ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7

2013

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Кондаков С. В., Павловская О. О. — Интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия — регулятор расхода топлива ДВС и крутящего момента ведущих колес 3

Кычкин В. И., Рыбинская Л. А. — Расчет остаточного ресурса металлоконструкции грузоподъемных машин с учетом уровня риска назначения эксплуатационных показателей 11

Иванов А. С., Ермолаев М. М., Куралина Н. Н., Муркин С. В. — Расчет деформаций фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов 17

Подвойский А. О., Боровских В. Е. — Аппроксимативная модель прогнозирования оценок усталостной долговечности при нагружении стационарными гауссовскими процессами 20

Лобанов И. Е. — Теория гидравлического сопротивления в шероховатых трубах. 27

Зеньков Е. В., Цвик Л. Б. — Деформирование призматических образцов с галтелями и их напряженно-деформированное состояние 34

Вавилов В. Е., Герасин А. А., Исмагилов Ф. Р., Хайруллин И. Х., Пашали Д. Ю., Бойкова О. А., Русаков Д. В. — Диагностика гибридных подшипников быстроходных магнитоэлектрических машин по внешнему магнитному полю . 37

Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е., Дамбуева Д. А., Никифоров Б. С. — Модульное структурное проектирование безреверсных манипуляторов. . . . 41

Перекрестов А. П., Чанчиков В. А. — Ресурс дейдвудных подшипников скольжения и факторы, определяющие его 47

Грибиниченко М. В., Куренский А. В., Синенко Н. В. — Разработка осевого подшипника с газовой смазкой для судовых турбомашин. 50

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

Санинский В. А., Платонова Ю. Н. — Исследование пар трения с поверхностями контакта синусоидальной формы 54

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Онищенко Д. В., Чаков В. В., Петров В. В. — Технология получения функциональных нанокомпозитных систем на основе растительного и минерального сырья 56

Блинов Д. С., Шатилов А. А. — Экспериментальное исследование точности установки и обработки заготовок при использовании широкодиапазонных оправок с разрезной цангой 60

Цикл статей
"Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 6. Сопоставление теории пластичности с теорией обработки металлов давлением. Часть 1. 64

Цикл статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Кириллов А. К., Бутрим В. Н., Каширцев В. В., Хожаев О., Смурыгин А. В. — Исследование обрабатываемости резанием жаропрочных сплавов на никелевой и хромовой основах 70

Фомин А. А., Гусев В. Г. — Геометрические отклонения профильной поверхности, формируемой при фрезеровании 73

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Змиевский В. И., Манойло В. И. — Состояние дел в области аккредитации экспертов по оценке соответствия продукции установленным требованиям 78

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Сульдин С. П., Митин Э. В., Щекин А. В. — Автоматизация проектирования технологической документации с использованием системы КОМПАС 80

Безюков О. К., Жуков В. А. — Тепловые двигатели и парниковый эффект. . . . 84

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Kondakov S. V., Pavlovskaya O. O. — Intellectual infinitely variable transmission — fuel consumption regulator of ICE and torque of driving wheels 3

Kychkin V. I., Rybinskaya L. A. — Residual service life analysis of hoisting machines metal ware taking into account conditional risks of performance criteria assignment 11

Ivanov A. S., Ermolaev M. M., Kuralina N. N., Murkin S. V. — Deformation analysis of friction joint loaded with compressive force and random system of moments 17

Podvoyskiy A. O., Bobrovskikh V. E. — Approximate model of fatigue life forecasting of structures loaded with stationery Gaussian processes 20

Lobanov I. E. — Hydraulic resistance theory for rough tubes 27

Zen'kov E. V., Tsvik L. B. — Deformation process of prismatic specimens with hollow chamfers and their stress-strain state 34

Vavilov V. E., Gerasin A. A., Ismagilov F. R., Khayrullin I. Kh., Pashali D. Yu., Boykova O. A., Rusakov D. V. — Diagnostics of hybrid bearings of high-speed magnetoelectric machines by external magnetic field 37

Nikiforov S. O., Markhadaev B. E., Dambueva D. A., Nikiforov B. S. — Modular structural design of non-reverse manipulators 41

Perekrestov A. P., Chanchikov V. A. — Service life of stern sliding bearings and its determining factors 47

Gribinichenko M. V., Kurenskiy A. V., Sinenko N. V. — Engineering design of gas lubrication bearings for ship power plant rotodynamic machines 50

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

Saninskiy V. A., Platonova Yu. N. — Research of friction couples with sinusoidal contact surfaces 54

MANUFACTURING ENGINEERING

Onishchenko D. V., Chakov V. V., Petrov V. V. — Production technology for functional nanocomposite systems on base of vegetal and mineral raw materials 56

Blinov D. S., Shatilov A. A. — Experimental research of precision of installation and workpieces machining, using wide-range mandrels with split collars 60

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

Vorontsov A. L. — Theoretical support of technological mechanics. 6. Comparison of theory of plasticity with metal forming theory. Part I 64

A series of articles
«Problems of theory and practice of materials cutting»

