ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1

2016

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(499)-269-52-98
Факс: 8-(499)-269-48-97

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2А, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
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.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Яковлев С. Н. — Коэффициент динамического ужесточения конструкционных полиуретанов . . . 3

Шатилов А. А. — Исследование напряженно-деформированного состояния гофрированной втулки . . . 6

Гусев В. Г., Морозов А. В., Швагирев П. С. — Формование дискретных абразивных сегментов для плоского торцевого шлифования . . . 13

Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е., Минияров А. Х., Тарасов Н. Г. — Влияние реакции якоря на характеристики электромеханических преобразователей энергии с высококоэрцитивными постоянными магнитами . . . 17

Зубков Е. В., Хайруллин А. Х. — Определение с помощью искусственной нейронной сети параметров имитационной модели режимов работы дизелей при нестационарных нагрузках . . . 21

Гришин Ю. А., Дорожинский Р. К., Зенкин В. А. — Численное моделирование турбулентного течения через клапаны поршневых двигателей . . . 24

Дорохов А. Ф., Дорохов П. А., Абачараев М. М. — Повышение технического уровня судовых дизелей малой мощности . . . 28

Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кайгородов С. Ю., Кузеева Д. А. — Исследование неравномерности теоретической подачи многоцилиндровых поршневых насосов . . . 33

Сыркин В. В., Трейер В. А. — Динамика гидравлического регулятора давления непрямого действия с эластичным элементом . . . 37

Матлин М. М., Казанкина Е. Н., Казанкин В. А. — Определение контактной жесткости деталей с близкой твердостью . . . 39

Санинский В. А., Горшенева М. П., Потехин Д. В., Силаев А. А. — Определение размера эталонного объекта с погрешностями базирования методом фотометрии с использованием плоскопараллельных концевых мер длины . . . 42

Мамити Г. И., Плиев С. Х., Васильев В. Г. — Оптимальное распределение масс по осям двухосной колесной машины . . . 44

Лисин А. Н., Набоков И. И. — Оценка функции распределения показателей прочности материала с использованием статистической теории . . . 48

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Безносов А. В., Бокова Т. А., Махов К. А., Шумилков А. И., Албагачиев А. Ю., Дроздов Ю. Н. — Исследование влияния состояния пристенной зоны на параметры процесса трения в кольцевых зазорах при продольном перемещении оболочки поглощающего элемента относительно чехла системы управления и защиты реактора РУ БРЕСТ . . . 50

Охлопкова А. А., Васильев С. В., Петрова П. Н., Гоголева О. В. — Разработка базальтопластиков триботехнического назначения на основе ПТФЭ методом механоактивации . . . 56

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кабалдин Ю. Г., Лаптева И. Л., Шатагина Д. А., Аносова М. С., Зотова В. О. — Разрушение конструкций при работе в условиях пониженных температур и диагностика устойчивости структурного состояния материала . . . 60

Исмаилов Н. Ш., Гасанли Р. К. — Влияние технологии на качество литейных форм для отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом . . . 65

Искендерли И. Н., Нариманов В. А. — Исследование ударной вязкости инструментальной стали 6ХВ2С . . . 67

Мамедов А. Т., Мусурзаева Б. Б. — Состав, структура и свойства антифрикционной порошковой композиции железо — чугун — латунь . . . 69

Проблемы теории и практики резания материалов

Боков В. Б. — Создание эмпирической модели шероховатости поверхности после чистового точения по критерию адекватности . . . 73

Красильников А. Я., Кравченко К. Ю. — Применение аналитического метода и имитационного моделирования для определения областей устойчивости при концевом фрезеровании . . . 79

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Никитин А. Г., Лактионов С. А., Медведева К. С. — Определение мощности привода одновалковой дробилки . . . 85

Фролова Л. Н., Василенко В. Н., Михайлова Н. А. — Ресурсосберегающее оборудование для влаготепловой подготовки масличного сырья к прессованию . . . 86

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Yakovlev S. N. — Dynamic stiffening coefficient of structural polyurethanes

Shatilov A. A. — Research of stress-deformed state of corrugated bushing

Gusev V. G., Morozov A. V., Shvagirev P. S. — Molding of discrete abrasive segments for plain face grinding

Ismagilov F. R., Khai'rullin I. Kh., Vavilov V. E., Miniyarov A. Kh., Tarasov N. G. — Influence of armature reaction on characteristics of electromechanical energy converters with high-coercivity permanent magnets

Zubkov E. V., Khai'rullin A. Kh. — Determination of operating parameters of diesels at transient loading on the base of simulation model with artificial neural network

Grishin Yu. A., Dorozhinskiy R. K., Zenkin V. A. — Numerical modeling of turbulent flow through valves of piston engines

Dorokhov A. F., Dorokhov P. A., Abacharaev M. M. — Increase of technical level of low-power marine diesels

Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Kaygorodov S. Yu., Kuzeeva D. A. — Research of nonuniformity of theoretical feed of multicylinder piston pumps

Syrkin V. V., Treyer V. A. — Dynamics of hydraulic pressure regulator of indirect action with elastic element

Matlin M. M., Kazankina E. N., Kazankin V. A. — Determination of contact stiffness of parts with close hardness

Saninskiy V. A., Gorsheneva M. P., Potekhin D. V., Silaev A. A. — Determination of size of prototype object with errors in referencing by method of photometry using plane-parallel end-measuring rods

Mamiti G. I., Pliev S. Kh., Vasil'ev V. G. — Optimal mass distribution along axes of two-axle wheeled machine

Lisin A. N., Nabokov I. I. — Evaluation of the distribution function of the strength of the material with the use of statistical theory

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Beznosov A. V., Bokova T. A., Makhov K. A., Shumilkov A. I., Albagachiev A. Yu., Drozdov Yu. N. — Research of influence of wall-adjacent zone on parameters of friction process in ring gaps at longitudinal displacement of absorbing element skin relative to case of control and protection system of RU BEST reactor

Okhlopkova A. A., Vasil'ev S. V., Petrova P. N., Gogoleva O. V. — Development of basalt fiber reinforced polymers for tribotechnical purposes on the base of polytetrafluoroethylene by method of mechanoactivation

MANUFACTURING ENGINEERING

Kabaldin Yu. G., Lapteva I. L., Shatagina D. A., Anosova M. S., Zotova V. O. — Failure of structures at operating in conditions of low temperatures and diagnostics of structural state stability of material

Ismailov N. Sh., Gasanli R. K. — Influence of technology on quality of casting moulds for castings from high-strength cast iron with spheroidal graphite

Iskenderli I. N., Narimanov V. A. — Research of toughness of "6ХВ2С" tool steel

Mamedov A. T., Musurzaeva B. B. — Composition, structure and properties of iron-cast iron-brass antifriction powder composition

Problems of theory and practice of materials cutting

Bokov V. B. — Development of surface roughness empirical model after finishing turning on goodness of fit criterion

Krasil'nikov A. Ya., Kravchenko K. Yu. — Application of analytical method and simulation modeling for determination of stability zones at end milling

TECHNICAL INFORMATION

Nikitin A. G., Laktionov S. A., Medvedeva K. S. — Determination of drive power of single-roll crusher

Frolova L. N., Vasilenko V. N., Mikhai'lova N. A. — Resource-saving equipment for wet-heat preparation of oily raw material at pressing

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

Сдано в набор 05.11.2015. Подписано в печать 19.12.2015.
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 "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2016

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.7.01.001.57

С. Н. ЯКОВЛЕВ, канд. техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого),
e-mail: stannik59@mail.ru

Коэффициент динамического ужесточения конструкционных полиуретанов

На экспериментальной установке исследована деформация упругого полиуретанового обода. Получена эмпирическая зависимость для определения коэффициента динамического ужесточения полиуретана с учетом его твердости и скорости нагружения.

Ключевые слова: полиуретан, твердость, экспериментальная установка, скорость нагружения, коэффициент динамического нагружения.

The deformations of an elastic polyurethane rim are investigated on the experimental installation. The empirical dependency for determination of dynamic stiffening coefficient of polyurethane taking into account its hardness and loading rate is obtained.

Keywords: polyurethane, hardness, experimental installation, loading rate, dynamic loading coefficient.

Для современного машиностроения актуальна замена традиционного эластомера (резины) на более совершенный материал (полиуретан) с целью улучшения конструктивных, технологических и эксплуатационных качеств деталей. Перспективность полиуретанов обусловлена тем, что их свойства существенно расширяют области использования эластомеров. По конструкционным и технологическим возможностям полиуретан — наиболее универсальный полимерный материал, который обладает высокими физико-механическими свойствами (высокие предел прочности, предел выносливости, износостойкость, маслобензостойкость, кислотостойкость), имеет широкие диапазоны таких показателей, как твердость, эластичность и рабочие температуры (от −35 до +75 °С) [1—3].

Полиуретан — высокоэластичный материал, о чем свидетельствует зависимость его модуля упругости от режима деформации. Большинство деталей из полиуретана являются упругими звеньями, испытывающими импульсные знакопеременные высокочастотные периодические и непериодические нагрузки, поэтому изучение особенностей механических свойств полиуретана при динамическом нагружении весьма актуально.

Эластичность полиуретана проявляется в полной мере, если за время деформации успевают произойти все перегруппировки молекул. При испытаниях на определение модуля упругости при сжатии нагружение образца, согласно стандарту на испытания, осуществляют со скоростью не более 0,4 мм/с. При быстром нагружении молекулы полиуретана не успевают изменить форму или происходит их частичное изменение, т. е. эластичные свойства полиуретана не успевают проявиться и полиуретан работает как более жесткий материал. Сопротивление полиуретана деформированию зависит от скорости приложения нагрузки, а его модуль упругости — функция скорости деформации.

При проектировании полиуретановых деталей, испытывающих динамические воздействия, важно иметь для полиуретанов различной твердости зависимости изменения их модуля упругости от скорости деформации.

При эксплуатации скорость деформации большинства полиуретановых деталей значительно превышает скорость релаксационных процессов. Поэтому важно установить для полиуретанов зависимость вида:

$$E_{\text{дин}} = K_{\text{д.у}} E_{\text{ст0}},$$

согласно которой динамический модуль упругости $E_{\text{дин}}$ полиуретана, соответствующий заданной скорости деформации, определялся бы как произведение начального статического модуля упругости $E_{\text{ст0}}$ при сжатии и параметра $E_{\text{д.у}}$ — так называемого коэффициента динамического ужесточения, учитывающего влияние скорости деформации на модуль упругости полиуретана данной твердости.

Используем коэффициент динамического ужесточения — отношение динамического модуля упругости к статическому, в качестве характеристики полиуретана, работающего в режиме динамического нагружения.

Параметр $K_{\text{д.у}}$ в общем случае должен представлять собой зависимость, учитывающую скорость деформации и твердость полиуретана. Необходи-

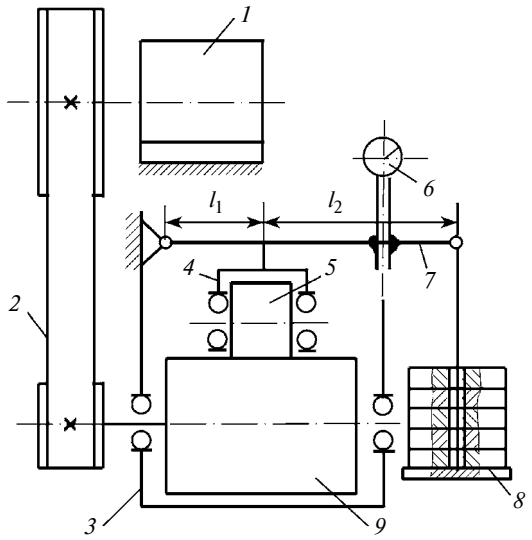


Рис. 1. Схема экспериментальной установки:
1 — мотор-редуктор; *2* — ременная передача; *3* — корпус; *4* — кронштейн; *5* — полиуретановый ролик; *6* — индикатор; *7* — рычаг; *8* — подвес; *9* — барабан

мо отметить, что зависимость, которую надо найти, трудно поддается теоретическому анализу, т. е. наиболее просто и достоверно она определяется экспериментально.

Для изучения деформации деталей вращения с упругим полиуретановым ободом (например, массивных шин, бегунков эскалаторов, роликов и т. д.) спроектирована и изготовлена экспериментальная установка (рис. 1) барабанного типа, оборудованная мотор-редуктором с асинхронным электродвигателем *1* мощностью $N_д$ = 0,75 кВт с регулируемой частотой вращения. Линейная скорость в контакте полиуретанового ролика *5* с барабаном *9* изменяется от 0,4 до 4 м/с, что соответствует скоростям технологического и транспортного оборудования, в котором используются детали вращения с упругим покрытием из полиуретана.

Нагружающим устройством является рычаг *7* с кронштейном, в подшипниках качения которого установлен полиуретановый ролик *5* для испытаний в режиме качения. Для минимизации погрешности нагружения экспериментально определен центр тяжести рычага в сборе с кронштейном. Данные о рычажной системе использованы для построения тарировочных диаграмм, устанавливающих соответствие между весом груза, помещенного на подвес *8*, и нагрузкой, приложенной к ролику.

Для экспериментального исследования процессов нагревания и разрушения полиуретанового обода использовали ролики с упругим ободом из полиуретана Duothane фирм Synair (США) и CIL (Великобритания) диаметром D = 46 мм, шириной b = 20 мм, с толщиной упругого обода h = 8 мм. Использовали полиуретан разной твердости по Шору (75, 85 и 95 ShA).

Размеры этих ободов соответствуют установленным оптимальным пропорциям:

относительная толщина h/D = 0,8÷0,14 (при меньшей толщине уменьшается демпфирующая способность обода, повышается уровень шума при качении колеса и возрастает вероятность отслаивания обода от центра);

относительная ширина b/D = 0,2÷0,5 (при большей ширине обода повышается вероятность неравномерного распределения линейной нагрузки из-за перекоса колеса).

На рис. 2 показан контакт полиуретанового ролика с барабаном *9* (см. рис. 1) экспериментальной установки при нагружении вертикальной силой *F*.

Полиуретановый ролик вращается с угловой скоростью $\omega_р$ под действием силы $F_т$ (см. рис. 2) трения между роликом и барабаном. К барабану от электродвигателя передается крутящий момент $M_к$, который расходуется на преодоление момента сопротивления качению полиуретанового ролика. Равнодействующая *R* реакций в контакте ролика с барабаном перпендикулярна направлению движения, равна вертикальной нагрузке *F* и при качении сдвигается вперед на расстояние $f_к$, которое считают коэффициентом трения качения, т. е. имеем трение второго рода.

При статическом нагружении ролика его радиальную деформацию δ относительно корпуса *3* измеряли с помощью индикатора *6* с ценой деления 0,01 мм, установленного в кронштейне, закрепленном на рычаге *7*. На рис. 3 показаны силы и моменты при взаимодействии экспериментального полиуретанового ролика с барабаном.

Большая жесткость и высокая точность изготовления экспериментальной установки позволяют во время вращения ролика измерять его фактическую радиальную деформацию δ с точностью до 0,01 мм при радиальном биении ролика 0,01 мм. При ре-

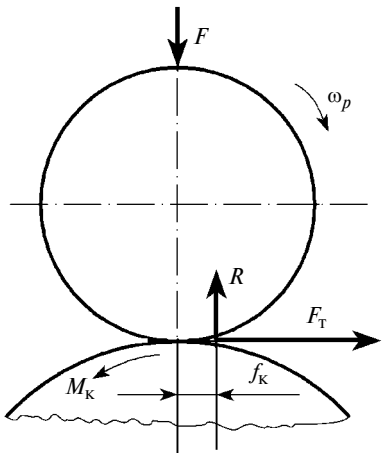


Рис. 2. Схема сил, моментов и реакций, действующих на ролик при его вращении в контакте с барабаном

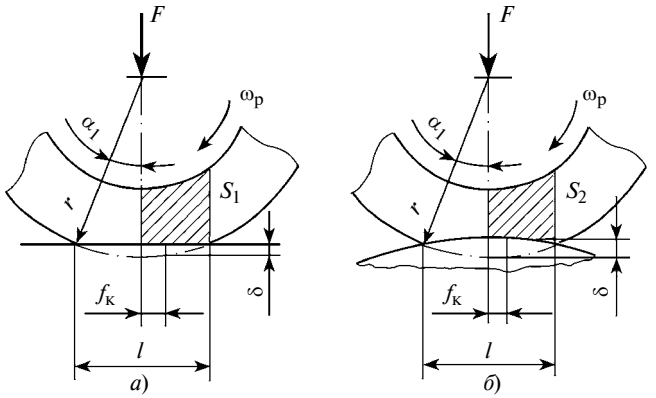


Рис. 3. Деформация полиуретанового ролика в контакте с плоской твердой поверхностью (*а*) и с барабаном (*б*)

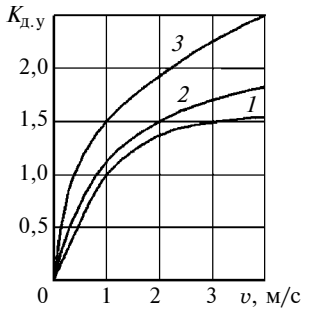


Рис. 4. Зависимости коэффициента $K_{д.у}$ динамического ужесточения от линейной скорости v для полиуретанов с твердостью по Шору 75 (*1*); 85 (*2*); 95 ShA (*3*)

гулируемой частоте вращения электродвигателя можно измерять радиальную деформацию ролика в интервале линейной скорости $v = 0{,}5 \div 4$ м/с с шагом 0,5 м/с.

После приложения нагрузки и измерения радиальной деформации осуществляли вращение барабана. При этом радиальная деформация уменьшалась (ролик при качении поднимался), что обусловлено увеличением модуля упругости полиуретана при динамическом нагружении.

Учитывая, что основным параметром деформационных свойств полиуретанового ролика является модуль упругости, расчетом определили зависимость коэффициента динамического ужесточения от скорости нагружения для полиуретанов разной твердости (рис. 4).

Представленные на рис. 4 зависимости хорошо аппроксимируются формулой

$$K_{д.у} = 1 + \frac{v^{1,28 - 0,0054\text{ShA}}}{20 - 0,19\text{ShA}}. \qquad (1)$$

При увеличении скорости деформации изменение динамического модуля упругости $E_{дин}$ является показательной функцией. При этом с увеличением твердости полиуретана показатель степени этой функции уменьшается и для полиуретанов твердостью 75, 85 и 95 ShA составляет соответственно 0,87, 0,82 и 0,77.

Для резин при наиболее применяемых условиях их нагружения коэффициент $K_{д.у}$ учитывает соотношение модулей сдвига [4]. В зависимости от типа каучука, твердости резины и скорости нагружения коэффициент $K_{д.у}$ согласно работе [5] изменяется от 1,2 до 1,5. По данным работы [6] коэффициент $K_{д.у}$ для резины твердостью 30 ShA составляет 1,5, а твердостью 75 ShA — 2,5.

Для полимеров зависимости динамического модуля упругости от скорости деформации представлены в работах [7, 8].

С повышением твердости полиуретана коэффициент динамического ужесточения линейно увеличивается, что обусловлено, по-видимому, деформацией макромолекул полиуретана, у которого число вторичных химических связей растет с увеличением твердости полимера.

Выражение (1) получено для случая контакта ролика с барабаном (см. рис. 3, *б*). Учитывая, что на практике чаще всего детали вращения с ободом из полиуретана контактируют с плоской твердой поверхностью (см. рис. 3, *а*), необходимо сравнить взаимодействие экспериментального ролика с опорной поверхностью и с барабаном для оценки адекватности выражения (1) для первого случая.

Разница контакта ролика с барабаном экспериментальной установки и твердой плоской поверхностью заключается в объемах деформируемого упругого слоя полиуретана при качении ролика. Расчеты показали, что при небольших деформациях обода, т. е при $\varepsilon = \delta/h = 8 \div 10$ %, деформируемые при качении ролика объемы составляют $V_1 = S_1 b$ (см. рис. 3, *а*) и $V_2 = S_2 b$ (см. рис. 3, *б*), т. е. разница составляет 4÷6 %.

Данное расхождение находится в пределах технической погрешности, следовательно, формулу (1) можно применять при контакте деталей вращения с плоской твердой поверхностью.

Выводы

С увеличением скорости деформации коэффициент динамического ужесточения конструкционных полиуретанов растет по показательной зависимости, показатель степени которой уменьшается с увеличением твердости полиуретана.

С увеличением твердости полиуретана коэффициент динамического ужесточения линейно увеличивается.

Коэффициент динамического ужесточения показывает существенное увеличение модуля упругости полиуретана при высоких скоростях деформации, которое необходимо учитывать при проектировании деталей вращения с упругим полиуретановым ободом.

УДК 621-192.001.572

А. А. ШАТИЛОВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Исследование напряженно-деформированного состояния гофрированной втулки

Представлены результаты исследований напряженно-деформированного состояния гофрированных втулок методом строительной механики машин и методом фотоупругости.

Ключевые слова: гофрированная втулка, напряжение, деформация, исследование, методы.

The research results of stress-deformed state of corrugated bushings by methods of structural mechanics of machines and photoelasticity are presented.

Keywords: corrugated bushing, stress, deformation, research, methods.

Специалистами МГТУ им. Н. Э. Баумана разработана стандартизированная система центровых быстропереналаживаемых оправок с гофрированными втулками для точного изготовления колец, втулок, гильз (в том числе тонкостенных), зубчатых колес. Применение системы позволяет снизить затраты и время на технологическую подготовку единичного, мелкосерийного и серийного производства изделий, в конструкции которых использованы вышеуказанные детали с повышенными требованиями к точности формы и расположения поверхностей. Нормативно-техническое обеспечение системы составляют: ГОСТ 31.1066.01—85 (основные параметры и размеры); методические рекомендации (расчеты, примеры конструкций, рекомендации по изготовлению и эксплуатации); комплект рабочих чертежей.

Принцип работы центрирующего зажимного механизма оправок с гофрированными втулками показан на рис. 1. Гофрированная втулка *1* представляет собой пружину, жесткую в осевом и податливую в радиальном направлениях. При осевом сжатии равномерно распределенными по окружности диаметра D_2 силами P гофрированная втулка деформируется, ее внутренний диаметр уменьшается, а наружный — увеличивается. Втулку *1* устанавливают отверстием диаметром d на цилиндрической шейке корпуса *3*, при этом наружная поверхность втулки диаметром D центрирует и закрепляет заготовку *2*. По окончании обработки сжимающую нагрузку P снимают, втулка возвращается в исходное состояние, освобождая заготовку.

Практический интерес представляют: изменения диаметральных размеров втулки, которые должны быть достаточными для устранения исходного зазора между корпусом и втулкой и для установки заготовок с заданными отклонениями диаметрального размера базового отверстия; силовое взаимодействие втулки с корпусом и заготовкой, которое должно обеспечить надежное закрепление; наибольшее эквивалентное напряжение во втулке, которое должно быть меньше предела пропорциональности ее материала и не приводить к пластическим деформациям, а тем более к разрушению; точность установки и обработки заготовок. Поэтому разработка нормативно-технического обеспечения системы включала в себя: теоретическое и экспериментальное исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) гофрированной втулки при реальных схемах нагружения сжимающими осевыми силами P и реакциями q_i со стороны корпуса и заготовки; исследования погрешности установки и обработки заготовок в зависимости от точности изготовления и износа оправок,

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 3)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Яковлев С. Н.** О некоторых физических свойствах конструкционных полиуретанов // Известия СПбГТИ (ТУ). 2013. № 20 (46). С. 78—80.
2. **Zhang H.** Synthesis and Characterization of Polyurethane Elastomers // Journal of Elastomers and Plastics. 2008. N. 40. P. 161—177.
3. **Yakovlev S. N.** Self-Oscillation of an Elastic Polyurethane Coating in Polishing // Russian Engineering Research. 2014. N. 5. P. 295—298.
4. **Гарцман В. И., Николаева И. А.** Об определении коэффициента динамического ужесточения резин // Механика полимеров. 1982. № 7. С. 42—43.
5. **Горелик Б. М.** Некоторые особенности резины как конструкционного материала // Тр. НИИРП. 1955. № 7. С. 3—14.
6. **Вильсон У. К.** Вибрационная техника. М.: ГНТИ машиностроительной литературы, 1963. 415 с.
7. **Земляков И. П.** Влияние скорости деформации на жесткость зубьев зубчатых колес из полиамида // Механика полимеров. 1966. № 3. С. 467—469.
8. **К вопросу** влияния скорости деформации на механические характеристики пластических масс / Г. Л. Зоделава, Е. Н. Богачева, Н. Д. Гогохия и др. // Механика полимеров. 1965. № 1. С. 76—81.

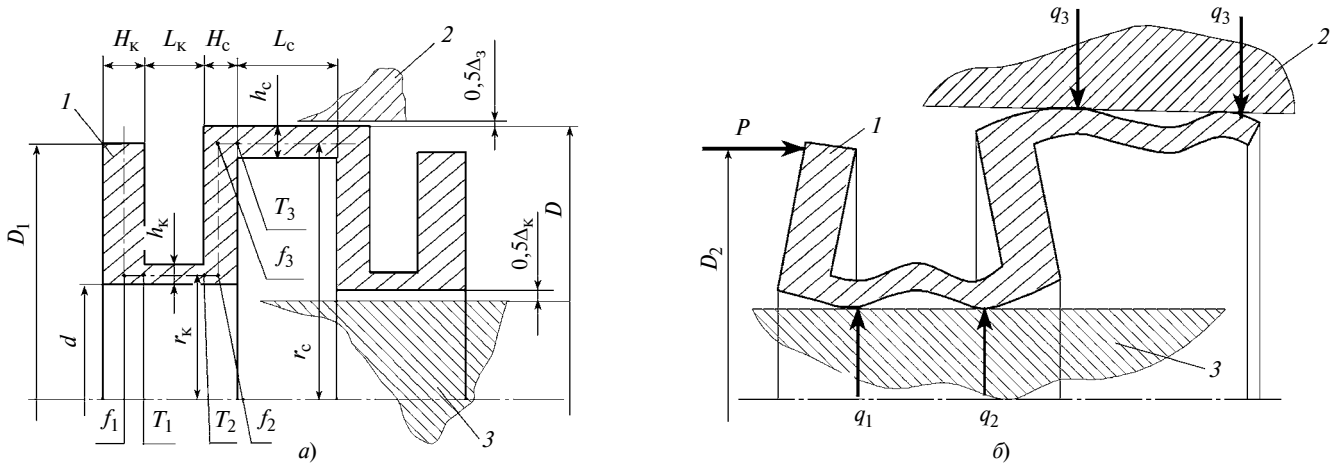


Рис. 1. Схема гофрированной втулки в исходном состоянии (*а*) и при осевом сжатии и силовом контакте с корпусом и заготовкой (*б*)

деформаций заготовок при их надежном закреплении, технологического наследования обработанной поверхностью отклонений формы базового отверстия заготовок и др.

Теоретическое исследование НДС гофрированной втулки

Втулка состоит из сопряженных колец и перемычек (см. рис. 1, *а*), представляющих собой короткие тонкостенные цилиндрические оболочки, длины которых удовлетворяют неравенству $L_i \le \pi/\alpha$, в котором параметр тонкостенности

$$\alpha = [3(1 - \mu^2)/(rh)^2]^{025},$$

где μ — коэффициент Пуассона материала втулки; r и h — соответственно радиус срединной поверхности и толщина перемычки.

При осевом сжатии силами P крайние перемычки вступают в контакт с корпусом *3*, а средняя — с заготовкой *2* (рис. 1, *б*). Каждая перемычка контактирует с корпусом (или с заготовкой) двумя кольцевыми участками, где возникают кольцевые силы интенсивностью q_i. Кольцевые участки контакта не приобретают цилиндрическую форму, поскольку среди составляющих внешней радиальной нагрузки на гофрированную втулку отсутствует давление. Учитывая особенности конструкции и нагружения втулки, исследование НДС целесообразно выпол-

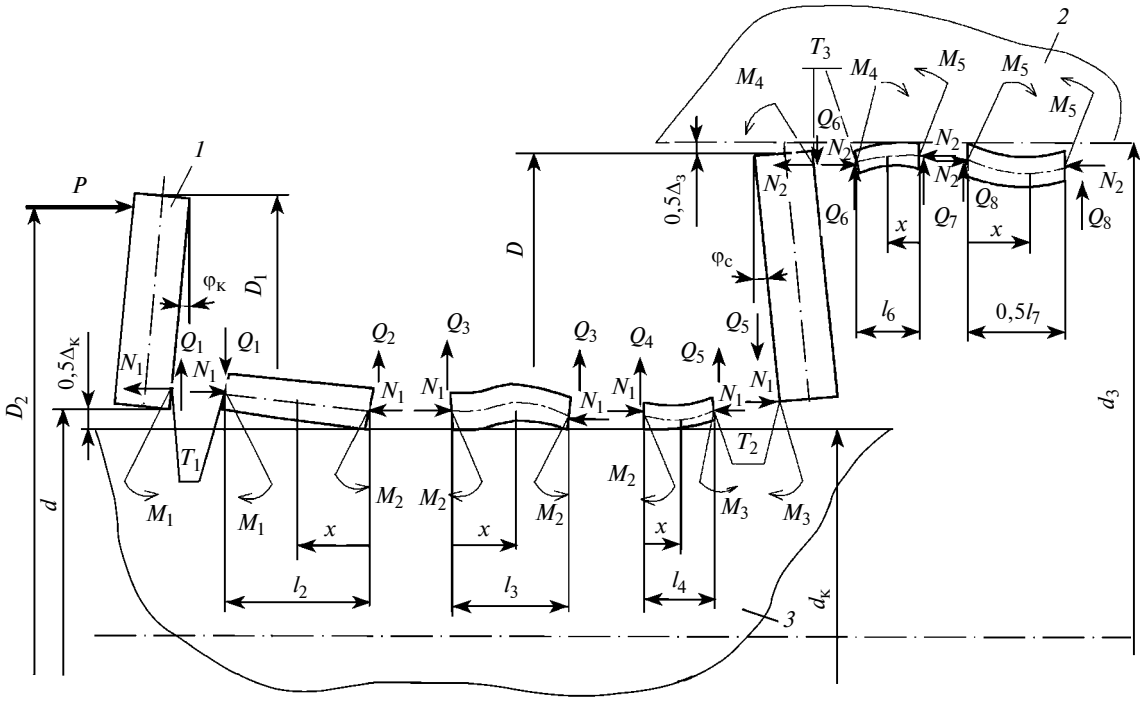


Рис. 2. Расчетная схема гофрированной втулки:
1 — гофрированная втулка; *2* — заготовка; *3* — корпус оправки

нять методами строительной механики машин [1], используя теорию деформации колец при произвольном осесимметричном нагружении (для кольцевидных участков) и моментную теорию осесимметричного изгиба тонкостенных цилиндрических оболочек (для перемычек). Расчетная схема представлена на рис. 2.

С учетом симметрии конструкции и нагружения достаточно рассмотреть семь деформируемых участков: первый — крайнее кольцо *1*; второй, третий, четвертый — принадлежащие крайней перемычке короткие оболочки длиной соответстенно l_2, l_3, l_4; пятый — среднее кольцо; шестой и седьмой — принадлежащие средней перемычке короткие оболочки длиной соответственно l_6 и l_7. Границы принадлежащих перемычкам участков оболочек совпадают с кольцевыми контактами перемычек с корпусом *3* и заготовкой *2*, а также с точками T_1, T_2, T_3 (см. рис. 1, *а*) сопряжения срединных поверхностей перемычек с торцами колец (если толщины кольцевидных участков и перемычек приблизительно одинаковы, в качестве точек сопряжения целесообразно принять точки t_i пересечения срединных поверхностей перемычек и колец; если кольцевидные участки имеют малые толщины $H_к$ и $H_с$, то следует учитывать их изгиб и рассматривать как пластины).

Перемычки

Поскольку любой из принадлежащих перемычкам участков — короткая тонкостенная цилиндрическая оболочка, общее решение дифференциального уравнения упругой образующей этих участков целесообразно представить в функциях А. Н. Крылова. Так как среди нагрузок на перемычки отсутствует давление, дифференциальное уравнение упругой образующей запишем в виде $d^4W/dx^4 + 4\alpha^4 + \mu T_x/(Gr) = 0$.

Функции А. Н. Крылова имеют вид:

$$V_1(\alpha x) = \mathrm{ch}(\alpha x)\cos(\alpha x);$$

$$V_2(\alpha x) = [\mathrm{ch}(\alpha x)\sin(\alpha x) + \mathrm{sh}(\alpha x)\cos(\alpha x)]/2;$$

$$V_3(\alpha x) = \mathrm{sh}(\alpha x)\sin(\alpha x)/2;$$

$$V_4(\alpha x) = [\mathrm{ch}(\alpha x)\sin(\alpha x) - \mathrm{sh}(\alpha x)\cos(\alpha x)]/4.$$

Общее решение:

$$W = A_1V_1(\alpha x) + A_2V_2(\alpha x) + A_3V_3(\alpha x) + A_4V_4(\alpha x) + w; \quad (1)$$

$$\theta = \alpha[-4A_1V_4(\alpha x) + A_2V_1(\alpha x) + A_3V_2(\alpha x) + A_4V_3(\alpha x)]; \quad (2)$$

$$M = G\alpha^2[-4A_1V_3(\alpha x) - 4A_2V_4(\alpha x) + A_3V_1(\alpha x) + A_4V_2(\alpha x)]; \quad (3)$$

$$Q = G\alpha^3[-4A_1V_2(\alpha x) - 4A_2V_3(\alpha x) - 4A_3V_4(\alpha x) + A_4V_1(\alpha x)]. \quad (4)$$

Здесь W, θ, M, Q — соответственно линейное радиальное перемещение, угол поворота нормали к срединной поверхности, распределенный меридиональный изгибающий момент, распределенная поперечная сила в сечении с осевой ординатой x; A_j — j-я постоянная интегрирования $w = -\mu P/(2\pi Eh)$ — частное решение дифференциального уравнения упругой образующей; E — модуль упругости первого рода материала втулки; $G = 0{,}083Eh^3/(1 - \mu^2)$ — изгибная жесткость оболочки.

Далее параметры w, G, α, вычисляемые для крайних и средней перемычек, обозначены индексами "к" и "с" соответственно; постоянные интегрирования обозначены индексом в виде дроби, в числителе которой указан номер постоянной, в знаменателе — номер рассматриваемого участка. Например, $G_к$ — изгибная жесткость крайней перемычки и всех ее составляющих — l_2, l_3, l_4; $A_{2/6}$ — вторая постоянная интегрирования шестого участка и т. п.

Для получения количественной математической модели НДС гофрированной втулки необходимо определить двадцать постоянных интегрирования (по четыре для каждого из пяти принадлежащих перемычкам участков), а также длины этих пяти участков. С этой целью рассмотрим граничные условия участков, входящих в состав перемычек. Начала координат и направления осей x указаны на рис. 2. Граничные условия второго участка: при $x = 0$ имеем $W = -0{,}5\Delta_к$, $\theta = 0$, $M = M_2$; при $x = l_2$ имеем $W = W_{T_1}$, $\theta = -\varphi_к$. Здесь $\Delta_к$ — диаметральный зазор между корпусом и втулкой до осевого сжатия последней; M_2 — распределенный меридиональный изгибающий момент в месте сопряжения второго и третьего участков; W_{T_1} — линейное радиальное перемещение точки T_1 при повороте крайнего кольца на угол $\varphi_к$. Граничные условия третьего участка: при $x = 0$ имеем $W = -0{,}5\Delta_к$, $\theta = 0$; при $x = l_3$ имеем $W = -0{,}5\Delta_к$, $\theta = 0$. Граничные условия четвертого участка: при $x = 0$ имеем $W = -0{,}5\Delta_к$, $\theta = 0$, $M = M_2$; при $x = l_4$ имеем $W = W_{T_2}$, $\theta = \varphi_с$. Здесь W_{T_2} — линейное радиальное перемещение точки T_2 при повороте среднего кольца на угол $\varphi_с$. Граничные условия шестого участка: при $x = 0$ имеем $W = 0{,}5\Delta_з$, $\theta = 0$, $M = M_5$; при $x = l_6$ имеем $W = W_{T_3}$, $\theta = -\varphi_с$. Здесь $\Delta_з$ — диаметральный зазор между заготовкой и гофрированной втулкой до начала осевого сжатия втулки;

M_5 — распределенный меридиональный изгибающий момент в сопряжении шестого и седьмого участков; W_{T_3} — линейное радиальное перемещение точки T_3 при повороте среднего кольца на угол φ_c. Граничные условия седьмого участка: при $x = 0$ имеем $W = 0{,}5\Delta_з$, $\theta = 0$; при $x = l_7$ имеем $W = 0{,}5\Delta_з$, $\theta = 0$. Всего сформулированы двадцать три граничных условия.

Из геометрических соотношений имеем:

$$l_2 + l_3 + l_4 = L_к; \tag{5}$$

$$2l_6 + l_7 = L_c. \tag{6}$$

Наличие указанных выше двадцати трех граничных условий и уравнений (5) и (6) позволяет определить все двадцать постоянных интегрирования $A_{i/j}$ и длины всех пяти участков, принадлежащих перемычкам. Опуская тождественные преобразования, запишем промежуточный результат решения в виде зависимостей для определения постоянных интегрирования:

$$A_{1/2} = A_{1/3} = A_{1/4} = -\Delta_к/2 - w_к;$$

$$A_{1/6} = A_{1/7} = \Delta_з/2 - w_c;$$

$$A_{2/2} = A_{2/3} = A_{2/4} = A_{2/6} = A_{2/7} = 0;$$

$$A_{3/2} = A_{3/3} = A_{3/4} = (\Delta_к + 2w_к)\alpha_к^2 G_к[\mathrm{sh}(\alpha_к l_3) - \sin(\alpha_к l_3)]/[\mathrm{sh}(\alpha_к l_3) + \sin(\alpha_к l_3)];$$

$$A_{3/6} = A_{3/7} = 2A_{1/6}\alpha_c^2 G_c[\sin(\alpha_c l_7) - \mathrm{sh}(\alpha_c l_7)]/[\mathrm{sh}(\alpha_c l_7) + \sin(\alpha_c l_7)];$$

$$A_{4/2} = \{\zeta_3 + w_к - A_{1/2}[V_1(\alpha_к l_2) + 4\zeta_1 V_2(\alpha_к l_2) + 4\zeta_2 V_3(\alpha_к l_2)] + A_{3/2}[\zeta_2 V_1(\alpha_к l_2) - V_3(\alpha_к l_2) + 4\zeta_1 V_4(\alpha_к l_2) - \zeta_1 V_4(\alpha_к l_2)]\}/[V_4(\alpha_к l_2 - \zeta_1 V_1(\alpha_к l_2) - \zeta_2 V_2(\alpha_к l_2)];$$

$$A_{4/3} = [-w_к - \Delta_к/2 - A_{1/3}V_1(\alpha_к l_3) - A_{3/3}V_3(\alpha_к l_3)]/V_4(\alpha_к l_3);$$

$$A_{4/4} = (\zeta_{11} + \zeta_4\zeta_{12})/(\zeta_5\zeta_{12} - \zeta_{13});$$

$$A_{4/6} = \zeta_4 - \zeta_5 A_{4/4};$$

$$A_{4/7} = [A_{1/6} - A_{1/6}V_1(\alpha_c l_7) - A_{3/7}V_3(\alpha_c l_7)]/V_4(\alpha_c l_7).$$

Вторым промежуточным результатом решения являются уравнения:

$$2\zeta_3/H_к + \zeta_2\alpha_к[-4A_{1/2}V_2(\alpha_к l_2) - 4A_{3/2}V_4(\alpha_к l_2) + A_{4/2}V_1(\alpha_к l_2)] + 2\zeta_3[-4A_{1/2}V_3(\alpha_к l_2) + A_{3/2}V_1(\alpha_к l_2) + A_{4/2}V_2(\alpha_к l_2)]/H_к + \alpha_к[-4A_{1/2}V_4(\alpha_к l_2) + A_{3/2}V_2(\alpha_к l_2) + A_{4/2}V_3(\alpha_к l_2)] = 0; \tag{7}$$

$$A_{1/2} + A_{3/2}V_3(\alpha_к l_4) + A_{4/4}V_4(\alpha_к l_4) + w_к + \zeta_6 + \zeta_9 M_5 + \zeta_{10}M_4 + 2(d + h_к)Q_5/[EH_c\ln(D/d)] - Q_6(D - h_c)/[EH_c\ln(D/d)] = 0; \tag{8}$$

$$\alpha_к[-4A_{1/2}V_4(\alpha_к l_4) + A_{3/2}V_2(\alpha_к l_4) + A_{4/4}V_3(\alpha_к l_4)] - 2\zeta_6/H_к + \zeta_{10}Q_5 - \zeta_9 Q_6 + 2\zeta_9 M_5/H_к - 2\zeta_{10}M_4/H_к = 0. \tag{9}$$

Коэффициенты ζ_j, входящие в формулы (7)—(9) и используемые для вычисления постоянных интегрирования:

$$\zeta_1 = 2(d + h_к)\alpha_к^3 G_к/[EH_к\ln(D_1/d)];$$

$$\zeta_2 = 1{,}5\zeta_1/(H_к\alpha_к);$$

$$\zeta_3 = 1{,}5P(D_1 - D_3)/[\pi E H_к^2\ln(D_1/d)];$$

$$\zeta_4 = \{[4A_{1/2}V_4(\alpha_к l_4) - A_{3/2}V_2(\alpha_к l_4)]\alpha_к + [4A_{1/6}V_4(\alpha_c l_6) - A_{3/6}V_2(\alpha_c l_6)]\}/V_3(\alpha_c l_6);$$

$$\zeta_5 = V_3(\alpha_к l_4)\alpha_к/[V_3(\alpha_c l_6)\alpha_c];$$

$$\zeta_6 = PH_c(D - h_c - d + h_к)/[8E\pi H_c^3\ln(D/d)/l_2];$$

$$\zeta_7 = 5(d + h_к)/[6EH_c\ln(D/d)];$$

$$\zeta_8 = 2(h_c - D)/[EH_c\ln(D/d)];$$

$$\zeta_9 = 3(D - h_c)/[EH_c^2\ln(D/d)];$$

$$\zeta_{10} = -3(d + h_к)/[EH_c^2\ln(D/d)];$$

$$\zeta_{11} = \alpha_к^2 G_к A_{3/4}[4\zeta_7\alpha_к V_4(\alpha_к l_4) + \zeta_{10}V_1(\alpha_к l_4)] + \zeta_6 + 4A_{1/2}G_к\alpha_к^2[\zeta_7\alpha_к V_2(\alpha_к l_4) - \zeta_{10}V_3(\alpha_к l_4)] + \zeta_6 + A_{3/6}\{\alpha_c^2 G_c[\zeta_9 V_1(\alpha_c l_6) + 4\alpha_c\zeta_8 V_4(\alpha_c l_6)] - V_3(\alpha_c l_6)\} + A_{1/6}\{4\alpha_c^2[\zeta_8\alpha_к V_2(\alpha_c l_6)] - V_3(\alpha_c l_6)\zeta_9] - V_1(\alpha_c l_6)\};$$

$$\zeta_{12} = \alpha_c^2 G_c[\zeta_9 V_2(\alpha_c l_6) - \zeta_8\alpha_c V_1(\alpha_c l_6)] - V_4(\alpha_c l_6)];$$

$$\zeta_{13} = \zeta_{10}\alpha_c^2 G_к V_2(\alpha_к l_4) - \zeta_7\alpha_к^3 G_к V_1(\alpha_к l_4).$$

Кольца

Используя положения теории осесимметричной деформации кольцевидных деталей [1], получаем следующие уравнения для определения угловых и линейных радиальных перемещений крайних и средних колец гофрированной втулки (рис. 1—3):

$\varphi_c = M_c/(EJ_{3c})$ — угловое перемещение среднего кольца;

$W_{T_2} = (N_c/J_{1c} - M_c H_c J_{3c}/2)/E$ — линейное радиальное перемещение точки T_2 сопряжения торца

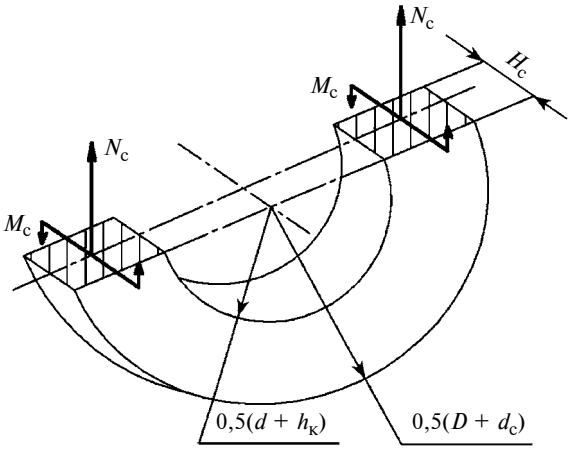


Рис. 3. Расчетная схема кольцевидного участка

среднего кольца со срединной поверхностью участка l_4 крайней перемычки;

$W_{T_3} = (N_c/J_{1c} + M_c H_c J_{3c}/2)/E$ — линейное радиальное перемещение точки T_3 сопряжения торца среднего кольца со срединной поверхностью участка l_6 средней перемычки.

Здесь $J_{1c} = H_c \ln(D/d)$ и $J_{3c} = J_{1c} H_c^2/l_2$ — геометрические характеристики среднего кольца; $N_c = -Q_5 r_к - Q_6 r_c$ — нормальная сила в поперечном сечении среднего кольца; $M_c = [P(r_c - r_к)/\pi + H_c(r_к Q_5 - r_c Q_6) + M_4 r_c - M_3 r_к]/2$ — изгибающий момент в поперечном сечении среднего кольца.

Аналогично получаем для крайнего кольца:

$\varphi_к = M_к/(EJ_{3к})$ — угловое перемещение крайнего кольца;

$W_{T_1} = (N_к/J_{1к} + M_к H_к J_{3к}/2)/E$ — линейное радиальное перемещение точки T_1 сопряжения торца крайнего кольца со срединной поверхностью участка l_2 крайней перемычки.

Здесь $J_{1к} = H_к \ln(D_1/d)$ и $J_{3к} = J_{1к} H_к^2/12$ — геометрические характеристики крайнего кольца; $N_к = Q_1 r_к$ — нормальная сила в поперечном сечении крайнего кольца; $M_к = [P(r_к - D_3/2)/\pi + H_к r_к Q_1 + 2 r_к M_1]/2$ — изгибающий момент в поперечном сечении крайнего кольца.

Эпюры

Приведенные выше двадцать три граничных условия и уравнения (5) и (6) позволяют составить систему из двадцати пяти уравнений, достаточных для определения длин пяти участков, принадлежащих перемычкам, и двадцати постоянных интегрирования для этих участков:

$$A_{1/1} + w + \Delta_к/2 = 0;$$

$$A_{2/1} = 0;$$

$$A_{3/1} = M_2/G_к \alpha_к^2;$$

$$A_{1/1} V_1(\alpha_к l_2) + A_{3/1} V_2(\alpha_к l_2) + A_{4/1} V_3(\alpha_к l_2) = W_{T_1};$$

$$\alpha_к[-4A_{1/1} V_4(\alpha_к l_2) + A_{3/1} V_2(\alpha_к l_2) + A_{4/1} V_3(\alpha_к l_2)] = -\varphi_к;$$

$$A_{1/3} + w + \Delta_к/2 = 0;$$

$$A_{2/3} = 0;$$

$$A_{1/3} V_1(\alpha_к l_3) + A_{3/3} V_3(\alpha_к l_3) + A_{4/3} V_4(\alpha_к l_3) = -\Delta_к/2;$$

$$\alpha_к[-4A_{1/3} V_4(\alpha_к l_3) + A_{3/3} V_2(\alpha_к l_3) + A_{4/3} V_3(\alpha_к l_3)] = 0;$$

$$A_{1/4} + w + \Delta_к/2 = 0;$$

$$A_{2/4} = 0;$$

$$G_к \alpha_к^2 A_{3/4} = M_2;$$

$$A_{1/4} V_1(\alpha_к l_4) + A_{3/4} V_3(\alpha_к l_4) + A_{4/4} V_4(\alpha_к l_4) + w = W_{T_2};$$

$$\alpha_к[-4A_{1/4} V_4(\alpha_к l_4) + A_{3/4} V_2(\alpha_к l_4) + A_{4/4} V_3(\alpha_к l_4)] = \varphi_c;$$

$$A_{1/6} + w - \Delta_з/2 = 0;$$

$$A_{2/6} = 0;$$

$$G_c \alpha_c^2 [-4A_{1/6} V_3(\alpha_c l_6) + A_{3/6} V_1(\alpha_c l_6) + A_{4/6} V_2(\alpha_c l_6)] = M_5;$$

$$A_{1/6} V_1(\alpha_c l_6) + A_{3/6} V_3(\alpha_c l_6) + A_{4/6} V_4(\alpha_c l_6) = -\varphi_c;$$

$$A_{1/7} + w - \Delta_з/2 = 0;$$

$$A_{2/7} = 0;$$

$$A_{1/7} V_1(\alpha_c l_7) + A_{3/7} V_3(\alpha_c l_7) + A_{4/7} V_4(\alpha_c l_7) + w = \Delta_з/2;$$

$$\alpha_c[-4A_{1/7} V_4(\alpha_c l_7) + A_{3/7} V_2(\alpha_c l_7) + A_{4/7} V_3(\alpha_c l_7)] = 0;$$

$$l_2 + l_3 + l_4 = L_к;$$

$$2l_6 + l_7 = L_c.$$

В результате решения системы определяем протяженности участков, входящих в состав перемычек, а также постоянные интегрирования для этих участков. Затем по формулам (1)—(4) находим линейные радиальные перемещения W, угол θ поворота нормали к срединной поверхности, распределенный меридиональный изгибающий момент M и распределенную поперечную силу Q в любом сечении перемычек. Наибольший интерес для разработки методики расчета и конструирования центрирующих зажимных механизмов с гофрированными втулками представляют эпюры перемещений W и распределенной поперечной силы Q (рис. 4). Зная W, определяют осевую сжимающую нагрузку P на втулку, необходимую для устранения исходных диаметральных зазоров $\Delta_к$ между втулкой и корпу-

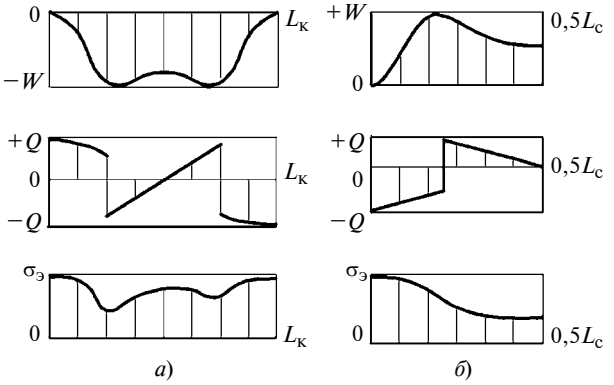


Рис. 4. Характер расчетных эпюр линейных радиальных перемещений *W*, интенсивности *Q* внутренней поперечной силы, эквивалентного напряжения $\sigma_э$ для крайних (*а*) и средней (*б*) перемычек

сом и $\Delta_з$ между втулкой и заготовкой, что обеспечивает центрирование втулки по корпусу и центрирование заготовки втулкой.

Поперечные силы *Q* позволяют определить кольцевые силы — реакции, действующие на втулку со стороны корпуса и заготовки, а следовательно, и зажимную способность механизма. Напряжения, возникающие во втулке под действием суммарной силовой нагрузки, создаваемой осевыми сжимающими силами и реакциями со стороны корпуса и заготовки, достигают наиболее опасных значений в поверхностных слоях перемычек по краям второго, четвертого и шестого участков. Максимальное эквивалентное напряжение составляет:

$$\sigma_{э\ max} = (\sigma^2_{x\ max} + \sigma^2_{y\ max} - \sigma_{x\ max}\sigma_{y\ max})^{0,5},$$

где $\sigma_{x\ max} = [P/(2\pi r_i) + 6M_i/h_i]/h_i$ — максимальное нормальное меридиональное напряжение; $\sigma_{y\ max} = \mu\sigma_{x\ max} + EhW_i/r_i$ — максимальное нормальное окружное напряжение; h_i и r_i — соответственно толщина стенки и радиус срединной поверхности перемычки в *i*-м сечении.

Экспериментальное исследование НДС гофрированной втулки

Исследование выполнено методами фотоупругости (способ "замораживания" [2]). Для обеспечения геометрического и физического подобий натуре объемные модели (рис. 5) заготовки и центрирующего зажимного механизма были изготовлены из оптически чувствительного материала ЭД6-МГТФА 58, который характеризуется оптической и механической однородностью, хорошей прозрачностью, высокой оптической чувствительностью, линейной зависимостью между напряжением, деформацией и порядковым номером полосы интеференции, хорошей обрабатываемостью резанием, отсутствием краевого эффекта при хранении на воздухе. Оптико-механические характеристики конкретных блоков ЭД6-МГТФА 58, из которых изготовили гофрированные втулки и другие детали устройства, определили экспериментально: коэффициент Пуассона $\mu = 0,5$; модуль упругости $E = (1,9 \div 2,02)$ МПа; температура "замораживания" 137÷145 °С; оптическая постоянная (напряжение, соответствующее одной полосе интерференции при толщине образца 1 см) — 3,2 Н/см; предел прочности — 10 МПа; показатель качества, с помощью которого оценивают степень деформации модели при получении необходимого оптического эффекта, — 0,6 полос/см. Детали устройства изготовили точением с минимизацией сил резания во избежание соответствующих краевых эффектов. Осевую сжимающую нагрузку создавали с помощью металлических дисков суммарной массой 5,366 кг. "Замораживание" выполняли в термостате ШК-5 по режиму: нагрев до температуры "замораживания" со скоростью 3 °С/ч; выдержка в течение 3 ч; охлаждение до нормальной температуры со скоростью 3 °С/ч. Температурный режим поддерживался автоматически с помощью прибора ЭПД-12. После охлаждения отсутствие зазоров между втулкой, корпусом и заготовкой проверяли щупами. Деформации пятого, шестого и седьмого участков определяли с помощью микроскопа УИМ-21 в соответствии с рекомендациями работы [3]. Результаты измерений (таблица и рис. 6) подтверждают теоре-

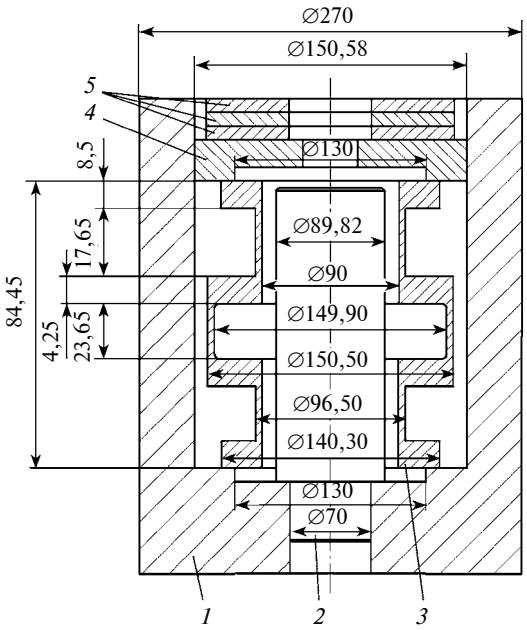


Рис. 5. Экспериментальная модель:
1 — заготовка; *2* — корпус; *3* — гофрированная втулка; *4* — нажимной элемент; *5* — металлические диски

Результаты измерений модели гофрированной втулки

Осевая координата x, мм	0	2,125	4,25	5,25	6,25	7	8	9	10	11	12	13	14	16,075
Радиальная координата W, мкм	−20	0	21	21	20	12	5	1	−5	−10	−12	−17	−17	−20

тические представления о характере деформаций гофрированной втулки *3* (см. рис. 5) при силовом контакте с заготовкой *1* и корпусом *2* по двум кольцевым сечениям в области каждой перемычки.

