_1\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{1.1}(z\tau_2) - \frac{\lambda_1\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2} p_{2.1}(z\tau_1) - \frac{\lambda_1 q_2}{q_1 - q_2} p_{1.1}(z\tau_2) + \frac{\lambda_1 q_1}{q_1 - q_2} p_{2.1}(z\tau_1);$$

$$\frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = -\mu_2 p_{2.1}(z\tau_1) + \frac{\lambda_2\mu_1}{\lambda_1+\lambda_2}p_{1.1}(z\tau_2) + \frac{\lambda_2\mu_2}{\lambda_1+\lambda_2}p_{2.1}(z\tau_1) + \frac{\lambda_2 q_2}{q_1-q_2}p_{1.1}(z\tau_2) - \frac{\lambda_2 q_1}{q_1-q_2}p_{2.1}(z\tau_1).$$

Приведя подобные слагаемые, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} = \dfrac{\lambda_2\mu_1(q_1-q_2)-\lambda_1 q_2(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)}p_{1.1}(z\tau_2) - \\ -\dfrac{\lambda_1\mu_2(q_1-q_2)-\lambda_1 q_1(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)}p_{2.1}(z\tau_1); \\ \dfrac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = \dfrac{\lambda_2\mu_1(q_1-q_2)+\lambda_2 q_2(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)}p_{1.1}(z\tau_2) - \\ -\dfrac{\lambda_1\mu_2(q_1-q_2)+\lambda_2 q_1(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)}p_{2.1}(z\tau_1). \end{cases} \quad (18)$$

Введем обозначения коэффициентов при искомых функциях в уравнениях (18):

$$a = \frac{\lambda_2\mu_1(q_1-q_2)-\lambda_1 q_2(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)}; \quad (19)$$

$$b = \frac{\lambda_1\mu_2(q_1-q_2)-\lambda_1 q_1(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)};$$

$$c = \frac{\lambda_2\mu_1(q_1-q_2)+\lambda_2 q_2(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)};$$

$$d = \frac{\lambda_1\mu_2(q_1-q_2)+\lambda_2 q_1(\lambda_1+\lambda_2)}{(\lambda_1+\lambda_2)(q_1-q_2)},$$

подставив их в систему (18) дифференциальных уравнений, получим:

$$\begin{cases} \dfrac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_1} = ap_{1.1}(z\tau_2) - bp_{2.1}(z\tau_1); & (20) \\ \dfrac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} = cp_{1.1}(z\tau_2) - dp_{2.1}(z\tau_1). & (21) \end{cases}$$

Для поиска решений системы уравнений (20, 21) преобразуем ее к дифференциальному уравнению второго порядка с одной неизвестной функцией $p_{2.1}(z\tau_1)$. Продифференцировав уравнение (15) по переменной z:

$$\tau_1\frac{\mathrm{d}^2p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}(z\tau_1)^2} = \tau_2 c\frac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} - \tau_1 d\frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1},$$

разделив на τ_1 и подставив q_1 и q_2 вместо τ_1 и τ_2, получим:

$$\frac{\mathrm{d}^2p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}(z\tau_1)^2} = \frac{q_1}{q_2}c\frac{\mathrm{d}p_{1.1}(z\tau_2)}{\mathrm{d}z\tau_2} - d\frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1}.$$

Подставим значение производной от функции $p_{1.1}$ из уравнения (20):

$$\frac{\mathrm{d}^2p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}(z\tau_1)^2} = \frac{q_1}{q_2}acp_{1.1}(z\tau_2) - \frac{q_1}{q_2}bcp_{2.1}(z\tau_1) - d\frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1}. \quad (22)$$

Определим функцию $p_{1.1}$ из уравнения (20):

$$p_{1.1}(z\tau_2) = \frac{1}{c}\frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} + \frac{d}{c}p_{2.1}(z\tau_1). \quad (23)$$

Подставив $p_{1.1}(z\tau_2)$ в уравнение (22) и выполнив преобразование, получим уравнение второго порядка для функции $p_{2.1}(z\tau_1)$:

$$\frac{\mathrm{d}^2p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}(z\tau_1)^2} = \frac{aq_1-dq_2}{q_2}\frac{\mathrm{d}p_{2.1}(z\tau_1)}{\mathrm{d}z\tau_1} + \frac{q_1}{q_2}(ad-bc)p_{2.1}(z\tau_1).$$

Характеристическое уравнение, его корни и решение уравнения имеют вид:

$$k^2 - \frac{aq_1-dq_2}{q_2}k - \frac{q_1}{q_2}(ad-bc) = 0; \quad (24)$$

$$k_1 = \frac{aq_1-dq_2}{2q_2} + \frac{\sqrt{(aq_1-dq_2)^2+4q_1q_2(ad-bc)}}{2q_2};$$

$$k_2 = \frac{aq_1-dq_2}{2q_2} - \frac{\sqrt{(aq_1-dq_2)^2+4q_1q_2(ad-bc)}}{2q_2};$$

$$p_{2.1}(z\tau_1) = C_1\mathrm{e}^{k_1z\tau_1} + C_2\mathrm{e}^{k_2z\tau_1}.$$

Подставив функцию $p_{2.1}(z\tau_1)$ в уравнение (22), получим функцию

$$p_{1.1}(z\tau_2) = \frac{k_1+d}{c}C_1\mathrm{e}^{k_1z\tau_1} + \frac{k_2+d}{c}C_2\mathrm{e}^{k_2z\tau_1}.$$

Выбрав начальные условия (5) и (8), составим для определения коэффициентов C_1 и C_2 систему уравнений:

$$\begin{cases} \lambda_1\dfrac{q_2}{q_1}P_2 = \dfrac{k_1+d}{c}C_1\mathrm{e}^{k_1z_{\max}\tau_1} + \dfrac{k_2+d}{c}C_2\mathrm{e}^{k_2z_{\max}\tau_1}; \\ 0 = C_1 + C_2. \end{cases} \quad (25)$$

Для решения системы уравнений (24) используем метод Крамера:

$$C_1 = \Delta_1/\Delta_0; \quad C_2 = \Delta_2/\Delta_0,$$

где определитель Δ_0, составленный из коэффициентов при неизвестных C_1 и C_2, имеет вид:

$$\Delta_0 = \begin{vmatrix} \frac{k_1+d}{c}\mathrm{e}^{k_1 z_{\max}\tau_1} & \frac{k_2+d}{c}\mathrm{e}^{k_2 z_{\max}\tau_1} \\ 1 & 1 \end{vmatrix} = \frac{k_1+d}{c}\mathrm{e}^{k_1 z_{\max}\tau_1} - \frac{k_2+d}{c}\mathrm{e}^{k_2 z_{\max}\tau_1}.$$

Определители Δ_1 и Δ_2 формируются путем последовательной замены столбцов 1 и 2 в определителе Δ_0 на столбец из начальных условий:

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} \lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2 & \frac{k_2+d}{c}\mathrm{e}^{k_2 z_{\max}\tau_1} \\ 0 & 1 \end{vmatrix} = \lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2;$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} \frac{k_1+d}{c}C_1\mathrm{e}^{k_1 z_{\max}\tau_1} & \lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2 \\ 1 & 0 \end{vmatrix} = -\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2.$$

В результате коэффициенты C_1 и C_2 принимают значения:

$$C_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta_0} = \frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2; \quad C_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta_0} = -\frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2.$$

Подставив значения коэффициентов C_1 и C_2 в исходные уравнения, определим:

функцию распределения деталей по уровням, когда их запас убывает:

$$p_{1.1}(z\tau_2) = \frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2\left(\frac{k_1+d}{c}\mathrm{e}^{k_1 z\tau_1} - \frac{k_2+d}{c}\mathrm{e}^{k_2 z\tau_1}\right); \quad (26)$$

функцию распределения деталей по уровням, когда их запас возрастает:

$$p_{2.1}(z\tau_1) = \frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2\left(\mathrm{e}^{k_1 z\tau_1} - \mathrm{e}^{k_2 z\tau_1}\right).$$

Подставив значения функций $p_{1.1}(z\tau_2)$ и $p_{2.1}(z\tau_1)$ в уравнение (16), определим функцию $\tilde{p}_1(z\tau_1)$ распределения деталей по уровням в переменном процессе, когда запас деталей в бункере возрастает:

$$\tilde{p}_1 = \frac{1}{q_1-q_2}\frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2\left[\left(\frac{k_1+d}{c}q_2 - q_1\right)\mathrm{e}^{k_1 z} - \left(\frac{k_2+d}{c}q_2 - q_1\right)\mathrm{e}^{k_2 z}\right] + \mu_1 P_{1.0},$$

и функцию $\bar{p}_1$ распределения деталей в бункере по уровням в постоянном процессе:

$$\bar{p}_1 = \frac{1}{\lambda_1+\lambda_2}\frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P\left[\left(\mu_1\frac{k_1+d}{c} + \mu_2\right)\mathrm{e}^{k_1 z} - \left(\mu_1\frac{k_2+d}{c} + \mu_2\right)\mathrm{e}^{k_2 z}\right] - \mu_1 P_{1.0}.$$

Функцию $p_1(z\tau_1) = \bar{p}_1(z\tau_1)\,\tilde{p}_1(z\tau_1)$ представим в виде:

$$p_1(z\tau_1) = \frac{\mu_1 p_{1.1}(z\tau_2)}{\lambda_1+\lambda_2} + \frac{\mu_2 p_{2.1}(z\tau_1)}{\lambda_1+\lambda_2} + \frac{q_2 p_{1.1}(z\tau_2) - q_1 p_{2.1}(z\tau_1)}{(q_1-q_2)}.$$

Формулу для определения вероятности $P_{1.0}$ находим для АЛ в состоянии отказа "1.0", использовав уравнение (22).

Подставив в уравнение (4) значение функции $p_{1.1}(0)$, определим вероятность:

$$P_{1.0} = \frac{1}{\Delta_0}\frac{\lambda_1}{\mu_1}\frac{q_2}{q_1}P_2\left(\frac{k_1+d}{c} - \frac{k_2+d}{c}\right). \quad (27)$$

Из уравнения (9) определим вероятность:

$$P_{2.2} = \frac{\lambda_1\frac{q_2}{q_1} + \lambda_2}{\mu_2}P_2 - \frac{q_1-q_2}{\mu_2 q_1}\tilde{p}_1(z_{\max}). \quad (28)$$

Согласно формулам (27), (28) вероятности $P_{1.0}$ и $P_{2.2}$ зависят только от одной вероятности P_2, для определения которой используется условие полноты системы:

$$P_2 + P_1 + P_{1.1} + P_{2.1} + P_{1.0} + P_{2.2} = 1. \quad (29)$$

Проинтегрировав функции $p_{1.1}(z\tau_2)$ и $p_{2.1}(z\tau_1)$, получим формулы вероятностей:

$$P_{1.1}(z\tau_2) = \frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2\left(\frac{k_1+d}{c}\frac{\tau_2}{\tau_1}\frac{\mathrm{e}^{k_1 z_{\max}\tau_1}-1}{k_1} - \frac{k_2+d}{c}\frac{\tau_2}{\tau_1}\frac{\mathrm{e}^{k_2 z_{\max}\tau_1}-1}{k_2}\right);$$

$$P_{2.1}(z\tau_1) = \frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2\left(\frac{\mathrm{e}^{k_1 z_{\max}\tau_1}-1}{k_1} - \frac{\mathrm{e}^{k_2 z_{\max}\tau_1}-1}{k_2}\right);$$

$$P_1 = \frac{\mu_1}{\lambda_1+\lambda_2}P_{1.1} + \frac{\mu_2}{\lambda_1+\lambda_2}P_{2.1} + \frac{q_2 P_{1.1} - q_1 P_{2.1}}{(q_1-q_2)}.$$

Подставив вероятности в условие (29) полноты системы, получим:

$$P_2 = 1/(1 + P_1^* + P_{1.1}^* + P_{2.1}^* + P_{1.0}^* + P_{2.2}^*),$$

где индекс "звездочка" указывает, что в формуле вероятности отсутствует множитель P_2.

Вычислив вероятность P_2, можно определить вероятности других состояний, построить графики распределений деталей в бункере по уровням и общие характеристики АЛ:

1) коэффициент готовности АЛ:

$$\eta_г = P_1 + P_2 + P_{1.1};$$

2) коэффициент наложенных потерь участка 1 на участок 2:

$$\delta_{1\to 2} = P_{1.0}/(P_{1.0} + P_{1.1});$$

3) коэффициент наложенных потерь участка 2 на участок 1:

$$\delta_{2\to 1} = P_{2.2}/(P_{2.2} + P_{2.1}).$$

Коэффициент $\eta_г$ определяет наибольшую производительность АЛ, если нет внешних помех: всегда имеются детали на входе в АЛ, никогда не отключается электросеть и т. д. Коэффициент δ определяет, какая доля потерь одного участка добавляется к собственным потерям другого участка.

Подбирая характеристики λ_1, λ_2, μ_1, μ_2 надежности участков, их производительности q_1, q_2 и емкость бункера $z_{max}\tau$, можно по формулам определить лучший вариант системы, что позволит проектировать более совершенные автоматические линии.

Определение частного решения

Решение, полученное для АЛ непрерывного действия структуры "2×1" с участками производительностями $q_1 > q_2$, является общим решением для той же линии, но с участками производительностями $q_1 = q_2$. Это означает, что полученные формулы при подстановке в них значения $q_1 = q_2$ должны переходить в формулы частного решения. Однако при доказательстве этого возникают трудности, так как граф состояний АЛ непрерывного действия и математическая модель не содержат главного состояния "0", вероятности P_0, уравнения этого состояния и связи с вероятностью $P_{1.0}$ в отличие от частного решения, для которого на рис. 2 показан граф состояний.

Рассмотрим эти вопросы и вычислим компоненты характеристического уравнения (24). В формуле (19) коэффициента a первое слагаемое числителя и знаменатель образуют неопределенность вида 0/0. Раскрывая неопределенность по правилу Лопиталя, продифференцирован отдельно числитель и знаменатель дроби по переменной $(q_1 - q_2)$, получим:

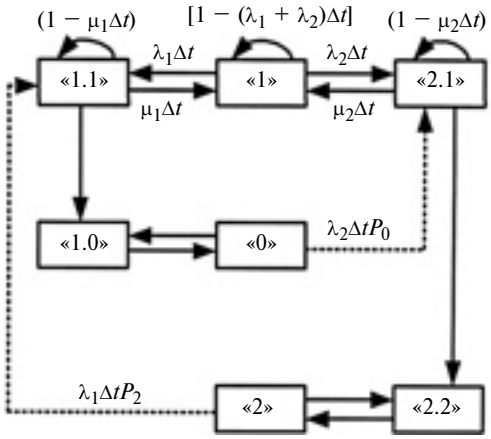


Рис. 2. Граф состояний АЛ структуры "2×1" с участками производительностями $q_1 = q_2$

$$a|_{q_1 = q_2} = \frac{\lambda_2\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2}.$$

Поступая аналогично с другими коэффициентами уравнения (24), имеем:

$$b|_{q_1 = q_2} = \frac{\lambda_1\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2}; \quad c|_{q_1 = q_2} = \frac{\lambda_2\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2};$$

$$d|_{q_1 = q_2} = \frac{\lambda_1\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2}.$$

Видим, что выполняются следующие равенства:

$$a = c|_{q_1 = q_2} = \frac{\lambda_2\mu_1}{\lambda_1 + \lambda_2}; \quad b = d|_{q_1 = q_2} = \frac{\lambda_1\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2};$$

$$(ad - bc)|_{q_1 = q_2} = 0.$$

Тогда характеристическое уравнение (24) и его корень имеют вид:

$$k^2 - \frac{aq_1 - dq_2}{q_2}k = 0; \quad k|_{q_1 = q_2} = \frac{\lambda_2\mu_1 - \lambda_1\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2},$$

т. е. корень k совпадает с корнем частного решения

$$\omega = \frac{\lambda_2\mu_1 - \lambda_1\mu_2}{\lambda_1 + \lambda_2}.$$

Следовательно, чтобы из общего решения получить частное, следует в полученных формулах исключить слагаемые с корнем k_2.

Покажем это на примере формулы (26) для функции $p_{1.1}(z\tau_2)$. Исключив слагаемое с корнем k_2, получим:

$$p_{1.1}(z\tau_2) = \frac{1}{\Delta_0}\lambda_1\frac{q_2}{q_1}P_2\frac{k_1+d}{c}\,\mathrm{e}^{k_1 z\tau_1}. \qquad (30)$$

Преобразуем компоненты формулы (30):

$$\frac{k_1+d}{c} = \frac{a-d+d}{c} = \frac{a}{c} = 1; \quad \Delta_0 = \mathrm{e}^{k_1 z_{\max}\tau_1}.$$

Тогда функция $p_{1.1}(z\tau)$ имеет вид:

$$p_{1.1}(z\tau) = \frac{\lambda_1 P_2}{\mathrm{e}^{\omega z_{\max}\tau}}\mathrm{e}^{\omega z\tau}.$$

Аналогичный вид принимает и функция $p_{2.1}(z\tau)$:

$$p_{2.1}(z\tau) = \frac{\lambda_1 P_2}{\mathrm{e}^{\omega z_{\max}\tau}}\mathrm{e}^{\omega z\tau}.$$

При переходе к частному решению выполняется физический переход от графа состояний на рис. 1 к графу состояний на рис. 2. Появляется главное состояние "0", начальное условие $\lambda_2 P_0 = p_{2.1}(0) \neq 0$ и выполняются равенства:

$$\lambda_2 P_0 = \frac{\lambda_1 P_2}{\mathrm{e}^{\omega z_{\max}\tau}}; \quad P_2 = \frac{\lambda_2}{\lambda_1}P_0\mathrm{e}^{\omega z_{\max}\tau},$$

а функции $p_{1.1}$ и $p_{2.1}$ принимают вид:

$$p_{1.1}(z\tau) = p_{2.1}(z\tau) = \lambda_2 P_0\mathrm{e}^{\omega z\tau}.$$

Таким образом, имеем:

$$p_1(z\tau) = \lambda_2 P_0\frac{\mu_1+\mu_2}{\lambda_1+\lambda_2}\mathrm{e}^{\omega z\tau};$$

$$P_{2.2} = \left.\frac{\lambda_1\frac{q_2}{q_1}+\lambda_2}{\mu_2}P_2 - \frac{q_1-q_2}{\mu_2 q_1}\tilde{p}_1(z_{\max})]\right|_{q_1=q_2} = \frac{\lambda_1+\lambda_2}{\mu_2}P_2;$$

$$P_{1.0} = \left.\frac{1}{\Delta_0}\frac{\lambda_1}{\mu_1}\frac{q_2}{q_1}P_2\frac{k_1+d}{c}\right|_{q_1=q_2} = \frac{\lambda_2}{\mu_1}P_0.$$

Однако формула (31) должна иметь вид

$$P_{1.0} = \frac{\lambda_1+\lambda_2}{\mu_1}P_0. \qquad (31)$$

Несовпадение объясняется тем, что при выводе уравнения $0 = -\mu_1 P_{1.0} + q_2 p_{1.1}(0)$ использовали граф, представленный на рис. 1, который не содержит состояния "0". Когда $q_1 = q_2$, выполняется переход к графу на рис. 2, который содержит состояние "0", поэтому необходимо добавить слагаемое $\lambda_1 P_0$, получим:

$$0 = -\mu_1 P_{1.0} + qp_{1.1}(0) + \lambda_1 P_0. \qquad (32)$$

С учетом того, что слагаемое $qp_{1.1}(0) = \lambda_2 P_0$, уравнение (32) принимает вид: $\mu_1 P_{1.0} = \lambda_1 P_0 + \lambda_2 P_0$. При этом вероятность $P_{1.0} = \frac{\lambda_1+\lambda_2}{\mu_1}P_0$.

Если при переходе к частному решению графы состояний не совпадают, то необходимы некоторые математические операции для восстановления формул тех вероятностей, у которых изменились условия их формирования.

Следовательно, общее решение для АЛ непрерывного действия позволяет получить все формулы частного решения проф. А. П. Владзиевского [3].

Функции $p_{1.1}(z\tau_2)$ и $p_{2.1}(z\tau_1)$ решения задачи удовлетворяют системе дифференциальных уравнений (20), (21). Таким образом, поставленная задача решена.

Выводы

1. Решение для АЛ непрерывного действия с участками разной производительности, как и для АЛ дискретного действия, стало возможным благодаря тому, что были обнаружены и определены невидимые переменные и постоянные процессы.

2. В АЛ непрерывного действия с участками разной производительности действуют только случайные процессы, а в АЛ дискретного действия к случайным процессам добавляются детерминированные процессы.

3. Методика решения задач для АЛ указанного класса структуры "2×1" правомерна и для АЛ более сложных структур ("3×2" и выше).

Данная работа создает теоретическую базу поиска решений для более широкого класса автоматических линий с участками разной производительности. Результаты могут быть использованы при разработке, исследованиях и эксплуатации автоматических линий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Горчев В. С.** Методика решения задач для автоматических линий с участками разной производительности // Вестник машиностроения. 2014. № 8. С. 12—21.

2. **Севастьянов Б. А.** Задача о влиянии емкости бункеров на среднее время простоя автоматической линии станков. Теория вероятностей и ее применения. М.: Изд-во АН СССР. 1962. Т. 7. Вып. 4. С. 438—446.

3. **Владзиевский А. П.** Автоматические линии в машиностроении. М.: Машгиз, 1958. Кн. 1. С. 358—377.

УДК 629.1.07:621.86.017

Д. В. ГРОХОВСКИЙ, д-р техн. наук (Государственный морской ТУ, г. Санкт-Петербург),
e-mail: donat-grokhovskii@yandex.ru

Новый метод расчета канатных лебедок механизма подъема грузов плавучих кранов

Предложен новый метод расчета канатных лебедок механизма подъема грузов плавучих кранов на основе предварительного выбора диаметра каната и материала барабана.

Ключевые слова: плавучий кран, механизм подъема грузов, лебедка, расчет.

The new method of analysis of rope winches of hoisting mechanism of floating cranes, basing on the preliminary selection of rope diameter and cage material, is suggested.

Keywords: floating crane; hoisting mechanism; winch; analysis.

Расчет канатных лебедок механизмов подъема грузов кранов [особенно плавучих (ПК)] ввиду их большой грузоподъемности ведется методом последовательных приближений в основном путем варьирования кратностью полиспаста [1]. В данной статье предлагается метод расчета, основанный на предварительном выборе диаметра каната и материала барабана. Преимущества нового метода — быстрый расчет, что подтверждено практикой для ряда используемых на практике кранов.

В основе расчета лежит зависимость [1, формула (6)], которая для сдвоенного полиспаста имеет вид:

$$\sigma_{сж} = 0{,}5Q/(K_т e d_к^2 i_d) \le [\sigma_{сж}], \qquad (1)$$

где Q — грузоподъемность крана, т; $K_т$ — коэффициент толщины обечайки барабана; e — коэффициент, учитывающий условия работы и тип грузоподъемного устройства; $d_к$ — диаметр каната, мм; i_d — кратность полиспаста; $[\sigma_{сж}]$ — допустимое напряжение сжатия обечайки барабана, МПа.

Из формулы (1) следует:

$$\lambda_d = d_к^2 i_d = 0{,}5Q/(K_т e[\sigma_{сж}]), \qquad (2)$$

где λ_d — параметр грузоподъемности крана.

Принимая средние значения входящих в формулы (1) и (2) величин $K_т = 0{,}025$; $e = 25$; $n = 4$ имеем:

$$\lambda_d = 8 \cdot 10^{-3} Q/[\sigma_{сж}], \text{ мм}^2. \qquad (3)$$

Для плавучих кранов характерны значительные напряжения сжатия обечайки барабана и усилия в канате, поэтому из рекомендуемого ряда значений $[\sigma_{сж}] = 170$; 180; 210; 225; 230 МПа [2, табл. V.2.12] примем наибольшее значение $[\sigma_{сж}] = 230$ МПа (сталь 55Л-1).

Натяжение S каната и его разрывное усилие $P_{раз}$ определяются выражениями:

$$S = 1{,}05Q/(2i_d\eta) = 0{,}56Q/i_d; \qquad (4)$$

$$P_{раз} = 4S = 2{,}24 \cdot 10^4 Q/i_d, \text{ Н}, \qquad (5)$$

где $\eta = 0{,}93$ — КПД полиспаста.

Из формул (2)—(5) находим диаметр каната и его характеристики. Для ПК "Севастополец" согласно данным работы [3] из формулы (2) получим:

$$d_{кС} = \sqrt{0{,}5Q/(K_т e[\sigma_{сж}]i_d)}.$$

Подставив в формулу (2) значения $K_т = 0{,}022$, получим $d_к = 37{,}3$ мм. Принимаем ближайшее значение диаметра каната $d_к = 37{,}5$ мм, относительная погрешность составляет 0,53 %.

По формулам (4) и (5) находим натяжение S каната и его разрывное усилие $P_{раз}$ $S = 196$ кН; $P_{раз} = 784$ кН.

К сожалению, действующими ГОСТ 3088—80 и ГОСТ 7669—80 установлены несколько иные размеры канатов: $d_к = 38{,}5$ мм (из проволок с $\sigma = 190$ МПа; $P_{раз} = 980$ кН) и $d_к = 36{,}5$ мм (из проволок с $\sigma = 190$ МПа; $P_{раз} = 930$ кН) [4, приложения 4 и 8].

Выполним расчеты для ПК "Волгарь" [3] сначала с использованием средних значений величин, входящих в формулу (2), затем по той же формуле, но с подстановкой действительных значений: $e = 0{,}036$ и $K_т = 38$.

Со средними значениями величин получим $\lambda_d^* = 487$ см^2. Приняв $i_d = 8$, получим $d_к = 78$ мм, что превышает максимальный диаметр $d_к = 72$ мм каната типа ЛК-РО ГОСТ 7688—80.

Подставив в формулу (2) действительные значения e и $K_т$ [3], получим: $\lambda_d = 222$ см^2 и $d_к = 52{,}7$ мм. Принимаем ближайшее значение диаметра каната $d_к = 54$ мм, что соответствует действительности (относительная погрешность составляет 2,46 %).

Для подтверждения правильности предложенного расчета канатных лебедок рассчитаем механизмы подъема для ПК грузоподъемностями $Q_1 = 3000$ т и $Q_2 = 3600$ т, используемых на судоверфи Koje Island Shipyard в Южной Корее [5].

Для $Q_1 = 3000$ т.

Принимаем условия:

1) диаметр каната типа ЛК-РО конструкции 6×36 (1 + 7 + 7/7 + 14) + 1 о.с. (ГОСТ 7688—80)

(фирма "Ритм—НН", г. Нижний Новгород) равен его максимальному значению: $d_к = 72$ мм;

2) барабан изготовлен из стали 55Л-1 (максимальное напряжение сжатия обечайки барабана $\sigma_{сж} = 230$ МПа).

По формуле (2) находим $\lambda_d = 1040$ см^2.

Если по аналогии с ПК "Волгарь" принять $i_d = 8$, то получим $d_к = (1040/8)^{0,5} = 114$ мм, что значительно превышает принятое условие 1. Поэтому примем другие наиболее близкие значения для ПК "Волгарь" — $K_т = 40$ и $e = 0,031$.

Согласно формуле (2) кратность полиспаста $i_d = \lambda_d/d_к^2 = 1040/7,2^2 = 20$, что явно исключает возможность создания рациональной конструкции механизма подъема — для этого значение i_d должно быть кратным 8. Поэтому приняв $i_d = 16$, находим $\lambda_d^* = 829,4$ см^2. По λ_d и λ_d^* определим действительные значения $K_т$ и е: $K_т e = \lambda_d/\lambda_d^* = 1,254$.

Приняв е = 40, находим $K_т = 0,031$, что совпадает с ранее принятыми значениями.

Выполненные расчеты свидетельствуют о правильности формул, предложенных в работе [1].

Из полученных данных следует, что для ПК большой грузоподъемности значения $K_т$, e, n и др. должны быть существенно выше рекомендуемых для других ПК. Кроме того, как и предполагалось в работе [3], ПК большой грузоподъемности должны иметь восьмибарабанную конструкцию механизма подъема.

Зная диаметр каната и число барабанов, рассчитаем основные параметры механизма подъема грузов ПК: диаметр барабана $D_б = ed_к = 2880 \approx 2900$ мм; шаг навивки $t_к = 1,1 \cdot 72d_к \approx 80$ мм. Приняв высоту подъема груза $H = 150$ м (по аналогии с ПК "Волгарь"), находим число витков нарезки восьми барабанов:

$$z = 2Hi_d/(\pi D) + 6 = 533.$$

Общая длина нарезанной части барабанов $L = t_к z = 43\ 706$ мм. Длина каждого барабана $l = 43\ 706/8 = 5460$ мм.

По формуле (4) находим натяжение каната: $S = 1040$ кН, а по формуле (5) — разрывное усилие:

$$P_{раз} = 4160 \text{ кН}.$$

Выбранный канат из проволок с $\sigma = 180$ МПа имеет $P_{раз} = 4085$ кН. Расхождение с расчетным значением составляет 1,8 %, что вполне допустимо. При этом длина каната — 4800 м, масса — 95 т.

Для $Q_2 = 3600$ т (ПК такой грузоподъемности используется в Великобритании для судостроения).

Из предыдущего расчета следует, что грузоподъемность $Q_1 = 3000$ т является для ПК предельной по всем показателям. Следовательно, можно предположить, что механизм подъема грузов ПК грузоподъемностью $Q_2 = 3600$ т выполнен в виде комбинированного устройства, состоящего из механизма главного подъема грузоподъемностью $Q^* = 3000$ т (расчет приведен выше) и вспомогательных талей грузоподъемностью $q = 600$ т. Заметим, что аналогичное решение было использовано в механизме подъема грузов ПК "Волгарь" ($Q^* = 1000$ т и $q = 400$ т).

Приведенные расчеты базировались на данных отечественных стандартов (диаметры и разрывные усилия канатов, материал барабанов, соотношения диаметров канатов и барабанов и т. д.). Возможно, что для канатных лебедок зарубежных ПК данные параметры существенно отличаются от отечественных. Поэтому конструкции канатных лебедок зарубежных ПК могут быть тоже иными.

Отметим также, что в механизмах подъема можно использовать трехбарабанную лебедку (рисунок) с двумя приводными двигателями, вращающими три барабана с помощью планетарно-дифференциальной зубчатой передачи. Идея такого привода изложена в А. с. 1030225 СССР (1982 г.)

В конструкции данной лебедки валы *1* и *2* тяговых электродвигателей (не показаны) жестко соединены с эпициклами *3* и *4* планетарных редукторов, сцепленными с сателлитами *5—8*, оси которых закреплены на водилах *9* и *10*, кинематически связанных с шестернями *11* и *12*, каждая из которых находится в зацеплении с тремя промежуточными зубчатыми колесами (соответственно *13—15* и *16—18*), в свою очередь сцепленными с ведомыми зубчатыми колесами *19—21* барабанов (не показаны).

Центральные шестерни *22* и *23* обоих планетарных редукторов соединены между собой посредством четного числа (в данном случае — 2) промежуточных зубчатых колес *24* и *25*, свободно вращающихся на своих осях, а ведущие эпициклы *3* и *4* каждого редуктора снабжены тормозными механизмами *26* и *27*.

При одновременном вращении в одну сторону валов *1* и *2* вращаются эпициклы *3* и *4* и сцепленные с ними сателлиты *5—8*, которые обкатываются по центральным шестерням *22* и *23*, неподвижность которых обеспечивается однонаправленностью действующих на них вращающих моментов и кинематической связью центральных шестерен между собой с помощью промежуточных зубчатых колес *24*, *25*.

При обкатывании сателлитами *5—8* центральных шестерен *22* и *23* вращаются водила *9* и *10*, через которые с помощью промежуточных валов *28* и *29* вращение передается шестерням *11* и *12* и через промежуточные зубчатые колеса — барабанам.

При работе одного тягового двигателя (в случае малой нагрузки или при выходе из строя второго двигателя), например при вращении вала *1*, вал *2* и

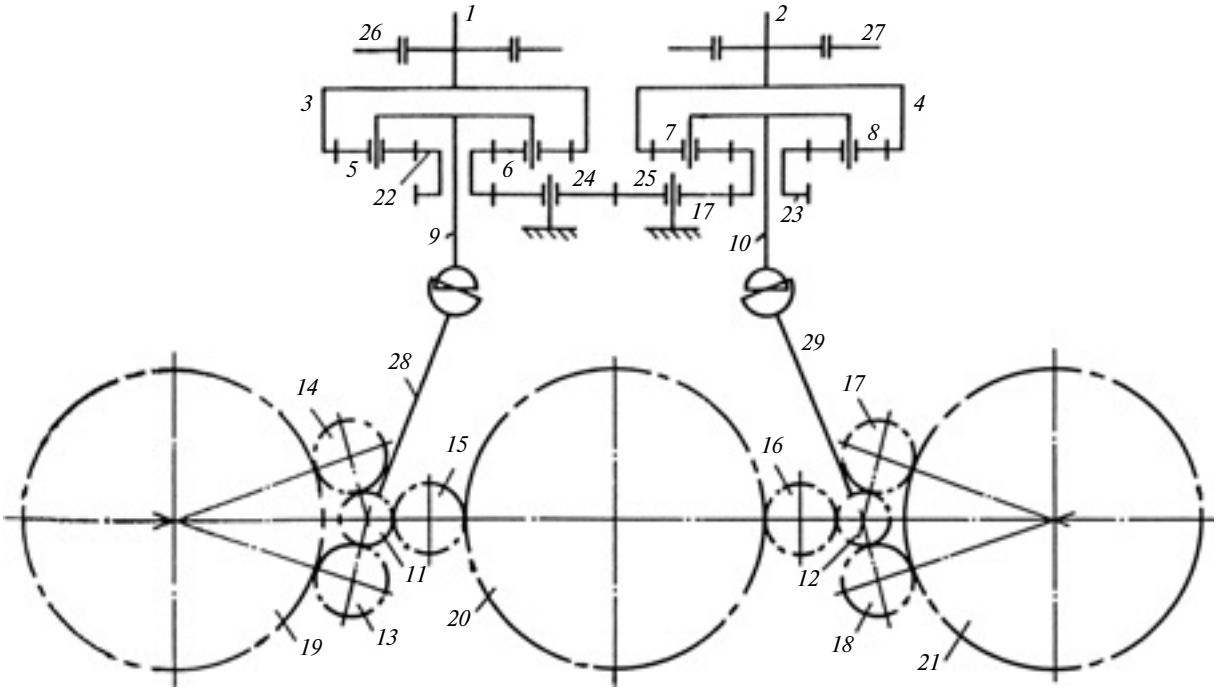


Схема трехбарабанной лебедки

эпицикл *4* останавливаются с помощью тормозного механизма *27*, при этом тормозной механизм *26* должен быть выключен.

В этом случае планетарный редуктор неработающего тягового электродвигателя выполняет функции обычного дифференциального редуктора, частота вращения водила *10* которого меньше, чем при работе с двумя двигателями. Тогда через промежуточные зубчатые колеса *24* и *25* приводятся во вращение центральная шестерня *23* и сцепленные с нею сателлиты *7* и *8*, которые обкатываются по неподвижному эпициклу *4*. При этом согласно кинематике планетарного редуктора направления вращения центральной шестерни *23* и водила *10* противоположны, но так как вращение шестерен *22* и *23* происходит в противоположных направлениях, то направления вращения водил *9* и *10* одинаковы, частоты их вращения также одинаковы.

Аналогично работает передаточный механизм при выключении или выходе из строя другого двигателя.

Достоинства данной канатной лебедки очевидны: наличие двух приводных двигателей вместо трех; равномерное распределение мощности между всеми барабанами; возможность двухскоростного режима подъема груза с помощью затормаживания одного из двигателей; подвод мощности к каждому барабану двумя потоками, что позволяет уменьшить ширину нарезанной части шестерен и зубчатого колеса, смонтированного на ободе барабана.

Поскольку канатные лебедки компонуются попарно, то предложенная конструкция означает использование шестибарабанной лебедки вместо установленной на ПК "Волгарь" четырехбарабанной лебедки или восьмибарабанной (ПК грузоподъемностью 3000 и 3600 т) со всеми вытекающими отсюда преимуществами.

При восьмибарабанной лебедке согласно предыдущим расчетам длина барабанов составит ≈7350 мм, т. е. более чем в 2 раза будет больше диаметра барабана, что потребует некоторого увеличения последнего с целью обеспечения требований жесткости обечайки.

В Южной Корее [5] создан ПК грузоподъемностью 8000 т с двумя стрелами. Возможно, данный кран создан на базе ПК грузоподъемностью 3600 т путем удвоения числа стрел и с увеличенной грузоподъемностью вспомогательных талей до 1000 т.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гроховский Д. В.** Расчет механизма подъема грузоподъемных кранов // Вестник машиностроения. 1989. № 2. С. 34—37.

2. **Справочник** по кранам. В 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Техническая эксплуатация кранов / А. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др. Л.: Машиностроение, 1988. 560 с.

3. **Гроховский Д. В.** Расчет механизмов подъема грузов плавучих кранов большой грузоподъемности // Вестник машиностроения. 2014. № 7. С. 35—37.

4. **Маркель И. И.** Крановые канаты. М.: Машиностроение, 1983. 127 с.

5. **Плавучие** краны грузоподъемностью 3000 и 3600 т фирмы "Koje Island Shipyard" (Южная Корея) // Судостроение. 2006. № 2. С. 62.

УДК [004.8.032.26:623.455].001.573

Е. М. БАРАНОВА, А. Н. БАРАНОВ, кандидаты технических наук (ТулГУ, г.Тула), e-mail: stroymaster@tula.net

Построение математической модели полета пули на основе ее массогабаритных параметров

Получена и проверена на адекватность математическая модель полета пули, связывающая ее массогабаритные параметры с кучностью попадания в цель. Установлены значимости коэффициентов модели.

Ключевые слова: математическая модель, оценка методом наименьших квадратов, статистический анализ.

The mathematical model of bullet fly, which associates its mass and dimensional parameters with accuracy of hits, is obtained and checked for adequacy. The significances of model coefficients are determined.

Keywords: mathematical model; assessment by least square method; statistical analysis.

Меткость стрельбы снижается из-за различных неисправностей оружия и боеприпасов. Непостоянство массовых и габаритных параметров боеприпасов влияет на меткость стрельбы, изменяя положение средней точки попадания в цель и увеличивая рассеяние точек попадания, т. е. ухудшая кучность стрельбы.

Для улучшения кучности стрельбы из спортивного оружия важно не только оптимизировать конструкцию оружия, но и улучшить показатели качества патронов. Для решения задачи необходимо установить влияние строения патрона на результат стрельбы, т. е. кучность, и построить математическую модель этого явления [1, 2]. Для исследований необходимо составить план эксперимента и выполнить настрел патронов.

В качестве статических и статико-динамических входных параметров (факторов планирования) приняты: u_1 — масса пули; u_2 — биение дульца гильзы (соосность); u_3 и u_4 — глубины посадки пули соответственно для гильзы и для пули; u_5 — биение патрона. Откликом в модели является кучность стрельбы — отношения расстояний от края гильзы (кончика пули) до сечения с заданными диаметрами: на гильзе — ∅9 мм, на пуле — ∅7,85 мм. Эксперимент проводили на спортивно-охотничьих патронах калибра 7,62 мм.

Кучность стрельбы регламентируется группой точности патрона:

Группа точности патрона	1	2	3	4
Кучность стрельбы, мм.	<26	26÷30	31÷35	>35

В табл. 1 представлены диапазоны значений факторов эксперимента, соответствующие группе точности патрона.

Для измерения массы пули использовали электронные весы с погрешностью 0,02 г. Биение дульца гильзы и патрона измеряли с помощью индикатора и призмы-подставки. Глубину посадки пули для пули и гильзы измеряли с помощью индикатора и двух матриц. Погрешность индикатора составляла 0,01 мм.

Для каждого патрона с помощью построенной в процессе эксперимента модели нашли группу точности.

При построении плана-матрицы использовали дробный факторный эксперимент (ДФЭ), который позволяет значительно сократить число опытов, т. е. обладает большей насыщенностью. При ДФЭ факторы поделили на две группы: основные и вспомогательные (дополнительные). Число вспомогательных факторов — v, основных — $(n - v)$, число опытов — 2^{n-v}, где n — число факторов в эксперименте, влияющих на отклик.

Поставив 16 опытов для оценки влияния пяти факторов, можно воспользоваться половиной полного факторного эксперимента (ПФЭ) 2^5 или так называемой полурепликой. При реализации обеих полуреплик получены раздельные оценки для линейных эффектов и эффектов взаимодействия, как и в ПФЭ типа 2^5. Объединение двух полуреплик представляет собой ПФЭ 2^5. В текущем планировании $u_1 \div u_4$ — основные факторы, u_5 — вспомогательный.

Для построения матрицы ДФЭ создано генерирующее соотношение, определяющее, какому произведению основных факторов соответствует дополнительный фактор. Для построения полуреп-

Таблица 1

Фактор	Значения фактора для группы точности патрона			
	1	2	3	4
1. Масса пули, г	11,87÷11,88	11,89÷11,90	11,91÷11,92	—
2. Биение дульца гильзы (соосность), мм	0÷0,03	0,04÷0,06	0,07÷0,09	—
3. Глубина посадки пули (для гильзы)	−0,1÷−0,06	−0,05÷0	0÷0,05	0,06÷0,1
4. Глубина посадки пули (для пули)	−0,1÷−0,06	-0,05÷0	0÷0,05	0,06÷0,1
5. Биение патрона, мм	0÷0,07	0,07÷0,15	0,15÷0,25	—

лики типа 2^{5-1} возможны разные генерирующие соотношения, разрешающая способность которых различна. Наилучшей разрешающей способностью обладают те реплики, которые в качестве генерирующего соотношения используют произведения всех основных факторов.

Итак, полуреплика может быть задана генерирующими соотношениями видов $u_5 = u_1u_2u_3u_4$ и $u_5 = -u_1u_2u_3u_4$. Определяющими контрастами в рассматриваемом случае будут два соотношения $1 = u_1u_2u_3u_4u_5$ и $1 = -u_1u_2u_3u_4u_5$. Таким образом, получены планы с разрешающей способностью V, обозначенные 2_V^{5-1}.

Матрицу ДФЭ записываем как матрицу ПФЭ типа 2^m, где $m = n - v = 5 - 1 = 4$. В первом столбце матрицы знаки "+" и "−" меняются на каждой строке, в каждом последующем столбце частота смены знаков уменьшается в 2 раза по сравнению с предыдущим столбцом. В четвертом столбце первая половина имеет знак "+", а вторая половина — знак "−". Пятый столбец вычисляется в соответствии с выбранной репликой.

В табл. 2 представлена план-матрица эксперимента.

Реализация ДФЭ осуществлялась в случайной последовательности. Предварительно была осуществлена рандомизация матрицы плана, в процессе которой определили случайную последовательность строк матрицы плана.

Матрица базисных функций, соответствующая ДФЭ, имеет вид:

$$F = \begin{pmatrix} & u_1 & u_2 & u_3 & u_4 & u_5 \\ +1 & +1 & +1 & +1 & +1 & +1 \\ +1 & -1 & +1 & +1 & +1 & -1 \\ +1 & +1 & -1 & +1 & +1 & -1 \\ +1 & -1 & -1 & +1 & +1 & +1 \\ +1 & +1 & +1 & -1 & +1 & -1 \\ +1 & -1 & +1 & -1 & +1 & +1 \\ +1 & +1 & -1 & -1 & +1 & +1 \\ +1 & -1 & -1 & -1 & +1 & -1 \\ +1 & +1 & +1 & +1 & -1 & -1 \\ +1 & -1 & +1 & +1 & -1 & +1 \\ +1 & +1 & -1 & +1 & -1 & +1 \\ +1 & -1 & -1 & +1 & -1 & -1 \\ +1 & +1 & +1 & -1 & -1 & +1 \\ +1 & -1 & +1 & -1 & -1 & -1 \\ +1 & +1 & -1 & -1 & -1 & -1 \\ +1 & -1 & -1 & -1 & -1 & +1 \end{pmatrix}. \qquad (1)$$

Следующие этапы работы — отбор необходимых патронов и проведение эксперимента (настрел спортивно-охотничьих патронов в тире).

Таблица 2

u_1	u_2	u_3	u_4	$u_5 = u_1u_2u_3u_4$	Серия	
					1-я	2-я
−1	−1	−1	−1	+1	3	10
+1	−1	−1	−1	−1	1	15
−1	+1	−1	−1	−1	14	4
+1	+1	−1	−1	+1	8	11
−1	−1	+1	−1	−1	16	9
+1	−1	+1	−1	+1	4	7
−1	+1	+1	−1	+1	2	14
+1	+1	+1	−1	−1	15	12
−1	−1	−1	+1	−1	11	3
+1	−1	−1	+1	+1	5	2
−1	+1	−1	+1	+1	12	5
+1	+1	−1	+1	−1	6	8
−1	−1	+1	+1	+1	9	13
+1	−1	+1	+1	−1	7	1
−1	+1	+1	+1	−1	10	16
+1	+1	+1	+1	+1	13	6

В результате получили следующие значения выхода Y_N^m, где $N = 16$ — число экспериментов, $m = 2$ — число серий:

$$Y_{16}^2 = \begin{pmatrix} 26 & 30 \\ 49 & 45 \\ 33 & 29 \\ 28 & 32 \\ 27 & 29 \\ 35 & 31 \\ 21 & 23 \\ 38 & 34 \\ 21 & 25 \\ 38 & 34 \\ 19 & 17 \\ 29 & 33 \\ 19 & 21 \\ 40 & 36 \\ 29 & 25 \\ 31 & 33 \end{pmatrix}.$$

После проведения эксперимента были вычислены МНК-оценки неизвестных параметров модели и проведен статистический анализ полученной регрессионной модели.

Если модель эксперимента линейна, интересующая функция отклика (уравнение регрессии) имеет вид:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^{n} a_i u_i + \sum_{\substack{i,j=1 \\ i<j}}^{n} a_{ij} u_i u_j + e.$$

Следует отметить, что проведение эксперимента, получение математической модели при ДФЭ и проверка ее адекватности совпадают с аналогич-

ными процедурами полного факторного эксперимента.

При ортогональном планировании первого порядка при вычислении МНК-оценок ($\hat{\vec{A}}$) используются усредненные значения $\vec{Y}$ выхода:

$$\hat{\vec{A}} = (F^T F)^{-1} F^T \vec{Y};$$

$$\vec{Y} = (\bar{y}_1, \bar{y}_2, ..., \bar{y}_N),$$

где $\bar{y}_i = \dfrac{\sum_{j=1}^{m} y_{ij}}{m}$; $i = \overline{1, N}$.

С учетом свойств матрицы (1) базисных функций F нахождение коэффициентов модели упрощается: $\hat{\vec{A}} = \dfrac{1}{N} F^T \vec{Y}$.

Получим оценки элементов вектора $\hat{\vec{A}}$:

$$\hat{y} = 29{,}9375 + 5{,}4375u_1 - 1{,}6875u_2 - 0{,}5425u_3 - \\ - 1{,}9375u_4 - 2{,}5625u_5. \quad (2)$$

Коэффициенты при независимых переменных уравнения (2) указывают на значимость факторов. Статистический анализ регрессионной модели при активном экспериментировании начинался с проверки гипотезы о воспроизводимости результатов эксперимента. Эксперимент является воспроизводимым, если в каждой точке плана генеральная дисперсия выхода одинакова. Дисперсии в точках плана можно оценить на основе матрицы значений выхода $\vec{Y}$ следующим образом:

$$S_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{j=1}^{m} (y_{ij} - \bar{y}_i)^2,$$

где S_i^2 — построчные дисперсии.

Для рассматриваемого случая получили:

$$S_1^2 = S_2^2 = S_3^2 = S_4^2 = 8; \quad S_5^2 = 2; \quad S_6^2 = 8;$$
$$S_7^2 = 2; \quad S_8^2 = S_9^2 = S_{10}^2 = 8; \quad S_{11}^2 = 2;$$
$$S_{12}^2 = 8; \quad S_{13}^2 = 2; \quad S_{14}^2 = S_{15}^2 = S_{16}^2 = 2.$$

Гипотезу воспроизводимости проверяли на основе критерия Кохрена (G-распределения):

$$G_{\text{р}} \approx \frac{S_{\max}^2}{\sum_{i=1}^{N} S_i^2} = \frac{8}{92} = 0{,}086956522.$$

Если расчетный критерий Кохрена меньше табличного: $G_{\text{р}} < G_{\text{т}}$, то эксперимент можно признать воспроизводимым. В данном случае $G_{\text{т}} = 0{,}1429$, т. е. условие воспроизводимости выполняется. В качестве оценки дисперсии внешнего шума принимается среднеарифметическое значение всех построчных дисперсий:

$$S_e^2 = \frac{\sum_{i=1}^{N} S_i^2}{N} = 5{,}75.$$

Далее проверяли, все ли факторы влияют на кучность стрельбы.

Проверка значимости факторов сводилась к проверке (оценке) коэффициентов $a_1, a_2, ..., a_q$ на их отличие от нуля.

Проверка значимости i-го коэффициента модели эквивалентна проверке гипотезы о том, что $a_i = 0$ (нуль-гипотеза). Исходными данными нулевой гипотезы являются оценки коэффициентов и дисперсия (точность) оценки. Проверка гипотезы сводится к использованию статистических данных с известным законом распределения.

Отношение модуля оценки к квадратному корню из оценки дисперсии называется t-распределением Стьюдента:

$$t_{\text{р}i} \approx \frac{|\hat{a}_i|}{\sqrt{\text{var}(\hat{a}_i)}}, \quad (3)$$

где $\text{var}(\hat{a}_i) = \sigma^2/N$.

Дисперсия σ^2 в общем случае определяется как

$$\sigma^2 = \frac{\upsilon_e \sigma_e^2 + \upsilon_{\text{ад}} \sigma_{\text{ад}}^2}{\upsilon_e + \upsilon_{\text{ад}}} = \frac{N(m-1)\sigma_e^2 + (N-q)\sigma_{\text{ад}}^2}{N(m-1) + (N-q)}.$$

Дисперсия σ_e^2 внешнего шума известна, а значение дисперсии адекватности определили по формуле:

$$S_{\text{ад}}^2 = \sigma_{\text{ад}}^2 = \frac{1}{N-q} \sum_{i=1}^{N} (y_i - y_{mi})^2 =$$
$$= \frac{1}{N-q} \sum_{i=1}^{N} \left(y_i - \hat{\vec{A}}^T \vec{f}(\vec{u}_i) \right)^2.$$

В результате проверки получили: $S_{\text{ад}}^2 = \sigma_{\text{ад}}^2 = 13{,}2125$.