Kirillov A. K., Butrim V. N., Kashirtsev V. V., Khozhaev O., Smurygin A. V. — Research of cutability of heat-resistant nickel-based and chrome-based alloys 70

Fomin A. A., Gusev V. G. — Geometric deflections of profiled surface, formed by milling 73

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Zmievskiy V. I., Manoylo V. I. — The state of affairs in the field of accreditation of experts that appraise product compliance with regulatory requirements 78

TECHNICAL INFORMATION

Sul'din S. P., Mitin E. V., Shchekin A. V. — Automation of technological documentation design using KOMPAS Software 80

Bezyukov O. K., Zhukov V. A. — Heat Engines and greenhouse effect 84

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

Сдано в набор 29.04.2013. Подписано в печать 13.06.2013.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2013

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 681.51.013 + 629.114.2:51

С. В. КОНДАКОВ, д-р техн. наук, О. О. ПАВЛОВСКАЯ, канд. техн. наук
(Южно-Уральский ГУ), e-mail: tanksv@mail.ru

Интеллектуальная бесступенчатая трансмиссия — регулятор расхода топлива ДВС и крутящего момента ведущих колес

Приведены математическая модель и результаты имитационного моделирования движения колесной машины с гидрообъемной трансмиссией, позволяющей с помощью автоматической системы реализовать индивидуальное тяговое усилие на каждом ведущем колесе в зависимости от тягово-сцепных свойств грунта. Подтверждена гипотеза о возможности регулирования двигателя "интеллектуальной" трансмиссией. Определен алгоритм совместного управления двигателем и трансмиссией, обеспечивающий экономичную работу ДВС.

Ключевые слова: гидрообъемная передача, полный привод, автоматическая система, индивидуальный привод колес, экономичная характеристика ДВС.

The mathematical model and simulation modeling results of wheeled machine motion with hydrostatic transmission, which allows providing individual tractive force on each driving wheel depending on ground roadhold with the help of automatic system, are presented. The hypothesis about possibility of engine control with the help of "intellectual" transmission is confirmed. The algorithm of combined engine and transmission control, that provides efficient ICE operation, is determined.

Keywords: hydrostatic drive, all-wheel drive, automatic system, individual wheel drive, efficiency of ICE.

Появление прогрессивных бесступенчатых трансмиссий для колесных машин [1—3] открывает новые перспективы их автоматизации, совместной работы с ДВС и распределения крутящего момента между ведущими колесами, что повышает экономичность, подвижность, управляемость и безопасность движения колесной машины. Рассмотрим решения ряда задач с применением новых алгоритмов управления трансмиссией и двигателем.

1. Максимально-возможное сохранение тяговых свойств машины при попадании одного или нескольких ведущих колес на слабонесущий грунт

В публикациях приводятся алгоритмы управления гидрообъемной трансмиссией (ГОТ) при различной нагрузке на оси [4—6], при этом оба колеса соответствующей оси вполне обосновано рассматриваются как одно целое. Но такой подход не позволяет обеспечить максимальную силу тяги ведущих колес при движении машины в разных грунтовых условиях — характерная ситуация бездорожья. Например, машина не может тронуться с места, когда одно колесо попадает на лед, а под другим колесом вполне приличный асфальт. Такая же проблема возникает в результате неравномерной нагрузки на оси или колеса при разгоне или повороте машины. Мешают свойства дифференциала, появляется желание его заблокировать. Сейчас эта проблема частично решена: существует множество блокирующихся и самоблокирующихся дифференциалов и дифференциалов неравного (повышенного) трения, однако при всей сложности конструкции они не допускают разности скоростей ведущих колес, превышающей определенный предел. Поэтому водители пользуются притормаживанием застрявшего колеса.

Итак, ни один из известных приемов самовытаскивания не решает полностью задачу максимального сохранения разгонных качеств или проходимости машины. По мнению авторов, лучшие показатели устойчивости, разгона/торможения, проходимости, безопасности и экономичности имеет машина, на каждом ведущем колесе которой реализуется оптимальное тяговое усилие. Это должна быть многоосная колесная машина с индивидуальным приводом колес. В работах [3—7] рассматривается машина с гидрообъемным приводом (ГОП), как наиболее понятным с точки зрения механики бесступенчатого регулирования, но не приводится алгоритм автоматического регулирования расходов гидромашин при существенном различии дорожных условий под каждым ведущим колесом. Известны интеллектуальные трансмиссии современных зарубежных колесных машин, например Dynamic Performance Control на BMW X6 M [8], реализующие оптимальное распределение тяговых усилий по колесам, однако нигде не приводится сам алгоритм.

В докладе С. Е. Петрова [3] отмечается, что "построение компьютерного управления силовым приводом колес полноприводно-

го автомобиля на основе интеллектуальной системы позволит с высоким качеством выполнить сложные регулирования в условиях интенсивного изменения возмущающих воздействий и неполной информации о внешней среде, какой и является бездорожье".