В таблице представлены данные для сечений, совпадающих с левым краем ($x = 0$), серединой ($x = 2$ мм) и правым краем ($x = 125$ мм) пятого участка, т. е. среднего кольца. Сечение с координатой $x = 16{,}075$ мм (см. рис. 6) совпадает с серединой седьмого участка, т. е. средней перемычки. Представление о контакте втулки с заготовкой по двум кольцевым сечениям подтверждает и износ втулок [4].

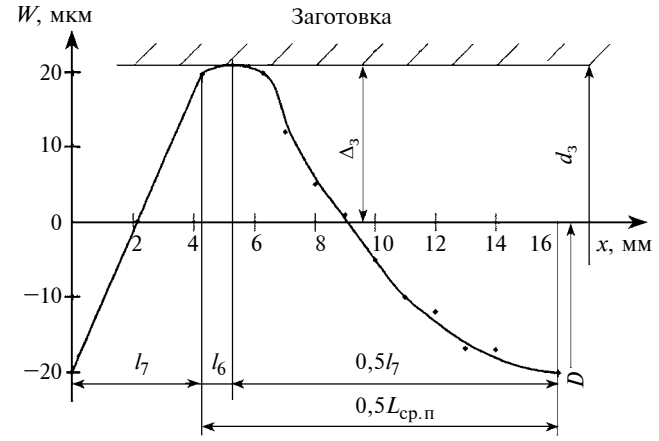


Рис. 6. Экспериментальная эпюра линейных радиальных перемещений *W* в модели гофрированной втулки при температуре "замораживания":
l_5, l_6, l_7 — длины пятого, шестого и седьмого участков; $L_{ср.п}$ — длина средней перемычки; D — наружный диаметр втулки; $d_з$ — диаметр отверстия заготовки; $\Delta_з$ — исходный радиальный зазор между втулкой и заготовкой

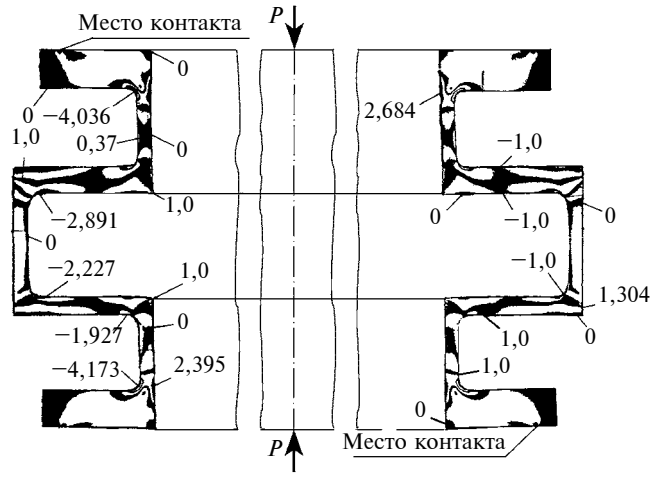


Рис. 7. Фотография полос интерференции по меридиональному срезу модели гофрированной втулки

На рис. 7 представлена фотография полос интерференции, полученная с помощью меридионального среза модели гофрированной втулки. Наибольшие меридиональные нормальные напряжения возникают в сопряжении первого и второго участков (сопряжение крайнего кольца с перемычкой) в поверхностном слое перемычки. Экспериментально установленное напряжение превышает расчетное приблизительно в 1,3 раза, что во многом объясняется наличием концентратора напряжений и в расчетах должно учитываться соответствующим поправочным коэффициентом. В целом сходимость расчетных и экспериментальных данных удовлетворительна.

Таким образом, теоретическое исследование НДС гофрированных втулок при реальных схемах нагружения, выполненное с использованием методов строительной механики машин и экспериментально подтвержденное методами фотоупругости, позволяет разработать методику расчета и конструирования быстропереналаживаемых центрирующих зажимных приспособлений с гофрированными втулками для изготовления высокоточных изделий.

Автор благодарит руководство и специалистов предприятия "Гидропресс" за большую помощь в выполнении экспериментального исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бояршинов С. В.** Основы строительной механики машин: Учеб. пособ. для студентов вузов. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.

2. **Разумовский И. А.** Интерференционно-оптические методы механики деформируемого твердого тела: Учеб. пособие. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 240 с.

3. **Федоров А. Д.** Исследование метрологической точности проекционных оптико-механических измерительных приборов типа УИМ, БМИ, БП: Дис. ... канд. техн. наук. М. 1955. 248 с. Машинопись.

4. **Шатилов А. А.** Экспериментальное исследование износа оправок с гофрированными втулками для точных работ // Ремонт, восстановление, модернизация. 2011. № 2.

УДК 621.923.1.001.57

В. Г. ГУСЕВ, д-р техн. наук, А. В. МОРОЗОВ, канд. техн. наук, П. С. ШВАГИРЕВ (Владимирский ГУ им. А. Г. и Н. Г. Столетовых), e-mail: prof_gusev@mail.ru

Формование дискретных абразивных сегментов для плоского торцевого шлифования

Рассмотрены процесс формования дискретных абразивных сегментов для плоского торцевого шлифования и технологическая оснастка для его реализации. Определены технические и технологические решения, позволяющие существенно уменьшить затраты при переходе на дискретное плоское торцевое шлифование.

Ключевые слова: плоское торцевое шлифование, пресс-форма, технологическая оснастка, формование, дискретный абразивный сегмент.

The process of molding of discrete abrasive segments for plain face grinding and production tooling for its implementation are considered. The technical and technological solutions, which allow reducing costs significantly at conversion to discrete plain face grinding, are determined.

Keywords: plain face grinding, press mould, production tooling, molding, discrete abrasive segment.

Дискретное шлифование имеет значительные преимущества перед шлифованием со сплошной режущей поверхностью [1], однако для изготовления абразивных сегментов требуется специфическая технологическая оснастка. Сложность разработки такой оснастки обусловлена тем, что дискретный абразивный сегмент состоит из закрепляющей и режущей частей, которые выполняют разные функции и существенно различаются геометрией. Причем если в закрепляющей части сегментов допускаются острые углы, образованные разными поверхностями, то в режущей части углы <80° недопустимы. Это подтверждено экспериментально и обусловлено анизотропностью абразивного материала, т. е. разными допустимыми напряжениями при растяжении и сжатии.

Элементарные объемы абразивного материала в режущей зоне сегмента при выходе из контакта с обрабатываемым материалом испытывают напряжения растяжения, а при входе в заготовку — напряжения сжатия, допустимые значения которых больше допустимых напряжений растяжения. Поэтому режущие участки сегмента, заканчивающие элементарный цикл резания, не должны иметь острых углов, чтобы исключить скалывание сегмента или блоков абразивных зерен под действием силы резания.

На режущих участках абразивного сегмента, испытывающих напряжения сжатия, углы, образованные пересекающимися поверхностями, можно уменьшить до 70° без опасения разрушения сегмента. Это следует учитывать при проектировании технологической оснастки для формования абразивных сегментов с дискретной режущей поверхностью [2].

Рассмотрим формование абразивных сегментов с дискретной режущей поверхностью для плоского торцевого шлифования, при котором чаще всего применяют абразивные сегменты трапецеидального поперечного сечения.

Формование абразивного сегмента сплошного трапецеидального поперечного сечения (рис. 1, *а*) заключается во взвешивании абразивной массы, заполнении ею пресс-формы, разравнивании и прессовании на автоматизированном оборудовании с использованием принудительной вибрации за один рабочий ход вертикального пуансона. Этот процесс применяют в крупносерийном и массовом производстве.

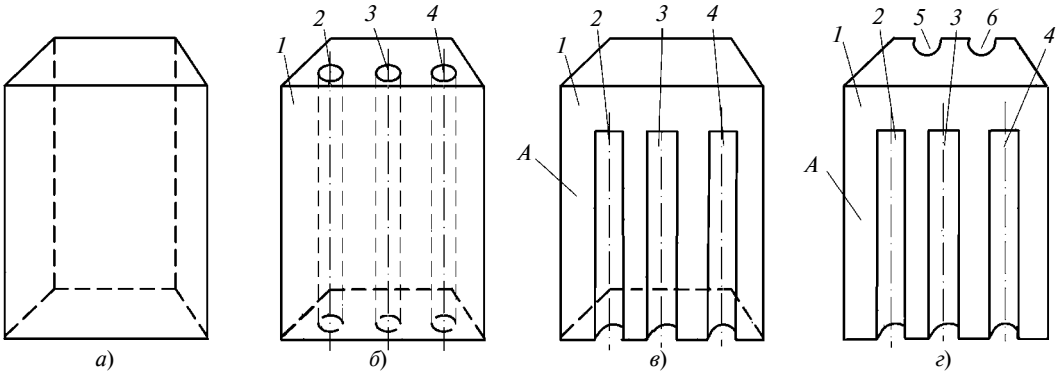


Рис. 1. Абразивные сегменты с трапецеидальными поперечными сечениями для плоского торцевого шлифования:
а — сплошные; *б* — со сквозными продольными каналами; *в* — с продольными глухими пазами; *г* — с продольными глухими пазами на установочной и продольными сквозными пазами на периферийной поверхностях

Формование дискретного абразивного сегмента *1* со сквозными продольными каналами *2—4* (рис. 1, *б*) включает в себя: взвешивание, наполнение пресс-формы первой порцией абразивной массы и ее разравнивание; опускание вручную промежуточного пуансона в пресс-форму для образования в абразивной массе продольных желобов; укладку в желобы металлических стержней; взвешивание, засыпку второй порции абразивной массы и ее разравнивание; прессование с принудительной вибрацией всей абразивной массы; выталкивание отформованного сегмента со стержнями из пресс-формы; удаление стержней из абразивного сегмента.

Для формования дискретного абразивного сегмента *1*, в котором на установочной поверхности *А* имеются открытые продольные глухие пазы *2—4* (рис. 1, *б*), требуется значительно меньше технологических операций и, кроме того, исключен ручной труд, используемый на операции создания в абразивной массе продольных желобов. Сегменты с продольными глухими пазами *2—4* формуют за один рабочий ход пуансона, и промежуточный пуансон не требуется.

Абразивный сегмент *1* с дискретной режущей поверхностью, в котором кроме пазов *2—4* имеются продольные сквозные пазы *5* и *6* со стороны периферийной плоскости, параллельной плоскости *А* (рис. 1, *г*), также формуется за один рабочий ход пуансона.

Экспериментальное плоское торцевое шлифование разных деталей и поверхностей (дисков трения, маховиков, торцов колец подшипников и др.) показало, что абразивные сегменты, представленные на рис. 1, *б—г*, обеспечивают снижение тепловой напряженности в зоне резания и повышение производительности и качества обработанной поверхности. При этом для процесса формования сегментов характерны разные трудоемкости и производительности: наилучшие результаты получены при использовании дискретных сегментов, у которых пазы выполнены со стороны установочной (см. рис. 1, *в*) или одновременно установочной и периферийной (см. рис. 1, *г*) поверхностей сегмента. Однако во втором случае мягкие сегменты твердостью *F*, *G*, *H* (ГОСТ Р 52587—2006) не используют при высоких параметрах режима резания вследствие их недостаточной механической прочности из-за большого числа пазов. Для использования подобных дискретных абразивных сегментов твердостью *F*, *G*, *H* необходимо уменьшать размеры пазов или снижать режим шлифования.

Для дискретных сегментов с отверстиями (см. рис. 1, *б*) и продольными пазами (см. рис. 1, *в*, *г*) разработаны конструкции пресс-форм и проведены эксперименты по отработке формования. Изготовление абразивных сегментов с отверстиями требует выполнения большого числа ручных операций из-за необходимости двухразовой засыпки абразивной массы, наличия промежуточного пуансона с ручным управлением и удаления металлических стержней после формования. Ручные операции при формовании абразивного сегмента с отверстиями на прессовом оборудовании можно автоматизировать, однако это значительно усложнит исполнительные органы прессов, потребует их модернизации и снизит производительность. Экспериментальные исследования показали, что дополнительные трудовые и энергетические затраты на формование сегментов со сквозными каналами (см. рис. 1, *б*) не окупаются использованием дискретного инструмента непосредственно при шлифовании заготовок. Поэтому были отработаны процессы формования дискретных абразивных сегментов с продольными пазами (см. рис. 1, *в*, *г*). К разработке конструкции пресс-формы приступили только после определения рациональной формы поперечного сечения пазов.

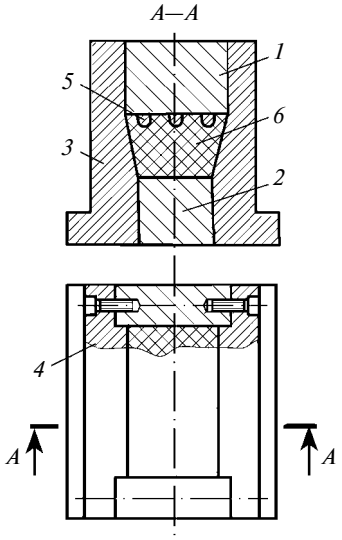


Рис. 2. Пресс-форма для формования сегментов с пазами со стороны установочной поверхности

Сначала дискретные абразивные сегменты получали вырезанием лезвийным инструментом продольных пазов в сплошных сегментах. На основании экспериментальных исследований попадания смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) по прорезанным пазам в зону резания при вращении шлифовального круга форму пазов уточняли. Затем в сегментах формовали скорректированные профили продольных пазов с использованием пресс-формы (рис. 2), которая состоит из верхнего *1* и нижнего *2* пуансонов, двух боковых стенок *3*, передней и задней стенок *4*. К верхнему пуансону прикреплены стержни *5*, которые формуют в абразивной массе *6* пазы. Детали пресс-формы изготовили из легированной стали 38Х, которую подвергли закалке и отпуску до твердости 48÷52 *HRC*, а поверхности, контактирующие с абразивной массой, подвергли абразивной обработке с обеспечением параметра шероховатости $Ra \leq 1{,}25$ мкм.

Масса для формования одного сегмента с пазами определяется формулой

$$m_1 = 0{,}5(a + b)BL\gamma -$$

$$-\gamma i\left\{\frac{\pi r^2 l}{2\cos\alpha\cos\beta} - 0{,}5(h_0 - l\,\mathrm{tg}\beta)(r + 0{,}5f)l\right\},$$

где a и b — длины соответственно большого и малого оснований трапеции — поперечного сечения сегмента; B и L — высота и длина сегмента; γ — плотность абразивного материала; i — число продольных пазов в сегменте; r — радиус дна паза; l — длина паза; α — угол наклона паза в вертикальной плоскости в сторону, противоположную вращению дискретного торцевого шлифовального инструмента; β — угол наклона паза в радиальной плоскости инструмента в направлении от оси вращения; h_0 — расстояние от установочной поверхности сегмента до центра окружности радиусом r; f — ширина паза на установочной поверхности сегмента.

Для формования одного сегмента с пазами требуется: шлифовального зерна 95А (зернистость Р40, Р54, Р60, ГОСТ Р 52381—2005) — 922 г, жидкого бакелита — 17,2 г, пульвербакелита — 52,2 г, криолита — 23,1 г, каучука — 10,2 г. Масса сегмента с пазами на 0,21 кг меньше массы стандартного сегмента со сплошной режущей поверхностью.

Технологические процессы изготовления абразивных сегментов со сплошной режущей поверхностью (см. рис. 1, *а*) и сегментов со сквозными продольными каналами (см. рис. 1, *б*) состоят из трех операций: получение абразивной смеси, формование сегментов, термообработка (обжиг в печи). Сегменты формовали на вертикальных гидравлических прессах в автоматическом цикле. Для формования пазов в дискретных сегментах к пуансону прикрепляли с помощью заклепок металлические стержни.

Пробное прессование партии из 50 сегментов с использованием пресс-формы (см. рис. 2) было неудачным (рис. 3, *а*): ребра *1—4* между глухими пазами *5—7* отрывались от основной абразивной массы и застревали между стержнями верхнего пуансона. Отрыв ребер *1—4* происходил и при формовании продольных пазов по всей длине l абразивного сегмента (рис. 3, *б*).

Предположили, что отрыв абразивных ребер связан со смещением металлических стержней относительно верхнего пуансона под действием усилия прессования. Аналогичные отрывы абразивных ребер были и при креплении стержней с помощью винтов. Формование с приваренными к основанию пуансона стержнями дало тоже отрицательный результат, но с меньшим объемом оторванного абразива.

Было принято решение уменьшить шероховатость рабочих поверхностей стержней и других

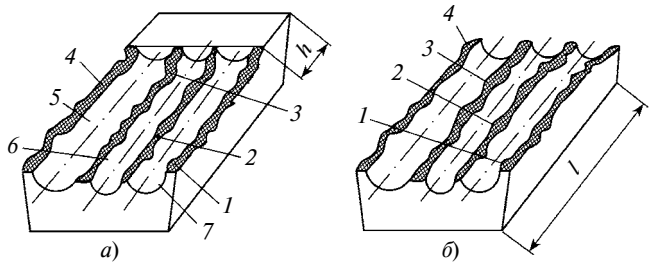


Рис. 3. Абразивные сегменты с глухими (*а*) и сквозными (*б*) пазами при отрыве ребер при формовании

площадок контакта пресс-формы с абразивом до $Ra \le 0{,}32$ мкм. При последующем формовании сегментов с жестко приваренными стержнями и $Ra \le 0{,}32$ мкм наблюдались отрывы абразива, но уже в значительно меньших объемах.

Анализ влияния конструкции пресса на угловые деформации его исполнительных органов показал, что наибольшую угловую деформацию создают зазоры между направляющими втулками и валами, обеспечивающими вертикальное движение пуансона при формовании сегмента. После замены втулок максимальный зазор в этих парах трения был уменьшен до 50 мкм.

Пробное прессование сегментов при новых втулках сопровождалось отрывом лишь отдельных абразивных зерен, но полностью это недопустимое явление устранено не было. Экспериментальные работы и устранение предполагаемых причин отрывов продлились около 50 ч, поэтому для продолжения экспериментов по формованию дискретных сегментов была замешана свежая абразивная масса. В результате получили сегменты без каких-либо отрывов абразивной массы и отдельных зерен, с качественными поверхностями и точными размерами, соответствующими рабочему чертежу.

На основании результатов исследований сформулируем основные требования к прессовому оборудованию и технологической оснастке, применяемой для формования сегментов с глухими и сквозными пазами: стержни для формования пазов должны жестко крепиться к пуансону или быть изготовлены как одно целое с ним; необходимо устранять относительные угловые деформации верхнего пуансона и остальной части пресс-формы, для чего максимальный зазор между направляющими втулками и валами должен быть не более 50 мкм; среднее арифметическое отклонение профиля рабочих поверхностей пресс-формы и стержней должно быть не более 0,32 мкм; для формования дискретных сегментов необходимо использовать свежую (не более чем через 6 ч после приготовления) абразивную массу.

Окончательная обработка рабочих поверхностей пуансона и стержней с $Ra \le 0{,}32$ мкм шлифованием невозможна из-за углублений между стержнями, а обработка шлифовальной шкуркой поверх-

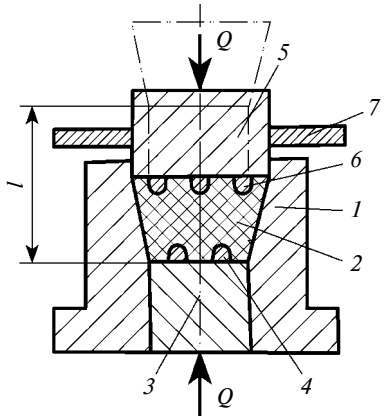


Рис. 4. Схема формования дискретного абразивного сегмента с пазами со стороны установочной и периферийной поверхностей

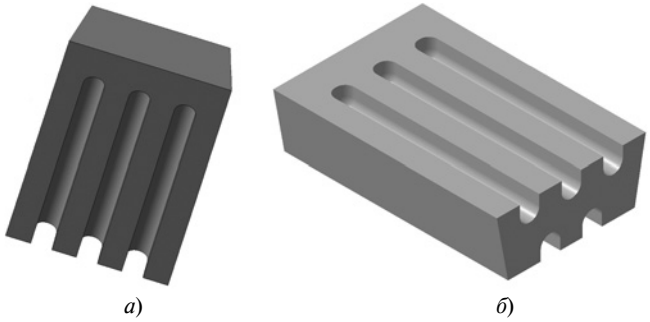


Рис. 5. Абразивные сегменты, изготовленные с использованием разработанной оснастки, с пазами с одной стороны сегмента (*а*) и с двух сторон (*б*)

ностей пазов малопроизводительна и может выполняться только вручную. Поэтому использовали обдув рабочих поверхностей пресс-формы свободным абразивом, суть которого заключается в следующем. В эжектор подают сжатый воздух под давлением 0,4÷0,6 МПа, при прохождении которого по отверстию эжектора абразивные зерна увлекаются воздухом и поступают из емкости в патрубок эжектора. На выходе из эжектора абразивные зерна приобретают кинетическую энергию и с большой скоростью ударяются о поверхности пуансона и стержней — происходит снятие неровностей с рабочих поверхностей. В результате обдува шероховатость обработанных поверхностей уменьшается до $Ra \leq 0{,}32$ мкм. Обдувка абразивными зернами высокопроизводительна и позволяет обрабатывать углубления, выступы и радиусные участки.

Параметры процесса формования дискретных сегментов: скорость рабочего хода пуансона — 7 мм/с; скорость холостого хода пуансона вверх — 70 мм/с, вниз — 200 мм/с; время выдержки абразивной массы под давлением — 75 с; температура нагрева пресс-формы — не более 120 °С; усилие прессования — 900 кН.

При разработке сборочных чертежей пресс-формы, предназначенной для формования дискретных сегментов с пазами, выполненными со стороны установочной и периферийной поверхностей, принята схема прессования, приведенная на рис. 4.

В корпус *1* пресс-формы засыпается абразивная масса *2* в объеме, достаточном для изготовления одного сегмента, которая ложится на нижнюю плиту *3*, имеющую стержни *4* для формования пазов со стороны периферийной поверхности. После разравнивания масса подвергается сжатию усилием *Q*, под действием которого со стороны установочной и периферийной поверхностей образуются продольные открытые пазы. После наложения вибрации и выдержки сегмента в сдавленном состоянии в течение 75 с верхний пуансон *5* поднимается, а нижний пуансон *3* перемещает сегмент *2* на расстояние *l* (выше рабочей поверхности стола пресса на 2÷4 мм) — сегмент удаляется из пресс-формы.

В момент поднятия отформованного сегмента *2* на расстояние *l* пуансон *5* находится в крайнем верхнем положении, а стержни *6* вынуты из пазов и не контактируют с абразивной массой. Между сегментом *2* и стержнями *6* есть зазор, обеспечивающий свободное перемещение абразивного сегмента по рабочей поверхности стола.

После выталкивания сегмента *2* из корпуса *1* в работу вступает кассета *7* для дозированной засыпки абразивной смеси в корпус *1* пресс-формы. Кассета сдвигает сегмент *2* с нижнего пуансона *3*, а затем удаляет его из зоны прессования.

С использованием разработанной технологической оснастки отработан процесс формования дискретных абразивных сегментов в условиях производства. Были изготовлены средние и крупные партии сегментов. На рис. 5, *а* и *б* показаны образцы сегментов с пазами со стороны установочной поверхности и пазами со стороны установочной и периферийной поверхностей.

Процессы формования дискретных абразивных сегментов с пазами и стандартных сегментов со сплошной режущей поверхностью ничем не различаются, но для формования дискретных сегментов необходима модернизация пресс-форм, заключающаяся в изготовлении и жестком креплении металлических стержней к верхнему и нижнему пуансонам, а также в установке на поверхности рабочего стола пресса двух стержней, препятствующих попаданию на него абразивной массы.

Так как рабочие и холостые движения исполнительных органов гидравлического пресса при формовании абразивных сегментов со сплошной и дискретной режущими поверхностями идентичны, то производительность процесса формования дискретных сегментов не снижается.

Таким образом, разработанное техническое и технологическое обеспечение процесса формования дискретных абразивных сегментов не требует

УДК 621.313.84

Ф. Р. ИСМАГИЛОВ, И. Х. ХАЙРУЛЛИН, доктора технических наук,
В. Е. ВАВИЛОВ, А. Х. МИНИЯРОВ, Н. Г. ТАРАСОВ
(Уфимский государственный авиационный технический университет),
e-mail: s2_88@mail.ru

Влияние реакции якоря на характеристики электромеханических преобразователей энергии с высококоэрцитивными постоянными магнитами

Проанализированы процессы в экранированном магнитоэлектрическом генераторе с учетом реакции якоря. Разработан обобщенный математический аппарат, позволяющий посредством одной и той же математической модели исследовать процессы в магнитоэлектрических генераторах, магнитоэлектрических демпферах и экранированных электрических машинах. Проведена экспериментальная верификация данного математического аппарата.

Ключевые слова: высококоэрцитивный постоянный магнит, реакция якоря, магнитоэлектрический электромеханический преобразователь.

The processes in shielded magnetoelectric generator taking into account armature reaction are analyzed. The generalized mathematical apparatus, which allows investigating processes in magnetoelectric generators, magnetoelectric dampers and shielded electric machines by the same mathematical model, is developed. The experimental verification of the subject mathematical apparatus is carried out.

Keywords: high-coercivity permanent magnet, armature reaction, magnetoelectric electromechanical converter.

Преимуществами электромеханических преобразователей энергии (ЭМПЭ) с высококоэрцитивными постоянными магнитами (ВПМ) являются небольшая масса и высокие надежности и КПД. Характеристики ВПМ зависят от многих факторов [1—3], которые следует учитывать при проектировании ЭМПЭ.

Одним из факторов, оказывающих влияние на энергетические характеристики ЭМПЭ с ВПМ, является реакция якоря. В работе [4] представлены исследования влияния реакции якоря на характеристики синхронных ЭМПЭ и электрических машин постоянного тока. В работах [5, 6] указывается на наличие реакции якоря в асинхронных двигателях с короткозамкнутым ротором, в работе [7] — в высокоскоростных индукторных ЭМПЭ. В работах [8, 9] показано наличие реакции якоря (реакции экрана) в экранированных ЭМПЭ с электромагнитным возбуждением.

В данной статье рассматриваются электромагнитные процессы в экранированных ЭМПЭ с ВПМ. Эти процессы можно рассматривать с позиций теории электрических машин при приравнивании параметров экрана к нулю, т. е. как процессы в традиционных ЭМПЭ с ВПМ (двигатели или генераторы с постоянными магнитами), или при приравнивании параметров их обмотки к нулю, т. е. как процессы в магнитоэлектрических преобразователях с распределенной вторичной средой (магнитоэлектрические демпферы стыковочных механизмов). Таким образом, результаты теоретических исследований реакции якоря в экранированных ЭМПЭ с ВПМ будут общими для разных конструктивных исполнений электрических машин с постоянными магнитами. Расчетная схема экранированного ЭМПЭ с ВПМ представлена на рис. 1.

При решении подобных задач используют следующие общепринятые допущения [10]:

магнитная проницаемость во всей области между статором и ротором равна проницаемости

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

модернизации прессового оборудования. Необходимо только небольшое конструктивное изменение пресс-форм. Это уменьшает дополнительные капиталовложения при переходе с принятого плоского торцевого шлифования на дискретное, которое имеет явные преимущества перед сплошным шлифованием: снижение нагрева обрабатываемых заготовок, повышение эффективности СОЖ и периода стойкости режущего инструмента, улучшение качества шлифованного поверхностного слоя, экономия энергетических и материальных ресурсов и повышение производительности технологических операций шлифования изделий [1]. Все это обеспечивают разработанные оснастка и технология формования дискретных абразивных сегментов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гусев В. Г., Морозов В. В.** Технология плоского дискретного шлифования: Учеб. пособие / Под ред. В. Г. Гусева. Владимир: ВлаГУ, 2007. 344 с.

2. **Гусев В. Г., Морозов А. В.** Плоское периферийное шлифование дискретными кругами: Монография. Йошкар-Ола: Коллоквиум, 2012. 222 с.

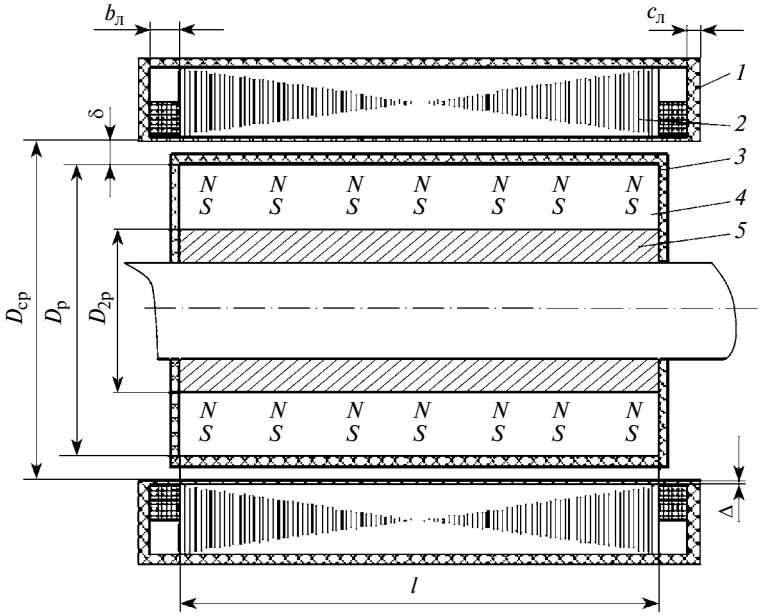


Рис. 1. Расчетная схема ЭМПЭ с экранированным магнитопроводом:
1 — экран статора; *2* — статор; *3* — экран ротора; *4* — ВПМ; *5* — ярмо ротора

вакуума, магнитная проницаемость постоянных магнитов постоянна;

бандаж ротора выполнен из немагнитного материала, толщина экрана входит в величину воздушного зазора;

обмотка статора представляется в виде тонкого медного слоя, расположенного в воздушном зазоре ЭМПЭ;

ЭМПЭ работает в симметричном установившемся режиме, т. е. апериодическая составляющая токов и токи обратной последовательности отсутствуют;

индуктивное сопротивление по продольной оси q электрической машины равно индуктивному сопротивлению по ее поперечной оси d.

Эти допущения не вносят значительных погрешностей, влияние некоторых из них можно учитывать отдельно. Например, конечность магнитной проницаемости магнитопровода учитывается введением коэффициента насыщения, а зубчатость статора — коэффициентом зубчатости [10].

Допустим, что обмотка якоря с экраном статора образуют параллельную электрическую цепь, что позволяет определить эквивалентную электрическую проводимость $\sigma_э$ данной цепи как сумму эквивалентных электрических проводимостей обмотки якоря и экрана, приведенных к толщине воздушного зазора:

$$\sigma_{э1} = \frac{2\sigma_1 S_1 m w}{\delta\pi(D_р + 2\delta k_л)}; \qquad (1)$$

$$\sigma_{э2} = \sigma_2 \frac{\Delta}{\delta}; \qquad (2)$$

$$\sigma_э = \frac{2\sigma_1 S_1 m w I}{\delta\pi(D_р + 2\delta)k_л} + \sigma_2 \frac{\Delta}{\delta}, \qquad (3)$$

где $D_р$ — диаметр ротора; m — число фаз ЭМПЭ; Δ — толщина экрана статора; σ_1 и σ_2 — удельные электрические проводимости материала обмотки (меди) и материала экрана; δ — воздушный зазор ЭМПЭ; w — число витков в обмотке; S_1 — площадь сечения проводника; $k_л$ — коэффициент, учитывающий лобовые части; I — сила тока в обмотках ЭМПЭ.

Допустив, что магнитный поток создается средней по толщине экрана напряженностью вторичного магнитного поля [11], получим:

$$\dot{H}_{ср} = -H_{\delta m0}\frac{\varepsilon^2 k_d^2}{1+\varepsilon^2 k_d^2} + H_{\delta m0}\frac{j\varepsilon k_d}{1+j\varepsilon^2 k_d^2}. \qquad (4)$$

Здесь $H_{\delta m0}$ — амплитуда нормальной составляющей первичного магнитного поля; $\varepsilon = \frac{\mu_0 \sigma_{эк} \omega}{\alpha^2} k_z$ — безразмерная частота тока; μ_0 — магнитная проницаемость вакуума; $k_z = \frac{\Delta}{\delta K_\delta K_\mu}$ (K_δ и K_μ — коэффициенты Картера и насыщения магнитопровода статора); $\alpha = \pi/\tau$ (τ — полюсное деление ЭМПЭ); ω — угловая скорость магнитного поля относительно оболочки; $\sigma_{эк}$ — эквивалентная электрическая проводимость экрана; j — мнимая единица;

$$k_d = 1 - \frac{\mathrm{th}\alpha\frac{\Delta}{2}}{\alpha\frac{\Delta}{2}\left(1 + \frac{1 - A\,\mathrm{th}\alpha\frac{\Delta}{2}}{A - \mathrm{th}\alpha\frac{\Delta}{2}}\mathrm{th}\alpha\frac{\Delta}{2}\right)};$$

$A = \dfrac{\frac{1}{\mu_{эк}} + \mathrm{th}\alpha\frac{\delta}{2}}{1 + \frac{1}{\mu_{эк}}\mathrm{th}\alpha\frac{\delta}{2}}$, где $\mu_{эк}$ — магнитная проницаемость экрана.

Преобразуя выражение (4), определяем продольную и поперечную составляющие напряженности поля экрана:

$$H_{aq} = \mathrm{Im}\left[-H_{\delta m0}\left(\frac{\varepsilon^2 k_d^2}{1+\varepsilon^2 k_d^2} - j\frac{\varepsilon k_d}{1+\varepsilon^2 k_d^2}\right)e^{j\omega t}\right]; \qquad (5)$$

$$H_{ad} = \mathrm{Re}\left[-H_{\delta m0}\left(\frac{\varepsilon^2 k_d^2}{1+\varepsilon^2 k_d^2} - j\frac{\varepsilon k_d}{1+\varepsilon^2 k_d^2}\right)e^{j\omega t}\right], \qquad (6)$$

и соответствующие им магнитные потоки:

$$\Phi_{aq} = 2\pi D_{\text{ср}} l \mu_0 \text{Im}\left[-H_{\delta m0} \times \right.$$

$$\left. \times \left(\frac{\varepsilon^2 k_d^2}{1+\varepsilon^2 k_d^2} - j\frac{\varepsilon k_d}{1+\varepsilon^2 k_d^2} \right) e^{j\omega t} \right]; \quad (7)$$

$$\Phi_{ad} = 2\pi D_{\text{ср}} l \mu_0 \text{Re}\left[-H_{\delta m0} \times \right.$$

$$\left. \times \left(\frac{\varepsilon^2 k_d^2}{1+\varepsilon^2 k_d^2} - j\frac{\varepsilon k_d}{1+\varepsilon^2 k_d^2} \right) e^{j\omega t} \right]. \quad (8)$$

Согласно выражениям (7) и (8) реакция экрана и реакция якоря — взаимосвязанные процессы. Тогда векторная диаграмма магнитных потоков и напряжений ЭМПЭ будет иметь вид, представленный на рис. 2, согласно которому

$$\Phi_{\text{р}} = \sqrt{(\Phi_{\text{м}} - \Phi_{ad})^2 + \Phi_{aq}^2}, \quad (9)$$

где $\Phi_{\text{м}}$ — магнитный поток, создаваемый ВПМ.

С целью проверки адекватности разработанного математического аппарата проведены расчеты для ЭМПЭ со следующими данными: частота вращения ротора — 60 000 мин$^{-1}$; коэрцитивная сила ВПМ — 720 кА/м; сила тока в обмотках I = 300 А; число витков в обмотке w = 4, длина — 30 мм (принята, так как для экспериментальной верификации использовали ВПМ марки Ч36Р производства ПОЗ "Прогресс" с активной длиной 30 мм); толщина экрана Δ = 0,5 мм.

В результате расчетов определено, что при номинальном режиме без учета реакций якоря и экрана мощность исследуемого ЭМПЭ составляет N = 41 714 Вт, индукция в воздушном зазоре B_r = 0,9 Тл; при учете только реакции поля экрана магнитопровода (ЭМПЭ работает в режиме магнитоэлектрического демпфера) N = 41 116 Вт, B_r = 0,89 Тл (т. е. мощность снизилась на 1,5÷2 %); при учете только реакции якоря N = 39 310 Вт, B_r = 0,85 Тл (т. е. мощность снизилась на 5,76 %); при учете реакции якоря и реакции экрана (ЭМПЭ представляет собой экранированный магнитоэлектрический генератор) N = 36 578 Вт (снизилась на 12 %).

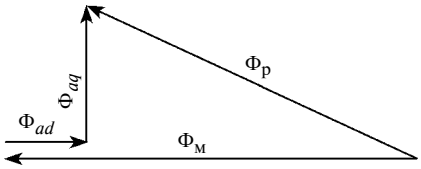


Рис. 2. Векторная диаграмма ЭМПЭ с ВПМ

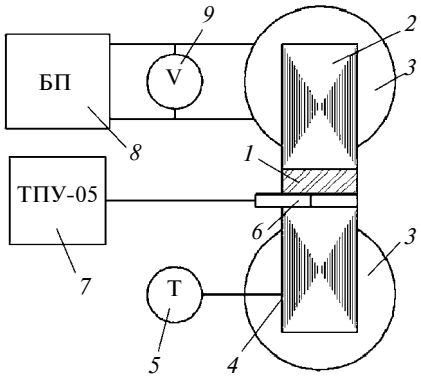


Рис. 3. Стенд, имитирующий реакцию якоря

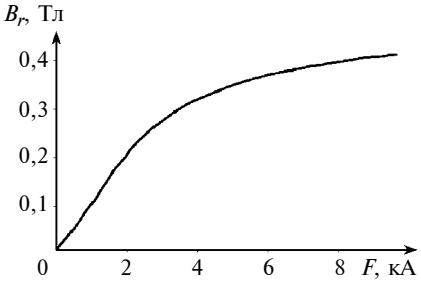


Рис. 4. Кривая намагничивания сердечника магнитопровода

Таким образом, полученные выражения (1)—(9) позволяют оценить влияние экрана и реакции якоря на параметры ЭМПЭ с ВПМ, а также исследовать посредством одной и той же математической модели экранированные ЭМПЭ, магнитоэлектрические демпферы и магнитоэлектрические генераторы, что доказывает обобщенность полученных результатов.

Для верификации разработанного математического аппарата были проведены экспериментальные исследования размагничивающего действия реакции якоря в ЭМПЭ с ВПМ.

Для этого был разработан и изготовлен стенд (рис. 3), имитирующий реакцию якоря в ЭМПЭ с ВПМ. Стенд состоит из ВПМ *1*, С-образного магнитопровода *2* из электротехнической стали 2311, выполненного с воздушным зазором для установки в нем различных ВПМ и датчика *6* регистрации индукции, и тесламетра *7* модели ТПУ-05. Также на магнитопроводе установлены катушки *3* с числом витков 4800 для создания встречного магнитного потока, имитирующего реакцию якоря. Напряжения в обмотках измеряли мультиметром *9*. Мультиметр *5* соединен с термопарой для измерения температуры обмоток в точке *4*. Источник постоянного тока *8* создает встречные магнитные поля для имитации реакции якоря.

При исследованиях реакции якоря необходимо определить характеристику намагничивания магнитопровода. На стенде катушки *3* подключали к источнику постоянного тока при создании магнитодвижущей силы (МДС) F = 0÷4 кА без ВПМ в воздушном зазоре, при этом индукция B_r в воздушном зазоре линейно возрастала от 0 до 0,35 Тл. При дальнейшем увеличении индукции сталь магнитопровода насыщается. Экспериментально была получена кривая намагничивания сердечника магнитопровода (рис. 4).

При исследованиях реакции якоря в ЭМПЭ с ВПМ эксперименты проводили с ВПМ марки Ч36Р (ПОЗ "Прогресс") с характеристиками: jH = 1200 кА/м; коэрцитивная сила BH_c = 760 кА/м, B_r = 1,15 Тл, $(BH)_{max}$ = 256 кДж/м^3, и с ВПМ SmCo, марки YX20 (НПК "Магниты и системы", г. Санкт-Петербург) с характеристиками: jH = 1273 кА/м, BH_c = 557 кА/м, B_r = 0,82 Тл, $(BH)_{max}$ = 128 кДж/м^3.

При воздействии встречной МДС F = 0÷4 кА, имитирующей поле реакции якоря на ВПМ Ч36Р (NdFeB), индукция B_r в воздушном зазоре С-образного магнитопровода линейно убывает с 0,965 до 0,560 Тл (рис. 5), а при изменении встречной МДС с 4 до 9,5 кА индукция B_r уменьшается от 0,560 до 0,440 Тл. При воздействии встречной МДС F = 0÷4 кА на ВПМ SmCo индукция B_r линейно убывает с 0,602 до 0,28 Тл, а при изменении встречной МДС с 4 до 9,5 кА индукция B_r уменьшается от 0,28 до 0,18 Тл.

Оценим влияние реакции якоря на параметры экранированного ЭМПЭ с ВПМ по экспериментальным данным для ЭМПЭ с ВПМ NdFeB мощностью N = 42 кВт с номинальной силой тока 300 А и частотой вращения ротора 60 000 мин$^{-1}$.

Согласно выражениям (1)—(9), а также при расчете по известным методикам определения МДС реакции якоря [12, 13] при номинальном режиме в ЭМПЭ с ВПМ МДС реакции якоря составляет F = 735 А, при перегрузке в 1,5 раза F = 1110 А, при перегрузке в 2 раза F = 1500 А, а при перегрузке в 3 раза (режим короткого замыкания) F = 2215 А.

Сопоставив результаты расчетов и данные эксперимента (см. рис. 5), можно сделать вывод, что в номинальном режиме ЭМПЭ с ВПМ индукция B_r в воздушном

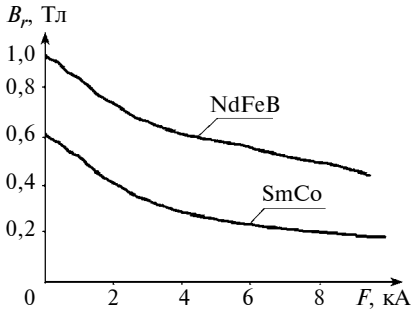


Рис. 5. Зависимости индукции B_r в воздушном зазоре от магнитодвижущей силы F

зазоре уменьшится на 0,045 Тл, что соответствует расчету с использованием разработанного математического аппарата (расхождение не превышает 10 %), т. е. при номинальном режиме индукция B_r из-за реакции якоря снижается на 5 %. При перегрузке в 1,5 раза B_r уменьшится на 0,09 Тл, т. е. на 10 % по сравнению с холостым ходом, при перегрузке в 2 раза — на 0,14 Тл (на 15 %), а при перегрузке в 3 раза — на 0,22 Тл (на 25 %).

Таким образом, в номинальном режиме реакция якоря оказывает незначительное влияние на работу ЭМПЭ с ВПМ. Также было установлено, что МДС реакции якоря влияет только на индукцию в воздушном зазоре и не влияет на характеристики исследуемого постоянного магнита, т. е. не приводит к его размагничиванию.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили точность и адекватность разработанного математического аппарата. Полученные результаты можно использовать при проектировании ЭМПЭ с ВПМ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Vavilov V. E., Gerasin A. A., Ismagilov F. R.** An Algorithm for Controlling Hybrid Magnetic Bearings Using the Magnetic Field Pattern // Journal of Computer and Systems Sciences International. 2013. V. 52. N. 5. 794—799.

2. **Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е.** Определение коэффициента полюсного перекрытия быстроходных магнитоэлектрических машин с высококоэрцитивными цилиндрическими магнитами // Электричество. 2013. № 11. С. 51—53.

3. **Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Вавилов В. Е.** Электромеханические системы с высококоэрцитивными постоянными магнитами. М.: Машиностроение, 2014. 262 с.

4. **Вольдек А. И.** Электрические машины: Учебник для электротехнических специальностей вузов. Ленинград: Энергия, 1978. 832 с.

5. **Геллер Б.** Высшие гармоники в асинхронных машинах. М.: Энергия, 1981. 351 с.

6. **Геллер Б.** Волновые процессы в электрических машинах. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1960. 631 с.

7. **Шаров В. С.** Высокочастотные и сверхвысокочастотные электрические машины. М.: Энергия, 1973. 248 с.

8. **Тамоян Г. С., Хайруллин И. Х.** К расчету потерь в немагнитном экране статора электродвигателя // Электротехника. 1969. № 4. С. 10—11.

9. **Тамоян Г. С., Хайруллин И. Х.** Определение мощности потерь в немагнитном экране статора электродвигателя // Электричество. 1969. № 6. С. 32—34.

10. **Вольдек А. И.** Индукционные магнитогидродинамические машины с жидкометаллическим рабочим телом. Л.: Энергия, 1970. 271 с.

11. **Исмагилов Ф. Р.** Электромагнитные элементы систем управления со сложной геометрией ротора. Уфа: УГАТУ, 1997. 139 с.

12. **Бут Д. А.** Бесконтактные электрические машины. М.: Высшая школа, 1990. 415 с.

13. **Балагуров В. А.** Электрические генераторы с постоянными магнитами. М.: Энергоатомиздат, 1988. 279 с.

УДК 621.436.001.573

Е. В. ЗУБКОВ, канд. техн. наук, А. Х. ХАЙРУЛЛИН, д-р техн. наук (Набережночелнинский институт — филиал Казанского федерального университета, г. Набережные Челны), e-mail: eugen_z@mail.ru

Определение с помощью искусственной нейронной сети параметров имитационной модели режимов работы дизелей при нестационарных нагрузках

Рассмотрена работа дизелей при нестационарных нагрузках. В численных экспериментах использовали имитационную модель, искусственную нейронную сеть и данные стендовых испытаний.

Ключевые слова: дизель, частота вращения, нагрузка на валу, математическая модель, имитационное моделирование, нейронная сеть.

The operation of diesels at transient loads is considered. The simulation model, the artificial neural network and stand test data are used in numerical experiments.

Keywords: diesel, rotation frequency, shaft load, mathematical model, simulation modeling, neural network.

Международный стандарт ISO 1585 [1] на испытания дизелей регламентирует стационарные режимы нагружения [2, 3], поэтому отечественные заводы выпускают двигатели для стационарных режимов работы, а эксплуатируются дизели при неустановившихся режимах, с чем связаны рассогласования работы систем двигателя и динамические потери. Расход топлива в условиях эксплуатации всегда больше, а крутящий момент, создаваемый двигателем, меньше, чем при стендовых испытаниях.

Анализ отказов двигателей при эксплуатации, в том числе и в гарантийный период, показал значительное число внезапных отказов. Исследованием технического состояния двигателей при эксплуатации установлено, что аварийный характер отказов обусловлен зачастую превышением предельных параметров технического состояния вследствие недостаточного диагностирования.

Поэтому необходимы исследования дизелей в динамических режимах. С этой целью разрабатываются технологии автоматизированных испытаний, которые позволят получать характеристики рабочих процессов дизелей при неустановившихся нагрузках. Стенд для таких исследований должен обеспечивать неустановившееся и типовое нагружения дизеля [4].

При разработке системы управления автоматизированной системы испытаний применяли математическую модель двигателя, адекватность которой экспериментально доказана стендовыми испытаниями дизеля КамАЗ 740.60 [5]:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}h(t)}{\mathrm{d}t} &= T_h h(t) + K_{hm} M_{\mathrm{c}}(t) + K_{\omega}\overline{n(t)} + 0\cdot\overline{M_{\mathrm{c}}(t)};\\ \frac{\mathrm{d}M_{\mathrm{c}}(t)}{\mathrm{d}t} &= 0\cdot h(t) + T_m M_{\mathrm{c}}(t) + 0\cdot\overline{n(t)} + K_{\mathrm{c}}\overline{M_{\mathrm{c}}(t)}. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Здесь

$$n(t) = K_h h(t) + K_m M_{\mathrm{c}}(t); \quad (2)$$

$\overline{n(t)}$ и $\overline{M_{\mathrm{c}}(t)}$ — входные параметры: требуемая частота вращения вала двигателя и нагрузка; $h(t)$ — функция, определяющая положение рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) в текущий момент времени, мм; $M_{\mathrm{c}}(t)$ — функция нагрузки на валу дизеля, Н; $n(t)$ — выходной сигнал, соответствующий частоте вращения вала дизеля, мин$^{-1}$; K_{ω} — коэффициент передачи исполнительного механизма перемещения рейки ТНВД; K_{c} — коэффициент усиления источника питания нагружающего устройства; T_h и T_m — коэффициенты, определяющие инерционность дизеля и нагружающего устройства; K_{hm} — коэффициент дополнительной инерционности от нагружающего устройства на вал дизеля; K_h и K_m — коэффициенты усиления дизеля и нагружающего устройства. При использовании различных модификаций дизелей (например, с другой топливной системой) физический смысл коэффициентов будет иным [6].

Представим модель (1), (2) в виде графа (рис. 1). Коэффициенты модели определяем с помощью искусственной нейронной сети (ИНС), выбрав число ее входных и выходных элементов, равное числу коэффициентов модели. Так как два коэффициента (K_h и K_m) известны из технических характеристик дизеля и нагружающего устройства, то выбираем пять коэффициентов: T_m, T_h, K_{hm}, K_w, K_{c}. Число нейронов в скрытом слое ИНС вычисляем, исходя из гипотезы, что оно равно полусумме ее входных и выходных элементов (рис. 2).

Определив число слоев и число элементов в каждом из них, найдем значения коэффициентов значимости (КЗ) и пороговых барьеров сети, которые минимизировали бы ошибку прогноза, выдаваемого сетью.

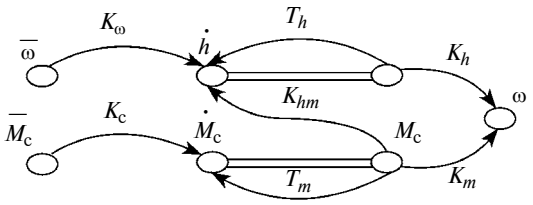


Рис. 1. Граф модели управления дизелем с двумя входными и одним выходным значениями

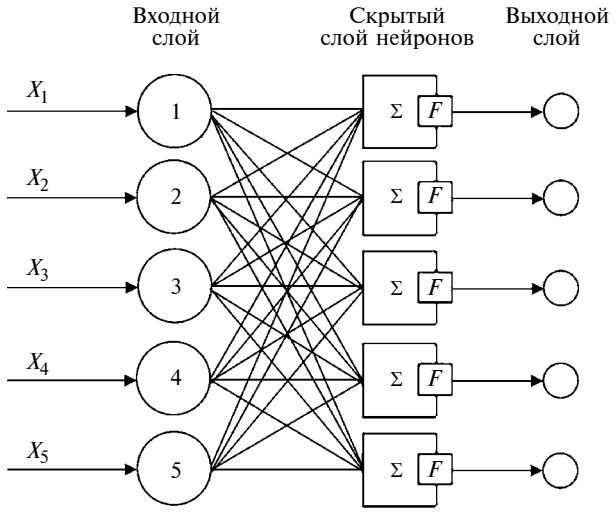


Рис. 2. Модель ИНС прямого распространения сигналов с пятью входами и выходами

Для обучения построенной ИНС выбран алгоритм обратного распространения ошибки, который несмотря на простоту применим для решения большого числа задач и имеет в некоторых случаях определенные преимущества [7, 8].

Для каждого вектора X_1—X_5 (см. рис. 2) входных параметров ИНС вычисляет погрешность модели. Во время обучения на вход ИНС подается вектор [1, 1, 1, 1, 1] (рис. 3). На каждом слое вычисляется сигмоидальная функция активации (OUT):

$$\mathrm{OUT} = \frac{1}{1 + \exp(-Y)}, \qquad (3)$$

где Y — сумма входов нейрона.

Сигмоида позволяет усиливать слабые сигналы и не дает насыщаться от сильных сигналов. Подобная нелинейная функция F активации (см. рис. 2, 3) решает задачу шумового насыщения нейрона.

Полученное по формуле (3) значение OUT умножаем на коэффициенты значимости. Результаты передаются на следующий слой нейронов.

На основании параметров, полученных на выходе ИНС, вычисляют погрешность математической модели, корректируют КЗ сети и снова выполняют расчеты.

Таким образом, обучение нейронной сети состоит из получения результатов ее работы, параметров имитационной модели и сравнения последних с эталонными значениями.

При движении по поверхности ошибок с большим шагом, определяя параметры математической модели, хорошую сходимость результатов расчета и эталонных значений получим быстрее, но есть опасность проскочить нужное решение или (если поверхность ошибок имеет очень сложную конфигурацию) пойти в неправильном направлении. Правильный выбор скорости обучения зависит от конкретной задачи и, как правило, осуществляется опытным путем; эта константа может также зависеть от времени, уменьшаясь по мере решения задачи. Алгоритм выполняется итеративно, и его шаги принято называть эпохами. В каждую эпоху на вход сети поочередно подаются все обучающие наблюдения, выходные значения сети сравниваются с целевыми значениями и вычисляется ошибка. Значения ошибки и градиента поверхности ошибок используют для корректировки КЗ, после чего все действия повторяются. Начальная конфигурация сети выбирается случайным образом. Обучение прекращается, когда пройдено определенное число эпох и ошибка достигла определенного уровня малости или перестала уменьшаться (пользователь может сам выбрать нужное условие останова).

На основании предложенной концепции разработана компьютерная программа, позволяющая определять параметры математической модели. При коэффициенте обучения $K_{об} = 0{,}11$ подбор параметров занял $t = 315$ с при погрешности системы $\delta = 7{,}52$ %; при $K_{об} = 0{,}5$ и $\delta = 7{,}54$ % получили $t = 27$ с; при $K_{об} = 0{,}9$ и $\delta = 7{,}57$ % — $t = 98$ с. Погрешность рассчитывали по формуле средней квадратической ошибки.

При $K_{об} \geq 1{,}5$ система неспособна подбирать коэффициенты. Из полученных данных можно заключить, что при увеличении $K_{об}$ ускоряется подбор коэффициентов, однако при большом значении $K_{об}$ нейронная сеть начинает проскакивать значение глобального минимума, т. е. она неспособна решить поставленную задачу.

Созданы модели работы дизеля при пилообразном и ступенчатом изменениях нагрузки [4]. Пилообразная нагрузка возникает, например, при работе грейдера (машина с навесным ножом или боковым отвалом), ступенчатая нагрузка имеет место, например, при работе буровой установки.