Далее определили коэффициент $t_{\text{р}i}$ (3) для каждого a_i:

$$t_{\text{р}0} = 40{,}7866; \quad t_{\text{р}1} = 7{,}408; \quad t_{\text{р}2} = 2{,}29903;$$
$$t_{\text{р}3} = 0{,}76634; \quad t_{\text{р}4} = 2{,}63963; \quad t_{\text{р}5} = 3{,}49112.$$

Нуль-гипотеза принимается, если $t_{\text{р}}$ меньше некоторого критического значения: $t_{\text{р}} < t_{\text{кр}}$. Если неравенство не выполняется, то нуль-гипотеза отвергается; $t_{\text{кр}} = t_{\gamma,\upsilon}$ — это квантиль распределения Стьюдента, соответствующий уровню значимости γ и числу υ степеней свободы.

Табличная величина критерия Стьюдента для уровня значимости 0,05 составляет 2,12. Следовательно, глубина посадки пули на гильзе не оказы-

УДК 621.83.001.573

А. А. ГОНЧАРОВ, канд. техн. наук, Ан. А. ГОНЧАРОВ (Волгоградский ГТУ), e-mail: goncharov_7148@mail.ru

Модифицированная контактная модель клиновых механизмов свободного хода

Приведены модифицированная неконсервативная модель клиновых механизмов свободного хода и основные итерационные процедуры разработанного алгоритма нелинейного контактного взаимодействия.

Ключевые слова: механизм свободного хода, закон Амонтона, коэффициент трения, сила трения, момент силы трения, самоторможение, сцепление, проскальзывание.

The modified non-conservative model of V free-wheel mechanisms and principal iterational procedures of the developed algorithm of non-linear contact interaction, are presented.

Keywords: free-wheel mechanism; Amonton's law; friction coefficient, friction force; moment of friction; self-braking; adhesion; slipping.

Клиновые механизмы свободного хода (МСХ) [1] представляют собой сложную триботехническую систему, структура и поведение которой зависят от геометрии элементов, коэффициентов трения, реализуемых на их контактных поверхностях, и условий нагружения. Неконсервативная модель, контактный алгоритм и вычислительная система [2] при идеальном сопряжении элементов отражают их конфигурацию, механические характеристики конструкционного материала, внутренние и внешние связи и условия статического нагружения МСХ. В действительности по условиям сборки в зонах контакта звеньев имеются зазоры, величина и распределение которых зависят от точности изготовления и монтажа МСХ. Так как неизвестными являются не только распределения контактных характеристик, но и границы областей контакта тел, поставленная задача значительно усложняется в математическом отношении и, соответственно, усложняется получение приближенного решения численными методами.

Пути дальнейшего совершенствования моделей МСХ в ближайшей перспективе могут быть связаны с повышением эффективности алгоритмов и программной их реализации с помощью итерационных методов, позволяющих учитывать историю нагружения и усложненные условия контакта. В данной статье представлены постановка задачи, в которой учитывается наличие зазоров в наиболее нагруженной контактной зоне вала-эксцентрика с подшипником ведущей обоймы, и основные операции алгоритма контактного взаимодействия, моделирующего условия сложного нагружения МСХ.

Постановка задачи

Рассмотрим триботехническую систему клинового МСХ в условиях квазистатического нагружения приведенными к входному и выходному звеньям внешними моментами нагрузки M_0 и полезного сопротивления M_c (рис. 1). МСХ состоит из вала-эксцентрика *1*, ведущей *3* и ведомой *5* обойм и клина *4*. Постоянный контакт клина с обоймами обеспечивает прижимное устройство, состоящее из пружины *6* и упора *7*, жестко связанного с валом-эксцентриком. Для снижения потерь на тре-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 13)

вает существенного влияния на кучность стрельбы и фактор u_3 исключается из модели (2), т. е. структура модели корректируется:

$$\hat{y} = 29{,}9375 + 5{,}4375u_1 - 1{,}6875u_2 - \\ - 1{,}9375u_4 - 2{,}5625u_5.$$

Далее проверяем адекватность полученной модели, т. е. гипотезу о равенстве дисперсии адекватности и дисперсии внешнего шума: $\hat{\sigma}^2_{\text{ад}} = \hat{\sigma}^2_e$.

Адекватность модели определяется отношением $\hat{\sigma}^2_{\text{ад}}/\hat{\sigma}^2_e \approx F_{\text{р}}$, где $\hat{\sigma}^2_e$ — оценка дисперсии внешнего шума.

Дисперсия адекватности при $q = 5$ составила $\hat{\sigma}^2_e = 12{,}4716$, при этом получаем:

$$F_{\text{р}} = 12{,}4716/5{,}75 = 2{,}16897.$$

Если выполняется неравенство $F_{\text{р}} < F_{\text{кр}}$, то модель признается адекватной экспериментальным данным. В дальнейшем $F_{\text{кр}}$ определяли по таблице для уровня значимости $p = 0{,}05$, числа степеней свободы числителя $v_1 = N - q = 11$ (по горизонтали) и числа степеней свободы знаменателя (по вертикали) $v_2 = N - 1 = 15$. Получили $F_{\text{кр}} \approx 2{,}54$. Так как это значение меньше табличного, то уравнение (2) регрессии адекватно и его можно использовать для прогноза уровня кучности патронов в зависимости от их массогабаритных характеристик.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Винарский М. С., Лурье М. В.** Планирование эксперимента в технологических исследованиях. Киев: Техніка, 1975. 167 с.

2. **Комаров М. С.** Основы научных исследований. Львов: Высшая школа, 1982. 128 с.

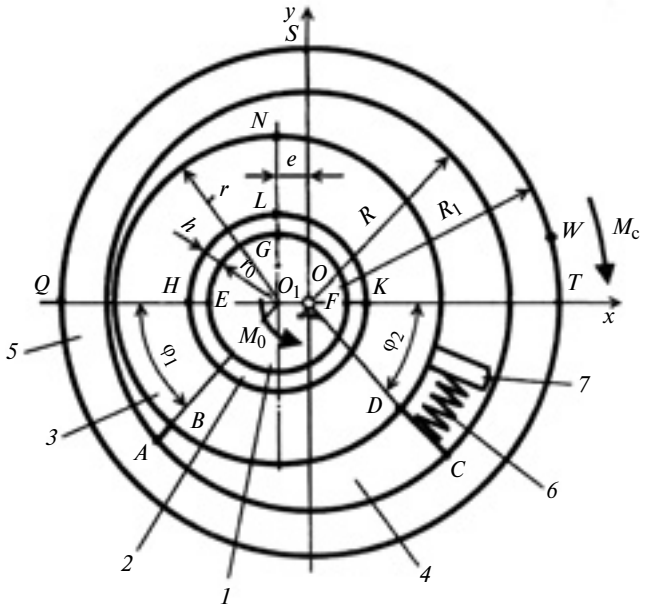


Рис. 1. Схема триботехнической системы клинового МСХ

ние в зоне контакта с эксцентриком ведущая обойма имеет радиальный подшипник скольжения *2*.

Сформулируем обратную контактную задачу теории упругости, суть которой состоит в том, чтобы, задавшись условиями нагружения, определить напряженно-деформированное состояние (НДС) МСХ. Примем следующие условия: 1) внешняя нагрузка передается только через фрикционный контакт клина с обоймами и по ширине тел распределена равномерно; 2) вал-эксцентрик является недеформируемым телом, в области его контакта с жестко закрепленным в ведущей обойме подшипником имеется радиальный зазор и отсутствует трение; 3) упругие элементы МСХ — подшипник, обоймы и клин — имеют идеально сопрягаемые контактные поверхности; 4) материал упругих элементов — однородный и изотропный, его поведение описывается линейной теорией упругости; 5) в областях контакта клина силы трения подчиняются закону Амонтона; 6) при нагружении элементы МСХ находятся в условиях плоского напряженного состояния.

Упругие свойства тел задают значения материальных констант — модуля E Юнга и коэффициента ν Пуассона, конфигурацию звеньев — геометрические параметры: эксцентриситет e, радиус r_0 вала, внутренний радиус r_1 подшипника, толщину h подшипника, а также радиусы обойм (клина) r, R, R_1 и углы φ_1 и φ_2 радиальных срезов клина. В областях контакта клина с обоймами реализуются постоянные коэффициенты граничного трения: f_{AC}, f_{BD}.

Для численного решения контактной задачи используем метод граничных элементов в прямой формулировке. Гранично-элементная дискретизация границ звеньев МСХ при кусочно-постоянной аппроксимации контактных характеристик приводит к построенной в локальной системе координат (касательная — s, нормаль — n) системе интегральных уравнений [3]:

$$\sum_{j=1}^{N} \sigma_s^j \int_{\Delta s^j} u_s' \mathrm{d}s + \sum_{j=1}^{N} \sigma_n^j \int_{\Delta s^j} u_n' \mathrm{d}s =$$

$$= \sum_{j=1}^{N} u_s^j \int_{\Delta s^j} \sigma_s' \mathrm{d}s + \sum_{j=1}^{N} u_n^j \int_{\Delta s^j} \sigma_n' \mathrm{d}s, \qquad (1)$$

где σ_s^j, σ_n^j и u_s^j, u_n^j — напряжения и смещения в центре j-го граничного элемента (ГЭ) соответственно; u_s', u_n', σ_s', σ_n' — контрольные решения, получаемые из решения задачи Кельвина для случая плоской деформации; Δs^j — длина j-го ГЭ; N — общее число ГЭ.

Уравнения (1) статического равновесия дополняют граничные условия (ГУ), имитирующие механическую нагрузку, внешние и внутренние связи триботехнической системы. Условия нагружения модели учитывают действие внешних моментов M_0 и M_c, а также внутреннего усилия устройства, поджимающего клин. Воздействие момента M_0 воспроизводит кинематический способ нагружения, связывающий размеры зоны контакта жесткого вала-эксцентрика с обоймой и распределения перемещений в указанной зоне с геометрическими параметрами модели и углом поворота эксцентрика. В отсутствие внешней нагрузки между валом и вкладышем подшипника имеется радиальный зазор $\Delta = r_1 - r_0$. В момент касания внутренней поверхности подшипника в точке S_0 без нагрузки вал поворачивается на угол $\varepsilon_0 = \Delta/e$ (рис. 2). Под дей-

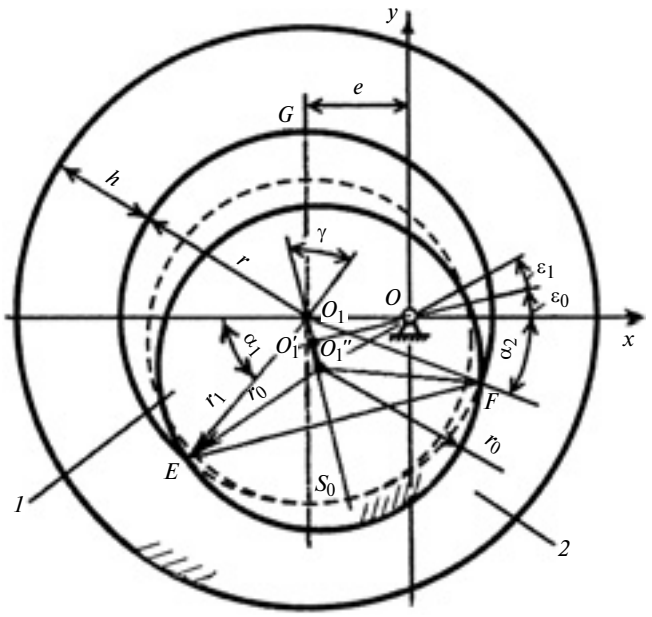


Рис. 2. Схема кинематического нагружения МСХ:
1 — вал-эксцентрик; *2* — подшипник скольжения

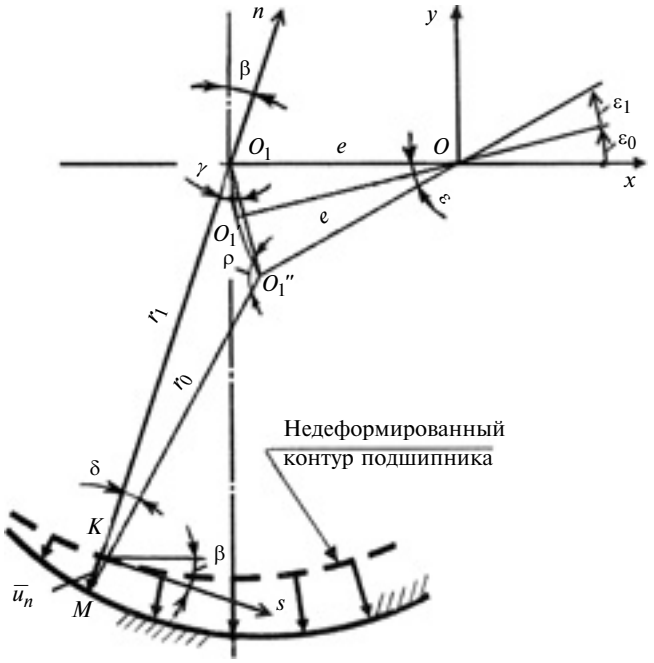


Рис. 3. Схема определения нормальных перемещений в зоне контакта эксцентрика с подшипником скольжения

ствием момента M_0 жесткий эксцентрик деформирует втулку подшипника и, совершая кинематический поворот относительно центра O на угол ε_1, формирует область контакта EF, границы которой определяют углы α_1 и α_2. Выражая через угол поворота $\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_1$ и параметры треугольника OO_1O_1'' угол γ и принимая $O_1O_1'' = \varepsilon e$, получим:

$$\alpha_{1,2} = 0{,}5\pi - \arccos\{[(\varepsilon e)^2 + r_1^2 - r_0^2]/(\varepsilon e r_1)\} \pm 0{,}5\varepsilon.$$

В отсутствие трения в зоне контакта EF (см. рис. 2) могут быть заданы только нормальные компоненты вектора перемещений (рис. 3). Определим перемещение точки K, находящейся в центре ГЭ, ориентированного под углом $\beta = (\widehat{x,s})$ относительно глобальной системы координат xy. Считая $O_1M = L$, запишем: $u_n = O_1M - O_1K = L - r_1$. Выражая L через линейные и угловые параметры треугольников OO_1O_1'' и O_1MO_1'', получим зависимость нормальных перемещений в зоне контакта EF от угла поворота вала:

$$u_n = r_0 \times$$
$$\times\left\{\frac{\sin[\beta + 0{,}5\varepsilon + \arcsin(\varepsilon e \sin(\beta + 0{,}5\varepsilon)/r_0)]}{\sin(\beta + 0{,}5\varepsilon)} - 1\right\} - \Delta.$$

Принимаем, что приведенная к ведомой обойме МСХ полезная нагрузка, моделируется приложением равномерно распределенных касательных усилий в пределах одного ГЭ наружного контура обоймы: $M_c = R_1\sigma_s 2a$, а усилие пружины — действием нормальных давлений в пределах одного ГЭ на границе DC (см. рис. 1) клина: $F = \sigma_n 2b$, где $2a$, $2b$ — длины соответствующих элементов. Тогда смешанные граничные условия на внешних контурах элементов МСХ имеют вид: $u_n = u_n^*(x, y)$, $\sigma_s = 0$, $(x, y) \in EF$; $\sigma_n = \sigma_s = 0$, $(x, y) \in FGE$ (см. рис. 2), BND (см. рис. 1), AB; $\sigma_s = \sigma_s^*(x, y)$; $\sigma_n = 0$, $(x, y) \in WT$; $\sigma_n = \sigma_s = 0$, $(x, y) \in TQSW$ — в тяговом режиме ($M_0 \neq 0$, $M_c \neq 0$); $u_n = u_s = 0$ $(x, y) \in TQSWT$ — в стоповом режиме ($M_0 \neq 0$, $M_c = 0$); $\sigma_n^*(x, y)$, $\sigma_s = 0$, $(x, y) \in CD$, где x, y — декартовы координаты граничных точек, $u_n^*(x, y)$, $\sigma_s^*(x, y)$, $\sigma_n^*(x, y)$ — соответствующие действию M_0, M_c и F перемещения и усилия на контурах тел (здесь и далее буквенные обозначения параметров, границ и элементов МСХ соответствуют обозначениям и позициям на рис. 1).

Условия взаимодействия элементов МСХ в трех контактных зонах: подшипника *2* с ведущей обоймой *3*, а также обойм *3* и *5* с клином *4* сформулированы в виде условий непрерывности нормальных компонент перемещений и напряжений, а также ограничения модуля касательных напряжений в рамках закона трения: $u_{n2} = -u_{n3}$, $u_{s2} = -u_{s3}$, $\sigma_{n2} = \sigma_{n3}$, $\sigma_{s2} = \sigma_{s3}$, $(x, y) \in KLHK$; $u_{n3} = -u_{n4}$, $\sigma_{n3} = \sigma_{n4}$; $|\sigma_{s3}| \leqslant f_{BD}|\sigma_{n3}|$, $|\sigma_{s4}| \leqslant f_{BD}|\sigma_{n4}|$, $(x, y) \in BD$; $u_{n4} = -u_{n5}$, $\sigma_{n4} = \sigma_{n5}$, $|\sigma_{s4}| \leqslant f_{AC}|\sigma_{n4}|$, $|\sigma_{s5}| \leqslant f_{AC}|\sigma_{n5}|$, $(x, y) \in AC$, где f_{BD}, f_{AC} — реализуемые на границах клина коэффициенты трения.

Знак "–" в условиях непрерывности перемещений является следствием противоположных направлений локальных координат на контурах тел.

В фазе активного нагружения МСХ при наличии неидеальных внутренних связей может иметь переменную структуру (с одной иди двумя степенями свободы) и находиться в различных кинематических состояниях (заклиненном или проскальзывания). Необходимость учета особых условий деформирования изменяемой структуры обусловила рассмотрение двух важных аспектов контактной проблемы МСХ. Первый связан с определением статуса ГЭ, расположенных в областях контакта клина с обоймами, второй — с определением кинематического состояния механизма. В качестве критериев, определяющих статус контакта тел, использовали оценки, связывающие состояние контакта с распределениями поверхностных усилий и перемещений. Закон Амонтона с постоянным коэффициентом трения f на основе феноменологических соотношений между нормальными давлениями σ_n и силами σ_s трения определяет два типа фрикционного взаимодействия контактирующих тел — их жесткое сцепление и относительное проскальзывание. Перемещения должны подчиняться известному кинематическому условию: все точки сцепленных поверхностей испытывают одинаковые тангенциальные перемещения, проскальзывающих — различные. В терминах контактных на-

пряжений и перемещений указанные типы взаимодействия соответственно описываются условиями:

$$|\sigma_s| \le f|\sigma_n|, \quad \Delta u_s = 0,$$

$$|\sigma_s| = f|\sigma_n|, \quad \Delta u_s \ne 0,$$

где Δu_s — относительное смещение точек сопряженных поверхностей.

Так как постановка задачи изначально предполагает наличие в областях контакта клина с обоймами участков, на которых поверхности тел или жестко связаны друг с другом, или проскальзывают, граничные условия в указанных областях имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} |\sigma_s| &< f_{BD}|\sigma_n|; \\ |\sigma_s| &< f_{AC}|\sigma_n|; \end{aligned}\right\} \tag{2}$$

$$\left.\begin{aligned} |\sigma_s| &= f_{BD}|\sigma_n|; \\ |\sigma_s| &= f_{AC}|\sigma_n|, \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

где f_{AC}, f_{BD} — реализуемые коэффициенты трения на границах клина.

Оценка состояния МСХ основывалась на анализе явлений макро- и микроскольжения элементов. Микроскольжение рассматривалось как локальное явление, протекающее в состоянии предварительного смещения на отдельных участках контактных поверхностей клина с обоймами при выполнении условий (3). Макроскольжение связывалось с состоянием тел, при котором происходит их относительное движение. Оно осуществляется при выполнении условий (3) во всех точках контактных поверхностей. Исходя из этого теоретическая оценка заклиненного состояния МСХ связана с тем, что в областях *BD* и *AC* контакта клина с обоймами есть зоны жесткого сцепления элементов, в пределах которых выполняются условия (2). Полное отсутствие указанных зон или их эволюционное вырождение в процессе нагружения означает реализацию условий (3) и переход механизма в состояние проскальзывания. Трудность решения задачи состоит в том, что границы, разделяющие области контакта на зоны сцепления и проскальзывания, неизвестны. Они могут быть найдены только с помощью итерационной процедуры. Поверхностные усилия, удовлетворяющие условиям (2) и (3), определяют наиболее важные интегральные характеристики. К их числу относятся нагружающий внешний момент M_0 и реакции внутренних связей. При разбиении контуров элементов модели на участки с граничными условиями одного типа нормальные давления и силы трения приводились к равнодействующим силам и моментам относительно центра *O*.

В отсутствие сил трения ($\sigma_s = 0$) в формируемой области *EF* контакта момент внешней нагрузки связан с распределением нормальных напряжений σ_n интегральным соотношением:

$$M_0 = r_1 e \int_{EF} \sigma_n \sin\varphi \, \mathrm{d}\varphi, \tag{4}$$

где φ — центральный угол, определяющий положение ГЭ в области *EF*.

Интегральное значение реализуемого момента трения определяет распределение сил σ_s трения в зоне контакта клина с ведомой обоймой:

$$M_{\text{тр max}} = R \int_{AC} \sigma_s \mathrm{d}l. \tag{5}$$

С помощью зависимостей (4) и (5) формулируются силовые условия наличия различных кинематических состояний МСХ при сложном нагружении. Соотношение моментов внешних нагрузок (M_0 и $M_\text{с}$) определяет статус самозаклинивающегося механизма. Практический интерес представляет рассмотрение трех возможных модельных ситуаций: 1) статическое равновесие МСХ — имеет место при $M_\text{с} = M_{\text{тр max}}$; 2) тяговый режим (механизм имеет одну степень свободы): $M_{\text{тр max}} > M_\text{с}$; 3) проскальзывание МСХ (механизм имеет две степени свободы): $M_{\text{тр max}} < M_\text{с}$. Необходимо отметить, что во втором и третьем состояниях механизм не уравновешивается действием внешней нагрузки. В этих случаях после выполнения ряда итераций равновесия решение задачи принудительно останавливают.

Для нахождения перемещений во внутренних точках элементов модели использовали интегральные тождества Сомильяны. Формулы, определяющие смещения произвольной точки внутри рассматриваемой области, имеют вид [3]:

$$\begin{cases} u_x = -\sum\limits_{j=1}^{N}\left[u_s^j \int\limits_{\Delta s^j} \sigma_s'(F_x)\mathrm{d}s + u_n^j \int\limits_{\Delta s^j} \sigma_n'(F_x)\mathrm{d}s\right] + \\ \quad + \sum\limits_{j=1}^{N}\left[\sigma_s^j \int\limits_{\Delta s^j} u_s'(F_x)\mathrm{d}s + \sigma_n^j \int\limits_{\Delta s^j} u_n'(F_x)\mathrm{d}s\right]; \\ u_y = -\sum\limits_{j=1}^{N}\left[u_s^j \int\limits_{\Delta s^j} \sigma_s'(F_y)\mathrm{d}s + u_n^j \int\limits_{\Delta s^j} \sigma_n'(F_y)\mathrm{d}s\right] + \\ \quad + \sum\limits_{j=1}^{N}\left[\sigma_s^j \int\limits_{\Delta s^j} u_s'(F_y)\mathrm{d}s + \sigma_n^j \int\limits_{\Delta s^j} u_n'(F_y)\mathrm{d}s\right], \end{cases}$$

где u_s, u_n, σ_s, σ_n — граничные смещения и напряжения соответственно, полученные при решении задачи; $u_s'(F_i)$, $u_n'(F_i)$, $\sigma_s'(F_i)$, $\sigma_n'(F_i)$ — нормальные и касательные смещения и напряжения на границе, вызванные действием единичной сосредоточенной силы F_i в заданной точке.

Перемещения вычисляли в узлах ортогональных внутренних сеток, их значения использовали для

определения тензоров деформаций и напряжений в глобальной системе координат с помощью дифференциальных зависимостей Коши и обобщенного закона Гука.

Численное решение контактной задачи

После дискретизации исходной задачи прямолинейными ГЭ, в пределах которых нормальные и касательные напряжения и смещения имели постоянный закон распределения, интегральные уравнения (1) приводятся к системе линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) [3]:

$$\begin{cases} Y_s^i = \sum\limits_{j=1}^{N} C_{ss}^{ij} X_s^j + \sum\limits_{j=1}^{N} C_{sn}^{ij} X_n^j; \\ Y_n^i = \sum\limits_{j=1}^{N} C_{ns}^{ij} X_s^j + \sum\limits_{j=1}^{N} C_{nn}^{ij} X_n^j. \end{cases} \quad (6)$$

Здесь $i, j = 1, ..., N$, где N — общее число элементов гранично-элементной модели; Y_s^i, Y_n^i — линейные комбинации известных параметров, задаваемых как граничные условия; C_{ss}^{ij}, C_{sn}^{ij}, C_{ns}^{ij}, C_{nn}^{ij} — коэффициенты влияния, связанные с неизвестными граничными параметрами X_s^j, X_n^j.

Интегральные формулы, определяющие коэффициенты влияния, приведены в монографии [3].

Формулировка ГУ в виде неравенств, а также наличие трения — причины разделения областей контакта на зоны сцепления и проскальзывания, предопределили итерационную процедуру решения статической задачи. Моделирование постоянно меняющихся ГУ внутрь областей контакта требует автоматической перестройки разрешающей системы уравнений (6). Наличие переменных нагрузок M_0 и M_c приводит к необходимости учитывать историю нагружения. Для получения теоретических оценок работоспособности МСХ при разработке алгоритма контактного взаимодействия клина с обоймами ставилась задача определения кинематического состояния МСХ при действии внешних моментов. Гранично-элементные исследования основывались на концепции "контактной пары" — контактный узел и контактный ГЭ. При постоянных размерах областей контакта числа ГЭ с обеих сторон от границ BD и AC принимали одинаковыми. Считалось, что при отсутствии нагрузки точки контакта обойм с клином совпадают с центрами ГЭ. Набор контактных ГЭ формирует два множества элементов, уровень касательных усилий которых ограничен условием (3). Верификация соответствующего статуса ГЭ (сцепления — "ST" или проскальзывания — "SL") на каждом этапе нагружения осуществлялась согласно ограничениям (2), (3).

Разработанный алгоритм построен на поэтапном решении задачи при последовательном изменении ГУ в областях контакта клина с обоймами в соответствии с указанными ограничениями. Нелинейные свойства триботехнической системы обусловили построение двух итерационных процедур, выполняемых в процессе инкрементального нагружения МСХ. Одна из них — внешняя, связана с моделированием процесса нагружения МСХ, вторая — внутренняя — с определением состояния фрикционного контакта элементов. В качестве параметра, управляющего процессом деформирования, использовался малый угол ε поворота эксцентрика. На каждом этапе нагружения момент M_0 пропорционален значению этого угла, определяющего как размеры области EF контакта, так и интегральное значение момента. В алгоритме реализованы возможности получения решения контактной задачи за один шаг и в процессе поэтапного приложения нагрузки. Первый способ не учитывает историю нагружения. Он соответствует действию предельной нагрузки, определяемой заданным углом поворота вала-эксцентрика. Второй подход предполагает поэтапное приложение нагрузки и ее преобразование в ряд приращений, которые автоматически подбираются в зависимости от сходимости решения. Решение определяется для каждого шага нагрузки, и итерации выполняются до тех пор, пока не будут удовлетворены условия сходимости по величине нагружающего момента M_0. Такой подход точно отслеживает эволюцию контакта и устраняет лишние итерации.

Оценка кинематического состояния механизма при сложном нагружении должна учитывать соотношения моментов внешних нагрузок M_0 и M_c. Так как интегральное значение момента M_0 может быть определено только на последних этапах решения обратной контактной задачи, для построения эффективного алгоритма использовали характеристику угловой жесткости механизма $M_0 = f(\varepsilon)$, с помощью которой задаваемый момент определяли за минимальное число шагов нагружения. Определение статуса МСХ было связано с непосредственной реализацией контактных ограничений (4) и (5) и установлением наличия зон жесткого сцепления и относительного проскальзывания на границах клина с обоймами при действии моментов M_0 и M_c. На каждой итерации определяли статус ГЭ и значения контактных характеристик. Более детально поэтапное изменение ГУ в областях контакта клина с обоймами описано в работе [4]. Ниже кратко изложен алгоритм подбора момента M_0 при простом и сложном нагружении.

Шаг 1. Выполняется линейный анализ системы для заданного внешнего момента M_0. Вводим начальный малый угол поворота вала-эксцентрика $\varepsilon^0 > \Delta/e$ и получаем решение контактной задачи при жестком сцеплении ГЭ в областях контакта

клина с обоймами. Матрица коэффициентов влияния формируется как для одного неоднородного тела. С каждым ГЭ поверхностей контакта связаны четыре неизвестные величины: u_s, u_n, σ_s, σ_n. Условия непрерывности поверхностных усилий и перемещений, дающие для сопряженных элементов по обе стороны границы контакта еще четыре соотношения, обеспечивают разрешимость системы уравнений.

Шаг 2. Анализатор контакта, используя вычисленные значения нормальных и касательных усилий и значения на контактных поверхностях, выполняет проверку и определяет размеры участков с различными условиями фрикционного контакта тел в соответствии с ограничениями (2) и (3).

Шаг 3. Принудительно изменяется статус ГЭ при наложении контактных условий проскальзывания $|\sigma_s| = f|\sigma_n|$ в зонах, имеющих уровень касательных усилий $|\sigma_s| > f|\sigma_n|$.

На последующей итерации касательные усилия переводятся в разряд известных ГУ. Неизвестными для контактной пары элементов являются шесть контактных характеристик: u_s, u_s^*, u_n, u_n^*, σ_n, σ_n^*, где индексом "*" обозначен сопряженный контактный ГЭ. Нормальные компоненты усилий и перемещений в силу указанного выше допущения по-прежнему связывают условия непрерывности; окончательно в области контакта будем иметь четыре неизвестных величины: u_s, u_s^*, u_n, σ_n. Их значения находятся при решении аппроксимирующей системы уравнений после соответствующей перестройки матрицы коэффициентов влияния, векторов неизвестных и правых частей уравнений.

Шаг 4. Получаем решение контактной задачи с новыми ГУ. Если существует хотя бы один ГЭ, статус которого изменился на текущей итерации, то переходим к шагу 2. Итерации продолжаются до тех пор, пока размеры сцепления и проскальзывания не стабилизируются в пределах заданного допуска $\delta_l = 0{,}5$ %.

Шаг 5. Выполняем дополнительную итерацию, которая дает окончательные значения поверхностных усилий и перемещений в областях контакта. Полное отсутствие зон жесткого сцепления или их вырождение в процессе нагружения хотя бы на одной границе клина означает нарушение статического равновесия МСХ, переход системы в состояние относительного скольжения и остановку процедуры решения задачи.

Шаг 6. По значению начального угла ε_0 определяем интегральную величину момента M_0^0 внешней нагрузки и находим угол наклона $\alpha = \mathrm{arctg}(M_0^0/\varepsilon_0)$ линейной характеристики жесткости МСХ. Вводим заданное значение момента M_0^* внешней нагрузки и определяем угол поворота эксцентрика $\varepsilon_м = M_0^*/\mathrm{tg}\alpha$.

Шаг 7. Переходим к шагу 1 и, продолжая итерации, вычисляем момент M_0^1. Находим относительную погрешность вычисления момента $\delta M = |M_0^1/M_0^*|$ и сравниваем ее с предварительно заданной допустимой погрешностью вычисления $[\delta M]$. Расчет прекращаем, если $\delta M \leqslant [\delta M]$. Если это условие не выполняется, то изменяем $\varepsilon_м$ и переходим к шагу 1.

Изменение угла поворота происходит в узкой области, определяемой исходя из максимальной погрешности δa аппроксимации нагрузочной характеристики МСХ линейной зависимостью. Величина δa определяет границы области изменения угла поворота $\varepsilon = \varepsilon_м \pm 0{,}5\delta\varepsilon$, где $\delta\varepsilon = \delta a \sin\alpha$. Проверка условий на k-й итерации $M_0^* > M_0^k$ или $M_0^* < M_0^k$ позволяет определять изменение угла поворота эксцентрика на последующей итерации: $\varepsilon^{k+1} = \varepsilon^k \pm 0{,}25\delta\varepsilon/(k+1)$, что и обеспечивает быструю сходимость итерационного процесса. На рис. 4, *а* показана схема определения заданного момента M_0^* при простом нагружении.

В условиях сложного нагружения состояние МСХ зависит от величин моментов внешних нагрузок. Вычислительная система моделирует поведение механизма в различных вариантах. Как было сказано выше, статус механизма определяет соотношение момента $M_{тр\ max}$ трения и момента $M_с$ полезного сопротивления [2]. При анализе нелинейного контактного процесса используется установленная на предварительном этапе исследований линейная зависимость момента трения от угла поворота эксцентрика. Момент включения МСХ определяет условие: $M_с \leqslant M_{тр\ max}$, процесс расклинивания происходит вследствие падения нагрузки на входном звене до нуля, но проскальзывание механизма начинается при $M_с > M_{тр\ max}$. И в том и другом случаях вычислительная система после выполнения ряда итераций завершает решение статической задачи, определяя НДС моделируемой системы. Анализ НДС в условиях скользящего контакта представляет значительный интерес для анализа потерь на трение при свободном ходе МСХ. На рис. 4, *б* представлены зависимости $M_0 = f_1(\varepsilon)$ и $M_{тр\ max} = f_2(\varepsilon)$, используемые в алгоритме определения внешнего момента M_0^*, при котором обеспечивается торможение МСХ.

В пределах шага 6 получаем решение задачи для начального угла ε_0 и определяем интегральные значения моментов M_0^0 внешней нагрузки и соответствующего внутреннего момента трения $M_{тр\ max}$.

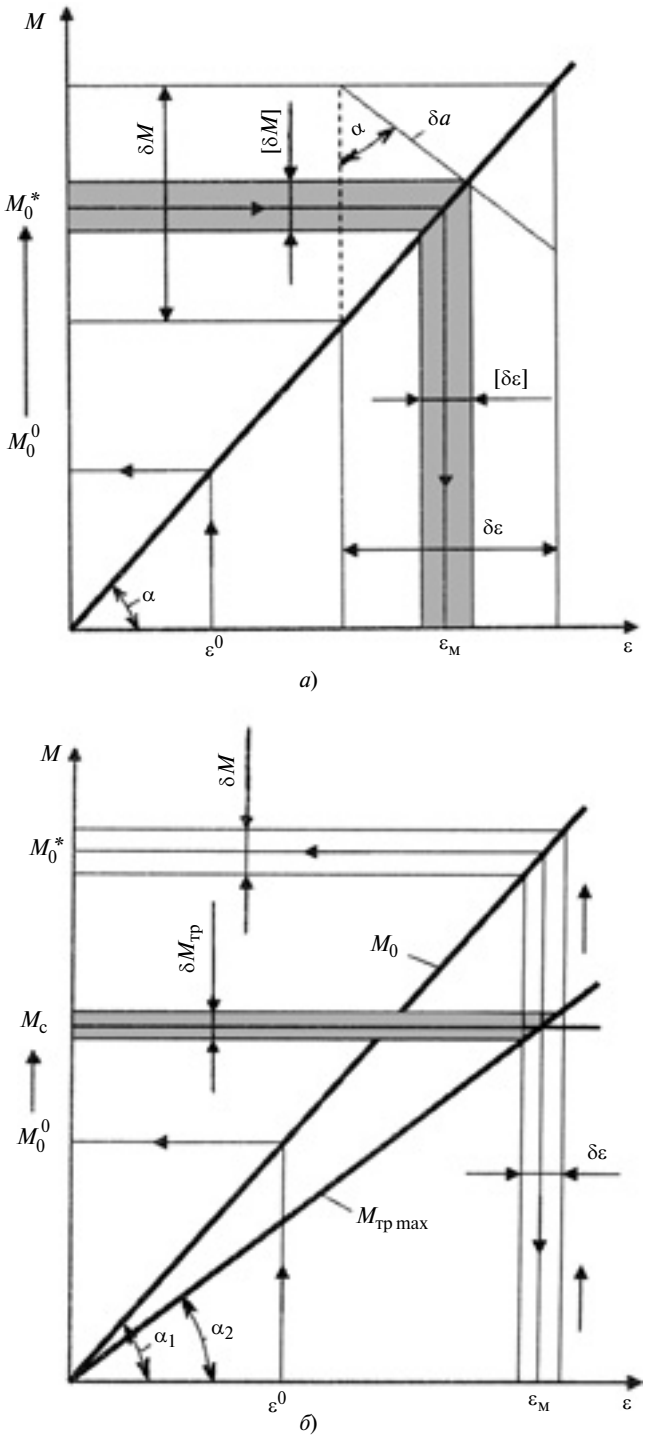


Рис. 4. Схемы определения моментов M_0^* и M_c внешней нагрузки при простом (*а*) и сложном (*б*) нагружениях

Находим углы наклона линейных характеристик $M_0 = f_1(\varepsilon)$, $M_{тр\,max} = f_2(\varepsilon)$; $\alpha_1 = \mathrm{arctg}(M_0^0/\varepsilon_0)$, $\alpha_2 = \mathrm{arctg}(M_{тр}^0/\varepsilon_0)$. Полагая $M_{тр.м} = M_c$, находим $\varepsilon_м = M_c/\mathrm{tg}\alpha_2$. Получаем значение M_c при решении задачи и выполняем проверку на наличие зон жесткого сцепления клина с обоймами ($L_{stAC} > 0$; $L_{stBD} > 0$). Так как силовое условие торможения МСХ выполняется приближенно ($M_{тр\,max} \approx M_c$), поиск значения момента осуществляется в пределах зоны угла поворота $\delta\varepsilon = \delta M_{тр}\mathrm{tg}\alpha_2$, соответствующей выделенной симметричной области $\delta M_{тр} = 0{,}2M_c$. Итерации продолжаются до появления устойчивой фрикционной связи клина с ведомой обоймой, характеризуемой относительной длиной $L_{stAC} = 0{,}1$ зоны жесткого сцепления.

Поиск реакции моделируемой системы на внешнее механическое воздействие связан с многократным преобразованием СЛАУ, в процессе которого на каждой итерации трансформируются плотно заполненная несимметричная матрица коэффициентов влияния и векторы известных и неизвестных параметров контакта. В разработанном алгоритме процедура перестройки СЛАУ существенно упрощена в результате стабилизации структуры матрицы. Эффект достигается при обеспечении на всех итерациях постоянного числа ГЭ во всех областях контакта. Если неизменное число контактных ГЭ на границах *AC* и *BD* обеспечивается постоянством размеров зон, то стабильное число ГЭ в области *EF* поддерживалось путем перестройки гранично-элементной сетки на каждой итерации.

Результаты численного моделирования

Моделировали поведение МСХ с геометрическими параметрами: $R = 35$ мм; $r = 29$ мм; $e = 5$ мм; $R_1 = 50$ мм; $r_0 = 13$ мм; $r_1 = 13{,}025$ мм; $h = 3$ мм; $\varphi_1 = \varphi_2 = 60°$, в случаях простого и сложного нагружения при отсутствии усилия поджимающего клин устройства. Расчеты выполнялись на сетке из 980 граничных элементов при следующих значениях констант материалов: $E_2 = 0{,}9 \cdot 10^5$ МПа, $E_3 = E_4 = E_5 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu_2 = 0{,}32$, $\nu_3 = \nu_4 = \nu_5 = 0{,}29$. Силы трения соответствовали значениям коэффициентов: $f_{AC} = f_{BD} = 0{,}12$.

Процедуру поиска зон жесткого сцепления и проскальзывания на границе клина с ведомой обоймой *AC* при сложном нагружении иллюстрирует рис. 5. Наличие и размеры L_{st} зоны сцепления определены по зависимостям модуля $|\sigma_s/\sigma_n|$ отношения касательных и нормальных усилий, построенных в пределах области контакта. Цифрами 1—6 обозначены порядковые номера итераций. Указанные зависимости получены для двух случаев нагружения МСХ, соответствующих одинаковому моменту $M_0 = 2{,}66$ Н · м и значениям момента полезного сопротивления на выходном звене $M_c = 2{,}1$ и 3,0 Н · м. Они характеризуют разные кинематические состояния механизма: статического равновесия при наличии зоны сцепления L_{st} (см. рис. 5, *а*) и проскальзывания — при ее отсутствии (см. рис. 5, *б*). Отметим, что на первой итерации в обоих случаях нагружения определена достаточно протяженная

зона жесткого сцепления. На последней итерации при $M_c = 2{,}1$ Н · м окончательно установлены ее меньшие (на 60 %) размеры. Действие большей касательной нагрузки ($M_c = 3{,}0$ Н · м) приводит к полному вырождению зоны сцепления ($L_{st} = 0$).

На рис. 6 показаны напряженные состояния двух моделей МСХ, отличающихся условиями сопряжения вала-эксцентрика с подшипником ведущей обоймы. Картины (1÷4,5 — порядки изолиний) получены с помощью средств графической визуализации вычислительной системы в стоповом режиме нагружения удельным вращающим моментом $M_0 = 2{,}66$ Н · м. Числами 3,5 и 4,5 обозначены порядки изолиний максимальных касательных напряжений с ценой полосы $\tau_{max} = 5$ МПа. Результаты моделирования показали, что наличие радиального зазора $\Delta = 0{,}025$ мм оказывает значительное влияние на контактное взаимодействие элементов МСХ. Наиболее существенным является ухудшение условий фрикционного сцепления клина с обоймами. По сравнению с вариантом идеального сопряжения вала с подшипником размеры зон жесткого сцепления на границах *BD* и *AC* уменьшились на 21,5 и 68 % соответственно. Вероятная причина этого — изменение условий нагружения МСХ при повороте эксцентрика на угол $\varepsilon_0 = 0{,}28°$ для выборки радиального зазора. Очевидно, что увеличение зазора приведет к вырождению зоны жесткого сцепления клина с ведомой обоймой и проскальзыванию механизма. Наличие радиального зазора привело, в частности, к уменьшению размеров области контакта эксцентрика с подшипником на 34,7 %, что обусловило увеличение максимальных касательных напряжений на 22 % и нормальных давлений на 43 %.

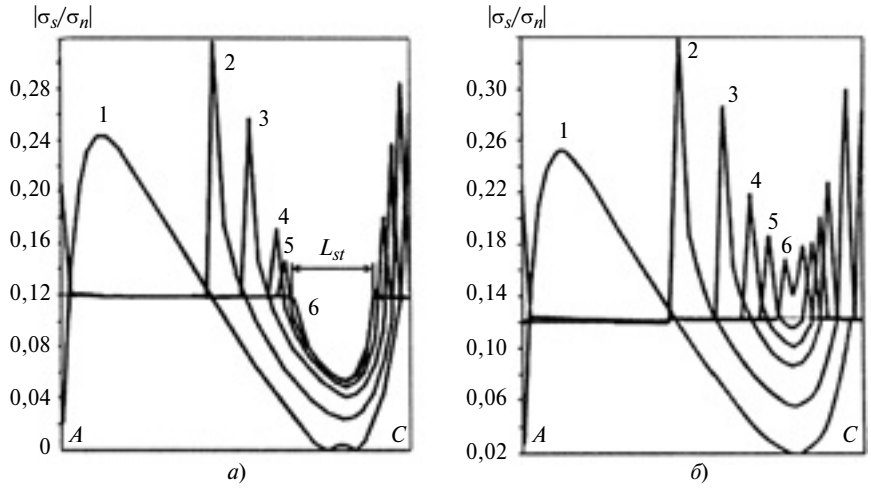


Рис. 5. Итерационная процедура определения кинематического состояния МСХ при жестком сцеплении — $M_c = 2{,}1$ Н · м (*а*) и проскальзывании — $M_c = 3{,}0$ Н · м (*б*)

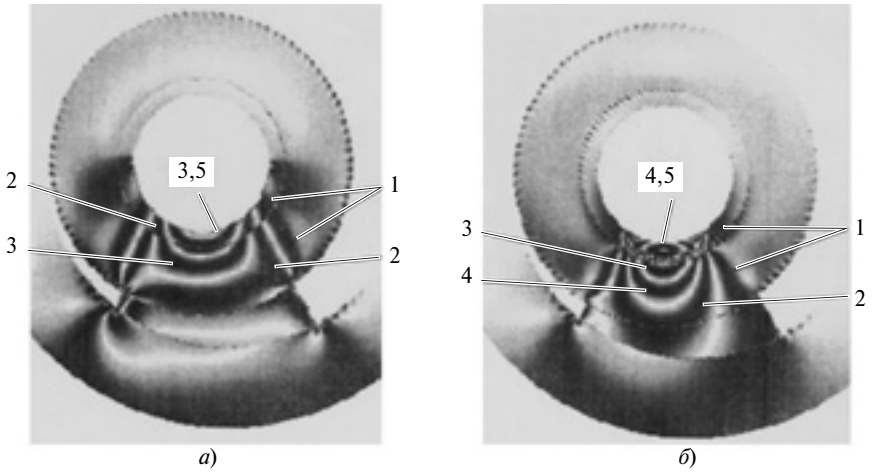


Рис. 6. Диаграммы напряженных состояний МСХ:
а — максимальные касательные напряжения при идеальном сопряжении элементов; *б* — наличие зазора в сопряжении

Результаты моделирования показали, что модифицированная модель обладает новыми возможностями, позволяющими исследовать механизм контактного взаимодействия элементов клиновых МСХ более качественно. Операции алгоритма контактного взаимодействия можно использовать при моделировании действия переменных нагрузок $M_0 = f_1(t)$ и $M_c = f_2(t)$ путем преобразования их в ряд последовательных шагов нагружения. В пределах каждого шага вычислительная система, совершая подшаги нагружения и контролируя разницу между восстанавливающими силами и приложенными внешними моментами, может определять статус механизма, его НДС и наиболее важные триботехнические характеристики.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 145 с.
2. **Гончаров А. А.** Неконсервативная гранично-элементная модель клиновых механизмов свободного хода // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. 2008. № 2. С. 28—36.
3. **Крауч С., Старфилд А.** Методы граничных элементов в механике твердого тела. М.: Мир, 1987. 328 с.
4. **Гончаров А. А.** Численное моделирование кинематических состояний клинового механизма свободного хода в фазе активного нагружения // Вестник машиностроения. 2010. № 2. С. 10—16.

УДК 621.926.22

Ж. И. КУЗБАКОВ, канд. техн. наук (Актюбинский государственный университет им. К. Жубанова, Республика Казахстан), e-mail: flora_karim@mail.ru

Колебания приводного устройства щековой дробилки и способы их локализации

Приведены математические зависимости, позволяющие определять колебания приводного устройства щековой дробилки, предложены способы их локализации.

Ключевые слова: щековая дробилка, приводное устройство, продольные и крутильные колебания, динамический поглотитель колебаний.

The mathematical dependencies, allowing determination of vibrations of jaw crusher driving mechanism, are given; the methods of their localization are suggested.

Keywords: jaw crusher; driving mechanism; longitudinal and torsional vibrations; dynamic vibration reducer.

Многие машины и механизмы испытывают колебательные нагрузки при эксплуатации [1]. В неравновесных системах, к которым относится щековая дробилка, при установившемся движении опасные колебания возникают главным образом из-за периодического силового воздействия на ведущую или ведомую массу. Щековые дробилки используют при производстве ферросплавов для подготовки сырых материалов и дробления готовой продукции — плоских слитков металла.

Величина и характер колебательных нагрузок зависят от динамических параметров упругих систем (жесткости связей и масс), закона технологических нагрузок, зазоров в узлах соединений деталей (распорных плит и сухарей) и др. Так, колебательная составляющая скорости подвижной щеки при захвате плоского слитка металла зависит от момента дробления, динамического момента сил инерции и момента инерции шатуна с маховиками.

Поскольку амплитуда колебательной составляющей скорости обратно пропорциональна моменту инерции массы, шатун получает в несколько раз большую дополнительную колебательную составляющую скорости, чем ротор электродвигателя.

Значительное изменение скорости подвижной щеки дробилки вследствие колебаний может стать причиной неустойчивого захвата плоского слитка металла, что приводит к пробуксовке, сопровождающейся вылетом металла из камеры дробления и повреждением клиновых ремней привода. Кроме того, устойчивые колебания дробильной машины могут вызвать усталостное разрушение станины и фундамента.

Поэтому необходимо знать не только нагрузки в упругих звеньях привода машин, но и законы изменения скоростей, ускорений и перемещений звеньев в переходных режимах и принимать меры, обеспечивающие минимальные динамические нагрузки даже при усиленных режимах эксплуатации.

Приводное устройство щековой дробилки схематично можно представить в виде массивного вертикального стержня (шатун) с грузом на конце (распорные плиты) или горизонтального массивного вала (эксцентриковый вал) с двумя массами на концах (маховики). В первом случае возникают продольные колебания, во втором — крутильные.

Продольные колебания. Шатун дробилки считаем стержнем, один конец которого закреплен неподвижно, а к другому прикреплен груз Q (рис. 1). Обозначив через u продольные перемещения от положения равновесия произвольного сечения стержня с координатой x, получим волновое уравнение:

$$\frac{d^2u}{dt^2} = a^2\frac{d^2u}{dx^2}, \qquad (1)$$

где a — скорость распространения упругой волны в стержне.

Для сплошного призматического стержня $a = \sqrt{Eg/\gamma}$, где E — модуль упругости материала; g — ускорение свободного падения; γ — коэффициент Пуассона.

Для элементов постоянного сечения $a = \sqrt{clg/q}$, где c — линейная жесткость; l и q — длина и вес элементарного объема.

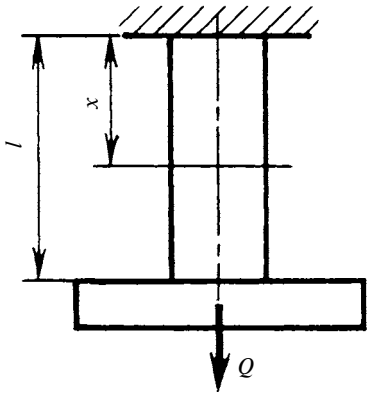


Рис. 1

Граничные условия: $u = 0$ при $x = 0$ и $\Omega E \frac{du}{dx} = -\frac{Q}{g}\frac{d^2u}{dt^2}$ при $x = l$.

Решение уравнения (1):

$$u = X(A\sin pt + B\cos pt), \qquad (2)$$

где X — нормальная функция только от x; p — частота одной из главных форм колебаний.

Подставив в уравнение (1) $a^2\frac{d^2X}{dx^2} + p^2X = 0$, получим решение (2) в виде:

$$X = C\sin\frac{pX}{a} + D\cos\frac{pX}{a}. \qquad (3)$$

Подставив в уравнение (3) граничные условия, получим:

$$\Omega E\frac{p}{a}\cos\frac{pl}{a} = \frac{Q}{g}p^2\sin\frac{pl}{a}. \qquad (4)$$

После преобразования выражения (4) имеем:

$$\frac{ql}{Q} = \frac{pl}{a}\operatorname{tg}\frac{pl}{a}. \qquad (5)$$

Формула (5) является частотным уравнением рассматриваемой системы, из которого можно найти p.