В работах [3—7] приведены сведения о полноприводной машине "Гидроход-49061" с колесной формулой 6×6, оснащенной ГОТ, состоящей из трех регулируемых насосов (на каждую ось) и шести регулируемых гидромоторов (на каждое ведущее колесо). Однако в схеме "Гидрохода" нет решения проблемы предотвращения отрицательного эффекта от дифференциального привода ведущих колес.

Предлагаемое исследование касается разработки алгоритма непрерывного автоматического регулирования крутящего момента на каждом ведущем колесе по величине рассогласования их угловых скоростей в зависимости от дорожных условий и апробирование разработанного алгоритма путем имитационного математического моделирования. При разработке алгоритма использовали математическую модель колесной машины с ГОТ, полученной на основе модели [9], переработанной для колесной машины с учетом основных нелинейностей процесса — буксования колес и потерь в гидромашинах. Уравнения для машины с колесной формулой 4×2 имеют вид:

$$\frac{d^2X_c}{dT^2} = [(P_2 + P_1 - P_{f1} - P_{f2} - P_{f3} - P_{f4})\sin\varphi + R_б\cos\varphi]\frac{g}{G}; \quad (1)$$

$$\frac{d^2Y_c}{dT^2} = [(P_2 + P_1 - P_{f1} - P_{f2} - P_{f3} - P_{f4})\cos\varphi - R_б\sin\varphi]\frac{g}{G}; \quad (2)$$

$$\frac{d\omega_н}{dT} = [M_д i_1 - M_{гн} i_2]\frac{1}{J_1}; \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_{м1}}{dT} = \left[M_{гм1} - \frac{P_1 R_{вк}}{i_{бп}}\right]\frac{1}{J_3}; \quad (4)$$

$$\frac{d\omega_{м2}}{dT} = \left[M_{гм2} - \frac{P_2 R_{вк}}{i_{бп}}\right]\frac{1}{J_3}; \quad (5)$$

$$\frac{dp_{ГОП1}}{dT} = (Q_{н1} - Q_{м1} - Q_{м2} - Q_{к11} - Q_{к21} + Q_{к31} - Q_{к41})\frac{E}{V_1}; \quad (6)$$

$$\frac{dp_{ГОП2}}{dT} = (Q_{м1} + Q_{м2} - Q_{н2} - Q_{к12} - Q_{к22} + Q_{к32} - Q_{к42})\frac{E}{V_2}; \quad (7)$$

$$\frac{dp_5}{dT} = (Q_{нв} - Q_{др1} - Q_{кл5} - Q_{му})\frac{E(p_5, B_5, n_5)}{V_5}; \quad (8)$$

$$\frac{dp_3}{dT} = (Q_{др1} - Q_{к31} - Q_{к32} + Q_{к21} + Q_{к22})\frac{E}{V_3}; \quad (9)$$

$$\frac{dp_7}{dT} = \left(Q_{ш1} - Q_{ш3} - F_ш R_ш\left(\frac{d\beta_ш}{dT}\right)\right)\frac{E(p_7, B_7, n_7)}{V_7}; \quad (10)$$

$$\frac{dp_8}{dT} = \left(-Q_{ш2} + Q_{ш3} + F_ш R_ш\left(\frac{d\beta_ш}{dT}\right)\right)\frac{E(p_8, B_8, n_8)}{V_8}; \quad (11)$$

$$\frac{d^2\beta_ш}{dT^2} = \frac{1}{J_ш}\left[(p_7 - p_8)F_ш R_ш - \Psi\frac{d\beta_ш}{dT} - M_{шс} - M_{шу} - M_{тр}\right]. \quad (12)$$

В уравнениях (1)—(12) приняты следующие обозначения: T — текущее время, с; X_c, Y_c — координаты центра тяжести машины, м; φ — курсовой угол, рад; $\omega_н$, $\omega_{м1}$, $\omega_{м2}$ — угловые скорости вращения валов насоса и моторов ГОП, рад/с; G — вес машины, Н; g — ускорение силы тяжести, м/с^2; P_1, P_2 — силы тяги на ведущих колесах, Н; P_{f1}, P_{f2}, P_{f3}, P_{f4} — сопротивления передвижению колес, Н; $R_б$ — сила сопротивления боковому перемещению всех колес, определяемая как сумма поперечных составляющих сил трения колес о грунт; J_c, J_1, J_3 — моменты инерции соответственно корпуса относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести, двигателя и моторов ГОП с присоединенными к ним массами, кг·м^2; M_c, $M_д$, $M_{гн}$, $M_{гм1}$, $M_{гм2}$ — моменты соответственно сопротивления, двигателя, насоса и моторов ГОП, Н·м; $R_{вк}$ — радиус ведущего колеса, м; $i_к$, i_1, i_2, i_5, $i_{бп}$ — передаточные числа в трансмиссии; $p_{ГОП1}$, $p_{ГОП2}$ — давления рабочей жидкости в силовых магистралях, МПа; p_5, p_3, p_7 и p_8 — давления рабочей жидкости соответственно в магистрали вспомогательного насоса, в камере между дросселем и подпиточным клапаном, в силовых цилиндрах механизма управления, МПа; $\beta_ш$ — угол поворота наклонной шайбы насоса ГОП, градус; $E(p, B, n)$ — модуль упругости жидкости, зависящий от давления p, газосодержания B и показателя n политропы; Q_i — расходы элементов гидросистемы (насоса и мотора ГОП, клапанов, дросселей и др.), м^3/с; V_i — объемы магистралей, м^3; $F_ш$, $R_ш$ — геометрические параметры механизма управления наклонной шайбой; $J_ш$ — момент инерции шайбы, кг·м^2; $M_{шс}$, $M_{шу}$, $M_{тр}$ — моменты элементов механизма управления шайбой, Н·м; Ψ — коэффициент трения наклонной шайбы.