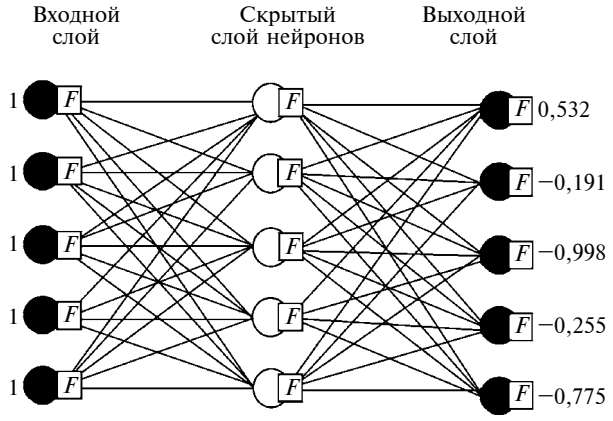


Рис. 3. Распространение сигнала при обучении ИНС (справа стоят определенные коэффициенты системы дифференциальных уравнений)

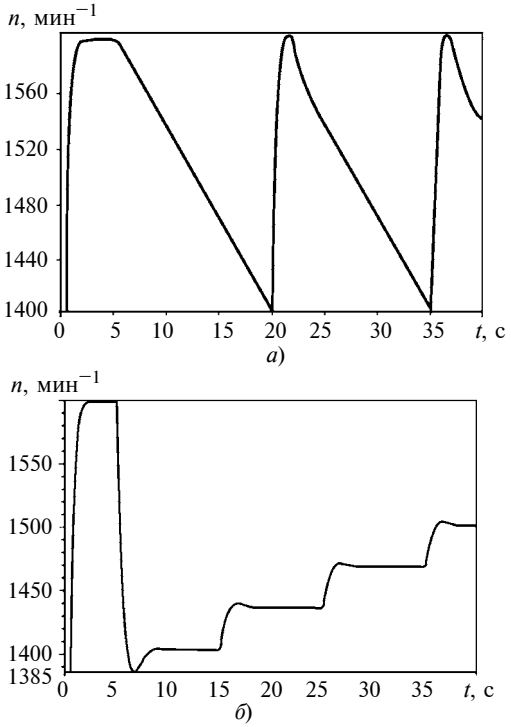


Рис. 4. Изменения частот *n* вращения вала двигателя в текущем времени при пилообразном (*а*) и ступенчатом (*б*) изменениях нагрузок

Пилообразную нагрузку представим в виде ряда Фурье [4]:

$$\overline{M_{\text{c}}(t)} = 150 + \sum_{k=1}^{\infty}\left(\frac{150[-1+\cos(2k\pi)+2k\pi\sin(2k\pi)]}{k^2\pi^2}\,\frac{\cos(k\pi t)}{t_{i+1}} + \frac{150[-2k\pi\cos(2k\pi)+\sin(2k\pi)]}{k^2\pi^2}\,\frac{\sin(k\pi t)}{t_{i+1}}\right), \quad (4)$$

где k — коэффициент тригонометрического ряда; t_{i+1} — точка временнóго отрезка $[t_i, t_{i+1}]$, на котором проведено разложение в ряд Фурье функции нагрузки.

Подставив формулу (4) в формулы (1), получим реакцию системы на эту нагрузку (рис. 4, *а*).

Ступенчатую нагрузку запишем аналогично формуле (4) [4] как

$$\overline{M_{\text{c}}(t)} = \frac{446{,}5}{2} + \sum_{k=1}^{\infty}\left[\left(-\frac{0{,}13[-121{,}75\sin(1{,}58k)+121{,}75\sin(6{,}28k)]}{k} - \frac{0{,}06[-243{,}51\sin(3{,}14k)+243{,}51\sin(6{,}28k)]}{k} + \frac{95{,}87\sin(6{,}28k)}{k} - \frac{51[-\sin(4{,}71k)+\sin(6{,}28k)]}{k\pi}\right)\cos\frac{k\pi t}{l} + \left(-\frac{0{,}06[243{,}51\cos(3{,}14k)-243{,}51\cos(6{,}28k)]}{k} - \frac{0{,}13[121{,}75\cos(1{,}56k)-121{,}75\cos(6{,}28k)]}{k} + \frac{0{,}54[177{,}54-177{,}54\cos(6{,}28k)]}{k} - \frac{51[\cos(4{,}7k)-\cos(6{,}28k)]}{k}\right)\sin\frac{k\pi t}{k}\right]. \quad (5)$$

Подставив формулу (5) в формулы (1), получим реакцию системы на эту нагрузку (рис. 4, *б*).

Полученные сигналы управляющих воздействий, имитирующих работу дизеля при пилообразном и ступенчатом изменениях нагрузок, можно использовать для управления двигателем при стендовых испытаниях.

Таким образом, реализована система выбора параметров математической модели дизеля с двумя входными и одним выходным значениями, получена векторная передаточная функция для имитационного моделирования. Адекватность данной модели рассчитывали на основании характеристик дизеля КамАЗ 740.60.

ИНС, реализующая систему подбора параметров, позволяет при увеличении коэффициента обучения увеличить скорость выбора, но при этом увеличивается погрешность модели, которая с подобранными параметрами варьируется между значениями 7,52 и 7,57 %. Для уменьшения погрешности в рассматриваемой модели следует учитывать дополнительные входные параметры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ISO 1585.** Road vehicles. Engine test code. Net power. 1992. 26 с
2. **Зубков Е. В., Дмитриев С. В., Хайруллин А. Х.** Алгоритмизация технологических процессов автоматизированных испытаний дизельных двигателей. Казань: Казанский ФУ, 2011. 182 с.
3. **Двигатели** внутреннего сгорания. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС / Под ред. И. Н. Луканина и М. Г. Шатрова М.: Высшая школа, 2005. 414 с.
4. **Зубков Е. В., Мочалов Д. И., Хайруллин А. Х.** Имитационное моделирование технологических процессов автоматизированных испытаний дизелей при динамических нагрузках на машиностроительном предприятии // Научно-технический вестник Поволжья. 2013. № 1. С. 274—277.
5. **Галиуллин Л. А., Зубков Е. В., Мочалов Д. И.** Математическое моделирование режимов испытаний дизельных двигателей // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2011. № 5. С. 77—81.
6. **Novikov A. A., Zubkov E. V.** Regulation of the Crankshaft Speed of a Diesel Engine with a Common Rail Fuel System // Russian Engineering Research. 2012. V. 32. N. 7—8. P. 523—525.
7. **Galiullin L. A., Zubkov E. V.** Hybrid Neural Network for the Adjustment of Fuzzy System when Simulating Tests of Internal Combustion Engines // Russian Engineering Research. 2011. V. 31. N. 5. P. 439—443.
8. **Сигеру О., Марзуки Х., Рубин Ю.** Нейроуправление и его приложения. Кн. 2. М.: Радиотехника, 2000. 271 с.

УДК [621.43.013.2:519.63].001.573

Ю. А. ГРИШИН, д-р техн. наук, Р. К. ДОРОЖИНСКИЙ, В. А. ЗЕНКИН, канд. техн. наук
(МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: vl.zenkin@gmail.com

Численное моделирование турбулентного течения через клапаны поршневых двигателей[1]

На базе программного комплекса ANSYS Fluent выполнено пространственное численное моделирование течения воздуха через впускной клапанный канал поршневого двигателя с использованием нескольких моделей турбулентности. Установлено, что модель Ментера SST хорошо отражает особенности сложного отрывного течения через клапанную щель.

Ключевые слова: поршневой двигатель, впускной клапан, численное моделирование, модели турбулентности, расчетно-экспериментальные характеристики.

On the base of ANSYS Fluent Software, the three-dimensional numerical modeling of air flow through admission valve channel of a piston engine using several turbulence models is performed. It is determined, that Menter's Shear Stress Transport model reflects well the features of complicated separated flow through a valve gap.

Keywords: piston engine, admission valve, numerical modeling, turbulence models, calculation-experimental characteristics.

Для задач профилирования и расходной оптимизации впускной и выпускной клапанных систем, а также для расчета газообмена и рабочего процесса поршневых двигателей средствами вычислительной газовой динамики необходимо с определенной точностью моделировать процесс течения газа в зоне клапанной щели (клапанного порта), так как этот участок газовоздушного тракта имеет самое узкое проходное сечение, лимитирующее расход газа на входе и выходе из цилиндра. При постановке таких задач необходимо детально рассмотреть течение в клапанной щели, определить рациональные размеры ячеек вычислительной сетки, настроить вычислительный алгоритм выбранного численного метода (так называемого решателя), обоснованно выбрать модель турбулентности. Для оценки адекватности выбранного подхода сравнивают результаты численного моделирования с экспериментальными данными.

В качестве экспериментальных данных для сравнения использовали результаты, приведенные в работе [1], в которой исследовалось течение через впускной порт двигателя с визуализацией потока методом лазерной доплеровской анемометрии. Для трех вариантов конструктивного исполнения клапанов и седел проведены различные эксперименты: стационарные и нестационарные продувки, а также частичное и полное моделирование процесса впуска. Особенность использованного продувочного стенда (рис. 1) заключается в осевой симметрии, которая повышает точность экспериментов. Было получено большое число интегральных и локальных параметров течения газа для каждого конструктивного исполнения впускного порта, что обусловило важность данной работы для верификации численного исследования.

Моделирование турбулентного течения вязкого сжимаемого газа основывается на численном решении осредненных уравнений Навье — Стокса (RANS)[2, 3]:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial\bar{\rho}}{\partial t}+\dfrac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{v}_i) = 0; \\ \dfrac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{v}_i)+\dfrac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{v}_j\tilde{v}_i) = -\dfrac{\partial\bar{p}}{\partial x_i}\pm\dfrac{\partial}{\partial x_j}(\tilde{\tau}_{ij}-\bar{\rho}\tilde{v}_i'\tilde{v}_j''); \\ \dfrac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{E})+\dfrac{\partial}{\partial x_i}(\bar{\rho}\tilde{v}_j\tilde{H}) = \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left(k\dfrac{\partial\tilde{T}}{\partial x_i}-\bar{\rho}\tilde{v}_j'h''+\tilde{\tau}_{ij}v_i''-\bar{\rho}\tilde{v}_j k\right)+ \\ +\dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\tilde{v}_i\left(\tilde{\tau}_{ij}-\bar{\rho}\tilde{v}_i'v_j''\right)\right], \end{cases} \quad (1)$$

где прямая черта над переменной означает осредненное значение по времени по методу Рейнольдса, волнистая черта — осредненное значение по времени по методу Фавра, верхний индекс (два штриха) — пульсационное значение переменной.

В уравнениях (1) введены обозначения: ρ — плотность газа; t — время; x_i, x_j, x_k — пространственные координаты; v_i, v_j, v_k — компоненты вектора скорости; p — давление; E — полная энергия системы; H — полная энтальпия системы; K — коэффициент теплопроводности жидкости; h — энтальпия системы; T — температура жидкости; k — кинетическая энергия турбулентности; τ_{ij} — тензор касательных напряжений, который можно представить в виде:

$$\tilde{\tau}_{ij} = \mu\left(\frac{\partial\tilde{v}_i}{\partial x_j}+\frac{\partial\tilde{v}_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial\tilde{v}_k}{\partial x_k}\right),$$

где μ — коэффициент динамической вязкости газа; δ_{ij} — символ Кронекера.

[1] Работа выполняется при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (грант № 14-08-01030-а).

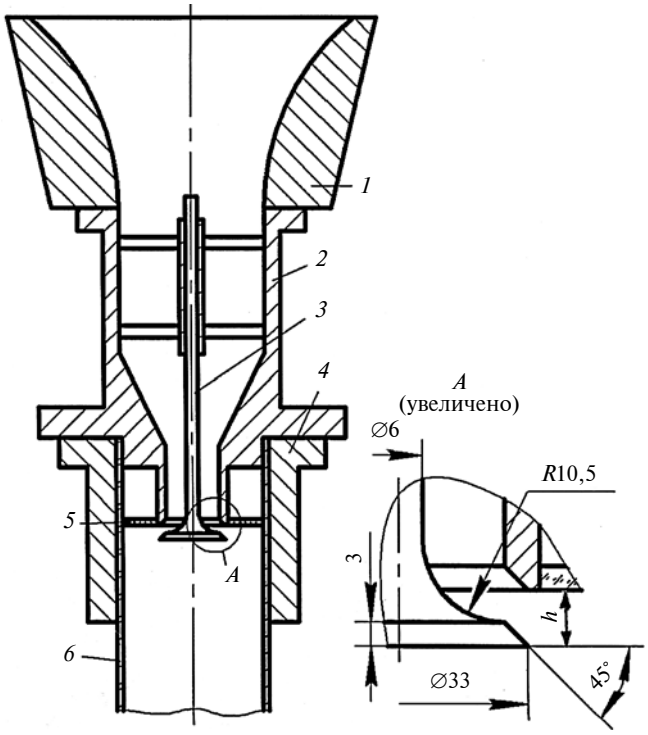


Рис. 1. Продувочная установка:
1 — насадка; *2* — впускной канал; *3* — клапан; *4* — основание; *5* — стеклянная пластина; *6* — стеклянный цилиндр

Данная система является незамкнутой, и для ее замыкания можно использовать различные модели турбулентности, которые представляют собой зависимости, моделирующие явление турбулентной вязкости.

Рассматриваемая вычислительная задача является весьма сложной для моделирования, так как расчетная область имеет пространственную конфигурацию, из клапанной щели в цилиндр выходит кольцевая затопленная струя, границы и точки отрыва которой изменяются в зависимости от подъема клапана. Характер течения — существенно турбулентный, поэтому важный этап данной работы — сравнительный анализ наиболее распространенных моделей турбулентности: двухслойной (k—ε)-модели [4], (k—ω)-модели Уилкокса [5], гибридной модели Ментера [Shear Stress Transport (SST)] [6] и модели Спаларта — Аллмараса (SA) [7].

Отметим, что по результатам численного моделирования наилучшие результаты получены при использовании двухпараметрической гибридной дифференциальной модели SST, для этого система уравнений (1) дополняется двумя дифференциальными уравнениями:

уравнением переноса кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\mathrm{D}(\bar{\rho}\tilde{k})}{\mathrm{D}t} = \nabla\cdot[(\mu + \sigma_k\mu_T)\nabla\tilde{k}] + P_k - \beta^*\rho\tilde{\omega}\,\tilde{k}; \quad (2)$$

уравнением переноса удельной скорости диссипации кинетической энергии турбулентности

$$\frac{\mathrm{D}(\bar{\rho}\tilde{\omega})}{\mathrm{D}t} = \nabla\cdot[(\mu + \sigma_\omega\mu_\mathrm{т})\nabla\omega] + \gamma\frac{\bar{\rho}}{\mu_\mathrm{т}}P_k - \beta\bar{\rho}\,\tilde{\omega}^2 + (1 - F_1)D_{k\omega}, \quad (3)$$

где D — оператор субстанциональной производной; ω — удельная скорость диссипации кинетической энергии турбулентности; $\mu_\mathrm{т}$ — турбулентная вязкость; P_k, β^*, β, σ_k, σ_ω, γ, F_1, $D_{k\omega}$ — базовые эмпирические коэффициенты и соотношения для данной модели турбулентности [3].

Данная модель является комбинацией двух хорошо известных моделей турбулентности: k—ε и k—ω. Переключение между эмпирическими коэффициентами этих моделей происходит с помощью специальной весовой функции F_1:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_k &= F_1\sigma_{k1} + (1 - F_1)\sigma_{k2};\\ \sigma_\omega &= F_1\sigma_{\omega1} + (1 - F_1)\sigma_{\omega2}.\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

При этом весовая функция F_1 зависит от расстояния между рассматриваемой точкой и ближайшей точкой твердой стенки:

$$F_1 = \mathrm{th}(a^4);$$

$$a = \min\left[\max\left(\frac{\sqrt{\tilde{k}}}{0{,}09\tilde{\omega}d_w}, \frac{500\mu}{\rho d_w^2\omega}\right), \frac{4\rho\sigma_{\omega2}\tilde{k}}{CD_{k\omega}d_w^2}\right],$$

где d_w — расстояние от рассматриваемой точки до поверхности; $CD_{k\omega}$, σ_{k1}, σ_{k2}, $\sigma_{\omega1}$, $\sigma_{\omega2}$ — эмпирические коэффициенты [3].

Таким образом, в ядре потока на достаточном расстоянии от стенки применяется (k — ε)-модель, которая хорошо зарекомендовала себя при расчетах свободных и струйных сдвиговых течений, а течение пристеночных слоев вдоль стенок описывается более точной (k — ω)-моделью турбулентности, которая была разработана специально для таких типов течений.

Для численного моделирования течения вязкого газа в данной работе применен программный комплекс ANSYS Fluent. Решатель данного комплекса основан на методе контрольных объемов, для которого проводится дискретизация исходной базовой системы (1) с использованием дополнительных соотношений (2)—(4) модели турбулентности. В результате получаем расчетную систему уравнений в алгебраическом виде, что позволяет итерационно вычислять физические параметры газа в центре каждой конкретной расчетной ячейки во всей расчетной области.

В качестве объекта расчетного исследования выбран один из клапанных портов (см. рис. 1), рассмотренных в работе [1].

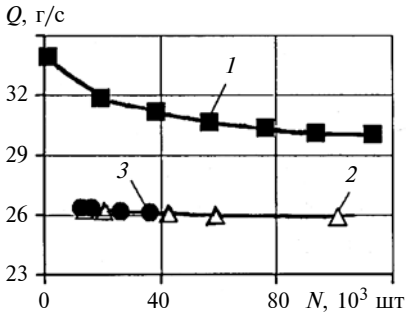


Рис. 2. Зависимости расчетного расхода Q воздуха от числа N ячеек сетки при использовании (k — ε)-модели турбулентности (*1*) и (k — ω)-модели при y^* = 1 (*2*) и 2(*3*)

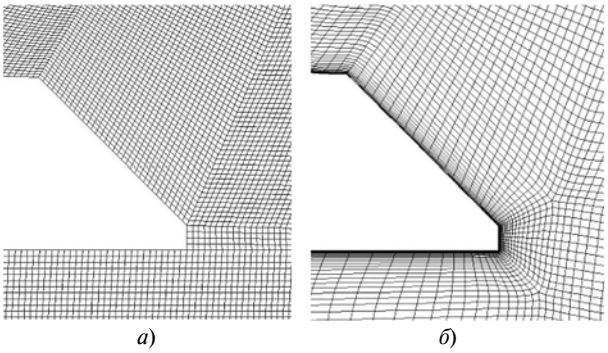


Рис. 3. Фрагменты расчетных сеток без уменьшения (*а*) и с уменьшением (*б*) ячеек, обеспечивающих сеточную сходимость при использовании (k — ε)-модели турбулентности (*а*) и (k — ω)-модели (*б*)

Первым и наиболее важным этапом является определение сеточной сходимости задачи. Цель этого исследования — определение такого среднего размера ячеек расчетной контрольно-объемной сетки, чтобы дальнейшее уменьшение не влияло на результат численного моделирования. Выбранный таким образом размер сетки применим для всего класса подобных задач.

В расчетах, как и в экспериментах, в качестве граничных условий задавали избыточные давления: на входе — полное давление, равное 2000 Па, на выходе — статическое давление, равное нулю. Результаты оценивали по расходу Q продуваемого газа.

Сначала была выбрана высокорейнольдсовая двухслойная (k — ε)-модель турбулентности с использованием пристеночных функций и сетки равномерной густоты. После выполнения расчетов при фиксированном подъеме клапана, равном 8 мм, с постепенным уменьшением среднего размера ячеек сетки получены зависимости *1—3* (рис. 2), которые указывают на существенное влияние размера сетки на расчетный расход Q воздуха. Сеточная сходимость наступает при числе ячеек сетки $N \approx 100\,000$, что неприемлемо. Средний размер ячейки в данном случае составляет ≈0,115 мм; среднее безразмерное расстояние y^* от центра первой ячейки до стенки ≈10, т. е. первая пристеночная ячейка находится уже в буферном подслое, однако такое положение допустимо для данной модели турбулентности.

На рис. 3, *а* представлена расчетная сетка с N = 94 102, обеспечивающая сеточную сходимость.

Используемая (k — ε)-модель чувствительна к размерам сетки и требует неприемлемо большого числа ячеек. Кроме того, она не обеспечивает требуемую точность расчета расхода Q продуваемого воздуха (ошибка составляет ≈20 %) (рис. 4, кривая *2*) и не дает правильной картины течения воздуха за клапаном и его седлом, где образуются отрывные зоны с обратным течением. Поэтому для дальнейших численных исследований использовали модели турбулентности следующего поколения, в частности (k — ω)-модели, в которых, как и в моделях SST и SA, уменьшали ячейки сетки вблизи стенок расчетной зоны до значений $y^+ = 1 \div 2$ (см. рис. 2, кривые *2* и *3*). При этом решатель накладывал следующие ограничения: увеличение размеров ячеек от слоя к слою — не более чем в 1,2 раза; отношение размеров сторон ячейки — не более 100; коэффициент ортогональности — не менее 0,7 (см. рис. 3, *б*). В данном случае наблюдается слабая зависимость изменения расхода Q от числа ячеек и сеточная сходимость наступает уже при самой крупной сетке (см. рис. 2).

Сравнение результатов расчета радиальной скорости воздуха на выходе из клапанной щели, полученных с использованием двухслойной (k — ε)-модели турбулентности без уменьшения ячеек сетки и (k — ω)-модели с уменьшением ячеек на границах щели (см. рис. 4), показало, что во втором случае картина течения затопленной струи с заметными участками обратного течения в отрывных зонах больше соответствует действительности (рис. 5).

Далее выполнили численное моделирование статических продувок с указанным выше перепадом давлений при разных положениях клапана с целью получения расходной характеристики клапанного порта и сравнения полученных данных с результа-

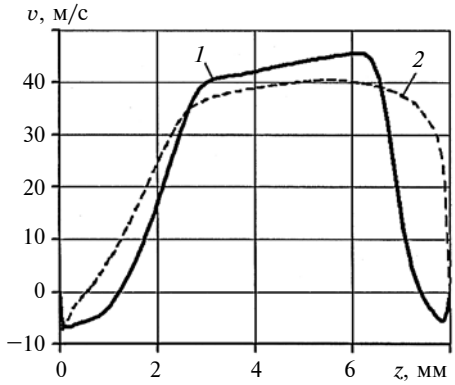


Рис. 4. Зависимости радиальной скорости v воздуха от расстояния z от фаски седла при использовании (k — ω)-модели турбулентности (*1*) и (k — ε)-модели (*2*)

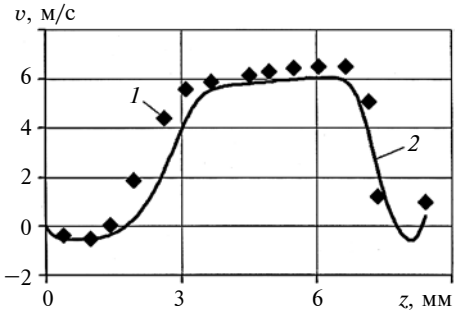


Рис. 5. Экспериментальная (*1*) и расчетная (*2*) зависимости радиальной скорости *v* воздуха от расстояния *z* от фаски седла при ходе клапана *h* = 8 мм

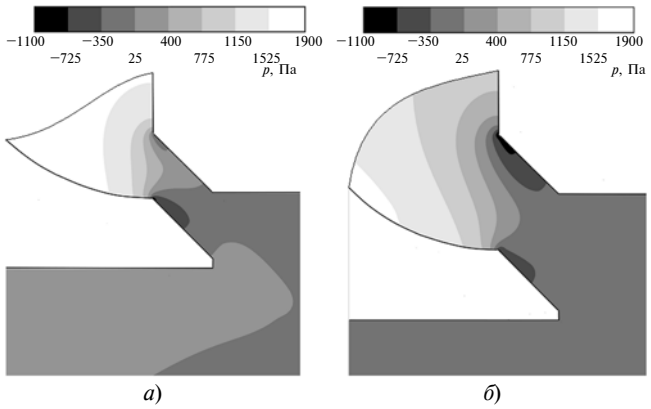


Рис. 6. Поля давления при *h* = 3,25 (*а*) и 5,75 мм (*б*)

тами экспериментов. Использовали модели турбулентности k — ω, SST и SA с уменьшением ячеек сетки у границ, что повышало точность расчетов при приемлемом значении N.

Анализ показал хорошее согласование расчетов с экспериментальными данными для всех трех моделей. Наилучшими оказались результаты, полученные при использовании модели SST, которая наиболее адекватно отражает особенности перестроения структуры отрывного течения в клапанной щели, например увеличение расхода Q при изменении положения клапана — увеличении размера h (см. рис. 3) с 3,25 до 5,75 мм (рис. 6). В этом интервале размера h открывается отрывная зона на седле клапана с пониженным давлением, что увеличивает перепад давлений на определяющем сечении входа в клапанную щель и, следовательно, расход.

С использованием модели турбулентности SST проведен сравнительный анализ зависимостей радиальных скоростей, а также пульсаций радиальных скоростей в цилиндрическом сечении на выходе из клапанной щели для трех положений клапана: h = 4, 6 и 8 мм. Для всех положений получено хорошее соответствие результатам экспериментов (см. рис. 5 и 7). В данной серии натурных и численных экспериментов на входе задавали постоянный массовый расход воздуха, равный 3,3 г/с.

На заключительном этапе численного исследования с применением модели турбулентности SST сравнивали результаты стационарной и нестационарных (с подъемом и опусканием клапана) продувок клапанного порта. В последнем случае использовали динамическую и скользящую сетки. При нестационарном моделировании движение клапана задавали выражением

$$h = H\cos\left(\frac{\pi n}{30}t\right),$$

где H = 8,5 мм — максимальный ход клапана; n = 1000 мин$^{-1}$ — частота вращения распределительного вала; t — время.

Расчетные нестационарные продувочные характеристики *3* и *4* незначительно отличаются от стационарной характеристики *2* (рис. 8); для сравнения на рис. 8 показана и экспериментальная стационарная характеристика *1* клапанного канала.

Таким образом, построенные на основании пристеночных функций высокорейнольдсовые мо-

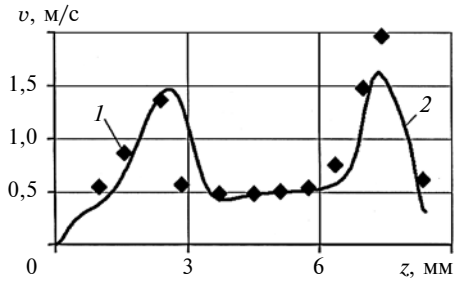


Рис. 7. Экспериментальные значения (*1*) и расчетная зависимость (*2*) пульсаций радиальной скорости *v* воздуха от расстояния *z* от фаски седла при *h* = 8 мм

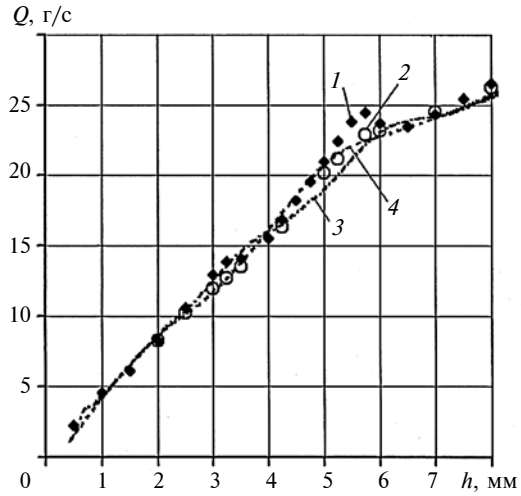


Рис. 8. Экспериментальная (*1*) и расчетная (*2*) продувочные характеристики клапанного порта и зависимость мгновенного расхода *Q* воздуха от положения клапана при его открытии (*3*) и закрытии (*4*)

дели турбулентности [в частности, (k — ε)-модель] по ряду причин не следует применять для численных расчетов течения через клапанные порты поршневых двигателей. Во-первых, не обеспечивается соответствие расчетной картины затопленной турбулентной струи на выходе из клапана реальному потоку относительно отрывных явлений, что приводит к заметной ошибке при определении интегрального расхода и существенному завышению результатов расчета наполнения двигателя. Во-вторых, результат расчета расхода существенно зависит от размера сетки, при этом сеточная сходимость наступает при неприемлемо мелкой сетке.

Так как стационарные газодинамические характеристики клапанных каналов незначительно отличаются от нестационарных, полученных для открывающегося и закрывающегося клапанов, то вполне допустимо их использование при расчетах процессов газообмена.

Наилучшие результаты получены при использовании для расчетов во впускном клапанном канале модели турбулентности SST при неравномерной сетке с уменьшением ячеек на границах расчетной области, которая хорошо отражает особенности сложного отрывного течения во всем диапазоне открытия клапана и поэтому может быть рекомендована к практическому использованию в расчетах процессов газообмена в поршневых двигателях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Bicen A. F., Vafidis C., Whitelaw J. H.** Steady and Unsteady Air Flow Through an Intake Valve of a Reciprocating Engine // 2nd Winter Annual Meeting ASME (New Orlean, 9—14 Dec. 1984). N. Y.: 1984. ASME. VI. P. 47—55.
2. **Кавтарадзе Р. З.** Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 720 с.
3. **Гарбарук А. В., Стрелец М. Х., Шур М. Л.** Моделирование турбулентности в расчетах сложных течений. СПб.: Политехнический ГУ, 2012. 88 с.
4. **Кузьминов А. В., Лапин В. Н., Черный С. Г.** Метод расчета турбулентных течений несжимаемой жидкости на основе двухслойной (k — ε)-модели // Вычислительные технологии. Т. 6. 2001. № 5. С. 73—86.
5. **Wilcox D. C.** Reassesstment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models // AIAA Journal. 1988. N. 11. P. 1299—1310.
6. **Menter F. R.** Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. V. 32. 1994. N 8. P. 1598—1605.
7. **Spalart P. R., Allmaras S. R.** A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows // AIAA Paper 92-0439. 1992. P. 21.

УДК 621.43.12-887

А. Ф. ДОРОХОВ, д-р техн. наук, П. А. ДОРОХОВ, М. М. АБАЧАРАЕВ, д-р техн. наук (Дагестанский НЦ РАН, г. Махачкала), e-mail: abacharaev@yandex.ru

Повышение технического уровня судовых дизелей малой мощности

Рассматривается применение известных и новых технических и технологических решений, позволяющих повысить эксплуатационные показатели серийно выпускаемых судовых дизелей малой мощности при их модернизации, как альтернатива дорогостоящим исследованиям.

Ключевые слова: комбинированное смесеобразование, поршень, лепестковая камера, коленчатый вал, газотурбинный наддув.

The application of existing and new technical and technological solutions, allowing increasing performance characteristics of series-produced marine diesels of low power at their modernization as an alternative to high-cost research, is considered.

Keywords: combined carburetion, piston, petal-like chamber, crank shaft, gas turbine charging.

Технический уровень современных и перспективных судовых дизелей определяется показателями рабочего процесса, конструктивных и технологических решений по элементам остова, цилиндропоршневой группы (ЦПГ), системе топливоподачи и применяемым материалам [1, 2]. Такой подход, связанный со значительными затратами на исследования, проектирование и производство дизелей, характерен для принципиально новых машин, а достигнутые показатели в силу конструктивных, технологических, материаловедческих и экономических ограничений по существу являются предельными на значительную перспективу. В связи с этим более рациональным представляется улучшение эксплуатационных показателей, базирующееся на внедрении известных или новых технических решений в производство серийных или модернизируемых двигателей. Каждое из решений может дать небольшое улучшение эксплуатационных показателей, но совокупный эффект может быть ощутимым. В данной статье приводятся примеры применения изложенного подхода для улучшения эксплуатационных показателей судовых дизелей малой мощности Ч8,5/11 и Ч9,5/11.

Совершенствование смесеобразования. Исследовали комбинированное (внешнее + внутреннее) смесеобразование, при котором 20÷25 % цикловой подачи топлива впрыскивается в смесительную камеру (перед впускным коллектором), где оно

предварительно смешивается с воздухом. Далее смесеобразование продолжается в периоды тактов наполнения цилиндра свежим зарядом и сжатия образовавшейся обедненной рабочей смеси, которая не может самовоспламениться. За эти периоды образуется гомогенная рабочая смесь, в которой началось образование свободных радикалов при уменьшении энергии активации молекул топлива. При впрыске основной порции топлива подготовленная к сгоранию смесь быстро воспламеняется и переходит в фазу развернутого горения при минимальной задержке самовоспламенения. При этом увеличивается индикаторная работа цикла, что дает рост индикаторного и эффективного КПД [3—5].

На рис. 1 приведена схема устройства для комбинированного смесеобразования. Устройство содержит камеру *1* сгорания, образованную поверхностями днища поршня *2* и головки *3* цилиндра, в которой расположена форсунка *4*, работающая от основной секции *10* топливного насоса высокого давления (ТНВД). Всасывающий коллектор *5* снабжен устройством для внешнего смесеобразования — смесительной камерой *6* с дополнительной штатной штифтовой или многодырчатой форсункой *7*, работающей от дополнительной секции *8* ТНВД, и воздухоподводящим патрубком *9*.

На рис. 2, *а* и *б* приведены индикаторные диаграммы рабочего цикла дизеля 2Ч9,5/11 с камерой сгорания (КС) в поршне при внутреннем и комбинированном смесеобразовании, снятые в ходе моторных испытаний в лаборатории тепловых двигателей Астраханского ГТУ. Результаты измерения удельного эффективного расхода g_e топлива, статистически обработанные для установления центров полей рассеяния случайных величин, показали его снижение. По сравнению с серийным двигателем расход g_e топлива двигателя с комбинированным смесеобразованием снизился на 1,35 % [с 222 до 219 г/(кВт · ч)], а двигателя с вихрекамерным смесеобразованием — на 2,92 % [с 240 до 233 г/(кВт · ч)] [4].

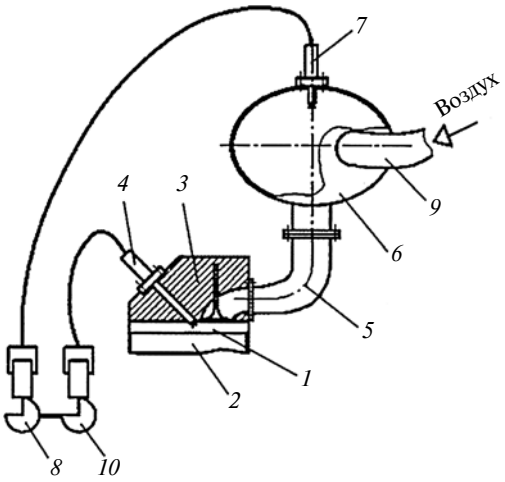


Рис. 1. Схема устройства для комбинированного смесеобразования

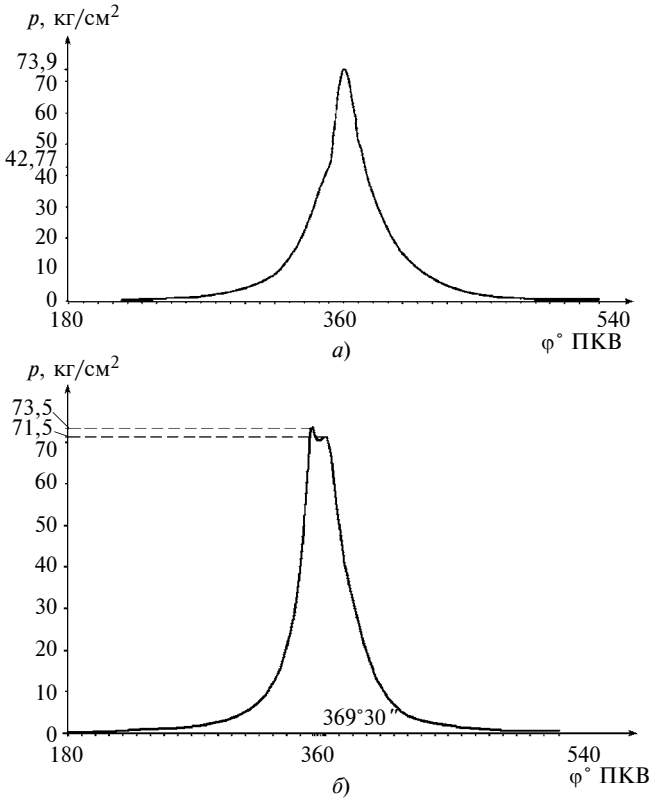
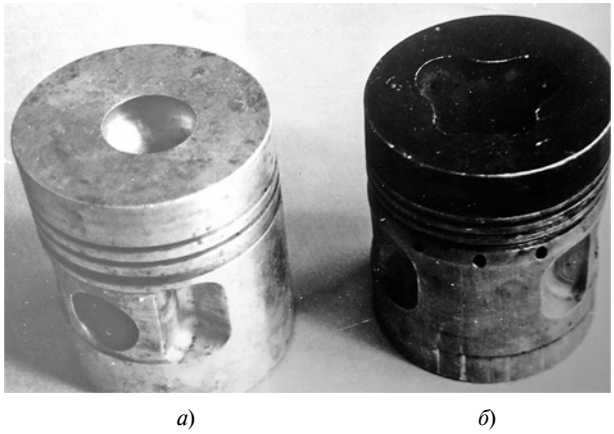


Рис. 2. Индикаторные диаграммы серийного дизеля (*а*) и двигателя с комбинированным смесеобразованием (*б*):
p — давление в КС; φ — угол поворота коленчатого вала (ПВК)



а) *б*)

Рис. 3. Поршни с серийной (*а*) и "лепестковой" (*б*) КС

Еще одним направлением улучшения качества смесеобразования является применение поршня с "лепестковой" КС [6, 7]. Предлагаемая конструкция "лепестковой" КС предусматривает формирование отдельного объема для каждой струи топливного факела наклонно расположенной форсунки при перпендикулярном расположении днища КС к оси форсунки. Такая камера обеспечивает одинаковую длину свободного полета каждой струи и оптимальные условия внутреннего смесеобразования. На рис. 3 показаны поршни с серийной и "лепестковой" КС.

Моторные испытания двигателя с "лепестковой" КС, проведенные в лаборатории ОАО "Завод "ДАГДИЗЕЛЬ", показали достаточно приемлемые для дальнейших работ результаты. Так, по сравнению с двигателем с серийной КС в поршне тороидального типа (ЦНИДИ) снижение g_e на номинальном режиме составило 5 г/(кВт · ч).

Снижение потерь мощности на преодоление сил трения. Это важный фактор улучшения эксплуатационных показателей поршневых ДВС. Снижение потерь мощности на преодоление сил трения в ЦПГ составляет (по разным оценкам) от 47 до 53 % всех внутренних потерь мощности двигателя. Наиболее простым конструктивно и технологически является формирование на зеркале цилиндра регулярного микрорельефа [8]. Дизель 4Ч9,5/11 с вибронакатанными цилиндровыми втулками был испытан в лаборатории "Судовые дизели малой мощности" Дагестанского ГТУ. Механический КПД повысился на 1,5 % [9].

Альтернативой вибронакатыванию является нанесение приработочных многокомпонентных антифрикционных покрытий на зеркало цилиндра, которое предварительно повергается плосковершинному хонингованию для получения требуемых параметров микрорельефа (рис. 4) [10, 11]. Затем поверхность обезжиривается и на нее посредством

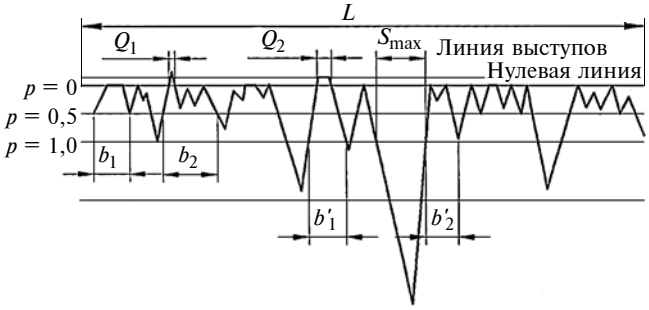


Рис. 4. Профилограмма зеркала цилиндровой втулки

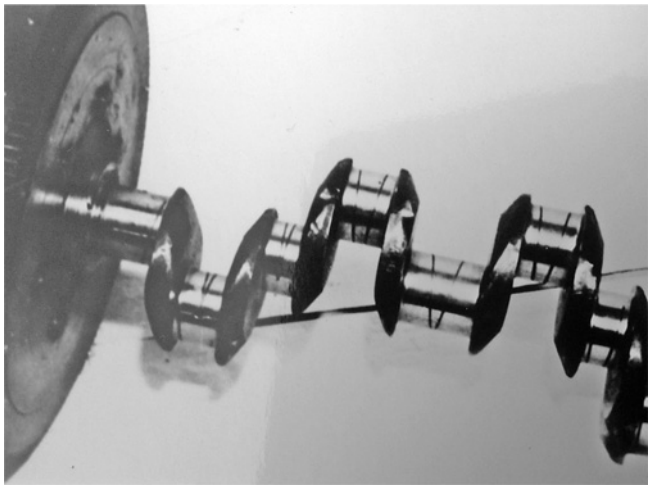


Рис. 5. Коленчатый вал с маслосгонными канавками

безабразивного хонингования наносится приработочное антифрикционное покрытие, для чего в хон устанавливают бруски многокомпонентного приработочного состава (фторопласт — графит — медь — олово). Моторные испытания дизеля 4Ч9,5/11 с нанесенным на зеркало цилиндра антифрикционным покрытием показали снижение удельного расхода топлива на 4,2 г/(кВт · ч) при уменьшении времени приработки двигателя на 40 ч [9].

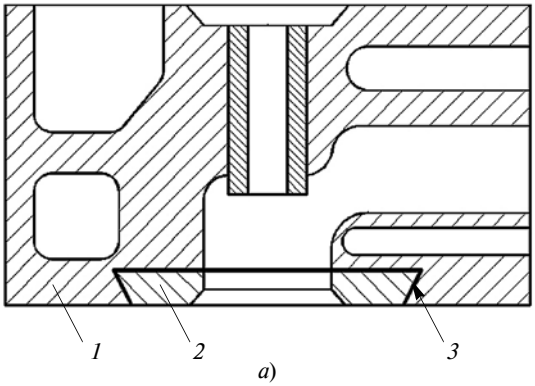
Повышению надежности и снижению потерь мощности на преодоление сил трения в коренных и шатунных подшипниках скольжения коленчатого вала способствует нанесение винтовых маслосгонных канавок на шейках (рис. 5). На каждую шейку наносят по две спиральные канавки с правой и левой навивкой с целью возврата масла, вытекающего из зазора, в подшипник, что способствует повышению давления в зазоре, несущей способности подшипника и его надежности вследствие увеличения толщины масляного слоя [11].

В ходе моторных испытаний в лаборатории были получены следующие результаты: удельный расход топлива снизился на 3,3 г/(кВт · ч); потери мощности на преодоление сил трения в подшипниках опытного коленчатого вала дизеля 4Ч9,5/11 снизились на 0,461 кВт; влияния канавок на ослабление шейки и возрастание касательных напряжений были пренебрежимо малы.

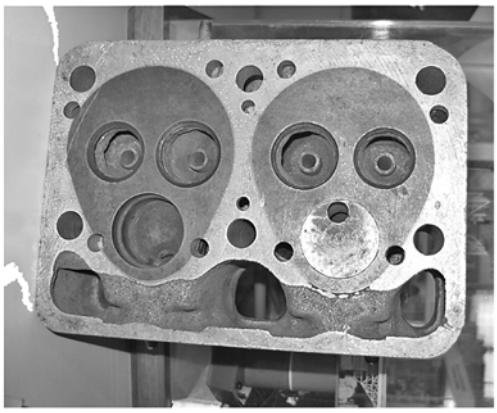
Модернизация элементов остова. Одно из направлений совершенствования дизелей Ч8,5/11 и Ч9,5/11 — разработка конструкции и технологии получения заготовки, ее механической обработки и моторные испытания алюминиевой головки цилиндров (ГЦ) с биметаллическим (чугунно-алюминиевым) огневым днищем (рис. 6). Такая головка имеет преимущества по массе, трудоемкости обработки, температурному состоянию огневого днища, клапанов и распылителя форсунки по сравнению с серийной чугунной головкой [11].

Моторные испытания двигателя 4Ч9,5/11, оснащенного алюминиевой ГЦ с биметаллическим днищем, проведенные на ОАО "Завод "ДАГДИЗЕЛЬ" и в лаборатории проблем моторной энергетики Института физики Дагестанского НЦ РАН, показали снижение удельного расхода топлива на 6,6 г/(кВт · ч) по сравнению с серийной машиной. Масса алюминиевой головки составила 9 кг в сравнении с массой чугунной головки 19 кг, а трудоемкость механической обработки алюминиевой головки снизилась на 40 %.

Для двигателей специального назначения, например для спасательных морских судов, была предложена другая конструкция ГЦ. Так как система охлаждения таких двигателей — одноконтурная проточная, в которой теплоносителем является забортная морская вода, то оптимальная температура внутрицилиндровых процессов обеспечивает-



а)



б)

Рис. 6. Схема (*а*) и общий вид (*б*) ГЦ с биметаллическим огневым днищем:
1 — алюминиевый корпус; *2* — чугунная вставка; *3* — алитированный слой, удерживающий вставку в корпусе

ся увеличением термического сопротивления теплопередачи от рабочего тела к теплоносителю путем термоизоляции огневого днища ГЦ, в которое еще на стадии получения заготовки устанавливают титановые (ВТ14) пластины.

Термоизоляционные качества титановой вставки можно усилить плазменным напылением на ее поверхности составов Al_2O_3, ZrO_2 или Al_2TiO_5. Рассматривали также термоизоляцию огневого днища ГЦ шлюпочного дизеля 4ЧСП9,5/11, цилиндры которого работают в неоптимальных условиях. Это связано с конструктивными особенностями дизелей данного типа, обусловленными требованиями Международной конвенции по спасению человеческой жизни на море (СОЛАС), в частности с одноконтурной разомкнутой системой охлаждения при использовании в качестве теплоносителя забортной морской воды с температурой на выходе из дизеля, не превышающей 55 °С (для предотвращения выпадения солей в систему охлаждения). Рабочий процесс проходит в условиях так называемого холодного цилиндра, определяющих не только повышенный расход топлива и малый ресурс (что не очень важно для шлюпочного дизеля), но и плохие пусковые свойства двигателя (ввиду большого теплоотвода в холодные стенки цилиндра при сжатии воздуха в период пуска), что прямо влияет на успех спасательной операции.

В данном случае ставится задача приведения внутрицилиндровых процессов в "холодном" двигателе к условиям этих же процессов (температура стенок элементов цилиндра, рабочего тела, масла) в цилиндрах "горячих" дизелей, какими являются главные и вспомогательные дизели этого же типоразмера, но с двухконтурной, водо-водяной системой охлаждения, при температуре выходящей из дизеля воды 75÷80 °С. При этом дизель должен быть одноконтурным с разомкнутой системой охлаждения и температурой выходящей воды не более 55 °С.

В лабораторных условиях были проведены теплобалансовые испытания дизеля 4ЧСП9,5/11 с КС в поршне ($N_{e\ \text{ном}}$ = 30 кВт, $n_{\text{ном}}$ = 1800 мин$^{-1}$) на режимах винтовой характеристики при температурах выходящей из дизеля воды 76 и 51 °С. Одновременно термометрированием определяли температуру огневого днища ГЦ. Таким образом, расчетом и экспериментально были определены параметры термоизоляции и температура поверхностей деталей, контактирующих с газом, при которых реализуется оптимальный рабочий процесс конкретного двигателя. Очевидно, что термоизолировать необходимо не только днище ГЦ, но и детали, образующие объем рабочего цилиндра. Так, для цилиндровой втулки можно принять техническое решение, предложенное в работах [12, 13]. Относительно поршня также можно предложить известные или оригинальные технические решения. В результате в цилиндре "холодного" двигателя можно реализовать рабочий процесс, показатели которого (удельный расход топлива g_e, механический КПД η_m, ресурс работы R и время $\tau_{\text{пус}}$ пуска) соответствуют "горячему" двигателю. Это повысит результативность спасательной операции вследствие не только повышения надежности пуска двигателя средства коллективного спасения, но и возможности увеличения дальности плавания и объема запасов. В качестве технического решения по термоизоляции огневого днища ГЦ была принята конструкция, описанная в работе [14].

Повышение литровой мощности. Судовые дизели Ч8,5/11 и Ч9,5/11 с момента создания (начало 1950-х годов) и до настоящего времени выпускаются дефорсированными и имеют весьма низкие по сравнению с современными машинами эксплуатационные показатели. Попытки форсировать их по среднему эффективному давлению путем газотурбинного наддува, предпринятые в 70—80-х годах прошлого века, по разным причинам не были успешными. В настоящее время ОАО "Завод "ДАГДИЗЕЛЬ" ведет работы по созданию нового форсированного двигателя, но в силу ряда причин работы идут очень медленно. Сотрудники лаборатории проблем моторной энергетики (ЛПМЭ) (г. Астрахань) под

Результаты испытаний дизеля 4ЧН9,5/11 по нагрузочной характеристике

Показатель	Величина показателя на режиме				
	холостого хода	25 %	50 %	75 %	100 %
Эффективная мощность N_e, кВт	0	6,75	13,5	20,3	27
Среднее эффективное давление p_e, МПа	—	0,17	0,34	0,52	0,69
Часовой расход топлива G, кг/ч	1,46	2,39	3,56	4,75	6,5
Удельный эффективный расход топлива, g_e, кг/(кВт · ч)	—	0,354	0,264	0,234	0,24
Эффективный КПД η_e	—	0,354	0,325	0,367	0,358

руководством профессора А. Ф. Дорохова начали разработку форсированного газотурбинным наддувом серийного дизеля 4Ч9,5/11 с использованием турбокомпрессора ТКР-6 с соответствующей инфраструктурой. Результаты испытания дизеля приведены в таблице.

Номинальная эффективная мощность серийного судового вихрекамерного дизеля 4Ч9,5/11 составляет 22 кВт при удельном эффективном расходе топлива g_e = 0,279 кг/(кВт · ч). Эффективная мощность дизеля 4ЧН9,5/11 составляет 27 кВт при g_e = 0,24 кг/(кВт · ч) (см. таблицу). Эта мощность была принята для поддержания на приемлемом уровне таких показателей двигателя, как температура и давление воды и масла, температура отработавших газов, температура цилиндровой втулки и клапанов (посредством термометрирования), при его исходной серийной комплектации. Фактически дизель развил мощность 30 кВт. Можно было достигнуть и большей мощности, но проявились дефекты, связанные с недостаточными жесткостью элементов остова и производительностью насосов системы охлаждения и др. Пути устранения указанных дефектов сотрудникам ЛПМЭ известны. После устранения дефектов номинальная мощность двигателя увеличится до 35 кВт. На рис. 7 приведена экспериментальная индикаторная диаграмма дизеля 4ЧН9,5/11 с вихрекамерным смесеобразованием.

В статье представлена только часть технических и технологических решений, направленных на повышение качества дизельных двигателей малой мощности, в разработке которых участвовали сотрудники ОАО "Завод ДАГДИЗЕЛЬ", ученые Дагестанского и Астраханского ГТУ, Института физики Дагестанского НЦ РАН. Применение многих из рассмотренных решений в более крупных двигателях может дать хороший эффект.

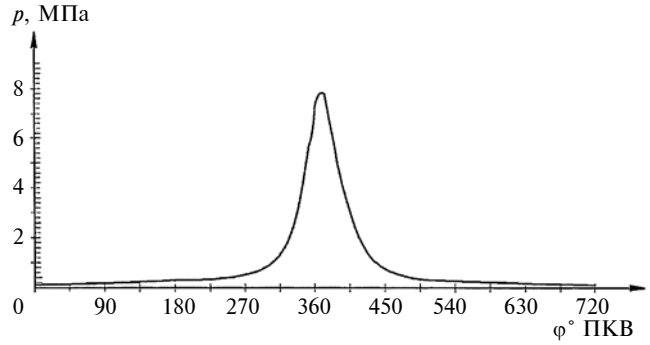


Рис. 7. Индикаторная диаграмма дизеля 4ЧН9,5/11

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Конкс Г. А., Лашко В. А.** Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта М.: Машиностроение, 2005. 512 с.
2. **Возницкий И. В. Пунда А. С.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. В 2 т. СПб.: МОРКНИГА, 2008. 283 с.
3. **Каргин С. А.** Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование рабочего процесса судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением: Дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2006. 162 с. Машинопись.
4. **Исаев А. П.** Рабочий процесс судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия: Дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2012. 170 с. Машинопись.
5. **Пат. 2388916 С2 Рос. Федерации:** МПК F02B19/18. Способ работы двигателя внутреннего сгорания; устройство для осуществления комбинированного смесеобразования.
6. **Джабраилов А. Д.** Разработка и исследование конструкторско-технологических и эксплуатационных параметров камеры сгорания в поршне: Дис. ... канд. техн. наук. СПб., 1998. 167 с. Машинопись.
7. **Дорохов А. Ф., Джабраилов А. Д.** Разработка и исследование параметров камеры сгорания в поршне сложной пространственной формы // Сб. науч. тр. СПб.: Институт проблем машиноведения РАН, 1998. 96 с.
7. **Шнейдер Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 247 с.
8. **Дорохов А. Ф.** Разработка методологии, принципов проектирования и модернизации производства судовых малоразмерных дизелей: Дис. ... д-ра техн. наук / Опубликована ГУВК. СПб., 1997. 368 с. Машинопись.
9. **Дорохов А. Ф., Санаев Н. К., Масуев М. А.** Снижение потерь мощности на преодоление сил трения в судовых высокооборотных дизелях // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 9. С. 56—59.
10. **Пат. 2112894 Рос. Федерации:** МПК F16C3/14. Коленчатый вал с маслосгонными канавками.
11. **Пат. 94632 Рос. Федерации на полезную модель:** МПК F02B 3/00. Цилиндровая втулка с термоизоляционным покрытием.
12. **Пат. 2079685 Рос. Федерации:** МПК F02F1/16. Цилиндровая втулка с термоизоляционным покрытием.
13. **А. с. 1638341 СССР:** МКИ F02F1/24. Головка цилиндров двигателя внутреннего сгорания.

УДК 621.65.001

В. Е. ЩЕРБА, А. П. БОЛШТЯНСКИЙ, доктора технических наук, С. Ю. КАЙГОРОДОВ, Д. А. КУЗЕЕВА (Омский ГТУ), e-mail: Scherba_V_E@list.ru

Исследование неравномерности теоретической подачи многоцилиндровых поршневых насосов[1]

Анализ неравномерности теоретической подачи многоцилиндрового поршневого насоса позволил установить влияние на нее изменений объема рабочей полости насоса, диаметров поршней и их углового расположения при четном и нечетном числах поршней.

Ключевые слова: многоцилиндровый поршневой насос, теоретическая подача, неравномерность, объем рабочей полости, диаметр поршня.