При малых значениях $\frac{ql}{Q}$ можно принять $\operatorname{tg}\frac{pl}{a} \approx \frac{pl}{a}$, тогда $\frac{ql}{Q} = \frac{p^2l^2}{a^2}$.

Так как вес стержня (шатуна) значительно превышает вес груза (распорных плит), то $\frac{pl}{a} = \frac{\pi}{2}$ или $p = \frac{\pi a}{2l}$. Подставив в это равенство $a = \sqrt{clg/q}$ и обозначив $ql/g = m$, получим: $p = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{c}{m}}$.

Таким образом, частота основного тона колебаний стержня в $\pi/2$ раза выше частоты колебаний груза.

Крутильные колебания. Приводное устройство представим в виде горизонтально расположенного стержня (эксцентриковый вал) с массами (маховики) на концах с соответствующими моментами J_1 и J_2 инерции (рис. 2). Угловое перемещение произвольного сечения обозначим υ. Тогда волновое уравнение движения рассматриваемой системы имеет вид:

$$\frac{d\upsilon^2}{dt^2} = a^2\frac{d\upsilon^2}{dx^2}. \qquad (6)$$

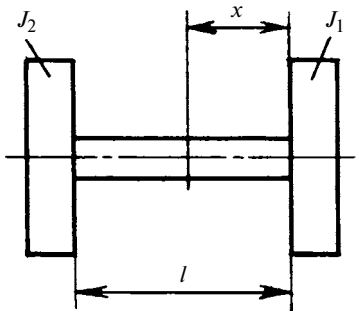


Рис. 2

Здесь $a = \sqrt{Gg/\gamma} = \sqrt{cl^2/J_0}$, где G — модуль упругости второго рода; c — угловая жесткость стержня; J_0 — момент инерции стержня.

Граничные условия:

$$J_1\frac{d^2\upsilon}{dt} = GJ_p\frac{d\upsilon}{dx} \text{ при } x = 0;$$

$$J_2\frac{d^2\upsilon}{dt^2} = -GJ_p\frac{d\upsilon}{dx} \text{ при } x = l,$$

где J_p — полярный момент инерции сечения стержня.

Решение уравнения (6):

$$\upsilon = X(A\sin pt + B\cos pt),$$

где X — нормальная функция от x, определяющая форму колебаний системы.

Подставив $a^2\frac{d^2X}{dt^2} + pX = 0$ в уравнение (6), получим:

$$X = C\sin\frac{pX}{a} + D\frac{pX}{a}. \qquad (7)$$

Подставляя в уравнение (7) граничные условия, имеем:

$$-Dp^2J_1 = C\frac{p}{a}GJ_p;$$

$$p^2\left(D\cos\frac{pl}{a} + C\sin\frac{pl}{a}\right)J_2 =$$

$$= \frac{p}{a}GJ_p\left(-D\sin\frac{pl}{a} + \frac{paJ_1}{GJ_p}\cos\frac{pl}{a}\right). \qquad (8)$$

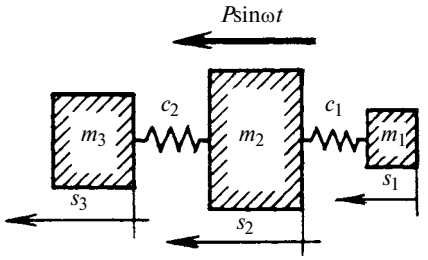


Рис. 3

Исключив из выражения (8) постоянные интегрирования, получим:

$$p^2\left(\cos\frac{pl}{a}+\frac{paJ_1}{GJ_p}\sin\frac{pl}{a}\right)J_2 =$$

$$= -\frac{p}{a}GJ_p\left(\sin\frac{pl}{a}+\frac{PaJ_1}{GJ_p}\cos\frac{pl}{a}\right). \qquad (9)$$

Преобразовав выражение (9), получим:

$$\operatorname{tg}\frac{pl}{a} = \frac{\dfrac{J_1+J_2}{J_0}\dfrac{pl}{a}}{\dfrac{J_1J_2}{J_0^2}\dfrac{p^2l^2}{a^2}-1}. \qquad (10)$$

Определим частоту p из выражения (10). При малых значениях J_0, полагая $\operatorname{tg}\frac{pl}{a} = \frac{pl}{a}$ и пренебрегая единицей в знаменателе формулы (10), имеем:

$$\frac{p^2l^2}{a^2} = \frac{(J_1+J_2)J_0}{J_1J_2}. \qquad (11)$$

Подставив в формулу (11) $a^2 = cl^2/J_0$, получим:

$$p = \sqrt{\frac{(J_1+J_2)c}{J_1J_2}}. \qquad (12)$$

По формуле (12) можно определить частоту колебаний двухмассовой системы с невесомым упругим звеном.

Один из путей локализации колебаний — применение демпфирующих устройств, которые бывают двух типов: динамические и с использованием внешних сил трения [2].

Рассмотрим принцип действия демпфирующего устройства, т. е. динамического поглотителя колебаний. Представим некоторую движущуюся упругую систему, состоящую из двух масс и не встречающую сопротивления. При этом одна из масс (ведущая) испытывает периодически изменяющуюся нагрузку $P\sin\omega t$, где P — максимальное значение периодической нагрузки; ω — угловая частота нагрузки. Для того чтобы система сохраняла постоянную скорость, к ведущей массе присоединяем динамический поглотитель колебаний в виде массы с упругой связью. Тогда рассматриваемая система будет состоять из трех масс, соединенных упругими звеньями (рис. 3).

Введем обозначения: m_3 — масса динамического поглотителя; m_1 и m_2 — приведенные массы ведущего и ведомого элементов; s_1, s_2, s_3 — обобщенные координаты элементов системы.

Кинетическая энергия системы

$$T = \frac{m_1}{2}\left(\frac{\mathrm{d}s_1}{\mathrm{d}t}\right)^2 + \frac{m_2}{2}\left(\frac{\mathrm{d}s_2}{\mathrm{d}t}\right)^2 + \frac{m_3}{2}\left(\frac{\mathrm{d}s_3}{\mathrm{d}t}\right)^2;$$

потенциальная энергия системы

$$\Pi = \frac{(s_1-s_2)^2c_1}{2} + \frac{(s_2-s_3)^2c_2}{2}.$$

Используя уравнения Лагранжа второго рода, получим:

$$m_1\frac{\mathrm{d}^2s_1}{\mathrm{d}t^2} + c_1(s_1-s_2) = 0;$$

$$m_2\frac{\mathrm{d}^2s_2}{\mathrm{d}t^2} - c_1(s_1-s_2) + c_2(s_2-s_3) = P\sin\omega t; \qquad (13)$$

$$m_3\frac{\mathrm{d}^2s_3}{\mathrm{d}t^2} - c_2(s_2-s_3) = 0.$$

Исключив из уравнения (13) s_1 и s_2 и их производные, получим:

$$\frac{\mathrm{d}^6s_3}{\mathrm{d}t} + a\frac{\mathrm{d}^4s_3}{\mathrm{d}t^4} + b\frac{\mathrm{d}^2s_3}{\mathrm{d}t^2} = f\sin\omega t,$$

где $a = \dfrac{\left[\dfrac{m_1}{c_1}(m_2+m_3)+\dfrac{m_2}{c_2}(m_1+m_2)\right]c_1c_2}{m_1m_2m_3}$;

$$b = \frac{(m_1+m_2+m_3)c_1c_2}{m_1m_2m_3};$$

$$f = \frac{P\left(1-\dfrac{\omega^2m_1}{c_1}\right)c_1c_2}{m_1m_2m_3}.$$

Проинтегрировав дважды, получим:

$$\frac{d^4 s_3}{dt^4} + \frac{d^2 s_3}{dt^2} + bs_3 = -\frac{f}{\omega^2}\sin\omega t + E_1 t + F_1,$$

где E_1 и F_1 — постоянные интегрирования.

Общее решение имеет вид:

$$s_3 = A\sin K_1 t + B\cos K_1 t + C\sin K_2 t + D\cos K_2 t - \\ - \frac{f\sin\omega t}{\omega^2(\omega^4 - a\omega^2 + b)} + \frac{E}{b}t + \frac{F_1}{b}. \quad (14)$$

Обозначив $\frac{f\sin\omega t}{\omega^2(\omega^4 - a\omega^2 + b)} = d$; $\frac{E_1}{b} = E$; $\frac{F_1}{b} = F$, приведем выражение (14) к виду:

$$s_3 = A\sin K_1 t + B\cos K_1 t + D\cos K_2 t - \\ - d\sin\omega t + Et + F_1, \quad (15)$$

где $K_{1,2} = \sqrt{\frac{a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 - b}}$; A, B, C, D, E, F — постоянные интегрирования.

Для определения характера движения ведомой массы можем принять любые реальные начальные условия. Например, при $t = 0$ примем $s_3 = 0$;

$$\frac{ds_3}{dt} = \upsilon;$$

$$d^2 s_3/dt^2 = d^3 s_3/dt^3 = d^4 s_3/dt^4 = d^5 s_3/dt^5 = 0.$$

Подставив эти условия в решение (15), найдем:

$$A = \frac{d\omega^3(\omega^2 - K_2^2)}{K_1^3(K_1^2 - K_2^2)}; \quad B = 0;$$

$$C = -\frac{d^3\omega(\omega^2 - K_1^2)}{K_2^3(K_1^2 - K_2^2)}; \; D = 0;$$

$$E = \upsilon - \frac{d\omega^3[(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2]}{K_1^2 K_2^2} + d\omega; \quad F = 0.$$

Тогда имеем:

$$s_3 = \frac{d^3\omega}{(K_1^2 - K_2^2)}\left[\frac{\omega^2 - K_2^2}{K_1^3}\sin K_1 t - \frac{\omega^2 - K_1^2}{K_2^3}\sin K_2 t\right] + \\ + \upsilon t - \frac{d\omega^3[(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2]}{K_1^2 K_2^2} + d\omega t - d\sin\omega t$$

и скорость движения ведомой массы

$$\frac{ds_3}{dt} = \frac{d\omega^3}{K_1^2 - K_2^2}\left[\frac{\omega^2 - K_2^2}{K_1^2}\cos K_1 t - \frac{\omega^2 - K_1^2}{K_2^2}\cos K_2 t\right] + \\ + \upsilon - \frac{d\omega^3[(K_1^2 - K_2^2) - \omega^2]}{K_1^2 K_2^2} + d\omega - d\omega\cos\omega t. \quad (16)$$

Следовательно, чтобы скорость ds_3/dt была постоянной и равнялась υ, необходимо, чтобы $d = 0$:

$$d = \frac{f}{\omega^2(\omega^4 - a\omega^2 + b)} = \\ = \frac{P\left(1 - \frac{\omega^2 m_1}{c_1}\right)c_1 c_2}{m_1 m_2 m_3 \omega^2(\omega^4 - a\omega^2 + b)} = 0,$$

что возможно при $c_1 = m_1\omega^2$.

Таким образом, для поглощения колебаний двухмассовой системы достаточно присоединить к ведущей массе третью массу m_3 с помощью соединительного звена жесткостью c_3. При этом частота вынужденных колебаний должна составлять $\omega = \sqrt{c_3/m_3}$, т. е. в щековой дробилке с простым качанием подвижной щеки эта щека вместе с передней распорной плитой и есть третье звено с массой m_3 и жесткостью c_3.

Следовательно, щековая дробилка с простым качанием подвижной щеки кроме известных преимуществ [3] имеет более совершенную конструкцию с позиций динамики, чем дробилка со сложным качанием щеки. Кроме того, согласно выражению (16) уменьшению колебаний способствует также увеличение жесткости c_2 и массы m_3, т. е. при необходимости, увеличив жесткость передней распорной плиты и массу подвижной дробящей плиты, можно уменьшить крутильные колебания [4].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванченко Ф. К., Красношапко В. А.** Динамика металлургических машин. М: Металлургия, 1983. 295 с.
2. **Комаров М. С.** Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 296 с.
3. **Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Музеймнек В. А.** Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
4. **Кузбаков Ж. И.** Снижение динамических нагрузок на станину щековой дробилки при дроблении высокопрочных материалов // Материалы междунар. науч.-практ. конф. "Комплексная переработка минерального сырья" (25, 26 сентября, 2008 г., г. Караганда). Караганда: [Б. и.], 2008. С. 228—234.

УДК 621.226:62-531.7

С. В. СОЛОДЕНКОВ, К. И. ЛЮТИН, кандидаты технических наук, Е. Е. ЧУГУНОВА (ВолгГТУ, г. Волгоград), e-mail: tig@vstu.ru

Условия выбора параметров динамического гасителя колебаний гидромеханической системы постоянной частоты вращения

Рассматриваются обязательнее условия при выборе параметров динамического гасителя колебаний, устанавливаемого в центробежном регуляторе гидромеханической системы постоянной частоты вращения для повышения устойчивости.

Ключевые слова: гидромеханическая система постоянной частоты вращения, устойчивость, центробежный регулятор, динамический гаситель колебаний.

The mandatory requirements at selection of parameters of dynamic absorber, which is installed in centrifugal governor of hydro-mechanical constant-speed system for stability improvement, are considered.

Keywords: hydro-mechanical constant-speed system; stability; centrifugal governor; dynamic absorber.

В работах [1—10] описана гидромеханическая система постоянной частоты вращения (ГСПЧВ), предназначенная для передачи мощности генератору переменного тока от единой энергетической установки транспортного средства, а также приведен анализ причин неустойчивой автоколебательной работы этой системы в условиях эксплуатации на наземных транспортных машинах. Также в работе [10] предложен оригинальный способ повышения устойчивости ГСПЧВ в виде динамического гасителя колебаний (ДГ), введенного в чувствительный элемент (ЧЭ) центробежного регулятора (ЦР) системы [11].

Однако эффективность ДГ колебаний, его конструктивная реализация в центробежном регуляторе ГСПЧВ и работоспособность зависят от условий, которые необходимо соблюдать при выборе параметров ДГ.

Использование динамического гасителя колебаний в центробежном регуляторе ГСПЧВ уменьшает суммарную жесткость пружины его ЧЭ, которая составляет

$$c^* = \frac{cc_д}{c + c_д},$$

где c — жесткость основной пружины чувствительного элемента ЦР; $c_д$ — жесткость дополнительной пружины ДГ.

При этом понижается устойчивость самого ЧЭ ЦР, оцениваемая фактором устойчивости $F_р$, который должен быть больше нуля. В работе [12] приведена формула фактора устойчивости ЧЭ ЦР:

$$F_р = \frac{\partial E}{\partial x} - \omega_р^2 \frac{dA}{dx}, \qquad (1)$$

где E — восстанавливающая сила ЧЭ; x — перемещение муфты ЦР и соединенного с ней управляющего золотника; $\omega_р$ — частота вращения грузов ЦР; A — коэффициент, поддерживающей силы ЧЭ.

При введении в регулятор динамического гасителя колебаний выражение (1) после некоторых преобразований принимает вид:

$$F_р = \frac{cc_д}{c + c_д} - 2(\omega_{н.г} i_{ЦР\text{-}Г})^2 m_г \frac{l_2^2}{l_1^2}, \qquad (2)$$

где $\omega_{н.г}$ — номинальная частота вращения вала генератора переменного тока; $i_{ЦР\text{-}Г}$ — передаточное отношение промежуточной передачи от ЦР к генератору; $m_г$ — масса центробежного груза ЧЭ ЦР; l_1, l_2 — размеры центробежных грузов [12].

Из выражения (2) видно, что фактор устойчивости зависит от жесткости $c_д$ пружины ДГ.

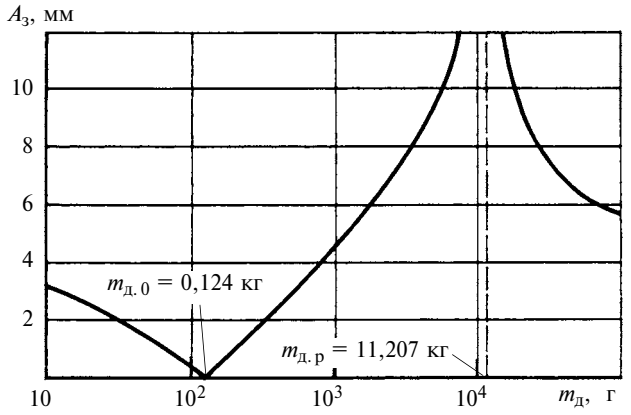
Таким образом, одно из условий выбора жесткости — положительное значение фактора устойчивости $F_р$ ЧЭ, что проверяется выражением (2).

Второе условие, которое необходимо выполнять при выборе жесткости пружины ДГ, обусловлено вероятностью появления резонанса в колебательной системе ЧЭ ЦР. Из уравнений вынужденных колебаний ЧЭ с ДГ при автоколебательном режиме работы ГСПЧВ [10] получим выражение массы $m_{д.р}$ инерционного элемента динамического гасителя, при которой в системе возникает резонанс — амплитуда колебаний муфты ЧЭ и соединенного с ним управляющего золотника резко возрастет:

$$m_{д.р} = \frac{(c_д - c)(c - m_з\omega^2) + c^2}{(c - m_з\omega^2)\omega^2},$$

где $m_з$ — суммарная масса управляющего золотника, муфты ЦР и подвижных частей ЧЭ, приведенная к оси золотника; ω — частота автоколебаний в ГСПЧВ.

Жесткость $c_д$ пружины ДГ выбирают так, чтобы масса $m_{д.р}$ значительно отличалась от массы $m_д$ инертного элемента ДГ, реализуемой в ГСПЧВ.



Зависимость амплитуды $A_з$ колебаний управляющего золотника от массы $m_д$ инерционного элемента ДГ

На рисунке показана зависимость амплитуды $A_з$ колебаний управляющего золотника от массы $m_д$ инерционного элемента ДГ для ГСПЧВ мощностью 4 кВт с динамическим гасителем колебаний, используемая в транспортной машине.

При выбранном значении жесткости пружины ДГ масса $m_{д.р}$ значительно (на два порядка) отличается от массы инерционного элемента, используемого в ДГ рассматриваемого ГСПЧВ.

Применение ДГ в ГСПЧВ устраняет колебания управляющего золотника, что стабилизирует работу системы. Инерционный элемент ДГ должен совершать колебательное движение с определенной амплитудой, воспринимая воздействия от периодической силы Q со стороны центробежных грузов регулятора, т. е. конструкция ЦР должна обеспечивать возможность этих колебательных движений.

Из уравнений вынужденных колебаний ЧЭ [2, 3, 10] получим формулу амплитуды колебаний инерционного элемента ДГ:

$$A_д = Q^* \frac{c}{(c_д - c - m_д\omega^2)(c - m_з\omega^2) + c}, \qquad (3)$$

где Q^* — амплитуда периодической силы, действующей на инерционный элемент ДГ со стороны центробежных грузов.

Показатели $c_д$ и $m_д$ ДГ выбирают таким образом, чтобы амплитуда $A_д$, найденная по формуле (3), удовлетворяла требованиям по габаритным размерам ЦР.

Выбор параметров ДГ, используемого в ГСПЧВ для наземных транспортных машин, с учетом трех вышеуказанных условий позволил получить показатели качества переходных процессов, соответствующих согласно ГОСТ 10511—83 первому классу точности [13].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Солоденков С. В., Лаптев Ю. Н.** Исследование математической модели гидромеханической системы постоянной скорости на устойчивость // Тез. докл. IV всесоюзн. науч. конф. "Автоматизация поискового конструирования и подготовка инженерных кадров". Волгоград: ВолгПИ, 1987. Т. 1. С. 110.

2. **Солоденков С. В., Лаптев Ю. Н.** Исследование устойчивости гидромеханической системы постоянной скорости и способы ее повышения // Конструирование и эксплуатация автомобилей и тракторов. 1989. Вып. 4. С. 93.

3. **Солоденков С. В., Поляков Д. А.** Анализ устойчивости гидромеханического привода постоянной частоты вращения наземной транспортной машины // Межвуз. сб. науч. тр. "Наземные транспортные системы". Волгоград: ВолгГТУ, 2000. с. 59—64.

4. **Математическая** модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения и некоторые результаты ее исследования / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, М. Д. Селезнев // Изв. ВолгГТУ. Сер. Транспортные наземные системы: Межвуз. сб. науч. статей. Волгоград: ВолгГТУ, 2004. Вып. 1. № 3. С. 125—128.

5. **Определение** границы устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения наземной транспортной машины по ее линейной математической модели / С. В. Солоденков, А. С. Горобцов, В. Д. Зорин, Д. А. Мелехов // Материалы междунар. науч.-практ. конф. "Прогресс транспортных средств и систем—2005". Волгоград: ВолгГТУ, 2005. Ч. 2. С. 435, 436.

6. **Солоденков С. В., Горобцов А. С., Лютин К. И.** Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения // Автомобильная промышленность. 2008. № 8. С. 21—24.

7. **Солоденков С. В.** Разработка и исследование устройств пневмогидроавтоматики, повышающих устойчивость систем автоматического управления // Тез. докл. VI всесоюз. симпозиума по пневматическим (газовым) приводам и системам управления. М.—Тула: 1991. [Б. и.] С. 93.

8. **Лаптев Ю. Н., Солоденков С. В.** Расчет оптимизации корректирующих устройств приводов постоянной частоты вращения // Тез. докл. науч.-техн. конф. "Промышленная гидравлика и пневматика". Киев: РДЭНТД, 1992.

9. **Солоденков С. В., Приходьков К. В.** Задача повышения устойчивости гидродинамических систем постоянной частоты вращения // Изв. ВолгГТУ. Сер. "Наземные транспортные системы": Межвуз. сб. науч. ст. Волгоград: ВолгГТУ, 2007. Вып. 2. № 8. С. 29—32.

10. **Солоденков С. В., Лютин К. И., Чугунова Е. Е.** Оценка устойчивости гидромеханической системы постоянной частоты вращения и способы ее повышения // Вестник машиностроения. 2013. № 6. С. 29—32.

11. **А. с. 1596314 СССР:** МПК^5 G 05 D 13/10. Центробежный регулятор скорости.

12. **Крутов В. И.** Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1979. 615 с.

13. **ГОСТ 10511—63.** Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных дизелей. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов, 2004. 15 с.

УДК 539.4.014.13

И. Г. ШИН, Р. Х. МАКСУДОВ, кандидаты технических наук, М. Р. МУМИНОВ, З. А. ШОДМОНКУЛОВ
(Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Дислокационная модель формирования технологических остаточных напряжений в деталях машин и оценка их интенсивности

Представлена дислокационная модель формирования технологических остаточных напряжений и оценка ее интенсивности с помощью энергетического критерия качества поверхностного слоя деталей машин — скрытой энергии деформации.

Ключевые слова: остаточные микро- и макронапряжения, дислокация, плотность, пластическая деформация, структурные элементы, структурно-энергетическая модель, деформационное упрочнение, интенсивность напряжений.

Presents a dislocation model for the formation of technological residual stresses and assessment of its intensity using the energy criterion of quality of the surface layer machine parts — hidden strain energy.

Keywords: residual micro- and macronutrient, dislocation density, plastic deformation, structural elements, structural-energetic model, strain hardening, stress intensity.

Аналитические исследования характеристик качества поверхностного слоя, в частности такой важнейшей характеристики, как остаточные напряжения, и построение адекватных моделей, описывающих реальный процесс упругопластического деформирования металлов при механической обработке деталей, сегодня актуальны, так же как и экспериментальные исследования, которые необходимы для доказательства адекватности или несостоятельности теоретических решений и выявления частных закономерностей, соответствующих данным условиям опыта.

Ценность аналитических исследований с учетом обоснованных допущений на основе математических моделей, подтвержденных экспериментально, заключается в возможности разработки универсального подхода для раскрытия механизма формирования качества поверхностного слоя деталей. Данное направление исследований охватывает знания смежных и взаимосвязанных дисциплин (например, теорию дислокаций физики твердого тела, теорию упругости и пластичности, термодинамику необратимых процессов, теплофизику) и ставит целью синтезировать микро- и макропредставления о пластической деформации металла, представляющей собой непрерывный процесс генерирования, движения и аннигиляции линейных несовершенств кристаллической структуры, т. е. дислокаций.

Все изменения физико-механических характеристик в поверхностном слое деталей при взаимодействии с режущим или упрочняющим инструментом происходят в результате энергетических трансформаций в соответствии с законами термодинамики.

Неоднородное деформированное состояние поверхностного слоя детали может возникнуть после неоднородной пластической деформации в результате обработки металла или заготовки давлением (волочение, прокатка, ковка), резанием (точение, шлифование), поверхностным пластическим деформированием (ППД) (обкатка шариком или роликом, обдувка дробью), а также вследствие неоднородной пластической деформации при нагревании и охлаждении, вследствие неоднородного изменения объема при фазовых превращениях как в твердом состоянии (закалка, старение, цементация стали твердым карбюризатором и другие физико-химические процессы), так и при неоднородном протекании фазовых превращений из жидкого в твердое состояние и наоборот.

Возникновение технологических остаточных напряжений обусловлено одновременным воздействием различных факторов: механических, тепловых и физико-химических [1—3]. Формирование и распределение остаточных макронапряжений в поверхностном слое деталей после обработки резанием в первом приближении объясняют действием двух факторов — силового (пластического деформирования), обеспечивающего возникновение сжимающих напряжений, и теплового (нагрева поверхностного слоя), являющегося причиной образования растягивающих остаточных напряжений.

При обработке резанием и ППД под воздействием сил трения между контактирующими поверхностями инструмента и обрабатываемой детали происходит пластическая деформация растяжения внешнего поверхностного слоя, а слой, расположенный под ним, растягивается упруго. За инструментом после его прохождения упруго растянутый внутренний слой стремится сжаться, но этому препятствует наружный пластически деформированный слой. Таким образом, во внешнем слое формируются напряжения сжатия, во внутреннем — напряжения растяжения.

В результате нагревания, которое сопровождает любой процесс пластической деформации, внеш-

ний слой металла стремится удлиниться, чему, однако, препятствует менее нагретый внутренний слой. Следовательно, первый слой подвергается сжатию, второй — растяжению. При интенсификации процесса резания, а следовательно, при интенсивном нагревании напряжения на поверхности могут превысить предел текучести $\sigma_т$ обрабатываемого материала, что вызовет пластическую деформацию сжатого внешнего слоя. При последующем охлаждении внешний слой стремится сжаться до размеров, меньших первоначальных на величину пластической деформации сжатия. Однако этому препятствует упруго-напряженный внутренний слой, в результате чего во внешнем слое формируются остаточные напряжения растяжения, во внутреннем — напряжения сжатия.

Таким образом, в зависимости от условий и режима обработки, обусловливающих температурно-силовую напряженность процесса, определяющим может быть механический (силовой) фактор — тогда на поверхности возникнут макронапряжения сжатия, или тепловой фактор — тогда на поверхности формируются макронапряжения растяжения. Такая закономерность нарушается, если процесс механической обработки сопровождается фазовыми превращениями, приводящими к необратимым объемным изменениям структурных составляющих сталей и сплавов, что является иногда более значимым фактором формирования технологических макронапряжений в поверхностном слое, чем механический и тепловой факторы.

Недостаток рассматриваемой модели формирования макронапряжений (напряжений первого рода) состоит в условности разделения одновременно действующих механического и теплового факторов, а также то, что она не учитывает направления силовых воздействий на поверхностный слой детали, которые влияют на интенсивность и направление деформации, вызывая в поверхностном слое детали как растягивающие, так и сжимающие остаточные напряжения.

Остаточные микронапряжения (напряжения второго рода) обусловлены наличием в металле различных структурных дефектов и в первую очередь линейных несовершенств в виде дислокаций, дислокационных стенок (граней блоков и ячеек), которые вызывают деформацию и напряжения. Причиной возникновения микронапряжений является также взаимодействие зерен. Для реального поликристаллического тела (сталей и сплавов) характерны анизотропия механических свойств и произвольная ориентация зерен, что является причиной неодинаковой степени деформации соседних зерен (кристаллитов) и возникновения в них остаточных микронапряжений под действием внешней нагрузки. Неоднородность деформации усиливается, если соседние зерна представляют собой разные фазы с разными физико-механическими свойствами. Поэтому для многофазных сплавов характерны межфазные микронапряжения.

Остаточные субмикронапряжения (напряжения третьего рода) уравновешиваются в еще меньших объемах. Они соизмеримы с группой атомов в окрестности дислокаций и определяют статические смещения атомов из узлов решетки, обусловленные точечным дефектом. Согласно механике сплошных сред точечный дефект вызывает упругую деформацию $\varepsilon = r^{-3}$ (r — расстояние до дефекта). Таким образом, на границе зерна (блока) деформация и напряжение от точечного дефекта пропорциональны R^{-3} (R — размер зерна или блока). Статические искажения значительны только в области, соизмеримой с межатомными расстояниями. Деформацию кристаллической решетки (смещения атомов) в непосредственной близости от дефекта уже нельзя определить методами механики сплошных сред, что ставит под сомнение термин "напряжение третьего рода", т. е. правильнее говорить о "статических искажениях решетки".

Академик Н. Н. Давиденков считает, что физического различия между остаточными напряжениями первого и второго рода не существует, и напряжения первого рода являются равнодействующими остаточных напряжений второго рода. Следовательно, можно утверждать, что остаточные напряжения второго рода в свою очередь являются равнодействующими напряжений третьего рода.

Таким образом, рассмотренная взаимосвязь технологических остаточных напряжений отражает иерархию структурных уровней остаточных напряжений по аналогии со структурными уровнями деформаций [4] и дает ключ к описанию единой физической сущности механизма пластического течения кристаллического тела. Сущность иерархии структурных уровней (напряжений) состоит в том, что каждый структурный уровень подвергается макродеформации со стороны нижестоящего уровня и микродеформации со стороны вышестоящего уровня.

Несмотря на то, что в описании общей картины пластического деформирования (теории течения) достигнуты значительные успехи, ее необходимо совершенствовать для сближения теоретических и экспериментальных данных, позволяющих предсказать картину деформирования при заданном условии нагружения, и для изучения микродеформаций и микронапряжений при упругопластическом деформировании. Появление микродеформаций и микронапряжений является следствием микроскопической неоднородности упругих и пластических свойств поликристалла и несовершенства структуры его кристаллических зерен, т. е. наличия дислокаций.

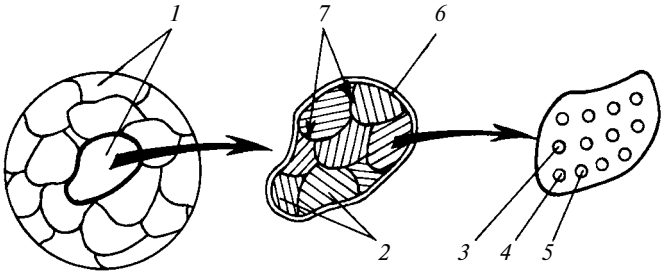


Рис. 1. Структурные элементы поликристаллического тела:
1 — зерна (кристаллиты); *2* — блоки (мозаики); *3* — дислокации; *4* — атомы, в том числе точечные дефекты (вакансии, междоузельные атомы, атомы внедрения); *5* — электроны; *6* — граница зерен; *7* — границы блоков (мозаики)

В теориях упругости и пластичности напряжения и деформации, как правило, усредняют в пределах элементарных объемов, содержащих огромное количество кристаллических зерен, и устанавливают зависимости между средними значениями напряжений и деформаций, которые относятся к макроскопическим. При этом необходимо учитывать и микроскопическую неоднородность поля напряжений и деформаций, так как работа, оцениваемая по самоуравновешенным микронапряжениям на соответствующих им микродеформациях, сопоставима с работой усредненных напряжений на усредненных деформациях. В пользу такого вывода говорят многочисленные эксперименты по измерению теплоты, выделяющейся при макроскопической однородной деформации [5]. Оказалось, что механический эквивалент выделившейся теплоты всегда меньше затраченной работы на 5÷8 % в зависимости от степени деформации. Следовательно, в однородно деформированном упругопластическом теле после снятия всех нагрузок формируется поле упругой деформации и соответствующее ему поле остаточных напряжений, что объясняется микроскопической неоднородностью механических свойств кристаллического тела.

Кроме того, при однородности макродеформаций и макронапряжений в образце за пределом текучести возникают не только упругие, но и пластические неоднородные микродеформации, которые при экспериментах [5] не выявляются, но на которые, однако, затрачивается работа, сравнимая, по-видимому, с работой, затраченной на упругие остаточные микродеформации. Поэтому представляется, что из всей работы, затрачиваемой на пластическую деформацию тела, не менее 10÷15 % приходится на самоуравновешивание микронапряжений и соответствующих им микродеформаций.

Рассмотрим иерархическую структуру деформаций поликристаллического тела (рис. 1). В физике твердого тела [6] механические напряжения в металле или сплаве независимо от причин их возникновения (силы, температуры, частицы высокой энергии и др.) рассматриваются как следствие искажения кристаллической решетки. Следовательно, и для технологических остаточных макронапряжений, и для субмикроскопических напряжений может существовать только единственная физическая модель механизма их формирования — атомная или дислокационная. Следовательно, чтобы понять природу пластического течения металла, необходим анализ дислокационной структуры поверхностного слоя при механической обработке.

Величина и знак остаточных макронапряжений зависят от дислокационной структуры материала, определяемой плотностью и распределением дислокаций, а также другими несовершенствами кристаллической решетки. Большое скопление однородных (положительных или отрицательных) дислокаций на параллельных плоскостях скольжения вызывает деформацию (искривление) кристаллической решетки, ведущую к формированию остаточных макронапряжений в данном объеме поверхностного слоя металла.

В аспекте структурно-энергетической модели [7] на основе дислокационных представлений о пластической деформации и термодинамике контактных процессов при механической обработке остаточные напряжения правильнее называть структурными остаточными напряжениями.

По мнению Л. Клебро, Д. Мак Лина, Дж. Мартина [8], почти вся энергия, накопленная в кристалле при его пластической деформации, — это энергия деформации, вызванной образовавшимися линейными дефектами кристаллической решетки — дислокациями, т. е. деформационное упрочнение металлов и сплавов обусловлено в основном дислокациями. Энергия точечных дефектов в виде вакансий и междоузельных атомов, образовавшихся вследствие пересечения дислокаций, составляет незначительную долю всей аккумулированной энергии. Точечные дефекты, отличаясь малочисленностью и высокой подвижностью, не имеют большого значения в деформационном упрочнении металлов. По данным Д. Мак Лина вклады в упрочнение дислокаций, вакансий и внедренных атомов соответствуют отношению 4,5 : 2 : 1.

Таким образом, основным источником аккумулируемой скрытой энергии являются линейные несовершенства кристаллической структуры металла — сеть дислокационных линий, которые приводят к упругим искажениям и, следовательно, к созданию остаточных напряжений. Безусловно, должна существовать корреляционная связь между остаточными напряжениями и главным параметром дислокаций — плотностью ρ.

Оценить долю запасенной (скрытой) энергии U_s, вызванную наличием дислокаций, можно, только имея информацию о плотности и распределении дислокаций. Экспериментально эти характеристики тонкой кристаллической структуры определяют

по ямкам травления и методами электронной микроскопии [9].

На базе многочисленных экспериментальных и аналитических исследований В. К. Старков предложил [10] рассматривать скрытую энергию U_s деформирования в качестве комплексного энергетического критерия качества при обработке резанием. Он установил влияние величины и характера распределения скрытой энергии деформирования на такие физико-механические характеристики состояния поверхностного слоя, как микротвердость, степень деформационного упрочнения, а также параметры шероховатости обработанной поверхности. Однако в работе [10] отсутствуют какие-либо данные по остаточным напряжениям, и только гипотетически указывается на возможную корреляцию между остаточными напряжениями и плотностью дислокаций.

Скрытая энергия U_s не создается упругим деформированием, так как после удаления деформирующих усилий наступает мгновенная релаксация и внутренняя энергия возвращается к своему первоначальному значению. И только остаточные напряжения, возникшие в результате пластической деформации металла, создают часть скрытой энергии наклепа.

При исследовании взаимосвязи скрытой энергии U_s и остаточных напряжений $\sigma_{ост}$ следует исходить из значений и распределения дислокаций в отожженном и деформированном пластически металле. Установлено, что отожженные металлы содержат от 10^6 до 10^8 дислок./см^2, а в деформированных металлах плотность дислокаций выше и может достигать $10^{11} \div 10^{12}$ дислок./см^2. Их распределение зависит от вида металла и его чистоты, а также от вида, степени и температуры деформации.

Вызывают интерес экспериментальные исследования Б. А. Кравченко, М. С. Нерубая и В. Н. Курицина [11] по определению скрытой энергии деформирования в поверхностном слое образцов из стали 45 после разной механической обработки: точения, ультразвукового упрочнения, упрочнения микрошариками. Установлено, что характер изменения скрытой энергии U_s по глубине поверхностного слоя находится в хорошей корреляционной зависимости от величины остаточных напряжений (макронапряжений) (рис. 2). Подобная корреляция была обнаружена и при исследовании энергетического состояния поверхностного слоя металла методами экзоэлектронной эмиссии [11]. Так как интенсивность экзоэлектронной эмиссии также связана с дефектами структуры поверхностного слоя после деформационного упрочнения, то такое совпадение, по-видимому, неслучайно. Характерно, что максимальные скрытая энергия и экзоэлектронная эмиссия имеют место на той же глубине, где наблюдаются максимальные остаточные напряжения.

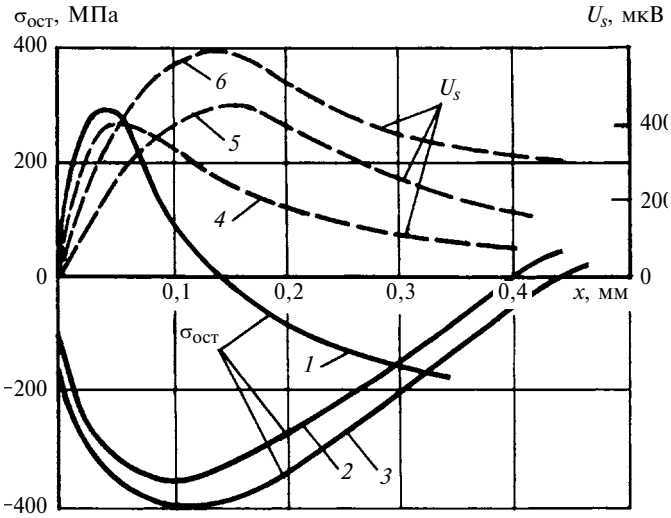


Рис. 2. Энергетические состояния (-----) и остаточные напряжения (——) в поверхностном слое деталей в зависимости от метода механической обработки

1, *4* — точение; *2*, *5* — ультразвуковое упрочнение; *3*, *6* — ультразвуковое упрочнение с большей статической нагрузкой на инструмент

Таким образом, приведенные данные свидетельствуют о возможности использования скрытой энергии U_s деформирования как интегрального показателя качества поверхностного слоя изделий и научно обоснованного связующего звена при синтезировании микро- и макропредставлений о формировании технологических остаточных напряжений.

На основании результатов рентгенографических исследований Ж. Фридель [12] получил экспериментальную зависимость между запасенной энергией и деформационным упрочнением:

$$U_s \cong \frac{1}{2}\frac{E^*}{G^2}\sigma^2, \qquad (1)$$

где E^* — упругая постоянная, среднее значение которой находится между модулем сдвига G и модулем объемного сжатия (часто принимают $E^* = E$, где E — модуль Юнга); σ — среднее внутреннее напряжение (остаточное напряжение).

Преобразуем формулу (1) с учетом связи модуля G упругости при сдвиге (модуля упругости второго рода) с модулем Юнга (продольной упругости):

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}, \qquad (2)$$

где μ — коэффициент Пуассона.

В результате преобразования выражения (2) получим:

$$U_s = \frac{2(1+\mu)^2}{E}\sigma^2. \qquad (3)$$

Вместо среднего внутреннего напряжения σ введем в выражение (3) интенсивность $\sigma_{i\,\text{ост}}$ остаточных напряжений:

$$U_s = \frac{2(1+\mu)^2}{E}\sigma_{i\,\text{ост}}^2. \qquad (4)$$

Из выражения (4) получим:

$$\sigma_{i\,\text{ост}} = \frac{1}{1+\mu}\sqrt{\frac{E}{2}}\sqrt{U_s}$$

или $\sigma_{i\,\text{ост}} = K_\sigma\sqrt{U_s}$, где $K_\sigma = \frac{1}{1+\mu}\sqrt{\frac{E}{2}}$ — коэффициент, учитывающий упругие свойства деформируемого материала.

Переход в формуле (1) от среднего остаточного напряжения σ к интенсивности $\sigma_{i\,\text{ост}}$ остаточных напряжений [13] обоснован тем, что именно интенсивность напряжений характеризует напряженные состояния (в том числе и остаточное) и применяется в уравнениях, описывающих условия пластичности, в частности в энергетическом условии пластичности

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_1-\sigma_2)^2+(\sigma_2-\sigma_3)^2+(\sigma_3-\sigma_1)^2} = \sigma_s, \qquad (5)$$

где σ_1, σ_2, σ_3 — главные нормальные напряжения; σ_s — напряжение текучести (не условное, а истинное напряжение при линейном пластически напряженном состоянии).

В условиях холодного деформирования пластическая деформация начинается при $\sigma_i = \sigma_{0,2}$ (если предел текучести $\sigma_{0,2}$ принять за истинное напряжение). При увеличении степени деформации напряжение текучести σ_s в процессе дальнейшего деформирования вследствие упрочнения увеличится, а следовательно, интенсивность σ_i напряжений возрастет до уровня, необходимого для поддержания пластического состояния.

Таким образом, зная характер распределения и величину скрытой энергии U_s деформирования по глубине поверхностного слоя и упругие константы E и μ, можно рассчитать интенсивность $\sigma_{i\,\text{ост}}$ структурных остаточных напряжений, не конкретизируя масштабность их распространения в деформируемом объеме тела. Затем, используя главные остаточные напряжения $\sigma_{1\text{ост}}$, $\sigma_{2\text{ост}}$, $\sigma_{3\text{ост}}$, следует определить их влияние на выносливость образцов для заданного числа циклов нагружения.

Скрытую энергию U_s деформирования можно определить экспериментально или менее трудоемкими аналитическими методами: термодинамическим (на базе первого закона термодинамики); методом, основанным на теории дислокаций; энергетическим анализом диаграмм деформирования обрабатываемого материала.

Интенсивность $\sigma_{i\,\text{ост}}$ остаточных напряжений при дробеударном упрочнении зубьев пильных дисков из инструментальной углеродистой стали У8Г ($\sigma_\text{в}$ = 1150 МПа) определяли при режиме обработки: скорость дроби v = 40 м/с; диаметр дроби D = 1 мм; расход дроби $q = (0{,}75\div12)10^{-3}$ кг/(см$^2\cdot$с). Интенсивность остаточных напряжений рассчитывали по методике [14], основанной на разработанной авторами структурно-энергетической модели формирования технологических остаточных напряжений при механической обработке деталей машин. В соответствии с данной методикой были рассчитаны: радиус пластического отпечатка; статическая сила вдавливания; нормальное давление; коэффициент восстановления скорости при ударе; удельная энергия удара; тепловая энергия; запасенная (скрытая) энергия; интенсивность остаточных напряжений. Последнюю в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала и запасенной энергии определяли по скорректированной формуле Фриделя. Для разной глубины z поверхностного слоя получили:

z, мм	0,05	0,1	0,2
$\sigma_{i\,\text{ост}}$, Н/мм^2	1094	1082	933

Значения интенсивности остаточных напряжений, рассчитанные по приведенной методике, хорошо согласуются с результатами экспериментальных исследований остаточных напряжений [15] при дробеструйном наклепе цементованной стали дробью диаметром 0,8÷1 мм. Следовательно, аналитический метод определения интенсивности остаточных напряжений, учитывающий скрытую энергию деформации в поверхностном слое деталей, является надежным при оценке остаточных напряжений.

Таким образом, расчетный метод определения скрытой энергии деформации, основанный на дислокационных представлениях процесса пластической деформации металлов при механической обработке, позволяет установить природу формирования микро- и макроскопических технологических остаточных напряжений в поверхностном слое деталей. Показано, что из характеристик качества поверхностного слоя деталей, воспринимающих переменные нагрузки, остаточные напряжения являются основными, а подход, предложенный для их оценки, весьма актуален.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сулима А. М., Шулов В. А., Ягодкин Ю. Д.** Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 240 с.
2. **Технологические** остаточные напряжения / Под ред. А. В. Подзея. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.
3. **Кравченко Б. А., Митряев К. Ф.** Обработка и выносливость высокопрочных материалов. Куйбышев: Куйбыш. кн. изд-во, 1968. 132 с.

УДК 621.9

Б. М. БРЖОЗОВСКИЙ, О. В. ЗАХАРОВ, доктора технических наук (Саратовский ГТУ им. Ю. А. Гагарина), e-mail: zov17@mail.ru

Алгоритм профилирования дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей[1]

Разработан алгоритм интерактивной оптимизации установочных параметров профилирования дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей, упрощающий анализ полученного результата.

Ключевые слова: винтовая поверхность, дисковый инструмент, численный метод, профилирование.

The algorithm of interactive optimization of setting parameters of forming of disk tool for processing of helical surfaces, simplifying the analysis of the obtained result, is developed.

Keywords: helical surface; disk tool; numerical method; forming.

Профилирование дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей (ВП) — нетривиальная задача, так как их формообразование представляет собой наиболее сложный метод касания. Задачу можно решать графическими, аналитическими и графоаналитическими методами. Графические методы [1] имеют сравнительно низкую точность расчетов и большую трудоемкость построений. Аналитические методы [2, 3], построенные на свойствах линий касания поверхностей и использующие нормали или касательные, дают большую точность, но имеют свои недостатки. Во-первых, требуются предварительные расчеты углов нормалей или касательных для всех участков профиля ВП, что усложняет подготовку исходной информации. Во-вторых, при решении уравнения касания необходимо исследовать интервал поиска корней для выбора требуемого. В-третьих, формальное применение аналитических методов без анализа условий формообразования не гарантирует получение заданного профиля ВП, так как может иметь место подрезание, для исключения которого приходится решать так называемую обратную задачу профилирования. Графоаналитические методы, например метод совмещенных сечений [4], сочетают достоинства первых двух групп методов, т. е. обеспечивают достаточную точность при хорошей наглядности. Их перспективность повышается благодаря использованию современных CAD-систем [4, 5]. Однако при этом необходимо учитывать особенности и ограничения, накладываемые конкретными программными продуктами.

[1] Работа выполнена при поддержке гранта Президента РФ МД-1377.2014.8.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 30)

4. **Структурные** уровни пластической деформации и разрушения / В. Е. Панин, Ю. В. Гриняев, В. И. Данилов и др. Новосибирск: Наука. Сиб. отд., 1990. 255 с.

5. **Костецкий Б. И., Линник Ю. И.** Исследование энергетического баланса при внешнем трении металлов // Машиноведение. 1968. № 5. С. 82—94.

6. **Павлов П. В., Хохлов А. Д.** Физика твердого тела. М.: Высшая школа, 1985. 384 с.

7. **Шин И. Г.** Структурно-энергетический подход при оценке остаточных напряжений в поверхностном слое деталей, упрочненных в процессе механической обработки // Республ. науч.-техн. конф. "Приватизация предприятий текстильной и легкой промышленности, проблемы внедрения новой техники и технологии" (1996 г., г. Наманган). Наманган: НИЭИ, 1996. С. 290, 291.

8. **Мартин Дж., Доэрти Р.** Стабильность микроструктуры металлических систем / Пер. с англ. М.: Атомиздат, 1978. 260 с.

9. **Новиков И. И., Розин К. М.** Кристаллография и дефекты кристаллической решетки. М.: Металлургия, 1990. 336 с.

10. **Старков В. К.** Дислокационные представления о резании металлов. М.: Машиностроение, 1979. 160 с.

11. **Кравченко Б. А., Нерубай М. С., Курицын В. Н.** Об оценке запасенной энергии пластической деформации при резании и упрочнении // Обработка высокопрочных сталей и сплавов инструментами из сверхтвердых синтетических материалов. Куйбышев: КуАИ, 1980. С. 133—136.

12. **Фридель Ж.** Дислокации / Пер. с фр. М.: Мир, 1967. 643 с.

13. **Шин И. Г.** Интенсивность остаточных напряжений при поверхностном пластическом деформировании деталей машин // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 2. С. 10—13.

14. **Шин И. Г., Джураев А. Д.** Эффективность дробеударного упрочнения зубьев дисковых пил машин первичной обработки хлопка // Проблемы текстиля. 2009. № 1. С. 7—11.

15. **Рыжов Н. М., Гуляев А. А., Пахомова С. А.** Структура и контактная выносливость цементованной стали 12Х2Н4А после поверхностного пластического деформирования // Металлы и термическая обработка. 1986. № 3. С. 30—33.

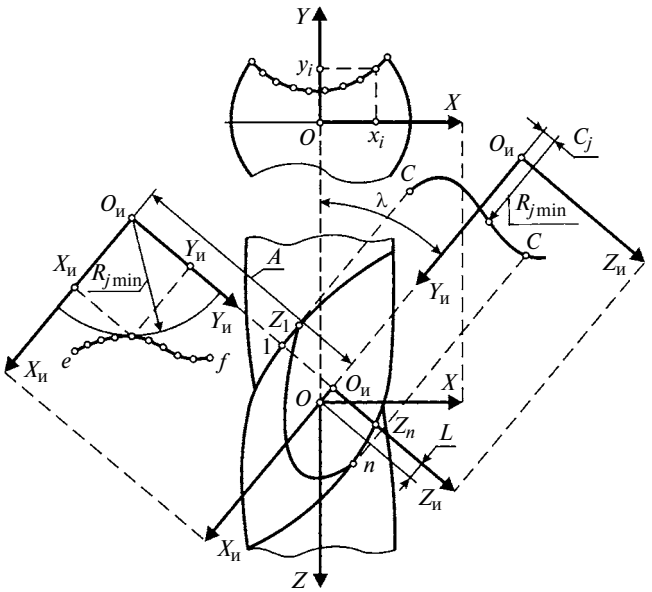


Рис. 1. Схема профилирования

Особую группу составляют численные методы профилирования, которые получили практическое применение сравнительно недавно [5—7]. По сути они являются аналитическими, не требуют нахождения нормалей и касательных к поверхностям, расчеты реализуются с помощью алгоритмов и решения уравнений. В статье предлагается модификация одного из таких методов, рассмотренного в работе [7]. В предлагаемой методике численного профилирования учтены дополнительные аспекты решения, позволяющие упростить ввод исходной информации и анализ результатов с помощью визуализации всех этапов расчета. В качестве программного средства реализации используется среда Matlab.