Моделирование разгона машины с типовым дифференциалом и ее движения по одинаковому грунту под обоими колесами и при его изменении под одним из них

В качестве примера рассмотрим машину весом 18,7 кН с передаточными числами бортового редуктора — 6,93 и согласующего редуктора между двигателем и насосом ГОП — 1,25. Машина разгоняется до скорости 16 м/с в течение 8 с. На рис. 1 приведены графики моментов на валах моторов ГОП за все время движения

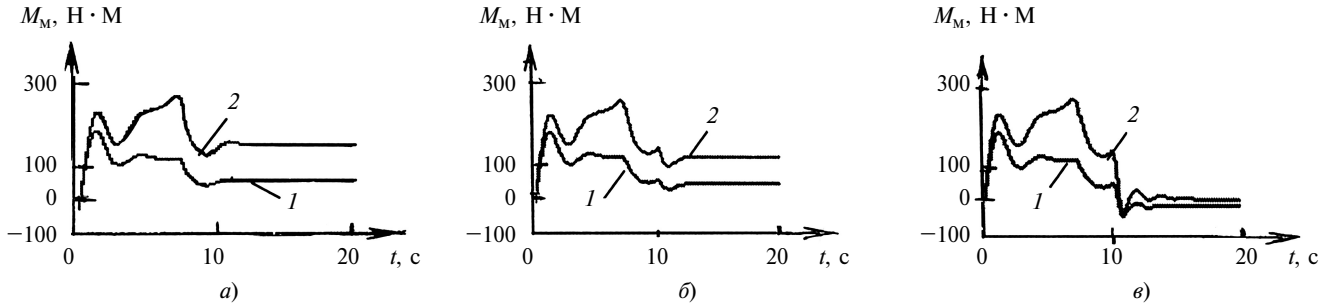


Рис. 1. Изменение моментов на валах моторов ГОП в текущем времени:
1 — моменты на валах, одинаковые для обоих гидромоторов; *2* — суммарный момент на валах двух гидромоторов

без смены грунта под колесами (см. рис. 1, *а*), в момент $t = 10$ с при смене грунта на слабонесущий и уменьшении коэффициента сцепления под одним из колес в 2 раза (с 0,08 до 0,04) (см. рис. 1, *б*), в момент $t = 10$ с при съезде одного из колес на лед (см. рис. 1, *в*). При движении машины без смены грунта $M_{м1} = M_{м2} = 67$ Н · м; при смене грунта на слабонесущий $M_{м1} = M_{м2} = 50$ Н · м; при съезде на лед $M_{м1} = M_{м2} = 7$ Н · м. Двигатель отдает ГОП 157 Н · м в случае *а*, 132 Н · м — в случае *б* и почти 0 — в случае *в*, что сказывается на разгонных свойствах машины. Съехавшее на лед колесо крутится вхолостую и скорость машины падает с 16 до 9 м/с.

Непрерывное регулирование расходов моторов и подачи насоса машины с двумя ведущими колесами с помощью автоматической системы

Алгоритм работы следящей автоматической системы (АС): постоянное измерение скорости ведущих колес; определение колеса с наименьшей угловой скоростью вращения ω_{min}; определение отклонения скорости каждого колеса от минимального значения — $\Delta\omega_i = \omega_{min} - \omega_i$. При $|\Delta\omega_i| > a$ начинается дополнительное, независимое от водителя, регулирование расхода $Q_{мi}$ соответствующего гидромотора согласно выражению

$$Q_{мi} = \omega_i q_{мi} u_{мi}, \qquad (13)$$

где $q_{мi}$ — объемная постоянная гидромотора; $u_{мi}$ — параметр регулирования гидромотора.

При штатном движении машины параметры регулирования $u_{мi}$ всех моторов равны единице, в этом случае $Q_{мi} = Q_{max}$, а при попадании i-го колеса на лед с уменьшением $u_{мi}$ уменьшается и $Q_{мi}$. При этом изменяется соотношение не только скоростей, но и моментов

$$M_{мi} = pq_{мi}u_{мi}, \qquad (14)$$

где $M_{мi}$ — момент на валу i-го гидромотора; p — давление в магистрали ГОТ (величина, общая для всех гидромашин).