The analysis of nonuniformity of theoretical feed of multicylinder piston pump allowed determining the influence on it of volume variation of pump work space, piston diameters and their angular location at odd and even numbers of pistons.

Keywords: multicylinder piston pump, theoretical feed, nonuniformity, work space volume, piston diameter.

Насосы объемного действия широко используют в автотракторной, авиационной и станкостроительной отраслях, причем поршневые насосы занимают ведущее место, особенно аксиально-поршневые и радиально-поршневые насосы, которые характеризуются высокими объемным КПД ($\eta_{об} = 0{,}96 \div 0{,}98$), полным КПД, давлением нагнетания, ресурсом и имеют хорошие динамические и массогабаритные показатели.

Один из существенных недостатков поршневых насосов — неравномерность подачи. Так, для поршневого одноцилиндрового насоса простого действия она составляет π. С увеличением числа цилиндров и кратности действия неравномерность подачи уменьшается [1, 2].

Цель данной статьи — анализ влияния ряда конструктивных факторов на неравномерность теоретической подачи многоцилиндрового поршневого насоса и разработка рекомендаций для проектирования и конструирования новых многоцилиндровых аксиальных и радиальных поршневых машин.

Теоретическая подача многоцилиндрового поршневого насоса определяется выражением

$$Q_т = \sum_{i=1}^{z} v_i f_i, \qquad (1)$$

где z — число цилиндров, находящихся в зоне нагнетания; v_i — скорость i-го поршня, находящегося в зоне нагнетания; $f_i = \pi d_i^2/4$ — площадь i-го поршня диаметром d_i.

Проанализируем влияние составляющих уравнения (1) на неравномерность теоретической подачи насоса.

В соответствии с работой [1] неравномерность подачи насоса определяется как

$$\Delta = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{ср}},$$

где Q_{max}, $Q_{ср}$, Q_{min} — соответственно максимальная, средняя и минимальная подача насоса.

Скорость поршня — один из основных параметров, определяющих неравномерность подачи насоса. Проанализируем влияние скорости поршней для многоцилиндрового поршневого насоса со следующими параметрами: число цилиндров $z_1 = 11$; диаметр поршней $d_1 = 0{,}1$ м; полный ход поршней $S_h = 0{,}125$ м; расположение поршней по окружности — равномерное; отношение полного хода поршня к удвоенной длине шатуна (для радиально-поршневых насосов отношение эксцентриситета к радиусу цилиндра) $\lambda = 0{,}2$; частота вращения коленчатого вала $n_{к.в} = 500$ мин$^{-1}$.

Для оценки влияния скорости перемещения поршня на неравномерность Δ подачи насоса рассмотрим пять теоретически значимых законов изменения объема рабочей полости насоса (ОРПН) и, соответственно, пять законов изменения скорости v_i перемещения поршня.

Первым, наиболее распространенным законом изменения ОРПН является закон перемещения поршня, соответствующий кривошипно-шатунному механизму или его аналогу:

$$\begin{cases} S_{1i} = (S_h/2)\left[(1-\cos\varphi) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\varphi)\right]; \\ v_{1i} = (S_h/2)\omega\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right), \end{cases} \qquad (2)$$

где S_{1h} — перемещение i-го поршня; φ и ω — угол поворота и угловая скорость приводного вала.

Вторым законом изменения ОРПН и скорости v_{2i} поршня является параболический закон:

при $0 < \varphi \le \pi$ имеем:

$$\begin{cases} S_{2i} = \alpha(\varphi/\omega)^n; \\ v_{2i} = \alpha n(\varphi/\omega)^{n-1}; \end{cases} \qquad (3)$$

[1] Работа проводится при финансовой поддержке государства в лице Минобрнауки России. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований RFMEFI57414X0068.

при $\pi < \varphi \le 2\pi$ имеем:

$$\begin{cases} S_{2i} = \alpha\left(\dfrac{2\pi}{\omega} - \dfrac{\varphi}{\omega}\right)^n; \\ v_{2i} = -\alpha n\left(\dfrac{2\pi}{\omega} - \dfrac{\varphi}{\omega}\right)^{n-1}. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь $\alpha = S_h/(30/n_{\text{к.в}})^n$ — константа; величину n выбирают произвольно из условия $n \ge 2$.

Третьим законом изменения ОРПН является линейный закон, обеспечивающий постоянную скорость поршня и постоянную подачу, обеспечиваемую i-м поршнем:

при $0 < \varphi \le \pi$ имеем:

$$\begin{cases} S_{3i} = \alpha(\varphi/\omega); \\ v_{3i} = -\alpha; \end{cases} \quad (5)$$

при $\pi < \varphi \le 2\pi$ имеем:

$$\begin{cases} S_{3i} = \alpha\left(\dfrac{2\pi}{\omega} - \dfrac{\varphi}{\omega}\right); \\ v_{3i} = -\alpha, \end{cases} \quad (6)$$

где $\alpha = S_h/(30/n_{\text{к.в}})$.

Четвертым законом изменения ОРПН является обратный параболический закон:

при $0 < \varphi \le \pi$ имеем:

$$\begin{cases} S_{4i} = S_h - \alpha\left(\dfrac{\pi}{\omega} - \dfrac{\varphi}{\omega}\right)^n; \\ v_{4i} = \alpha n\left(\dfrac{\pi}{\omega} - \dfrac{\varphi}{\omega}\right)^{n-1}; \end{cases} \quad (7)$$

при $\pi < \varphi \le 2\pi$ имеем:

$$\begin{cases} S_{4i} = S_h - \alpha\left(\dfrac{\varphi}{\omega} - \dfrac{\pi}{\omega}\right)^n; \\ v_{4i} = -\alpha n\left(\dfrac{\varphi}{\omega} - \dfrac{\pi}{\omega}\right)^{n-1}. \end{cases} \quad (8)$$

Пятый закон изменения ОРПН — закон, реализуемый в аксиально-поршневых гидромашинах:

$$\begin{cases} S_{5i} = \alpha(1 - \cos\varphi); \\ v_{5i} = \alpha\omega\sin\varphi. \end{cases} \quad (9)$$

Здесь $\alpha = R_{\text{д}}\sin\gamma$ — для аксиально-поршневых насосов с наклонной люлькой и $\alpha = R_{\text{д}}\text{tg}\gamma$ — для аксиально-поршневых насосов с наклонным диском, где $R_{\text{д}}$ — радиус окружности центров заделки шатунов в наклонном диске; γ — угол наклона люльки или диска.

Зависимости скорости поршня, реализующие законы (2)—(9) изменения ОРПН, представленные на

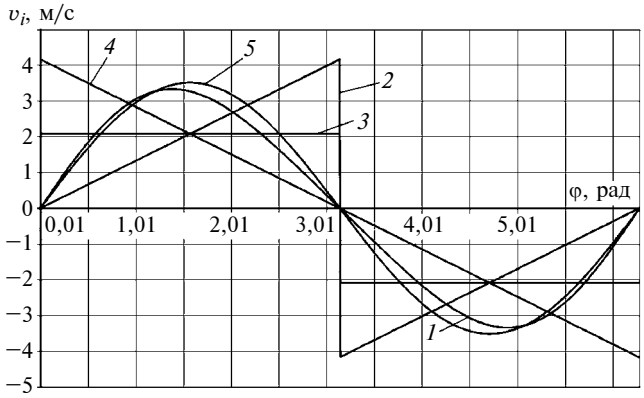


Рис. 1. Зависимости скорости v_i поршня насоса от угла φ поворота приводного вала при изменении ОРПН по закону:
1 — соответствующему кривошипно-шатунному механизму; *2* — параболическому; *3* — линейному; *4* — обратному параболическому; *5* — строго гармоническому

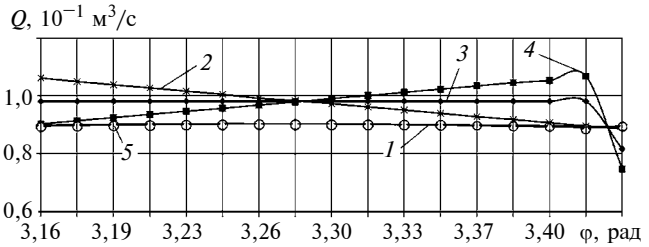


Рис. 2. Зависимости подачи Q многоцилиндрового насоса от угла φ поворота приводного вала при разных законах изменения ОРПН (поз. *1—5* см. на рис. 1)

рис. 1, отражают все возможные варианты ее изменения, т. е. когда максимальная скорость достигается: в начале нагнетания — уравнения (2), в конце процесса — уравнения (5) и (6) и в середине — уравнения (7)—(9) или остается постоянной в течение всего процесса нагнетания — уравнения (3) и (4).

Процесс нагнетания продолжается при $\varphi = \pi \div 2\pi$.

При расчете суммарной подачи считаем, что подача, обеспечиваемая перемещением поршня, начинается в момент, когда центр поршня пересекает отметку, соответствующую $\varphi = \pi$, и заканчивается при пересечении отметки $\varphi = 2\pi$. При движении поршня от отметки $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi$ осуществляется всасывание и подача равна нулю.

На рис. 2 представлены зависимости подачи Q насоса от угла φ поворота вала для разных законов изменения ОРПН. Наименьшую неравномерность подачи обеспечивает пятый закон изменения ОРПН [уравнения (9); рис. 2, поз. *5*], характерный для аксиально-поршневого насоса ($\Delta = 1{,}021$ %). Наибольшую неравномерность подачи получаем по второму (поз. *2*) и четвертому (поз. *4*) законам. Причем неравномерности подачи по этим законам практически одинаковые: $\Delta = 35{,}8$ %.

Линейный закон изменения ОРПН (поз. *3*), характеризуемый постоянной скоростью поршня, обеспечивает $\Delta = 18$ %, что значительно больше,

чем при первом (поз. *1*) и пятом (поз. *5*) законах. Это объясняется тем, что число поршней в зоне нагнетания насоса непостоянно — то пять, то шесть, и при пяти поршнях подача насоса скачкообразно уменьшается, а при шести — скачкообразно увеличивается. В случае гармоничного движения поршней (поз. *5* и *1*) в момент уменьшения числа поршней в зоне нагнетания увеличивается подача (или скорость) оставшихся в зоне поршней. Поэтому суммарная подача насоса остается практически постоянной. Неравномерность подачи насоса с кривошипно-шатунным механизмом привода (поз. *1*) составляет $\Delta = 1{,}484$ %, что немного превышает неравномерность подачи аксиально-поршневого насоса (поз. *5*). Таким образом, чисто косинусоидальный закон движения поршней обеспечивает минимальную неравномерность подачи многоцилиндрового насоса.

При четном числе поршней насоса ситуация кардинально меняется: для линейного закона изменения ОРПН (поз. *3*) $\Delta = 0$, так как число поршней в зоне нагнетания не меняется; неравномерность подачи механизмов, соответствующих первому и пятому законам, увеличивается почти в 4 раза и составляет 4,975 и 4,961 %, что полностью соответствует известным теоретическим положениям [1]. Неравномерность подачи насоса при использовании второго и четвертого законов увеличивается весьма незначительно и составляет 39,1 и 38,6 %.

Рассмотрим влияние *диаметра поршней* на неравномерность подачи многоцилиндрового насоса.

Среднюю теоретическую подачу насоса можно выразить как

$$Q = qn_{\text{к.в}} = \frac{\pi S_h}{4} n_{\text{к.в}} \sum_{i=1}^{z_1} d_i^2, \qquad (10)$$

где q — рабочий объем цилиндра; z_1 — полное число поршней.

Сумма квадратов диаметров поршней определяется выражением

$$\sum_{i=1}^{z_1} d_i^2 = d_1^2 + d_2^2 + d_3^2 + \ldots + d_{z_i}^2.$$

Рассмотрим случаи, когда поршни, осуществляющие подачу в течение поворота приводного вала на угол φ, имеют разные диаметры.

Предположим, что диаметры поршней меняются в геометрической прогрессии, т. е. имеем:

$$d_2 = bd_1;$$

$$d_3 = bd_2 = b^2 d_1 \text{ и т. д.}$$

Тогда

$$\sum_{i=1}^{z_1} d_i^2 = d_1^2 (1 + b^2 + b^4 + \ldots + b^{2(z_1 - 1)}). \qquad (11)$$

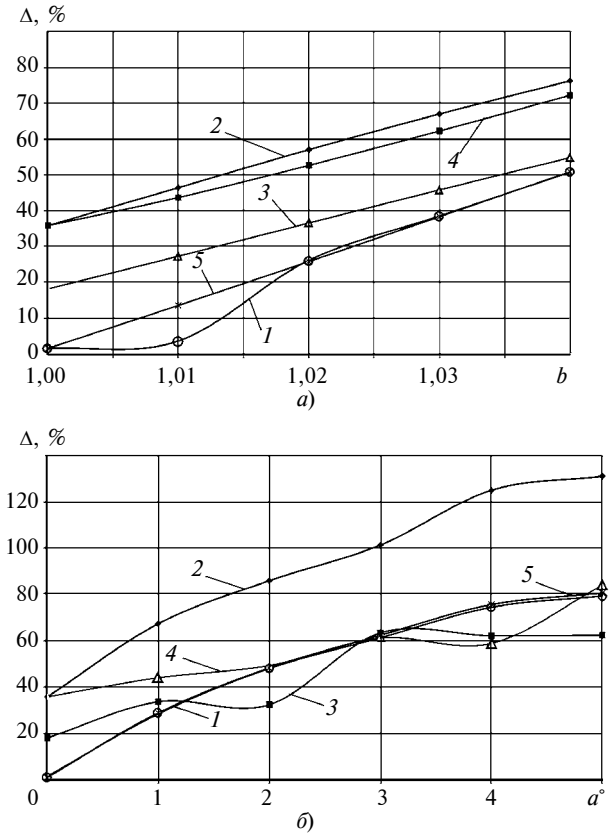


Рис. 3. Зависимости неравномерности Δ подачи многоцилиндрового поршневого насоса от величин *b* (*а*) и *a* (*б*) для разных законов изменения ОРПН (поз. *1—5* см. на рис. 1)

Согласно выражениям (10) и (11)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi S_h n_{\text{к.в}} \left(1 + b^2 + b^4 + \ldots + b^{2(z_1 - 1)}\right)}}.$$

Проанализируем влияние величины b на неравномерность Δ подачи насоса.

На рис. 3, *а* представлены зависимости неравномерности Δ подачи насоса с нечетным числом поршней ($z_1 = 11$) от величины b для разных законов (поз. *1—5*) изменения ОРПН. С увеличением b неравномерность Δ подачи насоса для всех без исключения законов изменения ОРПН увеличивается по зависимостям, близким к линейной.

При первом и пятом законах изменения ОРПН (поз. *1* и *5*) неравномерность подачи увеличивается больше, чем при остальных законах. С уменьшением b, т. е. когда диаметры цилиндров, расположенных друг за другом по углу поворота, уменьшаются, неравномерность подачи насоса также увеличивается. Причем для разных законов изменения ОРПН это увеличение может быть больше, чем при первом законе, и при $b > 1$, и при $b < 1$. Так, для $z_1 = 11$ и $b = 1{,}02$ неравномерности подачи для рассматриваемых законов изменения ОРПН составляют, %: $\Delta_1 = 25{,}76$; $\Delta_2 = 57{,}02$; $\Delta_3 = 36{,}54$;

$\Delta_4 = 52{,}62$; $\Delta_5 = 26{,}1$, а для $b = 0{,}98$ имеем неравномерности, %: $\Delta_1 = 26{,}1$; $\Delta_2 = 60{,}76$; $\Delta_3 = 34{,}12$; $\Delta_4 = 45{,}02$; $\Delta_5 = 25{,}66$. Таким образом, для первого и второго (поз. *1* и *2*) законов наблюдается увеличение неравномерности подачи, а для третьего, четвертого и пятого законов (поз. *3—5*) — уменьшение.

При четном числе цилиндров ($z_1 = 10$) и $b > 1$ наблюдается увеличение неравномерности подачи для всех законов изменения ОРПН, кроме третьего, для которого неравномерность подачи уменьшается больше чем в 2 раза (с 36,56 до 16,37). Аналогичная ситуация наблюдается при $b < 1$. Неравномерность подачи насоса также увеличивается, если диаметры половины поршней одинаковые, а диаметры второй половины поршней разные: или увеличиваются, или уменьшаются по сравнению с насосом с поршнями одинаковых диаметров.

Рассмотрим влияние *углового расположения цилиндров* на неравномерность подачи многоцилиндрового насоса.

В работе [1] отмечается, что для уменьшения неравномерности подачи аксиально-поршневого насоса используют метод "сгущения" поршней, заключающийся в неравномерном угловом расположении осей цилиндров в блоке.

Предположим, что углы между осями поршней можно определить по выражениям:

$$\left.\begin{aligned} \alpha_2 &= \alpha_1 + a; \\ \alpha_3 &= \alpha_2 + a = \alpha_1 + 2a; \\ \alpha_4 &= \alpha_1 + 3a; \\ \alpha_n &= \alpha_1 + (z_1 - 1)a, \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

где a — некоторая константа, градусы.

Уравнения (12) представляют собой арифметическую прогрессию, сумма которой равна 2π, т. е.

$$\frac{2\alpha_1 + a(z_1 - 1)}{2} z_1 = 2\pi. \qquad (13)$$

Из уравнения (13) получаем начальный угол:

$$\alpha_1 = \frac{4\pi/z_1 - a(z_1 - 1)}{2} = \frac{2\pi}{z_1} - \frac{a}{2}(z_1 - 1). \qquad (14)$$

Проанализируем влияние величины a на неравномерность подачи насоса при нечетном и четном числах поршней.

На рис. 3, *б* представлены зависимости неравномерности подачи насоса с нечетным числом поршней ($z_1 = 11$) от величины a для разных законов изменения объема ОРП, согласно которым неравномерность подачи насоса с увеличением a, т. е. увеличением углового расстояния между осями цилиндров, становится больше для всех без исключения законов изменения ОРПН. Кроме того, зависимости неравномерности Δ подачи от величины a для разных законов изменения ОРПН различны и явно нелинейны. Зависимости *1*, *2* и *5* близки к параболическим, а зависимости *3* и *4* имеют близкие к линейным участки с небольшим наклоном. Максимальные интенсивности увеличения неравномерности Δ с увеличением a от 0 до 5° наблюдаются при первом и пятом законах изменения ОРПН, при этом Δ увеличивается от 1÷1,5 до 80 % (зависимости *1* и *5*). Максимальная неравномерность подачи $\Delta = 131{,}1$ % при увеличении a до 5° наблюдается при втором законе (зависимость 2).

При отрицательных значениях a, т. е. при "сгущении" поршней в зоне нагнетания насоса по углу поворота вала, неравномерность подачи также увеличивается, причем это увеличение по сравнению с увеличением при положительных a приблизительно в 1,5 раза больше. Так, неравномерности подачи для рассматриваемых законов изменения ОРПН при $a = 4°$ составляют, %: $\Delta_1 = 74{,}49$; $\Delta_2 = 125{,}0$; $\Delta_3 = 62{,}176$; $\Delta_4 = 58{,}86$; $\Delta_5 = 75{,}65$, а при $a = -4°$ составляют, %: $\Delta_1 = 103{,}2$; $\Delta_2 = 196{,}83$; $\Delta_3 = 99{,}44$; $\Delta_4 = 120{,}32$; $\Delta_5 = 103{,}79$.

Таким образом, "сгущение" цилиндров при их нечетном числе явно хуже, чем "разрежение". При четном числе цилиндров ($z_1 = 10$) с увеличением a неравномерность подачи насоса увеличивается для всех законов изменения ОРПН.

Отметим, что при четном числе цилиндров неравномерность подачи насоса при $a > 0$ практически равна неравномерности подачи при нечетном числе цилиндров для всех законов изменения ОРПН, кроме третьего закона, для которого она уменьшается почти в 2 раза. Кроме того, при четном числе цилиндров неравномерность подачи насоса для первого и пятого законов при $a < 0$ меньше, чем при $a > 0$. Для третьего и четвертого законов наблюдается обратная картина, а для второго закона неравномерность подачи насоса при $a < 0$ и $a > 0$ остается на том же уровне.

Выводы

1. Минимальную неравномерность подачи в многоцилиндровом поршневом насосе при нечетном числе поршней обеспечивает строго гармонический закон изменения ОРПН. При четном числе поршней полностью равномерную подачу обеспечивает линейный закон изменения ОРПН.

2. При использовании поршней различных диаметров и неравномерном их распределении по углу поворота неравномерность теоретической подачи насоса увеличивается.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Башта Т. М.** Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
2. **Орлов Ю. М.** Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. М.: Машиностроение, 2006. 222 с.

УДК 621.226

В. В. СЫРКИН, д-р техн. наук, В. А. ТРЕЙЕР (Омский ГТУ),
e-mail: tmm@omgtu.ru

Динамика гидравлического регулятора давления непрямого действия с эластичным элементом

Рассматриваются динамика регулятора давления непрямого действия с основным клапаном в виде эластичного элемента, имеющего форму тора, и математическая модель его передаточной функции.

Ключевые слова: регулятор давления, основной и вспомогательный (управляющий) клапаны, расход жидкости, давление, динамический процесс.

The dynamics of an indirect-action pressure regulator with a primary valve of tore-like elastic element is considered. The mathematical model of its transfer function is obtained.

Keywords: pressure regulator, primary and auxiliary valves, fluid consumption, pressure.

Надежная работа гидравлических устройств систем гидропривода и гидроавтоматики с использованием традиционных технологий и высококачественных конструкционных материалов связана с повышением точности и качества обработки контактирующих поверхностей, которые очень чувствительны к загрязнению рабочей жидкости.

Добиться соответствия повышенным требованиям и компенсировать указанные недостатки можно, выполняя основные элементы регуляторов из эластичных материалов, традиционно используемых для уплотнительной техники. Гидравлические устройства с такими элементами рассматриваются в работах [1—4]. Эластичный элемент использован, например, во второй (основной) ступени регулятора давления [2], схема которого приведена на рисунке, *а*.

Рассмотрим работу регулятора. Если давление в системе меньше давления настройки управляющего (вспомогательного) клапана *7* (первая ступень), он закрыт и давление в полостях *1* и *2* одинаково. Запорный (основной) клапан *3*, выполненный в виде тора (рисунок, *б*), прижат к своему седлу, что определяется разностью площадей его поверхностей, на которые действует одинаковое давление. При этом входная полость *1* изолирована от полости *4* слива. При повышении давления в системе управляющий клапан *7* открывается и на дросселе *5* возникает перепад давлений: давление в полости *1* становится больше давления в полости *6*, в результате чего запорный клапан *3* перемещается влево в осевом направлении, соединяя входную полость *1* со сливной полостью *4*.

Уравнение сил, действующих в регуляторе, соответствует рекомендациям работы [5]:

$$F(ap_{\text{п}} - p_{\text{у}}) + P_{\text{гд}} - P_{\text{тр}} = m\frac{\mathrm{d}h^2}{\mathrm{d}t^2}, \qquad (1)$$

где $p_{\text{п}}$ — подводимое давление; $p_{\text{у}}$ — давление перед клапанами *3* и *7*; $P_{\text{гд}}$ — гидродинамическая сила; $P_{\text{тр}}$ — сила трения; m и h — масса и перемещение клапана *3*; F — площадь поперечного сечения клапана *3* (тора); a — коэффициент, учитывающий площадь сечения тора в зоне действия давления $p_{\text{п}}$.

Гидродинамическую силу принимаем пропорциональной перемещению клапана *3*:

$$P_{\text{гд}} = c_{\text{гд}}h,$$

где $c_{\text{гд}}$ — жесткость "гидродинамической пружины".

Силу трения принимаем пропорциональной скорости движения клапана *3*:

$$P_{\text{тр}} = f\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t},$$

где f — коэффициент вязкого трения.

Тогда уравнение (1) можно привести к виду:

$$F(ap_{\text{п}} - p_{\text{у}}) + c_{\text{гд}}h - f\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t} = m\frac{\mathrm{d}^2h}{\mathrm{d}t^2}.$$

Уравнение расхода жидкости при движении клапана *3* имеет вид:

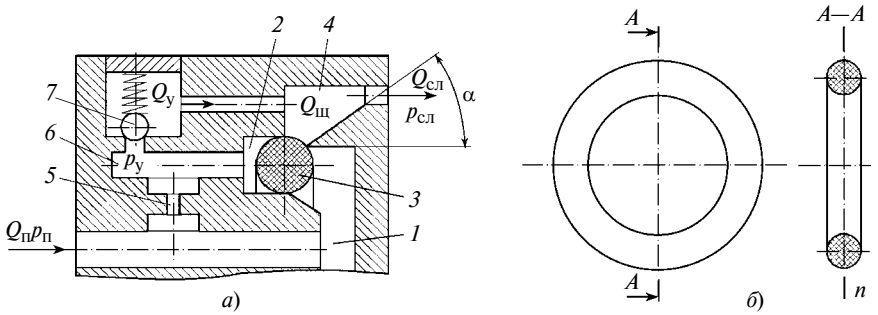
$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{щ}} + Q_{\text{др}} + aF\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}t},$$

где $Q_{\text{п}}$ — расход жидкости, подводимой к клапану *3*; $Q_{\text{щ}}$ — расход жидкости через щель между седлом и клапаном *3*; $Q_{\text{др}}$ — расход жидкости через дроссель *5*.

Расходы $Q_{\text{щ}}$ и $Q_{\text{др}}$ определим по формулам:

$$Q_{\text{щ}} = K_{\text{щ}}h\sqrt{p_{\text{п}} - p_{\text{сл}}}; \qquad (2)$$

$$Q_{\text{др}} = K_{\text{др}}h\sqrt{p_{\text{п}} - p_{\text{у}}}, \qquad (3)$$



Расчетная схема регулятора давления (*а*) и запорный клапан в виде тора (*б*)

где $K_щ = \mu_щ F_щ \sin\alpha \sqrt{2/\rho}$; $K_др = \mu_др f_др \sin\alpha \sqrt{2/\rho}$; $\mu_щ$ — коэффициент расхода жидкости через щель между седлом и клапаном *3*; $\mu_др$ и $f_др$ — коэффициент расхода жидкости и площадь дросселя *5*; α — угол между направлением потока жидкости и направлением движения клапана *3*.

Собственная частота управляющего клапана *7* вследствие его малой массы на практике значительно больше собственной частоты запорного клапана *3*, поэтому при исследовании динамики регулятора давления можно использовать статическую характеристику клапана *7*, связывающую давление $p_у$ управления с расходом $Q_у$ через клапан:

$$p_у = p_{у\,н} + K_{p_у Q_у} Q_у,$$

где $K_{p_у Q_у}$ — коэффициент, определяемый по наклону характеристики клапана; $p_{у\,н}$ — начальное давление клапана.

Расход через клапан *7* определяется уравнением

$$Q_у = F\frac{dh}{dt} + Q_др.$$

Уравнения (2) и (3) — нелинейные, однако при небольших отклонениях расходов в равновесном состоянии регулятора их можно линеаризовать [5] и представить в виде:

$$m\frac{d^2h'}{dt^2} + f\frac{dh'}{dt} + Fp'_у - c_гдh' = aFp'_п; \quad (4)$$

$$Q'_п = Q'_щ + Q'_др + aF\frac{dh'}{dt}. \quad (5)$$

Здесь $Q'_щ = K_{Qh}h' + K_{Qp1}p'_п$;

$Q'_др = K_{Qp2}p'_п - K_{Qp2}p'_у$;

$p'_у = K_{p_у Q_у 2}\, Q'_у$; $Q'_у = F\frac{dh'}{dt} + Q'_др$,

где $K_{Qh} = K'_щ\sqrt{p_{п0} - p_{сл}}$;

$$K_{Qp1} = \frac{K'_щ h_0}{2\sqrt{p_{п0} - p_{сл}}};$$

$$K_{Qp2} = \frac{K_др}{2\sqrt{2p_{п0} - p_{у0}}};$$ $p_{п0}$ и $p_{у0}$ — соответственно подводимое давление и давление в управляющей полости при равновесии клапана, имеющего перемещение h_0.

Так как расходы $Q_щ$ и $Q_п$ мало отличаются друг от друга, можно принять $Q'_п = Q'_щ$.

После преобразований уравнений (4) и (5) по Лапласу [5] соответствующая передаточная функция примет вид:

$$W_{pQ}(S) = \frac{p'_п(s)}{Q'_п(s)} = \frac{T^2s^2 + 2\xi Ts + 1}{K_{Qp3}(T_1^2s^2 + 2\xi_1 T_1 s + 1)}, \quad (6)$$

где $T = \sqrt{\frac{m}{c}}$;

$$\xi = \frac{K_{p_у Q_у} F^2}{2\left(1 + K_{p_у Q_у} K_{Qp2}\right)\sqrt{mc}};$$

$K_{Qp2} = K_{Qp1} + K_{Qh}K_{hp}$;

$$K_{hp} = \frac{F}{c} + \frac{K_{p_у Q_у} K_{Qp}}{1 + K_{p_у Q_у} K_{Qh} K_{hp}};$$

$$T_1 = T\sqrt{\frac{K_{Qp1}}{K_{Qp1} + K_{Qh}K_{hp}}};$$

$$\xi_1 = \frac{\xi K_{Qp1}}{K_{Qp1} + K_{Qh}K_{hp}}.$$

Передаточная функция (6) показывает устойчивость регулятора давления непрямого действия данного типа. При учете сжимаемости жидкости регулятор с гидросистемой могут работать неустойчиво. Отклонение расхода жидкости в этом случае можно выразить как

$$Q'_с = Q'_п + \frac{V_с}{B_с}\frac{dp'}{dt}, \quad (7)$$

где $V_с$ и $B_с$ — объем жидкости и приведенный модуль упругости жидкости в гидросистеме.

Преобразованное по Лапласу уравнение (7) при нулевых начальных условиях выражает отклонения давления в подводном канале

$$p'_п(s) = \frac{B_с}{V_с}(Q'_с(s) - Q'_п(s)),$$

а соответствующая передаточная функция имеет вид

$$\Phi_с(s) = \frac{p'_п(s)}{Q'(s)} = \frac{B_с W_{pQ}(s)}{B_с + V_с W_{pQ}(s)}. \quad (8)$$

Подставив выражение (6) в знаменатель уравнения (8), получим характеристическое уравнение данной замкнутой системы третьей степени. Можно проверить устойчивость такой системы по критерию Гурвица или, используя номограмму Вышнеградского [5], выбрать желаемый характер переходного процесса и соответствующие параметры регулятора.

Экспериментальные исследования опытного образца регулятора непрямого действия с эластичным запорным элементом в основном клапане показали приемлемую его работоспособность, что позволяет разработать промышленный образец с заданными эксплуатационными параметрами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сыркин В. В., Петров В. Б.** О применении эластичных элементов в гидравлических регуляторах // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Киев: Техніка, 1978. Вып. 14. С. 86—88.
2. **А. с. 607086 СССР:** МПК
3. **Сыркин В. В., Семенов Л. М., Петров В. Б.** Динамика предохранительного клапана с эластичным управляющим элементом // Гидропривод и гидропневмоавтоматика. Киев: Техніка, 1979. Вып. 15. С. 33, 34.
4. **Сыркин В. В., Трейер В. А.** Исследование работы регуляторов давления повышенной герметичности в условиях вибрационных нагрузок // Вестник машиностроения. 2014. № 5. С. 29—32.
5. **Попов Д. Н.** Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М.: Машиностроение, 1987. 464 с.

УДК 621.924

М. М. МАТЛИН, д-р техн. наук, Е. Н. КАЗАНКИНА, канд. техн. наук, В. А. КАЗАНКИН (Волгоградский ГТУ), e-mail: matlin@vstu.ru

Определение контактной жесткости деталей с близкой твердостью

Предложен метод определения сближения номинально плоских шероховатых поверхностей с близкой твердостью материалов деталей при пластической деформации неровностей.

Ключевые слова: сближение, контактная жесткость, параметр шероховатости, кривая опорной поверхности, внедрение, сплющивание, остаточная контактная деформация.

The method of approach determination of nominally flat rough surfaces with close hardness of parts materials at plastic deformation of asperities is suggested.

Keywords: approach, contact stiffness, roughness parameter, bearing surface curve, penetration, flattening, residual contact deformation.

Повышение несущей способности и жесткости, снижение металлоемкости и стоимости неподвижных соединений машин — задача совершенствования расчетов на этапе конструирования. Так, небрежность при расчетах контактной жесткости шероховатых поверхностей деталей может привести к значительной ошибке в оценке эксплуатационных параметров этих соединений.

Контакт поверхностей деталей основан на закономерности взаимодействия отдельных микронеровностей, моделируемых, как правило, в виде сферы. Сначала в контакт входят выступы с наибольшей высотой. При увеличении нагрузки в контакт входят новые выступы. При контакте деталей со значительно отличающейся твердостью поверхностей (в 2 раза и более) выступы более твердой поверхности внедряются в более мягкую поверхность и сплющиваются под действием нагрузки. Расчет сближения поверхностей в контакте, а следовательно, и определение контактной жесткости при таком соотношении твердостей хорошо изучен [1—3].

В данной работе рассматривается контакт деталей, твердости поверхностей которых отличаются менее чем в 2 раза. Например, твердости материалов ступицы зубчатого колеса и вала часто соизмеримы. В этом случае происходит одновременное внедрение и сплющивание выступов каждой из шероховатых поверхностей. На начальном этапе (в качестве первого приближения) рассмотрим случай, когда упругой составляющей сближения можно пренебречь, а деформацию неровностей шероховатой поверхности считать чисто пластической, что соответствует контакту деталей с достаточно большой шероховатостью поверхностей при высокой контактной нагрузке. Контакт двух шероховатых поверхностей можно рассматривать как контакт шероховатой и гладкой поверхностей, использовав понятие "эквивалентная шероховатая поверхность" [3].

В работе [4] дано общее решение задачи для контакта шероховатых поверхностей, имеющих неровности одинаковых радиусов и расположенных на разных уровнях. В подобных расчетах, как правило, принимают допущение об одинаковых радиусах неровностей, соответствующих способу обработки поверхностей и параметрам шероховатости, что позволяет получить модель, наиболее приближенную к реальной шероховатой поверхности. Однако при большом числе уровней, на которых расположены микронеровности, решение задачи требует больших вычислений, а кроме этого, трудно определить число неровностей на каждом уровне.

Для разработки метода определения сближения, удобного для использования в конструкторских расчетах, предлагается так называемая одноуровневая модель, в которой все выступы имеют одинаковые радиусы вершин и расположены на одном уровне [1]. При этом каждому сближению поверхностей деталей соответствует свое расчетное число выступов, которое определяется из условия равенства фактических площадей контакта (ФПК) реальной поверхности и указанной модели. Что касается чисто геометрической задачи, состоящей в описании зависимости ФПК от сближения поверхностей в контакте, такая модель вполне оправданна и значительно облегчает расчеты. Однако тождественность силовых зависимостей в описанной модели и реальной шероховатой поверхности не очевидна и требует дополнительного исследования.

Для определения ФПК шероховатой поверхности используют, как правило, уравнение начального участка кривой опорной поверхности [3]

$$\eta_r = A_r/A_a = a_к b_к \varepsilon_к^{\nu}.$$

Здесь A_a — номинальная площадь контакта; $a_к$ — коэффициент, зависящий от характера деформации (при пластическом контакте $a_к = 1$); $b_к$ и ν — коэффициенты, зависящие от вида обработки поверхности; $\varepsilon_к = \alpha/R\max$ — относительное сближение, где $R\max$ — наибольшая высота неровностей профиля; α — абсолютное сближение.

Рассмотрим шероховатую поверхность с пластической твердостью $НД_ш$ [7], выступы которой имеют одинаковый радиус R скругления и расположены на N уровнях. Разности соседних уровней равны и составляют $S = h_i/N$, где h_i — остаточная контакт-

ная деформация неровностей i-го уровня. Данная шероховатая поверхность контактирует с гладкой поверхностью, имеющей пластическую твердость НД, с силой F_N, причем в контакте находятся выступы всех N уровней. Рассмотрим также модель контакта шероховатой поверхности с твердостью $НД_ш$ и выступами радиуса R, расположенными на одном уровне, и гладкой поверхности (пластическая твердость НД) с силой F_M. Сближение и ФПК модели и реальной поверхности одинаковы. Тогда соотношение сил в реальном контакте и в модели можно определить по формуле

$$k = F_N/F_M = \sum_{j=1}^{N} n_j F_j'/(nF_I'), \qquad (1)$$

где n_j и n — соответственно число выступов j-го уровня и одноуровневой модели; F_j' и F_I' — соответственно нагрузка на единичный выступ j-го уровня и модели.

Остаточное сближение h_I в контакте выступов первого, наиболее высокого уровня, можно определить по формуле

$$h_I = h_j + \sum_{t=1}^{j-1} S_{t,\,t+1},$$

где h_j — остаточное сближение в контакте выступов j-го уровня; $S_{t,\,t+1}$ — разность уровней, на которых находятся вершины выступов t-го и $(t+1)$-го уровней.

Отсюда определим

$$h_j = h_I - (j-1)\frac{h_I}{N}. \qquad (2)$$

С учетом равенства (2) отношение указанных сближений примет вид:

$$\frac{h_I}{h_j} = \frac{N}{N+1-j}. \qquad (3)$$

В рассмотренном случае остаточное сближение h_j выступов j-го уровня с гладкой поверхностью включает в себя фактическую глубину $h_{фj}$ остаточного отпечатка на ней и фактическую величину $h_{c,\,фj}$ остаточного сплющивания выступа поверхности с большей шероховатостью:

$$h_j = h_{фj} + h_{c,\,фj}.$$

Тогда суммарная остаточная контактная деформация [5, 6]

$$h_j = aR\left(\frac{F_j'}{НД_{пр}R^2}\right)^b,$$

где a и b — коэффициенты, зависящие от отношения $НД_ш/НД$ пластических твердостей шероховатой и гладкой поверхностей; $НД_{пр} = 1{,}5НД_шНД/(НД_ш + НД)$ — приведенная пластическая твердость [6].

Коэффициенты a и b определены по результатам экспериментального исследования стальных деталей в зависимости от отношения твердостей:

$$a = \frac{0{,}057}{(НД_ш/НД)^{1,72}} + 0{,}142; \qquad (4)$$

$$b = 1{,}306 - 0{,}153(НД_ш/НД). \qquad (5)$$

Для рассматриваемой модели аналогично определим

$$h_I = aR\left(\frac{F_I'}{НД_{пр}R^2}\right)^b. \qquad (6)$$

Тогда формула (3) примет вид:

$$h_I/h_j = (F_I'/F_j')^b = N/(N+1-j),$$

а нагрузка на единичную неровность j-го уровня составит

$$F_j' = F_I'\left(\frac{N+1-j}{N}\right)^{1/b}. \qquad (7)$$

Число j выступов на каждом уровне определим, приравняв ФПК выступов и площадь, определяемую уравнением опорной поверхности, при одном и том же сближении:

$$n_j = \frac{A_a b_k (h_I/R)^{\nu}}{2\pi R h_I N^{\nu-1}}[j^{\nu} - 2(j-1)^{\nu} + (j-2)^{\nu}]. \qquad (8)$$

Число выступов одноуровневой модели определим из условия равенства площадей сечений шероховатой поверхности и модели при одинаковом сближении:

$$n = \frac{A_a b_k (h_I/R\max)^{\nu}}{2\pi R h_I}. \qquad (9)$$

Подставив выражения (7)—(9) в уравнение (1), определим коэффициент силового подобия

$$k = \frac{F_N}{F_M} = \frac{\sum_{j=1}^{N} n_j F_j'}{nF_I'} =$$

$$= \frac{1 + \frac{1}{N^{1/b}}\sum_{j=2}^{N}[j^{\nu} - 2(j-1)^{\nu} + (j-2)^{\nu}](N+1-j)^{1/b}}{N^{\nu-1}}. \qquad (10)$$

На рис. 1 приведены зависимости коэффициента k от числа N уровней, на которых расположены выступы шероховатой поверхности, при равной пластической твердости контактирующих поверхностей деталей ($b = 1{,}153$). При небольшом числе уровней с увеличением N коэффициент k также увеличивается. При $N \geq 20$ (что соответствует ре-

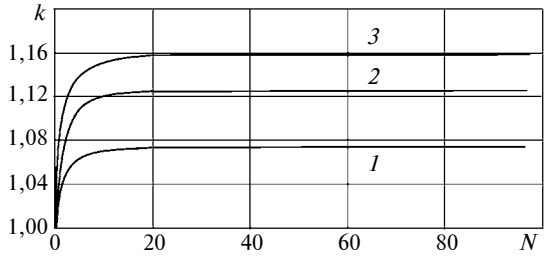


Рис. 1. Зависимости коэффициента *k* силового подобия от числа *N* уровней при НД$_ш$/НД = 1 и ν = 2 (*1*), 3 (*2*) и 4 (*3*)

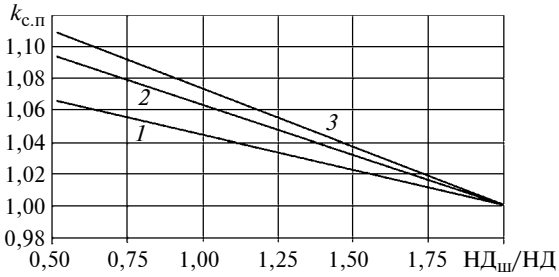


Рис. 2. Зависимости коэффициента $k_{с.п}$ от отношения НД$_ш$/НД при ν = 1,6 (*1*), 1,9 (*2*) и 2,1 (*3*)

альным шероховатым поверхностям) параметр k становится практически постоянным:

$$k_{с.п} = \lim_{N \to \infty} \frac{F_N}{F_M} = \frac{F}{F_M} = \text{const},$$

где F и F_M — соответственно контактная нагрузка в реальном стыке поверхностей деталей и в модели; $k_{с.п}$ — коэффициент силового подобия.

При моделировании шероховатых поверхностей можно считать, что коэффициент $k_{с.п}$ определяется только параметром ν уравнения опорной кривой и отношением пластических твердостей контактирующих поверхностей.

На рис. 2 приведены зависимости коэффициента $k_{с.п}$, рассчитанного по формуле (10), от отношения НД$_ш$/НД для разных значений ν. При НД$_ш$/НД = 2, когда происходит только внедрение выступов шероховатой поверхности в более мягкую гладкую поверхность, $k_{с.п}$ = 1 для любых значений ν, т. е. при равных ФПК равны и силы $F_N = F_M$. Это подтверждает работа [1]. При уменьшении отношения твердостей контактирующих поверхностей коэффициент $k_{с.п}$ увеличивается до значения, соответствующего чистому сплющиванию неровностей шероховатой поверхности.

Зависимость контактной нагрузки $F = F_N$ в реальном стыке деталей от остаточного сближения $h = h_I$ получим из выражения (10) с учетом равенств (6) и (7):

$$F = k_{с.п} F_M = k_{с.п} n F'_I =$$

$$= k_{с.п} \frac{A_a b_k h^{\nu - 1 + 1/b} НД_{пр} R^{1 - 1/b}}{2\pi a^{1/b} R^{\nu} \max} .$$

Сближение номинально плоских шероховатой и гладкой поверхностей определим при условии, что выступы (микронеровности) деформируются чисто пластически:

$$h = \left(\frac{2\pi a^{1/b} F R^{\nu}}{k_{с.п} A_a b_k НД_{пр} R^{1 - 1/b}} \right)^{\frac{1}{\nu - 1 + 1/b}} . \qquad (11)$$

Рассмотрим расчет остаточного сближения шероховатой поверхности 6 класса, полученной фрезерованием, с параметрами: НД$_ш$ = 3680 МПа, Ra = 0,002 мм, Rmax = 0,012 мм, r = 0,9 мм, с гладкой поверхностью (НД = 3840 МПа) при сжимающей нагрузке F = 20 кН. В этом случае НД$_ш$/НД = = 0,96, а НД$_{пр}$ = 1,5 · 3680 · 3840/(3680 + 3840) МПа. Параметры уравнения начального участка кривой опорной поверхности: $b_к$ = 1,9; ν = 1,6 [3]. Номинальная площадь контакта A_a = 60 мм^2. Остаточное сближение поверхностей с учетом коэффициента $k_{с.п}$ = 1,043, рассчитанное по формуле (11), составило h = 0,0016 мм при коэффициентах a = 0,203 и b = 1,159, полученных по формулам (4) и (5).

На рис. 3 приведены зависимости остаточной деформации h от давления q в контакте гладкой и шероховатой поверхностей при разных отношениях твердостей. Параметры контакта соответствуют приведенному выше расчету. Зависимость *1* получена при твердости гладкой поверхности в *2* раза меньшей твердости шероховатой поверхности (НД$_ш$ = 3680 МПа, НД = 1840 МПа). Такой контакт характеризуется внедрением выступов твердой шероховатой поверхности в мягкую гладкую поверхность. Зависимость *2*, полученная при близких твердостях контактирующих поверхностей (НД$_ш$ = 3680 МПа, НД = 3840 МПа), показывает, что происходит одновременное внедрение и сплющивание микровыступов. Для сравнения точками даны результаты расчета остаточного сближения по зависимостям работы [3]. Остаточные сближения, рассчитанные по формуле (11) и по зависимостям работы [3], при отношениях НД$_ш$/НД = 2 мало различаются, максимальное расхождение составляет 9 %. При небольшом различии твердостей контактирующих поверхностей разность сближений ≈30 %,

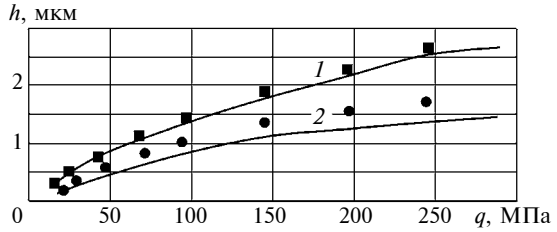


Рис. 3. Зависимости пластической контактной деформации *h* от давления *q* в контакте гладкой и шероховатой поверхностей, рассчитанные по формуле (11) — кривые *1* и *2*, по зависимостям работы [3] — точки, при НД$_ш$/НД = 2 (*1*) и 0,96 (*2*)

УДК 681.2.083

В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук, М. П. ГОРШЕНЕВА,
Д. В. ПОТЕХИН, А. А. СИЛАЕВ, канд. техн. наук (Волжский ПИ — филиал ВолгГТУ), e-mail: vto@volpi.ru; saninv@rambler.ru

Определение размера эталонного объекта с погрешностями базирования методом фотометрии с использованием плоскопараллельных концевых мер длины

Рассматривается бесконтактное измерение поверхностей деталей с использованием плоскопараллельных концевых мер длины. Предложен метод определение размера эталонного объекта с погрешностями базирования относительно базы фотоаппарата.

Ключевые слова: фотометрия, эталонный объект, базирование, плоскопараллельные концевые меры длины, радиальное биение, распределительный вал.

Is considered non-contact measurement of surface of part using a plan-parallel end measures of length. A method is proposed for determination of the size of the reference object error based relative to the camera.

Keywords: photogrammetry, reference object, based, plane-parallel end measures of length, eccentricity, camshafts.

Метод фотометрии позволяет повысить точность бесконтактного измерения поверхностей деталей и использовать компьютеры при операционном и приемочном контроле деталей после механической обработки.

При измерении деталей методом фотометрии возникает погрешность базирования эталонного объекта или вала в виде непараллельности их поверхностей и базовой плоскости фотоаппарата. При тарировании измерительного устройства, состоящего из фотоаппарата и эталонного объекта, могут возникать дополнительные погрешности измерения, поэтому следует учитывать погрешность расположения рабочих поверхностей эталонного объекта, по размерам которого определяется тарировочный коэффициент — число пикселей на один микрометр [1].

Измерения радиальных биений шеек распределительных валов двигателя ВАЗ [1] показали, что при использовании в качестве эталонного объекта плоскопараллельных концевых мер длины (ППКМД) (ГОСТ 9038—90) следует учитывать не только погрешность размера 20 ± 0,0002 мм, но и погрешность расположения рабочих поверхностей *1* и *2* эталонного объекта (рис. 1). В данном случае только поверхности *1* и *2* из шести поверхностей ППКМД являются рабочими, и если их размеры находятся в диапазоне 25÷50 мм при классе точности 0, то допустимые отклонения составляют ±0,2 мкм. Для ППКМД тех же размеров с сечением 15×15 мм нерабочие поверхности *3* и *4* имеют размер $35_{-0,3}$ мм, поверхности *5* и *6* — размер $9^{-0,05}_{-0,30}$ мм.

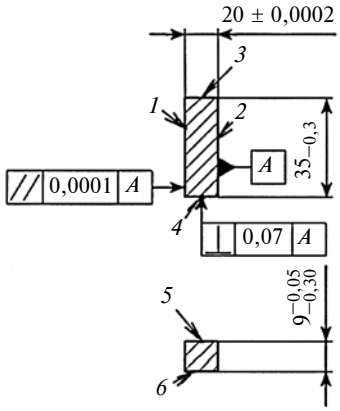


Рис. 1

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 39)

что подтверждает значительное влияние на него отношения твердостей.

Таким образом, предложенный метод позволяет определить остаточное сближение номинально плоских шероховатых поверхностей при разных отношениях твердостей контактирующих деталей и чисто пластической деформации микронеровностей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

2. **Крагельский И. В., Михин Н. М.** Узлы трения машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.

3. **Демкин Н. Б., Рыжов Э. В.** Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.

4. **Матлин М. М., Казанкина Е. Н., Казанкин В. А.** Методика определения контактной жесткости деталей при близких твердостях их материалов // Жизненный цикл конструкционных материалов (от получения до утилизации): Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием. Иркутск: Иркутский ГТУ, 2013. С. 41—46.

5. **Оценка** влияния соотношения твердостей деталей на контактную жесткость / М. М. Матлин, А. И. Мозгунова, Е. Н. Казанкина, В. А. Казанкин // Механика и физика процессов на поверхности в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования: Межвуз. сб. науч. тр. Вып. 6. Тверь: ТГТУ, 2013. С. 14—18.

6. **Пат. 2488806 Рос. Федерации:** МПК G01N3/42. Способ определения пластической твердости материала образца.

7. **ГОСТ 18835—73.** Металлы. Метод измерения пластической твердости. М.: Изд-во стандартов, 1975. 9 с.

Допуск плоскопараллельности и требования к перпендикулярности нерабочих и рабочих поверхностей ППКМД размером более 10 мм очень высокие; для нерабочих поверхностей данный допуск не регламентируется. Следовательно, при выделении границ эталонного объекта на снимке тарировочный коэффициент определяется только на основании размеров рабочих поверхностей с учетом расчетной погрешности взаимного расположения фотоаппарата и эталонного объекта.

Для определения погрешностей установки эталонного объекта в координатах XY снимка (рис. 2) удобнее, если поверхность эталонного объекта не будет строго параллельна оси X. При отклонении от перпендикулярности рабочих поверхностей к нерабочим, по которым базируется эталонный объект, его форма искажается и измерение получается неверным.

Для решения этой проблемы проанализировали рабочую поверхность эталонного объекта и определили угол смещения объекта. Выделенный участок снимка, содержащий только эталонный объект, разделили на две части по вертикали и получили два снимка — правый и левый. Используя алгоритмы выделения контуров, установили границы объекта в виде линий, а из уравнения прямой $y = kx + b$ определили коэффициенты b и k по формулам:

$$b = y_1x_2 - y_2x_1/(x_2 - x_1); \quad (1)$$

$$k = \mathrm{atan}[(y_1 - b)/x_1], \quad (2)$$

т. е. нашли углы линий относительно точки O (0; 0) на снимке (см. рис. 2).

При этом рационально исключить линии, угол наклона которых не выходит за границы интервала [80°; 100°] (т. е. приняли допущение, что угол α наклона эталонного объекта не превышает 10°). Все значения углов α записали в виде двух массивов соответственно для правой и левой сторон эталонного объекта и сравнили их перебором значений обоих массивов. Равенство углов двух линий означает, что они параллельны и, предположительно, являются рабочей поверхностью эталонного объекта. Затем участок снимка повернули на полученный угол.

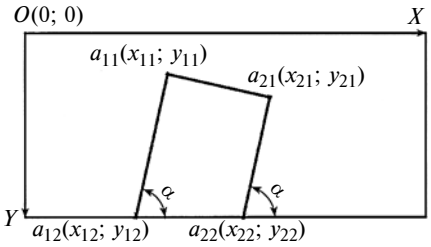


Рис. 2

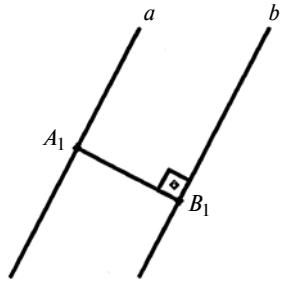


Рис. 3

При использовании метода фотометрии следует учитывать взаимное положение эталонного и исследуемого объектов. Если они находятся в параллельных плоскостях, например, распределительный вал в центрах токарного станка, а эталонный объект на резцедержателе, то для выравнивания положения поверхности шейки вала лучше повернуть весь снимок. Если плоскости фотоаппарата будет параллелен или эталонный объект, или вал, или оба не будут параллельны, то поворот всего снимка на угол наклона эталонного объекта приведет к дополнительному наклону исследуемого объекта.

Однако и при данном методе возникают погрешности, обусловленные тем, что пиксель, как наименьшая единица снимка, неделим, и целое значение пикселей эталонного объекта при повороте становится дробным, что неизбежно приводит к округлению. Поэтому не стоит поворачивать снимок, а зная углы наклона рабочих поверхностей, расстояние между ними определить аналитически.

В прямоугольной системе координат для прямых a и b (рис. 3) общими будут уравнения $Ax + By + C_1 = 0$ и $Ax + By + C_2 = 0$. Тогда расстояние между параллельными прямыми можно рассчитать по формуле работы [2]

$$A_1B_1 = |C_2 - C_1|/\sqrt{A^2 + B^2}.$$

При использовании уравнения прямой $y = kx + b$ расстояние между поверхностями эталонного объекта можно определить по формуле $|A_1B_1| = |b_2 - b_1|/\sqrt{k^2 + 1}$, где $k = k_1 = k_2$ — угол наклона прямых.

Расчетом по алгоритмам для определения границ получим две прямые, каждая из которых задана двумя точками $a_{11}(x_{11}, y_{11})$, $a_{12}(x_{12}, y_{12})$ и $a_{21}(x_{21}, y_{21})$, $a_{22}(x_{22}, y_{22})$ соответственно. По формулам (1) и (2) найдем коэффициенты b_1 и b_2 и углы наклона $k = k_1 = k_2$ каждой рабочей поверхности и, следовательно, расстояние между ними.

Таким образом, ширину эталонного объекта можно рассчитать, не поворачивая снимок. Определив расстояние между поверхностями эталонного объекта в пикселях по предложенному алгоритму и зная его действительный размер в миллиметрах, можно рассчитать тарировочный коэффициент для перевода значения радиального биения шеек вала, получаемого также в пикселях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Санинский В. А., Потехин Д. В., Горшенева М. П.** Опыт использования метода фотоанализа при измерении биения опорных шеек распределительного вала // Успехи современного естествознания. 2012. № 6. С. 80, 81.

2. **Бугров Я. С., Никольский С. М.** Высшая математика: Учеб. для вузов: В 3 т. / Под ред. В. А. Садовничего. М.: Дрофа, 2004.