Для аналитического описания используем координатную схему профилирования (рис. 1). Ортогональная система координат XYZ связана с винтовой поверхностью таким образом, что в плоскости $Z = 0$ известен ее профиль (торцевое сечение). Система координат $X_и Y_и Z_и$ связана с дисковым инструментом и соотносится с системой XYZ с помощью трех установочных параметров: межосевого расстояния A, угла λ перекрещивания и наладочного смещения L.

Исходный торцевой профиль ВП для удобства подготовки входной информации задается опорными точками с координатами x_i, y_i ($i = 1, ..., n$), число n которых определяет точность расчетов. Тогда уравнения i-й винтовой линии, лежащей на ВП, имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} X &= x_i\cos\varphi - y_i\sin\varphi; \\ Y &= x_i\sin\varphi + y_i\cos\varphi; \\ Z &= \pm p\varphi, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где p — параметр винтовой линии ("+" соответствует правой винтовой линии, "−" — левой); φ — угловой параметр винтового движения.

Уравнения (1) при изменении i от 1 до n описывают семейство винтовых линий, образованных опорными точками профиля детали, т. е. дискретную ВП. Винтовые линии, заданные уравнениями (1), в системе $X_и Y_и Z_и$ дискового инструмента преобразуются следующим образом:

$$\left.\begin{aligned} X_и &= -X\sin\lambda + Z\cos\lambda + L; \\ Y_и &= -Y + A; \\ Z_и &= X\cos\lambda + Z\sin\lambda. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Задача профилирования решается на основании следующего алгоритма. В качестве исходных данных принимают семейство винтовых линий в системе координат дискового инструмента, описанных уравнениями (1) и (2). Требуется найти профиль инструмента. Для этого рассечем производящую поверхность инструмента системой плоскостей $Z_i = C_j$ ($j = 1, ... m$) и в каждой из них найдем минимальный радиус $R_{j\,\min}$ для множества точек пересечения с i-ми винтовыми линиями. Сначала решим последнее уравнение системы (2) для всех i-х винтовых линий. После подстановки выражений (1) в уравнения (2) получим трансцендентное относительно φ уравнение

$$f(\varphi) = (x_i\cos\varphi - y_i\sin\varphi)\cos\lambda \pm p\varphi\sin\lambda - C_j = 0. \quad (3)$$

Подставим полученное значение φ в первое и второе уравнения системы (2) и найдем координаты $X_и$ и $Y_и$ точек, в которых винтовые линии пересеклись с плоскостью $Z_и = C$. На рис. 1 эти точки образуют линию ef.

Для нахождения радиуса $R_{j\,\min}$ производящей поверхности инструмента в плоскости $Z_и = C_j$ следует определить кратчайшее расстояние от оси дискового инструмента (точка $O_и$) до найденных точек на кривой ef:

$$R_{j\,\min} = \min\{R_j\} = \left\{\sqrt{X_и^2 + Y_и^2}\right\}.$$

Рассмотрев все значения $j = (1, ..., m)$, получим осевое сечение $C—C$ производящей поверхности дискового инструмента в цилиндрических координатах $Z_и R_и$, где $Z_и = C_j$; $R_и = R_{j\,\min}$.

Приведенный численный алгоритм не использует таких характеристик взаимно огибаемых поверхностей, как касательная или нормаль. Поэтому профиль инструмента определяется однозначно, и не требуется дополнительный анализ полученных результатов или решение обратной задачи профилирования. Важное достоинство рассмотренного метода профилирования — гарантированное отсут-

ствие подрезания профиля ВП при обработке полученным дисковым инструментом.

Реализованный в среде Matlab алгоритм профилирования дискового инструмента для обработки ВП учитывает ряд дополнительных аспектов (рис. 2): первый — точность определения текущего радиуса производящей поверхности при прочих равных условиях, который зависит от числа n точек, определяющих кривую ef сечения ВП, и их расположения относительно оси дискового инструмента. Поэтому предусмотрена интерполяция исходного профиля ВП кубическим сплайном; второй — интерактивное задание параметров установки инструмента относительно заготовки, т. е. можно визуально убедиться в отсутствии подрезания, оценить степень заострения профиля и его глубину. Если полученный профиль инструмента в каком-либо отношении признается неудовлетворительным, то расчет повторяется при других параметрах наладки.

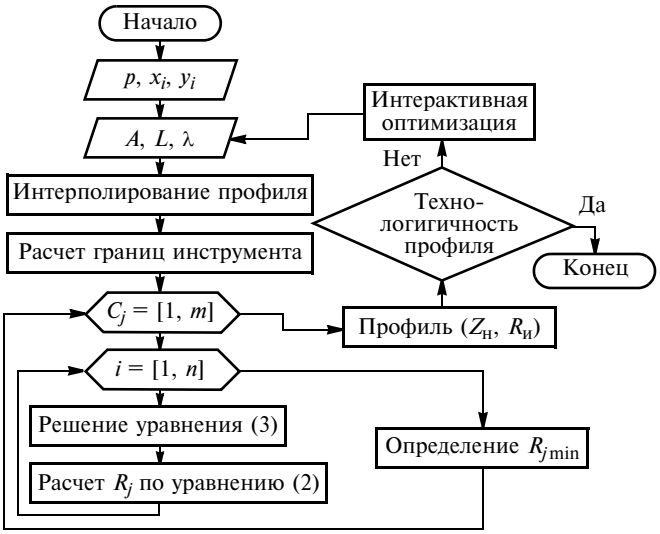


Рис. 2. Алгоритм профилирования

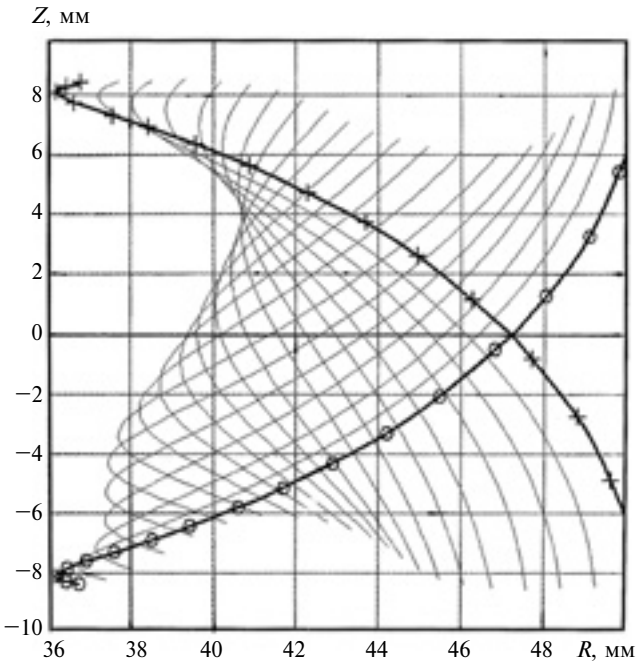


Рис. 3. Определение границ инструмента

Отдельная задача — определение границ режущей части дискового инструмента, требуемое для задания диапазона варьирования C_j при профилировании. В общем случае следует учитывать, что одна часть инструмента профилирует ВП, другая — только удаляет припуск с заготовки. Границы производящей поверхности $C—C$ можно найти разными способами. Один из наиболее надежных — установление аппликат точек пересечения 1-й и n-й винтовых линий с осевой плоскостью инструмента, которые имеют минимальный радиус. Пример визуализации процесса нахождения границ инструмента приведен на рис. 3. Аппликаты точек находят по третьему уравнению системы (2) при изменении угла φ в уравнениях (1) в диапазоне примерно $\pm 45°$. Если точка профиля ВП лежит на части производящей поверхности, обращенной в сторону подачи инструмента, то ее контакт с заготовкой в этой точке не заканчивается. Поэтому данную часть профиля по технологическим соображениям дополняют отрезком прямой.

Правильность методики численного профилирования и созданной на ее основе программы в среде Matlab подтверждены расчетами тестовых примеров и сравнительным анализом с практически применяемыми методами аналитического профилирования. Разработанная программа используется в учебном процессе на кафедре "Проектирование технических и технологических систем" Саратовского ГТУ им. Ю. А. Гагарина.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Родин П. Р.** Металлорежущие инструменты. Киев: Вища школа, 1974. 400 с.
2. **Лашнев С. И.** Профилирование инструментов для обработки винтовых поверхностей. М.: Машиностроение, 1965. 152 с.
3. **Гречишников В. А., Кирсанов Г. Н.** Проектирование дискового инструмента для обработки винтовых поверхностей // Машиностроитель. 1978. № 10. С. 16, 17.
4. **Щегольков Н. Н.** Алгоритм итерационного профилирования дисковых инструментов для обработки винтовых канавок // СТИН. 2003. № 6. С. 22—27.
5. **Чемборисов Н. А.** Профилирование фасонной фрезы для обработки винтовой поверхности // СТИН. 2003. № 4. С. 18—20.
6. **Шаламов В. Г., Сметанин С. Д.** Формообразование винтовых поверхностей профилирующими окружностями // СТИН. 2007. № 4. С. 16—20.
7. **Погораздов В. В., Захаров О. В.** Геометро-аналитическая поддержка технологий формообразования винтовых поверхностей. Саратов: СГТУ, 2004. 72 с.

УДК 531.383

В. И. БОГДАНОВ, д-р техн. наук (ОАО "НПО "Сатурн", г, Рыбинск),
e-mail: bogdanov-vasiliy@yandex.ru

Техническая реализация эффекта присоединения массы газа для увеличения тяги пульсирующих реактивных двигателей

Рассматривается эффективность присоединения массы газа в рабочем процессе пульсирующих детонационных реактивных двигателей разного исполнения.

Ключевые слова: пульсирующий реактивный двигатель, присоединенная масса, спиновая детонация, ударная волна, эжекторный усилитель тяги, турбина.

The effectiveness of mass addition in operating process of intermittent-firing detonation ducts of different design is considered.

Keywords: intermittent-firing duct; apparent mass; spin detonation; shock wave; ejector augmentor; turbine.

В настоящее время в энергодвигателях широко используется пульсирующий с детонационным сгоранием рабочий процесс, что позволяет упростить их конструкцию и повысить термодинамическую эффективность. Последние исследования показали, что этот процесс открывает новые возможности для повышения тягового импульса за счет взаимодействия масс.

В ОАО "НПО "Сатурн" проведены испытания экспериментального пульсирующего воздушно-реактивного двигателя (ПуВРД) с эжекторным усилителем тяги (ЭУТ) на базе высокочастотной золотниковой камеры сгорания (КС) постоянного объема нового типа (рис. 1) [1—3] и ее модернизированного варианта [4], обеспечивающего высокую лобовую тягу двигателя. При допущении квазистационарности процесса истечения струи были получены зависимости тяги P от частоты n вращения золотника (рис. 2).

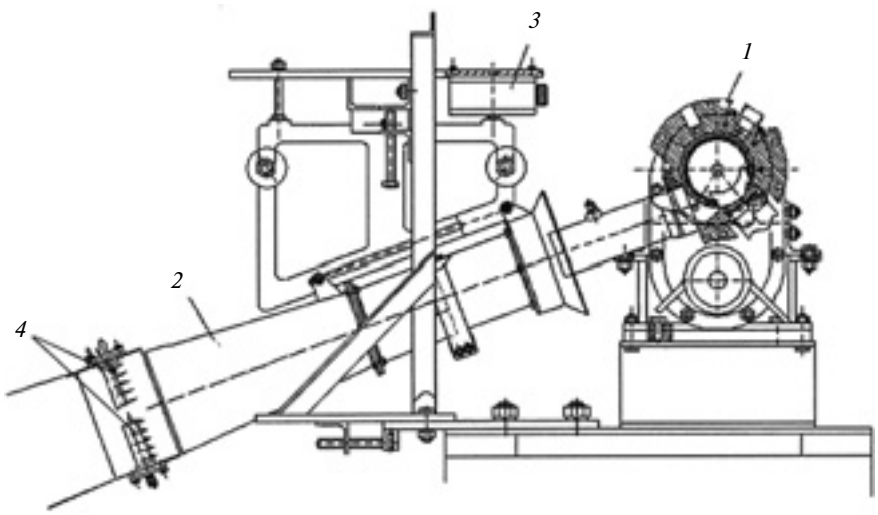


Рис. 1. Схема ПуВРД с золотниковой КС и ЭУТ:
1 — ПуВРД; *2* — эжекторный канал; *3* — датчик силы; *4* — датчики полного давления и температуры газа

Экспериментальные значения $P_э$ превысили расчетные значения $P_р$ в ~2 раза. Это можно объяснить тем, что ПуВРД с золотниковой КС постоянного объема имеет скважность рабочих пульсаций ≈75 % и между подачами струй газа пространство за соплом заполняется воздухом из окружающей среды, который при истечении газа становится присоединенной массой, повышающей тягу двигателя. Это подтверждает известное расчетно-теоретическое исследование единичного цикла (одномерного разлета продуктов детонации, т. е. газа) [5], которое показало возможность увеличения импульса в воздушной среде в 3 раза по сравнению с вакуумом. В работе [5] также показано, что при взаимодействии газа с воздухом происходит колебательный процесс, причем в определенные моменты газ движется обратно к источнику и может стать присоединенной массой для следующего цикла. При скважности рабочих пульсаций, близкой к нулю, в качестве присоединенной массы возможно использование части цикловой массы отработавшей струи газа, т. е. ее "хвоста", скорость которого меньше скорости фронта (рис. 3).

Полученные при испытаниях ПуВРД с ЭУТ зависимости измеренных усилий $R_э$, динамического напора $p_э$ и пульсаций Δp давления на выходе из эжекторного канала от частоты n вращения золотника приведены на рис. 4—6. Представляет интерес изменение параметров в диапазоне частот $n = 12\,000 \div 13\,000$ мин$^{-1}$. При изменении n на 8,3 % усилие $R_э$ на ЭУТ увеличилось на 41 %, при этом резко изменилось поле скоростей на выходе из ЭУТ — скорость потока в пристенной области канала уменьшилась. По параметрам потока на выходе ЭУТ проанализировали экспериментальные и расчетные результаты [3]. Расчетное

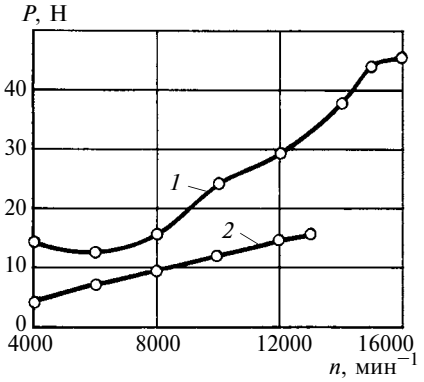


Рис. 2. Экспериментальная (*1*) и расчетная (*2*) зависимости тяги *P* ПуВРД от частоты *n* вращения золотника

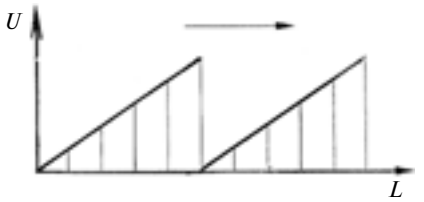


Рис. 3. Типичное распределение скорости *U* цикловых масс газа по длине *L*

усилие оказалось значительно меньше измеренного; в диапазоне $n = 12\,000 \div 13\,000$ мин$^{-1}$ оно увеличилось всего на 0,5 %. Разница между расчетными и экспериментальными значениями усилий связана с резким изменением поля скоростей в рассмотренном диапазоне частот вращения золотника.

Резкое уменьшение скорости потока в пристенной области эжекторного канала можно объяснить отрывом потока в диффузорной части канала. Отрыв пограничного слоя [6] всегда связан с образованием вихрей в результате взаимодействия прямого и обратного течений, что может иметь место в колебательном процессе. Происходит присоединение массы, повышающее тягу [1], т. е. одна и та же масса воздуха может создавать тягу сначала как активная, а затем как присоединенная. При этом кинетическая энергия (динамический напор) преобразуется в импульс. Это объясняет противоречие между измеренной тягой и ее расчетом по динамическому напору. Можно предположить, что при $n = 12\,000$ мин$^{-1}$ имеет место умеренное присоединение массы газа без отрыва потока, а при $n = 13\,000$ мин$^{-1}$ — более интенсивное с отрывом потока. В резонансном колебательном процессе возможно неоднократное присоединение одной и той же массы. Назовем этот процесс присоединением собственной массы газа.

Для подтверждения данного факта, а также для исключения возможного присоединения внешней массы на выходе эжекторного канала (на расстоянии 10÷20 мм) установили цилиндрический экран. Испытания показали [3], что динамика усилий на эжекторном канале не изменилась, усилия с экраном и без него мало отличались при одних и тех же частотах пульсаций. Характерно, что динамика амплитуды пульсаций Δp давления (см. рис. 6), измеренных датчиком ЛХ-610, на выходе эжекторного канала при $n > 12\,000$ мин$^{-1}$ соответствует динамике усилия. Если в пульсирующей газовой струе имеет

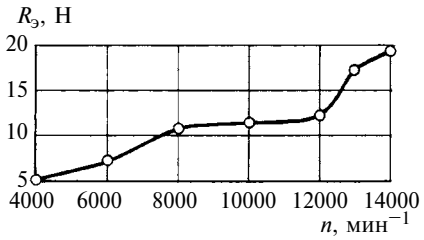


Рис. 4. Зависимость измеренных усилий $R_э$ на выходе эжекторного канала от частоты *n* вращения золотника

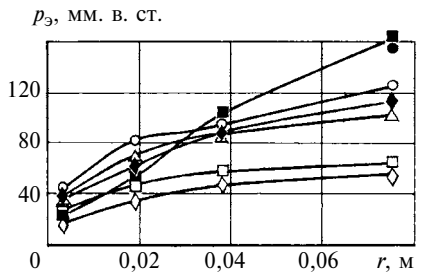


Рис. 5. Зависимости распределения динамического напора $p_э$ в радиальном направлении на выходе эжекторного канала при *n* = 4000 (◇), 6000 (□), 8000 (Δ), 10 000 (○), 12 000 (♦), 13 000 (■) и 14 000 мин$^{-1}$ (●)

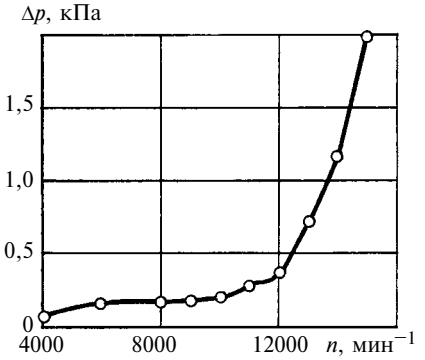


Рис. 6. Зависимость пульсаций Δp давления на выходе эжекторного канала от частоты *n* вращения золотника

место взаимодействие масс, то будут и потери при ударе. При этом, чем больше упругость газа, тем меньше кинетической энергии при ударе преобразуется во внутреннюю энергию и больше в импульс.

Эффект от взаимодействия масс подтверждают и другие исследования.

Так, в Центре Гленна НАСА при экспериментальных исследованиях пульсирующего ЭУТ с резонансным устройством на входе [7] получен КПД эжекторного процесса, равный 1,15, что противоречит законам сохранения энергии. В определенные промежутки времени было отмечено обратное течение газа, что авторы не смогли объяснить. Однако противоречия не будет, если одна и та же масса воздуха участвует в колебательном процессе сначала как активная, а затем как присоединенная.

В Институте механики МГУ [8] удельные тяговые параметры пульсирующего процесса в установке, созданной на базе сферического резонатора, приведенные к расходу рабочего тела, в 1,5÷2 раза превышали значения, соответствующие квазистационарному расчету.

Это подтвердили и аналогичные работы, проведенные в 2004 г. в НТЦ им. А. Люльки. Кроме того, на определенных режимах была установлена прямо пропорциональная зависимость увели-

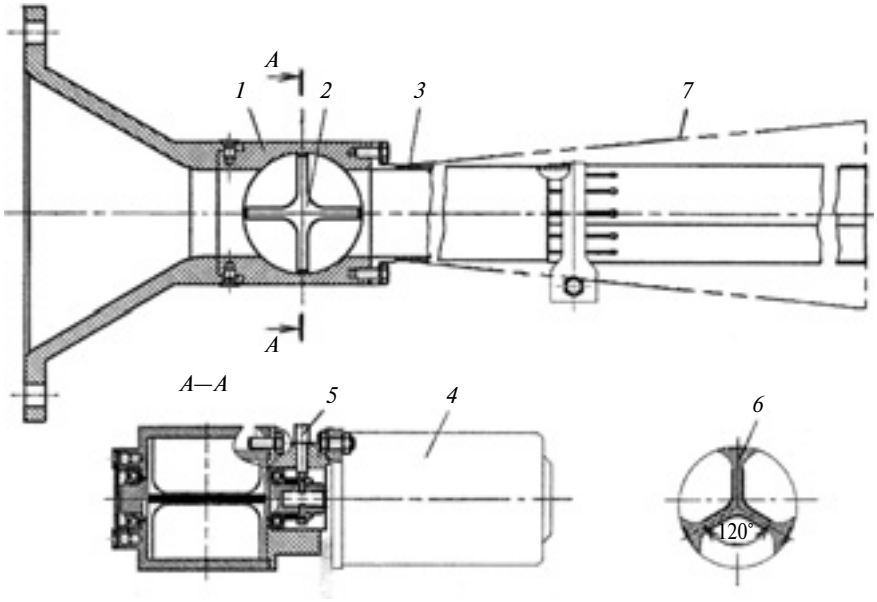


Рис. 8. Чертеж экспериментального пульсирующего реактивного двигателя:
1 — корпус; *2* — золотник с четырьмя полостями; *3* — выходное устройство с регулируемой длиной; *4* — приводной электродвигатель; *5* — датчик частоты вращения; *6* — золотник с тремя полостями; *7* — контур выходного устройства с увеличенным объемом

чения тяги от температуры воздуха при постоянном давлении и неизменной геометрии проточной части. Предположительно это можно объяснить тем, что с ростом температуры повышается упругость взаимодействующих цикловых масс газа (они меньше деформируются), поэтому уменьшаются потери при ударе. На рис. 7 (см. обложку) представлена модель течения газа в сферическом резонаторе, полученная расчетом с использованием современных методов. Очевидно взаимодействие масс газа на выходе из резонатора, который может использоваться в качестве выходного устройства (сопла) в реактивных двигателях как усилитель тяги. Расчетные исследования сферического резонатора (усилителя тяги) [9] показали, что тяга увеличивается в основном в результате присоединения собственной массы газа в высокочастотном колебательном процессе.

Для проверки эффекта увеличения импульса при взаимодействии собственных масс газа в пульсирующем реактивном двигателе в условиях космоса была создана экспериментальная установка с золотниковым устройством, подобным КС постоянного объема (рис. 8), с привязкой к вакуумной камере ВК-25 (ОАО "ВПК "НПО Машиностроения"), обеспечивающей давление 0,001 МПа (технический вакуум) [10]. По предварительным результатам испытаний установлено, что измеренная удельная тяга больше расчетной (рис. 9), что свидетельствует о присоединении собственной массы газа.

Анализ результатов испытаний выявил возможность дальнейшего увеличения тяги путем оптимизации геометрии выходного устройства. Предварительные расчеты, выполненные с учетом результатов эксперимента, показали возможность повышения импульса путем увеличения объема выходного устройства при конусном исполнении (см. рис. 8). При этом, например для $\pi_c = 100$, объем выходного устройства должен быть примерно в 100 раз больше объема рабочей полости золотника, что обеспечит взаимодействие больших масс воздуха. Целесообразно продолжить исследования в этом направлении.

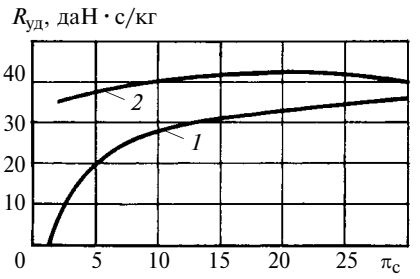


Рис. 9. Расчетная (*1*) и экспериментальная (*2*) зависимости $R_{уд}$ от π_c

В Институте гидродинамики им. М. А. Лаврентьева СО РАН ведутся исследования по использованию термодинамически высокоэффективного непрерывного спинового детонационного сжигания топлива в энергодвигательных установках [11]. Упрощенно суть данного способа сжигания топлива заключается в следующем. Топливовоздушная смесь *1* (рис. 10) поступает в кольцевой канал *2* камеры сгорания, в которой перпендикулярно потоку со скоростью *D* распространяется одна или несколько поперечных детонационных волн *3*. К детонационному фронту примыкает косая ударная волна *4*. Продукты детонации выбрасываются из открытого конца камеры сгорания. Результаты этих исследований с учетом работ автора позволяют предположить, что и в этом случае имеет место присоединение собственной массы газа при ее разгоне косой ударной волной *4* (см. рис. 10). Повышенное давление за волной воздействует на стенки камеры, создавая импульс. Суммарная осевая составляющая силы *R*, создаваемой присоединенной массой, и является дополнительной тягой. Она может зависеть от числа детонационных волн, расхода топлива, геометрии канала. Управляя этими факторами, можно поддерживать максимальную тяговую эффективность двигателя в зависимости от скорости полета. Для обоснования механизма создания тяги и управле-

ния ею необходимы целевые исследования.

Точную реализацию эффекта и оптимизацию параметров пульсирующего течения газа можно осуществить физико-математическим моделированием с помощью современных численных методов.

Анализ аварии на Саяно-Шушенской ГЭС по данным акта аварии, размещенного в Интернете, показал, что в критический момент турбина работала при высоком напоре в пульсирующем режиме, что допустимо только кратковременно. Под действием возникшей осевой силы произошел разрушительный подъем турбины. Причина возникновения этой силы (не отмеченной в акте аварии) может быть та же, что в эксперименте, проведенном в ОАО "НПО "Сатурн". На рис. 11 показано типичное распределение давлений за рабочим колесом турбины [12] как результат взаимодействия межлопаточных струй газа. Характер его протекания идентичен приведенному на рис. 3. На основании этого можно предположить, что и в турбине ГЭС при определенном критическом сочетании значений параметров водяного потока в результате перепада давлений между струями за задними кромками рабочих лопаток может происходить присоединение массы, создающее аварийное усилие на турбине, направленное навстречу потоку (как в эксперименте с ПуВРД). При критических параметрах инициировать это явление может прецессирующий вихревой жгут, образующийся за рабочим колесом гидротурбины на режимах недогрузки или перегрузки [13]. Понимание физики аварийной ситуации позволит решить задачу обеспечения безопасной работы турбины.

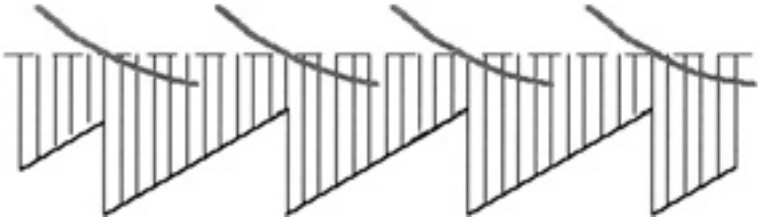


Рис. 11. Распределение давления за рабочим колесом гидравлической турбины

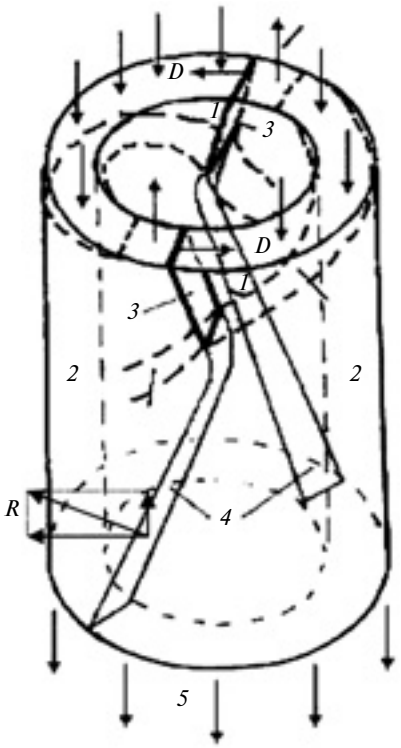


Рис. 10. Схема непрерывного спинового детонационного сжигания топлива

Описанный способ повышения тяги путем присоединения массы может быть рассмотрен и для газовых турбин турбореактивных двигателей (ТРД). В настоящее время на рабочих колесах газовых турбин реализуется невысокий околозвуковой перепад давлений, увеличение которого ограничивается увеличением потерь турбины. Однако для повышения тяги обычных ГТД используют присоединение массы во втором контуре, КПД которого в системе "турбина низкого давления—вентилятор" составляет ≈0,75. Такой же КПД получен при взаимодействии масс в эксперименте [1]. Это позволяет снижать КПД турбины для формирования необходимого распределения давления за рабочим колесом (с повышенным перепадом давлений на выходных кромках лопаток) для эффективного присоединения массы газа. Для подтверждения эффективности предлагаемого способа увеличения тяги ТРД также необходимы целевые исследования. Рассмотренный процесс присоединения собственных масс газа в пульсирующем рабочем процессе потребовал уточнения соотношений тяговых характеристик двигателя [14].

Анализ полученных результатов показал, что наибольшее увеличение импульса от присоединения собственной массы газа можно получить в реактивных двигателях, работающих в стационарном режиме при низком полетном КПД, т. е. в двигателях первых ступеней ракет-носителей, двигателях торможения, ориентации космических аппаратов, подъемных двигателях самолетов вертикального взлета и посадки.

Особый интерес представляют электроракетные двигатели, которые имеют очень высокий удельный импульс (скорости истечения могут достигать 10 км/с и более) и позволяют сравнительно просто создавать пульсирующий рабочий процесс с заданными характеристиками путем управления электрическим напряжением.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Богданов В. И.** Взаимодействие масс в рабочем процессе пульсирующих реактивных двигателей как средство повышения их тяговой эффективности // ИФЖ. 2006. Т. 79. № 3. С. 85—90.

2. **Bogdanov V. I.** Pulse Increase at Mass Interaction in an Energy Carrier // American Journal of Modern Physics. 2013. V. 2. N 4. P. 195—201.

УДК 678.073

О. В. ГОГОЛЕВА, канд. техн. наук, С. Н. ПОПОВ, д-р техн. наук,
П. Н. ПЕТРОВА, канд. техн. наук (Институт проблем нефти и газа СО РАН, г. Якутск), А. А. ОХЛОПКОВА, д-р техн. наук (Северо-Восточный федеральный университет им. М. К. Аммосова, г. Якутск),
e-mail: oli-gogoleva@yandex.ru

Исследование структур и свойств композиционных материалов, созданных на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена и терморасширенного графита

Рассматривается разработка композиционных материалов с высокими трибологическими свойствами на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена и терморасширенного графита.

Ключевые слова: сверховысокомолекулярный полиэтилен, терморасширенный графит, модификация, межфазное взаимодействие, надмолекулярная структура, износостойкость.

The development of composite materials with high tribological properties on the base of ultrahigh-molecule polyethylene and thermally expanded graphite is considered.

Keywords: ultrahigh-molecule polyethylene; thermally expanded graphite; modification; interphase interaction; supermolecular structure; wear resistance.

Выбор оптимального триботехнического материала определяется условиями его эксплуатации, в частности, силой трения, приходящейся на единицу площади. Основные требования к композиционным материалам — способность работать под нагрузкой без проявления текучести или ползучести при эксплуатационных температурах и высокая стойкость к абразивному изнашиванию, особенно при работе подшипников в условиях сухого трения.

Наиболее перспективными полимерными конструкционными материалами (ПКМ) являются сверхвысокомолекулярный полиэтилен (СВМПЭ), характеризующийся уникальным комплексом физико-механических свойств — морозостойкостью, ударной прочностью, химической стойкостью, износостойкостью и низким коэффициентом трения, и композиционные материалы на его основе [1—4]. Благодаря высоким триботехническим свойствам СВМПЭ используется в машиностроении, прежде всего, для изготовления агрессивно- и износостойких деталей, например, подшипников, ходовых катков, зубчатых колес, направляющих и натяжных цепей, опорных втулок. Применяют СВМПЭ также для облицовок и футеровок бункеров, кузовов самосвалов, вагонов, в авиа- и ра-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 38)

3. **Богданов В. И., Буракова Л. И.** Оценка эффектов взаимодействия масс в пульсирующих реактивных двигателях по результатам экспериментальных исследований // Вестник РГАТА им. П. А. Соловьёва. 2011. № 3. С. 90—95.

4. **Повышение** лобовой тяги пульсирующего ВРД с многополостной камерой сгорания постоянного объема / В. И. Богданов, А. К. Дормидонтов, К. С. Пьянков и др. // Вестник машиностроения. 2012. № 7. С. 35—39.

5. **Физика** взрыва / Ф. А. Баум, Л. П. Орленко, К. П. Станюкович, Б. И. Шехтер. М.: Наука, 1975.

6. **Сергель О. С.** Прикладная гидрогазодинамика. М.: Машиностроение, 1981. 374 с.

7. **Paxson D. E., Wilson J.** Unsteady Ejector Performance: An Experimental Investigation Using a Pulsejet Driver. Paper AIAA-2002-3915. 2002.

8. **Левин В. А., Смехов Г. Д., Тарасов А. И.** Расчетно-экспериментальное исследование модели пульсирующего детонационного двигателя // Препринт № 42-98. М.: Институт механики МГУ, 1998.

9. **Богданов В. И., Ханталин Д. С.** Расчетное исследование влияния ударно-волновых эффектов взаимодействия масс газа на тяговую эффективность пульсирующих реактивных двигателей // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьёва. 2011. № 2. С. 76—85.

10. **Богданов В. И., Реш Г. Ф., Шишурин А. В.** Предварительные результаты экспериментальных исследований эффекта увеличения импульса пульсирующего реактивного двигателя в вакууме за счет присоединения собственной массы газа, перспективы его использования // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьёва. 2013. № 1. С. 23—30.

11. **Быковский Ф. А., Ждан С. А.** Непрерывная спиновая детонация. Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2013. 423 с.

12. **Кривченко Г. И.** Гидравлические машины: Турбины и насосы. М.: Энергия, 1978. 320 с.

13. **Смирнов С. А., Богданов В. И.** Взаимодействие масс рабочего тела в пульсирующем течении за турбиной как причина нестационарных явлений в напорных системах ГЭС и способ повышения тяговой эффективности ТРД // Сб. материалов Всероссийской науч.-практ. конф. молодых ученых, специалистов, аспирантов и студентов. Саяногорск: Черемушки, 2014. С. 104—107.

14. **Богданов В. И., Боровкова О. С.** Некоторые особенности определения тяговых характеристик пульсирующих реактивных двигателей // Вестник РГАТУ им. П. А. Соловьёва. 2013. № 2. С. 18—24.

кетостроении, для изготовления корпусных элементов военной техники и др.

В статье приводятся результаты исследований по разработке новых ПКМ триботехнического назначения с повышенными эксплуатационными свойствами на основе СВМПЭ. Для изготовления композиций использовали СВМПЭ производства Томского нефтехимического завода: средний размер частиц порошка 150 мкм, молекулярная масса $2{,}7 \cdot 10^6$ г/мол, плотность 960 кг/м^3, степень кристалличности до и после спекания соответственно 60÷80 % и 50÷70 %, температура плавления кристаллитов 177 °С, температура стеклования аморфных участков 100÷120 °С.

В качестве наполнителя использовали терморасширенный графит (ТРГ) производства ООО "Газтурбо", имеющий необходимые свойства: термическую и химическую стабильность при температуре переработки матрицы; стойкость к атмосферной коррозии; высокую теплопроводность; дисперсность; высокую удельную поверхность.

Образцы для исследований получали горячим прессованием при давлении 10 МПа и температуре 180 °С по стандартным методикам. Предел прочности при растяжении ($\sigma_{рас}$), относительное удлинение ($\varepsilon_{раз}$) при разрыве, модуль E упругости определяли по ГОСТ 11262—80 на испытательной машине UTS при нормальной температуре и скорости перемещения подвижных захватов 50 мм/мин на лопатках типа 5.

Триботехнические характеристики ПКМ (коэффициент трения, скорости линейного износа и износа по массе) определяли на машине трения CETR по общепринятым методикам (ГОСТ 11629—75). Схема испытаний — "палец—диск": образец — цилиндр диаметром 10 мм и высотой 20 мм; контртело — вал из стали 45, твердость 45÷50 *HRC*, шероховатость поверхности Ra = = 0,06÷0,07 мкм, нагрузка 150 Н, скорость скольжения 200 мин$^{-1}$. Время испытаний — 3 ч. Испытание на абразивное изнашивание при истирании выполняли на машине МИ-2 по ГОСТ 426—77 при нагрузке 3,6 кг, частоте вращения 45 мин$^{-1}$ с использованием шлифовальной шкурки Р600. Надмолекулярную структуру полимеров и ПКМ исследовали на растровом электронном микроскопе JSM-6480 LV "JEOL". Образцами для растровой микроскопии служили хрупкие сколы, полученные при температуре жидкого азота. Токопроводящую пленку на поверхность сколов наносили вакуумным напылением углерода. Изображения получали во вторичных электронах.

Физико-химическое взаимодействие компонентов ПКМ определялось энтальпией ($\Delta H_{пл}$) и температурой ($T_{пл}$) плавления с помощью дифференциального сканирующего калориметра DSC 204 F1 Phoenix (погрешность не более 0,1 %). Использовали образцы в виде таблеток диаметром 5 мм и высотой 1 мм, полученные холодным прессованием при давлении p = 50 МПа [3]. По эндотермическим пикам плавления экспериментальных кривых, полученных на DSK, определяли $T_{пл}$ и $\Delta H_{пл}$.

Экспериментальные данные обрабатывали стандартными методами математической статистики и выборочно определяли среднеквадратичное отклонение и границы доверительных интервалов по критерию Стьюдента при надежности 0,95. Во всех экспериментах проводили не менее 3—5, в отдельных случаях 10 испытаний.

Исследовали физико-механические и триботехнические характеристики ПКМ на основе СВМПЭ и ТРГ.

Установлено, что введение наполнителя существенно не изменяет деформационно-прочностные характеристики ПКМ, оптимальные значения которых достигаются при содержании (C) в СВМПЭ 2÷4 мас. % ТРГ (табл. 1). Некоторое их снижение при увеличении содержания ТРГ до 7 мас. % можно объяснить повышением жесткости макромолекул, взаимодействующих с модификатором в пределах аморфной фазы, на что указывает повышение модуля упругости ПКМ. При повышении содержания ТРГ до 10 мас. % на механические свойства композитов влияют, главным образом, факторы, связанные с перенапряжениями, дефектными областями, формированием менее совершенных структур [5, 6], приводящие к повышению хрупкости и снижению прочности ПКМ. Триботехнические характеристики ПКМ на основе СВМПЭ и ТРГ приведены в табл. 2.

Анализ результатов исследований показал в целом положительное влияние наполнителя на триботехнические характеристики ПКМ. Износостойкость ПКМ существенно повышается при содержании ТРГ до 7 мас. %, которое можно определить как критическое, обеспечивающее макси-

Таблица 1

Физико-механические свойства ПКМ на основе СВМПЭ и ТРГ

$C_{ТРГ}$, мас. %	$\varepsilon_{раз}$, %	$\sigma_{рас}$, МПа	E, МПа
0	250÷270	30÷31	800÷810
1	240÷250	35÷36	800÷810
2	290÷300	30÷31	800÷810
3	230÷240	34÷35	880÷890
4	220÷230	32÷33	860÷870
5	210÷220	28÷29	800÷810
6	210÷220	28÷29	810÷820
7	200÷210	27÷28	910÷920
8	200÷210	26÷27	750÷760
9	150÷160	21÷22	740÷750
10	130÷140	20÷21	680÷700

Примечание. $C_{ТРГ}$ — концентрация ТРГ, мас. %.

мальное изменение трибологических свойств. Установлено, что износостойкость ПКМ повышается до 28 раз, абразивное изнашивание до 10 раз, а линейный износ снижается приблизительно в 3,5 раза по сравнению с СВМПЭ без ТРГ.

Механизм данного эффекта связан, вероятно, со значительным изменением условий формирования фрикционной пленки переноса, обусловленным перераспределением каркасом из частиц ТРГ напряжений и деформаций в слое трибоконтакта [7, 8].

Для оценки энергетического состояния граничных слоев "полимер—наполнитель" методом дифференциальной калориметрии исследовали термодинамические параметры полимерных композитов: температуру ($T_{пл}$) и энтальпию ($\Delta H_{пл}$) плавления и степень кристалличности (табл. 3).

Установлено, что при модификации СВМПЭ терморасширенным графитом повышается энтальпия плавления и, соответственно, степень кристалличности ПКМ, что может быть связано с увеличением скорости кристаллизации полимера [9, 10].

Характер изменения степени кристалличности в зависимости от содержания наполнителей свидетельствует о неординарности их влияния на процессы кристаллизации СВМПЭ. Увеличение степени кристалличности с повышением содержания наполнителя, вероятнее всего, связано с увеличением размеров кристаллитов. Создается более совершенная надмолекулярная структура, характеризуемая образованием мелких сферолитов одинаковых геометрических форм и размеров, равномерным распределением их в объеме матрицы, соответствующая лучшим деформационно-прочностным показателям материала и резкому снижению изнашивания композитов вследствие увеличения доли структурно активной поверхности наполнителя, на которой протекают процессы кристаллизации.

Известно, что основным фактором воздействия на свойства композиционных материалов является модифицирование структуры полимерной матрицы [5]. Введение наполнителя в кристаллизующийся полимер сопровождается изменением его структуры на различных уровнях организации, которая зависит от формы, размера и состояния поверхности частиц, вводимых в полимер [6].

Таблица 2

Триботехнические характеристики ПМК на основе СВМПЭ и ТРГ

$C_{ТРГ}$, мас. %	I, мг/ч	f	Z, мм	I_a, мм^3/мин
0	0,86	0,31	0,28	0,78
1	0,23	0,43	0,13	—
2	0,23	0,44	0,13	0,39
3	0,24	0,36	0,12	—
4	0,16	0,40	0,10	0,36
5	0,10	0,39	0,10	—
6	0,06	0,40	0,10	—
7	0,03	0,36	0,08	0,08
8	0,03	0,42	0,16	—
9	0,03	0,37	0,16	—
10	0,03	0,38	0,18	—

Примечание: I — износ по массе; f — коэффициент трения; Z — линейный износ; I_a — скорость абразивного изнашивания.

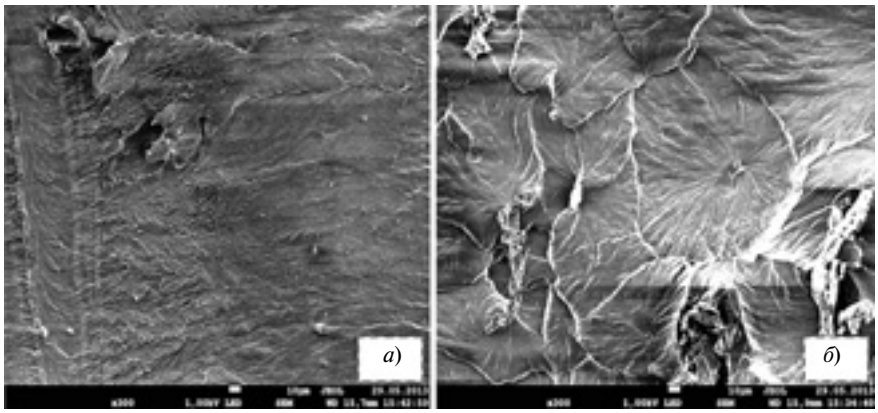
Таблица 3

Термодинамические характеристики ПМК на основе СВМПЭ и ТРГ

$C_{ТРГ}$, мас. %	$T_{пл}$, °С	$\Delta H_{пл}$, Дж/г	Степень кристалличности, %
0	128,7	151,9	51,8
1	128,9	163,3	55,7
2	128,8	168,9	57,6
3	129,2	169,6	57,8
4	129,1	168,3	57,4
5	129,4	162,7	55,5
6	129,3	159,4	54,4
7	129,4	163,3	55,7
8	128,8	165,5	51,8
9	128,8	172,1	58,7
10	127,8	169,9	58,2

Наполнитель может влиять преимущественно на неупорядоченную или кристаллическую часть полимера, либо изменять их соотношение. Поэтому изменение свойств кристаллических полимеров при введении наполнителей определяется в основном изменениями аморфной фазы. В наполненном кристаллизующемся полимере наполнитель может способствовать переходу кристаллической фазы в более равновесное состояние, а аморфной — в менее равновесное состояние. Поскольку наполнитель имеет тенденцию к скапливанию именно в менее упорядоченных областях, то действие наполнителя на свойства кристаллизующегося полимера, связанное с его влиянием на аморфную часть, может быть достигнуто при гораздо меньшем содержании наполнителя, чем при его введении в аморфный полимер. Это же может быть одной из причин повышения прочностных характеристик наполненных кристаллических полимеров при малых концентрациях наполнителя.

Для установления влияния разных наполнителей на структурообразование СВМПЭ и соответственно на изменение их свойств были проведены структурные исследования методом электронной микроскопии (рисунок), которые подтвердили результаты исследования физико-механических и триботехнических свойств композитов. Морфология исходного СВМПЭ характеризуется как ламеллярная. Введение 2÷7 мас. % ТРГ существенно изменяет кристаллизацию и приводит к образованию в СВМПЭ различных надмолекулярных структурных элементов с четко выраженными границами. На приведенной микрофотографии видно, что частицы ТРГ слу-



Надмолекулярная структура СВМПЭ исходная (*а*) и модифицированная 2 мас. % ТРГ (*б*)

жат центрами кристаллизации, из которых вырастают сферолитные образования, взаимно связанные макромолекулами межламеллярного пространства. Именно этот композит имеет оптимальное сочетание триботехнических и деформационно-прочностных характеристик. Наличие большого числа частиц приводит к одновременному росту кристаллитов из всех центров кристаллизации, что ограничивает фронт роста надмолекулярных образований другими поверхностями раздела. Благодаря этому образуется значительное число структурных элементов в форме симметричных многогранников.

На основании проведенных исследований разработаны новые составы композитов с высокими триботехническими характеристиками, из которых можно изготовлять опоры и подшипники скольжения, подвижные уплотнения (поршневые кольца, манжеты), предназначенные для эксплуатации в узлах трения в условиях ограниченного смазывания или сухого трения. Применение композиционных материалов значительно повышает надежность узлов трения и срок их эксплуатации благодаря снижению интенсивности изнашивания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Композиционные** материалы на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена: свойства, перспективы использования / Е. Г. Селютин, Ю. Ю. Гаврилов, Е. Н. Воскресенская и др. // Химия в интересах устойчивого развития. 2010. № 18. С. 375—388.

2. **Модифицирование** сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ) нанонаполнителями для получения антифрикционных композитов / С. В. Панин, В. Е. Панин, Л. А. Корниенко и др. // Изв. вузов. Химия и химическая технология. 2011. Т. 54. Вып. 7. С. 102—106.

3. **Охлопкова А. А., Петрова П. Н., Гоголева О. В.** Износостойкие композиционные материалы на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена для эксплуатации в экстремальных условиях // Материаловедение. 2011. № 9. С. 10—13.

4. **Сверхвысокомолекулярный** полиэтилен высокой прочности / И. Н. Андреева, С. В. Веселовская, Е. И. Наливайко и др. Л.: Химия, 1982. 80 с.

5. **Охлопкова А. А., Андрианова О. А., Попов С. Н.** Модификация полимеров ультрадисперсными соединениями. Якутск: ЯФ Изд-во СО РАН, 2003. 224 с.

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

7. **Богданович П. Н., Прушак В. Я.** Трение и износ в машинах. Минск: Высшая школа, 1999. 374 с.

8. **Мышкин Н. К., Петроковец М. И.** Трибология. Принципы и приложения. Гомель: ИММС НАНБ, 2002. 310 с.

9. **Исследование** кристаллизации и плавления наполненных полимеров / В. П. Соломко, В. В. Нижник, В. П. Гордиенко, Т. Р. Лашко // Синтез и физикохимия полимеров. 1973. Вып. 16. С. 91—94.

10. **Липатов Ю. С.** Физическая химия наполненных полимеров. М.: Химия, 1977. 304 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 621.822.1

В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, Ю. С. КЛИМЕНКОВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: Legaev@vlsu.ru

Анализ методик расчета газостатических радиальных подшипников

Представлены методики расчета газостатического радиального подшипника на основании щелевой модели течения газа, а также расходных характеристик жиклера и зазора с учетом их конструктивных параметров и давления в них.

Ключевые слова: двухрядный радиальный подшипник, газовый смазочный материал, жесткость и несущая способность подшипника, скорость газа.

The methods of analysis of gasostatic radial bearing, basing on slot gas flow model and discharge characteristics of jet and gap taking into account their structural parameters and pressure in them, are presented.

Keywords: double-row radial bearing; gas lubricant; stiffness and load-carrying capacity of a bearing; gas velocity.

Подшипники качения и гидростатические подшипники, в которых в качестве смазочного материала используется газ, имеют значительные преимущества. Поэтому актуален их расчет. Исследованиями газостатических подшипников занимались как отечественные, так и зарубежные ученые, такие как С. А. Шейнберг [1], Н. С. Грэссем и Дж. У. Пауэлл [2]. Существует множество методик расчета таких подшипников, но каждая из них имеет определенные недостатки и ограничения.

По мнению авторов, самый существенный недостаток методик расчета радиальных подшипников состоит в том, что они применимы только для подшипников с определенными пропорциями. При разработке подшипников расчеты ведутся для самых разных соотношений длины и диаметров, которые часто не укладываются в рамки некоторых методик.

Что касается осевых подшипников, то, во-первых, американская методика позволяет рассчитывать только разомкнутые осевые опоры, в то время как у нас преобладают замкнутые; во-вторых, некоторые способы расчета не пригодны для опор с микроканавками, тогда как отечественные подшипники, как правило, имеют микроканавки для повышения устойчивости. Кроме того, существуют ограничения на соотношения внутреннего и внешнего диаметров осевого подшипника, что в ряде случаев неудобно.

Рассмотрим методику расчета, основанную на щелевой модели течения газа в смазочном зазоре подшипника (рис. 1), т. е. потока газовой смазки через зазор в случае, когда отсутствует радиальная нагрузка и шип занимает центральное положение.