Согласно равенству (14) при постоянном давлении p уменьшение параметра $u_{мi}$ однозначно ведет к уменьшению $M_{мi}$. Однако при уменьшении $u_{мi}$ нарушается баланс жидкости: при сохранении общей для всех насосов подаче и уменьшении расхода одного или нескольких моторов давление p в магистрали ГОТ начинает расти, что приводит к перегрузке ГОП по давлению, открытию предохранительных клапанов и сбросу жидкости в бак. Одновременно с этим начинается несанкционированный водителем разгон автомобиля. Поэтому желательно, и алгоритм это предусматривает, начинать регулирование подачи и насоса независимо от водителя. Для машины с колесной формулой 4×2 параметр регулирования насоса определяем по формуле

$$u_н = 0{,}5(u_{м1} + u_{м2}). \qquad (15)$$

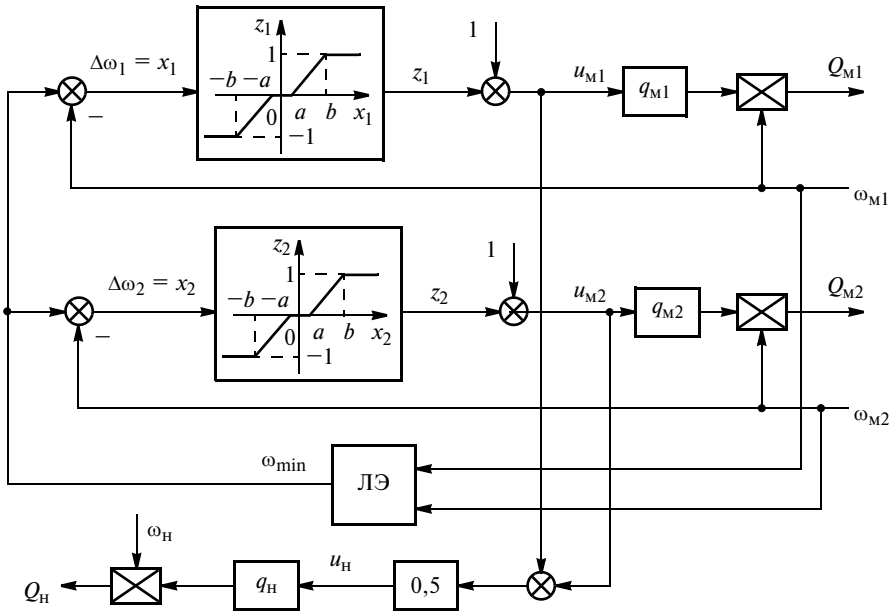


Рис. 2. Структурная схема регулятора расхода моторов и подачи насоса

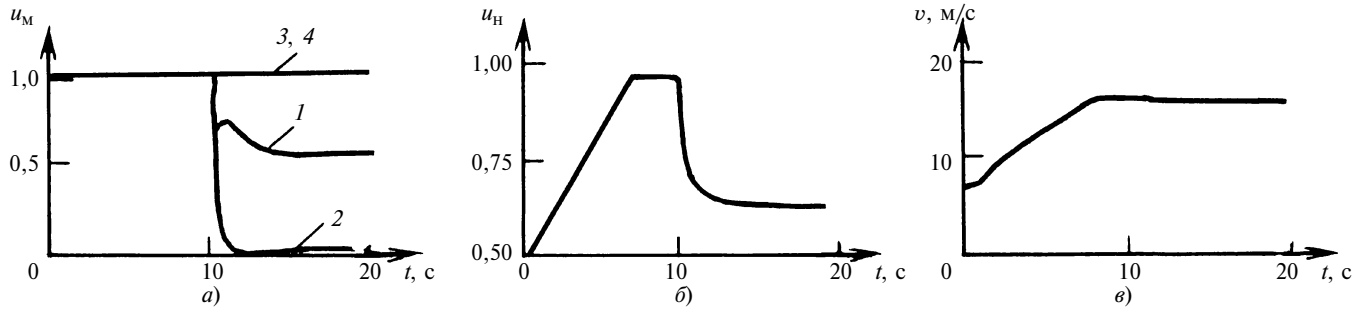


Рис. 3. Изменение параметров регулирования расходов моторов ГОП

При большем числе ведущих колес формула (15) усложняется, но при неизменном условии: подача насоса должна быть равна сумме расходов моторов. Структурная схема регулятора, реализующего описанный алгоритм, приведена на рис. 2, где $q_{мi}$ и $q_н$ — объемные постоянные соответственно гидромашины и насоса; $u_{мi}$ и $u_н$ — параметры регулирования соответственно гидромашины и насоса; ЛЭ — логический элемент, определяющий ω_{min}.

Не следует путать описанный выше алгоритм автоматического изменения подачи насоса с режимом разгона/торможения машины с ГОТ, когда увеличение/уменьшение подачи насоса приводит к разгону/торможению машины (здесь это сознательно делает водитель и АС ему не должна противоречить).

Отметим, что математическая модель ГОТ, использованная в имитационном моделировании [9], учитывает механические и объемные потери в гидромашинах, поэтому она сложнее уравнений (13) и (14) в области описания взаимосвязи гидравлического расхода Q_i и механической скорости ω_i на величину КПД.