УДК 629.113

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук, С. Х. ПЛИЕВ, канд. техн. наук (Горский ГАУ, г. Владикавказ),
В. Г. ВАСИЛЬЕВ (Пермский военный институт внутренних войск МВД РФ), e-mail: avtofak.ggau@yandex.ru

Оптимальное распределение масс по осям двухосной колесной машины

Для двухосного автомобиля определено оптимальное распределение масс по осям, обеспечивающее максимальную силу тяги на ведущих колесах.

Ключевые слова: колесная машина, двухосный автомобиль, распределение масс, сила тяги, ведущие колеса, профильная проходимость.

For two-axle vehicle, the optimal mass distribution along the axes, providing maximum tractive force on driving wheels, is determined.

Keywords: wheeled machine, two-axle vehicle, mass distribution, tractive force, driving wheels, profiled cross-country ability.

Известно, что чем больше масса, приходящаяся на ведущие колеса, тем больше сила тяги в контакте колес с опорной поверхностью. Вместе с тем существуют ограничения по опрокидыванию при разгоне и торможении колесной машины, особенно с короткой базой [1]. Наибольший интерес представляет оптимальное распределение масс по осям полноприводного автомобиля. Анализ работ по профильной проходимости полноприводных автомобилей и конкретно по преодолению вертикальных препятствий показал, что общепринятым считается равное распределение масс по осям [2, 3], т. е. $G_1/G_2 = 1$, где G_1 и G_2 — массы, приходящиеся соответственно на переднюю и заднюю оси автомобиля. Однако это не лучшее распределение масс по осям автомобиля, которое было выбрано интуитивно. Понятие "оптимальное распределение масс по осям автомобиля" возникло при изучении параметров колесной машины (автомобиля, трактора и др.), влияющих на профильную проходимость, в частности, при преодолении вертикальных препятствий [4—6].

Установлено, что максимальная сила тяги на ведущих колесах, а следовательно, и преодоление вертикальных препятствий (стенка, бордюр, эскарп и др.) зависят от дорожных условий и таких параметров автомобиля, как отношение G_1/G_2; коэффициенты сцепления задних шин с дорогой (φ_x) и гранью препятствия (φ_A); коэффициенты сопротивления качению задних колес (f_x) по плоской поверхности и передних колес (f_A) по грани препятствия; радиус r колеса и его деформация Δ на грани порога; привод к ведущим колесам.

Кроме того, в теории профильной проходимости утвердилось мнение, что высота стенки, преодолеваемой колесами полноприводного автомобиля, не превышает радиуса r колеса. На ошибочность этого утверждения указал д-р техн. наук, профессор Г. О. Котиев (МГТУ им. Н. Э. Баумана). Поэтому сначала необходимо определить условия, при которых машина преодолевает вертикальное препятствие.

Рассмотрим взаимодействие колес с вертикальной стенкой при условиях: $h < r$; $h = r$ или $h > r$, где h — высота стенки; r — радиус колеса.

При контакте передних колес со стенкой высотой $h < r$ возможно преодоление только порогов, высота которых не больше высоты днища автомобиля. Если порог (вертикальная стенка) высокий, то выступающие за пределы передних колес элементы автомобиля упрутся в стенку и колеса будут буксовать из-за невозможности преодолеть реакции стены.

Далее, в отличие от работы [5], в которой не учитывается коэффициент f_A, приведены функциональные зависимости максимальной высоты h вертикальных препятствий, преодолеваемых полноприводным (4×4), переднеприводным (2×4) и заднеприводным (4×2) автомобилями (рис. 1, *а—в*), от всех значимых параметров автомобиля и опорной поверхности под передними и задними колесами:

$$h = r - (r - \Delta)\cos\alpha, \tag{1}$$

где α — угол подъема для автомобиля:

полноприводного (4×4)

$$\alpha = \operatorname{arctg}\frac{(\varphi_A - f_A)G_1/G_2 + (\varphi_x - f_x)}{G_1/G_2 - (\varphi_A - f_A)(\varphi_x - f_x)}; \tag{2}$$

переднеприводного (2×4)

$$\alpha = \operatorname{arctg}\frac{(\varphi_A - f_A)G_1/G_2 - f_x}{G_1/G_2 + (\varphi_A - f_A)f_x}; \tag{3}$$

заднеприводного (4×2)

$$\alpha = \operatorname{arctg}(\varphi_x - f_x)G_2/G_1. \tag{4}$$

С помощью выражений (1)—(4) можно не только определить максимальную высоту h препятствий, преодолеваемых разноприводными автомобилями,

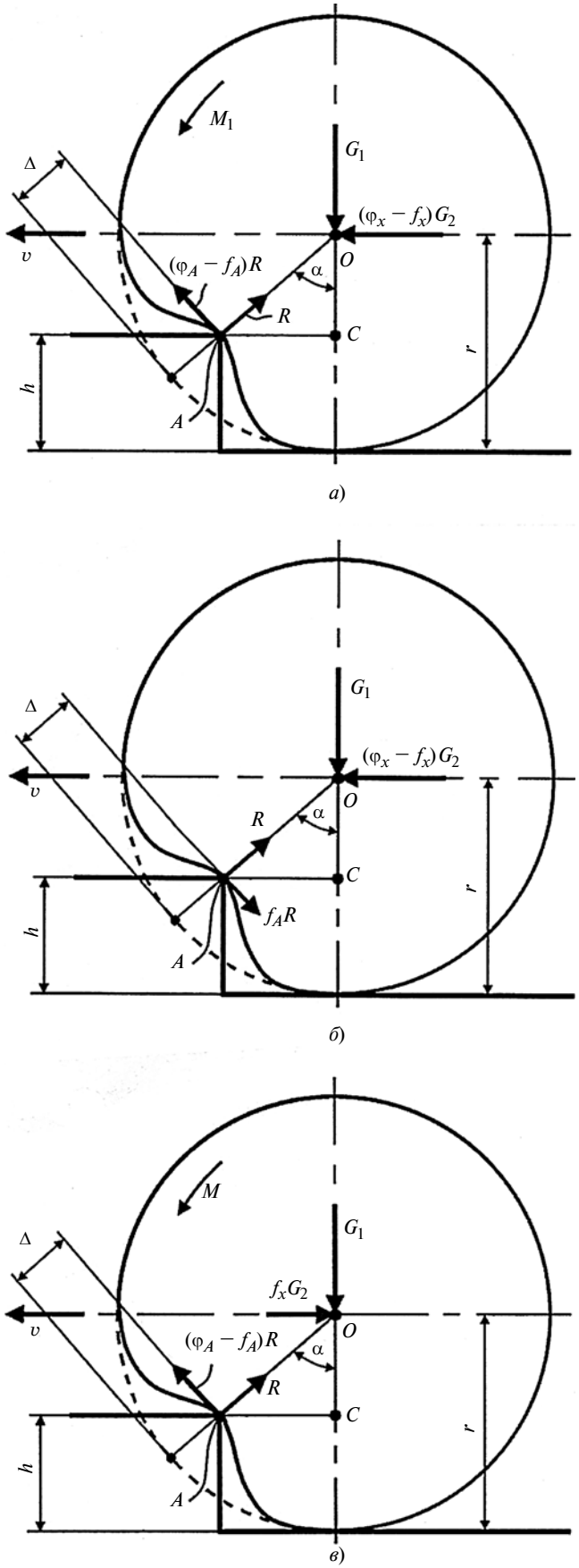


Рис. 1. Схемы сил, действующих на передние колеса полноприводного (*а*), заднеприводного (*б*) и переднеприводного (*в*) автомобилей

а главное, по этой высоте установить максимальную силу тяги на ведущих колесах и, следовательно, максимальное распределение масс по осям, при котором она создается. Следовательно, формулы (1)—(4) можно использовать при проектировании специальных автомобилей с максимальными тяговыми свойствами для конкретных условий эксплуатации. Кроме того, по формулам (1)—(4) можно определить, например, как влияет радиальная деформация шин передних колес на преодоление грани вертикальных стенок (рис. 2).

Некоторые исследователи, например авторы работы [7], считают сопротивление качению передних и задних колес пренебрежимо малым и не учитывают его, что в большой степени ошибочно, особенно относительно полноприводного автомобиля, не считая сельскохозяйственных колесных тракторов и автомобилей, при оценке их использования в тяжелых дорожных условиях. Для подтверждения этого рассмотрим пример влияния сопротивления качению на преодоление автомобилем бордюров.

Предположим, что автомобиль наезжает передними колесами на бетонный бордюр при наличии под задними колесами бетона, грунта и песка. Примем $G_1/G_2 = 1$, чтобы исключить влияние распределения масс по осям на проходимость. Считаем, что коэффициенты φ_A и f_A несколько больше коэффициентов φ_x и f_x, учитывая, что эластичные шины передних колес, входящие в сцепление с гранью бордюра, больше деформируются, вызывая большие потери на преодоление сопротивления качению. Результаты расчетов приведены в таблице. Данные показали, что если не учитывать коэффициенты f_A и f_x сопротивления качению в зависимости от дорожного покрытия, то ошибка при определении максимальной высоты преодолеваемого порога полноприводным и переднеприводным автомобилями может увеличиться в 2 раза.

Исследования, выполненные с использованием зависимостей (1)—(4) при варьировании отноше-

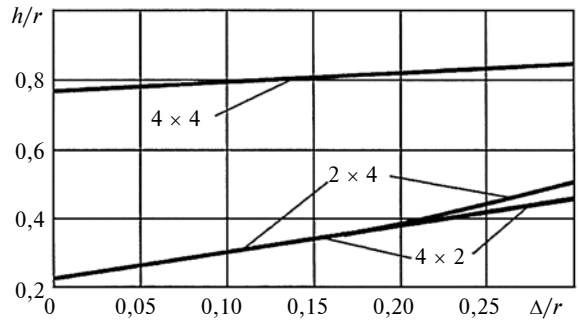


Рис. 2. Зависимости радиальной деформации Δ/r шины от относительной высоты h/r вертикального препятствия, преодолеваемого разноприводными автомобилями при $\varphi_A = \varphi_x = 0{,}8$; $f_A = f_x = 0{,}014$; $G_1/G_2 = 1$

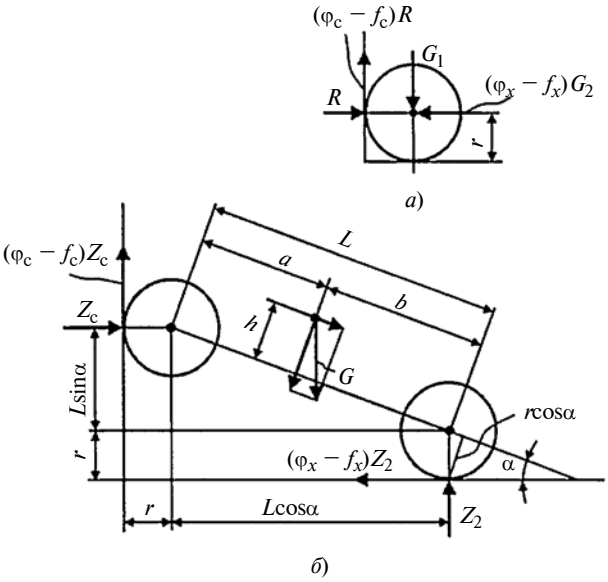


Рис. 3. Схемы движения передних колес полноприводного автомобиля по вертикальной стене в начальный период (*а*) и после (*б*)

ния G_1/G_2, радиального прогиба Δ/r, коэффициентов φ_A и φ_x сцепления с опорными поверхностями, коэффициентов f_A и f_x сопротивления качению, дали следующие результаты:

для заднеприводного и переднеприводного автомобилей, независимо от всех значимых параметров автомобиля и опорной поверхности, оптимальным считается отношение G_1/G_2, при котором центр масс расположен ближе к ведущей оси, но на расстоянии, не меньше чем $a = b = \varphi_x h$ [8], при котором возможно опрокидывание при разгоне и торможении (a и b — расстояния от центра масс до передней и задней осей автомобиля; h — высота центра масс автомобиля). При $\varphi_x = 1$ получим $a = b = h$;

оптимальным распределением масс по осям для полноприводного автомобиля в хороших условиях эксплуатации следует считать отношения $G_1/G_2 = 0{,}4/0{,}6$ (при $\varphi_A = 0{,}8$, $\varphi_x = 0{,}8$) и $G_1/G_2 = 0{,}45/0{,}55$ (при $\varphi_A = 1$, $\varphi_x = 0{,}8$);

полноприводный автомобиль должен преодолевать в 1,7 раза большую высоту, чем заднеприводный, и в 3,4 раза большую, чем переднеприводный.

Для заднеприводных и переднеприводных автомобилей преодоление стенки высотой $h \geq r$ невозможно.

Движение передних колес полноприводного автомобиля по вертикальной стене, если не мешают габаритные размеры [9], возможно в начальный период, когда под действием силы тяги задних колес создается достаточная сила сцепления передних колес со стенкой, превышающая массу G_1 (рис. 3). Это самый тяжелый режим движения.

На схемах обозначено: G — масса автомобиля; M_1 — крутящий момент двигателя, подведенный к передней оси; R — реакция стенки в начальный период; φ_x и f_x — коэффициенты сцепления и сопротивления качению под задней осью автомобиля; φ_c и f_c — коэффициенты сцепления и сопротивления качению под передней осью (на стенке); $L = a + b$ — база автомобиля; h — расстояние от центра масс автомобиля до плоскости осей автомобиля; Z_c и Z_2 — нормальные реакции соответственно стенки и опорной поверхности на колеса автомобиля.

Рассмотрим силы, действующие на передние колеса полноприводного автомобиля [6] при упоре в стенку (см. рис. 3, *а*), которая противодействует движению с силой R ($Z_1 = 0$). На ось колес будут действовать часть G_1 массы автомобиля и результирующая всех касательных реакций опорной поверхности колес, представляющая собой сумму сил сцепления ($\varphi_x G_2$) и сопротивления качению ($f_x G_2$): $(\varphi_x - f_x)G_2$.

В контакте передних колес со стенкой под действием момента M_1 создается результирующая всех касательных реакций стенки, представляющая собой сумму сил сцепления передних колес со стенкой ($\varphi_c R$) и сопротивления качению по стенке ($f_c R$): $(\varphi_c - f_c)R$.

Из суммы проекций определим:

$$R = (\varphi_x - f_x)G_2; \qquad (5)$$

$$G_1 = (\varphi_c - f_c)R.$$

Значения параметров, влияющих на проходимость автомобилей

Дорожное покрытие под задними колесами	φ_A	f_A	φ_x	f_x	r	Δ/r	Высота h, м, при $f \neq 0$ (числитель) и $f = 0$ (знаменатель) для автомобилей		
							4×4	2×4	4×2
Бетон			0,80	0,014			0,31/0,32	0,12/0,12	0,11/0,11
Грунт	0,9	0,02	0,68	0,08	0,37	0,1	0,27/0,29	0,10/0,12	0,08/0,09
Песок			0,30	0,29			0,12/0,20	0,07/0,12	0,04/0,05

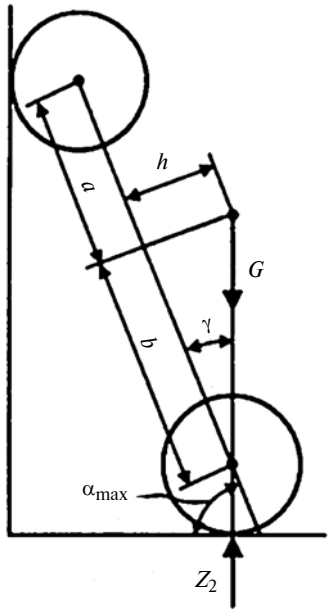


Рис. 4. Схема определения угла α_{max} опрокидывания

Движение передних колес автомобиля по вертикальной стенке возможно только при условии

$$(\varphi_c - f_c)R \geq G_1. \quad (6)$$

Подставив в уравнение (6) значение R из равенства (5), получим:

$$G_1/G_2 \leq (\varphi_c - f_c)(\varphi_x - f_x). \quad (7)$$

Выражение (7) — условие, при котором возможно движение передних колес полноприводного автомобиля по вертикальной стенке, получено для наиболее тяжелого режима движения, когда передние колеса полноприводного автомобиля упираются в стенку, а задние колеса касаются полотна дороги без силового взаимодействия, которое определяется реакцией R стенки.

С началом перемещения передних колес по стенке реакция R превращается в нормальную реакцию Z_c стенки на передние колеса, изменяясь от максимального значения R до 0, что неизбежно приводит к опрокидыванию автомобиля. Для описанного переходного периода (см. рис. 3, *б*) составим уравнение моментов относительно центра контакта задних колес с опорной поверхностью:

$$Z_c(L\sin\alpha + r) + (\varphi_c - f_c)Z_c(L\cos\alpha + r) + \\ + G(h + r\cos\alpha)\sin\alpha - G(b + r\sin\alpha)\cos\alpha = 0,$$

откуда определим текущую нормальную реакцию Z_c стенки в зависимости от угла α:

$$Z_c = \frac{G[(b + r\sin\alpha)\cos\alpha - (h + r\cos\alpha)\sin\alpha]}{(L\sin\alpha + r) + (\varphi_c - f_c)(L\cos\alpha + r)}. \quad (8)$$

Очевидно, что при $Z_c = 0$ из выражения (8) методом итерации можно определить угол α, при котором автомобиль опрокинется. Наиболее просто угол α можно определить в положении, когда центр масс автомобиля находится над задним мостом (рис. 4): $Z_2 = G$, а $Z_c = 0$. Из схемы, приведенной на рис. 4, найдем максимальный угол наклона продольной оси автомобиля, при котором он опрокинется: $\alpha_{max} = \pi/2 - \gamma$, где $\gamma = \mathrm{arctg}\,h/b$.

Движение по стенке, разумеется, не имеет практического значения, кроме демонстрации мощности выпускаемых вездеходов в целях рекламы. Но при проектировании автомобилей зависимость (7) позволяет определить оптимальное распределение масс по осям двухосной полноприводной колесной машины, что обеспечивает высокую проходимость. Уточним, что под оптимальным распределением масс по осям автомобиля понимается создание максимальной силы тяги на ведущих колесах, которая развивается в начальный период перемещения по стенке, когда $Z_c = R$ и $G_1/G_2 = (\varphi_c - f_c)(\varphi_x - f_x)$.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мамити Г. И.** Теория движения двухосной колесной машины. Механика эластичного колеса. Тяговая и тормозная динамика. Тяговый расчет. Моделирование процесса торможения. Топливная экономичность, маневренность, проходимость и плавность хода: учебник для вузов. Владикавказ: Горский ГАУ, 2012. 216 с.

2. **Армейские** автомобили. Теория / А. С. Антонов, Ю. А. Кононович, Е. И. Магидович и др. М.: Воениздат, 1970. 527 с.

3. **Ларин В. В.** Теория движения полноприводных колесных машин. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 391 с.

4. **Мамити Г. И., Плиев С. Х.** Проходимость колесной машины: Монография. Владикавказ: ООО НПКП "Мавр", 2013. 136 с.

5. **Преодоление** вертикальных препятствий колесными машинами / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Известия Горского ГАУ. Т. 50. Ч. 2. 2013. С. 180—183.

6. **О высоте** вертикального препятствия, преодолеваемого полноприводным автомобилем / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Автомобильная промышленность. 2014. № 1. С. 17, 18.

7. **Литвинов А. С., Фаробин Я. Е.** Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.

8. **Мамити Г. И.** Теория движения двухосной колесной машины. Управляемость и устойчивость: учебник для вузов. Владикавказ: Горский-ГАУ, 2012. 168 с.

9. **Геометрическая** проходимость двухосного автомобиля / Г. И. Мамити, С. Х. Плиев, Э. К. Гутиев, В. Г. Васильев // Автомобильная промышленность. 2014. № 4. С. 8.

УДК 669.01:620.178.3.

А. Н. ЛИСИН, д-р техн. наук, И. И. НАБОКОВ (ЭПИ МАМИ, г. Электросталь), e-mail: Nabokoff2008@mail.ru

Оценка функции распределения показателей прочности материала с использованием статистической теории

Рассмотрено применение статистической теории В. П. Когаева с использованием современных средств вычислительной техники и методов обработки результатов испытаний и анализа напряженно-деформированного состояния материалов конструкций. Приведены примеры применения методов, описанных в теории.

Ключевые слова: сопротивление материалов, теория Когаева, распределение Вейбулла, статистическая теория, статистический метод, напряжения.

The application of statistical theory V. P. Kogaev using modern computer technology and methods of processing test results and analysis the stress-strain state of materials of construction. Examples of application of the methods in theory.

Keywords: mechanics of materials, theory Kulaev, Weibull distribution, statistical theory, statistical method, stress.

Развитие вычислительной техники позволило существенно расширить методическую сторону теории В. П. Когаева [1]. Более общий подход [2], свободный от ограничений, в рамках этой теории не получил широкого распространения из-за трудностей расчета. Современная вычислительная техника позволила исключить эти ограничения, увеличить использование экспериментальных данных и расширить их применение для деталей сложной формы [3, 4].

В соответствии с теорией слабого звена вероятность P разрушения и напряжения σ связаны определенными соотношениями. Результаты испытаний лабораторных образцов на основании двух баз испытаний можно представить уравнениями:

$$\sigma_{\max 1} = \bar{\sigma}_{\max 1} + u_P S_1;$$

$$\sigma_{\max 2} = \bar{\sigma}_{\max 2} + u_P S_2, \qquad (1)$$

где $\sigma_{\max}$ и $\bar{\sigma}_{\max}$ — максимальное напряжение и его медианное значение, соответствующее среднему напряжению; u_P — квантиль нормального распределения; S_i — среднеквадратическое отклонение напряжения $\sigma_{\max}$ на i-й базе; 1 и 2 — базы испытаний.

Подставив напряжения $\sigma_{\max 1}$ и $\sigma_{\max 2}$, соответствующие вероятностям P_1 и P_2, в выражение

$$\sigma = \sigma_{\max} f(x, y, z), \qquad (2)$$

получим систему уравнений для оценки параметров распределения Вейбулла:

$$\left.\begin{aligned} -\sigma_0^m V_0 \ln(1 - P_1) &= \int_V [\sigma_{\max 1} f(x, y, z) - u]^m \mathrm{d}V; \\ -\sigma_0^m V_0 \ln(1 - P_2) &= \int_V [\sigma_{\max 2} f(x, y, z) - u]^m \mathrm{d}V, \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где u — параметр сдвига; m — параметр формы кривой распределения; σ_0 — параметр масштаба; V_0 — единичный объем.

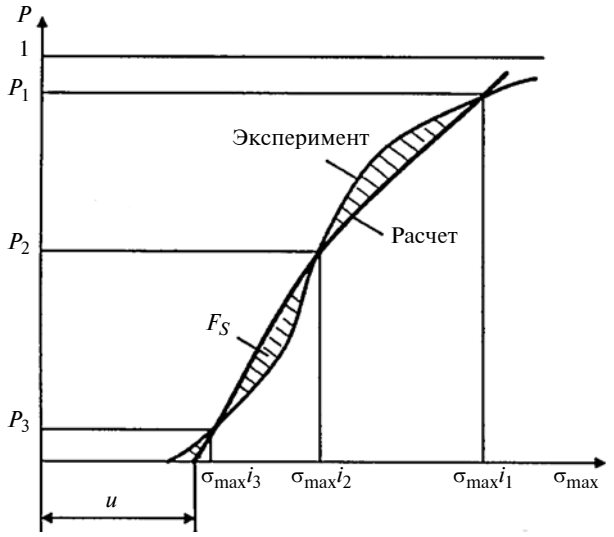
Если закон распределения напряжений для данной базы испытаний, найденный расчетом по формулам (3), можно привести в полное соответствие с экспериментальным, получаемым в сечении квантильных кривых усталости подбором параметров u, m , σ_0, V_0, то вероятности могут быть выбраны произвольно при условии $P_1 > P_2$.

Очевидно, что в рассматриваемой постановке такого совпадения законов не может быть, так как один получается перестроением нормального закона распределения логарифмов долговечности, а другой соответствует интегральному преобразованию распределения Вейбулла. Законы существенно отличаются при малых вероятностях. Закон Вейбулла имеет выраженную нижнюю границу рассеяния, задаваемую параметром u. Нормальный закон такого свойства не имеет. При заданных вероятностях P_1 и P_2 система (3) уравнений решается относительно параметров u, m, σ_0 для баз испытаний N_i, тогда математическое ожидание и дисперсию напряжений для теоретического распределения, задаваемого уравнениями (1), можно найти по формулам:

$$\left.\begin{aligned} M_P(\sigma_{\max i}) &= \sum_j \sigma_{\max ij} P_j; \\ D_P(\sigma_{\max i}) &= \sum_j \sigma_{\max ij}^2 P_j - M_P^2(\sigma_{\max ij}), \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

где $P_j = P_j - P_{j-1}$ — приращение интегральной функции распределения ($j = 1, 2$).

Решив уравнения (4) относительно $\sigma_{\max ij}$, аналогично определим математическое ожидание и дисперсию экспериментального распределения напряжений: $M_э(\sigma_{\max i})$ и $D_э(\sigma_{\max i})$. Сравнив расчетные и экспериментальные статистические характе-



Условия определения параметров модели "наиболее слабого звена" по распределению предела выносливости

ристики, критериальные функции вероятностей P_1 и P_2 запишем в виде:

$$\left.\begin{aligned} F_1(P_1, P_2) &= \frac{M_P - M_э}{M_э}; \\ F_2(P_1, P_2) &= \frac{D_P - D_э}{D_э}. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

Решив систему уравнений $F_i(P_1, P_2) = 0$ при $i = 1, 2$, определим P_1 и P_2.

Если параметры u, m, σ_0 найдены, то распределения, полученные расчетом по формулам (4) и экспериментально по уравнению (1), будут пересекаться в трех точках (рисунок). В силу нелинейности уравнений (5) и (3) имеет место неоднозначность их решений относительно параметров u, m, σ_0. Поэтому возникает проблема выбора однозначного решения. Предлагается за критерий принять минимальную площадь между экспериментальной и расчетной функциями распределения:

$$F_S = \left(\int_0^1 [\sigma^э_{\max iP} - \sigma^р_{\max iP}]\,\mathrm{d}P\right) \Big/ \left(\int_0^1 \sigma^э_{\max iP}\,\mathrm{d}P\right) = \min.$$

Так как параметры u, m , σ_0 функции распределения по закону Вейбулла являются механическими характеристиками материала, то они не зависят ни от базы испытаний, ни от асимметрии цикла. Поэтому, определив их однажды при одинаковых условиях испытаний, сопротивление усталости образца или элемента конструкции можно прогнозировать и при других условиях испытаний или нагружения. Следовательно, параметры u, m, σ_0 можно уточнять путем их оценки на разных базах испытаний.

Далее кратко рассмотрим более развитую и чаще применяемую теорию В. П. Когаева [4], согласно которой имеем цепь из n звеньев, соединенных последовательно и нагруженных напряжением σ.

Обозначим вероятность разрушения i-го звена $P_i(\sigma)$, считая разрушение отдельных звеньев независимым событием. Тогда $P_i(\sigma)$ можно рассматривать как функцию распределения характеристики звена:

$$P_i(\sigma) = \text{Вер}\{\sigma_b \le \sigma\}.$$

В этом случае вероятность разрушения цепи определим по формуле

$$P(\sigma) = 1 - \prod_{i=1}^{n} [1 - P_i(\sigma)].$$

Если все звенья одинаковы, то получим:

$$P(\sigma) = 1 - [1 - P_i(\sigma)]^n.$$

При неравномерном распределении напряжений по объему детали получим выражение (2).

Рассмотрим объем ΔV_i детали, достаточно малый для того, чтобы напряжения в нем считать равномерно распределенными и равными σ_i, но состоящими из n_e единичных объемов: V_0 ($n_e = \Delta V_i / V_0$). Тогда вероятность разрушения объема ΔV_i определим по формуле

$$P_i(\sigma_i) = 1 - [1 - P_{i1}(\sigma_i)]^{\Delta V_i / V_0},$$

где $P_i(\sigma_i)$ — вероятность разрушения единичного объема, входящего в объем ΔV_i и нагруженного напряжением σ_i.

При распределении по закону Вейбулла получим:

$$P_i(\sigma_i) = \begin{cases} 1 - \exp[-((\sigma_i - u)/\sigma_0)^m] \text{ при } \sigma_i \ge u; \\ 0 \text{ при } \sigma_i < u, \end{cases}$$

где u, m, σ_0 — параметры распределения.

Полагая, что разрушение любого объема ΔV_i означает разрушение тела, получим:

$$P(\sigma_{\max}) = \\ = \begin{cases} 1 - \exp\left\{-\sum[(\sigma_{\max} f(x, y, z) - u)/\sigma_0]^m \Delta V_i / V_0\right\} \\ \text{при } \sigma_i \ge u; \\ 0 \text{ при } \sigma_i \ge u. \end{cases}$$

Обозначив $I = \int_{V_u} [(\sigma_{\max} f(x, y, z) - u)/\sigma_0]^m \Delta V_i / V_0$, получим

$$P = P(\sigma_{\max}) = 1 - \mathrm{e}^{-I}. \quad (6)$$

УДК 621.039.534

А. В. БЕЗНОСОВ, д-р техн. наук, Т. А. БОКОВА, канд. техн. наук, К. А. МАХОВ, А. И. ШУМИЛКОВ (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, Ю. Н. ДРОЗДОВ, доктора технических наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: albagachiev@yandex.ru

Исследование влияния состояния пристенной зоны на параметры процесса трения в кольцевых зазорах при продольном перемещении оболочки поглощающего элемента относительно чехла системы управления и защиты реактора РУ БРЕСТ

Исследуются процессы трения и изнашивания в паре трения из оболочки стержня поглотителя нейтронов и чехла реактора при циклическом перемещении стержня с циркуляцией высокотемпературного расплава свинца в кольцевом зазоре.

Ключевые слова: реактор, трение, изнашивание, стержень, зазор, свинец.

The friction and wear processes in a friction couple from skin of neutron absorber rod and reactor case at cyclic displacement of the rod with circulation of high-temperature lead melt in a ring gap are investigated.

Keywords: reactor, friction, wear, rod, gap, lead.

Для исследований процессов трения на контактных поверхностях высокотемпературных тяжелых жидкометаллических теплоносителей (ТЖМТ) реакторов на быстрых нейтронах и их изнашивания проводят эксперименты в среде данных теплоносителей в условиях, максимально приближенных к реальным процессам в реакторных контурах. Отличительные особенности исследуемых ТЖМТ (свинцовых и свинцово-висмутовых) [1]:

малая вязкость (по сравнению с традиционными смазочными материалами);

несмачивание теплоносителем поверхностей конструкционных материалов с оксидными покрытиями;

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 48)

После ряда преобразований уравнения (6) получим зависимость

$$\lg(\sigma_{\max} - u) = A_L - B\lg(L/\overline{G}) + f(P), \qquad (7)$$

где $f(P) = (\lg[-2{,}3\lg(1 - P)] + 0{,}159)/(m + 1)$; $B = 1/(m + 1)$; $A_L = (\lg[(m + 1)\sigma_0 u] - 0{,}159)/(m + 1)$; $L/\overline{G}$ — параметр подобия; L — длина участка напрягаемого объема; $\overline{G} = (1/\sigma_{\max})(d\sigma/d\delta)$ — относительный градиент напряжений.

В предположении, что $\lg(\sigma_{\max} - u)$ имеет нормальное распределение, зависимость (7) преобразуем к виду:

$$\lg(\sigma_{\max} - u) = A_L - B\lg(L/\overline{G}) + u_P S,$$

где S — среднее квадратическое отклонение $\lg(\sigma_{\max} - u)$.

В. П. Когаевым показано, что

$$S(\sigma_{\max}) = \varepsilon\overline{\sigma}_{-1} l(1 - 10^{-2}S)/2,$$

где $l = (1 - \varepsilon/\varepsilon)[(1/88{,}3)(L/\overline{G})]^{-\nu(\sigma)}$ — коэффициент масштабного фактора.

Статистические теории, описывающие сопротивление усталости элементов конструкций, требуют экспериментального определения параметров, которые изменяются с изменением свойств полуфабрикатов, геометрии конструкций, условий эксплуатации. Существующие методы обработки результатов испытаний и анализа НДС с помощью современной вычислительной техники позволяют совершенствовать и внедрять в инженерную практику эти теории.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Когаев В. П.** Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.

2. **Агамиров Л. В.** Разработка статистических методов оценивания характеристик усталостных свойств материалов и показателей надежности элементов конструкций авиационной техники: Автореф. дис. ... д-р техн. наук. М.: МАИ, 1994. 42 с.

3. **Расчетный** метод точечного и интервального оценивания квантильных кривых усталости деталей машин (на примере барабанов колес транспортных средств) / М. Н. Степнов, А. Н. Лисин, Л. В. Агамиров и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994. № 4. С. 38—43.

4. **Экспериментальный** метод точечного и интервального оценивания квантильных кривых усталости деталей машин (на примере барабанов колес транспортных средств) / М. Н. Степнов, А. Н. Лисин, В. В. Мозалев, Л. В. Агамиров // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994. № 6. С. 43—46.

наличие в пристенной области контакта ТЖМТ с конструкционным материалом частиц примесей твердой фазы, количество которых зависит от режима работы контура;

интенсивный отвод теплоты из зоны контакта.

Режим трения в реакторном контуре при эксплуатации реактора изменяется, что обусловлено появлением между контактными поверхностями частиц примесей. При их высокой концентрации в зазорах может происходить стеснение потока ТЖМТ, уменьшение расхода вплоть до полного его прекращения из-за блокады зоны контакта примесями.

Особенности эксплуатации реакторной установки (РУ) БРЕСТ: температура теплоносителя 420÷640 °С; значительная выталкивающая сила из-за высокой плотности свинца; коррозионно-эрозионное изнашивание поверхностей пар трения при разрушении оксидных покрытий. Все это существенно усложняет работу элементов исполнительного механизма (ИМ) СУЗ. При проектировании ИМ необходимо учитывать следующее [2]:

большую площадь поверхностей трения и большое число подвижных соединений (привод и подвижная штанга; штанга и рабочий орган и др.);

изменение триботехнических характеристик поверхностей трения в процессе эксплуатации, в частности параметры шероховатости при формировании пристенной области (рис. 1) в результате контакта поверхностей пар трения с дисперсной фазой частиц примесей в потоке ТЖМТ [3];

периодическую смену среды (газ—свинец) в результате перемещения стержней СУЗ и изменения уровня свинца над активной зоной штанги (до 3 м), что интенсифицирует коррозионное изнашивание подвижного элемента;

наличие значительных (до 100 Н) изгибающих нагрузок.

На всех режимах (рис. 2) работы ИМ СУЗ взаимодействуют конструктивные пары трения: подшипник—штанга, шарнир рабочего органа (РО), а также пары трения, возникающие в результате изгибов или отклонений элементов ПС под действием сжимающих сил: головка и канал РО; платы шарнира и канал РО; платы поглощающей сборки и канал РО; соединитель штанги и головка РО.

Ненадежное функционирование ИМ может быть вызвано увеличением коэффициента трения в контактных парах; в результате смятия или прилипания поверхностей подвижных элементов к неподвижным (например, оболочки стержня поглощающего элемента и чехла); в результате коррозионно-эрозионного изнашивания.

При возникновении напряжений сдвига в паре трения или при попадании в зазоры твердых частиц примесей поверхностный слой конструкционного материала может изменяться (деформация, абразивное изнашивание, вырывы металла); кроме того, происходит разрушение оксидных покрытий, со-

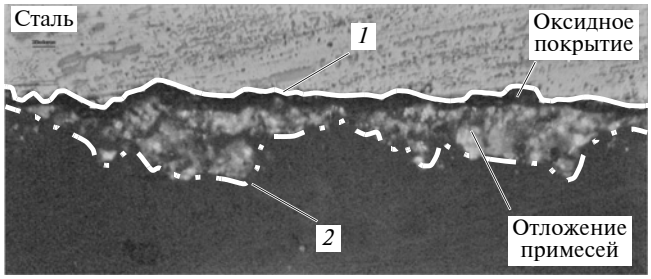


Рис. 1. Исходный профиль поверхности конструкционного материала (*1*) и профиль пристенного слоя с отложениями частиц примесей (*2*) после 100 ч работы РУ со свинцовым ТЖМТ при $T = 550$ °С, $a = 10^{-1} \div 10^{0}$, $Q = 0{,}55$ м^3/ч, $v = 2$ м/с, $Re = 1{,}074 \cdot 10^5$

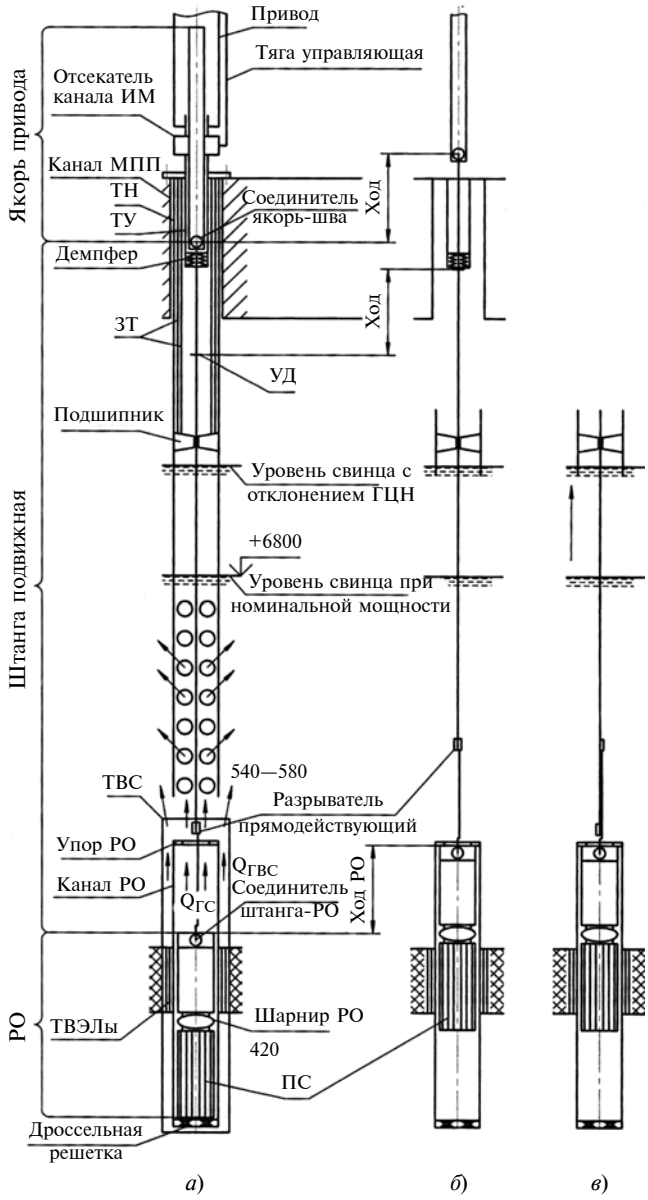


Рис. 2. Схемы ИМ СУЗ в состояниях готовности (*а*) (ПС под зоной), срабатывания (*б*) (ПС в зоне) и срабатывания разрывателя (*в*)

провождающееся интенсивным коррозионно-эрозионным изнашиванием. Особенно опасным нагружением для контактной пары является циклическое пластическое деформирование поверхностного слоя [4, стр. 128], которое имеет место в контурах с ТЖМТ в системе "оболочка ПЭЛ нейтронов — чехол" в РО СУЗ при продольных циклических возвратно-поступательных перемещениях стержня поглощающего элемента относительно чехла. Тонкая (0,5 мм) оболочка стержня поглощающего элемента при циклических пластических деформациях при работе РУ в штатном режиме может привести к сквозному истиранию, что сопровождается выносом радионуклидов потоком ТЖМТ в объем реакторного контура установки.

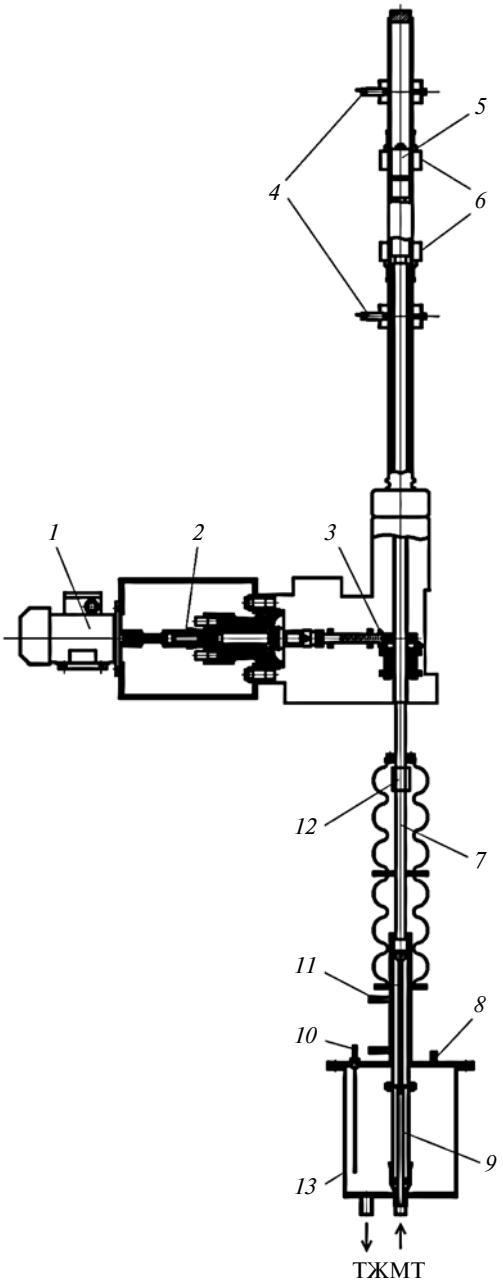


Рис. 3. Схема экспериментального участка с приводом имитатора стержня:
1 — электродвигатель; *2* — датчик крутящего момента; *3* — кинематическая передача; *4* — герметичные контакты; *5* — магнит; *6* — КИВ; *7* — винт; *8* — патрубок газовой системы; *9* — стержень (имитатор поглотителя нейтронов) ЭУ; *10* — электроконтактный сигнализатор уровня ТЖМТ; *11* — корпус холодильника; *12* — магнитоупругий датчик нагрузок; *13* — емкость со свинцовым теплоносителем

Цель работы — отработка экспериментального исследования пары трения "оболочка стержня поглотителя нейтронов — чехол" СУЗ и изнашивания контактирующих поверхностей при продольном циклическом перемещении стержня относительно чехла с циркуляцией высокотемпературного расплава свинца в кольцевом зазоре с учетом термодинамической активности кислорода в теплоносителе, расхода теплоносителя через кольцевой зазор между стержнем и внутренней поверхностью чехла, температуры среды, а также анализ возможных механизмов изнашивания поверхностей и определение силы трения в контактной паре.

Исследования проводили на высокотемпературном стенде со свинцовым теплоносителем ФТ-5 НГТУ, в состав которого входят: плавильная емкость; буферная емкость; насос; фильтр; экспериментальный участок "подшипник"; экспериментальный участок "СУЗ"; душирующее устройство; отжимные бачки для измерения давления; конденсатор; расходомерная емкость; аккумулирующая емкость; газовые баллоны с Ar и H_2; газовые коллекторы; газовые редукторы для Ar и H_2.

Модель привода СУЗ (рис. 3) представляет собой кинематическую передачу в корпусе из стали 08Х18Н10Т.

Электродвигатель *1* обеспечивает вращение вала с установленным на нем датчиком *2* крутящего момента, подключенного к механизму *3* преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное. Винт *7* совершает поступательные движения благодаря шариковой гайке, встроенной в коническое зубчатое колесо.

Амплитуда перемещения винта контролировалась верхним и нижним концевыми индуктивными выключателями. На верхнем конце винта *7* установлен магнит *5*. Циклическое перемещение винта между КИВами обеспечивается переключением фаз электродвигателя при достижении магнита концевых выключателей *6*. Герметичные контакты *4* установлены ниже нижнего концевого индуктивного выключателя (КИВ) и выше верхнего КИВ для останова электродвигателя в том случае, если не сработал хотя бы один из КИВ.

Для измерения нагрузок, действующих на стержень (имитатор ПЭЛ) при поступательном перемещении винта в результате трения в экспериментальном участке, и нагрузок от потока ТЖМТ, действующих на нижнюю часть стержня, использовали магнитоупругий датчик напряжений (рис. 4), работа которого основана на измерении индуктивности L_i катушки от усилия F_i.

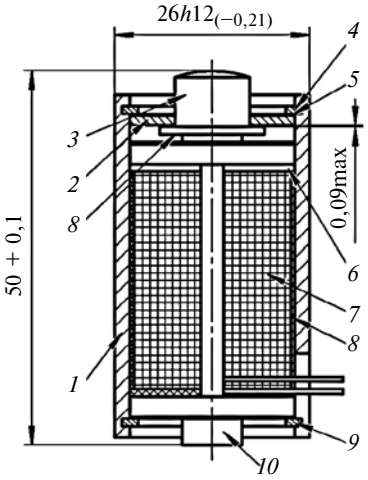


Рис. 4. Магнитоупругий датчик нагрузок:
1 — гильза; *2* — кольцо; *3* — головка чувствительного элемента; *4* — верхнее стопорное кольцо; *5* — кольцо; *6* — прокладка; *7* — обмотка датчика; *8* — изоляция обмотки; *9* — нижнее стопорное кольцо; *10* — чувствительный элемент

Сердечник датчика выполнен из сплава 12Ю (ТУ 14-1-729—73), т. е. прецезионного магнитомягкого материала в узкой части диаметром 3 мм. Гильза датчика выполнена из стали 10880, намотка на чувствительном элементе — из провода ПЭТВ-2-0,3 (ТУ 16-705.110—79) с числом витков $n = 2000 \pm 2$, на каждый ряд намотки нанесен тонкий слой композиции ОС-51-03 (ТУ 84-725—78).

Работа датчика основана на магнитоупругом эффекте в результате изменения магнитной индукции контура, в составе которого есть чувствительный элемент *10*, гильза *1* датчика, обмотка *7* чувствительного элемента.

Без нагрузки магнитные моменты доменов сердечника направлены хаотично, при приложении нагрузки магнитные моменты сердечника выстраиваются параллельно прикладываемой нагрузке, изменяя индуктивность обмоточного провода.

Экспериментальный участок (ЭУ) (рис. 5) представляет собой емкость с патрубками подвода (*3*) и отвода (*4*) свинцового теплоносителя. Параметры циркуляции теплоносителя: $T = 475 \div 480$ °С; термодинамическая активность кислорода в свинце $a = 10^{-2}$; $Q = 0{,}118 \div 0{,}123$ м^3/ч (скорость течения $v = 1{,}16 \div 1{,}2$ м/с). ТЖМТ циркулирует через кольцевой зазор, образованный стрежнем (имитатор ПЭЛ), закрепленным в патроне *1*, и чехлом *7*, закрепленным в сменном диске *9*. Экспериментальный участок находится в канале трубки *10* из стали 12Х18Н10Т длиной 25 мм, диаметром 45 мм и толщиной 2 мм. Для уменьшения паразитных протечек в узле фиксации трубки *10* внутри диффузора *11* имеется лабиринтное уплотнение *6*.

Стержень 2 выполнен из Ст. 3, диаметр стержня — 8 мм. Трубка длиной 25 см закреплена в патроне *1*. Стержень совершает поступательные движения внутри чехла *7*. Радиальный зазор между стержнем и чехлом составляет 1 мм. Принудительная циркуляция ТЖМТ осуществлялась снизу вверх. Поток свинца проходит через патрубок *3*, через кольцевой зазор, далее через окна *5* и выходит из емкости через патрубок *4*.

Амплитуда перемещений стрежня составляет 11 см, среднее время цикла — 7 с. Было выполнено 800 циклов возвратно-поступательных движений стержня относительно оболочки при циркуляции расплава свинца в кольцевом зазоре. Выбранный расход соответствовал максимальному при данном радиальном зазоре. Увеличение расхода может привести к забросу в верхнюю часть трубки *10* свинца и образованию пробки.

После заполнения контура теплоноситель циркулирует по байпасной ветке через нижний вентиль ВС10 и душирующее устройство при подаче водорода, далее поступает в бак насоса и буферную емкость. При этом с помощью нагревательного элемента свинец нагревается до температуры 475÷480 °С.

При достижении термодинамической активности кислорода $a = 10^{-2}$, что фиксировалось датчиком, открывается вентиль ВС11 и свинец поступает в кольцевой зазор ЭУ. Расход теплоносителя через ЭУ регулируют вентили ВС10 и ВС11.

Систему управления подключали следующим образом. Вал СУЗ устанавливали в крайнее верх-

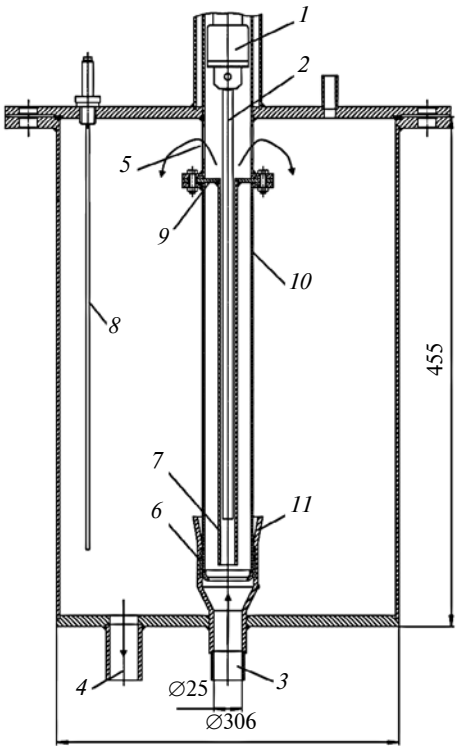


Рис. 5. Схема ЭУ:
1 — патрон; *2* — стержень; *3* и *4* — патрубки подвода и отвода теплоносителя; *5* — переливные окна; *6* — лабиринтное уплотнение; *7* — чехол; *8* — сигнализаторы уровня; *9* — сменный диск крепления трубки чехла; *10* — наружная трубка; *11* — диффузор

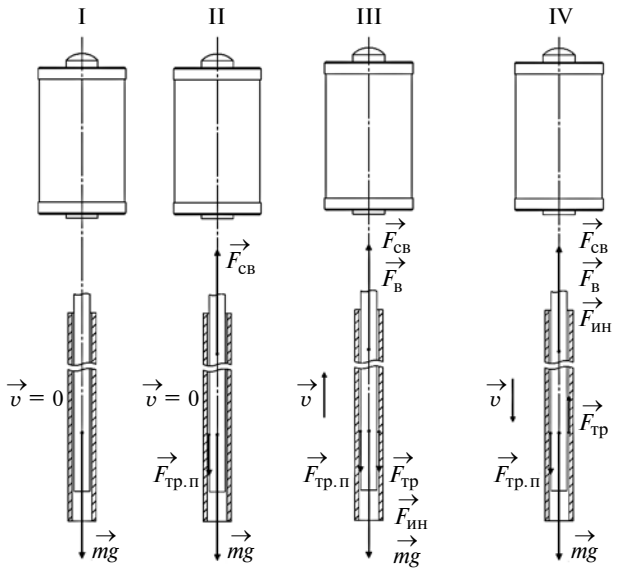


Рис. 6. Схемы для расчета силовых воздействий в ЭУ на разных режимах:
I — стержень не перемещается, ТЖМТ не циркулирует; II — стержень не перемещается, ТЖМТ циркулирует; III — стержень перемещается вертикально вверх, ТЖМТ циркулирует; IV — стержень перемещается вертикально вниз, ТЖМТ циркулирует

нее положение, привод останавливали и выполняли регулирование.

Средний расход рассчитывали по формуле

$$Q_{ср} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3} =$$

$$= \left(\frac{V_{СУ2-СУ1}}{\Delta t_1} + \frac{V_{СУ2-СУ1}}{\Delta t_2} + \frac{V_{СУ2-СУ1}}{\Delta t_3} \right) / 3,$$

где $V_{СУ2-СУ1} = 2{,}5$ дм^3 — объем теплоносителя между электроконтактными сигнализаторами уровня; Δt_i — время срабатывания электроконтактных сигнализаторов СУ1 и СУ2.

Далее вал СУ3 перемещали в крайнее нижнее положение и измеряли расход теплоносителя через кольцевой зазор ЭУ.

Расход теплоносителя в верхнем положении составил 0,123 м^3/ч, в нижнем — 0,118 м^3/ч; средняя скорость теплоносителя в кольцевом зазоре составила соответственно 1,2 и 1,16 м/с. Давление на входе в ЭУ составило 0,075 МПа. Термодинамическую активность кислорода поддерживали подачей аргона.

Усилия, возникающие при работе привода СУЗ, контролировали следующим образом. Фиксировали показания датчика для следующих режимов:

стержень в состоянии покоя, теплоноситель не циркулирует через ЭУ;

стержень в состоянии покоя, теплоноситель циркулирует через ЭУ;

стержень перемещается относительно оболочки без циркуляции теплоносителя в течение 1 мин;

стержень в состоянии покоя, теплоноситель циркулирует через ЭУ;

возвратно-поступательные движения стержня относительно чехла — выполняются 30, 300, 600, 750 циклов, что соответствует 3,5; 35; 70; 87,5 мин работы; снимали показания датчика за 1 мин.

По окончании экспериментов вынимали ЭУ и стержень заменяли на стержень из материала, соответствующего материалу штатной оболочки поглотителя, а цилиндрический чехол *7* (см. рис. 5) меняли на чехол штатной формы (как СУЗ РУ в БРЕСТ или СВБР-100).

Контактирующие поверхности стержня и оболочки исследовали визуально до эксперимента и после. После проведения эксперимента из экспериментальной емкости извлекали имитатор стержня (поглотитель нейтронов) и чехол. Устанавливали механизмы изнашивания контактирующих поверхностей между собой и с потоком ТЖМТ. Фиксировали параметры *Ra* и *Rz* шероховатости исследуемых поверхностей.

Вычисляли силы трения в ЭУ по показаниям датчика нагрузки по схеме силовых воздействий для четырех режимов (рис. 6) с учетом веса ЭУ (34,2 Н), давления потока ТЖМТ на концевик стрежня, выталкивающих сил в верхнем и нижнем положениях стержня.

Силу трения определяли по формуле

$$P = 880L - 57{,}76,$$

где L — индуктивность, мГн (показания датчика).

Силы трения рассчитывали для четырех режимов работы ЭУ (см. рис. 6), при этом использовали следующие формулы:

для режима I: $mg = 34{,}2$ Н;

для режима II: $mg - F_{св} = 29{,}93$ Н (при этом $mg - F_{св} - F_{выт} = 29{,}36$ Н);

для режима III:

$$mg - F_{св} - F_{тр} - F_{в} - F_{ин} = 34{,}36 + F_{тр} + F_{ин}; \quad (1)$$

для режима IV:

$$mg - F_{св} - F_{тр} - F_{в} - F_{ин} = 29{,}36 - F_{тр} - F_{ин}. \quad (2)$$

До эксперимента на поверхностях стержня и чехла не было выявлено следов изнашивания, царапин, посторонних включений, налипших на поверхность частиц (рис. 7, *а*). После эксперимента с одной стороны стержня имеются износ и разрушение оксидного покрытия (рис. 7, *б*), на поверхности стержня — продольные борозды по всей длине (11 см), ширина износа составила 2 мм, площадь $S_к \approx 2{,}2$ см^2.