Газ, поступающий через отверстия под давлением p_1, может перемещаться только к наружному краю подшипника, так как в зоне, расположенной между рядами отверстий, давление приблизительно равно p_k. Давление по окружности отверстий, как показывает опыт [1], незначительно колеблется. Поэтому можно принять, что воздух, прошедший через одно из отверстий в смазочный зазор, перемещается к выходу из него потоком шириной $\pi D/n$ (где n — число отверстий; D — диаметр подшипника) и высотой, равной зазору $h_{\text{ср}}$. Длина l потока равна расстоянию от центра отверстия до края подшипника. Давление p_k на выходе из отверстия должно удовлетворять условию: $p_{\text{а}} < p_k < p_1$, где $p_{\text{а}}$ — атмосферное давление; p_1 — давление питания.

Отношение давлений p_k/p_1 зависит от диаметра d и зазора $h_{\text{ср}}$. Если диаметр d слишком большой, то $p_k/p_1 \to 1$ и жесткость смазочного слоя недостаточна, так как p_k будет мало изменяться при проявлении эксцентриситета ($\mathrm{d}p/\mathrm{d}h \to 0$); если d слишком мал, то $p_k/p_{\text{а}} \to 0$ и жесткость тоже стремится к нулю. Максимальная жесткость смазочного слоя достигается при оптимальном для данного подшипника диаметре отверстия, которому соответствует оптимальное отношение давлений p_k/p_1 при заданном $h_{\text{ср}}$.

Для упрощения расчетной схемы приняты следующие допущения:

1. Поток газа проходит в зазор через два сопротивления: сопротивление подводящего канала и сопротивление отверстия площадью $\pi d^2/4$ в жиклере. Так как практически диаметр подводящего канала намного больше зазора ($d/n = 40/50$), а длина очень мала, то его сопротивлением можно пренебречь и считать давление на входе в жиклер рав-

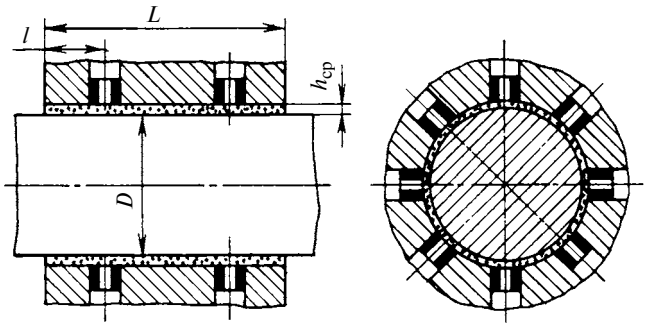


Рис. 1. Схема двухрядного радиального подшипника

ным p_1, т. е. давлению, под которым газ подается к подшипнику.

2. Рассматриваемый участок зазора, представляющий собой щель постоянной высоты в форме цилиндрического сегмента, заменяется плоской щелью высотой h и шириной $\pi D/n$. Это допущение дает тем меньшую погрешность, чем больше отношение зазора к диаметру подшипника. Градиент давления по ширине щели в пределах одного сегмента принимаем равным 0.

3. Потеря энергии на изменение направления потока при переходе из жиклера в зазор учитывается заменой действительной длины l щели, приведенной длиной $l_{пр} = \beta_{пр} l$, где $\beta_{пр} > 1$ — коэффициент. Величина коэффициента $\beta_{пр}$ и факторы, влияющие на его изменение, требуют особого рассмотрения.

Для решения поставленной задачи воспользуемся уравнением баланса расхода смазки, показывающим, что при установившемся потоке массовые расходы газа через жиклер и зазор (на участке сегмента шириной $\pi D/n$) одинаковы, поэтому необходимо сначала определить их.

Из гидродинамической теории смазки известно, что ввиду малости зазора поток ламинарен, а силы трения значительно больше сил тяжести и инерции, поэтому последними пренебрегаем.

При этих условиях дифференциальное уравнение движения элементарной частицы газа в плоском потоке имеет вид:

$$\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} = \eta \frac{\mathrm{d}^2 u}{\mathrm{d}y^2}, \qquad (1)$$

где $\mathrm{d}p$ — приращение давление газа; $\mathrm{d}x$ — приращение абсциссы; η — динамическая вязкость газа; $\mathrm{d}^2u/\mathrm{d}y^2$ — вторая производная скорости u частицы газа по ординате.

Эксперименты показали, что принятые в уравнении (1) допущения при отношении $\frac{h}{l} = \frac{1}{4000} \div \frac{1}{1000}$ (как правило, имеющие место в подшипниках) и давлении на выходе 0,5÷1 МПа не приводят к значительным погрешностям.

Решив дифференциальное уравнение (1),

$$\frac{\mathrm{d}^2 u}{\mathrm{d}y^2} = \frac{1}{\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}; \quad \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}y} u = z; \quad \frac{\mathrm{d}^2 u}{\mathrm{d}y^2} = \frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}y}; \quad \frac{\mathrm{d}z}{\mathrm{d}y} = \frac{1}{\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x};$$

$$\int \mathrm{d}z = \frac{1}{\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\int \mathrm{d}y; \quad z = \frac{1}{\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} y + c_1; \quad \frac{\mathrm{d}u}{\mathrm{d}y} = \frac{1}{\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} y + c_1;$$

$$\int \mathrm{d}u = \int \frac{1}{\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} y\mathrm{d}y + \int c_1 \mathrm{d}y,$$

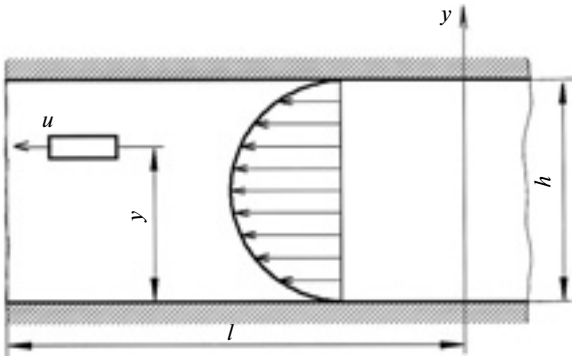


Рис. 2. Схема потока в зазоре подшипника

получим выражение для скорости движения частицы газа:

$$u = \frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} y^2 + c_1 y + c_2. \qquad (2)$$

Постоянные c_1 и c_2 определим из граничных условий для потока в плоской щели (рис. 2).

При $y = 0$ и $u = 0$ из уравнения (2) получим $c_2 = 0$; при $y = h$ и $u = 0$ получим:

$$\frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} h^2 + c_1 h = 0;$$

$$c_1 = -\frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} h;$$

$$u = -\frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} y(h - y).$$

Отсюда определим объемный расход газа в плоской щели на единицу ее ширины:

$$q = \int_0^h u\mathrm{d}y = \int_0^h \frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} y^2 \mathrm{d}y - \int_0^h \frac{h}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} y\mathrm{d}y =$$

$$= \frac{1}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\frac{y^3}{3}\left| - \frac{h}{2\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}\frac{y^2}{2}\right| = -\frac{h^3}{12\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}. \qquad (3)$$

Для установившегося потока газа массовый расход $q\rho = \mathrm{const}$, где ρ — плотность газа.

Изменение температуры газа при его прохождении через смазочный зазор незначительно, поэтому справедливо изотермическое соотношение $\rho = cp$, с учетом которого получим уравнение неразрывности потока газовой смазки:

$$qp = \mathrm{const}. \qquad (4)$$

Для плоской щели ($h = \mathrm{const}$) уравнение (4) с учетом уравнения (3) приводится к уравнению

$$-\frac{h^3}{12\eta}\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} p = \mathrm{const}; \quad \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x} p = \frac{c_2}{2},$$

проинтегрировав которое, получим $p^2 = c_1 x + c_2$.

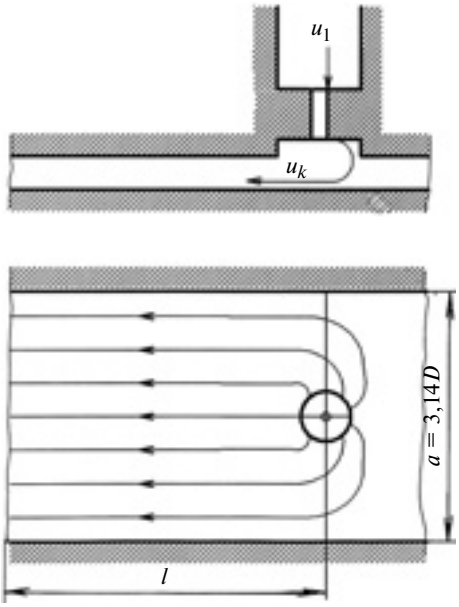


Рис. 3. Расчетная схема двухрядного подшипника

С учетом граничных условий $p = p_k$ при $x = 0$ и $p = p_а$ при $x = l$ определим $c_2 = p_k^2$; $c_1 = (p_а^2 - p_k^2)/l$.

Уравнение для распределения давления по длине смазочного слоя имеет вид:

$$p^2 = \frac{p_а^2 - p_k^2}{l} x + p_k^2. \qquad (5)$$

Уравнение объемного расхода смазки на единицу ширины щели с учетом уравнений (3) и (5) имеет вид:

$$q = -\frac{h^3}{12\eta}\frac{c_1}{2p} = \frac{h^3}{24\eta}\frac{p_а^2 - p_k^2}{lp}.$$

При давлении p_k, т. е. у входа в щель, объемный расход газа

$$q = \frac{h^3}{24\eta}\frac{p_а^2 - p_k^2}{lp_k}\frac{\pi D}{n}. \qquad (6)$$

Очевидно, такой же объемный расход газа будет и на выходе из жиклера.

Для определения расхода газа через жиклер воспользуемся уравнением Бернулли для средней скорости газового потока:

$$z_1 + \frac{\mu}{\mu - 1}\frac{p_1}{\gamma_1} + \frac{a_1 u_1^2}{2g} =$$

$$= z_k + \frac{\mu}{\mu - 1}\frac{p_k}{\gamma_k} + \frac{a_k u_k^2}{2g} + hg, \qquad (7)$$

где μ — адиабатическая постоянная газа.

Влиянием веса смазки ввиду малости сечения потока пренебрегаем и принимаем $z_1 = z_k = 0$. Кроме того, пренебрегаем сопротивлением подводящего канала, принимая расчетную схему (рис. 3), для которой $u_1 \ll u_k$, поэтому в уравнении (7) $u_1 = 0$.

Для упрощения расчета принимаем также $a_k = 1$ и $hg = 0$. Потери на трение и влияние неравномерного распределения скоростей учитываются в уравнении (7) коэффициентом истечения a. В результате уравнение (7) приобретает вид:

$$\frac{\mu}{\mu - 1}\frac{p_1}{\gamma_1} = \frac{\mu}{\mu - 1}\frac{p_k}{\gamma_k} + \frac{u_k^2}{2g},$$

откуда, учитывая уравнение политропического процесса $p/\gamma^n = \text{const}$, получим:

$$u_k = \sqrt{2g\frac{\mu}{\mu - 1}\frac{p_1}{\gamma_1}\left[1 - \left(\frac{p_k}{p_1}\right)^{\frac{\mu - 1}{\mu}}\right]}. \qquad (8)$$

Объемный расход смазки через жиклер определяется уравнением

$$q_ж = u_k\frac{\pi d^2}{4}a =$$

$$= \frac{1}{4}\pi d^2 a\sqrt{2g\frac{\mu}{\mu - 1}\frac{p_1}{\gamma_1}\left[1 - \left(\frac{p_k}{p_1}\right)^{\frac{\mu - 1}{\mu}}\right]}. \qquad (9)$$

Использование выражения (9) в уравнении баланса расхода смазки исключает возможность аналитического решения задачи. В связи с этим Гринеллу и Ричардсону [3] удалось получить только приближенное и физически мало наглядное решение.

Уравнение (8) можно значительно упростить. При истечении газа со скоростью, достаточно малой по сравнению со скоростью звука в том же газе, влияние сжимаемости газа невелико и им можно пренебречь, т. е. рассматривать газ как капельную жидкость, на что указывали еще Жуковский и Чаплыгин. Действительно, уравнение (8) может быть приведено к виду:

$$u_k = \sqrt{2g\frac{p_1 - p_k}{\gamma_1}\left[1 - \left(\frac{u_k}{2a_1}\right)^2\right]}, \qquad (10)$$

где a_1 — скорость звука в газе в состоянии покоя при давлении p_1.

Если скорость u_k значительно меньше скорости звука a_1, членом $(u_k/2a_1)^2$ можно пренебречь. Тогда

равенство (10) сведется к уравнению теоретической скорости истечения капельной жидкости:

$$u_k = \sqrt{2g\frac{p_1 - p_k}{\gamma_1}}. \qquad (11)$$

Погрешность уравнения (11) для обычных условий работы газового подшипника ≈7 %, т. е. для решения данной задачи вполне приемлемая точность.

Из упрощенного уравнения (11) получим уравнение расхода газа через жиклер:

$$q_ж = \frac{1}{4}\pi d^2 a\sqrt{2g\frac{p_1 - p_k}{\gamma_1}}. \qquad (12)$$

Запишем уравнение баланса расхода смазки, которое получим, приравняв правые части уравнений (6) и (12):

$$\frac{1}{4}\pi d^2 a\sqrt{2g\frac{p_1 - p_k}{\gamma_1}} = \frac{1}{24\eta}\frac{p_k^2 - p_a^2}{p_k l}h^3\frac{\pi D}{n}, \qquad (13)$$

где $a = \pi D/n$ — ширина щели.

После ряда преобразований исходное уравнение (13) приведем к виду:

$$\bar{p}_1 - \bar{p}_k = \frac{1}{K}\left(\bar{p}_k - \frac{1}{\bar{p}_k}\right)^2\frac{2g}{\gamma_1 p_a}, \qquad (14)$$

где $\bar{p}_k = p_k/p_a$; $\bar{p}_1 = p_1/p_a$ — отношения абсолютных давлений к атмосферному.

Для заданного давления p_1 питания из уравнения (14) можно построить графическую зависимость p_k от K. Для давлений питания $p_1 = 0{,}3 \div 0{,}6$ МПа графическая зависимость p_k от K приведена на рис. 4.

При вертикальном смещении вала, т. е. при приложении к нему нагрузки, величина K_n для каждой щели зависит от угла θ положения щели относительно вертикали, эксцентриситета ε и параметра K_0 и определяется выражением

$$K_n = \frac{K_0}{(1 - \varepsilon\cos\theta)^3},$$

где K_0 — безразмерный параметр при соосном расположении шипа и подшипника; θ — угол между приложенной нагрузкой и осью жиклера; $\varepsilon = e/h$ — относительный эксцентриситет; l — расстояние между центрами шипа и подшипника.

При приложении нагрузки вал смещается, высота щели (зазор h) изменяется, вызывая изменение p_k в каждой щели, и появляются силы, препятствующие смещению вала. Суммируя вертикальные составляющие препятствующих сил от

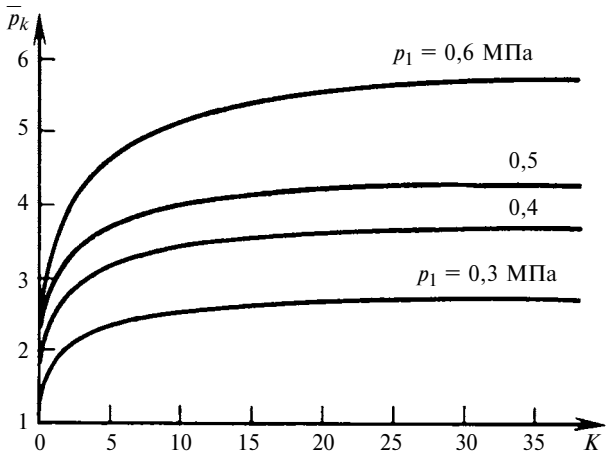


Рис. 4. Зависимости p_k от K для разных давлений p_1

соответствующих щелей и их продолжений между рядами сопел, можно определить общую несущую способность подшипника в зависимости от его размеров, свойств газа, давления поддува и эксцентриситета.

Общее выражение несущей способности дает Робинсон [4] для четного числа питающих отверстий:

$$C_L = 2\sin\frac{\pi}{h}\left(1 - \frac{2l}{3L}\right)\left[K_{g_1}\cos\frac{\pi}{h} + \right.$$
$$\left. + K_{g_2}\cos\frac{3\pi}{n} + \ldots + K_{g_{n/2}}\cos\left(\pi - \frac{\pi}{n}\right)\right],$$

где $C_L = \dfrac{W}{LD(p_1 - p_a)}$ — коэффициент несущей способности; $K_g = \dfrac{p_k - p_a}{p_1 - p_a}$ — коэффициент давления в щели; W — несущая способность подшипника.

Согласно работе [2] можно считать, что для радиальных подшипников справедлива линейная зависимость смещения e от несущей способности W до относительных эксцентриситетов $\varepsilon \leqslant 0{,}6$. С учетом этого жесткость радиальных подшипников определяется уравнением $j = W/(\varepsilon h_0)$.

Предложенный аналитический расчет позволяет проследить, как изменяется жесткость подшипника при изменении того или иного параметра. Его недостаток — громоздкость вычислений, так как для получения оптимального варианта необходимо выполнить расчеты подшипников с различными параметрами.

Рассмотрим метод расчета, основанный на использовании расходных характеристик. Способы регулирования расхода газа через подшипник приведены в работе [5]. Согласно выражению (6) рас-

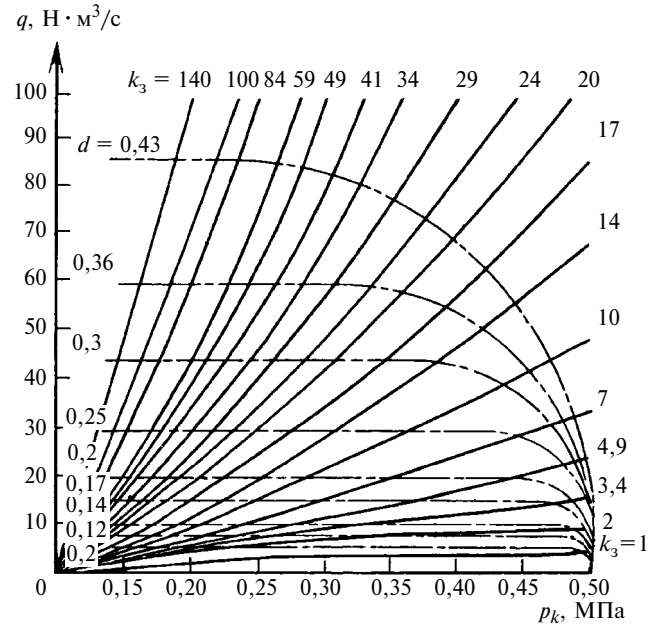


Рис. 5. Расходные характеристики жиклера (сплошные линии) и зазора (штриховые линии) при p_1 = 0,5 МПа

ход газа через зазор элемента подшипника, питаемого общим жиклером

$$q_з = \frac{(p_k^2 - p_а^2)h^3 a}{24\eta l p_k},$$

где $a = \pi D/n$ — ширина рассматриваемого элемента подшипника.

Объемный расход газа, приведенный к атмосферному давлению, получим умножением вышеприведенного расхода на отношение $p_k/p_а$. Тогда

$$q_з = \frac{(p_k^2 - p_а^2)h^3 a}{24\eta l p_а}.$$

Для упрощения вычислений и построения графиков введем понятие единичного зазора высотой h_0, длиной l_0 и шириной a_0. Тогда соотношения между параметрами конкретного и единичного зазоров можно представить в виде: $K_з = h^3 a l_0/(l h_0^3 a_0)$, где $K_з$ — безразмерный параметр зазора.

Следовательно, при равенстве конкретного и единичного зазоров будем иметь $K_з = 1$.

Зададимся следующими размерами единичного зазора: h_0 = 0,001 см; l_0 = 1 см; a_0 = 1 см. Учитывая, что вязкость газа $\eta = 1{,}85 \cdot 10^{-10}$ кг · с/см², рассчитаем объемный расход через такой зазор, приняв $p_а$ = 0,1 МПа:

$$q_{з0} = \frac{(p_k^2 - 1)0{,}001^3 \cdot 1}{24 \cdot 1{,}85 \cdot 10^{-10} \cdot 1 \cdot 1} = 0{,}2193(p_k^2 - 1).$$

Согласно изложенному, расход через любой конкретный зазор будет зависеть от его безразмерного параметра $q_з = q_{з0}K_з$ или $q_з = 0{,}2193(p_k^2 - 1)K_з$. Задаваясь рядом значений $K_з$ из этого уравнения, построим для каждого из них зависимость расхода $q_з$ от давления p_k в кармане (рис. 5).

Расход газа через отверстие жиклера

$$q_C = \frac{\pi d^2}{4}\alpha\sqrt{2g\frac{\mu}{\mu-1}\frac{p_1}{\gamma_1}\left[1-\left(\frac{p_k}{p_1}\right)^{\frac{\mu-1}{\mu}}\right]},$$

где d — диаметр отверстия жиклера; α — коэффициент расхода жиклера; γ_1 — удельный вес газа при давлении p_1.

Для приведения расхода к атмосферным условиям умножим это выражение на $p_k/p_а$ и получим:

$$q_C = \frac{\pi d^2}{4}\alpha\sqrt{2g\frac{\mu}{\mu-1}\frac{p_1}{\gamma_1}\left[1-\left(\frac{p_k}{p_1}\right)^{\frac{\mu-1}{\mu}}\right]}\frac{p_1}{p_а}.$$

Аналогично единичному зазору введем понятие единичного отверстия жиклера с диаметром d_0. Приняв коэффициент расхода α = 0,75, μ = 1,41, удельный вес воздуха $\gamma_1 = 1{,}29 \cdot 10^{-6} p_1$ кг/см³, абсолютное давление питания p_1 = 0,5 МПа, d_0 = 0,01 см и подставив эти значения в формулу расхода, получим объемный расход газа через единичное отверстие жиклера:

$$q_{C0} = 4{,}2618 p_k\sqrt{[1-(p_k/5)^{0{,}2908}]}.$$

Тогда расход через любой конкретный жиклер составит $q_C = q_{C0}(d/d_0)^2$.

Приведенные формулы позволяют построить зависимости расхода через жиклер от давления p_k в кармане для конкретных отверстий или разных отношений d/d_0. Зависимости q_C от p_k построены для отверстий d = 0,1÷0,74 мм, на рис. 5 показаны зависимости только до 0,43 мм. При разработке подшипника обычно определяют оптимальное соотношение зазора и отверстия в жиклере.

В данном случае, располагая расходными характеристиками зазора ($q_з$) и жиклера ($q_ж$), по точкам их пересечения можно найти давления в кармане, соответствующие заданным геометрическим параметрам. Если задать диаметр отверстия жиклера и давление в кармане, можно определить значение $K_з$ и, следовательно, необходимые размеры зазора.

Несущую способность подшипника по данному методу получим умножением давления в кармане на эффективную площадь, размеры которой опре-

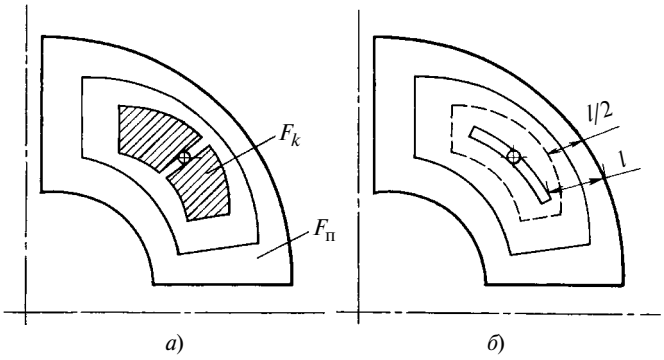


Рис. 6. Схемы опорных элементов с системой микроканавок (*а*) и с одной микроканавкой (*б*)

деляются конструктивными особенностями подшипника: $W = (p_k - p_а)F_{эф}$, где $F_{эф}$ — эффективная площадь подшипника.

Величина эффективной площади зависит от характера распределения воздуха или способа выполнения опорной поверхности. Например, для случая на рис. 6, *а* эффективная площадь $F_{эф} = F_k + \frac{1}{2}F_п$, где F_k — площадь, ограниченная контуром микроканавки (заштрихована); $F_п$ — площадь между краем опорной поверхности и контуром микроканавки. Если смазка подводится в зазор из кармана, то под F_k понимается площадь поверхности, занимаемая карманом. Для опорного элемента с одной микроканавкой (рис. 6, *б*) за $F_{эф}$ принимается площадь, ограниченная штриховой линией. Предполагается, что на рис. 6, *а* давление по всей площади одинаково и равно p_k, а на рис. 6, *б* давление p_k не изменяется по длине микроканавки.

Из работы [2] известно, что в осевом подшипнике зависимость смещения от нагрузки существенно нелинейна и, следовательно, с изменением зазора изменяется жесткость, что затрудняет ее определение. В этой же работе указано, что максимальная жесткость подшипника достигается при некотором промежуточном значении зазора, причем при отношении $\frac{p_k - p_а}{p_1 - p_а} = 0{,}69$.

Это значит, что если несущую способность W определять с учетом этого соотношения, то получим $j = W/h$, но оно будет несколько заниженным.

Для определения несущей способности радиального подшипника необходимо знать, как меняется давление в кармане в зависимости от положения жиклера относительно направления действия нагрузки (или направления смещения вала).

Величина зазора зависит от положения рассматриваемого элемента подшипника: $h = h_0(1 - \varepsilon\cos\theta)$, где h_0 — начальный зазор или величина зазора при отсутствии смещения вала; $\varepsilon = e/h_0$ — относительный эксцентриситет; θ — угол между осью сопла и направлением приложения нагрузки.

Задавшись значениями e и ε, найдем значение h для каждого элемента подшипника. Так как каждому значению h соответствует определенная величина безразмерного параметра зазора $K_з$, пользуясь графиками (см. рис. 5), можно по значениям $K_з$ найти соответствующее давление p_k для элемента подшипника.

Несущую способность радиального подшипника определим по формуле

$$W = 2(L - l)a\left[p_{k_1}\cos\frac{\pi}{n} + p_{k_2}\cos\frac{3\pi}{n} + \right.$$
$$\left. + p_{k_3}\cos\frac{5\pi}{n} + \ldots + p_{k_{n/2}}\cos\left(\pi - \frac{\pi}{n}\right)\right]0{,}5,$$

где L — длина подшипника; n — число жиклеров в одном ряду.

Коэффициент 0,5 является экспериментальным и введен для учета снижения несущей способности подшипника из-за перетечек газа по окружности.

Учитывая, что для радиального подшипника жесткость остается постоянной до относительного эксцентриситета $\varepsilon = 0{,}6$, её можно определить по формуле $j = W/(\varepsilon h_0)$.

При расчете однорядного радиального подшипника безразмерный параметр зазора рассчитывается по формуле $K_з = h^3 2al_0/(lh_0^3 a_0)$.

Способ расчета на основе расходных характеристик более универсален, чем аналитический способ, так как позволяет рассчитывать как осевые, так и радиальные опоры и, кроме того, требует меньшего объема вычислений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИБ ССЫЛКИ

1. **Шейнберг С. А.** Современные высокоскоростные машины с аэродинамическими опорами // Передовой научно-технический опыт, № 58-432/18. М.: ВИНИТИ, 1958. 200 с.

2. **Грэссем Н. С., Пауэлл Дж. У.** Подшипники с газовой смазкой: пер. с англ. М.: Мир, 1966. 423 с.

3. **Richardson C. H.** Static and dynamic characteristics of eompansated gas bearings // Memo N. RM 7401-1 Mass. INST. Tech. Cambridge, Mass., April 1957; Trans. ASME. 1958. 80. N 7. 1503.

4. **Robinson C. H., Sterry F.** The static strength of pressure fed gas journak dearings, jet bearings // AERE Rep. R/R 2642, Sept. 1958.

5. **Клименков Ю. С.** Анализ существующих методов повышения рабочих характеристик аэростатических опор // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 7—11.

УДК 534.64

С. В. ГОРИН, д-р техн. наук, М. В. КУКЛИН, В. А. НЕКРАСОВ, кандидаты технических наук
(ОАО "ПО "Севмаш", г. Северодвинск), e-mail: kuklinmikhail@rambler.ru

Снижение пульсации давления рабочей среды в трубопроводе с помощью импедансных включений

Рассматривается возможность использования импедансных включений с упругодемпфирующими элементами для снижения пульсаций давлений в трубопроводах разного назначения.

Ключевые слова: импедансные включения, трубопровод, упругодемпфирующий элемент.

The opportunity of application of impedance inclusions with elastic damping elements for reducing of pressure pulsations in pipeline of different purposes is considered.

Keywords: impedance inclusions; pipeline; elastic damping element.

Каналы и трубы, в рабочих средах которых распространяются колебания, являются акустическими волноводами. Для снижения таких колебаний используют гасители пульсаций — низкочастотные импедансные включения [1], эффективность работы которых в области частот ослабления и усиления звука можно определить как [2]:

$$\Delta L = 20\lg\left|1 + \frac{Z_и Z_н}{Z_в(Z_и + Z_н)}\right|, \qquad (1)$$

где $Z_и$, $Z_н$, $Z_в$ — акустические сопротивления (импедансы) волновода со стороны соответственно источника колебаний, нагрузки (защищаемой части трубопроводной системы) и собственно импедансного включения.

Для повышения эффективности снижения колебаний необходимо свести к минимуму акустическое сопротивление $Z_в$ импедансного включения.

Акустические сопротивления — комплексные величины, содержащие действительные и мнимые части. Действительная часть определяется диссипативными силами, действующими в колебательной системе, которые характеризуются коэффициентом потерь:

$$\eta = R\omega/K. \qquad (2)$$

Для схемы установки импедансного включения (рис. 1) запишем:

$$Z_и = -j\frac{\rho a}{S}\operatorname{ctg}(kl_и); \qquad (3)$$

$$Z_н = j\frac{\rho a}{S}\operatorname{tg}(kl_н); \qquad (4)$$

$$Z_в = (R + R_0) + j\left(\omega(m + m_0) - \frac{K}{\omega}\right). \qquad (5)$$

В формулах (2)—(5): $\omega = 2\pi f$ — круговая частота (f — частота колебаний); a — скорость звука в среде; ρ — плотность среды; S — площадь поперечного сечения волновода; K — жесткость упругодемпфирующего элемента; k — волновое число; R и R_0 — сопротивления трения импедансного включения и дополнительное; $l_и$ и $l_н$ — длины участков волновода от начального и конечного сечений до сечения, в котором установлено импедансное включение; m — масса инерционной накладки; m_0 — присоединенная масса.

Для определения дополнительного сопротивления R_0 и присоединенной массы m_0 рассмотрим схему импедансного включения в виде цилиндрической оболочки с податливой стенкой радиусом r_0 и длиной $l = 2h$, которая под действием звукового давления совершает гармонические колебания с частотой ω (рис. 2).

Расположим систему цилиндрических координат так, чтобы плоскость с координатой $Y = 0$ проходила посредине длины импедансного включения. Радиальными колебаниями импедансного включения пренебрегаем по сравнению с колебаниями его упругодемпфирующих элементов. Под действием пульсаций давления рабочей среды упругодемпфирующий элемент совершает радиальные колебания по гармоническому закону $v = v_0 e^{j\omega t}$. Пусть импедансное включение имеет инерционную массу m, сопротивление R трения и жесткость K. При вынужденных колебаниях упругодемпфирующего элемента под действием гармонической силы $F_0 e^{j\omega t}$ в рабочей среде возникает звуковое поле, ко-

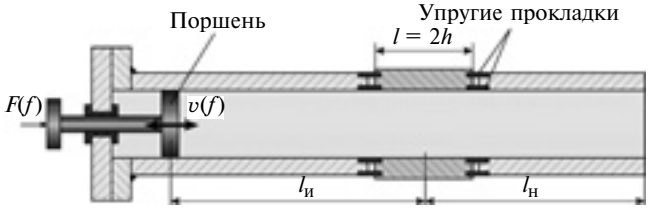


Рис. 1. Схема стенда для испытаний импедансных включений в волноводах

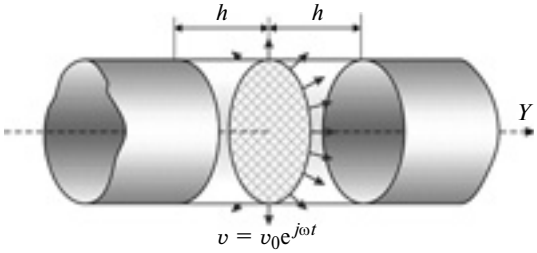


Рис. 2. Расчетная схема импедансного включения

торое воздействует на герметичные элементы с силой $-Sp(r_0)$. С учетом этой дополнительной силы дифференциальное уравнение для рассматриваемой колебательной системы запишем в виде:

$$m\ddot{r} + R\dot{r} + Kr = F_0 e^{j\omega t} - Sp(r_0). \qquad (6)$$

Суммарная сила давления звукового поля, действующая на упругодемпфирующие элементы площадью S, равна силе, приводящей эту поверхность в колебательное движение. Импеданс излучения

$$Z_n = Sp(r_0)/v(r_0),$$

откуда:

$$Sp(r_0) = (R_0 + j\omega m_0)v(r_0),$$

где $R_0 = \mathrm{Re}Z_n$; $m_0 = \mathrm{Im}Z_n/\omega$; $\ddot{r} = j\omega\dot{r}$, и в силу граничного условия $v(r_0) = \dot{r}$.

Тогда в выражении (6) член $Sp(r_0)$ можно заменить на $(R_0 + j\omega m_0)\dot{r}$ и записать:

$$(m + m_0)\ddot{r} + (R + R_0)\dot{r} + Kr = F_0 e^{j\omega t}, \qquad (7)$$

где m определяется заданным частотным диапазоном гашения пульсаций.

Величины m_0 и R_0 зависят от условий работы импедансного включения в волноводе, размеров упругодемпфирующего элемента, физических свойств рабочей среды. Для их определения необходимо решить волновое уравнение

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{d\Phi}{dr}\right) + \frac{d^2\Phi}{dy^2} + \left(k + jM\frac{d}{dy}\right)^2\Phi = 0$$

при граничных условиях

$$\left.\frac{d\Phi}{dr}\right|_{r=r_0} = \begin{cases} -v_0 \text{ при } |y| \le h; \\ 0 \text{ при } |y| > h, \end{cases}$$

где M — число Маха.

Используя метод прямого и обратного преобразований Фурье, запишем потенциал акустического поля в виде:

$$\Phi(r, y) = \frac{v_0}{\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{\sin(\tau h)J_0(x)}{\tau\chi_{0n}J_1(x)}e^{jy\tau}d\tau, \qquad (8)$$

где $J_0(x)$, $J_1(x)$ — функции Бесселя; $x = r\chi$; $\chi = \sqrt{k^2 - 2Mk\tau - (1 - M^2)\tau^2}$; $\chi_{0n} = \mu_n/r$ (μ_n — корни уравнения $J_1(x) = 0$).

Полагая, что полюсы подынтегральной функции расположены на действительной оси комплексной плоскости τ, решение несобственного интеграла (8), используя теорию вычетов, можно представить в виде: $\int_{-\infty}^{\infty} f(\tau)d\tau = 2\pi j\Sigma\text{Выч}$, где ΣВыч — сумма вычетов функции $f(\tau)$ в её полюсах, лежащих на действительной оси.

Используя известные соотношения для функций Бесселя [3]:

$$\frac{\ddot{J}_0(x)}{J_0(x)} = \begin{cases} -1 \text{ при } x \ne 0; \\ -\frac{1}{2} \text{ при } x = 0, \end{cases}$$

и формулы, связывающие потенциал акустического поля с давлением и скоростью колебания частиц среды в звуковой волне, получим формулу для расчета импеданса излучения импедансного включения при числах Маха $M < 1$ (для трубопроводов с капельными жидкостями $M \approx 0$):

$$Z_n = \sum_{n=0}^{\infty}\frac{4\pi\rho a}{(k^2 - \chi_{0n}^2)^2}\left\{2jkh(k^2 - \chi_{0n}^2) + \right.$$

$$+ jM(k^2 - \chi_{0n}^2)\exp\left(j\frac{2\tau_{0n}h}{1 - M^2}\right)\sin\frac{2Mkh}{1 - M^2} +$$

$$\left. + \frac{k}{\tau_{0n}}(\tau_{0n}^2 + M^2\chi_{0n}^2)\left[1 - \exp\left(j\frac{2\tau_{0n}h}{1 - M^2}\right)\cos\frac{2Mkh}{1 - M^2}\right]\right\}.$$

Разделив излучение импедансного включения на действительную и мнимую части, получим дополнительное сопротивление силы трения

$$R_0 = \sum_{n=0}^{N-1}\frac{8\pi\rho\omega h^2}{\sqrt{k^2 - \chi_{0n}^2}}$$

и присоединенную массу

$$m_0 = \sum_{n=N}^{\infty}\frac{8\pi\rho h}{\chi_{0n}^2 - k^2}\left\{1 - \frac{1 - e^{-2h\sqrt{\chi_{0n}^2 - k^2}}}{2h\sqrt{\chi_{0n}^2 - k^2}}\right\}.$$

Определив все члены уравнения (7), найдем импеданс включения

$$Z_в = (R + R_0) + j\left[\omega(m + m_0) - \frac{K}{\omega}\right],$$

мнимая часть которого определяет частоту его собственных колебаний

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{m + m_0}}.$$

Исходной информацией для определения жесткости являются данные о величинах сил F_i, действующих на упругодемпфирующий элемент, и о вызываемых этими силами деформациях r_i. По полученным данным определяют зависимость силы статического давления среды на упругодемпфирующий элемент: $F_{ст} = F_{ст}(r)$. Для упругодемпфирующих элементов из прессованной проволоки [4] зависимость силы от деформации (рис. 3) имеет нелинейный характер и для определения жесткости целесообразно использовать выражение:

$$K = \left.\frac{dF_{ст}}{dr}\right|_{r=r_i},$$

т. е. жесткость таких элементов есть тангенс угла наклона касательной к оси абсцисс, проведенной к кривой в i-й точке.

Методом кубической сплайн-интерполяции определим зависимость силы от деформации во всем диапазоне давлений рабочей среды:

$$F_{\text{ст}} = a_0 + a_1 r + a_2 r^2 + \ldots + a_n r^n, \qquad (9)$$

где a_0, a_1, ..., a_n — коэффициенты полинома.

Из равенства (9) определим первую производную от функции $F_{\text{ст}} = F_{\text{ст}}(r)$:

$$K = \frac{\mathrm{d}F_{\text{ст}}}{\mathrm{d}r} = a_1 + 2a_2 r + \ldots + n a_n r^{n-1}.$$

На основании изложенного можно рассчитать импедансное включение с различными характеристиками упругодемпфирующих элементов. При этом для каждой секции запишем свое дифференциальное уравнение колебаний:

$$(m + m_0)_i \ddot{r} + (R + R_0)_i \dot{r} + K_i r = F_0 \mathrm{e}^{j\omega t},$$

где $i = 1; 2; 3; \ldots$ — номер секции импедансного включения.

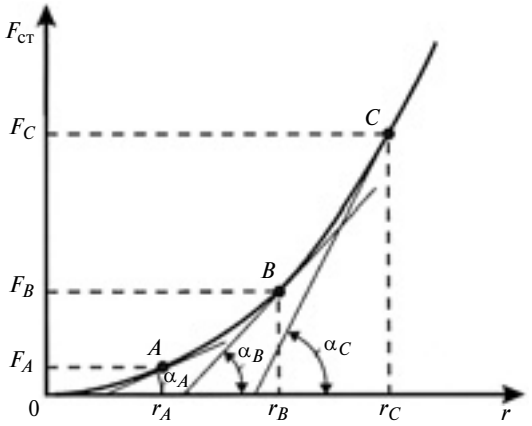


Рис. 3. Зависимость силы $F_{\text{ст}}$ от деформации r упругодемпфирующего элемента для определения его жесткости

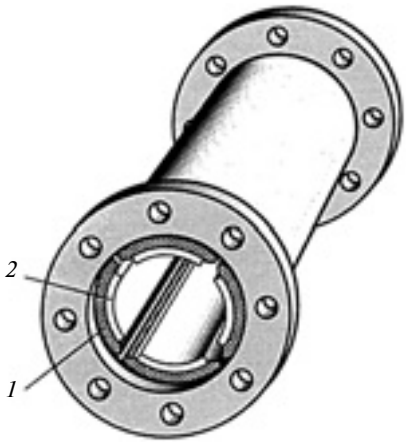


Рис. 4. Конструктивное исполнение импедансного включения: *1* — демпфирующий элемент; *2* — инерционная накладка

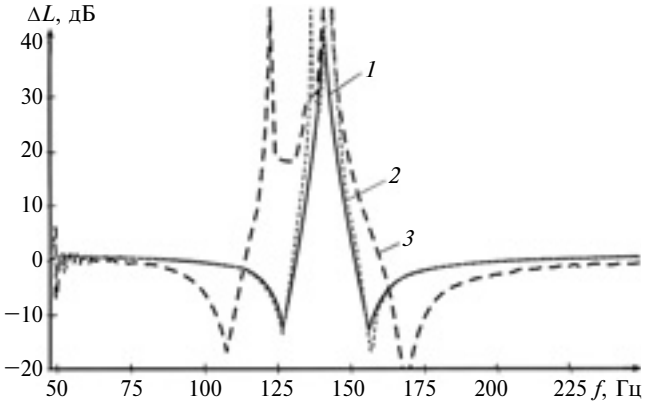


Рис. 5. Зависимости изменения пульсации ΔL давления в трубопроводной системе после установки импедансных включений: *1* — расчет с одним упругодемпфирующим элементом; *2* и *3* — эксперимент соответственно с одним и четырьмя упругодемпфирующими элементами

На рис. 4 показано импедансное включение, на внутренней поверхности которого расположены герметичные упругодемпфирующие элементы с инерционными накладками. Применение таких элементов с нелинейной жесткостью позволяет управлять амплитудно-частотными характеристиками систем. На рис. 5 показана зависимость изменения уровня пульсаций давления в трубопроводной системе после установки импедансного включения.

Таким образом, при введении в волновод низкочастотного импедансного включения области частот ослабления и усиления звука могут быть определены расчетом по формуле (1), которая будет справедлива и для расчета распространения колебаний по рабочим средам при наличии в волноводе нескольких импедансных включений. Так, для расчета эффективности N импедансных включений с различными акустическими сопротивлениями в формуле (1) величину $Z_{\text{в}}$ определим из выражения

$$\frac{1}{Z_{\text{в}}} = \frac{1}{Z_{\text{в}1}} + \frac{1}{Z_{\text{в}2}} + \ldots + \frac{1}{Z_{\text{в}N}}, \qquad (10)$$

где $Z_{\text{в}1}$, $Z_{\text{в}2}$, ..., $Z_{\text{в}N}$ — акустические сопротивления импедансных включений.

При $Z_{\text{в}1} = Z_{\text{в}2} = \ldots = Z_{\text{в}N}$ из формулы (10) следует: $Z_{\text{в}} = Z_{\text{в}1}/N$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лапин А. Д.** Способ создания звукоизоляции для звука низкой частоты, распространяющегося в волноводе // Акустический журнал. 1970. Т. XVI. Вып. 2. С. 281—285.
2. **Горин С. В., Куклин М. В.** Эффективность работы резонаторов Гельмгольца в замкнутых волноводах с жидкими рабочими средами // Акустический журнал. 2012. Т. 58. № 3. С. 396—401.
3. **Лепендин Л. Ф.** Акустика. М.: Высшая школа, 1978. 448 с.
4. **Горин С. В., Куклин М. В.** Резонатор Гельмгольца с герметичным упругодемпфирующим элементом // Вестник машиностроения. 2012. № 3. С. 10—13.

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

УДК 678.067:539.538:621.822.5

А. С. ОРЫЩЕНКО, д-р техн. наук, А. В. АНИСИМОВ, канд. техн. наук, В. Е. БАХАРЕВА, д-р техн. наук, И. В. ЛИШЕВИЧ (ФГУП "ЦНИИ КМ "Прометей", г. Санкт-Петербург), Ю. Н. МОНОГАРОВ, Д. Г. ЭСПЕРОВ (ОАО "НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова"), e-mail: prometey-km@yandex.ru

Теплостойкие антифрикционные углепластики для подшипников скольжения паровых турбин

Исследованы теплостойкие антифрикционные углепластики ФУТ-Б и УПФС на основе термореактивного фенолформальдегидного связующего и термопласта (полифениленсульфида) в качестве опорных поверхностей подшипников паровых турбин. Эксперименты подтвердили их высокую несущую способность, низкий расход смазочного материала и допустимую температуру рабочей поверхности.

Ключевые слова: подшипник, паровая турбина, теплостойкий антифрикционный углепластик, термопласт, полифениленсульфид.

The heat resistant antifriction "ФУТ-Б" and "УПФС" carbonplastics are investigated on the base of thermoreactive phenolformaldehyde binding material and thermoplastic (polyphenylene sulphide) as supporting surface of steam turbine bearings. The experiments confirmed their high load-carrying capacity, low discharge of lubricant and allowable temperature of working surface.

Keywords: bearing; steam turbine; heat resistant antifriction carbonplastic; thermoplastic; polyphenylene sulphide.

В настоящее время в узлах трения паровых турбин используют баббитовые подшипники и смазывание маслом, что накладывает ряд ограничений на их работу, так как температура баббита не должна превышать 95 °С, в противном случае могут произойти плавление баббита и аварийный останов турбины. Использовать для подшипников другие теплостойкие материалы, такие как бронза, сталь, керамика, нельзя, так как в этом случае при пуске или останове вала шейка может перегреться, что приведет к разрушению ротора. Применение новых теплостойких материалов, например антифрикционных углепластиков, может значительно повысить допустимую температуру смазочного материала (как минимум на 20÷30 °С) и увеличить ресурс турбины. А как известно, потери при простое паровой турбины АЭС мощностью 1200 МВт составляют 20 млн руб. в сутки.

Лабораторные, стендовые [1, 2] и натурные испытания подшипников скольжения из термореактивных антифрикционных углепластиков при смазывании водой (в том числе перегретой до температуры 200 °С), смазывании турбинным маслом и без смазывания (сухое трение) показали, что максимальная температура, обеспечивающая работоспособность подшипников из эпоксидных углепластиков УГЭТ составила 80 °С, из фенольных углепластиков ФУТ составила 115÷125 °С, лучшим из которых стал фенольный модифицированный баббитом углепластик ФУТ-Б, способный работать при температуре рабочей среды до 125 °С. В 2000 г. разработаны теплостойкие углепластики с полимерной матрицей из термопласта — полифениленсульфида (УПФС), способные работать при температуре 200 °С [3].

В связи с этим рассматривается возможность использования в турбинах подшипников из антифрикционных углепластиков на основе фенольной термореактивной матрицы (ФУТ) и термопластичной матрицы (УПФС). Были проведены стендовые испытания в условиях, максимально приближенных к натурным, опорных подшипников паровой турбины, изготовленных из антифрикционных углепластиков и баббита.

Особенности конструкции паровой турбины и условия эксплуатации опорных подшипников

Мощные многоцилиндровые турбоагрегаты имеют цилиндры высокого, среднего и низкого давлений (ЦВД, ЦСД и ЦНД). Число цилиндров может достигать пяти. На рис. 1 (см. обложку) представлена конденсационная турбина К-225-12,8 производства ОАО СМ "ЛМЗ". Роторы *1* ЦВД, ЦСД, ЦНД жестко соединены муфтами *2* и образуют единый валопровод турбоагрегата, который состоит из роторов, генератора и возбудителей (если последние предусмотрены конструкцией). Общая длина валопровода может достигать 80 м [4]. Валопровод вращается во вкладышах опорных подшипников *3* скольжения.

Рис. 2. Вкладыш подшипника

Каждый ротор вращается на двух подшипниках скольжения (при стандартной системе опирания), число опорных подшипников турбоагрегата может достигать четырнадцати. Кроме опорных подшипников скольжения каждый агрегат оснащен упорными подшипниками, которые удерживают валопровод от сдвига в осевом направлении. Опорный подшипник скольжения представляет собой втулку, установленную в массивном корпусе опоры с цилиндрической или эллиптической расточкой малой эллиптичности.

На рис. 2 представлен вкладыш подшипника, он имеет горизонтальный разъем, разделяющий его на два полукольца. Размеры подшипника зависят от диаметра шейки ротора; как правило, мощные турбоагрегаты имеют расточку диаметром 620 мм и шириной 480 мм.

В подшипник непрерывно под давлением подается масло температурой 40 ± 5 °С. При частоте вращения вала более 300 мин$^{-1}$ между ротором и вкладышем подшипника образуется устойчивый масляный клин, т. е. поверхности трения (шейка ротора и вкладыш) разделяются слоем смазочного материала. При более низкой частоте вращения для исключения задевания шейки ротора о вкладыш подшипника используют гидроподъем — в нижнюю часть вкладыша подшипника под высоким давлением подается масло, которое отжимает ротор от вкладыша. Гидроподъем включается при останове турбоагрегата и отключается при достижении заданной частоты вращения вала. Давление в камерах гидроподъема достигает 12 МПа. При испытаниях в нижнюю половину подшипника вместо баббитовой заливки была вклеена вставка из углепластика.

К опорным подшипникам скольжения турбоагрегатов предъявляются повышенные требования по надежности. Подшипники нагружены весом роторов валопровода, который может достигать нескольких сотен тонн при частоте вращения вала 3000 мин$^{-1}$. При этом зазоры в проточной части между ротором и статором составляют несколько миллиметров. Таким образом, выход из строя одного подшипника вызывает перегрузку и выход из строя соседних подшипников, итог — аварийная ситуация с необратимыми последствиями.

К неблагоприятным факторам работы опорных подшипников скольжения турбоагрегатов можно отнести:

высокие температуры и линейные скорости (50÷70 м/с);

ударные и вибрационные нагрузки;

расцентровки опор валопровода, которые вызывают значительное перераспределение нагрузок на подшипники;

перекосы подшипников относительно горизонтальной оси вследствие заедания при скольжении опор по направляющим шпонкам при пусках и перекосы из-за несимметричности подводящих и отводящих трубопроводов.

Условия работы подшипников скольжения турбоагрегатов: температура масла на входе 40 ± 5 °С; давление масла на входе 0,08÷0,12 МПа; контактное давление $p_к$ не более 2 МПа. Подшипник должен иметь низкие энергетические потери на трение и обеспечивать аварийный выбег турбоагрегата в условиях недостатка смазочного материала.

Материалы, используемые в подшипниках скольжения, и их характеристики

Сегодня в качестве основного материала подшипников скольжения используют баббиты. Применение баббита Б83 в опорных подшипниках обеспечивает низкий коэффициент трения, высокие теплопроводность, адгезию к стальным и чугунным поверхностям, коррозионную стойкость, относительно низкий коэффициент линейного расширения, работоспособность при ударных нагрузках. Однако при этом имеют место сложность монтажа и значительное снижение твердости при температурах выше 115 °С [4].