Зона нечувствительности регулятора не допускает дополнительного регулирования расхода мотора при $|\Delta\omega_i| \leqslant a$, где a — максимальная разность угловых скоростей вращения колес, возникающая при обычном повороте машины в связи с тем, что все колеса идут по индивидуальной траектории и, соответственно, вращаются с разной скоростью. Параметр b нелинейного звена регулятора, определяющий диапазон входных величин, в котором уменьшается параметр $u_{мi}$, можно взять равным максимально возможной разности скоростей моторов ведущих колес. Однако при этом будет иметь место низкая чувствительность регулируемого параметра $u_{мi}$ к величине $\Delta\omega_i$, поэтому рекомендуется, например, $b = \Delta\omega_{iср} = 0{,}5\Delta\omega_{i\,max}$. При имитационном моделировании приняты следующие значения параметров регулятора: a = 10 рад/с, b = 40 рад/с.

Для машин с большим числом ведущих колес система уравнений (1)—(12) усложняется: появляются соответствующие дополнительные уравнения и слагаемые в правых частях уравнений. На рис. 3, *а* для машины с колесной формулой 4×4 показано изменение параметра регулирования расходов моторов ГОП при попадании одного из ведущих колес в момент времени t = 10 с на слабонесущий грунт (кривая *1*), а второго — на лед (кривая *2*), при движении двух других колес по хорошей дороге. На рис. 3, *б* и *в* соответственно показаны изменения параметра регулирования насоса и скорости движения, которая не изменилась при смене грунтов, так как тяговые силы ведущих колес, сохранивших полное или частичное сцепление с дорогой, не стали равными нулю (рис. 4, *а*, где *1* — для слабонесущего грунта, *2* — для льда, *3* и *4* — для хорошего грунта), как это было бы при традиционной дифференциальной связи между колесами. Для сравнения: сумма моментов четырех гидромоторов до смены грунта составляла 132 Н · м (см. рис. 1), после смены грунта — 83 Н · м (см. рис. 4, *а*). Давление в магистрали нагнетания (рис. 4, *б*) сохраняется такое же, как достигнутое после разгона и установившегося движения со скоростью 16 м/с.

Имитационное моделирование перераспределения веса по колесам также показало преимущества внедрения АС: доля тягового усилия на каждом колесе стала пропорциональна приложенному к нему весу.

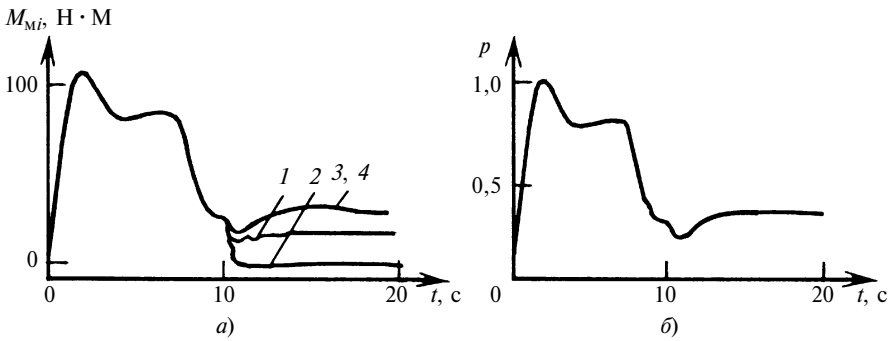


Рис. 4. Изменение моментов на валах гидромоторов (*а*) и относительного давления в магистрали (*б*)

Изменение режима работы ДВС при попадании одного из ведущих колес на лед

Было показано, что потеря опоры под i-м колесом приводит к автоматическому снижению $Q_{\text{м}i}$ и одновременному снижению $Q_{\text{н}}$, что в свою очередь при постоянном давлении в системе согласно уравнению, подобному равенству (14), приведет к уменьшению момента на валу насоса, т. е. момента ДВС. Это происходит при почти постоянной частоте вращения двигателя, обусловленной заданным и не изменяемым водителем в условиях маневра положением педали подачи топлива (ППТ). Момент ДВС уменьшается строго в соответствии с регулировочной характеристикой *2* (рис. 5): рабочая точка *X* смещается вниз на величину ΔM, например в точку *D*.

Рассмотрим проблему с другой стороны. Снизить подачу насоса ГОП можно не только регулированием угла наклона шайбы, но и изменением угловой скорости вращения вала насоса, т. е. ДВС, в соответствии с уравнением

$$Q_{\text{н}} = \omega_{\text{н}} q_{\text{н}} u_{\text{н}}, \qquad (16)$$

где $q_{\text{н}}$ — объемная постоянная насоса; $u_{\text{н}}$ — параметр регулирования насоса; $\omega_{\text{н}}$ — угловая скорость вала насоса, пропорциональная частоте n.

В этом случае необходимо изменить положение ППТ и перейти с регулировочной характеристики *3*, например на характеристику *4*, т. е. сместиться из точки *X* в точку *C*, уменьшив ω_i на величину $\Delta\omega_i$ (см. рис. 5).