После эксперимента на оболочке обнаружены царапины с вкраплениями частиц твердой фазы в углублениях царапин (рис. 7, *б*) и участки локального смачивания поверхности теплоносителем, что указывает на разрушение оксидных покрытий в результате контакта с поверхностью стержня при воз-

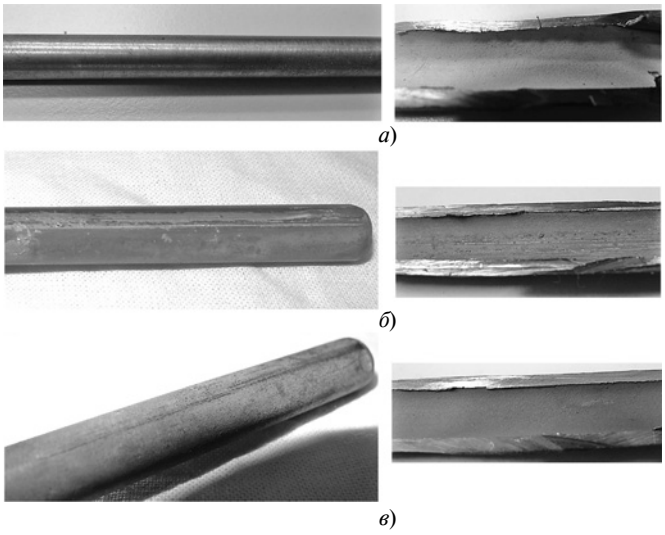


Рис. 7. Поверхности стержня и чехла до эксперимента (*а*), после эксперимента в зоне (*б*) и вне зоны (*в*) изнашивания

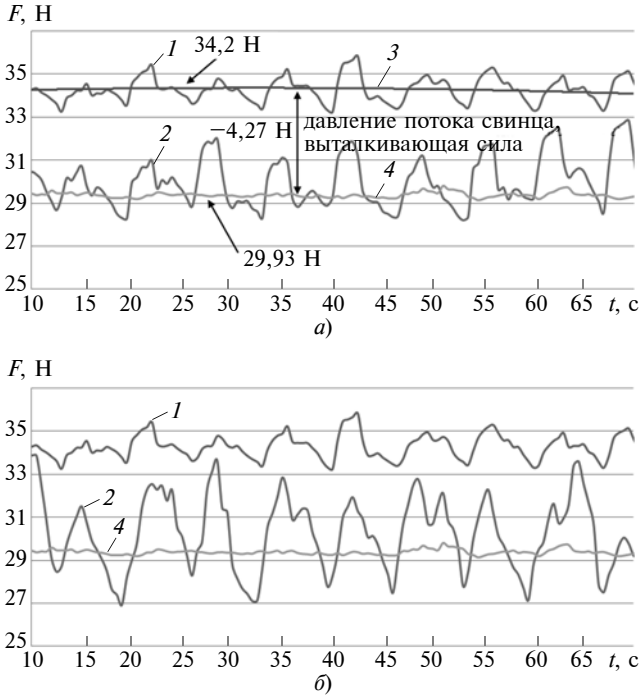


Рис. 8. Графики силовых воздействий после 30 (*а*) и 750 (*б*) циклов:
1 — стержень в состоянии покоя, без циркуляции теплоносителя через ЭУ; *2* — стержень в состоянии покоя, циркуляция теплоносителя; *3* — стержень перемещается вверх, циркуляция теплоносителя; *4* — стержень перемещается вниз, циркуляция теплоносителя

вратно-поступательном движении и циркуляции в зазоре ТЖМТ, обогащенного примесями.

На поверхности чехла ниже зоны контакта не обнаружено абразивного воздействия твердых частиц и следов коррозионно-эрозионного изнашивания (рис. 7, *в*). Поверхность имеет оксидное покрытие с равномерным распределением частиц черного цвета.

Наблюдалось изменение параметров *Ra* и *Rz* шероховатости поверхностей стержня и чехла в зоне контакта (табл. 1). Установлено, что изнашивание поверхностей стержня и чехла в среде ТЖМТ происходит вследствие контактного взаимодействия непосредственно стрежня и чехла, а также их поверхностей с потоком ТЖМТ. Взаимодействие стержня и чехла приводит к разрушению их поверхностей.

Наличие твердых частиц (оксидов хрома и никеля) и продуктов разрушения в зазоре между трущимися поверхностями повышает интенсивность абразивного изнашивания. При разрушении оксидных покрытий происходит смачивание теплоносителем сталей, что вызывает коррозионно-эрозионное изнашивание поверхностных слоев пар трения.

Для повышения ресурса исполнительных механизмов СУЗ, работающих в среде ТЖМТ, необходимо исключить поступление частиц примесей с потоком ТМЖТ между контактирующими поверхностями, используя, например, гравитационную и другую сепарацию частиц, фильтры, обеспечивая поступление к контактным поверхностям растворенного в теплоносителе кислорода для формирования оксидных покрытий.

На подвижную часть ЭУ действуют: сила тяжести (mg = 34,2 Н); давление p = 0,075 МПа со стороны свинца, что создает усилие на нижнюю часть стрежня диаметром 8 мм (S = 50 мм^2) $F_{св}$ = 3,7 Н, которое измеряется с помощью отжимного бачка на входе в ЭУ; выталкивающая сила $F_в$ = 0,052 Н в верхнем положении стержня, в нижнем положении — $F_в$ = 0,57 Н; динамическая нагрузка (измеряется датчиком нагрузок согласно расчетной схеме).

На рис. 8 показаны изменения перечисленных выше воздействий, фиксируемых датчиком. Сред-

Таблица 1

Параметр, единица измерения	Состояние	Стержень	Чехол
Ra, мкм	До эксприменто После эксперимента	0,812 2,180	1,624 2,131
Rz, мкм	До эксприменто После эксперимента	5,034 11,050	7,997 9,775

Таблица 2

Показатель	Режим	*N*, циклов			
		30	300	600	750
$F_{ср}$	III IV	31,46 28,62	31,29 28,65	31,63 28,25	32,22 27,70
$F_{тр}$	III IV	1,96 0,60	1,79 0,57	2,13 0,97	2,75 1,52

УДК 621.893

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

Разработка базальтопластиков триботехнического назначения на основе ПТФЭ методом механоактивации[1]

Исследованы деформационно-прочностные и триботехнические свойства базальтопластиков, изготовленных на основе политетрафторэтилена и базальтовых волокон, в зависимости от концентрации волокон и режимов их активации. Установлено, что для активации базальтовых волокон эффективно использовать высокоскоростную планетарную мельницу.

Ключевые слова: политетрафторэтилен, полимерный композиционный материал, трение, базальтовое волокно, полимер, износостойкость.

The deformational-strength and tribotechnical properties of basalt fiber reinforced polymers, produced on the base of polytetrafluorethylene and basalt fibers, depending on fiber concentration and modes of their activation are investigated. It is determined, that for activation of basalt fibers it is efficient to use high-speed planetary mill.

Keywords: polytetrafluorethylene, polymer composite material, friction, basalt fiber, polymer, wear resistance.

В области получения армированных пластиков на основе прочных термо- и химически стойких волокон из недефицитного и дешевого сырья сегодня возрос интерес к базальтовым волокнам (БВ), которые используют при получении различных композиционных и конструкционных материалов. Применение базальтопластиков расширяет ассортимент композиционных материалов со специальными свойствами, обеспечивающих их работоспособность в условиях повышенных температур и влажности. Базальтопластики применяют в электро- и радиотехнике, при производстве акустических материалов, в коммуникационных системах, машиностроении и дорожном строительстве.

Для ответственных конструкций, узлов трения машин и механизмов перспективными являются полимеры, армированные углеродными и стеклянными волокнами [1]. Высокая стоимость углеродных волокон, используемых в качестве армирующих компонентов полимеров, сдерживает их широкое применение. Поэтому в настоящее время в области армирующих материалов доминирует стеклянное волокно, хотя по ряду таких важных характеристик, как теплостойкость и удельная прочность, стекловолокно намного уступает углеродному волокну. Поэтому особенное значение имеют наполнители, способные заменить стекло- и углеродные волокна в композиционных материалах. К ним относятся БВ, так как, являясь разновидностью стекловолокон, они обладают практически всеми положительными свойствами стеклянных и углеродных волокон, а также имеют ряд существенных преимуществ: при производстве БВ не требуются специальные компоненты, сырье общедоступно и дешево, запасы неограниченны. В последнее время интенсивно развивается производство БВ, комплексные характеристики которых могут удовлетворить технологические запросы большинства потребителей стекловолокна [2].

При создании конструкционных полимерных композиционных материалов (ПКМ), содержащих

[1] Исследование проведено при поддержке госдоговора СВФУ им. М. К. Амосова; МОН ГЗ № 11.512.2014/К.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 50)

ние усилия $F_{ср}$ в ЭУ для режима III рассчитываем по формуле (1), для режима IV — по формуле (2). Полученные значения $F_{ср}$ и значения силы трения $F_{тр}$ при разных числах N циклов работы ЭУ представлены в табл. 2.

Анализ показал, что с увеличением числа перемещений стрежня сила трения увеличивается с 0,6 до 1,52 Н. Это вызвано механическими, гидростатическими и гидродинамическими воздействиями на поверхности пары трения, состояния которых изменяются вследствие их изнашивания и увеличения контактной площади (по окончании эксперимента до 22 см^2).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Виды** изнашивания контактных поверхностей в высокотемпературных свинцовом и свинцово-висмутовом теплоносителях / А. В. Безносов, Т. А. Бокова, М. А. Антоненков и др. // Атомная энергия. 2009. Т. 107. № 5. С. 252—258.

2. **Саркулов М. К., Ионайтис Р. Р.** Исполнительные механизмы СУЗ РУ БРЕСТ // Инновации в атомной энергетике: Сб. тр. науч.-практ. конф. М.: ОАО "НИКИЭТ", 2013. С. 294—298.

3. **The Experimental** Study of the Wall Boundary Layer in Pb and Pb—Bi Systems / K. Makhov, A. Beznosov, T. Bokova, A. Shumilkov // IWSMT-12. Bregenz: PSI, 2014.

4. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника. Износ и безызносность. М.: МСХА, 2001. 616 с.

армирующие волокна, одной из основных задач является обеспечение таких условий соединения волокон с полимерной матрицей, которые позволяют наиболее полно реализовать свойства наполнителя как армирующего элемента [3]. Существуют разные способы повышения адгезии между матрицей и наполнителями. Наиболее используемым способом является активация наполнителя. Механическая активация наполнителя, повышая его активность относительно полимера при формировании, заключается в уменьшении в 1,5—2 раза размеров частиц наполнителя, разрыхлении и повышении реакционной активности поверхности путем образования некомпенсированных связей, что обеспечивает направленное формирование надмолекулярной структуры композита. Последнее обусловливает изменение свойств композита — увеличивает его износостойкость и эластичность [4].

Объекты и методы исследований

Объектами исследования выбрали политетрафторэтилен (ПТФЭ) (ГОСТ 10007—80) и полимерные композиционные материалы (ПКМ), армированные БВ (производство ООО "Завод базальтовых материалов", г. Покровск), которые представляют собой нитевидный материал. Базальтовое непрерывное волокно — материал, полученный из нерудных горных пород магматического происхождения, является экологически чистым продуктом. По сравнению со стеклянными волокнами БВ имеют на 10÷20 % больший модуль упругости, повышенную прочность при воздействии высоких температур, высокие стойкость к щелочам и окислам. Их термостойкость близка к термостойкости асбестовых волокон. Под воздействием высоких контактных напряжений и повышенных температур, что характерно для эксплуатации изделий триботехнического назначения, БВ не расщепляются на микроволокнистые структуры с канцерогенными свойствами [5].

Для применения БВ в качестве наполнителя ПТФЭ их измельчали с помощью режущей мельницы Fritsch Pulverizette 15, используя сито с пропускным размером 0,25 мм, что обеспечило средний размер измельченных волокон 30÷90 мкм диаметром 8÷10 мкм. Для оптимизации механообработки БВ их обрабатывали на разных планетарных мельницах: в планетарной мельнице АГО-2 с частотой вращения барабанов 3000 мин$^{-1}$ и центробежным ускорением 100 g; в планетарной мельнице Pulverizette-6 (фирма Fritch, Германия) с регулируемой частотой вращения барабанов от 100 до 400 мин$^{-1}$ и центробежным ускорением 20 g.

Композиты получали сухим смешением навесок компонентов в высокоскоростном лопастном смесителе с последующим формованием из смеси образцов холодным прессованием. Полученные образцы спекали в муфельной печи при температуре 380 °С и подвергали калибровке для корректировки формы образцов и устранения последствий термической усадки при спекании.

Относительное удлинение и прочность при разрыве определяли в соответствии с требованиями ГОСТ 11262—80 на испытательной машине Autograf (фирмы Shimadzu, Япония) при нормальной температуре и скорости перемещения подвижных захватов 100 мм/мин на лопатках (5 образцов для одного испытания). В качестве образцов использовали лопатки типа II.

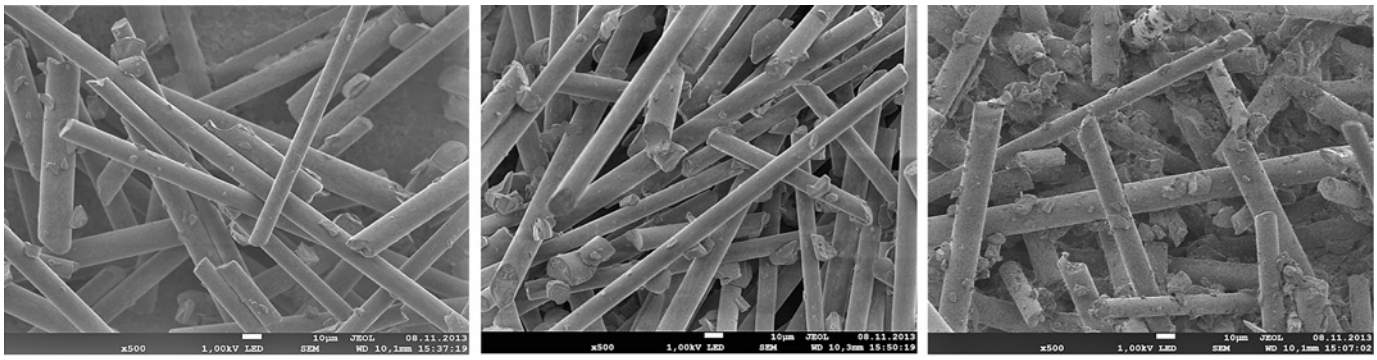
Удельную поверхность БВ в зависимости от режима активации определяли на анализаторе Сорбтометр-М.

ИК-спектры в области частот 400÷4000 см$^{-1}$ получали с помощью спектрометра Varian FTIR 7000 с приставкой нарушенного полного внутреннего

Таблица 1

Значения физико-механических и триботехнических показателей базальтофторопластовых композитов

Композиция	Активация БВ (время, мин)	Частота вращения барабанов, мин$^{-1}$	$\sigma_р$, МПа	$\varepsilon_р$, %
ПТФЭ		—	20	300
ПТФЭ + + 0,1 % БВ	Да (2)	3000	22	356
		400	18	302
		300	17	302
		200	17	310
		100	17	190
	Нет	—	18	327
ПТФЭ + + 0,5 % БВ	Да (2)	3000	24	370
		400	18	372
		300	18	327
		200	19	328
		100	14	387
	Нет	—	18	310
ПТФЭ + + 1,0 % БВ	Да (2)	3000	22	327
		400	17	341
		300	17	380
		200	18	321
		100	17	199
	Нет	—	21	320
ПТФЭ + + 2,0 % БВ	Да (2)	3000	24	371
		400	18	328
		300	17	367
		200	17	354
		100	14	177
	Нет	—	20,5	318
ПТФЭ + + 5,0 % БВ	Да (2)	3000	18	343
		400	15	387
		300	14	331
		200	15	362
		100	16	235
	Нет	—	21	294



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Микрофотографии БВ до активации (*а*) и после (*б*, *в*) на планетарных мельницах Pulverizette (*б*) и АГО-2 (*в*)

отражения, позволяющего получать спектры образцов практически любой формы. Структуру БВ изучали на растровом электронном микроскопе JSM-6480 LV JEOL и оптическом микроскопе Olympus BX-140.

Результаты исследований

Деформационно-прочностные показатели базальтофторопластовых композитов в зависимости от режимов активации и концентрации БВ приведены табл. 1. Оптимальный комплекс деформационно-прочностных свойств ПКМ достигается при обработке БВ на планетарной мельнице АГО-2 при частоте вращения барабанов 3000 мин$^{-1}$. Это объясняется тем, что при такой обработке удельная поверхность базальтовых волокон в 4—6 раз выше (табл. 2), чем волокон, обработанных в планетарной мельнице Pulverizette-6, и в 23 раза выше, чем рубленых волокон. Повышение удельной поверхности волокон при активации связано не только с их диспергированием, но и с существенным изменением микротопографии поверхности наполнителя — возникновением на поверхности волокон дефектов, увеличивающих шероховатость (рис. 1), что повышает адгезию на границе раздела фаз волокна с полимерной матрицей, а следовательно, и деформационно-прочностные свойства ПКМ.

Таблица 2

Значения удельной поверхности БВ, прошедших разную обработку

Частота вращения барабана, мин$^{-1}$	100	200	300	400
Удельная поверхность БВ, м^2/г	0,165	0,176	0,188	0,224
Примечание. Удельная поверхность рубленого БВ — 0,04 м^2/г, обработанного в мельнице Аго-2 — 0,939 м^2/г				

Таблица 3

Скорости изнашивания, мг/ч, ПКМ в зависимости от концентрации БВ и частоты вращения барабана при их активации

Концентрация БВ, %	Частота вращения барабана, мин$^{-1}$				
	100	200	300	400	3000
0,1	52,59	11,75	8,40	2,77	—
0,5	9,05	8,57	4,92	4,67	4,13
1	5,93	4,89	4,47	4,29	3,84
2	3,13	2,54	2,28	2,84	2,10
5	2,23	1,86	1,47	1,25	0,69

После механической активации длина волокон практически не меняется, но их поверхности становятся рыхлее, т. е. показатель l/d (l — длина, d — диаметр) больше единицы, что приводит к анизотропии [3], определяющей эффективность применения рубленых и активированных БВ в качестве армирующего компонента ПТФЭ.

Установлено, что оптимальный комплекс свойств достигается при содержании в ПТФЭ 2 мас. % БВ. В этом случае по сравнению с результатами исследования физико-механических свойств композитов с неактивированным БВ прочность при растяжении увеличилась на 10÷25 %, а относительное удлинение при разрыве увеличилось в среднем в 1,2 раза. Существенное повышение относительного удлинения при разрыве ПКМ, модифицированных активированными БВ, свидетельствует о росте анизотропии по относительному удлинению, а при наполнении только рублеными волокнами подобной анизотропии не наблюдается, что нивелирует преимущества композиционной системы, обусловленные присутствием волокон наполнителя.

В табл. 3 приведены результаты исследований на износостойкость ПКМ в зависимости от концентрации и режимов активации БВ. Износостойкость ПКМ повышается при повышении концентрации БВ и частоты вращения барабанов мельницы ввиду высокой степени диспергирования (размер большей доли активированных БВ — до 100 мкм) (рис. 2). Кроме того, как показали электронно-микроскопические исследования, поверхность волокна становится активной в результате

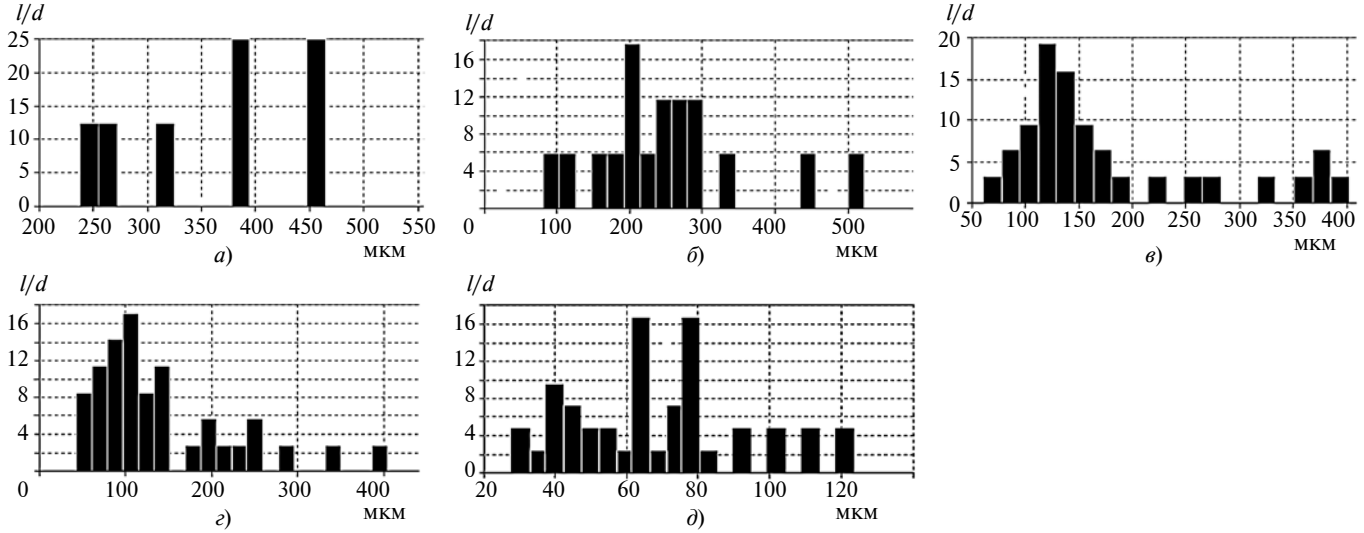


Рис. 2. Диаграммы относительных длин *l/d* активированных БВ при частотах вращения барабана 100 (*а*); 200 (*б*); 300 (*в*); 400 (*г*); 3000 мин$^{-1}$

появления на ней различных дефектов. При этом большая часть активированных волокон взаимодействуют с макромолекулами матрицы, формируя стойкую к трению структур ПТФЭ.

Чем больше скорость активации БВ, тем меньше их длина (см. рис. 2). При обработке в планетарной мельнице АГО-2 с частотой вращения 3000 мин$^{-1}$ не только измельчаются волокна, но и увеличивается их разброс по длине волокон, что способствует более плотному заполнению ими объема полимера.

Повышение комплекса свойств ПКМ при использовании активированных волокон объясняется тем, что технологический прием механоактивации приводит к повышению объемной степени армирования полимера.

Рубленые и активированные БВ исследовали ИК-спектроскопией (рис. 3). На ИК-спектрах БВ зарегистрированы пики в области 2926, 2850 и 1460 см$^{-1}$, которые относятся к валентным и деформационным колебаниям CH_2-группы, а также пики средней интенсивности при 1650 см$^{-1}$, относящиеся к скелетным колебаниям C=C связи [6]. Это объясняется тем, что при производстве БВ используют замасливатель, одним из компонентов которого является терпеновое масло — продукт полимеризации терпеновых углеводородов.

Таким образом, для изготовления полимерных материалов триботехнического назначения целесообразно в качестве наполнителей ПТФЭ использовать БВ — дешевое природное сырье. Для диспергирования волокон эффективно применение высокоскоростной планетарной мельницы АГО-2. Активизация БВ улучшает взаимодействие полимера и наполнителя, что повышает физико-механические и триботехнические свойства композита.

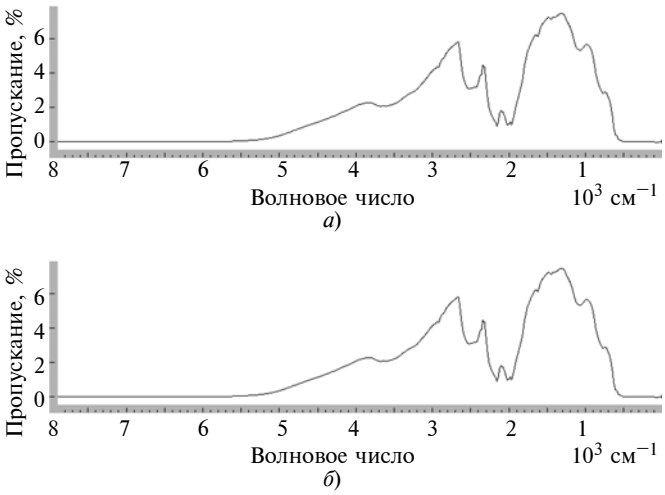


Рис. 3. ИК-спектры поверхностей (базальтовое волокно производства завода "Сахабазальт"): активированного (*а*) и рубленого (*б*) БВ

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Старцев О. В.** Высокомолекулярные соединения // Высокомолекулярные соединения. 1983. Т. 25. № 11. С. 2267—2270.

2. **Перепелкин К. Е.** Армирующие волокна и волокнистые полимерные композиты. СПб.: Научные основы и технологии, 2009. 118 с.

3. **Михайлин Ю. А.** Конструкционные полимерные композиционные материалы. М.: Научные основы и технологии, 2008. 648 с.

4. **Барамбойм Н. К.** Механохимия высокомолекулярных соединений. М.: Химия, 1978. 384 с.

5. **Охлопкова А. А.** Физико-химические принципы создания триботехнических материалов на основе политетрафторэтилена и ультрадисперсных керамик: Дис. ... д-ра техн. наук. Гомель. 2000. 295 с.

6. **Инфракрасная** спектроскопия полимеров / Под ред. И. Деханта. Пер. с нем. Под ред. Э. Ф. Олейника. М.: Химия, 1976. 472 с.

УДК 539.374:669.14.018.29

Ю. Г. КАБАЛДИН, д-р техн. наук, И. Л. ЛАПТЕВА, канд. техн. наук,
Д. А. ШАТАГИНА, канд. техн. наук, М. С. АНОСОВА,
В. О. ЗОТОВА (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева),
e-mail: uru.40@mail.ru

Разрушение конструкций при работе в условиях пониженных температур и диагностика устойчивости структурного состояния материала[1]

Исследовано влияние примесей на хладоломкость материалов. Разработана обучаемая нейронная сеть, которая отображает модели процессов усталостного и хрупкого разрушений образцов и формирует числовые ряды, аналогичные эволюции фрактальных характеристик акустической эмиссии, излучаемой при усталостных испытаниях для разных условий нагружения.

Ключевые слова: металл, хладоломкость, зерно, примеси, квантово-механические расчеты, усталостное испытание, вейвлет-анализ, фрактальный анализ, диагностика.

The influence of impurities on cold brittleness of materials is investigated. The taught neural network, which represents models of processes of fatigue and brittle failures of specimens and generates numerical rows, analogical to evolution of fractal characteristics of acoustic emission, emitting at fatigue tests for various loading conditions, is developed.

Keywords: metal, cold brittleness, grain, impurities, quantum-mechanical calculations, fatigue test, wavelet analysis, fractal analysis, diagnostics.

Развитие нефтяной и газовой промышленности в районах Севера и необходимые для этого техника и транспортные средства, эксплуатируемые в климатических зонах с низкими температурами, обусловливают потребность в хладостойких материалах, к которым относятся хладостойкие стали, используемые при изготовлении ответственных деталей, определяющих ресурс технического устройства [1].

Поэтому изучение свойств данных сталей и основных причин их разрушения в условиях низких температур сегодня особенно актуально. Цели настоящей работы — систематизация накопленного опыта в области хрупкого и усталостного разрушений материалов, работающих в условиях низких температур; поиск новых подходов в оценке их структурной устойчивости, разработка методов определения ресурсов ответственных узлов и деталей из этих сталей.

Несмотря на многочисленные исследования природы хладоломкости металлов, общая теория, объясняющая все многообразие данного явления, до сих пор не предложена. Теоретические представления основаны на экспериментах, исследующих влияние отдельных параметров и свойств металла на температуру его перехода в хрупкое состояние, которую определяют как критическую.

При исследованиях влияния различных примесей на прочность границ зерен, как правило, изучали значение конкретного химического элемента для свойств материала, что затрудняет оценку совместного воздействия нескольких химических элементов. Кроме того, классические методы изучения влияния примесей не позволяют дать количественную оценку их влияния на механические характеристики исследуемого материала. Успехи квантовой химии и квантовой механики создали предпосылки для расчетов прочности границ зерен на молекулярном и атомном уровнях. Сегодня для изучения влияния примесей и типа решетки на свойства границ зерен применяют квантово-механические расчеты.

Были проведены исследования по определению количества энергии, необходимой для разрыва связи между зернами. При этом использовали данные только об энтальпии сублимации и размерах атомов исследуемого вещества. Полученные результаты в основном согласуются с экспериментальными данными по изучению процессов охрупчивания сталей. Это указывает на то, что энергия связи атомов во мно-

[1] Работа выполнена в рамках гранта РНФ "Разработка программного и аппаратного обеспечения для системы интеллектуальной диагностики состояния транспортных средств и конструкций в условиях Арктики при удаленном доступе".

гом определяет способность сегрегированных атомов ослаблять или упрочнять границы зерен.

Анализ, проведенный с помощью квантово-химических расчетов [2], показал, что появление сегрегированных атомов на межкристаллитных границах является не сопутствующим эффектом, а одной из основных причин ослабления прочности связи между кристаллитами, которая может привести к разрушению поверхностного слоя металла. Показано, что атомы углерода и молибдена более прочно связаны с поверхностью железа, чем атомы железа между собой. Менее прочно связаны с поверхностью атомы лития, серы, алюминия и меди.

Атомы углерода, азота, марганца, молибдена прочно "сшивают" зерна железа, поскольку энергия связи кластеров, содержащих эти атомы, ниже, чем энергия связи кластера того же размера, состоящего из чистого железа. Установлено, что атомы лития, кремния, фосфора, серы, меди и никеля хотя и вступают в химическую связь с железом, ослабляют связь между зернами, так как энергия связи соответствующих кластеров выше, чем энергия связи кластера из чистого железа. Очевидно, ослабление связи между зернами в поверхностном слое снижает и износостойкость материала.

Таким образом, сделан важный вывод: атомы химических элементов, энергия связи которых с железом значительно меньше, чем энергия связи Fe—Fe, снижают износостойкость стали. Если эти атомы оказываются в месте контакта двух зерен в поверхностном слое поликристалла, их слабая связь с атомами железа оказывается существенным фактором, влияющим на прочность данного слоя.

Сегодня возможности современных квантово-механических и квантово-химических расчетов далеко не исчерпаны и позволяют получать теоретические выводы для создания наиболее благоприятного сочетания легирующих химических элементов, обеспечивающих требуемые прочность, пластичность, вязкость и другие показатели эксплуатационных свойств материалов, работающих в условиях пониженных температур.

С этой целью были проведены комплексные исследования ряда материалов, включающие в себя экспериментальные опыты по хрупкому разрушению материалов (прочность на изгиб, растяжение) при низких температурах, электронно-микроскопические исследования поверхности изломов и квантово-механическое моделирование структуры границ их зерен. Влияние примесных атомов (например, фосфора) на прочность границ зерен при понижении температуры изучали методом молекулярной динамики.

Квантово-механические расчеты показали, что наибольшее снижение прочности атомных связей железа связано с фосфором. Возможно, это обусловлено аллотропическими (фазовыми) превращениями фосфора при снижении температуры, что ведет к увеличению его объема и повышению внутренних напряжений в результате повышения энергии границ зерен, создавая условия для хрупкого разрушения материала.

Таким образом, механизм хрупкого разрушения (межзеренное и кристаллитное распространение трещины) связан, в первую очередь, со свойством границ металла и размером зерен. При эксплуатации ответственных деталей необходимо обеспечивать их заданный ресурс. Их выход из строя объясняется усталостным разрушением, т. е. накоплением повреждаемости [3].

Работоспособность деталей определяется рядом факторов, в том числе и условиями нагружения и масштабным фактором. Наиболее достоверным определением усталостных показателей деталей является натурный эксперимент, т. е. усталостные испытания, отличающиеся большой трудоемкостью. Упростить исследования можно использованием математического аппарата нелинейной динамики и нейросетевого прогнозирования временны́х рядов сигналов акустической эмиссии (АЭ). Так, экспериментально исследовали сталь 20 с целью определения комплекса мер, включающих в себя улучшение металлургического качества, измельчение зерна и микролегирование, для снижения эксплуатационной температуры до −50 °С и титановый сплав ОТ4, не имеющий порога хладоломкости, который можно эксплуатировать при температурах до −196 °С.

Использовали метод [3] диагностирования усталостного разрушения материалов на основе вейвлет-анализа и фрактального анализа сигналов АЭ, возникающей на поверхности образцов при циклическом нагружении, и сопоставляли полученные результаты с результатами усталостных испытаний. Были получены зависимости двух фрактальных характеристик сигнала АЭ от числа циклов нагружения, которые характеризуют самоорганизацию структуры материала при усталостном разрушении, а именно энтропия H и фрактальная размерность D_0 [2]. Установлено, что процесс усталостного разрушения при циклическом разрушении можно разделить на две фазы (рис. 1).

Первая фаза характеризуется структурной перестройкой дислокаций [1] без образования видимых микротрещин. Сигнал АЭ не содержит хаотических составляющих, о чем свидетельст-

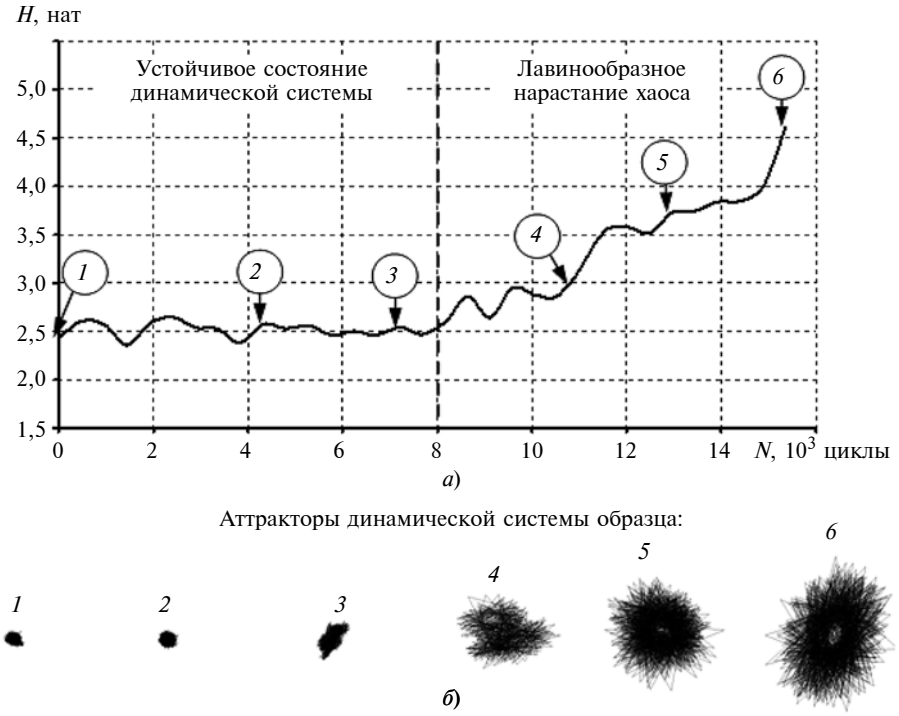


Рис. 1. Зависимость информационной энтропии *H* сигналов АЭ от числа *N* циклов нагружения (*а*) и аттракторы динамической системы (*б*) для образца из стали 20 при симметричной цикловой нагрузке $\sigma_{ц1}$ = 444 МПа и частоте 22,5 Гц

вуют значения фрактальных характеристик сигнала: $H \approx 2{,}51$ нат, $D_0 \approx 1{,}1$ (см. рис. 1). Далее в зоне повышенных напряжений образуется микротрещина.

Во второй фазе разрушения образуется одна из зон будущего излома. В результате развития трещины сечение ослабляется до тех пор, пока не произойдет внезапное разрушение. Вторая фаза сопровождается нарастанием хаоса в динамической системе образца — информационная энтропия H и фрактальная размерность D_0 сигналов АЭ начинают расти все с большей и большей интенсивностью и в момент полного разрушения детали достигают максимальных значений: H_{max} = 4,6 нат; $D_{0\ max}$ = 1,19.

Отмеченные закономерности усталостных процессов позволяют прогнозировать поведение образца без трудоемких натурных экспериментов. Имея числовой ряд $\Re_1$, отражающий зависимость информационной энтропии сигналов АЭ от числа циклов нагружения для цикловой нагрузки $\sigma_{ц.1}$ = 444 МПа, и числовой ряд $\Re_2$ для цикловой нагрузки $\sigma_{ц.2}$ = 355 МПа, можно предсказать основные характеристики числового ряда $\Re_{пр}$, соответствующего цикловой нагрузке $\sigma_{ц.пр}$, причем $\sigma_{ц.пр} \neq \sigma_{ц.1}$ и $\sigma_{ц.пр} \neq \sigma_{ц.2}$. Определенный интерес представляет прогнозирование усталостных испытаний для промежуточных значений цикловой нагрузки: $\sigma_{ц.2} < \sigma_{ц.пр} < \sigma_{ц.1}$.

Для примера выполним прогнозирование результатов усталостных испытаний для $\sigma_{ц.пр}$ = = 387 МПа. В основе прогнозирования усталостного процесса лежат метод окон [2, 4—6], модифицированный под прогнозирование числовых рядов с заведомо неизвестной длиной ряда, и нейронная сеть — многослойный перцептрон. Задача формализуется через распознавание образов. Данные о прогнозируемой переменной в течение некоторого времени составляют образ, класс которого определяется прогнозируемой переменной в момент времени вне данного диапазона времени, т. е. значением переменной через временной интервал прогнозирования. Метод предполагает использование двух окон: $\vec{W}_{вх}$ и $\vec{W}_{вых}$ с фиксированными размерами соответственно n и m. Окна могут перемещаться с определенным шагом по временной последовательности исторических данных, начиная с первого элемента, и предназначены для доступа к данным временного ряда. Причем первое окно $\vec{W}_{вх}$, получив данные, передает их на вход нейронной сети, а второе окно $\vec{W}_{вых}$ — на выход. Получающаяся на каждом шаге пара $\{\vec{W}_{вх}, \vec{W}_{вых}\}$ используется как элемент обучающей выборки (распознаваемый образ).

В процессе обучения сети для каждого шага перемещения окон $\vec{W}_{вх}$ и $\vec{W}_{вых}$ рассчитывается невязка между реальностью и прогнозом, в зависимости от невязки корректируются весовые коэффициенты нейронов сети [4, 7]. Шаги обучения повторяются до тех пор, пока не будет достигнута последняя точка числового ряда. Затем рассчитывается суммарная погрешность прогнозирования. Если погрешность велика, то повторяется еще раз итерация с проходом всех точек. Если погрешность ниже допустимого значения, то обучение заканчивается.

Входными данными для сети (рис. 2) являются управляющий параметр $\sigma_ц$ и числовой ряд $\Re$ значений информационной энтропии H сигнала АЭ для каждого цикла нагружения усталостных испытаний для данного значения $\sigma_ц$. Так как числовые ряды при усталостных испытаниях имеют большую длину N (порядка 10^5 элементов), числа n и m окон выбраны по формуле $n = m = \sqrt{N} \approx 300$. Таким обра-

зом, получен четырехслойный персептрон, первый слой которого состоит из 301 нейрона с линейной активационной функцией, четвертый — из 300 нейронов с линейной активационной функцией. Первый слой служит для нормирования входных аргументов сети на интервале [0, 1], четвертый слой — для обратного линейного преобразования. Между ними находятся два скрытых слоя, каждый из которых содержит по 32 нейрона с сигмоидной функцией активации. Число нейронов принято из условия $\approx 2\sqrt{n}$, такое небольшое (по сравнению с размерностью входных и выходных данных) число нейронов в скрытых слоях выбрано для того, чтобы сократить время обучения сети и исключить возможность переобучения.

Обучение применяют только для данных четырех слоев, и при работе обученной сети используется пятый слой из 8 нейронов с пороговой функцией активации, замкнутых на восьмивходовый конъюнкторный элемент. Нейроны данного слоя активизируются при превышении входным сигналом порогового значения $H_{пор}$ = 4,25 нат и в совокупности с конъюнкторным элементом являются детектором прогнозируемого разрушения образца. Нейронная сеть фиксирует усталостное разрушение образца и завершает генерацию прогнозируемого числового ряда $\Re_{пр}$ только в том случае, если восемь последних, идущих подряд значений генерируемого ряда превышают порог $H_{пор}$. Данная схема позволяет с большой вероятностью своевременно завершить прогнозирование числового ряда $\Re_{пр}$ в условиях априорно неизвестной информации об его длине и избежать ложного предсказания разрушения образца при случайном выбросе прогнозируемого значения.

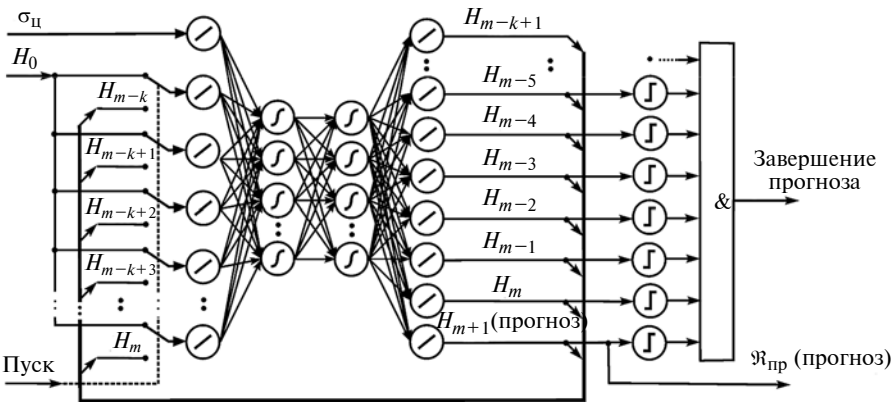


Рис. 2. Схема нейронной сети, моделирующей динамику усталостного процесса в образце

В качестве обучающих данных для сети использовали числовые ряды $\Re_1$ и $\Re_2$ разной длины: длина ряда $\Re_1$ составляет 15 362 отсчета, длина $\Re_2$ — 123 617 отсчетов. Для синхронизации обучения в начало каждого ряда добавили предысторию (стартовая последовательность), состоящую из 300 одинаковых значений, равных информационной энтропии H_0 тепловых флуктуаций аппаратуры, применяемой для регистрации АЭ. В данном случае для предусилителя, выполненного на базе интегрального ОУ серии 774 и 16-разрядного АЦП, энтропия составила H_0 = = 2,5 нат.

Полное время обучения при классическом алгоритме обратного распространения ошибки составило 4 ч на персональном компьютере с процессором i5 и тактовой частотой 2 ГГц. Затраты оперативной памяти при представлении синаптических весов в виде вещественных чисел с двойной точностью составили около 0,5 Мб.

Заметим, что время обучения полученной нейронной сети стандартным алгоритмом достаточно велико и сравнимо со временем усталостных испытаний. Это существенно затрудняет практическое применение данной нейромодели.

Недостаток классического обратного распространения ошибки заключается в том, что скорость обучения нейронной сети фиксирована. Существуют эвристические подходы, в которых скорость изменяется от большей к меньшей в конце обучения, например метод выбора адаптивного шага обучения [7].

Главное преимущество данного подхода — динамически изменяемый шаг, который рассчитывают индивидуально для каждого слоя на каждой итерации, чтобы сделать лучший шаг в минимизации среднеквадратичной ошибки сети. Адаптивный шаг исключает необходимость выбора шага вручную. Обучающий процесс сходится сравнительно быстро и протекает стабильно. В разработанной модели скорость обучения ИНС при использовании адаптивного шага ускоряет обучение в 12—13 раз по сравнению с классическим методом обратного распространения ошибки. При использовании адаптивного шага полное время обучения нейронной сети для прогнозирования составило 19 мин.

Прогнозирование усталостных процессов осуществляли следующим образом. На вход $\sigma_ц$ нейронной сети подавали цикловое напряжение $\sigma_{ц.пр}$ = 387 МПа. А на входах сети в первом такте

Рис. 3. Зависимости информационной энтропии *H* сигналов АЭ от числа *N* нагружения для образца из стали 20 (сплошная линия) и нейросетевой прогноз (штриховая линия) при симметричной цикловой нагрузке $\sigma_ц$ = 387 МПа при частоте 22,5 Гц

прогнозирования кратковременно подавали предысторию H_0. В последующих тактах вместо предыстории на входы нейронной сети подавали смещенные на одно значение выходы, сформированные в течение предыдущего такта. В соответствии с данной процедурой сеть рекурсивно строила прогнозируемый числовой ряд.

В результате получен числовой ряд $\Re_{пр}$ длиной 24 743 отсчета (рис. 3). Точность прогноза проверяли натурным экспериментом усталостного разрушения образца. При эксперименте образец из стали 20 при $\sigma_ц$ = 387 МПа разрушился за 28 432 цикла нагружения, т. е. погрешность прогноза для данных образцов из стали 20 составила около 13 %. Результаты прогнозирования были проверены и для других образцов из сплава ОТ4.

Особенность испытаний образцов из сплава ОТ4 заключается в том, что титановый сплав очень медленно накапливает усталостные напряжения. Поэтому большую часть времени с начала эксперимента образцы при циклической деформации практически не излучают АЭ. Интенсивное излучение акустических колебаний начинается при накоплении в образце определенного количества усталостных напряжений, после чего начинается разрушение образца.

На основании исследований выполнено обучение нейронной сети и составлен прогноз усталостных процессов при $\sigma_{ц.пр}$ = = 246 МПа, погрешность прогноза проверили экспериментально, она составила 14,5 %.

Таким образом, в результате исследований получена обученная нейронная сеть, представляющая собой модель динамической системы образца (детали) при усталостном разрушении, которая формирует числовые ряды, аналогичные эволюции фрактальных характеристик АЭ, излучаемой при усталостных испытаниях для разных условий нагружения.

Для повышения производительности расчетов фрактальных характеристик АЭ использовали параллельные вычисления. Для этого была разработана интеллектульная система диагностики усталостных характеристик материалов при низких температурах на основе вейвлет-анализа и фрактального анализа в режиме реального времени [4, 5]. Аппаратной частью системы для реализации параллельных вычислений является графическая карта nVidia GeForce GT650M с поддержкой технологии nVidia CUDA и центральный процессор Intel Core i7. Для nVidia CUDA использовали программное обеспечение Vidia CUDA drivers (фирма nVidia). Производительность прогнозирования усталостных процессов увеличилась в несколько раз.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кабалдин Ю. Г.** Квантовый механизм образования микротрещин при усталостном нагружении // Тр. Нижегородского ГУ им. А. А. Алексеева. 2012. № 4. С. 133—141.

2. **Диагностика** выходных параметров процесса резания в режиме реального времени на основе фрактального и вейвлет анализов с использованием программно-аппаратных средств National Instruvtnts и Nvidia CUDA / Ю. Г. Кабалдин, И. Л. Лаптев, Д. А. Шатагин, С. В. Серый // Вестник машиностроения, 2014. № 8. С. 36—42.

3. **Кабалдин Ю. Г., Муравьев С. Н.** Оценка изменений и устойчивости структуры металлических материалов при деформации на основе фрактального и вэйвлет-анализа сигналов акустической эмиссии // Деформация и разрушение материалов. 2007. № 2. С. 13—20.

4. **Головко В. А.** Нейроинтеллект: теория и применение. Кн. 1. Организация и обучение нейронных сетей с прямыми и обратными связями. Брест: БПИ, 1999. 264 с.

5. **Головко В. А.** Нейроинтеллект: Теория и применения. Кн. 2. Самоорганизация, отказоустойчивость и применение нейронных сетей. Брест: БПИ, 1999. 228 с.

6. **Компьютерное** моделирование и исследование наноструктур в процессах обработки резанием на основе квантово-механических расчетов / Ю. Г. Кабалдин, С. В. Серый, О. В. Кретинин и др. Н/Новгород: НГТУ им. Р. Е. Алексеева, 2014. 119 с.

7. **Уоссермен Ф.** Нейрокомпьютерная техника: теория и практика. М.: Мир, 1992. 184 с.

УДК 669.131.7: 621.78

Н. Ш. ИСМАИЛОВ, д-р техн. наук, Р. К. ГАСАНЛИ, канд. техн. наук (АзТУ, г. Баку), e-mail: nizism@mail.ru

Влияние технологии на качество литейных форм для отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом

Исследуются качество литейных форм из кварцевых песков и бентонитовых глин для отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом и влияние технологических факторов на механические свойства песчано-глинистых смесей.

Ключевые слова: литейная форма, высокопрочный чугун, технологический фактор, песчано-глинистая смесь, качество, физико-механические свойства.

The quality of casting moulds from quartz sands and bentonitic clays for castings from high-strength cast iron with spheroidal graphite and influence of technologic factors on mechanical properties of sand clays are investigated.

Keywords: casting mould, high-strength cast iron, technologic factor, sand clay, quality, physical and mechanical properties.

Практический интерес представляет изучение влияния технологии [1, 2] и физико-механические свойства смесей, получаемых из местных материалов, в частности кварцевого песка и бентонитных глин Азербайджана [3], на качество литейных форм для отливок из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом (ВЧШГ). На физико-механические свойства песчано-глинистых смесей (ПГС) влияют способ уплотнения, состав смеси, ее влажность, свойства наполнителя, противопригарные и специальные добавки. Определяющими являются содержание глины, ее соотношение с водой и порядок ввода компонентов [4, 5].

В табл. 1 приведены результаты экспериментов с местными бентонитами в смеси. При оптимальной влажности (4÷5 %) прочность смеси повышается с увеличением содержания бентонита, а влажность зависит от содержания бентонита, так как он требует много влаги. Установлено, что прочность литейной формы зависит от объемной массы смеси, способа и степени ее уплотнения, состава и влажности и может изменяться в больших пределах.

Влияние технологических факторов при оптимальной влажности смеси на прочность образцов формы размерами 50×50 мм, изготовленных прессованием при разных давлениях, показано на диаграмме (рисунок). Цифры у прямых характеризуют пластичность смесей, определяемую отношением пределов прочности при сжатии и растяжении: $\sigma_{сж}/\sigma_р$.

На диаграмме заштрихованы зоны II—V с условными границами (штриховые линии), которые определены из опыта работы автоматической формовочной линии Disamatic на ОАО "Электроцентролит" (г. Баку). В зоне I смесь имеет низкие механические свойства из-за таких дефектов, как посторонние включения, пригар и др., поэтому прочность формы небольшая; в зонах II и III возможны дефекты формы при извлечении модели; в зоне IV (до линии обрыва) дефекты возникают в результате упругой отдачи формы; в зоне V (выше линии обрыва) дефекты форм возникают редко. В идеальном случае отношение $\sigma_{сж}/\sigma_р$ должно соответствовать линии *A*.

Экспериментально установлено влияние среднего размера $d_з$ зерна песка на объем *V* массы, а

Таблица 1

Прочность смесей с бентонитами разных месторождений

Бетонит	$\sigma_{ср}$	$\sigma_{сж}$	$\sigma_р$
	МПа		
Алибайрамлинский природный	0,028	0,16	0,012
Алибайрамлинский активированный	0,020	0,14÷0,16	0,010
Дашсалахлинский природный	0,24	0,12	0,011
Дашсалахлинский активированный	0,03	0,18÷0,22	0,012
Беглярский активированный	0,022	0,16÷0,18	0,010
Беглярский природный	0,018	0,15÷0,16	0,010

Таблица 2

Физико-механические характеристики ПГС

Показатель	Значение показателя для смеси				
	1	2	3	4	5
Потери массы смеси при прокаливании, %	5,5	8,6	11,1	3,4	3,7
Потери при прокаливании фракции глины размером < 20 мкм, %	2,9	5,3	6,4	1,2	1,8
Содержание активной глины, %	7,3	9,7	12,0	10,1	10,1
Содержание технической соли, %	2	5	6	1	4
Влажность, %	3,2	4,2	5,3	3,2	3,5
Степень уплотнения, %	42	32	39	31	36
Насыпная плотность, г/см^3	0,84	0,92	0,85	1,02	0,95
Масса образца формы размером 50 × 50 мм, г	147,7	139,0	137,8	151,0	151,2
Предел прочности , МПа, при испытании на:					
сжатие	0,15	0,20	0,095	0,28	0,22
срез	0,040	0,056	0,054	0,085	0,064
раздавливание	0,024	0,030	0,028	0,048	0,035
сжатие после сушки	0,94	0,66	0,18	0,08	0,79

Примечание. Противопригарная добавка: угольная пыль в смесях 1—3; гематитовая руда в смесях 4 и 5

следовательно, и на прочность смеси с 10 % бентонита при стандартном уплотнении:

$d_з$, мм	0,12	0,18	0,20	0,30	0,40	0,60
V, г/см^3	1,41	1,45	1,47	1,50	1,52	1,53

Физико-механические характеристики ПГС, разработанных для применения на линиях машинной формовки, механизированных и автоматических линиях, приведены в табл. 2. Установлено, что набухающие добавки (крахмалит, декстрин и др.) повышают пределы прочности смесей, содержащих 5 % бентонита (табл. 3). Например, введение 0,4÷0,5 % крахмалита в смесь повышает $\sigma_{сж}$ на 5÷7 %, $\sigma_{ср}$ — на 15÷17 %, $\sigma_р$ — на 20÷30 %. Однако с введением добавок повышается и пластичность смесей. Так, при введении 1 % декстрина или 3 % крахмалита пластичность увеличивается с 50 до 100 %. Результаты определения пластичности смесей с разными глинами (10 % глины при влажности 3,5 %) приведены в табл. 4.

Установлено, что прочность сухой смеси тем больше, чем выше ее исходная влажность. Все образцы высушивали в течение 1 ч при температуре 170 °С. Для разных бентонитов характерна общая тенденция — прочность сухой смеси тем больше, чем выше влажность бентонита, что определяется его коллоидной способностью (табл. 5).