По механической прочности баббит значительно уступает бронзе и чугуну, поэтому применяется только в качестве тонкого слоя покрытия рабочей поверхности опоры скольжения, предохраняющего от заедания и повышенного изнашивания при пуске и останове.

Таблица 1

Значения физических показателей антифрикционных материалов

Показатель	Баббит Б83	Углепластик УПФС	Углепластик ФУТ-Б
Плотность, кг/м^3	7350	1400	1450
Прочность при сжатии, МПа	120	250	130
Модуль нормальной упругости, ГПа	—	10	15
Температурный коэффициент линейного расширения, $10^6 \cdot 1/°C$	22	16	16

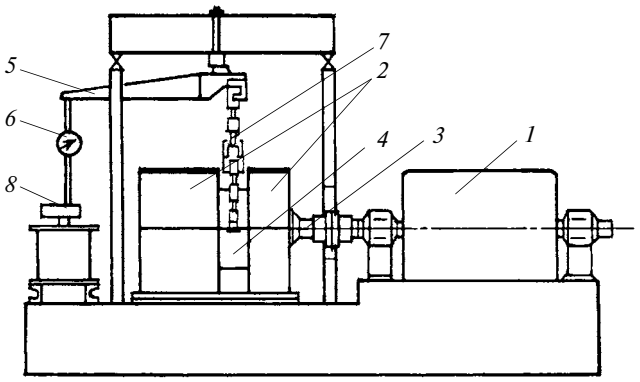


Рис. 3. Схема экспериментального стенда:
1 — электродвигатель постоянного тока МП 120-3000; *2* — корпус опор ротора; *3* — ротор на роликовых подшипниках; *4* — плавающая втулка — исследуемый вкладыш; *5* — несущая конструкция системы вертикального нагружения подшипника; *6* — динамометр; *7* — тяги; *8* — червячный редуктор

Углепластик ФУТ используют для изготовления высокоскоростных подшипников и торцевых уплотнений, работающих в воде, в том числе перегретой до 125 °С, для насосов топливно-энергетического комплекса (ТЭК) и энергетических установок, судовых гребных валов, торцевых уплотнений гидротурбин [1, 2].

Из углепластика УПФС изготовляют высокоскоростные подшипники и торцевые уплотнения, работающие в воде, в том числе в перегретой до 200 °С, и в условиях сухого трения [3]. В табл. 1 приведены физические показатели исследуемых антифрикционных материалов и баббита Б83, применяемого в настоящее время в подшипниках скольжения паровых турбин.

Стендовые испытания

На рис. 3 представлена схема экспериментального стенда. Масло в испытуемый подшипник подается из центральной системы маслоснабжения стенда с помощью гибких шлангов. Диапазон частот вращения вала стенда 280÷3200 мин$^{-1}$. Система нагружения обеспечивает нагрузку до 300 кН, для подшипника диаметром 300 мм нагрузка составила 4,76 МПа.

Испытания подшипника со вставками из антифрикционного углепластика проводились по методике ОАО НПО "ЦКТИ" на следующих режимах: температура масла 35÷45 °С; давление подаваемого масла 0,060÷0,095 МПа; расход масла 110÷160 л/мин; контактные давления — 2; 2,5 и 3 МПа; частоты вращения вала — 2000; 2500 и 3000 мин$^{-1}$.

Для определения коэффициента трения измеряли момент трения пары "вал—вкладыш подшипника с вставками" динамометром ДПУ-05. Температуру вставок углепластиков измеряли с помощью хромелькопелевых термопар (рис. 4, см. обложку), установленных на расстоянии 3÷4 мм от рабочей поверхности, показания регистрировали электронным потенциометром ЭПП-09. В ходе экспериментов измеряли:

температуры смазочного материала на входе ($t_{вх}$) в подшипник и на сливе ($t_{сл}$);

расход Q смазочного материала;

статическую нагрузку P на подшипник;

давление $p_{вх}$ масла на входе в подшипник.

Результаты испытаний

Результаты испытаний подшипника со вставкой из фенольного углепластика ФУТ-Б при разной частоте n вращения, а также разных суммарной (G) и распределенной ($p_р$) нагрузках представлены в табл. 2. Максимальная температура вставки при контактном давлении $p_к$ = 3 МПа и n = 3000 мин$^{-1}$ составила 73 °С. Далее определяли наработку на отказ при $p_к$ = 3 МПа, $t_{вх}$ = 38÷45 °С и $p_{вх}$ = 0,065÷0,080 МПа. Суммарная наработка опорного подшипника составила 27 ч; максимальная температура вставки — 64 °С.

Таблица 2

Результаты испытаний подшипника из ФУТ-Б при $p_{вх}$ = 0,07 МПа

G, кН	$p_р$, МПа	n, мин$^{-1}$	$t_{вх}$, °С	Q, л/мин	t_{max}, °С
126	2,2	2000	38,5	108	56,0
		2500	39,0	112	59,5
		3000		113	63,5
158	2,5	2000		110	67,0
		2500		110	67,0
		3000		112	68,0
189	3,0	2000	40,0	110	72,0
		2500		112	73,0
		3000		115	73,0

Таблица 3

Результаты испытаний подшипника из УПФС

G, кН	$p_р$, МПа	n, 10^2 мин$^{-1}$	$t_{вх}$, °С	$p_{вх}$, МПа	Q, л/мин	t_{max}, °С
126	2,0	20	35	0,071	163	46
		25	35	0,070	160	49
		30	36	0,088	170	74
158	2,5	20	36	0,085	180	48
		25	37	0,080	175	50
		30	37	0,075	172	52
189	3,0	20	37	0,081	170	49
		25	37	0,080	170	49
		30	38	0,076	170	53
25,2	4,0	20	35	0,080	145	52
		25	35	0,075	147	53
		30	36	0,075	156	55

Также испытывали подшипники скольжения со вставками из УПФС (табл. 3). При $p_К$ = 4 МПа и n = 3000 мин$^{-1}$ максимальная температура вставки составила 55 °С. Наработку на отказ определяли при $p_К$ = 3 МПа; $t_{вх}$ = 35÷45 °С; $p_{вх}$ = 0,072÷0,075 МПа, она составила 8 ч; а максимальная температура вставки — 59 °С.

Затем проводили испытания при недостатке смазочного материала, что имитировало выбег турбоагрегата с n = 3000 мин$^{-1}$ до n = 500 мин$^{-1}$ при $p_К$ = 2,5 МПа. Цель данного испытания — определение минимального расхода смазочного материала, при котором температура вкладыша подшипника из углепластика УПФС не превысит 100 °С (табл. 4).

В табл. 5 и 6 представлены значения соответственно максимальной температуры и коэффициента трения рабочих поверхностей подшипников из баббита Б83, баббита "TEGOSTAR", углепластиков ФУТ-Б и УПФС при разных $p_К$ и n.

Таблица 4

Результаты испытаний подшипника из УПФС при недостатке смазочного материала, G = 158 кН и $p_К$ = 2,5 МПа

n, мин$^{-1}$	$t_{вх}$, °С	$p_{вх}$, МПа	Q, л/мин	t_{max}, °С
3000	35	0,075	170	51
	37	0,023 0,019	65 60	55 58
2500 2000 1500 1000 500		0,018 0,018 0,018 0,019 0,022	62 62 60 58 55	53 50 48 49 52

Таблица 5

Температура, °С, рабочей поверхности подшипников из различных материалов в зависимости от частоты вращения и контактного давления при $t_{вх}$ = 35÷45 °С и $p_{вх}$ = 0,060÷0,095 МПа

Материал	n, мин$^{-1}$	$p_К$, МПа			
		2	2,5	3	4
Баббит Б83	2000 2500 3000	91 99 >100	*		*
Баббит "TEGOSTAR"	2000 2500 3000	64 67 70	72 78 84	80 84 87	
Углепластик ФУТ-Б	2000 2500 3000	56 60 64	67 67 68	72 73 73	
Углепластик УПФС	2000 2500 3000	46 49 87	48 50 52	50 51 53	53 55 55

* Испытания не проводили в связи с высокой температурой рабочей поверхности и возможностью разрушения подшипника.

Таблица 6

Коэффициент трения рабочей поверхности подшипников в зависимости от распределенной нагрузки при страгивании

Материал	$p_р$ при страгивании, МПа		
	0,48	0,79	1,59
Баббит Б8 Углепластик УПФС	0,256 0,128	0,267 0,130	* 0,136

* При данной нагрузке страгивание невозможно.

Испытания показали высокую работоспособность опорных подшипников со вставками из ФУТ-Б и УПФС. Лучшие результаты были получены при испытаниях подшипников из УПФС. Высокие эксплуатационные свойства антифрикционных теплостойких углепластиков в условиях высокой температуры низковязкого турбинного масла, высокой линейной скорости (50÷70 м/с) и значительной распределенной нагрузки (3÷4 МПа) обусловлены наноструктурой низкомодульных (карбонизованных) углеродных волокон — армирующего материала антифрикционных углепластиков. Низкомодульные углеродные волокна относятся к пористым материалам, их применяют в качестве адсорбентов с высокоразвитой удельной поверхностью 150 м^2/г, предельный объем сорбционного пространства 0,26 см^3/г (по адсорбции паров воды) [5—12]. Волокна имеют развитую пористую структуру: поры диаметром 2÷4 нм соединены между собой ультрамикропорами диаметром 0,4 нм. Средний радиус микропор (коэффициент l_p Порода) составляет 0,33 нм [1, 5].

Низкомодульные антифрикционные углепластики независимо от типа полимерной матрицы при высоких скоростях (50÷70 м/с) и контактном давлении (3÷4 МПа) поглощают горячее низковязкое масло и образуют на поверхности трения защитную масляную "подушку", которая обеспечивает работоспособность подшипников паровых турбин в аварийной ситуации при отключении насосов и нарушении подачи масла в турбину, что указывает на их преимущества перед баббитом, так как с монолитного непористого баббита в аварийной ситуации через несколько секунд исчезает защитная масляная пленка и подшипники выплавляются.

Второе преимущество есть только у углепластика УПФС с полифениленсульфидной матрицей. Полифениленсульфид относится к полимерам с частичной (50÷60 %) кристаллической структурой [13].

Как показали экспериментальные исследования механизма изнашивания углепластика УПФС [2, 3] и исследования ненаполненного полифенилен-

сульфида, выполненные специалистами ИВС РАН, Института механики металлополимерных систем НАН Белоруссии и Технологического института Тампере (Финляндия) [13], при сухом трении и высоких температурах происходит массоперенос аморфной части полифениленсульфида на поверхность стального контртела с образованием пленки, обладающей высокой адгезией к металлу. При этом значительно изменяется процесс трения, что связано с резким снижением коэффициента трения. Способность аморфной части полимера полифениленсульфида размягчаться (расстекловываться) при совместном действии высокого контактного давления, повышенной температуры и высокой скорости будет стабилизировать работу подшипника, снижать коэффициент трения и интенсивность изнашивания углепластика.

Результаты стендовых испытаний показывают возможность замены баббитовых подшипников паровых турбин на подшипники из теплостойких антифрикционных углепластиков ФУТ-Б и УПФС, причем подшипники из углепластика на основе полифениленсульфида (УПФС) могут применяться при высоких контактных давлениях (до 4 МПа), обеспечивая при этом минимальную (60 °С) температуру на поверхности подшипника.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бахарева В. Е., Николаев Г. И.** Современные машиностроительные материалы. Неметаллические материалы. Справочник / Под ред. И. В. Горынина, А. С. Орыщенко. СПб.: Профессионал, 2012. 916 с.

2. **Богун В. С., Бахарева В. Е., Анисимов А. В.** Подшипники скольжения из антифрикционных углепластиков для центробежных насосов энергетических установок // Вопросы материаловедения. 2010. № 1(61). С. 60—66.

3. **Новый** теплостойкий антифрикционный углепластик на основе полифениленсульфида / И. В. Лишевич, В. Е. Бахарева, А. С. Саргсян, Е. Л. Скобелева // Вопросы материаловедения. 2009. № 1(57). С. 111—115.

4. **Воскресенский В. А., Дьяков В. И.** Расчет и проектирование опор скольжения. Справочник. М.: Машиностроение, 1980.

5. **Абозин И. Ю., Бахарева В. Е., Рыбин В. В.** Зависимость антифрикционных свойств углепластиков от структуры углеродных волокон // Вопросы материаловедения. 2001. № 2(26). С. 9—21.

6. **Конкин А. А.** Углеродные и другие жаростойкие волокнистые материалы. М.: Химия, 1974. 375 с.

7. **Углеродные** волокна и углекомпозиты / Под ред. Э. Фитцера. М.: Мир, 1988. 310 с.

8. **Гуняев Г. М.** Структура и свойства полимерных волокнистых композитов. М.: Химия, 1981. 230 с.

9. **Фридман Л. И., Перлин В. А., Тарасова В. В.** Углеволокнистые сорбенты. Сер. Промышленность химических волокон. Л.: НИИТЭХИМ, 1987. 26 с.

10. **Безрук А. И., Хорева Г. Б.** Углеродные волокна как пример самоармированных композитов // Механика композиционных материалов. 1982. № 3. С. 15—18.

11. **Difendorf R. I., Takarsky E.** High-molecular compounds // Eng. Sci. 1975. V. 15. № 3. P. 150—159.

12. **Bennet S. C., Johnson D. I.** Electron. Carnon. 1979. V. 17. P. 26—39.

13. **Влияние** степени упорядоченности надмолекулярной структуры теплостойких термопластов конструкционного назначения на их механические и триботехнические характеристики в диапазоне температур 20—280 °С / И. В. Гофман, В. Е. Юдин, О. Орел. // Вопросы материаловедения. 2012. № 4(72). С. 159—169.

УДК 621.89.099.6

А. П. ПЕРЕКРЕСТОВ, канд. техн. наук, В. А. ЧАНЧИКОВ, А. А. КЛЫКАНОВА (Астраханский ГТУ),
e-mail: pap1943@rambler.ru

Применение магнитных смазочных материалов для повышения ресурса металлических дейдвудных подшипников судовых валопроводов

Исследованы трибологические свойства магнитных противоизносных присадок и целесообразности их применения в металлических дейдвудных подшипниках судовых валопроводов.

Ключевые слова: гребной вал, дейдвудный подшипник, износостойкость, ресурс, экологичность, противоизносная присадка, постоянный магнит.

The tribological properties of magnetic antiwear additives and expediency of their application in metal stern bearings of ship shaftlines are investigated.

Keywords: propeller shaft; stern bearing; wear resistance; life; ecological compatibility; antiwear additive; permanent magnet.

На преодоление сил трения при работе оборудования, машин и механизмов затрачивается 30÷40 % потребляемой энергии. Так, в развитых странах в промышленности потери из-за трения и изнашивания составляют 4÷5 % национального дохода [1]. В этом отношении не являются исключением и подвижные сопряжения в судовой технике.

Эффективность работы судов во многом зависит от надежности устройств, систем и механизмов. Наиболее важной и ответственной составляющей двигательно-движительного комплекса судна является валопровод. Долговечность судовых валопроводов определяется надежностью дейдвудных

подшипников (ДП), которые эксплуатируются в особенно тяжелых условиях, что обусловливает их повышенное изнашивание и снижение ресурса ДП.

Основные причины ограниченного применения металлических ДП — износы кормового подшипника и манжетных дейдвудных уплотнений (ДУ), в результате чего происходит утечка нефтепродуктов, что влечет за собой наложение штрафов и значительный перерасход смазочных материалов. Кроме того, необходимо ремонтировать ДУ каждые 3÷4 года. Несмотря на это на многих судах используют металлические ДП, их доля составляет 35 % от общего числа.

В настоящее время допустимые утечки масла из дейдвудной трубы нормированы Регистром Ллойда и составляют 6 л/сут, что при средней годовой наработке судна 6000÷7000 ход.ч в сумме дает около 80 млн л/год загрязненной водной среды. Ожидается, что по сравнению с 1995 г. объем международной торговли к 2020 г. возрастет в 3 раза, при этом 90 % перевозок будут осуществляться водным транспортом. Поэтому поставлена задача — к 2020 г. полностью исключить на судах утечки нефтепродуктов.

Повысить ресурс ДП судового валопровода можно минимизацией износов вкладышей ДП и резиновых манжет ДУ и снижением коэффициента трения скольжения, используя антифрикционные материалы, полученные методами порошковой металлургии, позволяющие получать композиционные материалы, на основе которых можно создавать пары трения с высокими трибологическими свойствами [2].

Для улучшения пар трения используют напыление и наплавку порошковых материалов, плазменное упрочнение, закалку и модифицирование [3].

Для нанесения покрытий применяют вакуумные установки с дуговыми испарителями и магнетронными распылителями [4], с помощью которых на рабочих поверхностях пары трения создают пленки толщиной до 10 мкм [5, 6].

Работоспособность подшипников скольжения, и в частности судового валопровода, можно повысить снижением нагрузки на цапфу, а также равномерным распределением нагрузки между подшипниками [7, 8].

Для улучшения работы трибологических сопряжений используют металлоплакирующие смазочные материалы, которые создают на поверхностях трения антифрикционные пленки. С этой целью для смазочных материалов на основе углеводородов [9] разработана присадка из металлоорганического соединения — олеата меди, эффективность которой оказалась выше эффективности присадок, содержащих чистые металлы или минеральные соединения металлов.

Для повышения смазочной способности масел была разработана противоизносная магнитная присадка [10], состоящая из мицелл на основе молекул твердого пластичного оксида железа Fe_3O_4 и молекул олеиновой кислоты $C_{18}H_{34}O_2$, которые адсорбируются на поверхности магнетита в результате хемосорбции. Оксид железа характеризуется низким сопротивлением сдвигу и является пластичным смазочным материалом, снижающим коэффициент трения и интенсивность изнашивания трибологических сопряжений. Молекулы олеиновой кислоты, входящие в состав мицелл, предотвращают их слипание и обеспечивают им взвешенное состояние в смазочной среде.

На рис. 1, *а*, *б* показаны модели прямой и обратной мицелл в магнитной жидкости.

С увеличением содержания поверхностно-активного вещества (ПАВ) сферические формы мицелл постепенно изменяются, сначала на анизометричные, затем на ленточные и пластинчатые, при которых углеводородные цепи располагаются параллельно друг другу [11]. Как показали исследования З. Н. Маркиной [11], структура ленточных и пластинчатых мицелл идентична бимолекулярному слою (это фиксируется оптическими, рентгенографическими и реологическими методами) и обеспечивает низкий коэффициент трения. Мицеллообразование в неполярных средах имеет не энтропийную, а силовую природу, так как обусловлено заменой связи "полярная группа—углеводород" (при молекулярном растворении) на связь между полярными группами при их объединении в ядро мицеллы, ввиду энергетической рациональности системы. Причем объединение полярных групп настолько энергетически эффективно, что даже при малых концентрациях ПАВ это будут не

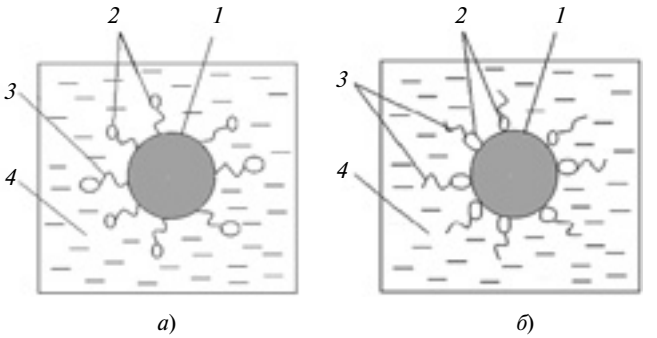


Рис. 1. Модель магнитной жидкости с прямой (*а*) и обратной (*б*) мицеллами:
1 — ядро; *2* — полярные группы; *3* — углеводородные радикалы; *4* — несущая жидкость (водосодержащая среда)

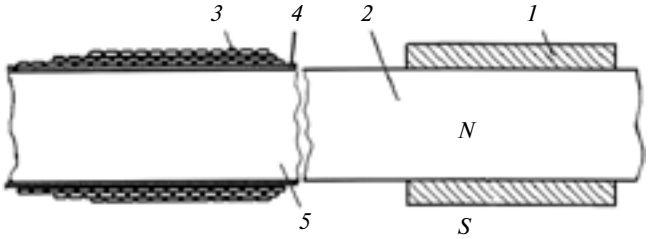


Рис. 2. Схема образования граничного слоя смазочного материала на поверхности гребного вала:
1 — постоянный магнит; *2* — вал дейдвудного устройства; *3* — мицеллярный слой магнитной противоизносной присадки; *4* — слой углеводородного смазочного материала; *5* — часть гребного вала в сопряжении с ДП; *N* и *S* — полюса магнита

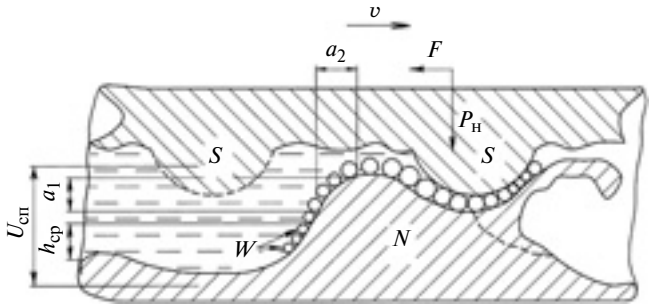


Рис. 3. Схема изнашивания пары трения:
----- — исходные положения микровыступов на поверхностях испытуемой детали (ИД) и контртела; a_1, a_2 — размеры изменения микровыступа вследствие упругой и остаточной деформации материала; $h_{ср}$ — средняя толщина смазочного слоя; $U_{с.п}$ — потенциал силового поля (контактная разность потенциалов); *W* — модифицированная поверхность ИД; *v* — скорость перемещения контртела; $P_н$ — нормальная сила; *F* — сила трения

отдельные молекулы, а небольшие предмицеллярные ассоциаты.

На рис. 2 показана схема образования мицеллярного слоя из так называемых мицелл Гартли—Ребиндера, которые с повышением содержания ПАВ преобразуются в цепные пластинчатые структуры.

Таким образом, при добавлении в смазочный материал магнитной противоизносной мицеллярной присадки и создании магнитного поля на поверхностях трения образуются слои, улучшающие условия скольжения, снижается коэффициент трения в паре "шейка вала—вкладыш ДП". В соответствии с этим достигается снижение коэффициента трения и интенсивности изнашивания трущихся пар.

На рис. 3 показана схема изнашивания трущихся поверхностей металлической пары трения при использовании в смазочном материале магнитных противоизносных присадок и наложении внешнего магнитного поля. Под воздействием магнитного поля частицы присадки, находящиеся в смазочной среде в виде пленок с малым коэффициентом трения, осаждаются на поверхностях трения и предотвращают непредельный контакт трущихся поверхностей.

На основании проведенных исследований, полученных данных магнитной присадки для ее совершенствования было предложено ввести в нее фазочистый магнетит, легированный кобальтом.

Ядро частиц из магнетита кобальта ($CoFe_3O_4$) характеризуется высокими магнитными свойствами и химической стабильностью по сравнению с ядром из Fe_3O_4, т. е. имеет более высокие значения коэрцитивной силы H_c, намагниченность M_s насыщения и коэффициент $\lambda_п$ прямоугольности петли гистерезиса (табл. 1) [12].

Для подтверждения улучшенных свойств противоизносной присадки проведены сравнительные трибологические испытания на модернизированной машине трения 2070 СМТ-1 [13]. Испытания проводили по схеме вал—втулка со смазочным материалом на основе масла МС-20 (ГОСТ 21743—76) в течение 5 ч. Режим испытаний: напряженность магнитного поля $H = 20$ кА/м, давление в зоне трения 1,5 МПа, скорость скольжения 0,3 $с^{-1}$, что соответствует неустановившемуся (граничному) режиму. Материалы пары трения: втулка — баббит Б83; вал — сталь 35. Результаты экспериментальных исследований показали эффективность разработанной присадки ввиду высоких эксплуатационных и трибологических свойств (табл. 2).

Таблица 1

Значения показателей магнитных свойств составляющих магнитных присадок

Вещество	H_c, А/м	M_s, мТл	$\lambda_п$
Fe_3O_4	7958	600÷780	0,31
$CoFe_2O_4$	44563		0,38÷0,44

Таблица 2

Результаты испытаний противоизносных присадок

Присадка	Содержание, %	Коэффициент трения	Интенсивность изнашивания, 10^{-10}
$Fe_3O_4 + C_{18}H_{34}O_2$	0,5	0,042	3,20
	1,0	0,035	2,70
	2,0	0,020	2,10
$CoFe_2O_4 + C_{18}H_{34}O_2$	0,5	0,031	2,30
	1,0	0,020	1,20
	2,0	0,009	0,35

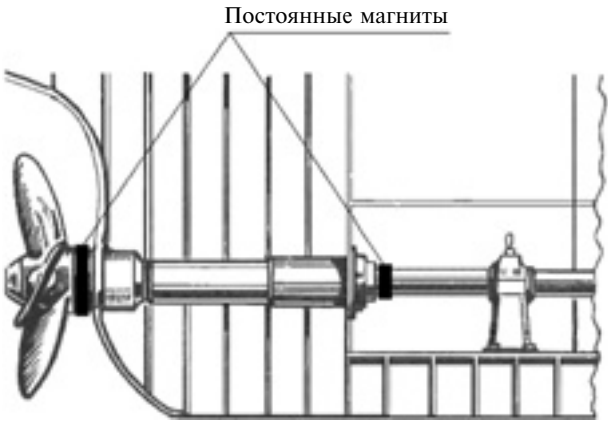


Рис. 4. Расположение кольцевых магнитов на гребном валу

Для того чтобы в зону трения сопряжения "шейка вала—вкладыш ДП" поступала магнитная противоизносная присадка, предложено установить в кормовой и носовой частях дейдвудного устройства кольцевые магнитные элементы (рис. 4).

В качестве магнитов следует использовать магнитопласт, так как он имеет следующие положительные качества:

1) высокие воспроизводимость, стабильность и однородность магнитных свойств, большой срок службы (остаточная индукция B_r = 0,65 Тл, коэрцитивная сила H_c = 96 кА/м);

2) высокие механическая прочность и пластичность (плотность 6,7 кг/м^3, прочность на сдвиг слоев 8,9 МПа);

3) коррозионная стойкость (особенно важна при эксплуатации в морской воде).

В качестве материала для данных магнитов лучше использовать относительно недорогой сплав ЮДНК (B_r = 1,2 Тл, H_c = 57,3 кА/м) (зарубежный аналог альнико VA).

При расчете магнитов можно использовать метод эквивалентного соленоида. Тогда напряженность магнитного поля по оси x, создаваемого кольцевым постоянным магнитом [14], находим по формуле

$$H_x = \frac{M}{2\mu_r}\left[\frac{l-2x}{\sqrt{d^2+(l-2x)^2}} + \frac{l+2x}{\sqrt{d^2+(l+2x)^2}}\right],$$

где μ_r — относительная магнитная проницаемость; M — намагниченность постоянного магнита, А/м; l и d — длина и внутренний диаметр магнита; x — координата.

Для расчета напряженности магнитного поля от постоянного магнита, устанавливаемого в носовой части дейдвудного устройства, используем диаграмму, представленную на рис. 5 (см. обложку).

Определены геометрические параметры постоянного магнита: длина 10÷50 мм, толщина 10 мм при диаметрах гребных валов 100÷1200 мм. При этом на гребном валу по всей длине ДП обеспечивается необходимая напряженность магнитного поля 5÷50 кА/м.

Применение противоизносных магнитных присадок в 1,5 раза повысит ресурс металлических ДП и в 2 раза — манжетных ДУ, тем самым улучшит экологичность судов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лабунский А.** Смазка с обновлением // Главный механик. 2006. № 7. С. 35—37.

2. **Основы** трибологии. Трение, износ, смазка / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше и др. М.: 2001. 664 с.

3. **www.plazmatsentr.ru**

4. **Попов В. Ф., Горин Ю. Н.** Процессы и установки электронно-ионной технологии. М.: Высшая школа, 1988. 255 с.

5. **Mahan J. E.** Physical vapor deposition of thin films. John Wiley & Sons, 2000. 336 p.

6. **Пашенцев В. Н.** Характеристика плазмы магнетрона на больших расстояниях от катода // Прикладная физика. 2009. № 4. С. 91—95.

7. **Гаращенко П. А., Лазуткина Е. А.** Эффективность включения компенсаторов расцентровки в систему судового валопровода // Вестник Астраханского ГТУ. Морская техника и технологии. 2000. С. 58—62.

8. **Гаращенко П. А.** Повышение работоспособности и монтажной технологичности судовых валопроводов // Наука — производству. 2001. № 4. С. 14—15.

9. **Лукиенко Л. В., Семочкин И. И., Хлапов В. Г.** Анализ результатов модельных экспериментальных исследований металлоплакирующей присадки к смазочным материалам // Тр. Новомосковского российского химико-технологического университета. Сер. Инженерная механика, материаловедение и надежность оборудования. 2006. № 6. С. 99—104.

10. **Пат. 2276681 Рос. Федерации:** МПК^7 C10L1/18. Противоизносная присадка.

11. **Щукин Д. Е., Перцов А. В., Амелина Е. А.** Коллоидная химия. Изд-во Московского ун-та, 1982. 352 с.

12. **Субботин К. А., Михайленко А. И., Недидова Н. В.** Влияние условий синтеза на магнитные свойства магнетита // Журнал прикладной химии. 2000. Т. 73. Вып. 10. С. 1591—1595.

13. **Пат. 115917 Рос. Федерации:** МПК G01N 3/56. Машина трения.

14. **Постоянные** магниты: Справочник / Под ред. Ю. М. Пятина. М.: Энергия, 1980. 486 с.

УДК 621.762.27

Е. В. АГЕЕВА, канд. техн. наук, Н. М. ХОРЬЯКОВА, Е. В. АГЕЕВ, д-р техн. наук (Юго-Западный ГУ, г. Курск), e-mail: ageev_ev@mail.ru

Исследование распределения микрочастиц по размерам в порошках, полученных электроэрозионным диспергированием медных отходов[1]

Представлены результаты исследования распределения по размерам микрочастиц, полученных электроэрозионным диспергированием отходов медной проволоки электротехнической чистоты.

Ключевые слова: медьсодержащие отходы, электроэрозионное диспергирование, порошок, гранулометрический состав.

The results of research of distribution on size of microparticles, obtained by electroerosion dispergation of copper wire wastes of electrotechnical pureness are presented.

Keywords: copper-bearing wastes; electroerosion dispergation; powder; grain-size composition.

Медь широко используется в промышленности, при этом ее природные запасы быстро сокращаются [1]. Поэтому важно применять эффективные способы получения меди. Порошковая металлургия характеризуется высоким коэффициентом использования металла, так как снижает объем отходов при обработке заготовки. Кроме того, возможен передел отходов в исходный материал [2].

Одним из наиболее перспективных способов получения медного порошка, отличающихся низкими энергетическими затратами и высокой экологичностью, является электроэрозионное диспергирование (ЭЭД). Способ заключается в разрушении токопроводящего материала в результате локального воздействия на него кратковременных электрических разрядов, возникающих между электродами. В зоне разряда под действием высоких температур происходят нагревание, расплавление и частичное испарение металла [3].

Для получения медного порошка данным способом использовали установку для ЭЭД токопроводящих материалов [9, 10] и отходы электротехнической медной проволоки (ТУ 16-705.492—2005), которые загружали в реактор, заполненный дистиллированной водой. ЭЭД осуществляли на режиме: емкость разрядных конденсаторов 33,5 мкФ, напряжение 200÷220 В, частота импульсов 28 Гц. Под воздействием кратковременных электрических разрядов медная проволока разрушалась, таким образом, получали дисперсный порошок.

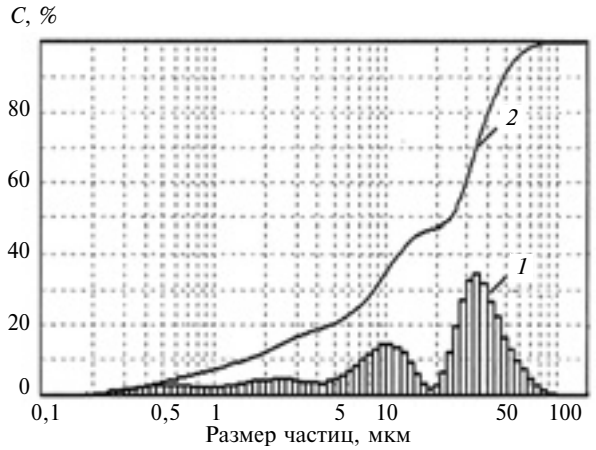
Свойства порошка и получаемого на его основе материала во многом зависят от размеров частиц. Поэтому была поставлена задача — исследовать распределения частиц получаемого порошка по размерам.

Для исследования гранулометрического состава получаемого медного порошка использовали лазерный анализатор размеров частиц Analysette 22 NanoTec. Лазерная дифракция имеет ряд преимуществ: кратковременность анализа, высокие воспроизводимость и точность, простая калибровка, широкий диапазон размеров исследуемых частиц (от 0,01 до 2000 мкм), универсальность.

Распределение по размерам микрочастиц медного порошка определяли диспергированием в жидкости с ультразвуком. Диспергирование проводилось по методу Фраунгофера в соответствии с методикой измерения размеров частиц в суспензиях, эмульсиях, аэрозолях в нанометровом и коллоидном диапазонах с использованием эффекта динамического рассеяния света (ФР 1.27.2009.06762). Для того чтобы снизить влияние рабочей жидкости, сначала измеряли фон, затем — распределение частиц по размерам. Исследуемый материал объемом 1÷5 г помещали в модуль для диспергирования в жидкости. Параметры процесса диспергирования: диапазон измерений — 0,1÷1021,87 мкм; разрешение — 102 канала (20/383 мм); абсорбция — 10 %, продолжительность измерения — 90 сканов; регуляризация — средняя.

Результаты измерений представлены в таблице, по ним построены гистограмма *1* и интегральная функция *2* (рисунок), которые показывают процентное содержание *C* частиц данного размера и меньшего. Установлено, что средний размер час-

[1] Работа выполнена по гранту Президента Российской Федерации № МК-1765.2013.8.



Размер частиц, мкм	Содержание *C*, %	Размер частиц, мкм	Содержание *C*, %
0,100÷0,109	0,02	3,42÷3,74	0,72
0,109÷0,120		3,74÷4,08	0,69
0,120÷0,131	0	4,08÷4,48	0,71
0,131÷0,144		4,48÷4,90	0,77
0,144÷0,157	0,01	4,90÷5,36	0,91
0,157÷0,172	0,03	5,36÷5,88	1,10
0,172÷0,188	0,05	5,88÷6,42	1,35
0,188÷0,206	0,09	6,42÷7,04	1,65
0,206÷0,226	0,13	7,04÷7,70	1,98
0,226÷0,248	0,18	7,70÷8,44	2,31
0,248÷0,270	0,23	8,44÷9,24	2,60
0,270÷0,296	0,28	9,24÷10,10	2,80
0,296÷0,324	0,34	1,10÷11,06	2,85
0,324÷0,356	0,39	11,06÷12,12	2,71
0,356÷0,388	0,44	12,12÷13,26	2,35
0,388÷0,426	0,48	13,26÷14,52	1,81
0,426÷0,466	0,50	14,52÷15,90	1,18
0,466÷0,510	0,52	15,90÷17,40	0,64
0,510÷0,588	0,53	17,40÷19,04	0,37
0,588÷0,612	0,53	19,04÷20,80	0,55
0,612÷0,670	0,52	20,80÷22,80	1,27
0,670÷0,732	0,50	22,80÷25,00	2,46
0,732÷0,802	0,48	25,00÷27,40	3,92
0,802÷0,878	0,47	27,40÷30,00	5,31
0,878÷0,960	0,46	30,00÷32,80	6,28
0,960÷1,052	0,46	32,80÷35,80	6,58
1,052÷1,152	0,47	35,80÷39,20	6,21
1,152÷1,260	0,51	39,20÷43,00	5,34
1,260÷1,380	0,56	43,00÷47,00	4,29
1,380÷1,510	0,63	47,00÷51,60	3,31
1,510÷1,654	0,70	51,60÷56,40	2,52
1,654÷1,810	0,78	56,40÷61,80	1,92
1,810÷1,982	0,85	61,80÷67,60	1,41
1,982÷2,180	0,89	67,60÷74,00	0,95
2,180÷2,380	0,92	74,00÷81,00	0,55
2,380÷2,600	0,91	81,00÷88,80	0,24
2,600÷2,840	0,88	88,80÷97,20	0,07
2,840÷3,120	0,83	97,20÷106,40	0,01
3,120÷3,420	0,77	106,40÷116,40	0

тиц составляет 23,65 мкм, удельная площадь их поверхности — 16 199,54 см^2/см^3.

Данным способом можно определять не только размеры частиц, но и их формы. Частицы несферической формы рассеивают излучение в их предпочтительных пространственных направлениях. Если в лазерный пучок попадает не слишком большое число частиц, то по получаемым данным можно определить их формы. Установлено, что коэффициент элонгации (удлинения) медных частиц размером 24,034 мкм составляет 1,93, что указывает на их сферическую форму.

Медные порошки, полученные ЭЭД, можно применять для нанесения медных покрытий гальваническим методом на стальные или цинковые изделия для защиты от цементации. Как правило, меднению подвергаются участки, которые подлежат обработке резанием. Также меднение используют для защитно-декоративного хромирования стальных или цинковых изделий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Цвигун И. В.** Тенденция развития мирового рынка меди в XXI веке // Известия ИГЭА. 2012. № 1(81). С. 131—134.
2. **Ничипоренко О. С., Помосов А. В., Набойченко С. С.** Порошки меди и ее сплавов. М.: Металлургия, 1988. 208 с.
3. **Пат. 2449859 Рос. Федерации:** МПК[7] C2, B22F9/14. Установка для получения нанодисперсных порошков из токопроводящих материалов.
4. **Агеев Е. В.** Форма и морфология поверхности частиц порошков, полученных электроэрозионным диспергированием твердых сплавов, содержащих вольфрам // Технология металлов. 2011. № 7. С. 30—32.
5. **Агеев Е. В.** Изучение физико-механических свойств твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием отходов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 6. С. 8—14.
6. **Исследование** твердосплавных порошков, полученных электроэрозионным диспергированием вольфрамсодержащих отходов / Р. А. Латыпов, Г. Р. Латыпова, Е. В. Агеев, П. И. Бурак // Международный научный журнал. 2013. № 5. С. 80—86.
7. **Агеев Е. В., Сальков М. Я.** Получение порошковых наплавочных материалов методом электроэрозионного диспергирования отходов твердых сплавов для наплавки шеек коленчатых валов // Технология металлов. 2008. № 3. С. 34—37.
8. **Агеев Е. В.** Получение, исследование и практическое применение износостойких порошковых материалов из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов // Технология металлов. 2012. № 9. С. 36—45.
9. **Агеев В. В., Агеева Е. В.** Разработка оборудования и технологии для получения порошков из отходов вольфрамсодержащих твердых сплавов, пригодных к промышленному использованию // Вестник машиностроения. 2013. № 11. С. 51—57.
10. **Агеев Е. В.** Получение порошков из отходов твердых сплавов методом электроэрозионного диспергирования // Электрометаллургия. 2011. № 10. С. 24—27.

УДК 621.7

В. А. КУЗНЕЦОВ, д-р техн. наук, А. В. СМИРНОВ, Э. Н. БЕЖЕНАРЬ (МГМУ—МАМИ)
e-mail: smirnoff-andrey2009@yandex.ru

Многокритериальная оптимизация режимов обработки и способов установки инструмента при выглаживании наружных цилиндрических поверхностей сменными многогранными пластинами

Представлен метод многокритериальной оптимизации технологического режима обработки выглаживанием, изменяя установку инструмента.

Ключевые слова: выглаживание, многокритериальная оптимизация, технологический режим, показатель качества, обработанная поверхность.

The method of multi-criteria optimization of process conditions of burnishing by changing tool positioning is presented.

Keywords: burnishing; multi-criteria optimization; process conditions; quality index; treated surface.

Для наружных цилиндрических поверхностей применяют такую отделочно-упрочняющую обработку, как выглаживание сменными многогранными пластинами (СМП), т. е. поверхностно-пластическое деформирование [1, 2].

При выглаживании показателями качества технологического процесса являются геометрические параметры обработанной поверхности и показатели ее физико-механических свойств [3]. Нелинейная зависимость данных показателей от технологических факторов значительно затрудняет оптимизацию режимов обработки с учетом комплекса заданных характеристик обработанной поверхности. В данном случае поиск оптимального решения является многокритериальной параметрической задачей [4].

Для определения рациональных технологических режимов обработки, обеспечивающих заданный комплекс показателей качества, как правило, используют метод оптимизации по комплексному критерию качества [5].

В качестве целевой функции принимаем комплексный критерий:

$$Q = \prod_{i=1}^{n} q_i^{\alpha_i}. \qquad (1)$$

Относительные единичные показатели качества (ЕПК) выглаживания определяем как

$$q_i = 1 - \left(\frac{p_{i\text{б}} - p_i}{p_{i\text{б}} - p_{i\text{пр}}}\right), \qquad (2)$$

где $p_{i\text{б}}$ — базовые значения ЕПК, соответствующие наиболее желаемым (эталонным) значениям; p_i и $p_{i\text{пр}}$ — расчетные и предельно допустимые значения ЕПК.

Значимость параметров определяет коэффициент:

$$\alpha_i = \frac{1}{\lambda}\left(\frac{p_{i\text{з}} - p_{i\text{пр}}}{p_{i\text{б}} - p_{i\text{пр}}}\right). \qquad (3)$$

Здесь $p_{i\text{з}}$ — заданное конструктором значение ЕПК; λ — значение, определяющее качество процесса:

$$\lambda = \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{p_{i\text{з}} - p_{i\text{пр}}}{p_{i\text{б}} - p_{i\text{пр}}}\right). \qquad (4)$$

Базовые и предельные значения показателей качества назначаются на основании конструкторских требований для наружных цилиндрических поверхностей конкретной детали и достигаются в процессе обработки.

В данном исследовании в качестве ЕПК были приняты: параметр *Ra* шероховатости поверхности; относительная опорная длина *tp* ее профиля; разность между средним шагом *Sm* неровностей и средним шагом *S* местных выступов профиля; коэффициент *K* улучшения шероховатости.

Тогда комплексный критерий качества будет определяться формулой

$$Q = q_{Ra}^{\alpha_{Ra}}\, q_{tp}^{\alpha_{tp}}\, q_{Sm-S}^{\alpha_{Sm-S}}\, q_K^{\alpha_K} \leqslant 1. \qquad (5)$$

При этом чем ближе значение Q к единице, тем качественнее выглаживание.

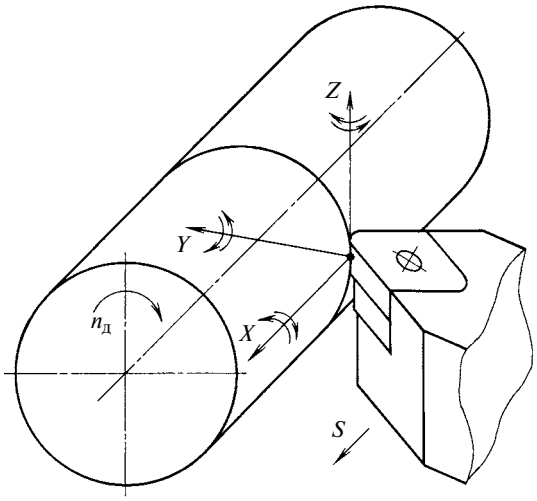


Схема установки СМП для обработки выглаживанием

Параметрами оптимизации приняты: способ установки СМП (рисунок) — углы поворота инструмента и режимы обработки: при жестком закреплении СМП — углы φ и ψ, заданный натяг $h_з$; при упругом закреплении СМП — углы φ и ψ, сила P выглаживания.

Угол φ поворота СМП — угол поворота пластины вокруг вертикальной оси OZ: поворот в противоположном направлении относительно направления продольной подачи считается положительным, в направлении подачи — отрицательным. Угол ψ — угол поворота СМП вокруг горизонтальной оси OY, знак определяется также (см. рисунок).

По результатам серии полных факторных экспериментов установлены аналитические зависимости ЕПК от углов установки СМП:

для углеродистой стали твердостью < 200 HV:

$$ЕПК_{Ra} = 0{,}3953 - 0{,}0539\varphi/10 - 0{,}0013\psi/14 + 0{,}0179(\varphi/10)^2 + 0{,}1111(\psi/14)^2 + 0{,}1317(\varphi/10)(\psi/14); \quad (6)$$

$$ЕПК_{K} = 4{,}9599 + 0{,}4294\varphi/10 - 0{,}2378\psi/14 - 0{,}1517(\varphi/10)^2 - 0{,}9233(\psi/14)^2 - 0{,}77(\varphi/10)(\psi/14); \quad (7)$$

$$ЕПК_{tp} = 82{,}551 + 4\varphi/10 - 4{,}5\psi/14 - 8{,}33(\varphi/10)^2 - 13{,}83(\psi/14)^2 - 6(\varphi/10)(\psi/14); \quad (8)$$

$$ЕПК_{Sm-S} = 32{,}11 - 17{,}66\varphi/10 + 62{,}33\psi/14 + 65{,}33(\varphi/10)^2 + 25{,}33(\psi/14)^2 - 58{,}5(\varphi/10)(\psi/14); \quad (9)$$

для легированной стали твердостью >200 HV:

$$ЕПК_{Ra} = 0{,}2803 + 0{,}0347\varphi/10 - 0{,}0667(\psi/14) + 0{,}1822(\varphi/10)^2 + 0{,}103(\psi/14)^2 + 0{,}118(\varphi/10)(\psi/14); \quad (10)$$

$$ЕПК_{K} = 6{,}8286 - 0{,}3161\varphi/10 + 1{,}1922\psi/14 - 2{,}3072(\varphi/10)^2 - 0{,}1522(\psi/14)^2 - 1{,}2275(\varphi/10)(\psi/14); \quad (11)$$

$$ЕПК_{tp} = 82{,}66 + 3{,}83\varphi/10 + 20{,}33\psi/14 - 18{,}5(\varphi/10)^2 - 5(\psi/14)^2 - 9{,}5(\varphi/10)(\psi/14); \quad (12)$$

$$ЕПК_{Sm-S} = 103{,}33 + 10{,}83\varphi/10 + 42\psi/14 + 22{,}5(\varphi/10)^2 + 6(\psi/14)^2 - 27{,}75(\varphi/10)(\psi/14). \quad (13)$$

После нахождения значений параметров оптимизации φ и ψ, удовлетворяющих заданным ЕПК, по формулам (6)—(9) или (10)—(13) с учетом коэффициентов значимости каждого параметра [см. формулу (3)] вычисляется следующий параметр оптимизации: для упругой схемы обработки — сила P выглаживания; для жесткой схемы — технологический натяг $h_з$. В обоих случаях сначала находят площадь F пятна контакта заготовки и СМП, соответствующую схеме установки инструмента (определяется двумя найденными параметрами оптимизации — углами φ и ψ). Для этого воспользуемся выражением, полученным путем регрессионного анализа экспериментальных данных:

$$ЕПК_{F} = (4{,}0985359 \times 10^{-6})\varphi^4 - (5{,}4603238\times10^{-5})\varphi^3 + 0{,}0013266\varphi^2 - 0{,}0027757\varphi + (1{,}440114\times10^{-5})\psi^4 - (5{,}8038199\times10^{-5})\psi^3 - 0{,}0044704\psi^2 + 0{,}0130369\varphi + 0{,}414435. \quad (14)$$

Зная площадь F контакта, соответствующую углам установки СМП, можно рассчитать технологические режимы (P и $h_з$) с учетом комплекса исходных данных: диаметра обрабатываемой заготовки, твердости (HV), модуля Юнга (E) и коэффициента Пуассона (μ) материала заготовки. Силу выглаживания определяем из уравнения, связывающего площадь F контакта, силу выглаживания, радиус R заготовки и показатели механических свойств обрабатываемого материала:

$$F = 0{,}75\left[\frac{P}{HV} + 2{,}32\left(\frac{1-\mu}{E}PR\right)^{2/3}\right]. \quad (15)$$

При упругой схеме закрепления СМП, что определяется решением уравнения (15) относительно переменной P, сила выглаживания является третьим параметром оптимизации.

Для жесткого выглаживания после определения силы P рассчитываем технологический натяг $h_з$, обеспечивающий требуемые силовые параметры процесса обработки. Для этого воспользуемся формулой В. М. Смелянского [6]:

$$h_з = P_у\left(\frac{1}{J_с} + \frac{1}{J_з}\right) + h_д,$$

где P_y — сила выглаживания; $J_с$ и $J_з$ — жесткости соответственно суппорта станка и обрабатываемой заготовки; $h_д$ — действительный натяг.

Посредством регрессионного анализа эмпирических зависимостей вычислим действительный натяг, соответствующий способу установки инструмента, который определяют углы φ и ψ:

$$ЕПК_{h_д} = -(8{,}8990476\times10^{-5})\varphi^4 - 0{,}0014994\varphi^3 + 0{,}052579\varphi^2 - 0{,}0612571\varphi + (2{,}6896684\times10^{-4})\psi^4 - 0{,}0013991\psi^3 - 0{,}0891767\psi^2 + 0{,}3055107\varphi + 15{,}924.$$

Таким образом, можно рассчитать параметры технологического режима и способ установки СМП.

Для примера рассмотрим определение режима выглаживания с упругим закреплением инструмента — токарной пластины SNGN 12 07 12, при обработке заготовки из стали 45 диаметром 60 мм.

Таблица 1

Значение	*Ra*, мкм	*tp*, %	*Sm—S*, мм	*K*
Базовое	0,15	95	400	7
Предельно допустимое	0,35	60	10	3
Заданное	0,25	85	200	5

Таблица 2

Параметр	Задаваемое значение	Коэффициент значимости
Ra, мкм	0,25	0,227
tp, %	85	0,324
Sm—S, мм	200	0,221
K	5	0,227

Таблица 3

Вариант	Оптимизируемые параметры	*Ra*, мкм	*tp*, %	*Sm—S*, мм	*K*	*Q*
1	φ = 17,4°; ψ = −10°; *P* = 820 Н	0,250	85	240,0	5,90	0,633
2	φ = 6,2°; ψ = 0°; *P* = 743 Н	**0,369 > 0,350**	85	46,2	5,00	—
3	φ = 14°; ψ = 0°; *P* = 1127 Н	0,345	85	138,0	5,00	0,259
4	φ = 15°; ψ = −9°; *P* = 583 Н	0,274	85	200,0	5,78	0,565

Скорость обработки практически не влияет на качество поверхности и назначается исходя из желаемой производительности. Подача инструмента на основе технологических рекомендаций и исследования цикличности нагружения в пятне контакта при выглаживании с применением СМП принимается равной 0,08 мм/об. Значения базовых, предельных и задаваемых показателей качества представлены в табл. 1.