Сравним два рассмотренных выше способа регулирования подачи насоса ГОП с точки зрения экономичности ДВС, определяемой удельным расходом топлива $g_e(M, \omega)$, г/(кВт · ч). Для этого проанализируем известную, но редко используемую, так называемую комбинированную характеристику удельного расхода топлива ДВС (рис. 6) [10]. Характеристика $g_e(M, \omega)$ дает представле-

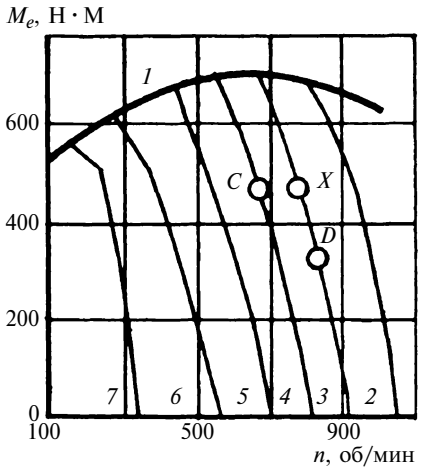


Рис. 5. Тягово-скоростная характеристика дизеля

ние о расходе топлива при любом сочетании момента и скорости ДВС, которые зависят от разных управляющих параметров. Водитель, изменяя положение ППТ, определяет частичную скоростную характеристику двигателя с помощью центробежного регулятора подачи топлива, т. е. функцию $M = f(\omega)$. Точку на этой функциональной зависимости определяет внешняя нагрузка на ДВС. Для упомянутого "Гидрохода" внешняя нагрузка на ДВС — это момент на валу насоса ГОП. Поскольку большинство исследований экономичности ДВС связаны с конструкцией коробки передач автомобиля — ступенчатой автоматически нерегулируемой передачей, то нагрузки на ведущие колеса напрямую переходят на ДВС, который и выполняет роль компенсатора изменяющихся внешних сопротивлений движению автомобиля. Расход топлива интерпретируется как расход при заданном положении ППТ, чаще всего максимальном, или, как говорят, при работе двигателя по внешней скоростной характеристике (ВСХ). Поэтому с общей комбинированной характеристики расхода топлива берут только точки, соответствующие ВСХ, и переносят их на характеристику ДВС в виде кривой $g_e(\omega)$.

Рассмотрим комбинированную характеристику совместно с кривыми постоянной мощности, которые в этих же координатах

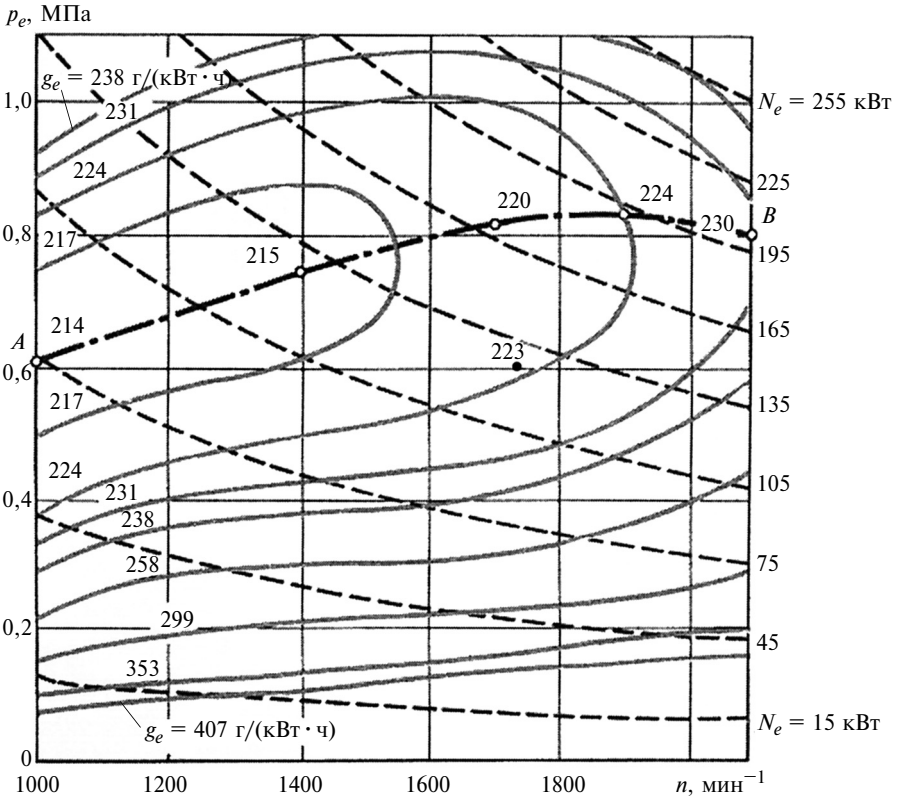


Рис. 6. Комбинированная характеристика автомобильного дизеля 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н)

имеют вид гипербол. Для каждой регулировочной характеристики можно найти такую точку ее пересечения с семейством топографических зависимостей $g_e(M, \omega)$, которая соответствует минимальному расходу топлива при заданной мощности. Соединив эти точки, получим характеристику минимального расхода топлива при любой мощности, которую должен устанавливать водитель, а АС управления трансмиссией должна обеспечивать согласование режимов нагружения ведущих колес и распределение заданной мощности между скоростью и моментом так, чтобы при каждом моменте сопротивления обеспечивалась максимальная скорость движения.