Таблица 3

Влияние набухающих добавок на прочность ПГС

Содержание, %, добавок	$\sigma_{сж}$	$\sigma_{ср}$	$\sigma_р$
	МПа		
0	0,09	0,028	0,018
1	0,06	0,020	0,011
2	0,046	0,018	0,011
3	0,050	0,015	0,010

Таблица 4

Пластические свойства ПГС

Связующее	Предел пластичности	Модуль пластичности	Модуль жесткости
	МПа		
Алибайрамлинский бентонит	2,4	0,21	0,048
Дашсалахлинский бентонит	2,6	0,35	0,030
Беглярский бентонит	2,8	0,53	0,019
Каолиновая глина	2,1	0,60	0,017

Таблица 5

Влияние влажности на прочность сухой ПГС

Влажность, %	$\sigma_{сж}$, МПа, после сушки ПГС при содержании, %, в ней			
	каолиновой глины			активированного бентонита
	1	2	3	
2,0	0,26	0,20	—	—
2,5	0,37	0,29	0,14	0,22
3,0	0,52	0,41	0,18	0,30
3,5	0,76	0,56	0,23	0,48
4,0	1,0	0,65	0,34	0,79
4,5	—	0,70	0,44	1,10
5,0	—	0,74	0,53	1,30

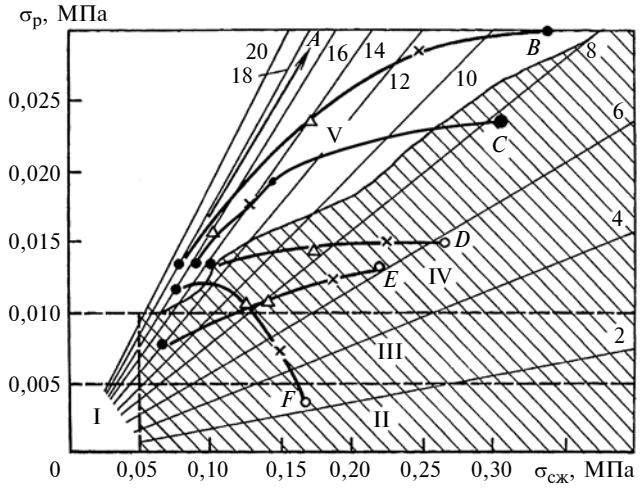


Диаграмма прочности образцов форм из ПГС при содержании в них 12 (линия *B*), 10 (линия *C*), 8 (линия *D*), 6 (линия *E*) и 4 % (линия *F*) бентонита, полученных прессованием при давлении 0,8 (●), 1,6 (Δ), 2,4 (×) и 4,8 МПа (○)

При экспериментах содержание глин разных месторождений в смесях составляло 10 % при температуре сушки образцов форм 230 °С. Во всех случаях прочность стабилизировалась при исходной влажности смеси 5÷6 %. Установлено, что для сухих литейных форм готовят более влажные смеси, чем для сырых, что обеспечивает их большую прочность, так как влага удаляется при сушке.

Таким образом, экспериментально подтверждено влияние технологии на качество литейных форм из ПГС разного назначения при получении отливок из ВЧШГ. Установлено значительное влияние влажности, содержания бентонита, способов и степени уплотнения ПГС на физико-механические свойства при использовании местных природных материалов [5, 6].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Трухов А. П.** Технология литейного производства. М.: Высшая школа, 2008. 480 с.
2. **Формовочные** материалы и смеси / С. П. Дорощенко, В. П. Авдокушин, К. Русин, И. Мацащек. Киев: Наука, 2009. 432 с.
3. **Исмаилов Н. Ш.** Особенности получения машиностроительных отливок с использованием кварцевых песков и бентонитовых глин Азербайджана // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 11—14.
4. **Гасанли Р. К.** Структура и свойства высокопрочных чугунов. Баку: Наука, 2013. 250 с.
5. **Гасанли Р. К.** Особенности структуры и фазового состава термообработанных высокопрочных чугунов с шаровидным графитом // Вестник машиностроения. 2013. № 10. С. 31—33.
6. **Исмаилов Н. Ш.** Литейные формы из местных материалов. Баку: Наука, 2008. 230 с.

УДК 621.7

И. Н. ИСКЕНДЕРЛИ, канд. техн. наук (Институт технологии машиностроения, г. Баку),
В. А. НАРИМАНОВ, канд. техн. наук (АзТУ, г. Баку), e-mail: varsan42@mail.ru

Исследование ударной вязкости инструментальной стали 6ХВ2С

Приведены результаты исследования ударной вязкости инструментальной стали 6ХВ2С, а также зависимости твердости и ударной вязкости от температуры отпуска при изготовлении ножей для резки строительной арматуры, которые можно использовать также для различных деталей, работающих в условиях ударных нагрузок.

Ключевые слова: режущий инструмент, арматура, ударная вязкость, ударная нагрузка, твердость.

The research results of toughness of "6ХВ2С" tool steel and dependencies of hardness and toughness from tempering temperature at manufacturing of knifes for cutting of building bars, which can be also used for various parts, operating at conditions of impact loads, are presented.

Keywords: cutting tool, armature, toughness, impact load, hardness.

В расчетах на прочность необходимо учитывать возможность хрупкого разрушения сталей, работающих в условиях ударных нагрузок. В этом случае прочность материала оценивают по результатам испытаний стандартных образцов, термообработанных на разных режимах для определения ударной вязкости [1].

Хрупкому разрушению подвергаются, как правило, стальные бойки кузнечно-прессового оборудования, режущие инструменты, работающие в специфических условиях, штампы и др., в основном в результате неправильной термообработки, при которой образуются внутренние микротрещины. Для предотвращения вероятности хрупкого разрушения необходимо установить основные показатели хрупкости термообработанных сталей — оптимальные твердость после термообработки и ударную вязкость $a_н$. Рассмотрим характерный случай поломки ножей при резке строительной арматуры.

Анализ резки (рис. 1) строительной арматуры на заданный размер при температуре 150÷200 °С показал, что специальные ножи *1* из инструментальной стали 6ХВ2С выходят из строя в основном из-за хрупкости или низкой твердости режущей кромки. Для заточки или замены ножа (рис. 2) необходимо остановить автоматическую линию, что снижает ее производительность.

Ножи *1* (см. рис. 1), закрепленные на колене *2*, вращающемся с постоянной угловой скоростью (ω = const), обеспечивают резку арматуры *3*, движущейся со скоростью $v_{ар}$, на заданную длину. При этом на режущую кромку ножа (см. рис. 2) действует большая ударная нагрузка. Если твердость режущей кромки больше допустимой, происходит ее хрупкое разрушение, если меньше, то из-за пластической деформации кромка затупляется и нож преждевременно выходит из строя.

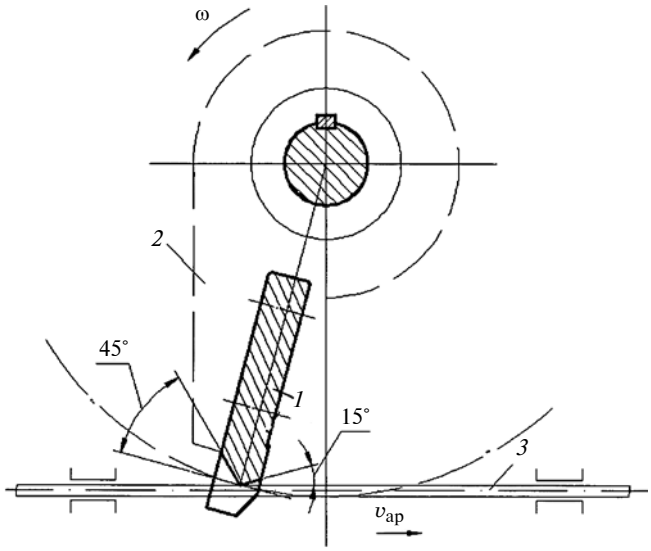


Рис. 1. Схема резки арматуры на автоматической линии

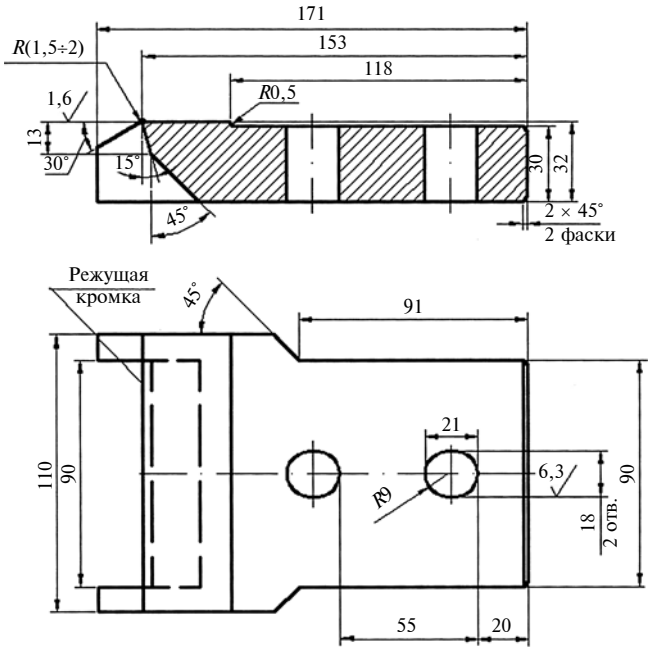


Рис. 2. Нож из стали 6ХВ2С, используемый для резки арматуры на автоматической линии

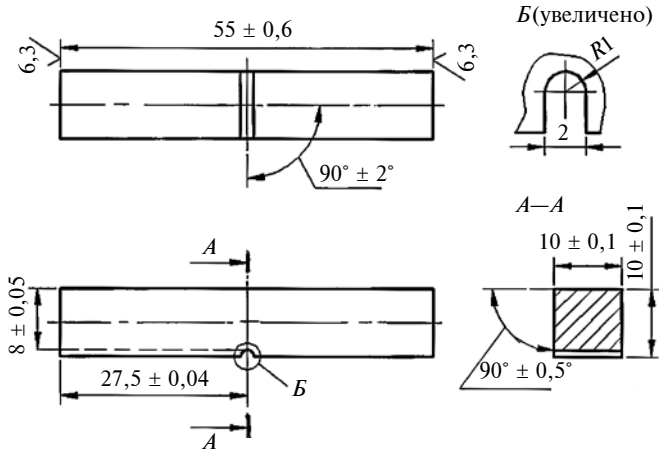


Рис. 3. Образец для определения ударной вязкости стали 6ХВ2С

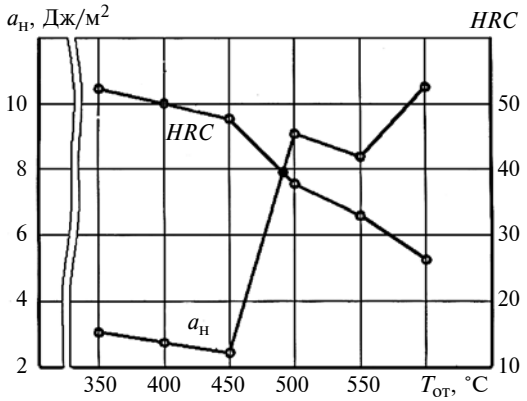


Рис. 4. Зависимости ударной вязкости $a_н$ от температуры $T_{от}$ отпуска и твердости *HRC* образцов из стали 6ХВ2С

Цель экспериментальных исследований — определение необходимой стойкости ножей из инструментальной стали 6ХВ2С, используемых при резке строительной арматуры из стали 20Г. Конкретная задача — определить ударную вязкость $a_н$ стали 6ХВ2С в зависимости от температуры отпуска $T_{от}$ и оптимальное соотношение параметров $a_н$ и *HRC*.

Сначала провели химический анализ состава стали 6ХВ2С и установили процентное содержание основных химических элементов, мас. %: C — 0,57; Mn — 0,18; Si — 0,56; Cr — 1,2; W — 2,3. Полученные результаты совпадают с данными ГОСТ 5950—73.

Для определения ударной вязкости согласно ГОСТ 9454—78 по типу 1 были изготовлены 30 образцов ножей с параметрами, указанными на рис. 3. Согласно разработанной методике все образцы подготовили к термообработке путем зачистки, обезжиривания, снятия заусенцев и т. п. Закалку образцов проводили в камерной электропечи с металлическими нагревателями сопротивления типа СНЗ-2,0 · 4,0 · 1,4/12.

По технологии образцы загружали в печь, нагретую до (880 ± 10) °С. Время нагревания отсчитывали с момента, когда образцы в камере печи стали почти невидимыми, и выдерживали 20 мин. Затем их вынимали из камеры и вертикально погружали в ванну с индустриальным маслом И20. После остывания образцы вынимали из ванны и измеряли твердость на приборе "Микро-DUR" фирмы Krautkramer Branson (Германия). Твердость всех образцов составляла 58÷60 *HRC*. Далее для получения определенной твердости 30 закаленных образцов разбили на группы I—VI и подвергали отпуску при температурах 350, 400, 450, 500, 550 и 600 °С, для чего каждую группу отдельно загружали в камеру печи и нагревали до указанных температур. После выдержки в печи в течение 60 мин образцы охлаждали на воздухе и снова измеряли твердость на том же приборе (таблица).

Ударную вязкость определяли с помощью маятникового копра ASTM-3601 фирмы TONISI, который для проведения опытов налаживали в соответствии с ГОСТ 9545—75. По специальной шкале на копре, каждое деление которой равно 1 Дж, определяли работу $A_н$, необходимую для поломки образцов с разной твердостью после термообработки. Ударную вязкость рассчитывали по формуле $a_н = A_н/F$, где F — площадь поперечного сечения образца в месте излома, см^2.

На основании результатов проведенных испытаний построены зависимости твердости *HRC* и ударной вязкости $a_н$ от температуры $T_{от}$ отпуска (рис. 4). С повышением температуры отпуска и уменьшением твердости образцов увеличивается ударная вязкость, а следовательно, и сопротивление хрупкому разрушению при ударных нагрузках. Отметим, что у образцов с температурой отпуска 350÷450 °С, несмотря на уменьшение твердости, наблюдается снижение ударной вязкости. Это характерно для легированных сталей (эффект называется "обратимая отпускная хрупкость") [2]. При

Результаты измерения твердости образцов из инструментальной стали 6ХВ2С после термообработки

Группа	Размер образца по ГОСТ 9545—75, мм	Твердость *HRC* после закалки	Число образцов в группе	Температура $T_{от}$ ± 10 °С	Твердость *HRC* после отпуска
I	55×10×10	58÷62	5	350	52÷56
II				400	48÷52
III				450	44÷48
IV				500	36÷40
V				550	32÷36
VI				600	26÷30

УДК 621.762.5

А. Т. МАМЕДОВ, д-р техн. наук, Б. Б. МУСУРЗАЕВА (АзТУ, г. Баку),
e-mail: ariff-1947@mail.ru

Состав, структура и свойства антифрикционной порошковой композиции железо — чугун — латунь

Разработана антифрикционная порошковая композиция железо — чугун — латунь. Рассматриваются ее структура и свойства, а также оптимальное соотношение составляющих.

Ключевые слова: порошковая композиция, микроструктура, химический состав, механические свойства, триботехнические характеристики, шихта.

The "iron-cast iron-brass" antifriction powder composition is developed. Its structure and properties, as well as optimal proportion of ingredients, are considered.

Keywords: powder composition, microstructure, chemical composition, mechanical properties, tribotechnical characteristics, charge.

Повышение качества машин и механизмов связано с жесткими требованиями к антифрикционным узлам, работа которых определяется качеством антифрикционной пары. Изготовление пар из дорогостоящих материалов неэкономично, поэтому актуальна разработка нетрадиционных антифрикционных материалов, например, с использованием порошковой металлургии — безотходной и ресурсосберегающей технологии.

Широкое распространение получили порошковые антифрикционные материалы-шихты на основе цветных металлов (бронзографиты) и железа (железографиты), работоспособность которых доказана. Однако они не отвечают возрастающим требованиям к узлам трения: бронзографиты относятся к дорогостоящим материалам, железографиты не подходят для многих узлов трения.

Предлагается новая антифрикционная композиция, шихта которой состоит из порошков чугуна, железа, латуни и технической серы. Чугунный порошок получают измельчением стружки чугуна с междендритным точечным графитом в шаровой мельнице. Используют порошки с частицами менее 200 мкм. Латунный порошок получают из латуни Л-63, содержащей приблизительно 37 % Zn, а порошок железа — из железа ПЖ2М3 (ГОСТ 9849—86).

Порошок серы вводили в шихту для образования при спекании сернистого цинка и улучшения смачиваемости порошков чугуна, железа и латуни. Образцы прессовали в обычных условиях при давлении 1000 МПа и спекали при температуре 1150 °С.

Пористость, механические и антифрикционные свойства спеченных образцов исследовали при содержании в шихте 5÷15 % латуни и 0,25÷1,0 % серы, остальную часть шихты составляли порошки чугуна и железа. При увеличении в шихте содержания порошка чугуна с 54,5 до 64,5 % свойства материала ухудшаются из-за повышенного выделения газа при спекании (табл. 1). Наибольшие пределы прочности при разрыве ($\sigma_в$) и изгибе ($\sigma_и$), коэффициент трения (f) и интенсивность изнашивания (I) наблюдаются у материала, содержащего 54,5 % чугунного, 10 % латунного порошков и 0,5 % порошка серы.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

необходимости такую хрупкость можно устранить термообработкой.

Применение в производстве арматуры ножей из стали 6ХВ2С твердостью 48÷52 *HRC* показало, что иногда происходит хрупкое разрушение режущей кромки ножа при ударе вследствие низкой ударной вязкости $a_н$ = 0,27÷0,30 МПа · с (см. рис. 4, зона необратимой отпускной хрупкости, $T_{от}$ = 350÷425 °С). Эксперименты показали, что если ножи из стали 6ХВ2С подвергнуть отпуску при температуре 460÷520 °С, то их твердость составит 44÷36 *HRC*, а ударная вязкость $a_н$ = = 36,27÷81,37 Дж/м^2. Следовательно, эти величины можно считать наиболее приемлемыми.

Таким образом, впервые определена ударная вязкость инструментальной стали 6ХВ2С в зависимости от температуры отпуска и твердости. Полученные результаты можно использовать при изготовлении деталей в машиностроении, ряда режущих инструментов, молотов, штампов и пресс-форм, работающих при ударных нагрузках.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. В.** Расчет на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1979. С. 17—20.

2. **Болховитинов Н. Ф.** Металловедение и термическая обработка. М.: Машгиз, 1961. 299 с.

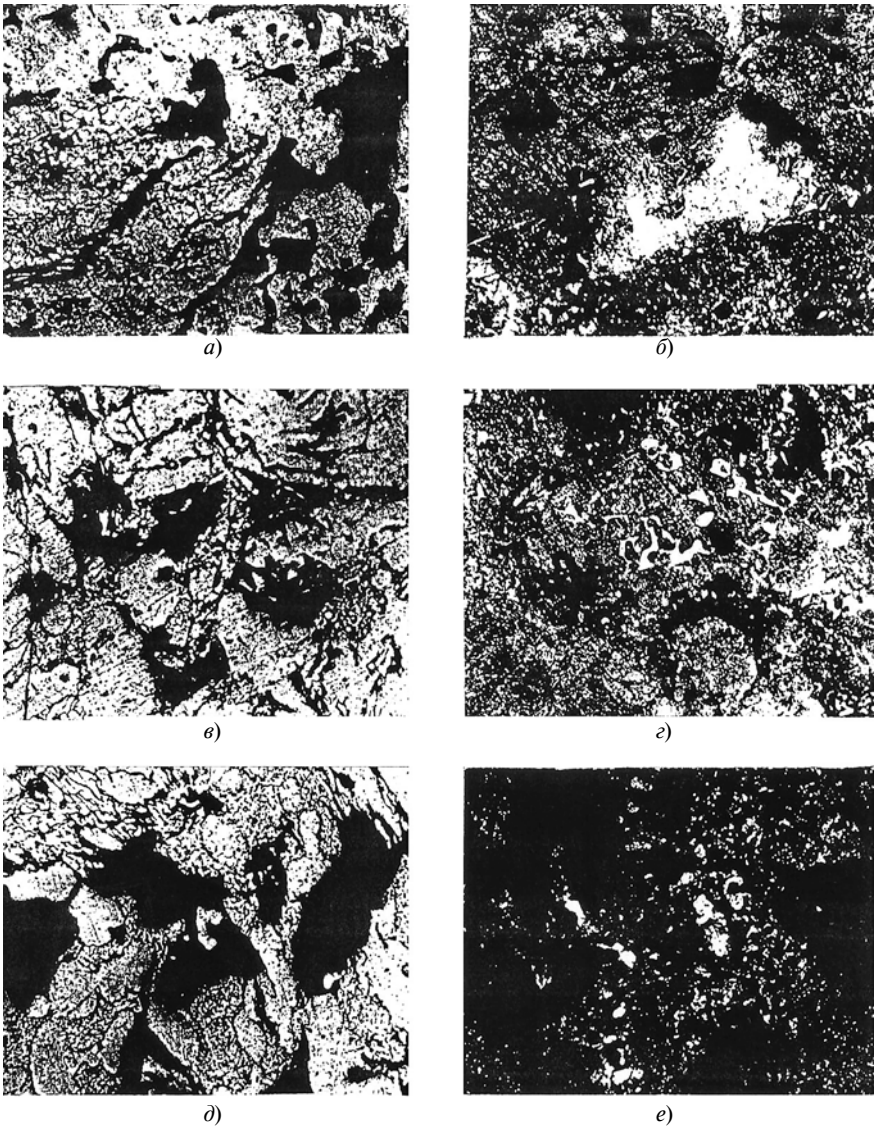


Рис. 1. Микроструктуры нетравленых (*а*, *в*, *д*) и травленых (*б*, *г*, *е*) образцов из композиций Ж35Ч54,5Л10К1,0 (*а*, *б*); Ж25Ч54,5Л15К0,25 (*в*, *г*); Ж20Ч64,5Л15К0,5 (*д*, *е*); марки материалов условные

При содержании 5 % порошка латуни эти свойства снижаются, что, по-видимому, вызвано недостатком при спекании жидкой фазы (латуни), которая связывает частицы железа и чугуна. При содержании более 10 % порошка латуни повышается пористость и снижаются другие свойства вследствие "выпотевания" латуни на поверхность образцов и образования рыхлой внутренней структуры. Значительное влияние на свойства спеченных образцов оказывает содержание в шихте 0,25÷1,0 % серы; наиболее высокие физико-механические свойства имеет материал, содержащий 0,5 % серы.

На рис. 1 приведены микроструктуры исходных поверхностных слоев композиций "железо — чугун — латунь", а на рис. 2 — спеченных при температуре 1150 °С. Видно, что с повышением в шихте содержания чугуна с 54,5 до 64,5 % поры увеличиваются. Микроструктура травленых образцов состоит из перлита, темных (предположительно неметаллических) и светлых включений. Кроме того, отчетливо видны мелкие светлые включения осколочной формы, похожие на включения избыточной меди. Для определения природы включений изучали их химический состав.

Таблица 1

Состав шихты и свойства порошковых материалов

Содержание, %, в шихте порошков (остальное — порошок железа)			Пористость, %	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_и$, МПа	*KC*, кДж/м^2	*f*	*I*, мкм/км	*HB*, МПа
чугуна	латуни	серы							
54,5	15	0,5	26,0	80,0	132,5	80	0,36/0,157	10/58	700
59,5	15	0,5	27,6	71,3	110,4	70	0,039/0,171	18/74	710
64,5	15	0,5	29,0	58,3	76,2	68	0,04/0,177	24/86	670
54,5	5	0,5	20,3	74,5	150,4	106	0,038/0,168	16/172	700
54,5	10	0,5	23,5	103,5	157,2	88	0,034/0,174	4/46	620
54,5	20	0,5	30,0	65,2	110,2	86,5	0,040/0,174	20/82	700
54,5	10	0,25	—	64,0	141,2	—	0,140/0,174	20/82	—
54,5	10	0,75	26,5	61,0	133,2	122	0,041/0,177	22/84	710
54,5	10	1,0	28,0	47,0	106,2	93	0,043/0,184	28/94	—

Примечание: в числителе приведены данные при жидкостном, в знаменателе — при сухом трении

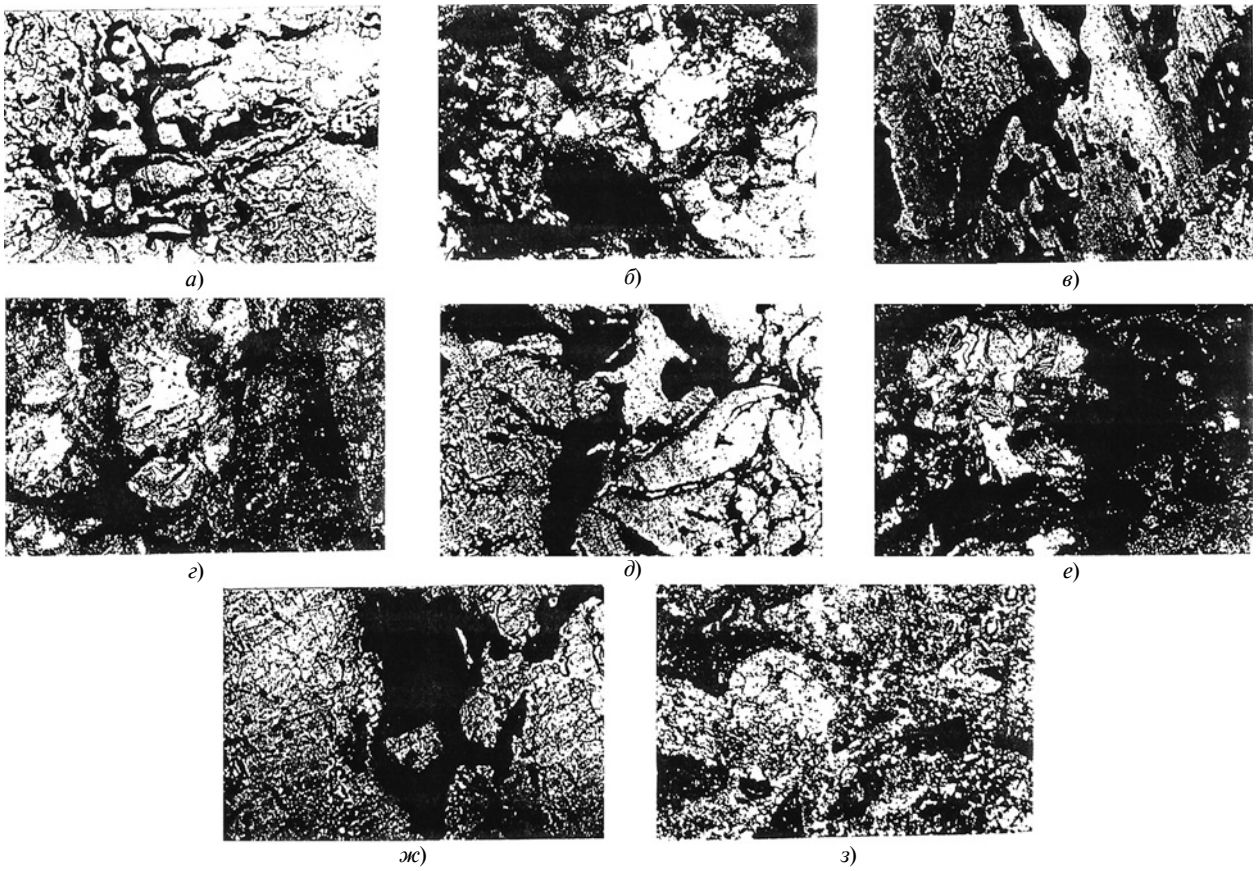


Рис. 2. Микроструктуры нетравленых (*а*, *в*, *д*, *ж*) и травленых (*б*, *г*, *е*, *з*) образцов из композиций Ж40Ч54,5Л5К0,5 (*а*, *б*); Ж35Ч54,5Л10К0,5 (*в*, *г*); Ж30Ч54,5Л15К0,5 (*д*, *е*); Ж25Ч54,5Л20К0,5 (*ж*, *з*), спеченных при температуре 1150 °С

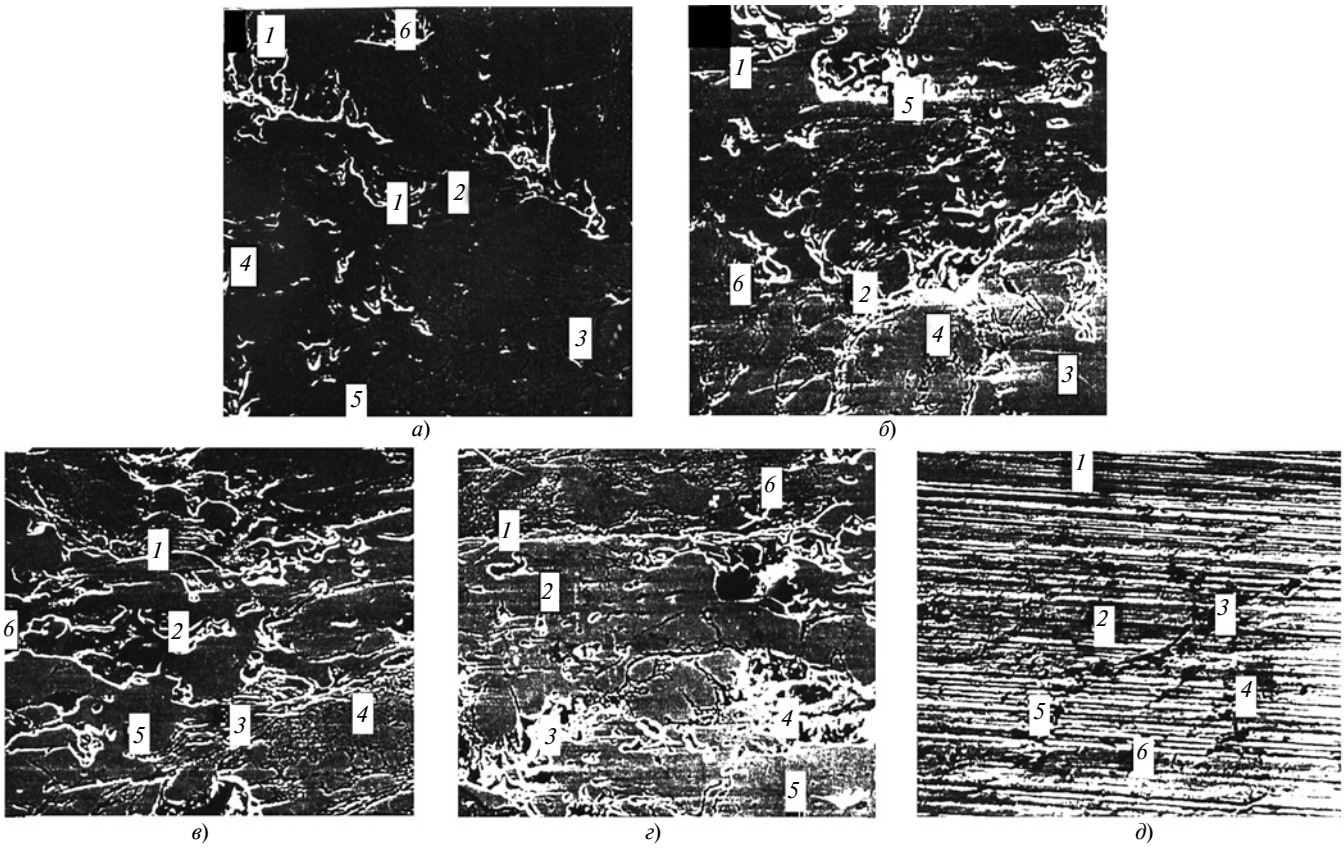


Рис. 3. Микроструктуры спеченного сплава ЖЧ54,5Л10К0,5 с указанием точек, в которых определен химический состав (см. табл. 2, *а—д*)

В табл. 2 приведен химический состав образцов из спеченного материала ЖЧ54,5Л10К0,5 (рис. 3). В образцах, спеченных при температуре 1100 °С в течение 1÷3 ч, наблюдается активное испарение цинка; небольшое количество цинка обнаружено лишь в двух точках (точка *5* на образце *а* и точка *2* на образце *б*), а в образцах, спеченных в течение 3 ч, цинк отсутствует. На этих участках сплав состоит из системы Fe—Cu—S. В образцах *г* и *д*, спеченных при температурах 1150 и 1200 °С, наблюдается большое содержание цинка, но есть участки сплава, состоящие из системы Fe—Cu—Zn—S.

Содержание меди колеблется от 0,993 до 13,879 % в зависимости от положения точки. Почти на всех участках, за исключением точек *6* (образец *в*), *5* (образец *г*) и *2* (образец *д*), присутствует сера, что свидетельствует о ее активном участии в формировании структуры материала. Есть участки с содержанием серы 1,3÷3,778 %, что значительно выше вводимой в шихту серы (0,5 %). В целом распределение Cu, S и Zn неоднородно во всех образцах, что подтверждает гетерогенность структуры материала даже в микроструктуре.

Таблица 2

Содержание, %, элементов в композиции ЖЧ54,5Л10К0,5 в разных точках образцов

Образец, рис. 3	Температура, °С; время спекания, ч	Точка	Fe	Cu	Zn	S
а	1100; 1	*1*	96,091	1,746	0	2,166
		2	92,378	7,428	0	0,195
		3	97,974	1,944	0	0,077
		4	95,138	4,102	0	0,85
		5	97,708	1,860	0,23	0,203
		6	97,5	0,9	0	0,6
б	1100; 2	*1*	86,503	9,179	0	3,778
		2	95,468	3,752	0,179	0,602
		3	96,177	3,786	0	0,030
		4	97,541	2,421	0	0,033
		5	96,139	3,435	0	0,427
		6	92,453	6,247	0	1,300
в	1100; 3	*1*	93,177	6,839	0	0,32
		2	91,098	8,775	0	0,129
		3	90,437	9,139	0	0,426
		4	92,513	7,438	0	0,037
		5	85,359	13,789	0	0,765
		6	89,865	10,119	0	0,00
г	1150; 3	*1*	94,76	5,013	0	0,288
		2	93,322	6,283	0	0,893
		3	97,049	2,392	0,310	0,250
		4	98,655	0,993	0,062	0,291
		5	91,746	8,241	0	0,00
		6	92,212	6,613	0	1,626
д	1200; 1	*1*	94,932	4,653	0	0,417
		2	97,465	2,298	0,232	0,00
		3	93,065	6,016	0	0,92
		4	93,125	5,924	0	0,952
		5	96,407	2,334	0,90	0,360
		6	94,703	3,971	0,355	0,971

Одним из путей активизации диффузионных процессов может стать введение присадок, испаряющихся при спекании, что способствует дополнительной диффузии [1, 2], например, латуни, содержащей легкоиспаряющиеся атомы цинка.

При спекании материала из порошков железа, чугуна и латуни происходит его деструкция и на основании латунных частиц также образуются включения типа Fe—Cu—Zn—S, Fe—Cu—S и Fe—Cu.

Сравнение данных табл. 1 показало, что самые высокие прочностные и антифрикционные свойства имеет материал ЖЧ54,5Л10К0,5, который и будет исследоваться в дальнейшем. По триботехническим характеристикам эта композиция может конкурировать с лучшими марками порошковых бронзографитов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дьячкова Л. Н., Керженцева Л. Ф., Фрайман Л. И.** Интенсификация процессов диффузии при спекании легированных материалов на основе железа // Порошковая металлургия. 1991. № 2. С. 44—49.

2. **Mamedov A. T., Mamedov V. A.** Mikrostrukture, mechanical properties and tribological behoviour of PM Fe—Cu—Zn alloys containing solid lubricants // Powder metallurgy. London. December. 2003. V. 46. N. 3. ISSN0032-5899. P. 311—318.

УДК 621.9.015.001.573

В. Б. БОКОВ, канд. техн. наук (Центр инженерной инновации, Университет Виндзора, Канада),
e-mail: vlad.backow@yandex.ru

Создание эмпирической модели шероховатости поверхности после чистового точения по критерию адекватности

Предложен метод оценки шероховатости поверхности при чистовой обработке на токарном станке на основе эмпирического моделирования с использованием планируемого эксперимента и проверки статистической адекватности модели.

Ключевые слова: токарная обработка, поверхность, шероховатость, моделирование, план эксперимента, линейная регрессия.

The method of determination of surface roughness at finish machining on a turning machine on the base of empirical modeling and planned experiment is suggested.

Keywords: turning machining, surface, roughness, modeling, plan of experiment, linear regression.

При получистовой и чистовой обработках на токарных станках с ЧПУ для предварительного определения шероховатости обрабатываемой поверхности необходима модель ее формирования, т. е. математическое описание изменения шероховатости в зависимости от всех значимых для данного процесса факторов. Модель включает в себя уравнения с параметрами, описывающими формирование шероховатости поверхности, и ее решение, состоящее из нахождения оценок параметров данных уравнений на основании измерений. Шероховатость обработанной поверхности зависит от множества факторов, поэтому при моделировании важно представить эту переменную отклика в зависимости от всех влияющих на нее значимых факторов.

Для решения поставленной задачи необходимо получить функциональную зависимость $E(R) = F(\xi_1, \xi_2, ..., \xi_k)$ между ожидаемой величиной $E(R)$ шероховатости поверхности и числовыми факторами $\xi_1, \xi_2, ..., \xi_k$, которую можно аппроксимировать полиномом $f(\xi_1, \xi_2, ..., \xi_k, \beta_0, \beta_1, ..., \beta_p)$, содержащим параметры $\beta_0, \beta_1, ..., \beta_p$. В статистическом моделировании удобно иметь дело не с фактическими значениями факторов $\xi_1, \xi_2, ..., \xi_k$, а с их нормированными или кодированными значениями $x_1, x_2, ..., x_k$ [1]. При этом если на некотором этапе исследования определены области изменения значений факторов в виде $\xi_{u0} \pm S_u$, где ξ_{u0} — центр u-й области ($u = 1, 2, ..., k$), то значения нормированного фактора определяются формулой

$$x_u = (\xi_u - \xi_{u0})/S_u. \quad (1)$$

Экспериментальные исследования влияния на шероховатость обработанной поверхности таких факторов, как скорость резания, подача и глубина резания, широко представлены в публикациях [2—7]. Однако недостаточное внимание уделено статистическим методам построения и решения эмпирических моделей, что обусловлено недопониманием сути эмпирического моделирования. Так, в статье [4] сделан вывод, что разработанная математическая модель для параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности при сверхскоростном точении как функция от скорости резания, подачи и глубины резания повышает точность механической обработки. Заметим, что модель не участвует в механической обработке, а позволяет проанализировать данный процесс. При этом она должна статистически правильно описывать исследуемую зависимость, что подтверждается проверкой ее адекватности.

В работе [1] указывается на необходимость статистической проверки адекватности разрабатываемых моделей, при этом она не проводится, что, возможно, объясняется тем, что используемая программа Minitab этого не предлагает при использовании ортогональных двухуровневых факторных планов первого порядка. Однако без статистической проверки адекватности разрабатываемой модели эмпирическое моделирование остается незавершенным и модель нельзя применять для расчетов.

В настоящей статье объясняется проверка адекватности линейных моделей с использованием математической статистики. Наиболее разработанными методами анализа эмпирических данных являются методы линейного регрессионного анализа. Поэтому их используют для решения постулируемых моделей, правильность которых устанавливается на основании проверки статистических гипотез.

Утверждение, что математическое моделирование операций механической обработки по сравнению с экспериментальными исследованиями позволяет получать больший объем информации и сокращать время исследований [8], вызывает сомнения. Теоретическое рассмотрение исследуемых операций очень важно для понимания происходящих процессов и выбора значимых факторов. Однако основным источником новой информации является эксперимент. Более того, найденные теоретические функции можно использовать в качестве дополнительных факторов при создании регрессионных линейных моделей в эмпирическом моделировании [9].

Эмпирическое моделирование шероховатости поверхности

Шероховатость поверхности — наиболее важный показатель качества изделий машиностроения. При планировании токарной обработки требования к параметрам шероховатости поверхностей вместе с заданием допуска накладывают важнейшие ограничения. В работах [5, 6] представлены исследования по влиянию на шероховатость поверхностей таких факторов, как твердость материала заготовки, подача, угол при вершине резца в плане, глубина резания и частота вращения шпинделя при постоянном радиусе скругления вершины резца, равном 0,819 мм.

Для опеделения влияния данных факторов на средние арифметические измеряемого параметра шероховатости обработанной поверхности поставлен отсеивающий эксперимент. В работе [5] дробный факторный план 2^{5-1} резрешающей способности V определял 16 операций токарной обработки. Все опыты данного эксперимента выполнялись в случайной последовательности с повторением каждого 3 раза.

Построение и решение модели

Регрессионный анализ данных работы [5] показал, что твердость материала заготовки, подача, угол при вершине резца в плане и скорость резания оказывают существенное влияние на шероховатость поверхности. Три взаимодействия между двумя разными факторами: твердость материала заготовки и угол при вершине резца в плане, твердость материала заготовки и глубина резания, угол при вершине резца в плане и скорость резания, также значительно влияют на шероховатость. Однако такой фактор, как глубина резания, имевший в эксперименте значения 0,51 и 1,02 мм, не оказывал существенного влияния. Поэтому, исключив его, эмпирическую модель шероховатости можно построить, используя полный двухуровневый факторный план 2^4.

В эксперименте использовали цилиндрические заготовки длиной 76,2 мм и диаметром 31,75 мм. Твердость 86 *HRB* материала заготовок на верхнем уровне обеспечивали выбором стали 8620 (никель-хром-молибденовая цементированная сталь), а твердость 52 *HRB* на нижнем уровне — материалом Al (6061T) (алюминиевый сплав типа AD-33). При точении использовали резцы с вставными твердосплавными пластинами с покрытиями Ti (C, N) (угленитридный титан), Al_2O_3 и TiN (карболой класса TP200). Угол при вершине резца в плане на верхнем уровне составлял 80°, а на нижнем — 35°.

Опыты проводили на токарном станке YAM CK-1. Частота вращения шпинделя на верхнем уровне составляла 1500 мин$^{-1}$, на нижнем уровне — 1000 мин$^{-1}$, подача на верхнем уровне составляла 0,127 мм/об, на нижнем — 0,051 мм/об.

Шероховатость поверхностей измеряли профилометром Митутойо SJ-301. Три измерения на обработанной поверхности выполняли вдоль оси заготовки, каждое последующее измерение отстояло от предыдущего на 120° по спирали. Среднее значение по трем измерениям соответствовало среднеарифметическому параметру шероховатости поверхности. Усредненные результаты 48 опытов представлены векторами $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$ и $\mathbf{R}_3$ в табл. 1.

Линейная регрессионная модель шероховатости представляет собой зависимость измеренных параметров R шероховатости от указанных выше четырех факторов. Допустим, что модель, описывающая воздействия только этих факторов и их парных

Таблица 1

Компоновка факторов и данные отклика по плану 2^4 эксперимента

Опыт	x_1	x_2	x_3	x_4	$\mathbf{R}_1$	$\mathbf{R}_2$	$\mathbf{R}_3$	$\overline{\mathbf{R}}$
1	−1	−1	−1	−1	$R_{1,1}$	$R_{1,2}$	$R_{1,3}$	$\overline{R}_1$
2	1	−1	−1	−1	$R_{2,1}$	$R_{2,2}$	$R_{2,3}$	$\overline{R}_2$
3	−1	1	−1	−1	$R_{3,1}$	$R_{3,2}$	$R_{3,3}$	$\overline{R}_3$
4	1	1	−1	−1	$R_{4,1}$	$R_{4,2}$	$R_{4,3}$	$\overline{R}_4$
5	−1	−1	1	−1	$R_{5,1}$	$R_{5,2}$	$R_{5,3}$	$\overline{R}_5$
6	1	−1	1	−1	$R_{6,1}$	$R_{6,2}$	$R_{6,3}$	$\overline{R}_6$
7	−1	1	1	−1	$R_{7,1}$	$R_{7,2}$	$R_{7,3}$	$\overline{R}_7$
8	1	1	1	−1	$R_{8,1}$	$R_{8,2}$	$R_{8,3}$	$\overline{R}_8$
9	−1	−1	−1	1	$R_{9,1}$	$R_{9,2}$	$R_{9,3}$	$\overline{R}_9$
10	1	−1	−1	1	$R_{10,1}$	$R_{10,2}$	$R_{10,3}$	$\overline{R}_{10}$
11	−1	1	−1	1	$R_{11,1}$	$R_{11,2}$	$R_{11,3}$	$\overline{R}_{11}$
12	1	1	−1	1	$R_{12,1}$	$R_{12,2}$	$R_{12,3}$	$\overline{R}_{12}$
13	−1	−1	1	1	$R_{13,1}$	$R_{13,2}$	$R_{13,3}$	$\overline{R}_{13}$
14	1	−1	1	1	$R_{14,1}$	$R_{14,2}$	$R_{14,3}$	$\overline{R}_{14}$
15	−1	1	1	1	$R_{15,1}$	$R_{15,2}$	$R_{15,3}$	$\overline{R}_{15}$
16	1	1	1	1	$R_{16,1}$	$R_{16,2}$	$R_{16,3}$	$\overline{R}_{16}$

взаимодействий, способна описать исследуемую зависимость. Такая модель постулируется в виде:

$$R = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_3 + \beta_4 x_4 + \\ + \beta_{12} x_1 x_2 + \beta_{13} x_1 x_3 + \beta_{14} x_1 x_4 + \beta_{23} x_2 x_3 + \\ + \beta_{24} x_2 x_4 + \beta_{34} x_3 x_4 + \varepsilon, \quad (2)$$

где коэффициенты β — параметры модели; x_1 — нормированный фактор твердости материала заготовки; x_2 — нормированный фактор скорости продольной подачи; x_3 — нормированный фактор угла при вершине резца; x_4 — нормированный фактор частоты вращения шпинделя; ε — ошибка модели.

С учетом выбранных выше верхнего и нижнего уровней факторов их нормированные значения определяют по формуле (1).

Так как все опыты выполняли 3 раза, то модель (2) в матричном виде записывается как

$$\mathbf{R} = \mathbf{I}_{\text{м}} \mathbf{X} \boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon}, \quad (3)$$

где $\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_1 \\ \mathbf{R}_2 \\ \mathbf{R}_3 \end{bmatrix}$ — вектор измеренных параметров шероховатости; $\mathbf{I}_{\text{м}} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_n \\ \mathbf{I}_n \\ \mathbf{I}_n \end{bmatrix}$ — матрица размеров $(M \times n)$ ранга $n = 16$ при $M = 3n$; $\mathbf{X}$ — матрица модели со значениями уровней нормированных факторов и их парных взаимодействий с первым столбцом x_0, состоящим из единиц (табл. 2); $\boldsymbol{\beta}$ — вектор параметров модели; $\boldsymbol{\varepsilon}$ — вектор ошибок, которые распределены нормально в виде $N(\mathbf{0}, \mathbf{I}\sigma^2)$.

Данная полиномиальная модель является линейной функцией неизвестных параметров $\boldsymbol{\beta}$, и метод наименьших квадратов, как правило, используют для оценки этих коэффициентов регрессии [10]. Параметры $\boldsymbol{\beta}$ модели оцениваются методом наименьших квадратов с помощью выражения

$$\hat{\boldsymbol{\beta}} = (\mathbf{X}^{\text{T}} \mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}} \mathbf{I}_{\text{м}} \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^{\text{T}} \mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}} \mathbf{R} = (\mathbf{X}^{\text{T}} \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^{\text{T}} \mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}} \mathbf{R}/3, \quad (4)$$

где знак "T" в верхнем индексе означает транспонирование.

Если использовать данные отклика, полученные в работе [5], то оценка параметров будет иметь вид вектора $\hat{\boldsymbol{\beta}}^{\text{T}} = (1{,}354; -0{,}201; 0{,}084; -0{,}089; -0{,}229; 0{,}038; -0{,}237; 0{,}054; 0{,}020; 0{,}048; 0{,}151)$. Таким образом, найденная методом наименьших квадратов функция линейной регрессионной модели шероховатости принимает вид:

$$\hat{R}_x = 1{,}354 - 0{,}201 x_1 + 0{,}084 x_2 - 0{,}089 x_3 - \\ - 0{,}229 x_4 + 0{,}038 x_1 x_2 - 0{,}237 x_1 x_3 + 0{,}054 x_1 x_4 + \\ + 0{,}020 x_2 x_3 + 0{,}048 x_2 x_4 + 0{,}151 x_3 x_4,$$

где $\hat{R}_x$ — оцениваемый ожидаемый параметр шероховатости поверхности для данной модели.

Таблица 2

Матрица модели для плана 2^4 с фактором теории

Опыт	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	x_1x_2	x_1x_3	x_1x_4	x_2x_3	x_2x_4	x_3x_4	$\tilde{\mathbf{R}}$	x_5
1	1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	1	1	1	$\tilde{R}_1$	−1
2	1	1	−1	−1	−1	−1	−1	−1	1	1	1	$\tilde{R}_2$	−1
3	1	−1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1	1	$\tilde{R}_3$	1
4	1	1	1	−1	−1	1	−1	−1	−1	−1	1	$\tilde{R}_4$	1
5	1	−1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	$\tilde{R}_5$	−1
6	1	1	−1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	−1	$\tilde{R}_6$	−1
7	1	−1	1	1	−1	−1	−1	1	1	−1	−1	$\tilde{R}_7$	1
8	1	1	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	−1	$\tilde{R}_8$	1
9	1	−1	−1	−1	1	1	1	−1	1	−1	−1	$\tilde{R}_9$	−1
10	1	1	−1	−1	1	−1	−1	1	1	−1	−1	$\tilde{R}_{10}$	−1
11	1	−1	1	−1	1	−1	1	−1	−1	1	−1	$\tilde{R}_{11}$	1
12	1	1	1	−1	1	1	−1	1	−1	1	−1	$\tilde{R}_{12}$	1
13	1	−1	−1	1	1	1	−1	−1	−1	−1	1	$\tilde{R}_{13}$	−1
14	1	1	−1	1	1	−1	1	1	−1	−1	1	$\tilde{R}_{14}$	−1
15	1	−1	1	1	1	−1	−1	−1	1	1	1	$\tilde{R}_{15}$	1
16	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	$\tilde{R}_{16}$	1

Проверка адекватности модели

Перед тем как принять, что полученная функция обеспечивает удовлетворительную аппроксимацию истинной функции параметра шероховатости поверхности, необходимо доказать адекватность модели. Проверка адекватности требует, чтобы хотя бы для одного набора уровней исследуемых факторов имелись реальные повторения опытов, а не повторные считывания их результатов. В рассматриваемом эксперименте для каждого набора значений, принимаемых для изучаемых факторов, отклик R получали в 3 повторных опытах (см. табл. 1). Повторные значения отклика в виде векторов $\mathbf{R}_1$, $\mathbf{R}_2$, $\mathbf{R}_3$ получали в результате реальных повторений опытов с разными заготовками и при переналадках станка, а не только повторением измерений параметра R одной обработанной заготовки. Имея результаты действительно повторенных опытов, можно проверить, является ли модель (3) адекватной с использованием распределения F.

Для использования общей теории регрессии объединим приведенные в табл. 1 данные в модель [10]:

$$R_{ij} = \bar{R}_i + \varepsilon_{ij}. \qquad (5)$$

Здесь R_{ij} ($i = 1, 2, ..., n$ и $j = 1, 2, 3$) — полученные в опытах значения параметра шероховатости; $\bar{R}_i$ — среднее значение для i-й подгруппы повторных трех опытов и ошибки ε_{ij}, считается, что распределены нормально, независимо и одинаково в виде $N(0, \sigma^2)$, где σ^2 — дисперсия ошибок. Таким образом, полагается, что R_{ij} являются наблюдениями из совокупностей наблюдений, распределенных нормально в виде $N(\bar{R}_i, \sigma^2)$.

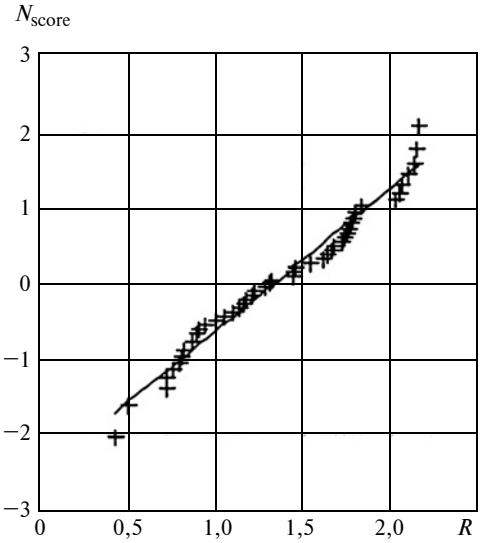


График вероятностей нормального распределения данных шероховатости поверхности *R*, где нормальными метками (*N* score) являются соответствующие процентильные точки стандартного нормального распределения

Построение вероятности распределения является графическим методом оценки рассматриваемых данных, в этом случае параметра шероховатости поверхности [11]. На представленном рисунке точки, отображающие данные, формируют линию, близкую к прямой. Поэтому можно считать, что анализируемые данные имеют нормальное распределение.

Перед использованием модели (5) необходимо проверить, является ли обоснованным предположение об однородности дисперсий результатов повторных опытов. Для этого используем тест Левина [11], который определяется нулевой гипотезой H_0: $\sigma_1^2 = \sigma_2^2 = ... = \sigma_i^2$, относительно альтернативной гипотезы о том, что, по крайней мере, в одной паре дисперсии не равны.

Для параметра R шероховатости поверхности с выборкой объемом 48, разделенной на 16 подгрупп, где 3 — размер i-й подгруппы, тестовую статистику Левина находим по формуле

$$L = \frac{(48-16)\sum_{i=1}^{16}[3(\bar{Z}_i - \bar{Z})^2]}{(16-1)\sum_{i=1}^{16}\sum_{j=1}^{3}(Z_{ij} - \bar{Z}_i)^2}.$$

Здесь $Z_{ij} = |R_{ij} - \bar{R}_i|$, где $\bar{R}_i$ — среднее значение i-й подгруппы; $\bar{Z}_i$ — групповые средние для Z_{ij}; $\bar{Z}$ — общее среднее для всех Z_{ij}.

Тест Левина опровергает гипотезу о том, что дисперсии равны, если статистика $L > F(\alpha, n-1, M-n)$, где $F(\alpha, n-1, M-n)$ — верхнее критическое значение распределения F со степенями свободы $n-1$ и $M-n$ при уровне значимости α. Определяя $M = 3n$ как число всех 48 опытов, вычисление статистики данного теста дает $L = 1{,}611$. Если рассматривать уровни значимости $\alpha = 0{,}01$; 0,05 и 0,10, то критические значения распределения F для этого теста получаются большими ($L = 1{,}611 < F_{0,10;15;32} = 1{,}707 < F_{0,05;15;32} = 1{,}992 < F_{0,01;15;32} = 2{,}655$). Это значит, что гипотеза равенства дисперсий верна.

Модель (5) можно записать в матричном виде $\mathbf{R} = \mathbf{I}_M\bar{\mathbf{R}} + \boldsymbol{\varepsilon}$, где $\bar{\mathbf{R}}^T = (\bar{R}_1, \bar{R}_2, ..., \bar{R}_n)$.

На основании графика вероятностей нормального распределения R и теста Левина можно считать, что вектор $\boldsymbol{\varepsilon}$ ошибок распределен в виде $N(\mathbf{0}, \mathbf{I}\sigma^2)$, где $\mathbf{I}$ — единичная матрица ранга M.