По заданным значениям параметров качества, используя формулы (3) и (4), находим коэффициенты α значимости ЕПК (табл. 2); по формулам (6)—(9) определяем значения оптимизируемых параметров — углов φ и ψ; вычисляем по формуле (14) площади контакта, соответствующие расчетным углам φ и ψ, используя уравнение (15) для расчета третьего оптимизируемого параметра — силы выглаживания. Относительные ЕПК обработки с учетом найденных значений оптимизируемых параметров вычисляем по формуле (2), а комплексный критерий качества — по формуле (5) (табл. 3).

В варианте 2 параметр шероховатости превышает предельно допустимое значение $Ra = 0{,}369 > 0{,}350$ мкм (см. табл. 1). Среди оставшихся вариантов наилучшие значения оптимизируемых параметров по комплексному критерию качества имеем при варианте 1. Полученные значения параметров установки инструмента и силового воздействия обеспечат минимальное отклонение от заданных показателей качества.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Выглаживание** деталей многогранными неперетачиваемыми пластинами / В. А. Кузнецов, П. В. Шеставин, А. В. Смирнов, Д. А. Сазонов // Автомобильная промышленность. 2010. № 10. С. 24.

2. **Технологическое** обеспечение параметров макро- и микрогеометрии при выглаживании наружных цилиндрических поверхностей деталей машин / В. А. Кузнецов, И. В. Заболотная, А. В. Смирнов, Д. А. Сазонов // Грузовик. 2013. № 5. С. 35—37.

3. **Овсеенко А. Н., Серебряков В. И., Гаек М. М.** Технологическое обеспечение качества изделий машиностроения: Монография. М.: Янус-К, 2003. 296 с.

4. **Смелянский В. М.** Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием: Монография. М.: Машиностроение, 2002. 200 с.

5. **Смелянский В. М., Данг Ван Нгин.** Многокритериальная оптимизация режимов упрочнения обкатыванием на основе использования комплексного критерия // Семинар "Новая технология, оборудование, оснастка и инструмент для механической обработки и сборки". М.:МДНТП им. Дзержинского, 1990. С. 56—63.

6. **Гурин Ф. М., Смелянский В. М.** Натяг и сила при алмазном выглаживании с жестким закреплением инструмента // Новые процессы обработки резанием. М.: Машиностроение, 1968. С. 175—181.

УДК 621.91.01

О. Ю. ЕРЕНКОВ, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ).
С. О. ЕРЕНКОВ (Тихоокеанский ГУ, г. Хабаровск),
С. Н. ХИМУХИН, д-р техн. наук (Институт материаловедения ДВО РАН, г. Хабаровск), e-mail: erenkov@list.ru

Токарная обработка деталей из капролона с предварительным термомеханическим воздействием на материал

Исследован новый метод токарной обработки заготовок из капролона с предварительными силовыми и тепловыми воздействиями и последующим точением.

Ключевые слова: полимерный материал, тепловые флуктуации, механическое деформирование, структура, точение, шероховатость, отклонение формы.

The new method of turning of workpieces from calprolon with preliminary force and heat action and successive turning is investigated.

Keywords: polymeric material; thermal fluctuations; mechanical deformation process; structure; turning; roughness; form deviation.

Работоспособность деталей машин и механизмов в значительной степени определяется свойствами обработанной поверхности, которые, как правило, формируются на конечном этапе процесса изготовления детали. При изготовлении деталей из полимерных материалов в большинстве случаев на конечном этапе осуществляют резание. Качество обработанной поверхности определяется ее геометрическими параметрами и является доминирующим фактором в формировании эксплуатационных свойств детали, сочетание которых и определяет ее работоспособность.

Показателями качества являются шероховатость и точность формы поверхности. Традиционная токарная обработка полимерных материалов далеко не всегда обеспечивает заданные параметры обработанной поверхности, так как свойства полимерных материалов значительно отличаются от свойств таких конструкционных материалов, как сталь, чугун и различные сплавы.

Поэтому повышение работоспособности деталей из полимерных материалов путем улучшения качества обработанной поверхности основывается на поиске новых способов механической обработки.

Проведены экспериментальные исследования зависимостей параметров обработанных поверхностей деталей из полимерных материалов от режима токарной обработки.

Обработка полимерных материалов

Прочность полимерного материала зависит главным образом от температуры и приложенного нагружения [1]. Считая обработку твердого полимерного материала режущим инструментом управляемым процессом разрушения, в соответствии с кинетической концепцией прочности разработали комбинированный способ обработки полимерных материалов [2].

Способ заключается в предварительной термомеханической обработке заготовки, которая изменяет ее напряженно-деформированное состояние, и последующей токарной обработке. Предварительное механическое воздействие — растяжение или сжатие, предшествует тепловой обработке.

Механическое и термическое нагружения материала способствуют разрыву некоторых межатомных связей в полимерных цепях в результате тепловых флуктуаций. Кроме того, наличие первичных дефектов в структуре материала и дилатонный механизм образования микротрещин [1] обусловливают реализацию эффекта разупрочнения структуры материала путем частичного разрушения связей, при этом в других связях напряжения повышаются. Это уменьшает энергию активации связей полимера, что снижает силу резания при токарной обработке, так как создается зона предразрушения. Зона пластической деформации в обрабатываемом материале перед режущим инструментом и число микротрещин в срезаемом припуске уменьшаются. Магистральная трещина имеет более устойчивую направленность, что уменьшает шероховатость обработанной поверхности, так как уменьшается число сколов и других дефектов.

Изменения в структуре материала после деформации сжатия подтверждают рентгеноструктурный анализ, проведенный в Тихоокеанском государственном университете на установке ДРОН-7.

Из-за дефектов (дислокаций, атомов внедрения, вакансий) при деформировании в материале возникают статические напряжения [3], которые приводят к отклонениям атомов от равновесных положений, соответствующих узлам кристаллической решетки. Такое смещение атомов называется статическим искажением. Смещение атомов при тепловых колебаниях называется динамическим искажением. Рентгенограмма отражает оба вида искажений, поэтому оценить искажения, вызванные деформацией, можно только с учетом рентгенограммы недеформированного образца, т. е. фона рентгенограммы неискаженной решетки (рис. 1).

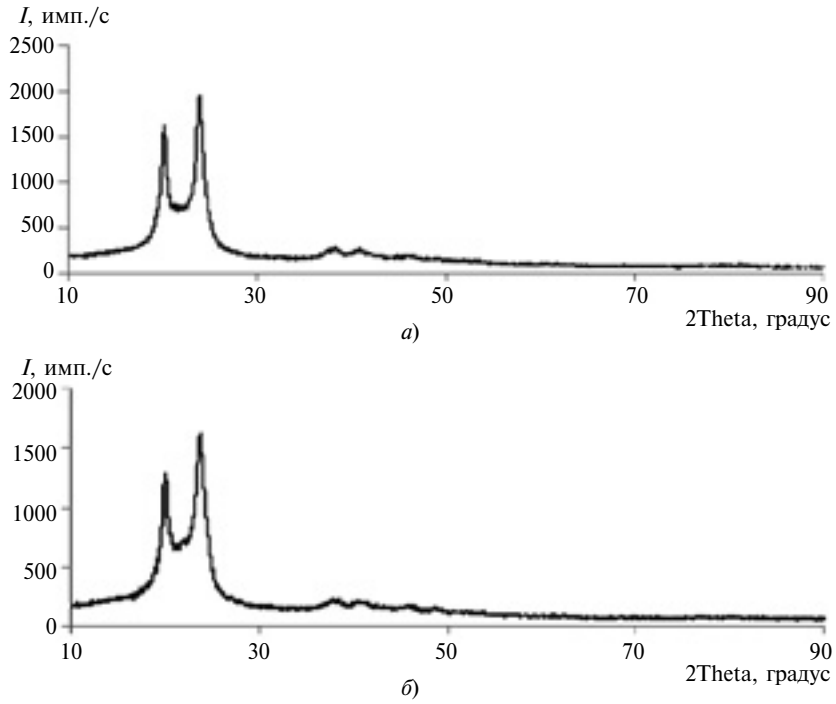


Рис. 1. Рентгенограммы исходного (*а*) и деформированного (*б*) образцов из капролона

Методика экспериментального исследования

Исследовали капролон В (ТУ 5.966-13411—93), который характеризуется высокими прочностью и эксплуатационными свойствами, низким коэффициентом трения, в 6 раз легче бронзы и стали, коррозионно-стойкий, химически стойкий и является экологически чистым материалом. Детали из капролона обеспечивают низкий уровень шума при работе, отличаются высокой надежностью, их ресурсы в 2 раза выше ресурсов деталей из металлов и сплавов. Данный материал широко используют для изготовления подшипниковых опор, зубчатых колес, шкивов, уплотнительных элементов насосов и др.

Тепловой режим обработки заготовок превышал температуру хрупкости материала, но был ниже температуры стеклования [4, 5], заготовку нагревали в масляной среде до температуры 60 °С.

Нагружение — усилия сжатия/растяжения — выбирали в диапазоне упругой деформации до развития вынужденной эластичности. Величина нагружения не превышала 60÷80 % предельно допустимой нагрузки [5], что обеспечивало разрушение исследуемого материала только в результате термофлуктуационного механизма [1, 3], т. е. из-за разрыва химических связей.

Токарную обработку образцов выполняли на универсальном токарно-винторезном станке 16К20Ф3С47. Параметры режущего инструмента и режим обработки (скорость резания, подача) приняты на основании ранее проведенных исследований [6, 7] и поддерживались постоянными.

Для предварительной деформации цилиндрических заготовок из капролона применяли испытательную машину WDW-50E (производство КНР). Качество обработанной поверхности оценивали по параметрам шероховатости и отклонениям формы — отклонениям от цилиндричности, круглости и прямолинейности образующей. Для оценки отклонений формы применяли цифровой измерительный комплекс Rondcom 41C (производство Японии). Шероховатость поверхности контролировали с помощью профилометра TR 200 (производство США) согласно ГОСТ 2789—73 по параметрам *Ra*, *Rz*, *Rmax* и *Sm*. Дополнительно для оценки качества поверхности в соответствии с международным стандартом ISO 4288 определяли параметры шероховатости: расстояние от вершины наибольшего выступа профиля до средней линии *Pp*, расстояние от дна наибольшей впадины профиля до средней линии *Pm*, асимметрию профиля *Sk*.

Согласно ISO 4288 профили поверхностей с $Sk > 0$ имеют четкие высокие пики, а с $Sk < 0$ — четкие глубокие впадины в гладких плато профиля. Значения $Sk > 1{,}5$ указывают на то, что поверхность имеет непростую форму, при этом параметры *Ra* и *Rz* не дают такую точную характеристику поверхности.

Экспериментальные результаты и их обсуждение

На рис. 2 представлены профилограммы (отклонения ΔR от заданного профиля) поверхностей образцов, прошедших разную обработку. Анализ показал, что токарная обработка с предварительными сжатием и нагреванием дает наилучшие результаты (табл. 1).

Полученные результаты объясняются следующим. После нагружения заготовки и снятия ме-

Таблица 1

Параметры шероховатости поверхностей образцов из капролона, прошедших разную обработку, мкм

Обработка	*Ra*	*Rz*	*Rmax*	*Pp*	*Pm*	*Sm*	*Sk*
Растяжение, нагревание, точение	5,920	13,70	20,750	9,527	11,230	0,271	−0,57
Сжатие, нагревание, точение	4,393	5,68	9,016	5,320	3,696	1,388	−0,17
Точение	7,600	22,72	35,970	14,020	21,950	0,337	0,27

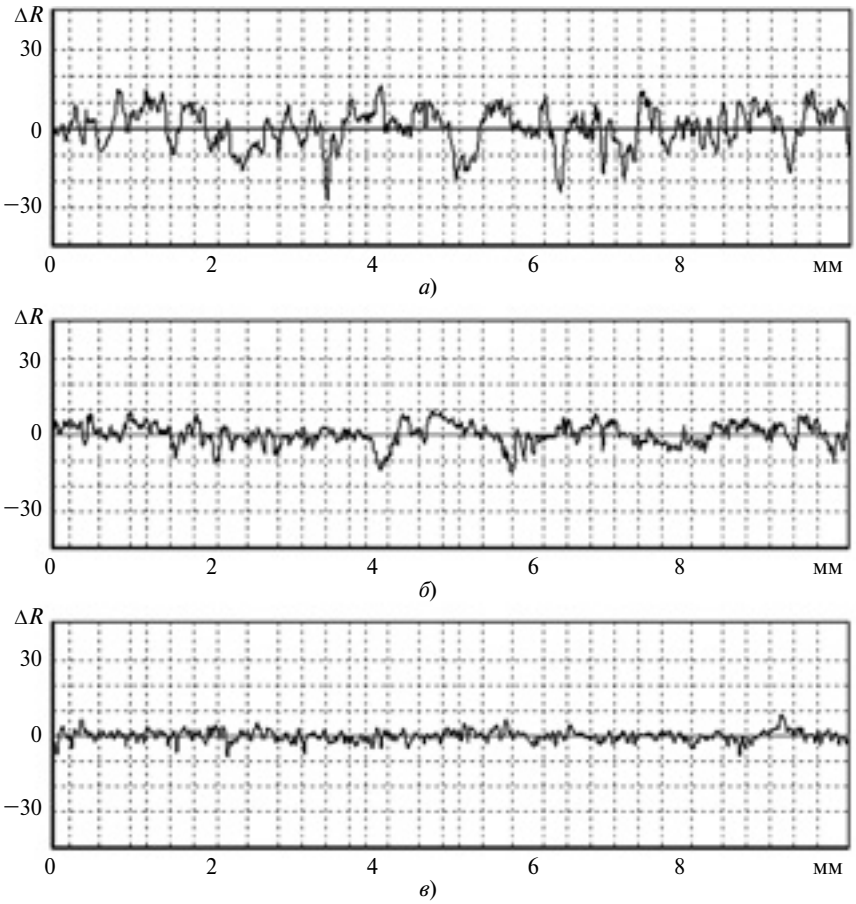


Рис. 2. Профилограммы поверхностей образцов из капролона, прошедших разную обработку:
а — обычное точение; *б* — растяжение, нагревание, точение; *в* — сжатие, нагревание, точение

ханической нагрузки в материале имеют место остаточные напряжения, приводящие к образованию поверхностных дефектов в виде микротрещин. В их вершинах образуются зоны перенапряжения [1, 3], где происходит частичное разрушение химических и межмолекулярных связей. Нагревание заготовки вызывает тепловые флуктуации атомов, которые способствуют снижению энергии разрыва химических связей. Таким образом, происходит разупрочнение поверхностного слоя заготовки, и качество обработанной поверхности резанием повышается, т. е. уменьшается шероховатость.

На рис. 3 (см. обложку) представлены результаты измерений отклонений от прямолинейности образующей, цилиндричности и круглости поверхностей образцов из капролона, прошедших разную обработку, анализ которых показал, что предварительное термическое воздействие и обработка сжатием заготовки из капролона уменьшают отклонение от цилиндричности более чем в 3 раза (см. рис. 3, *а*). Положительный эффект дает данная обработка и относительно отклонения образующей от прямолинейности (см. рис. 3, *б*). Меньшее влияние она оказывает на отклонение от круглости (см. рис. 3, *в*).

Производственные испытания

Предложенную технологию применяли на ОАО "Дальэнергомаш", г. Хабаровск в производственных испытаниях подшипниковых опор скольжения из капролона В, находящихся в блоке подшипников привода шнекового питателя установки по производству резинотехнических изделий.

Испытывали посадочные поверхности двух опор скольжения: опору 1 обрабатывали по традиционной технологии [6, 7]; опору 2 предварительно подвергали механическому деформированию, распределенная нагрузка составляла 1 МПа. Результаты исследований приведены в табл. 2. После эксплуатации в блоке подшипников в течение 120 ч осуществляли вибродиагностику по стандартной методике [8]. С помощью виброанализатора СД-21 получали значения таких показателей, как амплитуда, виброскорость и виброускорение.

Анализ полученных результатов показал, что опора 2 обеспечивает более эффективную работу подшипникового узла.

Таким образом, установлено, что предварительное нагружение сжатием, которое составляет 60÷80 % от предельного нагружения (до вынужденной эластичности материала), и предварительное нагревание до температуры 60 °С уменьшают параметр *Ra* шероховатости обрабатываемой точением поверхности в 5 раз.

Кроме того, в 3 раза снижается отклонение от цилиндричности, уменьшается отклонение от прямолинейности образующей, а отклонение от круглости практически не изменяется.

Таблица 2

Параметры шероховатости посадочных поверхностей подшипниковых опор из капролона, мкм

Предварительная обработка	*Ra*	*Rz*	*Rmax*	*Pp*	*Pm*	*Sm*	*Sk*
Нет	12,60	32,60	24,5	12,80	26,7	0,6	0,39
Сжатие и нагревание	4,89	6,35	10,6	4,90	4,7	1,4	−0,24

УДК 621.9.620.186.415

Ю. Г. КАБАЛДИН, академик РИА, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: uru.40@mail.ru

Квантовая модель сборки наноструктур

Рассмотрены принципы сборки наноструктур на основе квантовой модели межэлектронного обменного взаимодействия атомов на примере процесса осаждения наноструктурных покрытий на рабочие поверхности режущего инструмента.

Ключевые слова: режущий инструмент, атомная сборка, наноструктура, покрытие.

The principles of assembly of nanostructures on the base of quantum model of interelectron exchange interaction of atoms on the example of process of precipitation of nanostructured coatings on working surfaces of a cutting tool are considered.

Keywords: cutting tool; atomic assembly; nanostructure; coverage.

Теоретической основой современных нанотехнологий являются фундаментальные положения квантовой механики, физики и химии. В ряде работ отмечается, что свойства наноструктур определяются размером, формой и расположением всех атомов, но пока не установлены механизмы их формирования и точное число атомов, составляющих определенную молекулярную структуру. Это сдерживает исследования синтеза и применения наноструктурных систем и не позволяет выработать стратегию получения систем с новыми функциональными характеристиками. Можно предположить, что устойчивые размеры наносистем в большой степени зависят от электронной структуры атомов, определяемой их положением в Периодической системе (ПС) Д. И. Менделеева. При создании квантовой механики был предложен ряд структурных моделей атома. Признанной и экспериментально подтвержденной стала квантовая модель атома водорода, предложенная Н. Бором и развитая А. Зоммерфельдом, В. Паули и др. [1], которая, несмотря на ее динамичность, до сих пор подвергается критике.

Большинство химических элементов ПС являются продуктами нуклеосинтеза звездных термоядерных реакций [1]. Атомы формировались в соответствии с законом кулоновского взаимодействия, т. е. заряд ядра, обладающий минимальной энергией, определял число электронов, которые распределялись по орбиталям согласно принципу Паули и правилу Хунда. Так как кулоновская потенциальная энергия обладает сферической симметрией, то энергия электрона зависит только от расстояния до ядра и не зависит от угла его положения. На основании симметрии был открыт спин электрона и разработан принцип запрета Паули: если два электрона находятся на орбитали, то их спины должны быть парными, т. е. спин одного электрона направлен по часовой стрелке, а другого — против часовой стрелки. Поэтому в периодах, например во втором, начиная с Li, и далее с увеличением числа электронов к концу периода изменяется их симметрия [1].

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 68)

Производственные испытания также подтвердили целесообразность предварительной термомеханической обработки заготовок из капролона.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Карташов Э. М., Цой Б., Шевелев В. В.** Структурно-статистическая кинетика разрушения полимеров. М.: Химия, 2002. 736 с.

2. **Пат. 2317196 Рос. Федерации:** МПК[7] B 29 C 37/00. Способ обработки заготовок из пластмасс.

3. **Журков С. Н.** Кинетическая природа прочности твердых тел // Физика твердого тела. 1987. Т. 29. № 1. С. 156—160.

4. **Еренков О. Ю., Ивахненко А. Г., Хосен Ри.** Новые комбинированные способы обработки полимерных материалов резанием на основе предварительных физико-химических и механических воздействий. Владивосток: Дальнаука, 2007. 219 с.

5. **Калита Е. Г., Калита Г. А., Еренков О. Ю.** Способы высококачественной обработки полимерных материалов резанием. Хабаровск: Изд-во Тихоокеанского ГУ, 2013. 177 с.

6. **Обработка** полимерных материалов резанием на основе обеспечения стабильности технологической системы и предварительных внешних воздействий на заготовки / О. Ю. Еренков, А. Г. Ивахненко, Ри Хосен, А. В. Гаврилова. Владивосток: Дальнаука, 2011. 270 с.

7. **Еренков О. Ю., Ивахненко А. Г., Фалеева Е. В.** Совершенствование технологии механической обработки заготовок из капролона. Хабаровск: ДВГУПС, 2011. 146 с.

8. **ГОСТ Р ИСО 7919-3—99.** Контроль состояния машин по результатам измерений вибраций на вращающихся валах. М.: Изд-во стандартов. 1999.

В квантовой механике при наличии большого числа взаимодействующих подсистем определенно указать можно лишь вероятность P_i того или иного состояния подсистемы, описываемого волновой функцией Ψ_i. Это положение, являющееся основой квантовой механики, использовали при разработке теории структурообразования наносистем. Можно сказать, что наноматериалы (наносистемы) — особое квантовое состояние вещества. Как отмечается в ряде работ, все природные материалы и системы построены из наночастиц. Например, нанометровые размеры структур позволили выявить ряд новых свойств материалов — сверхпроводимость, сверхтекучесть и др.

Существенным отличием квантовой нанотехнологии от классической стало развитие вычислительной нанотехнологии [2], обусловленное необходимостью квантово-механического описания свойств веществ и проходящих в них процессов и реакций. До последнего времени для атомных систем размером более нескольких ангстрем это было почти нереальным. Сегодня можно рассматривать нанообъекты размером до нескольких нанометров, состоящие из нескольких тысяч атомов.

Квантово-механические расчеты при объединении атомов проводятся на основании волнового уравнения Э. Шредингера [2]. Так как волновая функция Ψ может иметь сложную зависимость от времени, в частности при сближении атомов или молекул, то решение уравнения Э. Шредингера оказывается сложным. Поэтому необходимы новые подходы к теории структурообразования наносистем и квантово-механическим расчетам.

Особый интерес представляют исследования наноматериалов, обладающих рядом специфических и функциональных свойств, в частности, получение устойчивых металлических наноструктур при атомной сборке. Сложные квантово-механические расчеты, например методом функционала электронной плотности, разработанного П. Хоэнбергом, В. Коном и Л. Д. Шемом, приводятся в работе [2]. Однако в настоящее время нет общепризнанной теории межатомных взаимодействий при синтезе наносистем. В связи с этим рассмотрим кратко некоторые подходы к решению этой проблемы [3].

Наносистемы, как правило, развиваются в два этапа. На первом этапе, когда в системе преобладают процессы зарождения и роста наночастиц, интенсивно используются вещества и энергия. На втором этапе, когда начинают преобладать процессы агрегирования и совершенствование агрегатов, использование веществ и энергии минимизируется. Наличие в наносистемах других процессов приводит к изменению ее свойств, которое приобретает колебательный (периодический) характер.

В нанохимии [4] металлов, состоящих из небольшого числа атомов, нет четкого представления о том, сколько атомов того или иного элемента необходимо для самопроизвольного образования кристаллического зародыша наноструктуры. Получение наночастиц путем объединения атомов позволяет рассматривать единичные атомы как нижнюю границу нанохимии. Верхняя граница определяется числом атомов в кластере, при котором дальнейшее увеличение размера частицы не ведет к качественным изменениям его химических свойств и они остаются аналогичными свойствам, например, компактного металла. Число атомов, определяющих верхнюю границу, индивидуально для каждого элемента ПС. Принципиально важно, что структуры наночастиц одних и тех же размеров, полученных путем диспергирования и построения из атомов, идентичны.

Почти двадцатилетнее практическое применение квантовой химии в развитии нанотехнологии позволило отдать первое место программам, основанным на полуэмпирических методах [4]. Несмотря на резкое увеличение работ по компьютерному моделированию молекулярной динамики, исследований, посвященных атомно-структурным перестройкам в нанообразцах при механическом деформировании, все же сравнительно мало [3].

Следует отметить, что все квантово-механические расчеты структурообразования кластеров и наносистем не учитывают химического взаимодействия атомов, рассматриваемых в квантовой химии и базирующихся на работах Гайтлера—Лондона. Американский химик Л. Полинг выдвинул гипотезу, согласно которой химические связи образуются в случае перекрывания электронных облаков разных атомов, но она подверглась критике, так как представляет собой статическую модель.

Известно, что энергетическое состояние электронов и изолированного атома определяется набором квантовых чисел. Например, при сближении двух атомов электронная структура каждого из них преобразуется: дискретные уровни энергии сдвигаются, расщепляются и группируются. Часть электронов на верхнем уровне может обобществляться, при этом они двигаются в общем объеме двух атомов. При увеличении числа атомов увеличивается и число обобществленных валентных электронов, энергетический спектр которых определяется размером и формой кластера и взаимным расположением в нем атомов. Когда все состояния определенного уровня энергии заполнятся электронами, образуется замкнутая электронная оболочка. Такой кластер представляет собой наиболее компактную систему с наибольшей энергией связи. При этом прямое электростатическое взаимодействие между электронами полностью компенсируется электро-

статическим взаимодействием с положительным зарядом ядра.

Таким образом, в рассмотренных моделях единственной силой, удерживающей кластер в устойчивом состоянии, является лишь обменное взаимодействие между электронами. Такая модель, описывающая как бы идеальное "желе" положительно заряженного кора, дает нижние границы в определении энергетической структуры металлических кластеров. Она определяет важность обменного взаимодействия между обобществленными электронами в стабильности кластеров.

Однако как указывалось выше, положение атома в кластере определяется не только соседними, но и всеми атомами, участвующими в его образовании. Создается единое квантовое состояние с чередующимися минимумами и максимумами волновых функций, которое определяет электронную оболочку кластера. Если волновые функции перекрываются мало, то и взаимодействие электронов слабое. Наибольшее перекрытие волновых функций наблюдается при взаимодействии валентных электронов. Аналогичные представления есть и в других работах. Приближение внешних электронов к своему или чужому положительно заряженному ядру вызывает уменьшение потенциальной энергии системы. Кинетическая энергия электронов при этом не увеличивается, так как область распространения электронов не сужается. Поэтому полная энергия системы при сближении атомов уменьшается [1]. Уменьшение энергии системы при более плотной "упаковке" атомов означает появление сил притяжения между атомами. При таком сближении атомов потенциальные ямы сливаются. Если в области слияния есть занятые электронные уровни, то соответствующие электроны обобществляются и принадлежат уже всему кристаллу. Так возникает химическая связь, для появления которой необходимо присутствие в атоме лишь слабосвязанных электронов.

Впервые квантово-механическую трактовку химической связи при взаимодействии атомов дали Гайтлер—Лондон [2]. Согласно их теории понятие обмена отражает перераспределение электронной плотности, получаемое в нулевом приближении теории возмущений по межэлектронному взаимодействию вследствие учета перестановочной симметрии волновой функции молекулы. При сближении атомов суммарное электронное облако между ядрами усиливается в результате наложения орбиталей и как бы "цементирует" молекулу. Такова картина в синглетном состоянии. В триплете переплетаются орбитали уже с разными знаками, плотность электронного облака между ядрами ослабевает, что приводит к отталкиванию атомов. Иными словами, понятие обмена отражает такие важные для понимания природы химической связи явления, как коллективизация (обобществление) электронов и перестройку электронных оболочек взаимодействующих атомов. С образованием новых электронных конфигураций квантовые скачки и коллапс волновых функций исчезают. Важно также, что природу химической связи не пришлось объяснять с помощью новых типов динамических взаимодействий. Между образующими молекулу частицами действуют только известные из классической физики электростатические (кулоновские) силы притяжения и отталкивания. По сравнению с классической механикой квантовая механика описывает движения частиц с учетом особого вида несиловых взаимодействий.

Однако как в квантовой модели Гайтлера—Лондона, так и в модели "желе" [2] не рассматривается механизм образования слабосвязанных электронов, а также их обобществление или отталкивание, т. е. основное обстоятельство, которое и определяет устойчивость молекулы. Действительно, в нормальных условиях электроны и молекулы не могут отдавать или получать энергию при столкновении. Это позволяет предположить, что минимальная внутренняя энергия, которую может получить молекула, слишком велика, чтобы быть переданной при взаимодействии при обычной температуре, т. е. энергия должна квантоваться [3]. Следовательно, энергия, теряемая электроном при столкновениях, имеет дискретные значения, если только она меньше энергии ионизации молекулы, т. е. меньше прочности кулоновской связи с ядром.

Можно считать установленным экспериментальным фактом, что любой атом (молекула) обычно находится в некотором наиболее устойчивом (нормальном) состоянии. Если же атом поглощает энергию от источника света, движущегося электрона или иным образом, то в результате он переходит в возбужденное состояние. При этом поглощенная энергия имеет дискретные значения, максимальное значение которой — это энергия I ионизации. При поглощении любой энергии, большей I, возможен выход электрона из атома [1].

За начальную энергию атома в нормальном и возбужденном состояниях обычно принимается энергия системы, состоящей из ионизованного атома и одного удаленного из него электрона, находящегося в состоянии покоя. Тогда энергия и в нормальном, и в возбужденном состояниях имеет отрицательное значение. Энергия ионизации $I = W_0$, а энергия перехода в первое возбужденное состояние, т. е. наименьшая энергия, которую способен поглотить атом в нормальном состоянии, равна $I_0 - I_1$.

Изложенное указывает на то, что самосборка наносистемы возможна только при взаимодейст-

вии возбужденных атомов, т. е. атомов, находящихся в ридберговском состоянии, что не учитывают существующие модели сборки наноструктур. Атомы можно возбудить, например, воздействуя на них сильным магнитным или электрическим полем. В настоящее время при синтезе наноструктур широко используют лазерное излучение. Ридберговские атомы при большой величине главного квантового числа качественно отличаются от тех же атомов в нормальном состоянии. Они имеют макроскопические размеры, макроскопическое время жизни и сверхслабую связь электрона в атоме. В ридберговском атоме слабосвязанный электрон находится далеко от ядра по сравнению с другими электронами и его поведение мало зависит от строения атома. По существу, единственным параметром, определяющим такое поведение, является электрический заряд остова, в то время как такие характеристики, как орбитальный и спиновый моменты, практически не влияют на свойства слабосвязанного электрона [1].

В настоящее время нет аргументированных объяснений, каким образом тождественные частицы (электроны) взаимно не могут быть в одном и том же квантовом состоянии на орбиталях атома. Речь идет о законе запрета Паули, который является краеугольным камнем теории построения оболочечной модели атома. Поэтому необходима новая модель структуры атома. Известно, что согласно антиколлапсному принципу Паули, на орбитали не может быть двух электронов в одинаковом квантовом состоянии (с одинаковой энергией E). В связи с этим, динамическую электронную структуру атома можно представить как ансамбль волн де-Бройля с различными частотами ν, величина которых характеризуется энергией $E = h\nu$, где h — постоянная Планка. При этом можно предположить, что электроны и ядра атомов обладают информацией и могут постоянно обмениваться ею. При взаимодействии атомов также происходят как резонансные, так и обменные процессы, включая нелокальный обмен информацией, и взаимодействие благодаря спиновым эффектам.

Возникают вопросы: какими должны быть формы электронных структур молекул или кластеров? Действительно ли законы Природы запрещают те или иные формы структур? По-видимому, важными в динамике атомов и в понимании механизма образования кластеров оказываются фрактальный характер развития микромира и самоорганизация наноструктур.

Структуру атома с ядром и вращающимися электронами (планетарная модель Резерфорда и Бора) следует рассматривать исходя из законов сохранения энергии. Дискретное (квантовое) движение электронов — это анитиколлапсное явление, не позволяющее электрону упасть на ядро атома, что вызвало бы его редукцию, т. е. исчезла бы информация об эволюции атома. Ядерные силы в 10 млрд раз превосходят электромагнитные силы между ядром и электронами, поэтому ядро и электронные оболочки в атоме следует рассматривать как подсистемы. Число электронов определяется зарядом ядра. По-видимому, структурной организации атома предшествовало хаотическое состояние системы "ядро—электроны". Дуализм электрона [1], который может быть одновременно и частицей, и волной, близок к явлению турбулентности, характеризующейся, с одной стороны, хаотическим движением частиц, с другой, — структурной упорядоченностью (вихрями), являющейся результатом самоорганизации. В связи с этим, электроны в атоме находятся как в хаотическом состоянии (электронное облако), так и в упорядоченном — вращаются по "разрешенным" орбитам, формируя оболочечную структуру.

При формировании единого квантового состояния атома в процессе эволюции заполнение электронных оболочек увеличивается, и, прежде всего, валентными электронами, т. е. соблюдается принцип минимума энергии. Самовоспроизведение электронных структур химических элементов в ПС обусловлено сохранением материи, энергии и квантовым развитием микромира.

Анализ электронного строения атомов, исходя из их расположения в ПС, показал, что оно определяется фундаментальными законами Природы — законами симметрии, сохранения энергии и др. Поэтому можно сказать, что электроны и ядра атомов обладают информацией, т. е. памятью. На основании квантового взаимодействия атомов при структурных перестройках разработаны информационные модели структурообразования наноматериалов [3].

Как указывалось ранее, основным в формировании электронной структуры молекул и кластеров является коллективное (когерентное) взаимодействие валентных электронов атомов в результате перекрытия волновых функций. Коллективные эффекты — характерная черта поведения синергетических систем [3]. Кластер следует рассматривать как диссипативную структуру, которая является результатом самоорганизации при структурных переходах и должна обладать фрактальными свойствами, важнейшее из которых — информационность.

По определению Б. Мандельброта, фрактал — структура, состоящая из частей, подобных целому. Квантовое состояние системы — самосогласованность ядра и электронов. Согласно принципу неопределенности Гейзенберга [1] ни одна частица вещества не может иметь конкретного положения относительно других. Например, в атоме слабые

(кулоновские) силы связи электронов с ядром позволяют им занимать различные пространственные положения (иметь различные траектории по Р. Фишеру) и суперпозиции. Нуклоны в ядре, напротив, имеют сильные связи. Поэтому согласованность и точно подобранные квантовые силы поддерживают устойчивость атома, его размер, а следовательно, и фрактальную размерность. Таким образом, фракталы — отражение квантовых свойств микромира, его эволюции и самоподобия.

Квантовый характер образования кластера также есть проявление коллективных свойств атомов при их объединении, поэтому устойчивость и самоподобие кластера можно выразить количественной характеристикой — фрактальной размерностью как диссипативной структуры. Образование диссипативной структуры — это неравновесный фазовый переход, при котором система сохраняет память (информацию), передающуюся в процессе структурных перестроек (эволюции) [5]. Согласно квантовой теории электрон находится в состоянии суперпозиции, т. е. обладает мультистабильностью (имеет несколько устойчивых состояний с возможностью выбора одного из них) и способностью к запоминанию. Поэтому фрактальная размерность кластера также несет информацию о квантовом состоянии при его формировании и передает ее при структурных перестройках атомов в наносистему.

На основании рассмотренного механизма межатомного и межэлектронного взаимодействия предложена модель образования фрактального нанорельефа нитридных покрытий [6—8] для режущего инструмента, формируемых при высокотемпературном осаждении на поверхность режущей пластины потока атомов в результате роста структур путем сборки из одиночных возбужденных атомов, диффундирующих в ее поверхность. Появление сложной фрактальной структуры покрытия обусловлено периодическим образованием устойчивых кластеров. Фрактал как бы достраивается в своих размерах до устойчивого состояния. Также происходит и самоорганизация на макроуровне в синергетических системах когерентного взаимодействия частей [5].

На рисунке приведена схема нейронной сети атомной сборки наноструктур. На входе закладываются основные параметры наносистемы (наноструктуры): вид атома, его квантовое состояние, характеризуемое электронными орбиталями; число таких атомов и последовательность сборки; на выходе — размер наносистемы и ее фрактальная размерность. Следует еще раз подчеркнуть определяющее значение при синтезе металлических кластеров коллективного взаимодействия валентных (слабосвязанных) электронов. Они влияют не только на электронную структуру кластера и его новое квантовое состояние, но и на характер поведения при взаимодействии с внешними, например электромагнитными, полями.

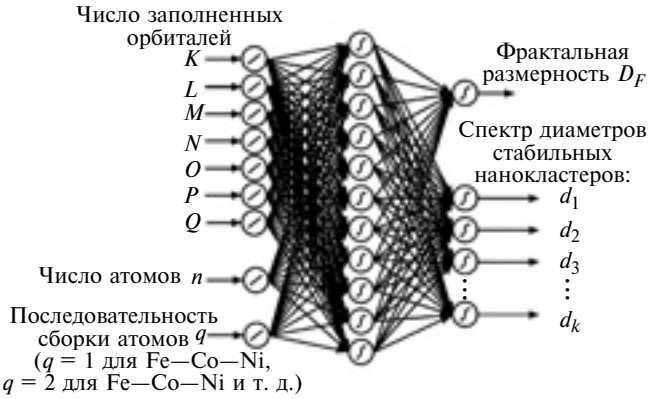


Схема нейронной сети при самосборке наносистемы

Проведенные исследования показали возможность управления процессом наноструктурирования инструментальных материалов и получения новых структурных состояний с различной иерархией ансамблей наночастиц. Функциональные свойства покрытий следует оценивать по их фрактальной размерности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Боум А.** Квантовая механика: основы и приложения. М.: Мир, 1990. 720 с.

2. **Степанов Н. Ф.** Квантовая механика и квантовая химия. М.: Мир, 2001. 519 с.

3. **Кабалдин Ю. Г.** Синергетика. Информационные модели самосборки наносистем и наноструктурирования материалов при внешнем механическом воздействии. Комсомольск-на-Амуре: КнАГТУ, 2007. 186 с.

4. **Сумм Б. Д., Иванова Н. И.** Коллоидно-химические аспекты нанохимии — от Фарадея до Пригожина // Вестник МГУ. Сер. 2. Химия. 2001. Т. 42. № 5. С. 300—305.

5. **Хакен Г.** Информация и самоорганизация. Макроскопический подход к сложным явлениям. М.: Мир, 1991. 240 с.

6. **Кабалдин Ю. Г.** Структура, прочность и износостойкость композиционных материалов. Владивосток: Дальнаука, 1996. 183 с.

7. **Повышение** работоспособности режущего инструмента осаждением наноструктурных покрытий / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Серый, С. Н. Муравьев и др. // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 41—48.

8. **Кабалдин Ю. Г., Серый С. В.** Оптимизация составов и функциональных свойств наноструктурных покрытий для режущего инструмента методом функционала электронной плотности // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 32—36.

УДК 669.131.7:621.78

Р. К. ГАСАНЛИ, канд. техн. наук, Н. Ш. ИСМАИЛОВ, д-р техн. наук (АзТУ, г. Баку, Азербайджан),
e-mail: hasanli_dr@mail.ru

Эффективный способ получения бейнитной структуры экономно легированного высокопрочного чугуна

Рассмотрены особенности изотермического превращения в высокопрочном чугуне с шаровидным графитом и возможность получения бейнитной структуры чугуна, экономнолегированного Ni, Cu и Mo и отливаемого в металлическую форму при непрерывном охлаждении.

Ключевые слова: высокопрочный чугун, шаровидный графит, экономное легирование, кокиль, термическая обработка, бейнитная структура.

The features of isothermal transformation in high-strength iron with spheroidal graphite and opportunity of obtaining of bainite structure in iron lean alloyed by Ni, Cu and Mo and casted in metal mold at continuous cooling are considered.

Keywords: high-strength iron; spheroidal graphite; lean alloying; chill; heat treatment; bainite structure.

Для повышения качества деталей нефтепромыслового оборудования необходимы новые высококачественные конструкционные материалы. Например, вместо легированных сталей при изготовлении деталей использовать высокопрочный чугун с шаровидным графитом (ВЧШГ).

Детали запорных устройств нефтепромыслового оборудования из легированных сталей для обеспечения высокой износостойкости и прочности подвергают объемной закалке или нормализации с последующим азотированием. Для деталей из ВЧШГ такая обработка недопустима, так как при объемной закалке они склонны к появлению трещин. Нецелесообразно и азотирование деталей арматуры из ВЧШГ ввиду большой продолжительности процесса и хрупкости образующегося поверхностного слоя [1].

Высокую износостойкость деталей из экономно легированного высокопрочного чугуна можно обеспечить получением бейнитной структуры путем его изотермической обработки или другим способом [2]. Известно, что материал с бейнитной структурой по износостойкости не уступает азотированному слою. Наиболее высокую износостойкость имеют чугуны со структурой нижнего бейнита [3]. Изотермически закаленные чугуны имеют достаточно высокую прочность [2].

Способы получения бейнитных чугунов рассматриваются, например, в работах [3—7]. Создание бейнитной матрицы при литье чугуна требует применения значительного числа комплексных легирующих добавок, не гарантирует однородности структуры ввиду развивающихся при кристаллизации ликвации и микроликвации элементов, входящих в состав чугуна.

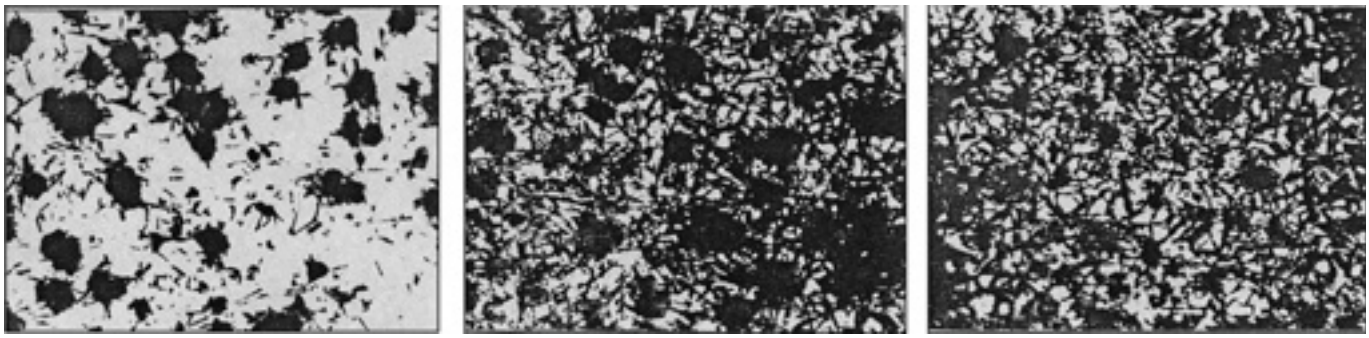
Для чугунов, получаемых литьем в металлические формы (кокиль), этот способ тем более неприемлем, поскольку они должны подвергаться графитизирующему отжигу [6]. Эксперименты показали, что введение 1 % Ni, 0,5 % Cu и 0,5 % Mo в чугун, получаемый литьем в кокиль, приводит к формированию бейнитных участков в структуре даже при медленном (в печи или на воздухе) охлаждении после графитизирующего отжига. Это затрудняет механическую обработку отливок, но не избавляет от необходимости дальнейшей термической обработки [5].

Более целесообразный способ получения бейнитной структуры чугуна — изотермическая закалка [3], позволяющая формировать бейнит без включений перлита и структурно свободного феррита. Однако для его осуществления необходимы: специальное оборудование и дополнительные производственные площади для размещения закалочных ванн, использование в качестве закалочных сред дефицитных щелочей, а также обеспечение постоянной температуры ванн, что связано с большими энергетическими затратами.

Для чугунов, отливаемых в кокиль, получение бейнитной металлической основы возможно при непрерывном охлаждении [6], при этом легирующие добавки должны способствовать повышению стабильности аустенита в перлитной области. Необходимо проверить возможность получения бейнитной структуры чугуна, легированного Ni, Cu и Mo, в условиях непрерывного охлаждения, определить нужное количество добавок для получения однородной структуры, а также обеспечиваются ли при этом необходимые свойства. Наличие структурной неоднородности и различие в соотношении фаз в матрице могут существенно влиять на механические свойства исследуемых сплавов. Необходимо оценить их влияние на гарантируемые свойства чугунов.

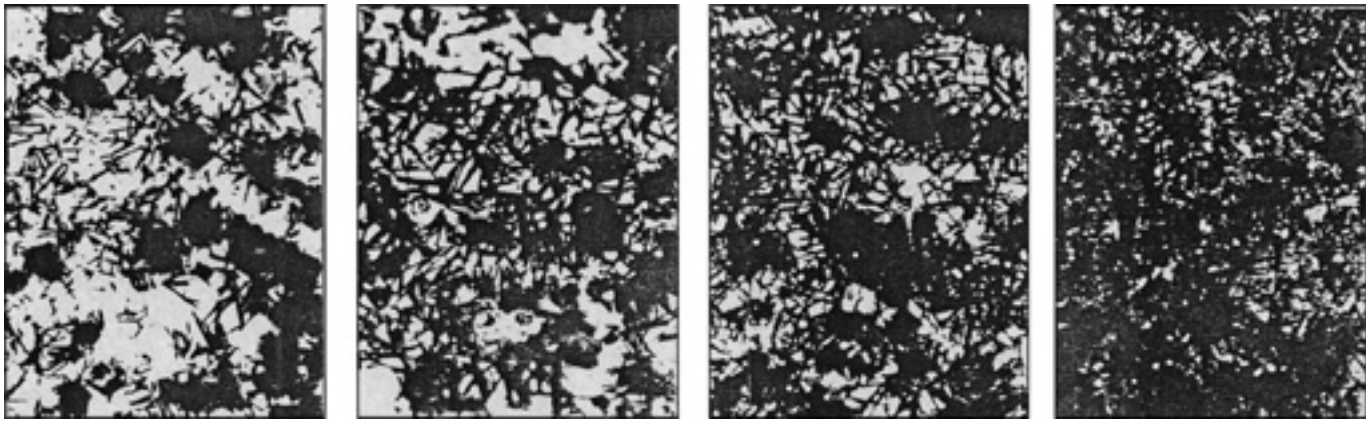
В данной работе решалась задача получения бейнитной структуры в легированных Ni, Cu и Mo чугунах, отливаемых в металлическую форму при непрерывном охлаждении на воздухе.

Такую обработку можно проводить с нагревом выше температур $A_{c_1}^H$ и $A_{c_1}^K$. Не имеет смысла нагрев в межкритической области, так как при этом может увеличиться уже значительно развитая неод-



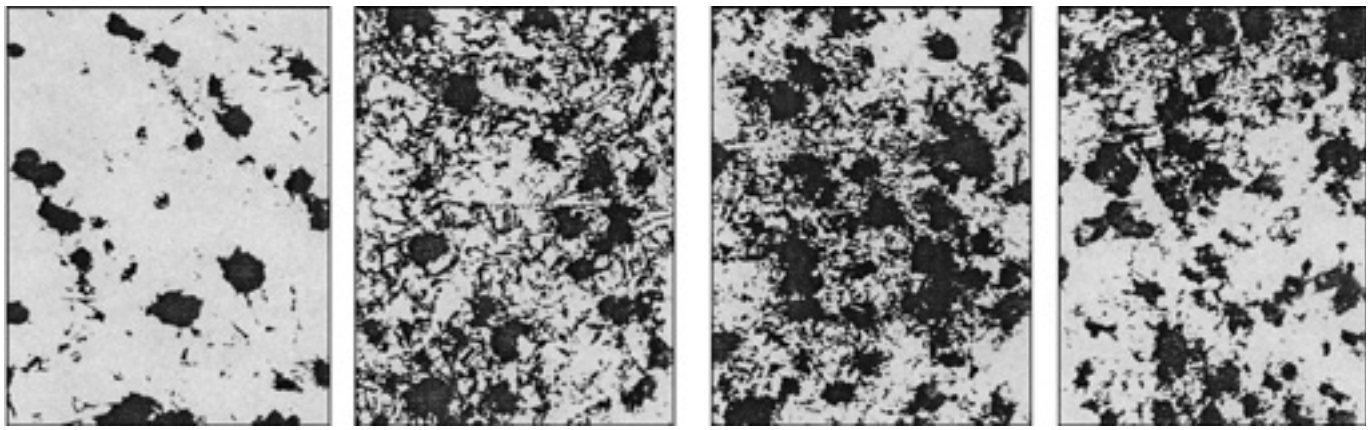
а) *б*) *в*)

Рис. 1. Структуры ферритного высокопрочного чугуна при охлаждении в ванне с температурой 350 °С и выдержке 2 (*а*), 10 (*б*) и 16 мин (*в*)



а) *б*) *в*) *г*)

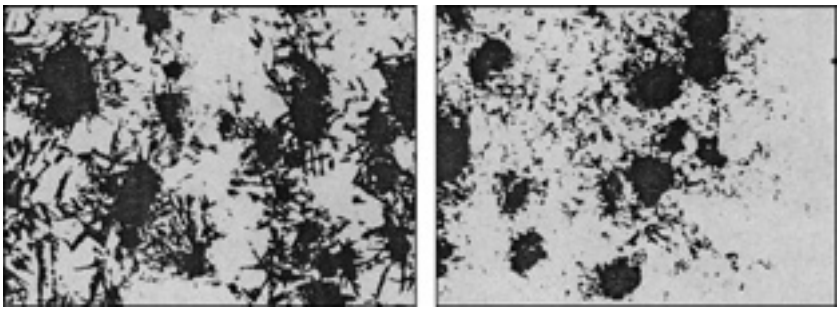
Рис. 2. Структуры перлитного высокопрочного чугуна при охлаждении в ванне с температурой 350 °С и выдержке 2 (*а*), 10 (*б*), 16 мин (*в*) и 2 ч (*г*)



а) *б*) *в*) *г*)

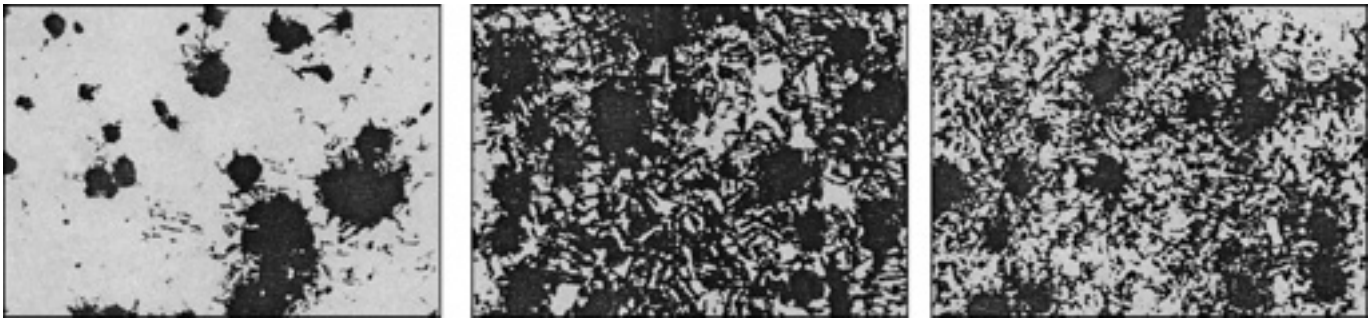
Рис. 3. Структуры ферритного высокопрочного чугуна при охлаждении в ванне с температурой 400 °С и выдержке 1,5 (*а*), 10 (*б*), 16 мин (*в*) и 2 ч (*г*)

Исходная структура чугуна	Твердость *HB* высокопрочного чугуна, отливаемого в кокиль, после изотермической закалки при температуре, °С														
	450					400					350				
	Время $\tau_{из}$ выдержки														
	30 с	50 с	100 с	16 мин	2 ч	60 с	90 с	10 мин	16 мин	2 ч	90 с	120 с	10 мин	16 мин	2 ч
Перлитная	512	444	340	321	—	—	387	375	321	—	425	402	364	351	351
Ферритная	512	512	512	—	248	496	496	283	241	187	532	512	340	283	—



а) *б*)

Рис. 4. Структуры перлитного высокопрочного чугуна при охлаждении в ванне с температурой 400 °С и выдержке 10 (*а*) и 16 мин (*б*)



а) *б*) *в*)

Рис. 5. Структуры перлитного высокопрочного чугуна при охлаждении в ванне с температурой 450 °С и выдержке 100 с (*а*), 16 мин (*б*) и 2 ч (*в*)

нородность структуры матрицы чугуна. Важно также обеспечить устойчивость к переохлаждению аустенита в области перлитного распада, что наиболее полно достигается при нагреве выше температуры $A_{c_1}^K$. Поэтому для исследования были выбраны температуры нагрева от 870 до 930 °С.