По методу наименьших квадратов формула оценки $\bar{\mathbf{R}}$ имеет вид:

$$\hat{\bar{\mathbf{R}}} = (\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}})^{-1}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}\mathbf{R} = \mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}\mathbf{R}/3. \quad (6)$$

Вектор $\hat{\bar{\mathbf{R}}}$ является вектором усредненных наблюдаемых значений параметра шероховатости поверхности, приведенных в табл. 1. Для этой модели сумма квадратов остатков S_{PE} находится из выражения

$$S_{PE} = (\mathbf{R} - \mathbf{I}_{\text{м}}\hat{\bar{\mathbf{R}}})^{\text{T}}(\mathbf{R} - \mathbf{I}_{\text{м}}\hat{\bar{\mathbf{R}}}) = \mathbf{R}^{\text{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}})\mathbf{R}, \quad (7)$$

где $\mathbf{H}_{\text{I}} = \mathbf{I}_{\text{м}}(\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}})^{-1}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}$.

Это минимальная сумма квадратов остатков среди таких сумм квадратов для всех возможных моделей, так как ни одна из детерминированных моделей не может объяснить изменение отклика от его усредненных значений. При проверке адекватности модели эта сумма квадратов известна как сумма квадратов чистых ошибок.

Из выражения (7) следует, что S_{PE} является квадратичной формой относительно вектора $\mathbf{R}$. Матрица $\mathbf{I}$—$\mathbf{H}_{\text{I}}$ идемпотентная, дисперсия вектора $\mathbf{R}$ $\text{var}(\mathbf{R}) = \mathbf{I}\sigma^2$ и, так как $S_{PE}/\sigma^2 = \mathbf{R}^{\text{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}})\mathbf{R}/\sigma^2$, то матрица $(1/\sigma^2)(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}})\mathbf{I}\sigma^2$ также идемпотентная. Тогда если $\mathbf{R} \sim N(\mathbf{I}_{\text{м}}\bar{\mathbf{R}}, \mathbf{I}\sigma^2)$, то квадратичная форма $\mathbf{R}^{\text{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}})\mathbf{R}$ имеет нецентральное распределение $\chi^2[\text{rank}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}}), (\mathbf{I}_{\text{м}}\bar{\mathbf{R}})^{\text{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}})\mathbf{I}_{\text{м}}\bar{\mathbf{R}}/2]$ [12, глава 2, теорема 2] и $S_{PE}/\sigma^2 \sim \chi^2[\text{rank}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}}), \bar{\mathbf{R}}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}})\mathbf{I}_{\text{м}}\bar{\mathbf{R}}/(2\sigma^2)]$, что при рангах $\text{rank}(\mathbf{I}) = M$ и $\text{rank}(\mathbf{I}_{\text{м}}) = n$ сводится к центральному распределению χ^2: $S_{PE}/\sigma^2 \sim \chi^2_{M-n}$.

Для модели (3) сумма квадратов S_{EX} остатков является суммой квадратов отклонений наблюдаемых значений отклика $\mathbf{R}$ от их оцениваемых ожидаемых значений $\hat{\mathbf{R}} = \mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\hat{\boldsymbol{\beta}}$, т. е. имеем:

$$S_{EX} = (\mathbf{R} - \mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\hat{\boldsymbol{\beta}})^{\text{T}}(\mathbf{R} - \mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\hat{\boldsymbol{\beta}}), \quad (8)$$

где $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ находим из выражения (4).

Таким образом, подставив выражение (4) в выражение (8), получим:

$$S_{EX} = \mathbf{R}^{\text{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{X}})\mathbf{R},$$

где $\mathbf{H}_{\text{X}} = \mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}(\mathbf{X}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X})^{-1}\mathbf{X}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}$.

Сумма квадратов отклонений усредненных параметров шероховатости от оцениваемых ожидаемых значений известна как сумма квадратов S_{LFX} неадекватности и представляется выражением

$$S_{LFX} = (\mathbf{I}_{\text{м}}\hat{\bar{\mathbf{R}}} - \mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\hat{\boldsymbol{\beta}})^{\text{T}}(\mathbf{I}_{\text{м}}\hat{\bar{\mathbf{R}}} - \mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\hat{\boldsymbol{\beta}}).$$

Заменив в нем $\hat{\bar{\mathbf{R}}}$ и $\hat{\boldsymbol{\beta}}$ выражениями (6) и (4), получим:

$$S_{LFX} = \mathbf{R}^{\text{T}}(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X})\mathbf{R},$$

где S_{LFX} — квадратичная форма относительно $\mathbf{R}$. А так как матрица $\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X}$ идемпотентная и $\text{var}(\mathbf{R}) = \mathbf{I}\sigma^2$, то матрица $(1/\sigma^2)(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X})\mathbf{I}\sigma^2$ тоже идемпотентная.

Таким образом, если $\mathbf{R} \sim N(\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\boldsymbol{\beta}, \mathbf{I}\sigma^2)$, то $\mathbf{R}^{\text{T}}(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X})\mathbf{R}$ имеет нецентральное распределение: $\chi^2[\text{rank}(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X}), (\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^{\text{T}}(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X})\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\boldsymbol{\beta}/2]$. Следовательно,

$$S_{LFX}/\sigma^2 \sim \chi^2[\text{rank}(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X}), \boldsymbol{\beta}^{\text{T}}\mathbf{X}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{X})\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\boldsymbol{\beta}/(2\sigma^2)]$$

или

$$S_{LFX}/\sigma^2 \sim \chi^2[\text{rank}(\mathbf{I}_{\text{м}}) - \text{rank}(\mathbf{X}), (\boldsymbol{\beta}^{\text{T}}\mathbf{X}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\boldsymbol{\beta} - \boldsymbol{\beta}^{\text{T}}\mathbf{X}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\boldsymbol{\beta})/(2\sigma^2)],$$

что при $\text{rank}(\mathbf{I}_{\text{м}}) = n$ и $\text{rank}(\mathbf{X}) = p + 1$ сводится к центральному распределению:

$$S_{LFX}/\sigma^2 \sim \chi^2_{n-p-1}.$$

Кроме того, так как $(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{\text{X}})(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}}) = 0$, то $\boldsymbol{\beta}^{\text{T}}\mathbf{X}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}(\mathbf{H}_{\text{I}} - \mathbf{H}_{\text{X}})\mathbf{I}_{\text{м}}\mathbf{X}\boldsymbol{\beta}/(2\sigma^2)$ не зависит от $\bar{\mathbf{R}}^{\text{T}}\mathbf{I}_{\text{м}}^{\text{T}}(\mathbf{I} - \mathbf{H}_{\text{I}})\mathbf{I}_{\text{м}}\bar{\mathbf{R}}/(2\sigma^2)$ [12, глава 2, теорема 4]. Две независимые квадратичные формы с центральным распределением χ^2 создают основу распределения F, т. е. если S_{LFX} имеет распределение χ^2_{n-p-1}, а S_{PE} — распределение χ^2_{M-n}, то их отношение в виде $[S_{LFX}/(n - p - 1)]/[S_{PE}/(M - n)]$ имеет распределение F со степенями свободы $(n - p - 1)$ и $(M - n)$. Следовательно, статистика для проверки адекватности модели имеет вид:

$$F_{LFX} = [S_{LFX}/(n - p - 1)]/[S_{PE}/(M - n)].$$

В табл. 3 проверяется адекватность линейной регрессионной модели (3) для данных шероховатости поверхности из работы [5]. Так как уровень значимости α для этой проверки выбран

Таблица 3

Проверка адекватности линейной регрессионной модели

Источники вариации	Суммы квадратов, μm^2	Степени свободы	Средние квадратичные, μm^2	F_{LFX}
Неадекватность	$S_{LFX} = 0{,}859$	5	$MS_{LFX} = 0{,}172$	4,028
Чистые ошибки	$S_{PE} = 1{,}365$	32	$MP_{PE} = 0{,}043$	
Остатки	$S_{EX} = 2{,}224$	37	—	

равным 0,05, то значение статистики F_{LFX} получено больше табличного критического значения ($F_{LFX} = 4{,}028 > F_{0{,}05;5;32} = 2{,}512$). Это означает, что сумма квадратов S_{LFX} неадекватности слишком большая и полученная линейная регрессионная модель неадекватна. Следовательно, функциональную часть модели следует усовершенствовать.

Причиной неадекватности модели может быть неправильный выбор факторов, влияющих на шероховатость поверхности. Например, известно, что на шероховатость поверхности влияет не угол при вершине резца в плане, а вспомогательный угол в плане. Поэтому принятие вспомогательного угола в плане за значимый фактор улучшило бы модель. Косвенно это подтверждается тем, что коэффициент регрессии фактора x_3 равен −0,089, т. е. чем больше данный фактор, тем меньше параметр шероховатости поверхности. А так как сумма главного угла, вспомогательного и угла при вершине резца в плане равна 180°, то с увеличением угла при вершине резца уменьшается вспомогательный угол, следовательно, уменьшается и шероховатость обработанной поверхности.

Однако адекватность модели в основном зависит от выбора верхнего и нижнего уровней факторов. При большой их разнице диапазон значений факторов тоже большой. В этом случае зависимость параметра шероховатости поверхности от данных факторов становится более нелинейной. Поэтому при обычном эмпирическом моделировании необходимо постулировать линейную регрессионную модель второго или более высокого порядка. Для построения такой модели требуются, по крайней мере, трехуровневые планы второго порядка и большое число опытов.

Однако применение только линейных моделей не так уж ограничивает моделирование. В работе [10] показано, что факторы в линейной регрессионной модели сами могут быть функциями других факторов. Поэтому в статье [9] показано, что если имеется теоретическая модель изучаемого отклика, то функцию этой модели можно использовать в качестве дополнительного фактора. При этом даже в больших диапазонах значений значимых факторов можно получить новую адекватную линейную модель первого порядка с использованием двухуровневого плана первого порядка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Спиридонов А. А.** Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. 184 с.

2. **Бондарев А. А., Солодков В. А., Отений Я. Н.** Разработка математической модели формирования шероховатости обработанной поверхности при точении с опережающим пластическим деформированием конструкционных углеродистых сталей // Известия ВолгГТУ. Т. 10. 2013. № 20. С. 12—15.

3. **Повышение** качества обработки и математическая модель формирования шероховатости поверхности при точении с опережающим пластическим деформированием / А. Р. Ингеманссон, Н. Г. Зайцева, Д. В. Крайнев, А. А. Бондарев // Вестник УГАТУ. Т. 16. 2012. № 4 (49). С. 165—170.

4. **Усачёв П. А., Барабаш Я. В.** Математическая модель параметра шероховатости *Ra* обработанной поверхности при сверхскоростном точении // Вісник НТУУ "КПІ". Сер. Приладобудування. 2007. В. 34. С. 103—109.

5. **Feng C. X.** An experimental study of the effect of turning parameters on surface roughness in finish turning // Industrial Engineering Research Conference. 2001. GA.: Institute of Industrial Engineers, Norcross, 2036 p.

6. **Feng C. X., Wang X.** Development of empirical models for surface roughness prediction in finish turning // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2002. V. 20. P. 348—356.

7. **Gupta A. K.** Predictive modelling of turning operations using response surface methodology, artificial neural networks and support vector regression // International Journal of Production Research. 2010. V. 48. N. 3. P. 763—778.

8. **Леонов С. Л., Татаркин Е. Ю.** Конструирование моделей для расчета шероховатости и топографии обработанных поверхностей // Ползуновский вестник. 2008. № 1, 2. С. 170—174.

9. **Bokov V. B.** First-order response surface modelling of curvilinear relationships // International Journal of Experimental Design and Process Optimisation. 2010. V. 1. N. 4. P. 327—347.

10. **Себер Дж.** Линейный регрессионный анализ. М.: Мир, 1980. 456 с.

11. **NIST/SEMATECH:** E-Handbook of Statistical Methods. 2012. Gaithersburg: National Institute of Standards and Technology. www.itl.nist.gov/div898/handbook.

12. **Searle S. R.** Linear Models. New York: Wiley, 1997. 532 p.

УДК 621.91.01

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук, К. Ю. КРАВЧЕНКО (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, г. Екатеринбург), e-mail: laPosteGenerale@gmail.com

Применение аналитического метода и имитационного моделирования для определения областей устойчивости при концевом фрезеровании

Приводится сравнительный анализ результатов определения областей устойчивости автоколебаний при концевом фрезеровании жестко закрепленной заготовки, полученных аналитическим путем и имитационным моделированием. Анализируются возможные причины отличий в результатах.

Ключевые слова: устойчивость, автоколебания, фрезерование.

The comparative analysis of results of determination of self oscillations stability zones and end milling of a rigidly fixed workpiece, obtained by analytical method and simulation modeling is presented. The possible reasons of differences in results are analyzed.

Keywords: stability, self oscillations, milling.

Необходимость обеспечения устойчивости процесса механической обработки возникла одновременно с появлением металлообрабатывающего оборудования. Данная задача становится особенно актуальной с повышением требований к точности и качеству обработки при максимальной ее производительности. Кроме того, устойчивость работы металлообрабатывающего оборудования обусловлена экономическими аспектами — увеличением периода стойкости инструмента и производительности путем интенсификации процесса, трибологическими — снижением изнашивания инструмента и узлов станка, аспектами безопасности труда — снижением уровня шума.

Устойчивость работы — свойство системы сохранять состояние при воздействии внешних возмущений. Впервые проблема устойчивости сформулирована Кашириным А. И. [1], впоследствии развита В. А. Кудиновым [2, 3], М. Е. Эльясбергом [4] и исследовалась в работах А. П. Соколовского [5], И. И. Ильницкого [6], С. С. Кедрова [7], М. Л. Орликова [8].

Относительно природы первичного источника возбуждения автоколебаний при резании единых решений до настоящего времени нет. Однако наиболее популярной гипотезой является теория Н. И. Ташлицкого [9] о запаздывании изменения силы резания при изменении толщины срезаемого слоя вследствие сближения и удаления инструмента и заготовки при резании. При обработке "по следу" (понятие введено В. А. Кудиновым) в автоколебательный контур поступает значительное количество энергии, поддерживающее автоколебания.

Настоящая статья посвящена определению областей устойчивости для концевого фрезерования с двумя степенями подвижности. Результаты использования аналитического метода сравниваются с данными, полученными имитационным моделированием.

Постановка задачи

В статье [10] рассмотрена одномерная модель фрезерования и получено унифицированное линейное дифференциальное уравнение с постоянным запаздыванием в скалярной форме, описывающее данную модель.

Схема концевого фрезерования в ортогональной плоскости с двумя степенями подвижности в предположении, что заготовка закреплена жестко, приведена на рис. 1, где ζ_x, ζ_y — относительные коэффициенты демпфирования; $k_{\text{уп}\,x}$, $k_{\text{уп}\,y}$ — коэффициенты жесткости, Н/м; $\beta = \pi/2 - \gamma$ (γ — передний угол инструмента).

Уравнение движения системы имеет вид:

$$\frac{\mathrm{d}^2}{\mathrm{d}t^2}\{\vec{q}(\hat{t})\} + 2[\zeta][\omega_c]\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\{\vec{q}(\hat{t})\} + [\omega_c^2]\{\vec{q}(\hat{t})\} = \left[\frac{\omega_c^2}{k_{\text{уп}}}\right](\vec{F}_t + \vec{F}_n), \quad (1)$$

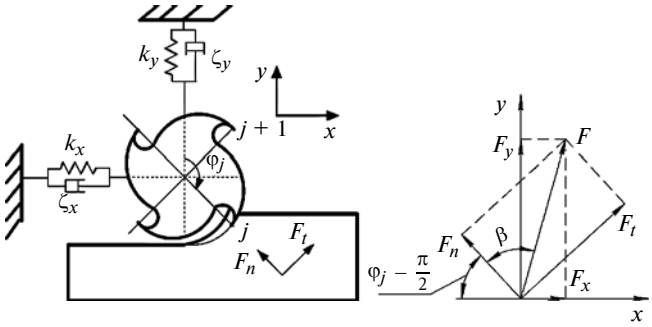


Рис. 1. Схема концевого фрезерования с двумя степенями подвижности (*а*) и силовая расчетная схема (*б*)

где $\{\vec{q}(\hat{t})\}$ — вектор-столбец координат возможных вибросмещений $x(t)$ и $y(t)$; $[\zeta]$, $[\omega_c]$, $[\omega_c^2]$, $\left[\frac{\omega_c^2}{k_{уп}}\right]$ — диагональные матрицы размера 2×2, характеризующие динамические характеристики системы в каждом направлении возможных смещений.

В данной системе под действием силы резания инструмент может вибрировать, изменяя толщину h_j срезаемого слоя (j — индекс режущей кромки инструмента):

$$h_j = f_t\sin\varphi_j - \Delta_x\sin\varphi_j - \delta_y\cos\varphi_j.$$

Здесь f_t — подача на зуб, мм/зуб; φ_j — угол контакта j-й режущей кромки с заготовкой, причем $\varphi \in [\varphi_{st}, \varphi_{ex}]$, где φ_{st} — угол входа зуба фрезы в контакт с заготовкой; φ_{ex} — угол выхода зуба фрезы из контакта с заготовкой; $\Delta_x = x(t-T) - x(t)$; $\Delta_y = y(t-T) - y(t)$, T — период запаздывания:

$$T = \frac{60}{z_{об}N}, \qquad (2)$$

где N — частота вращения шпинделя, мин$^{-1}$, $z_{об}$ — общее число зубьев фрезы.

Проекции силы резания на выбранные оси для j-го зуба определяем как

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = K_s a_{кр}\begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \end{Bmatrix} = K_s a_{кр}[A(\varphi_j)]\{\Delta\},$$

где K_s — удельная сила резания, Н/мм^2; $a_{кр}$ — критическая осевая глубина резания, соответствующая границе асимптотической устойчивости автоколебаний [10, 11];

$$a_{xx} = \sum_{j=1}^{z} -\sin\varphi_j\sin(\varphi_j + \beta);$$

$$a_{xy} = \sum_{j=1}^{z} \cos\varphi_j\sin(\varphi_j + \beta);$$

$$a_{yx} = \sum_{j=1}^{z} \sin\varphi_j\cos(\varphi_j + \beta);$$

$$a_{yy} = \sum_{j=1}^{z} \cos\varphi_j\cos(\varphi_j + \beta).$$

Разложим матрицу $[A(\varphi_j)]$ в ряд Фурье и рассмотрим первый компонент ряда:

$$[A_0] = \frac{1}{2\pi}\int_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} [A(\varphi_j)]\mathrm{d}\varphi = -\frac{z}{8\pi}\begin{bmatrix} \alpha_{xx} & \alpha_{xy} \\ \alpha_{yx} & \alpha_{yy} \end{bmatrix}\Bigg|_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}},$$

где

$$\alpha_{xx} = 2\varphi\cos\beta - \sin(2\varphi + \beta)\big|_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}};$$

$$\alpha_{xy} = 2\varphi\sin\beta - \cos(2\varphi + \beta)\big|_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}};$$

$$\alpha_{yx} = -2\varphi\sin\beta - \cos(2\varphi + \beta)\big|_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}};$$

$$\alpha_{yy} = 2\varphi\cos\beta + \sin(2\varphi + \beta)\big|_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}}.$$

В исходном уравнении (1) введем замены:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\mathrm{d}\hat{t}_x}{\mathrm{d}t} = \omega_{cx}; \\ &\frac{\mathrm{d}\hat{t}_y}{\mathrm{d}t} = \omega_{cy}; \\ &\frac{\partial\hat{T}_x}{\partial T} = \omega_{cx}; \\ &\frac{\partial\hat{T}_y}{\partial T} = \omega_{cy}; \\ &[a] = \mathrm{diag}\{2\zeta_x, 2\zeta_y\}; \\ &[k] = \frac{1}{2}K_s a_{кр}[A_0]\mathrm{diag}\left\{\frac{1}{k_{уп\,x}}, \frac{1}{k_{уп\,y}}\right\}. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

В результате преобразований исходное уравнение (1) сводится к унифицированному линейному дифференциальному уравнению с постоянным запаздыванием в векторной форме:

$$\nabla^2\{q(\hat{t})\} + \nabla\{q(\hat{t})\}[a] + \{q(\hat{t})\} = [k]\{\Delta\}, \qquad (4)$$

где ∇ — оператор Набла;

$$\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial\hat{t}_x}, \frac{\partial}{\partial\hat{t}_y}\right);$$

$$\nabla^2 = \nabla^{\mathrm{T}}\nabla = \left(\frac{\partial^2}{\partial\hat{t}_x^2}, \frac{\partial^2}{\partial\hat{t}_y^2}\right),$$

здесь T — символ транспонирования.

В работе [10] сформулирована и доказана теорема об асимптотической устойчивости унифицированного уравнения в скалярной форме. Для унифицированного уравнения в векторной форме теорема об устойчивости справедлива в следующей формулировке: при фиксированном значении $[a]$ каждому значению $[\hat{T}] = \{\hat{T}_x \;\; \hat{T}_y\}^{\mathrm{T}}$ соответствует такое значение $k_{кр\,ii}$, что для любых $k_{ii} < k_{кр\,ii}$ ре-

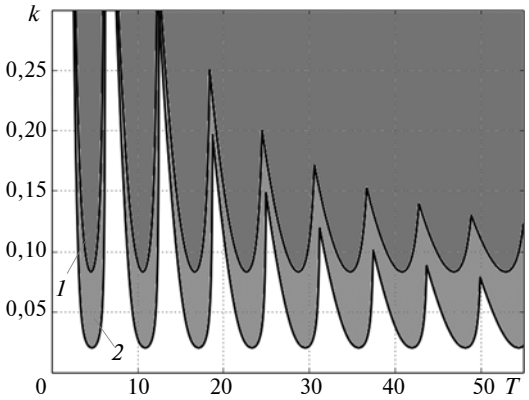


Рис. 2. Кривая *1*, очерчивающая области устойчивости процесса резания и области неустойчивых решений (*2*)

шение уравнения (4) асимптотически устойчиво при условии

$$a_{ii},\ k_{ii} \in \{(a_{ii},\ k_{ii}) |\ a_{ii} \in (0,\ \sqrt{2}),$$
$$k_{ii} \in (a_{ii}^2/2 + a_{ii},\ +\infty)\},$$

где a_{ii}, k_{ii} — элементы диагональных матриц соответственно $[a]$ и $[k]$. Из теоремы получим условие устойчивости:

$$T(k_{ii}) = \frac{1}{\omega(k_{ii})}\left(2\pi - 2\mathrm{arctg}\left(\frac{1-\omega^2(k_{ii})}{a_{ii}\omega(k_{ii})}\right) + 2\pi L\right),$$
$$L \in \mathbf{N}, \qquad (5)$$

где $\mathbf{N}$ — множество целых чисел; ω — относительная частота колебаний.

Величина $k_{\text{кр}}$ численно равна минимальному значению из всех k_{ii}, удовлетворяющих условию (5).

В соответствии с условием (5), задав матрицу $[a] = \mathrm{diag}\{0{,}02,\ 0{,}08\}$, строим кривую устойчивости процесса резания (рис. 2), которая определяет области устойчивости системы "деталь—инструмент—приспособление—станок" (ДИПС) со схожими показателями демпфирования. Для перехода к конкретной системе ДИПС с известными динамическими характеристиками и для определения областей устойчивости используем замены, обратные заменам (3), а также уравнение (2). Окончательная диаграмма устойчивости строится по таким параметрам, как частота вращения шпинделя и осевая глубина резания.

Для качественной оценки связи между аналитическими результатами и результатами, полученными имитационным моделированием, используем корреляционный коэффициент согласия Пирсона r_{xy} [13, 14] для двух малых выборок x и y одинакового объема m:

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^{m}(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m}(x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^{m}(y_i - \bar{y})^2}},$$

где $\bar{x}$, $\bar{y}$ — выборочные средние для x и y:

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^{m} x_i}{m};$$

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^{m} y_i}{m}.$$

Связь между выборками может быть сильной (тесной) или слабой. Критерий связи оценивают по шкале Чеддока:

$0{,}1 < r_{xy} < 0{,}3$ — слабая;
$0{,}3 < r_{xy} < 0{,}5$ — умеренная;
$0{,}5 < r_{xy} < 0{,}7$ — заметная;
$0{,}7 < r_{xy} < 0{,}9$ — высокая;
$0{,}9 < r_{xy} < 1{,}0$ — весьма сильная.

Использование аналитического подхода и имитационной модели

Аналитическая модель не способна полностью вытеснить имитационное моделирование, поскольку, хоть и не объясняя всю физическую природу явления, имитационная модель сочетает в себе, как правило, намного больше связей, в том числе и нелинейных. Поэтому имитационное моделирование позволяет составить виртуальный аналог реальной системы.

Имитационная модель строится на основании численного интегрирования исходного дифференциального уравнения движения. В этом есть принципиальное отличие имитационной модели от аналитической. Аналитическая модель позволяет определить области устойчивости, варьируя частоту ω осцилляций, в то время как имитационная модель определяет решение уравнения при установившейся частоте колебаний, т. е. имитационная модель позволяет локально рассмотреть поведение системы, а аналитическая модель предоставляет глобальный анализ.

Вычисление имитационной модели сводится к следующим многократно повторяющимся шагам:

1) определение мгновенного значения толщины снимаемого материала режущей кромкой с учетом вибросмещений в моменты времени t и $(t - T)$;

2) вычисление равнодействующей силы резания;

3) определение вибросмещений, вызванных силой резания.

Для определения вибросмещений численным интегрированием использовали модифицирован-

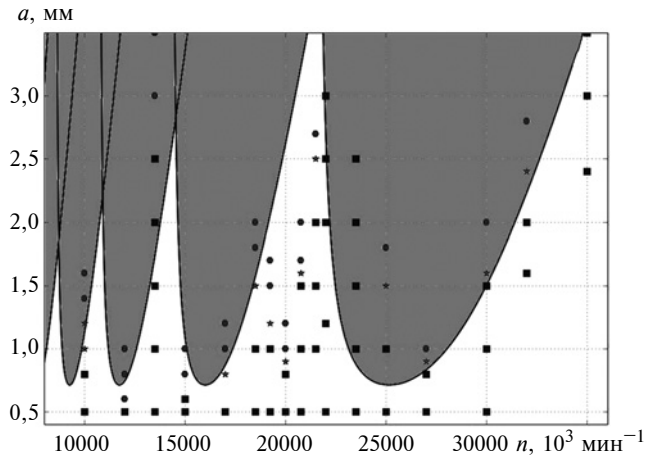


Рис. 3. Аналитические области устойчивости (серый цвет) системы ДИПС и результаты имитационного моделирования: ■ — устойчивое резание, ● — неустойчивое резание, ★ — нет однозначного определения поведения системы

ный метод Эйлера [13]. Шаг интегрирования задавали на основании запаздывания:

$$\mathrm{d}t = \frac{T}{800} = \frac{3}{40 z_{\text{об}} N}.$$

Рассмотрим и сравним результаты определения областей устойчивости, полученные расчетом и имитационным моделированием.

Рассмотрим систему, параметры которой приведены в работах [15, 16]: $\omega_{\text{с}\,x} = \omega_{\text{с}\,y} = 1431{,}8$ Гц; $k_{\text{уп}\,x} = k_{\text{уп}\,y} = 8{,}2 \cdot 10^3$ Н/м; $\zeta_x = \zeta_y = 2{,}79$ %; $\gamma = 20°$; $z_{\text{об}} = 2$; $K_s = 686{,}69$ Н/мм^2, ширина фрезерования равна половине диаметра фрезы. Предполагаем, что заготовка закреплена жестко.

На рис. 3 показаны кривая устойчивости, полученная аналитическим путем, и результаты имитационного моделирования с устойчивым и неустойчивым режимами автоколебаний, а также результаты, по которым нельзя однозначно характеризовать поведение системы на выбранном интервале моделирования.

На рис. 4 представлены результаты вычисления имитационной модели (виброперемещения x и y) при $N = 15\,000$ мин$^{-1}$ и разной глубине a резания.

Оценим полученные результаты. Для этого определим две выборки x и y (таблица), соответствующие границам устойчивости для аналитической и имитационной моделей. На рис. 5 показана корреляция результатов вычисления имитационной и аналитической моделей. Для приведенных в таблице выборок коэффициент согласия Пирсона составляет $r_{xy} = 0{,}5043$, что согласно шкале Чеддока указывает на заметную связь между данными, полученными аналитическим путем и имитационным моделированием. Коэффициент детерминации $R = r_{xy}^2 = 0{,}25$, т. е. в 25 % случаев изменения значений выборки x приводят к изменениям значений y. Остальные 75 % изменений y объясняются факторами, не учтенными в аналитической модели. Возможные причины отклонений рассмотрены ниже.

Для полного сравнительного анализа следует оценить вероятность получения такой корреляции случайно. Для этого используем коэффициент t-Стьюдента

$$t_{\text{ст}} = r_{xy}\sqrt{\frac{m-2}{1-r_{xy}^2}}.$$

Для выборок x и y объемом $m = 17$ коэффициент t-Стьюдента при $r_{xy} = 0{,}5043$ составляет $t_{\text{ст}} = 2{,}24$. По таблице Стьюдента [17] со значимостью $\alpha = 0{,}95$ и степенями свободы $m - 2 = 15$ находим $t_{\text{кр}} = 2{,}13$, что меньше найденного фактического значения $t_{\text{ст}}$. Поэтому вероятность того, что корреляция случайна, ниже 5 %.

Несмотря на то что между результатами есть заметная связь (см. рис. 3), в интервалах частот вращения шпинделя 18 000÷22 000 и 23 000÷26 000 мин$^{-1}$ есть расхождения. Причины расхождения в первом интервале рассмотрены в работах [18—20], в которых предполагается возникновение бифуркации Андронова—Хопфа и бифуркации удвоения периода. В исследуемой аналитической модели при формулировании условия устойчивости фактически рассмотрено условие, при котором система устойчива, если все мультипликаторы (собственные значения матрицы монодромии) <1. Однако в общем случае условие устойчивости формулируется для абсолютного значения мультипликаторов меньше единицы, т. е. возможен случай, когда мультипликатор равен −1, что также соответствует границе устойчивости. Возникновение бифуркаций удвоения периода особенно актуально при высокоскоростной обработке, при которой необходимым условием является малая ширина фрезерования [21, 22]. В настоящем исследовании, как и в работах [10—12], не рассматриваются проблемы синергетики в динамических системах и не получе-

Пары выборок x и y

x	y	x	y	x	y
1,0	1,1	1,2	2,0	1,5	0,7
0,6	0,74	0,9	2,6	0,9	0,85
3,0	1,72	1,6	3,2	1,6	1,5
0,8	1,1	2,5	3,5	2,4	2,26
0,8	0,86	3,5	3,2	3,5	3,5
1,5	1,57	3,5	0,8		

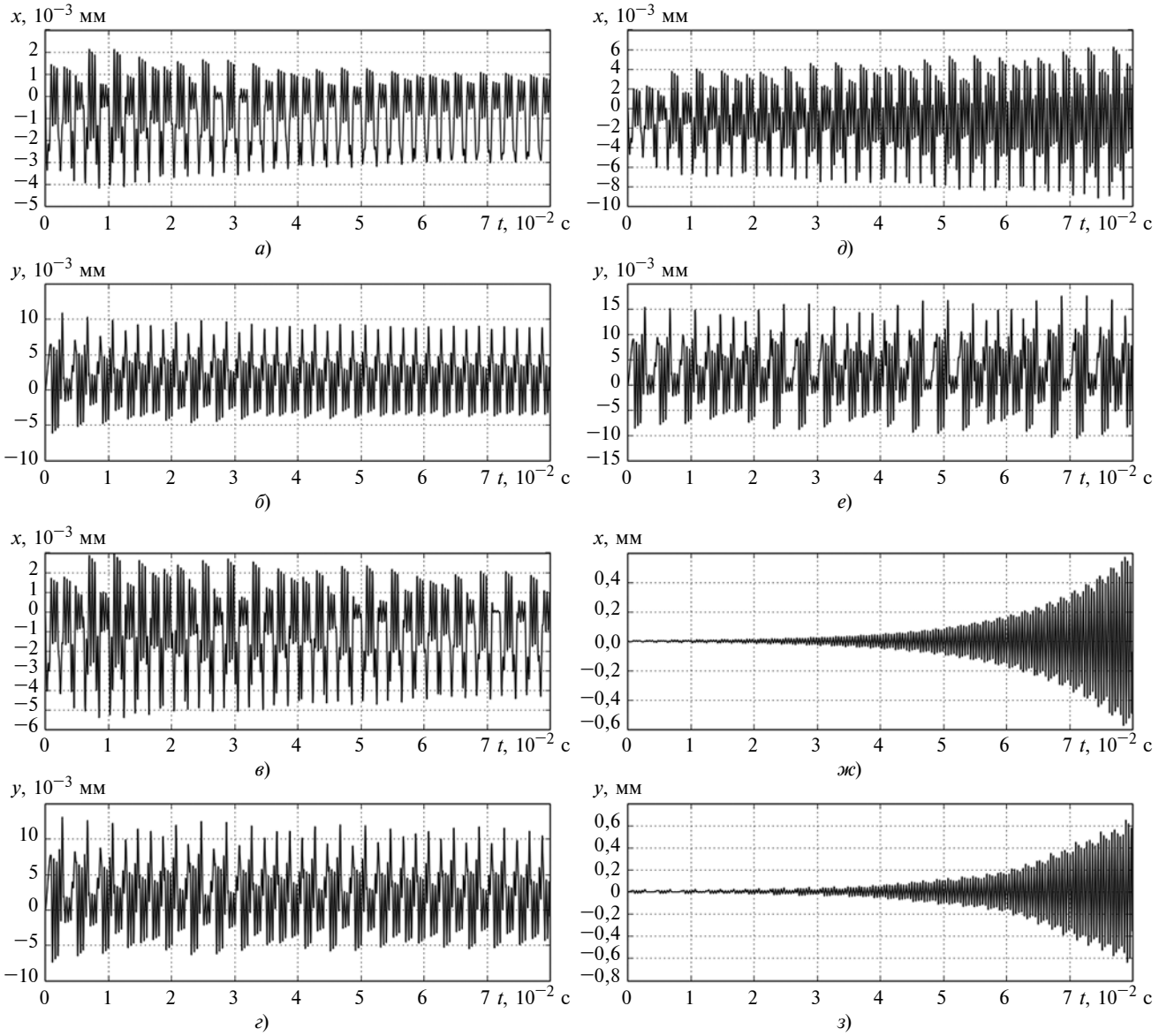


Рис. 4. Результаты имитационного моделирования для N = 15 000 мин$^{-1}$ и глубин резания a = 0,5 (*а*, *б*); 0,6 (*в*, *г*); 0,7 (*д*, *е*) и 1 мм (*ж*, *з*)

но условие возникновения бифуркаций удвоения периода.

Расхождение в результатах в интервале частот вращения шпинделя от 23 000 до 26 000 мин$^{-1}$ вызвано допущением в аналитической модели. При имитационном моделировании при малом числе зубьев или малой ширине фрезерования может возникнуть прерывистое резание — интервал времени, когда ни одна режущая кромка инструмента не соприкасается с заготовкой. Это не описано в аналитической модели, хотя описана ситуация, когда несколько режущих кромок совершают резание.

Рис. 5. Корреляция (50,43 %) результатов вычисления имитационной (*1*) и аналитической (*2*) моделей

Таким образом, установлена связь между результатами аналитической и имитационной моделей, сделаны предположения о причинах отличий для некоторых диапазонов частот вращения шпинделя. Следовательно, имитационное моделирование позволяет уточнить и скорректировать данные, полученные аналитическим путем, для установления предпочтительного диапазона частот вращения шпинделя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каширин А. И.** Исследование вибраций при резании металла. М.: АН СССР, 1944. 133 с.

2. **Кудинов В. А.** Общность задач устойчивости движения в станках и других механических системах // Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов: Сб. тр. 1958. № 1. С. 29—36.

3. **Кудинов В. А.** Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 359 с.

4. **Эльясберг М. Е.** Об устойчивости процесса резания металлов // Изв. АН СССР. 1958. № 9. С. 37—58.

5. **Соколовский А. П.** Вибрации при работе на металлорежущих станках // Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов: Сб. тр. 1958. № 1. С. 120.

6. **Ильницкий И. И.** Колебания в металлорежущих станках и пути их устранения. М.: Свердловск, 1958. 120 с.

7. **Кедов С. С.** Колебания в металлорежущих станках и пути их устранения. М.: Машиностроение, 1978. 120 с.

8. **Орликов М. Л.** Динамика станков. Киев: Высшая школа, 1989. 268 с.

9. **Ташлицкий Н. И.** Первичный источник автоколебаний при резании металлов // Вестник машиностроения. 1960. № 2. С. 45—50.

10. **Красильников А. Я., Кравченко К. Ю.** Устойчивость линейных дифференциальных уравнений с постоянным запаздыванием, описывающих процесс фрезерования, и оптимизация режимов резания // Инженерный вестник Дона. Эл. журн. 2014. № 1 : http://www.ivdon.ru/magazine/archive/n1y2014/2250.

11. **Красильников А. Я., Кравченко К. Ю.** Аналитические методы исследования устойчивости систем с запаздыванием, описывающие процесс фрезерования // Справочник. 2013. № 9. С. 23—31.

12. **Красильников А. Я., Кравченко К. Ю.** Исследование устойчивости систем с запаздыванием, описывающих процесс фрезерования в случае с одной степенью свободы // Вестник машиностроения. 2013. № 9. С. 67—75.

13. **Бабенко К. И.** Основы численного анализа. М.: Наука, 1986. 374 с.

14. **Балинова В. С.** Статистика в вопросах и ответах. М.: Изд-во Проспект, 2004. 344 с.

15. **On stability** prediction for milling / J. Gradisek, M. Kalveram, T. Insperger an ot. // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2005. N. 45 (7, 8). P. 769—781.

16. **Milling** stability analysis with simultaneously considering the structural mode coupling effect and regenerative effect / X. J. Zhang, C. H. Xiong, Y. Ding an ot. // International Journal of Machine Tools and Manufacture. 2012. N. 53. P. 127—140.

17. **Таблица** значений критерия Стьюдента: Эл. ресурс // Статистика в аналитической химии. 2005—2008. URL: http://chemstat.com.ru/node/17.

18. **Suppression** of period doubling chatter in high-speed milling by spindle speed variation / S. Seguy, T. Insperger, L. Arnaud an ot. // Machining Science and Technology. 2011. N. 15 (2). P. 153—171.

19. **Criticality** of Hopf bifurcation in state-dependent delay model of turning processes / T. Insperger, D. Barton, G. Stepan // International Journal of Non-Linear Mechanics. 2008. N. 43 (2), P. 140—149.

20. **Sigmund M. Y.** Dynamics of low immersion milling. New York: BiblioLabsII, 2011. 118 p.

21. **The Stability** of Low Radial Immersion Milling / M. A. Davies, J. R. Pratt, B. S. Dutterer, T. J. Burns // CIRP Annals — Manufacturing Technology. 2000. N. 49. P. 37—40.

22. **Stability** Prediction for Low Radial Immersion Milling / M. A. Davies, J. R. Pratt, B. S. Dutterer, T. J. Burns // Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2002. N. 124 (2). P. 217—225.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.92.323

А. Г. НИКИТИН, д-р техн. наук, С. А. ЛАКТИОНОВ, канд. физ.-мат. наук, К. С. МЕДВЕДЕВА
(СибГИУ, г. Новокузнецк), e-mail: nikitin1601@yandex.ru

Определение мощности привода одновалковой дробилки

Предложен расчет мощности привода одновалковой дробилки на этапе проектирования.

Ключевые слова: одновалковая дробилка, разрушение, мощность, привод.

The analysis of drive power of a single-roll crusher at the stage of design is suggested.

Keywords: single-roll crusher, failure, power, drive.

Дробление хрупкого материала в щековой, конусной и двухвалковой дробилках осуществляется силами сжатия, создающими в куске нормальные напряжения, по предельным значениям которых рассчитывают их мощность. Чтобы уменьшить расход энергии при дроблении, в дробимом куске необходимо создать не только нормальные, но и касательные напряжения.

Такое дробление хрупкого материала обеспечивает одновалковая дробилка [1]. Силовой анализ дробления показал, что на кусок действуют не только силы сжатия, но и внутренний крутящий момент, создающий касательные напряжения [2]. При сложном напряженном состоянии в куске материала возникают напряжения, достигающие предельного значения при меньшей силе дробления, чем при линейном напряженном состоянии под действием сжимающих усилий. Уменьшение силы дробления по сравнению с дроблением силами сжатия приводит к снижению необходимой мощности привода, что обеспечивает большую энергоэффективность одновалковой дробилки.

Необходимая установленная мощность $N_{пр}$ привода одновалковой дробилки складывается из затрат мощности на дробление материала, определяемых суммой потерь мощности на трение между куском и валком и между куском и щекой, а также затрат мощности на трение в подшипниках, т. е. на преодоление всех сопротивлений при работе машины [3]:

$$N_{пр} = (N_1 + N_2)/\eta, \qquad (1)$$

где N_1 и N_2 — мощности, расходуемые соответственно на дробление материала и преодоление трения в подшипниках; η — КПД передачи.

В одновалковой дробилке под действием крутящего момента материал разрушается в плоскости максимальных касательных напряжений, которые определяются выражением [4]:

$$\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}/2, \qquad (2)$$

где σ — действующее нормальное напряжение; σ_1 и σ_3 — главные максимальное и минимальное напряжения; τ — действующее касательное напряжение.

Для разрушения материала максимальное касательное напряжение должно достичь предельного значения $\tau_{max} = \tau_{сж}$.

Нормальные и касательные напряжения в куске дробимого материала определяются следующим образом.

Нормальное напряжение при сжатии

$$\sigma = F_г/(lL), \qquad (3)$$

где $F_г$ — сила, необходимая для дробления материала (рисунок); μ — коэффициент разрыхления материала [3]; L — длина валка (щеки); l — высота участка измельчения материала.

Касательное напряжение при кручении некруглого тела [5] определяется по формуле

$$\tau = M_{кр}/(\chi h b^2), \qquad (4)$$

где $M_{кр}$ — внутренний крутящий момент; χ — коэффициент, определяемый отношением длин большей (h) и меньшей (b) сторон куска.

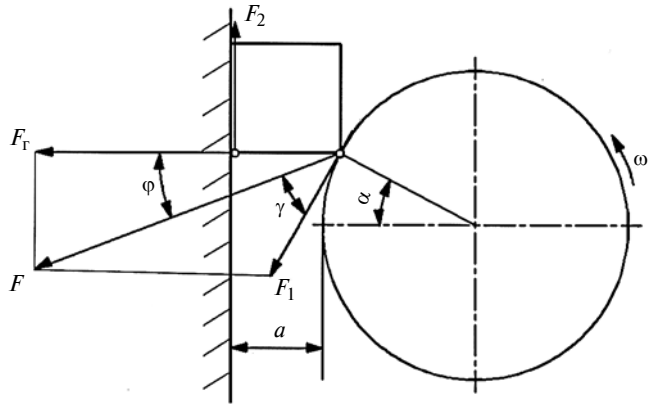


Схема сил, действующих на кусок дробимого материала в одновалковой дробилке

При дроблении кусков кубической формы можно принять $h = b$, тогда $\chi = 0{,}21$.

С учетом изложенного формулу (4) запишем в виде:

$$\tau = F_г(\mathrm{tg}\varphi + f_2)/(0{,}42\mu D_{св}^2), \quad (5)$$

где $\varphi = (\mathrm{arctg} f_1 - \alpha)$ — угол между силой $F_г$ и равнодействующей F, определяемой отношением сил трения и нормального давления между дробимым куском и валком; f_1 — коэффициент трения между дробимым куском и валком; α — угол захвата.

Подставив формулы (3) и (5) в равенство (2), определим максимальные касательные напряжения, в плоскости действия которых разрушается кусок:

$$4\tau_{сж}^2 = \left(\frac{F_г}{lL\mu}\right)^2 + 4\left(\frac{F_г(\mathrm{tg}\varphi + f_2)}{0{,}42\mu D_{св}^2}\right)^2,$$

откуда сила дробления

$$F_г = \frac{2\mu\tau_{сж}}{\sqrt{\left(\frac{1}{lL}\right)^2 + \left(\frac{4{,}76(\mathrm{tg}\varphi + f_2)}{D_{св}^2}\right)^2}}.$$

Сила трения материала о валок [2]:

$$F_1 = \frac{F_г}{\cos\varphi}\cos\gamma,$$

где γ — угол между линией действия силы F_1 трения и равнодействующей F.

Мощность для преодоления силы трения вращающегося валка о кусок материала

$$N_{тр1} = 2\pi n \frac{F_г \cos\gamma}{\cos\varphi} R, \quad (6)$$

где n — частота вращения валка; R — радиус валка.

Мощность для преодоления силы трения F_2 материала о неподвижную щеку

$$N_{тр2} = 2\pi n F_г f_2 (R + a), \quad (7)$$

где f_2 — коэффициент трения между дробимым куском и щекой; a — зазор между валком и щекой.

Мощность для преодоления силы трения в подшипниках валка

$$N_2 = \pi n d_в F_г f_3, \quad (8)$$

где $d_в$ — диаметр шейки вала; f_3 — коэффициент трения в подшипнике.

После подстановки в уравнение (1) равенств (6)—(8) определим установленную мощность привода:

$$N_{пр} = 2\pi n F_г\left[\frac{R}{\cos\varphi}\cos\gamma + f_2(R + a) + \frac{1}{2}d_в f_3\right]/\eta. \quad (9)$$

Таким образом, формула (9) позволяет рассчитать мощность привода одновалковой дробилки на стадии ее проектирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2430783 Рос. Федерации:** МПК B02C1/08. Способ дробления в валковой дробилке.
2. **Никитин А. Г., Сахаров Д. Ф.** Анализ сил, действующих на кусок дробимого материала в одновалковой дробилке // Изв. вузов. Черная металлургия. 2010. № 10. С. 41, 42.
3. **Клушанцев Б. В., Косарев А. И., Муйземнек Ю. А.** Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
4. **Никитин А. Г., Лактионов С. А., Сахаров Д. Ф.** Математическая модель разрушения хрупкого материала в одновалковой дробилке // Изв. вузов. Черная металлургия. 2012. № 8. С. 36—38.
5. **Заславский Б. В.** Краткий курс сопротивления материалов. М.: Машиностроение, 1986. 328 с.

УДК 664.346

Л. Н. ФРОЛОВА, канд. техн. наук, В. Н. ВАСИЛЕНКО д-р техн. наук, Н. А. МИХАЙЛОВА
(Воронежский государственный университет инженерных технологий), e-mail: fln-84@mail.ru

Ресурсосберегающее оборудование для влаготепловой подготовки масличного сырья к прессованию

Разработано оборудование для влаготепловой подготовки масличного сырья, обеспечивающее максимальное извлечение масла при прессовании.

Ключевые слова: масличное сырье, влаготепловая обработка, прессование.

The equipment for wet-heat preparation of oily raw material, ensuring maximum oil extraction at pressing, is suggested.

Keywords: oily raw material, wet-heat treatment, pressing.

Масложировая отрасль в последнее время увеличила объем и расширила ассортимент выпускаемой продукции при сохранении ее высокого качества благодаря государственной поддержке, техническому и таможенно-тарифному регулированию рынка растительных масел и маргариновой продукции, осуществляемой Правительством Российской Федерации.

Одной из важных операций при подготовке сырья к извлечению масла как прессовым способом, так и способом форпрессования-экстракции яв-

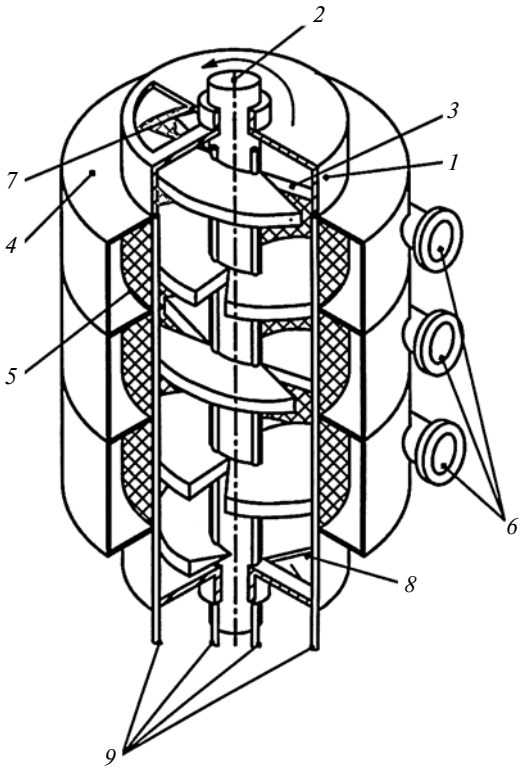


Рис. 1. Аппарат для влаготепловой обработки:
1 — корпус; *2* — шнек; *3* — прорезь; *4* — короб; *5* — секция; *6* — патрубки; *7* и *8* — загрузочное и разгрузочное отверстия; *9* — УК-излучатели

ляется его влаготепловая обработка, при которой создается новая структура масличного материала, способствующая максимальному извлечению масла при минимальных затратах энергии; в то же время исключаются глубокие изменения белковых веществ и масла.

Для влаготепловой обработки разработан ресурсосберегающий аппарат (рис. 1). Исходное сырье загружают через отверстие *7* в корпусе *1* аппарата. Одновременно включают привод вертикального шнека *2* и подачу пара в секции *5* короба *4* через патрубки *6*. Три независимые линии подачи пара обеспечивают разные тепло-влажностные режимы обработки масличного сырья.

Вращающийся шнек *2* захватывает масличное сырье и перемещает его вниз. Через радиальные конические прорези *3*, выполненные с определенным шагом в лопастях шнека, сырье свободно падает на расположенную ниже лопасть шнека, где подвергается равномерной влаготепловой обработке потоком пара с заданными параметрами. Операция повторяется в местах соединения секций *5* короба *4* с корпусом *1*. При этом с интервалом 4÷6 с попеременно включаются ультразвуковые излучатели *9*. Режим работы излучателей: шнека — 1 с, корпуса — 1 с, период выстоя — 3 с. Ультразвуковое излучение, воздействуя на поверхность продукта, покрытого тонкой пленкой влаги, способствует не только интенсивному насыщению сырья влагой и его прогреванию, но и очистке от него перфорированной стенки секций *5* и лопастей шнека *2*. Регулируя частоту вращения шнека, подачу сырья в аппарат, а также расход и параметры пара, задают параметры физико-химических преобразований основных компонентов сырья (денатурацию белков, клейстеризацию крахмала, инактивацию ферментов и др.) при влаготепловой обработке. Обработанное сырье перемещается шнеком *2*, достигает дна аппарата и выгружается через отверстие *8*.

Разработанная конструкция аппарата обеспечивает равномерную влаготепловую обработку масличного сырья в результате использования переменных ультразвуковых колебаний, регулируемого подвода пара, а также "мягких" температурных и "щадящих" режимов перемещения продукта.

Разработана также конструкция вертикального аппарата циклично-непрерывного действия для влаготепловой обработки масличного сырья (рис. 2). Аппарат работает следующим образом. При подаче порции масличного сырья через загрузочный патрубок *5* на дно *4* первой секции включается привод вертикального вала *2*, в котором закреплены перегородки *3*. Как только одна из перегородок *3*, имеющая внизу прямоугольный вырез, расположится над дном первой секции (в которую загружа-

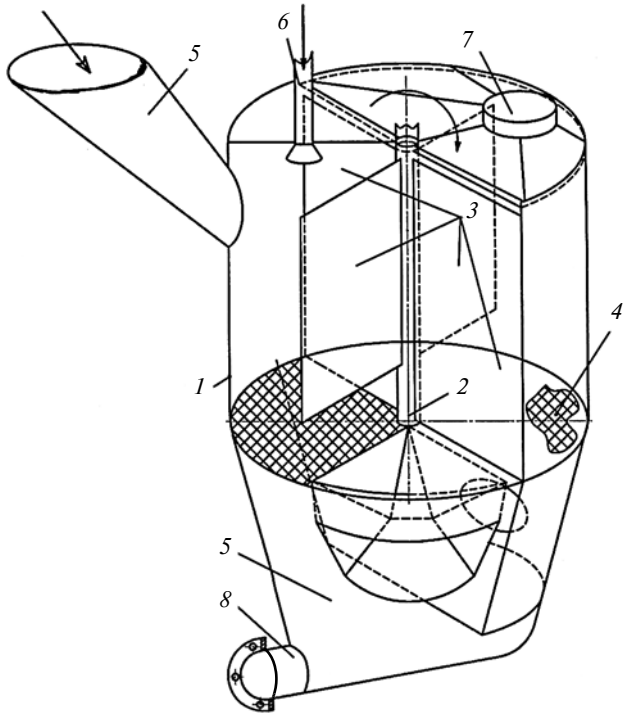


Рис. 2. Вертикальный аппарат циклично-непрерывного действия:
1 — рабочая камера; *2* — вал; *3* — перегородки; *4* — перфорированное дно; *5*, *7* и *8* — патрубки соответственно загрузочный, для подачи паровоздушной смеси и разгрузочный; *6* — форсунка для распыления жировитаминной смеси

ется сырье), выключится привод. При этом перегородки *3* повернутся на 90°, а нижний край перегородки с вырезом будет выравнивать слой сырья. Высоту выреза рассчитывают так, чтобы обеспечить оптимальную толщину слоя сырья на дне *4* секции.

Затем через форсунку *6* осуществляется мелкодисперсное распыление жировитаминной смеси по всей поверхности сырья. Снова включается привод вращения вала *2* с перегородками *3*. После поворота перегородок на 90° привод выключается. При этом сплошная перегородка *3*, нижний край которой контактирует с перфорированным дном *4* в первой секцией, полностью перемещает предварительно обработанное сырье во вторую секцию.

Затем через патрубок *7* во вторую и третью секции подается паровоздушная смесь, которая приводит слой продукта в псевдосжиженное состояние, обеспечивая равномерное распределение влаги в материале. Снова включается привод вращения вала *2* с перегородками *3*, после поворота которых на 90° привод выключается.

Сплошная перегородка *3*, низ которой в это время контактирует с дном *4* в первой секции, полностью перемещает предварительно обработанное масличное сырье в третью секцию, а предыдущая перегородка *3* с вырезом внизу выравнивает слой продукта по толщине во второй секции. Обработка псевдосжиженного слоя сырья при этом продолжается. Затем включается привод вращения вала *2* с перегородками *3*, а после их поворота на 90° привод выключается. При этом сплошная перегородка *3*, низ которой контактирует с дном первой секции, полностью перемещает подсушенное сырье в четвертую секцию, откуда оно выгружается через патрубок *8*.

Таким образом, использование предлагаемых аппаратов для прессования масличного сырья повышает качество готового продукта благодаря рациональным режимам его тепловой обработки, уменьшению комкования и предотвращению образования агломератов дисперсного материала. Оборудование — универсально и может быть использовано для влаготепловой обработки любых видов масличных и бобово-масличных культур.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Новое** в технологии купажирования растительных масел: Монография / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова и др. Воронеж: ВГУИТ, 2013. 225 с.
2. **Улучшение** системы менеджмента качества масложирового предприятия на основе совершенствования технологических процессов / В. Н. Василенко, В. М. Баутин, Л. Н. Фролова, И. В. Драган // Вестник ВГУИТ. 2012. № 1. С. 183—187.
3. **Василенко В. Н., Копылов М. В., Таркаев Ю. В.** Эксергетический анализ технологии холодного отжима растительного масла с получением гранулированного жмыха // Вестник ВГУИТ. 2013. № 1. С. 30—37.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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