Изотермической закалке подвергали легированный и нелегированный (для сравнения) высокопрочные чугуны с шаровидным графитом. На образцах нелегированного чугуна изучали строение бейнита в зависимости от температуры изотермической выдержки. Одновременно изучали связь между исходной структурой матрицы, скоростью и полнотой бейнитного превращения. Последнее важно при разработке производственной технологии изготовления отливок деталей запорных устройств из ВЧШГ в разовых и металлических формах [6—8].

Температура аустенитизации составляла 910 °С, что на 50 °С превышает температуру $A_{c_1}^K$ для исследуемого сплава. Выдержка составляла 15 мин, температуры изотермической закалки — 350, 400 и 450 °С. При закалке образцы чугунов с ферритной и перлитной структурами подвергали одинаковому нагреву в печи и одновременно переносили в ванну, выдержка в которой составляла от 30 с до 20 ч. После изотермической выдержки образцы охлаждали в воде. Установлено, что при малых выдержках в ванне чугун приобретает высокую твердость, обусловленную наличием значительного количества мартенсита, образовавшегося при доохлаждении образцов с температуры изотермы. В чугуне с ферритной структурой бейнитное превращение вначале развивается медленнее, чем в чугуне с перлитной структурой, о чем свидетельствует их высокая твердость (таблица). Интенсивнее оно начинает развиваться после выдержки более 10 мин. При температурах 400 и 350 °С бейнитное превращение практически заканчивается за 15÷16 мин. Охлаждение в ванне с температурой 350 °С приводит к образованию нижнего бейнита (рис. 1), а с температурой 400 и 450 °С — верхнего (рис. 2). В структуре образцов, обработанных при 450 °С с выдержкой более 16 мин, отчетливо видны мелкие выделения карбидов (рис. 3—5).

Проведенные исследования позволили установить, что исходная структура металлической основы чугунов, отливаемых в кокиль, существенно влияет на кинетические параметры бейнитного превращения. В ферритной исходной матрице превращение протекает быстрее и полнее, чем в перлитной. Однако инкубационный период в ферритном чугуне больше.

Таким образом, эффективным способом получения бейнитной структуры в экономно легированных чугунах, отливаемых в металлическую форму, является непрерывное охлаждение на воздухе.

УДК 621.9

С. И. ПЕТРУШИН, д-р техн. наук (Юргинский технологический институт — филиал Национального исследовательского Томского политехнического университета), e-mail: Victory_28@mail.ru

Дифференциальное уравнение изнашивания режущих инструментов и его приложения

Рассмотрены особенности топографии износа режущей части инструмента, установлена их связь с перераспределением силовых контактных напряжений на трущихся площадках передней и задней поверхностей лезвия. Получены дифференциальное уравнение изнашивания инструмента и решения по оптимизации формы лезвия для обеспечения равномерного его изнашивания.

Ключевые слова: износ, режущий инструмент, дифференциальное уравнение, изнашивание, оптимизация.

The features of wear topography of cutting tool active part are considered, their relation with redistribution of force contact stresses at friction areas of front and back surfaces of a blade is determined. The differential equation of tool wear and solutions for optimization of blade shape for providing its uniform wear are obtained.

Keywords: wear; cutting tool; differential equation; wearing away; optimization.

В обработке материалов резанием слабым звеном технологической системы был и остается режущий инструмент (РИ). С переходом на высокоскоростное резание требования к прочности и износостойкости рабочей части инструментов еще более ужесточаются. Быстрый и непредсказуемый выход из строя режущих лезвий приводит к простоям дорогостоящего металлорежущего оборудования с ЧПУ и к соответствующим финансовым потерям. Традиционный путь решения данной проблемы заключается в совершенствовании формы и материала режущей части инструментов, который до настоящего времени носит экспериментальный характер и не всегда учитывает закономерности процесса трения и изнашивания при резании. Число запатентованных способов повышения режущих свойств и стойкости инструментов насчитывает не один десяток, что также свидетельствует об отсутствии фундаментальной теории изнашивания РИ.

В первую очередь отметим, что изнашивание РИ существенно отличается от изнашивания сопрягаемых деталей [1]:

в трении при резании участвуют не два, а три тела — заготовка, стружка и инструмент, перемещающиеся относительно друг друга с разными скоростями. Если скорость трения между задней поверхностью лезвия и поверхностью резания заготовки равна скорости резания, то скорость трения между подрезцовой стороной стружки и передней поверхностью меньше в ξ раз (ξ — коэффициент усадки стружки);

исходная поверхность трения на лезвии со своей шероховатостью и физико-механическими свойствами, как правило, удаляется на этапе приработки,

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 76)

Установлен оптимальный режим термической обработки, обеспечивающий рациональную структуру и свойства отливок из ВЧШГ для деталей запорных устройств нефтепромыслового оборудования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дубров В. В.** и др. Применение высокопрочного чугуна в арматуростроении // Высокопрочный чугун с шаровидным графитом. Киев: Наукова думка, 1998. С. 78—81.

2. **Беляков А. И., Беляков А. А., Жуков А. А.** Изотермическая закалка чугуна с шаровидным графитом // Заготовительные производства в машиностроении. 2008. № 1. С. 44—48.

3. **Беляков А. И.** и др. Производство отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом. М.: Машиностроение, 2010. 712 с.

4. **Богачев И. Н., Минц Р. И.** Кавитационно-эрозионное разрушение чугуна // Теория и практика литейного производства. Уральский ПИ. Вып. 89. 1999. С. 71—78.

5. **Ушаков Л. П.** Износостойкий чугун со сфероидальным графитом. М.: Машиностроение, 2005. 153 с.

6. **Гасанли Р. К.** Структура и свойства высокопрочных чугунов. Баку: Наука, 2013. 250 с.

7. **Гасанли Р. К.** Особенности структуры и фазового состава термообработанных высокопрочных чугунов с шаровидным графитом // Вестник машиностроения. 2013. № 10. С. 31—33.

8. **Исмаилов Н. Ш.** Особенности получения машиностроительных отливок с использованием кварцевых песков и бентонитовых глин Азербайджана // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 11—14.

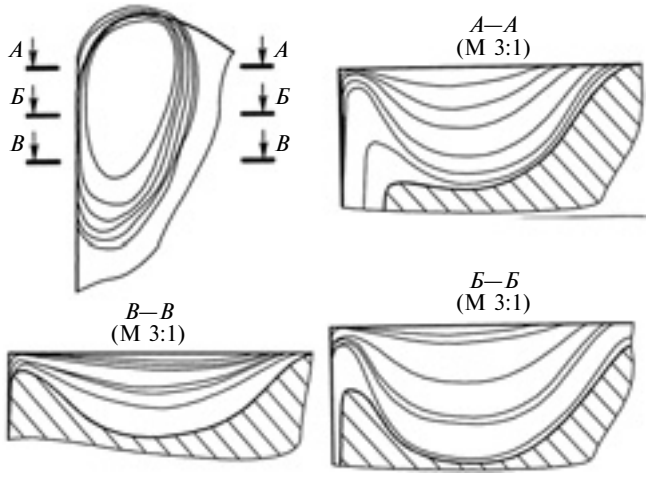


Рис. 1. Топография износа режущей части РИ (СЧ 25 — ВК6; резец с трехгранной СМП, $\varphi = 90°$; $v = 1{,}3$ м/с; $t = 2$ мм; $S = 0{,}5$ мм/об)

и в дальнейшем происходят трение и изнашивание подповерхностных слоев инструментального материала с существенным изменением топографии текущей поверхности трения;

между стружкой и заготовкой, с одной стороны, заготовкой и лезвием РИ, с другой стороны, имеет место не упругий контакт, а упруго-пластический, и закономерности этого контакта на каждом участке различны. Поэтому считать коэффициент трения при резании константой нельзя;

на рабочих площадках лезвия существует значительный градиент контактных напряжений (от нуля до сотен МПа) и контактных температур (до 1000 °С). Причем размеры этих площадок при современных скоростях обработки не превышают нескольких квадратных миллиметров.

Перечисленные особенности предопределяют всю сложность явлений, происходящих при резании на контактных поверхностях РИ.

На рис. 1 показана топография износа лезвия сборного резца со сменной многогранной пластиной (СМП), полученная микрометрическими измерениями, фото- и профилографированием при обтачивании серого чугуна [2]. По мере изнашивания глубина и ширина лунки износа на передней поверхности лезвия увеличиваются. Затем в сечениях, близких к вершине резца, со стороны вспомогательного лезвия происходит опускание режущей кромки, к которой постепенно приближается сечение с максимальной глубиной лунки. В результате этого лунка приобретает форму уступа (см. сечение *А—А*). Данный процесс распространяется в направлении от вершины вдоль лунки, таким образом образуется новое режущее лезвие. При этом изменяется передний угол лунки. Лунка и передний угол увеличиваются, и в какой-то момент исходная режущая кромка не выдерживает силовых и тепловых нагрузок — происходят выкрашивание и образование новой кромки, в результате чего уменьшается передний угол.

При обработке сталей [2] этот процесс изнашивания усложняется образованием по бокам лунки глубоких проточин (так называемый сигарообразный износ) и языков износа на задних поверхностях лезвия, а также существенным влиянием застойной зоны или нароста.

Даже если не рассматривать физическую природу изнашивания РИ [3], изменение геометрии режущей части вследствие изнашивания при несвободном резании имеет сложный характер и оказывает влияние на распределение контактных нагрузок.

Попытаемся определить аналитическую модель взаимосвязей контактных напряжений и топографии износа режущей части РИ.

На рис. 2 показано нагружение режущего клина с плоской передней поверхностью и передним углом $\gamma = 0$ контактными напряжениями, с распределением по закону треугольника нормальных ($\sigma_0^{\text{п}}$) и параболическим распределением касательных ($\tau_0^{\text{п}}$) напряжений [4]:

$$\sigma_0^{\text{п}} = \sigma_{\max}^{\text{п}}(1 - m);$$
$$\tau_0^{\text{п}} = 4\tau_{\max}^{\text{п}} m(1 - m). \qquad (1)$$

Здесь $m = y/l_{\text{п}}$, где $0 < m < 1$, $l_{\text{п}}$ — длина силового контакта стружки с передней поверхностью; $\sigma_{\max}^{\text{п}}$ и $\tau_{\max}^{\text{п}}$ — максимальные нормальные и касательные контактные напряжения на передней поверхности.

Через какое-то время (t_1) на задней поверхности образуется фаска износа размером $h_{з1}$, а на перед-

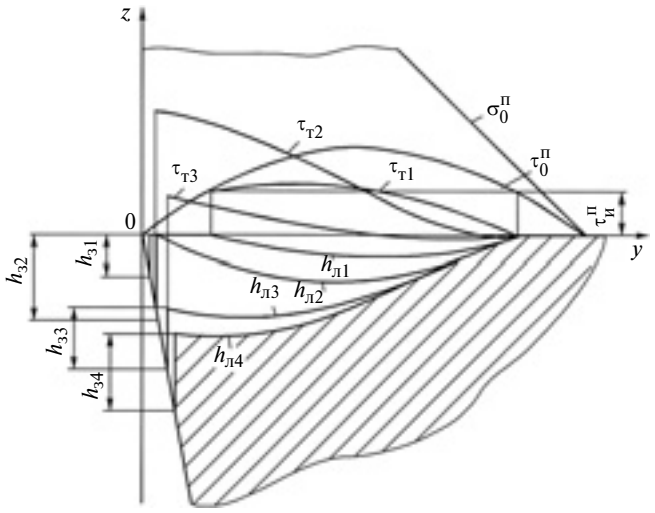


Рис. 2. Взаимосвязь износа передней поверхности и контактных напряжений ($\sigma_{\max}^{\text{п}} = 1000$ МПа; $\tau_{\max}^{\text{п}} = 200$ МПа; $\tau_{\text{и}}^{\text{п}} = 100$ МПа; $n = 0{,}05$; $l_{\text{п}} = 2$ мм; $\chi = 10^{-3}$ мм/МПа)

ней — лунка размером $h_{л1}$ (см. рис. 2). Величина этого износа в общем случае пропорциональна пути скольжения и распределенной нагрузке [5]. Поэтому контактное взаимодействие стружки с передней поверхностью инструмента нельзя оценивать коэффициентом трения. Величину износа целесообразно связать с касательными напряжениями на площадке контакта. Примем в первом приближении, что при постоянной скорости трения по нормали к трущейся поверхности изменение глубины лунки для конкретной материальной точки передней поверхности прямо пропорционально действующему в ней касательному напряжению $\tau^{п}$:

$$h_{лi} = \chi \tau_i^{п}, \qquad (2)$$

где χ — функция, определяющая износостойкость материала инструмента в i-й точке и не зависящая от $\tau^{п}$ (линейная интенсивность изнашивания).

Заметим, что коэффициент χ, задающий скорость изнашивания, зависит от физических явлений, имеющих место в зоне контакта (трения) стружки и передней поверхности лезвия. Принимаем, что для заданного инструментального материала для всех точек передней поверхности $\chi = \text{const}$ и механизм изнашивания не зависит от условий обработки.

Углубление лунки (см. рис. 1, вид сверху) начинается не по всей поверхности силового контакта стружки, а при некотором (пороговом) значении касательных напряжений $\tau_i^{п}$. С учетом этого выражение (2) запишем как

$$h_{лi} = \chi(\tau_i^{п} - \tau_{и}^{п}), \qquad (3)$$

первоначальный профиль лунки примет форму параболы, противоположной по знаку исходной эпюре $\tau_0^{п}$ согласно уравнению

$$z = -4h_{л\,max} y(1 - y/l_{п})/l_{п} = -4h_{л\,max} m(1 - m), \quad (4)$$

где $h_{л\,max} = \chi(\tau_{max}^{п} - \tau_{и}^{п})$ — максимальная глубина лунки.

Искажение (лункообразование) плоской опорной поверхности стружки вызывает перераспределение исходных касательных напряжений и приводит к тому, что под действием нормальных нагрузок формируются нормальные и касательные к поверхности лунки контактные напряжения, которые для i-й точки имеют вид [4]:

$$\begin{aligned} \tau_i^{п} &= \tau_0^{п}\cos\gamma_i + \sigma_0^{п}\sin\gamma_i; \\ \sigma_i^{п} &= -\tau_0^{п}\sin\gamma_i + \sigma_0^{п}\cos\gamma_i, \end{aligned} \qquad (5)$$

где γ_i — передний угол в точке i (угол между касательной к профилю лунки и осью y).

При переходе от точки к профилю лунки с учетом, что $\gamma = -\text{arctg} z'$ (z' — производная профиля), получим уравнения касательных ($\tau_{т}^{п}$) и нормальных ($\sigma_{т}^{п}$) контактных напряжений передней поверхности с износом в момент времени t_1:

$$\begin{aligned} \tau_{т}^{п} &= (\tau_0^{п} - \sigma_0^{п} z')/\sqrt{1 + z'^2}; \\ \sigma_{т}^{п} &= (\tau_0^{п} z' - \sigma_0^{п})/\sqrt{1 + z'^2}. \end{aligned} \qquad (6)$$

Производную профиля получим из равенства (4):

$$z' = -4h_{л\,max}(1 - 2y/l_{п})/l_n = -4n(1 - 2m), \qquad (7)$$

где $n = h_{л\,max}/l_{п}$ — относительная глубина лунки.

Согласно экспериментальным данным [2], передний угол левого края лунки не превышает $\pi/4$, поэтому $0 < n < 0{,}25$.

Подставив равенство (7) в формулы (6), получим:

$$\tau_{т}^{п} = 4(1 - m)[\tau_{max}^{п} m + \sigma_{max}^{п} n(1 - 2m)]/\sqrt{1 - 16n^2(1 - 2m)^2}. \qquad (8)$$

$$\sigma_{т}^{п} = (1 - m)[\sigma_m^{п} - 16\tau_m^{п} mn(1 - 2m)]/\sqrt{1 - 16n^2(1 - 2m)^2}. \qquad (9)$$

Расчеты показали, что касательные напряжения по сравнению с исходными возрастают на участке $0 < m < 0{,}5$ и уменьшаются при $0{,}5 < m < 1$, а нормальные напряжения ведут себя противоположно.

На рис. 2 представлена рассчитанная по формуле (8) эпюра касательных напряжений $\tau_{т1}$ в момент времени t_1, которая и определяет износ передней поверхности. Ее особенность связана с резким скачком напряжений трения у левого края лунки с профилем $h_{л1}$. В соответствии с равенством (2) прирост износа будет наибольшим, т. е. лунка будет развиваться по глубине и приближаться к вершине режущей части, при этом ее правый край развивается значительно медленнее, что согласуется с экспериментальными данными, представленными на рис. 1.

Если износ в i-й точке лунки задается касательными напряжениями, то направление износа в ней следует определять по нормали к профилю лунки. Поэтому напряжения на рис. 2 и профили лунки на последующих этапах изнашивания строили графоаналитическим методом по точкам. Суть метода заключается в том, что в каждой точке лунки проводят нормаль к контуру и на ней откладывают величину износа, пропорциональную касательному напряжению в данной точке. Полученные точки определяют новый профиль лунки. Рассчитав передний угол в точках данного профиля, по формулам (5) рассчитывают касательные напряжения и строят новую эпюру.

Одновременный с лункообразованием износ задней поверхности сужает диапазон значений относительной координаты m ввиду изнашивания режущего клина в рассматриваемом сечении, т. е.

$m_р < m < 1$, где $m_р = h_р/l_п$; $h_р = h_з tg\alpha/(1 - \sin\gamma tg\alpha)$ — размер износа.

В момент времени t_2 износы передней и задней поверхностей сомкнутся (см. рис. 2, кривая лунки $h_{л2}$ и фаска износа $h_{з2}$). Эпюра касательных напряжений $\tau_{т2}$ приобретает треугольный вид со значительным максимумом на вершине, что приводит к быстрому изнашиванию и опусканию левого края лунки вместе с режущей кромкой. В соответствии с выражением (9) нормальные нагрузки в этом месте лунки до времени t_2 монотонно снижаются, а их направления изменяются в сторону задней поверхности, что может привести к выкрашиванию, появлению микроскола и даже макроскола режущей части в момент начала опускания вершины.

Далее в момент времени t_3 имеют место износ $h_{з3}$ задней поверхности и соответствующее касательное напряжение $\tau_{т3}$ (см. рис. 2), сохраняющее треугольный вид, но максимальная нагрузка резко уменьшилась. Затем лунка приобретает форму уступа ($h_{л4}$) с минимальным коэффициентом трения. Очевидно, что данный профиль полностью затормаживает прирезцовый слой сплошной стружки, вид которой обусловлен внутренним трением в слоях обрабатываемого материала. При этом изнашивание в результате трения передней поверхности прекращается, но результатом является полный износ режущей части РИ.

При обработке вязких материалов большую роль играют застойные явления на передней поверхности, изменяющие характер износа режущей части. Заторможенный прирезцовый слой стружки у вершины препятствует приближению лунки к режущей кромке. Пик контактных напряжений у левого края лунки гасится из-за продвижения заторможенного слоя по дну лунки вправо. Поэтому при обработке сталей лунка износа развивается в основном в глубину. Одновременно с этим согласно выражению (9) нормальные напряжения разворачиваются в сторону задней поверхности. В какой-то момент времени они уже не могут быть уравновешены нормальными контактными напряжениями на фаске износа — происходит скол режущей части. Причина выхода инструмента из строя в данном случае заключается в низкой прочности изношенного режущего клина.

Рассмотренная в динамике взаимосвязь износа режущей части и контактных напряжений позволяет предположить, что изнашивание режущей части инструмента происходит таким образом, что снижаются исходные контактные нагрузки, т. е. происходит их равномерное перераспределение. Данный процесс можно определить как самоорганизацию изнашивания РИ. Однако такое изменение или снижает прочность режущей части, или приводит к недопустимому повышению силы и температуры резания. Достоверность изложенной методики определения топографии износа РИ подтверждена экспериментально [6].

Рассмотрим общий случай оценки износа режущей части РИ. Г. И. Грановский [7] обосновал следующее положение: износ РИ по массе пропорционален работе сил трения. Тогда принимаем, что приращение износа по массе пропорционально приращению работы силы трения:

$$\Delta M = IF\Delta L, \tag{10}$$

где F — сила трения на элементарной площадке; ΔL — приращение пути трения между лезвием и стружкой или заготовкой; I — интенсивность изнашивания по массе, кг/Н · м.

Заметим, что величина I, задающая скорость изнашивания пары "обрабатываемый металл — материал инструмента", в формуле (10) определяется не только физикой трения, но и температурой нагревания материала инструмента в рассматриваемой точке поверхности.

Для элементарного объема лезвия, прилегающего к поверхности трения, имеем:

$$\Delta M = \rho\Delta x\Delta y\Delta z; \tag{11}$$

$$F = \tau\Delta x\Delta y, \tag{12}$$

где ρ — плотность материала инструмента; τ — среднее касательное напряжение трения.

Подставив формулы (11) и (12) в выражение (10), получим:

$$\rho\Delta z = I\tau\Delta L. \tag{13}$$

Разделив обе части уравнения (13) на приращение τ времени, получим:

$$\frac{\Delta z}{\Delta t} = \frac{I}{\rho}\tau v, \tag{14}$$

где v — скорость трения на элементарном участке.

В уравнении (14) $\Delta z/\Delta t$ — приращение линейного износа поверхности трения в рассматриваемой точке в направлении оси z, которое может не совпадать с нормалью к поверхности трения. В общем случае имеет место сложный профиль участка передней поверхности под стружкой или криволинейный профиль лунки износа (см. рис. 1). Обозначим через Δh приращение линейного износа по нормали к трущейся поверхности лезвия, тогда для плоской схемы имеем:

$$\Delta z = \frac{\Delta h}{\sqrt{1 + (z')^2}}. \tag{15}$$

Изменение формы передней поверхности вследствие местного износа вызывает перераспределение исходных касательных контактных напряжений

согласно формулам (6). Подставив формулы (6) и (15) в выражение (14), получим:

$$\frac{\Delta h}{\Delta t} = \frac{I}{\rho}(\tau_0 - \sigma_0 z')v. \qquad (16)$$

Перейдем к трехмерной задаче и получим дифференциальное уравнение изнашивания трущихся поверхностей лезвия:

$$\frac{\partial h(x, y, z)}{\partial t} = \frac{1}{\rho} I(x, y, z)[\tau_0(x, y, z) - \\ - \sigma_0(x, y, z)z'(x, y)]v(x, y, z). \qquad (17)$$

В данном выражении, как и в дифференциальном уравнении теплопроводности, износ определяется в четырехмерном пространстве (x, y, z, t) с тем отличием, что интенсивность изнашивания, контактные напряжения и скорость трения распределены не в объеме, а на трущихся поверхностях режущей части РИ.

Проинтегрировав уравнение (17), получим формулу линейного износа лезвия на момент времени t_0:

$$h = \frac{1}{\rho}\int_0^{t_0} I(\tau_0 - \sigma_0 z')v\mathrm{d}t. \qquad (18)$$

Проанализируем полученную формулу (18). Если принять, что на задней поверхности лезвия скорость трения равна скорости резания, а на передней поверхности отличается на усадку ξ стружки, то получим следующие выражения интегрального линейного износа:

для задней поверхности

$$h_з = \frac{1}{\rho}\int_0^{t_0} I(\tau_0 - \sigma_0 z)\mathrm{d}t; \qquad (19)$$

для передней поверхности

$$h_п = \frac{v}{\xi\rho}\int_0^{t_0} I(\tau_0 - \sigma_0 z')\mathrm{d}t. \qquad (20)$$

Допустим, что интенсивность изнашивания не зависит от времени трения (установившийся теплообмен), тогда износ передней поверхности определяется только перераспределением контактных напряжениях по мере изнашивания:

$$h_п(x, y, z) = \frac{v I(x, y, z)}{\xi\rho}\int_0^{t_0}[\tau_0(x, y, z) - \\ - \sigma_0(x, y, z)z'(x, y)]\mathrm{d}t. \qquad (21)$$

Формулы (17)—(21) являются теоретической основой расчета топографии изношенных поверхностей лезвия численными методами. Расчет показал [6], что изменение формы и размеров лезвия в процессе изнашивания происходит таким образом, что снижается неравномерность исходных силовых и тепловых контактных нагрузок и тем самым обеспечивается равномерное изнашивание во всех точках поверхности трения.

В ряде случаев придание лезвию инструмента при изготовлении формы так называемого естественного износа дает положительный эффект по износостойкости [8], что обусловлено его равномерным изнашиванием. Согласно вышеизложенному, равномерное изнашивание передней поверхности будет иметь место при постоянных касательных контактных напряжениях. Тогда уравнение (6) примет вид:

$$(\tau_0^п - \sigma_0^п z')/\sqrt{1 + z'^2} = \mathrm{const}, \qquad (22)$$

и с учетом выражений (1) получим:

$$(1 - m)(4\tau_{max}^п - \sigma_{max} z')/\sqrt{1 + z'^2} = \mathrm{const}. \qquad (23)$$

Для трапецеидального закона распределения касательных контактных напряжений выражения (1) имеют вид [4]:

$$\sigma^п = \sigma_{max}^п\left(1 - \frac{y_2}{l_п}\right); \qquad (24)$$

$$\tau^п = \begin{cases} \tau_m^п, 0 \le y_2 \le l_{пл}; \\ \dfrac{\tau_m^п}{l_п - l_{пл}}(l_п - l_2), l_{пл} < y_2 < l_п. \end{cases} \qquad (25)$$

По мере изнашивания на передней поверхности происходит перераспределение касательных контактных напряжений согласно формул (6). Если в них подставить выражения (24) и (25) для исходных контактных напряжений и задать τ = const во всех точках профиля передней поверхности, получим выражения для соответствующих участков:

$$\frac{\tau_{max}^п - \sigma_{max}^п\left(1 - \dfrac{y_2}{l_п}\right)z'}{\sqrt{1 + (z')^2}} = \mathrm{const} \text{ для } 0 \leqslant y_2 \leqslant l_{пл}; \qquad (26)$$

$$\frac{\tau_{max}^п \dfrac{l_п - y_2}{l_п - l_{пл}} - \sigma_{max}^п\left(1 - \dfrac{y_2}{l_п}\right)z'}{\sqrt{1 + (z')^2}} = \mathrm{const} \\ \text{для } l_{пл} < y_2 < l_п. \qquad (27)$$

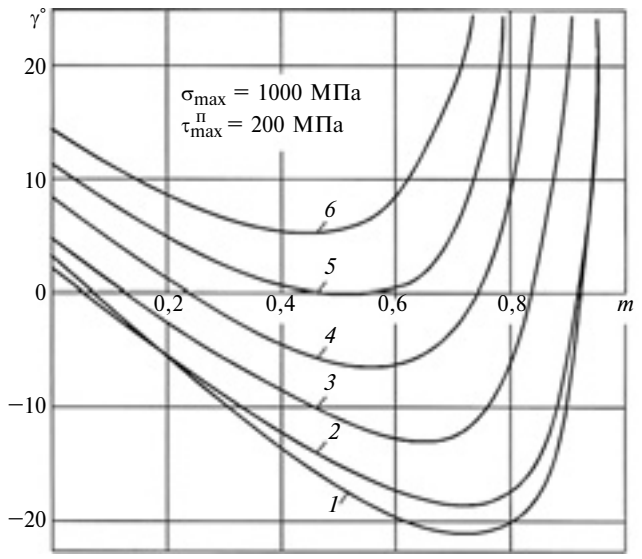


Рис. 3. Изменение переднего угла на длине контакта стружки с передней поверхностью равного износа при касательных напряжениях $\tau_п$ = 0 (*1*); 50 (*2*); 100 (*3*); 150 (*4*); 200 (*5*); 250 МПа (*6*)

Преобразуем выражения (26) и (27), приняв $l_{пл} = 0{,}5l_п$ и введя безразмерную величину $m = y/l_п$:

$$\frac{\tau^п_{max} - \sigma^п_{max}(1-m)z'}{\sqrt{1+(z')^2}} = \text{const для } 0 \leqslant m \leqslant 0{,}5; \quad (28)$$

$$\frac{(1-m)(2\tau^п_{max} - \sigma^п_{max}z')}{\sqrt{1+(z')^2}} = \text{const для } 0{,}5 < m \leqslant 1. \quad (29)$$

Формулы (23), (28) и (29) являются условиями равномерного изнашивания передней поверхности или условиями самозатачивания режущего клина в дифференциальной форме и их решение в общем случае приводит к вычислению эллиптических интегралов и существует в явном виде, если правая его часть равна нулю. Так, приняв $m = 0$ при $z = 0$, из выражения (23) получим:

$$z = 2\tau^п_{max}m^2/\sigma_{max}. \quad (30)$$

Выражение (30) описывает параболу и обеспечивает в рассматриваемом сечении режущей части $\tau_п = 0$. Этот закон выполняется ввиду полного торможения прирезцового слоя срезаемой стружки. Однако подобная форма сечений передней поверхности затрудняет стружкообразование. Поэтому в правую часть выражения (23) необходимо подставить значение касательных контактных напряжений, которое обеспечивает скольжение стружки по передней поверхности.

Рис. 3 иллюстрирует закономерность изменения переднего угла на линии контакта стружки для разных значений $\tau_п$, а рис. 4 — изменения профиля передней поверхности, обеспечивающие самозатачивание. Следовательно, на вершине режущей части всегда должно выполняться условие $\gamma \geqslant 0$. Кривая $\tau_п = 0$ соответствует уравнению (30). В конце контакта стружки оптимальный профиль претерпевает резкие изменения, и передняя поверхность должна иметь форму ступеньки. Полученные профили построены в зависимости от безразмерной координаты $m = y/l_п$. При несвободном резании величина $l_п$ является переменной, поэтому в каждом сечении профиль самозатачивающейся передней поверхности в координатах zy будет разным. Дополнительное изменение профилей (см. рис. 4) связано с тем, что по краям пятна силового контакта будет изменяться соотношение параметров распределения контактных нагрузок σ_{max} и $\tau^п_{max}$. Это легло в основу построения оптимального участка передней поверхности СМП с позиций равномерного износа (рис. 5). Видно, что при несвободном резании форма передней поверхности на пятне контакта со стружкой, обеспечивающая режим самозатачивания, имеет сложную топографию, для построения

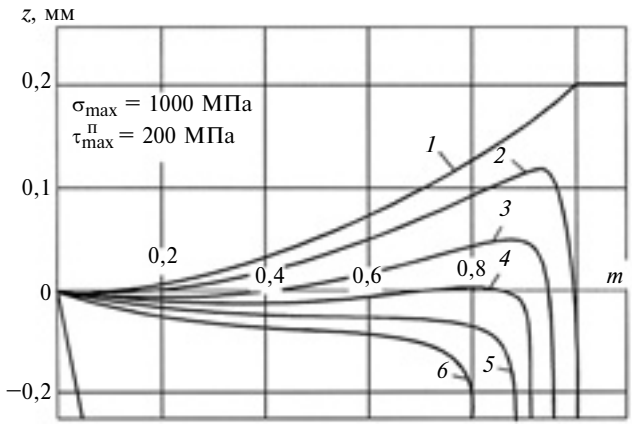


Рис. 4. Профили передней поверхности, обеспечивающие ее равномерное изнашивание при касательных напряжениях $\tau_п$ = 0 (*1*); 50 (*2*); 100(*3*); 150 (*4*); 200 (*5*); 250 МПа (*6*)

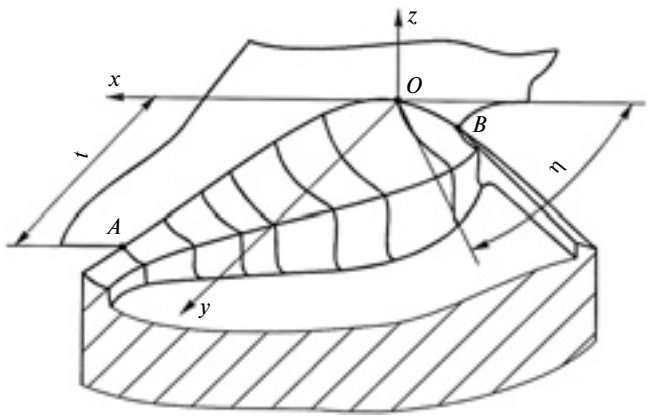


Рис. 5. Форма передней поверхности при несвободном резании, обеспечивающая самозатачивание

которой требуется компьютерное моделирование. Кроме того, изложенная методика оптимизации формы передней поверхности по критерию равномерного изнашивания указывает на то, что для каждого конкретного сочетания геометрических и режимных параметров процесса резания существует лишь один оптимальный вариант. Поэтому попытки создания универсальной формы режущей части нельзя признать перспективными.

Условия получения одинакового в каждый момент времени износа задней поверхности можно вывести из выражения (19), приняв независящим от времени резания подынтегральное выражение для всех точек рабочей части режущей кромки. Тогда

$$h_з = \frac{v}{\rho} I(\tau_0 - \sigma_0 z')t_0. \qquad (31)$$

Учитывая, что для задней поверхности $z' = \mathrm{tg}\alpha$, можно записать условие равномерного изнашивания задней поверхности лезвия РИ:

$$I(\tau_0 - \sigma_0 \mathrm{tg}\alpha) = \frac{h_з \rho}{v t_0} = \mathrm{const}. \qquad (32)$$

Предположив, что интенсивность I изнашивания и контактные напряжения не изменяются на всей фаске износа, получим тривиальное решение: $\mathrm{tg}\alpha = \mathrm{const}$, т. е. износ задней поверхности будет равномерным, если задний угол на лезвии будет иметь одно и то же значение. Отметим, что не все РИ отвечают этому требованию. Так, на радиусной части задней поверхности сборных инструментов с СМП это условие, как правило, не выполняется. При несвободном резании величины I, σ_0 и τ_0 переменны вследствие неравномерного нагревания и разных условий силового нагружения отдельных участков задней поверхности, поэтому обеспечение условия (32) требует более сложных решений.

Вторым по значимости фактором, влияющим на равномерность фаски износа задней поверхности, для изотропного инструментального материала является температура нагревания трущихся участков задней поверхности, которая изменяет интенсивность изнашивания. В работе [9] для условий несвободного косоугольного резания с закругленной вершиной рассчитаны температурные поля как на передней, так и на задней поверхностях лезвия в следующем порядке: определение направления схода стружки по передней поверхности; построение зон пластичности в сечениях, параллельных сходу стружки; расчет компонент внутренних напряжений внутри и на границах зон пластических деформаций стружки — расчет контактных напряжений на передней и задней поверхностях режущего клина в каждом сечении, итоговых тепловых потоков в тело лезвия и температуры на контактных площадках.

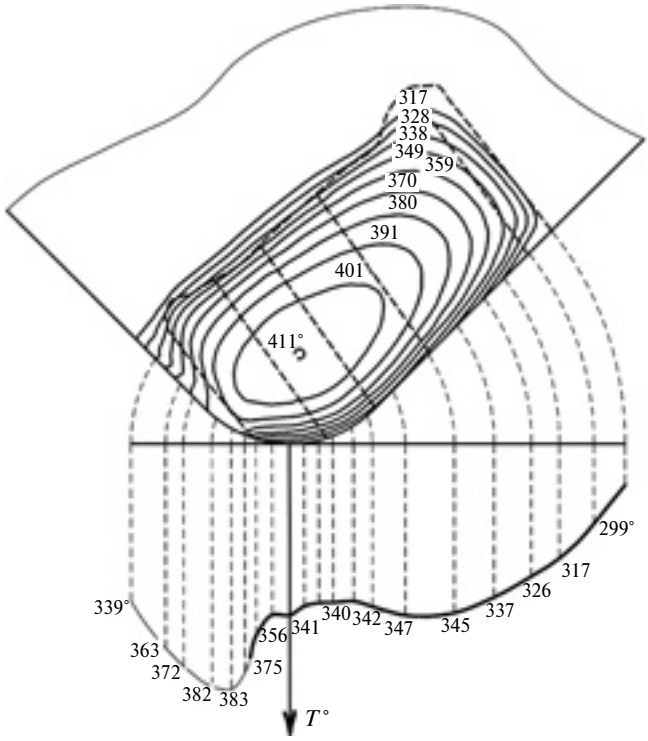


Рис. 6. Диаграммы и кривая распределения температур вдоль режущей кромки (Сталь 45 —Т5К10, r = 0,8 мм, α = 11°, γ = 0°, φ = 45°, v = 100 м/мин, S = 0,26 мм/об, t = 1,2 мм)

Один из примеров решения этой задачи показан на рис. 6. При рассмотрении кривой распределения температуры лезвия вдоль режущей кромки видно, что ее изменение имеет сложный характер. На вспомогательном участке режущей кромки наблюдается пик температуры, и небольшой ее максимум приходится примерно на середину главной режущей кромки. При сравнении этих данных с распределением величины фаски износа просматривается явная корреляция между распределением температуры и износом задних поверхностей. Как показали расчеты и эксперименты методом термокрасок [9], форма температурной кривой вдоль режущей кромки не зависит от марки обрабатываемого материала и материала инструмента.

Таким образом, для повышения равномерности износа задних поверхностей РИ необходимо изменять геометрию лезвия так, чтобы в местах повышенной температуры увеличивался теплоотвод в результате изменения угла заострения клина. Второй путь решения задачи связан с селективным изменением триботехнических и теплофизических характеристик и материала инструмента, и его поверхности. Данные решения приводят к разным оптимальным вариантам режущей части инструмента и требуют новых технологий упрочнения поверхностного слоя инструментальных материалов.

УДК 677.051

Д. У. МАДРАХИМОВ (ОАО "Paxtasanoat ilmiy markazi", Узбекистан, г. Ташкент), Р. Г. МАХКАМОВ, академик АН Республики Узбекистан, д-р техн. наук (Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности), e-mail: Madrahimov_Dilsh@mail.ru

Выбор материала пуансона для насекания пильных дисков хлопкоочистительных станков

Рассматривается выбор материала пуансона для насекания дисковых пил, используемых в хлопкоочистительных машинах.

Ключевые слова: пила, ротационный пилонасекательный станок, площадь среза, пуансон, матрица.

The selection of material of a punch for hatching of circular saws used in cotton gins is considered.

Keywords: saw; rotary saw hatching machine; shear area; punch; matrix.

В хлопкоочистительной промышленности для отделения волокна от семян хлопчатника применяют пильные диски. Технология и оборудование для насечки зубьев пил приведены в работе [1]. В статье рассматриваются выбор материала для пуансона и повышение точности образования зубьев пил на ротационных пилонасекательных станках. Предварительные испытания показали, что дорогостоящую и дефицитную сталь Р9, содержащую 0,9 % W, можно заменить сложнолегированной сталью ХВСГ с содержанием 0,6 % W.

Так как пуансон работает в сложных динамических условиях при ударных нагрузках, то на его кромки действуют разные нагрузки, которые по-разному изнашиваются. В особенно тяжелых условиях работает острая вершина пуансона. Чтобы ее сохранить, пуансон, как правило, выполняют с наклоном передней поверхности под углом 10° к плоскости диска (рис. 1). Несмотря на это некоторые материалы, даже высокотвердые, не выдерживают ударной нагрузки и происходит хрупкое разрушение вершины.

Для исследований были выбраны шесть инструментальных сталей: Р9, У8, ХВСГ, Р6М5, 65Г, У12А, закаленные до твердости 60÷61 *HRC*. Их испытания на станке СПХ при скорости насекания 0,6 м/с показали, что стали У8 и 65Г не выдерживают ударного воздействия и вершина пуансона разрушается в самом начале насекания. После отпуска сталей до твердости 56÷57 *HRC* хрупкого разрушения не было, но износ рабочих кромок был в 3 раза больше, чем у вольфрамсодержащих сталей Р9, Р6М5 и ХВСГ.

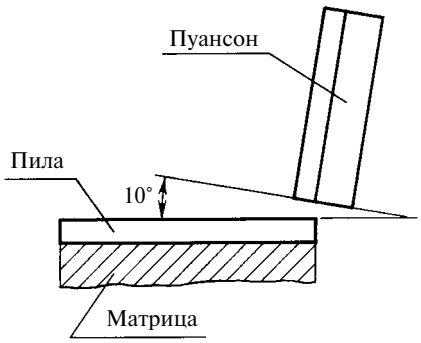


Рис. 1. Схема взаимодействия пуансона и матрицы

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
2. **Петрушин С. И., Грубый С. В.** Обработка чугунов и сталей сборными резцами со сменными многогранными пластинами. Томск: Изд-во ТПУ, 2000. 156 с.
3. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.
4. **Петрушин С. И.** Оптимальное проектирование рабочей части режущих инструментов. Томск: Изд-во ТПУ, 2008. 195 с.
5. **Проников А. С.** Основы надежности и долговечности машин. М.: Изд-во стандартов, 1969. 260 с.
6. **Петрушин С. И., Воробьёв А. В.** Моделирование процесса изнашивания лезвия режущего инструмента // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 31—34.
7. **Грановский Г. И., Грановский В. Г.** Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.
8. **Шульц В. В.** Формы естественного износа деталей и инструмента. Л.: Машиностроение, 1990. 208 с.
9. **Проскоков А. В.** Повышение режущих свойств резцов с СМП за счет управления теплообменом в зоне резания: Дис. ... канд. техн. наук. Томск, 2007. 179 с.
10. **Петрушин С. И., Сапрыкин А. А., Дурев В. В.** Проектирование и производство изделий из инструментальных композиционных. Томск: Изд-во ТПУ, 2014. 205 с.

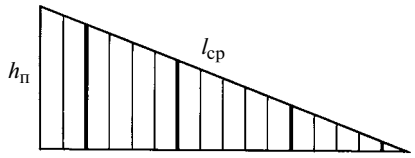


Рис. 2. Площадь среза

Исследования сталей Р9 и ХВСГ показали их высокую износостойкость и примерно равный износ при насекании 50 пил. Однако сталь Р9 содержит 9 % дорогого и дефицитного W, тогда как сталь ХВСГ содержит 0,5÷0,8 % W. Она дешевле и более доступна для широкого применения и потому рекомендована для изготовления пуансонов и матриц пилонасекательных станков [1].

Вершина пуансона изнашивается интенсивнее, чем боковые кромки, работающие в благоприятных условиях. Так, если при насечке 50 пильных дисков вершина изнашивается на 1 мм, то боковые кромки — не более, чем на 0,3÷0,4 мм.

В настоящее время нет строгого критерия оценки износа пуансона, после которого резко ухудшается работа пильного диска. На практике износ пуансона оценивает опытный работник пильного цеха приблизительно, по напряженности работы станка, так как с увеличением износа пуансона силы насекания возрастают. Критерием износа также могут быть: сила насекания; изменение профиля зуба дисковой пилы; величина заусенцев, образующихся на выходе пуансона из зева зуба.

Чтобы оценить хрупкое разрушение пуансона при ударном воздействии, необходимо знать силы, действующие на пуансон. Теоретический расчет сил насекания приведен в работе [2]. Он выполнен, исходя из предельного напряжения и площади среза металла. Сложность расчета заключалась в определении средней площади среза, так как насекаемый профиль имеет сложную форму и площадь среза — разная и по-разному изменяется для задней и передней граней зуба пилы.

Площадь среза задней грани имеет вид прямоугольного треугольника, за линию среза принята ее проекция (рис. 2). В этом случае силу насекания определяем по формуле

$$P_з = 0{,}5 h_п l_{ср} \tau_{ср},$$

где $h_п$ — толщина пильного диска, мм; $l_{ср}$ — линия среза, мм; $\tau_{ср}$ — предел прочности при срезе, кг/мм^2.

Площадь среза передней грани имеет вид трапеции, основанием которой также является проекция линии среза. В этом случае силу насекания определяем по формуле

$$P_п = 0{,}5(h_п + \delta) l_{ср} \tau_{ср},$$

где δ — толщина в месте входа пуансона в пилу, мм.

Общую силу, действующую на пуансон, определяем по формуле

$$P_{об} = P_з + P_п. \qquad (1)$$

Подставив в формулу (1) расчетные значения $P_з = 206$ кг и $P_п = 164$ кг, получим $P_{об} = 370$ кг. Расчетные данные проверены экспериментально [3].

Для измерения силы насекания была разработана методика, основанная на тензометрировании. Особенность методики — регистрация микротоков при переходе с аналогового носителя на цифровой формат с записью на компьютере. Это связано с большой скоростью работы ротационного зубонасекательного станка. Схема измерения приведена на рис. 3. Аналоговый сигнал с усилителя УТ-4 передается на цифровой преобразователь АЦП Е-154. Оцифрованный сигнал с помощью специальной программы записывается на мониторе.

Датчики наклеивали на упругий элемент матрицы толщиной 5,5 мм, состоящей из двух частей (рис. 4). Суммарное усилие двух матриц составило 2400÷3200 Н. Такое колебание сил связано с настройкой станка и твердостью пильных дисков. С учетом всех условий выбираем максимальную силу, равную 3200 Н (320 кг). Расчетное значение $P_{об} = 370$ кг оказалось выше экспериментального — 320 кг, что в целом нормально.

В производственных условиях силу насекания проблематично

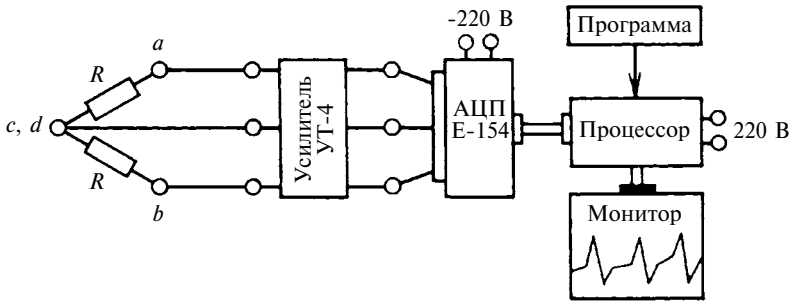


Рис. 3. Схема измерения силы насекания

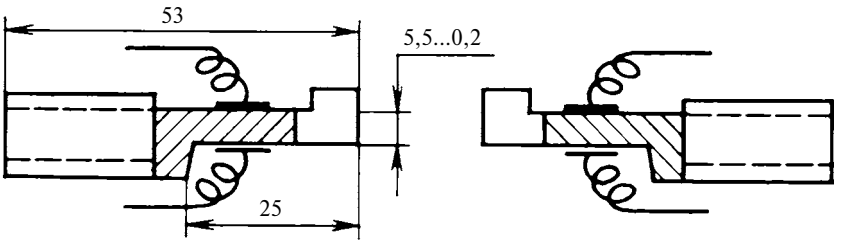


Рис. 4. Матрицы с упругими элементами

использовать для оценки критерия износа пуансона. Косвенно ее можно оценить по величине заусенцев на пильном диске на выходе пуансона из зева зуба. Это зависит от объема пластически деформированного материала, который сдвигается режущей кромкой пуансона при его выходе. Деформированный металл полностью не удаляется из зоны насекания и на выходе остается в виде заусенцев, т. е. чем больше объем деформированного металла, тем больше высота заусенцев. Для проверки этого предположения исследовали зависимость высоты заусенцев от износа пуансона.

Для исследования использовали изношенные заводские пуансоны и станки СПХ. Зубья насекали на одном диске новым острым пуансоном, на другом — изношенным. Высоту заусенцев измеряли на индикаторной стойке с помощью сотового индикатора в зонах *1*, *2*, *3*; сделали пять измерений (рис. 5). Получили следующие среднеарифметические значения высоты заусенцев при обработке новым (числитель) и изношенным (знаменатель) пуансоном:

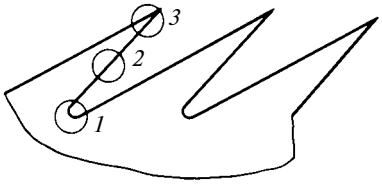


Рис. 5. Зоны измерения высоты заусенцев

Зона	1	2	3
Высота заусенца, мм	0,07/0,12	0,06/0,07	0,06/0,11

Из приведенных данных видно, что при работе изношенным пуансоном объем деформируемого металла больше, соответственно больше высота заусенцев, особенно на вершине и во впадине зуба. Высоту заусенцев можно измерить простейшими мерительными инструментами — штангенциркулем, микрометром.

Исследовали также параметры зуба пилы при работе новым и изношенным пуансонами. Пятикратное измерение высоты зуба на этих пилах показало, что ее среднеарифметическое значение уменьшилось на 0,47 мм при работе изношенным пуансоном, а угол наклона зуба практически не изменился.

Таким образом, предложен способ практической оценки критерия износа пуансонов по величине заусенцев или высоте насеченного зуба.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мадрахимов Д. У., Махкамов Р. Г.** Совершенствование технологии насечки зубьев на дисковых пилах // Вестник машиностроения. 2013. № 12. С. 57, 58.

2. **Махкамов Р. Г., Ибрагимов А. С., Мадрахимов Д. У.** Расчет сил, возникающих при насечке зубьев на пильных дисках // Докл. АН Республики Узбекистан. 2013. № 4. С. 34—36.

3. **Махкамов Р. Г., Миршин П. В., Мадрахимов Д. У.** Экспериментальное исследование сил при насекании зубьев на пильных дисках // Докл. АН Республики Узбекистан. 2013. № 6. С. 36—38.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).