Обозначенная проблема достаточно сложна и имеет ряд противоречий, однако при их рассмотрении удалось сформулировать алгоритм управления АС, обеспечивающий ее решение. Отметим, что подачу насоса ГОП можно изменять либо уменьшением параметра регулирования самого насоса, либо изменением положения ППТ для уменьшения скорости. Предположим, что точка *X* (см. рис. 5) лежит на характеристике минимального расхода топлива при любой мощности (см. рис. 6, линия *AB*). Любое отклонение от точки *X* как в сторону точки *C*, так и в сторону точки *D* приведет к отклонению от характеристики, оптимальной по расходу топлива, т. е. очевидно, что необходимо одним управляющим действием водителя регулировать одновременно и подачу топлива, и передаточное отношение трансмиссии.

2. Одновременное управление двигателем и интеллектуальной трансмиссией с целью минимизации расхода топлива при заданной водителем мощности движения

Режимы наиболее экономичной работы ДВС соответствуют линии *AB* на рис. 6, отличающейся от общепринятой регулировочной характеристики ДВС тем, что последняя задается нажатием на ППТ и не зависит от передаточного отношения трансмиссии, а положение любой точки на ней определяется внешним моментом сопротивления ведущих колес. Характеристика *AB* может быть реализована только совместным управлением ДВС (ППТ) и параметром $u_н$ регулирования гидронасоса ГОТ. Задача ГОТ — точное позиционирование точки *X*, принадлежащей линии *AB*, на регулировочной характеристике, соответствующей положению ППТ, например на характеристике *2* (см. рис. 5). Из основного уравнения (14), связывающего давление в ГОТ и момент на валу ДВС, применимого и к насосу ГОТ, следует, что даже при постоянном давлении можно получить момент изменением только параметра $u_н$, а если изменять и давление, то можно получить любой момент при определенном отношении p и $u_н$. Следовательно, удерживать момент на валу ДВС на линии *AB* можно при любых ситуациях движения.

Если на хорошей дороге с минимальным сопротивлением ($\varphi = 0{,}06$) водитель увеличивает скорость движения только подачей топлива, то установившийся режим работы двигателя сдвигается строго вправо, отклоняясь от линии *AB* (см. рис. 6). Совместное же регулирование ДВС и ГОТ позволяет удерживать режим работы двигателя на линии *AB*.

Важно перестроить мышление водителя с задания скорости движения на задание мощности движения. Линия *AB* соответствует самым экономичным, но разным по мощности режимам работы двигателя. Автоматическая трансмиссия позволяет оптимально разложить мощность на ее составляющие — момент и скорость, и получить наиболее эффективный по энергозатратам режим работы двигателя.

Структурная схема АС интеллектуальной трансмиссии, реализующей эту возможность, приведена на рис. 7, где В — водитель; РХ — регуляторная характеристика, отрабатываемая центробежным регулятором прямого действия с жесткой обратной связью; a, b — коэффициенты РХ, зависящие от положения ППТ; a_{AB}, b_{AB} — коэффициенты экономичной характеристики ДВС, неизменные для выбранного двигателя и независящие от водителя; $M_д$ и $M_{дAB}$ — моменты двигателя, соответствующие регуляторной и экономичной характеристикам; $K_р$ — коэффициент передачи редуктора; $u_{м1}$ и $u_{м2}$ — параметры регулирования гидромоторов, формируемые согласно рис. 2; $W_p(s)$ — передаточная функция, формирующая давление по сумме расходов рабочей жидкости всеми источниками и потребителями магистрали высокого давления ГОП; $\Delta Q_н$, $\Delta Q_м$ и $\Delta M_н$, $\Delta M_м$ — соответственно объемные и механические потери насоса и моторов. Остальные обозначения раскрыты в тексте и формулах (1)—(12).

Автоматическая система позволяет удерживать режим работы двигателя в точке *X* (см. рис. 5) и одновременно преодолевать повышенное сопротивление движению. В ГОТ это реализовано с помощью "АС класса мощность" [11], в данном прикладном случае переменную мощность, задаваемую водителем. Отметим, что отсутствие АС при изменении внешней нагрузки неизбежно ведет к отклонению режима работы двигателя от оптимальной топливной характеристики *AB* (см. рис. 6) и увеличению расхода топлива.

На рис. 8 приведены зависимости давления и параметра регулирования насоса от времени при скачкообразном изменении сопротивления движению в момент $t = 20$ с, к этому времени машина разгонялась в течение 8 с, а далее в течение 8÷20 с двигалась равномерно. При мгновенном увеличении сопротивления движению в 2 раза наклонная шайба насоса ГОТ уменьшает подачу то-

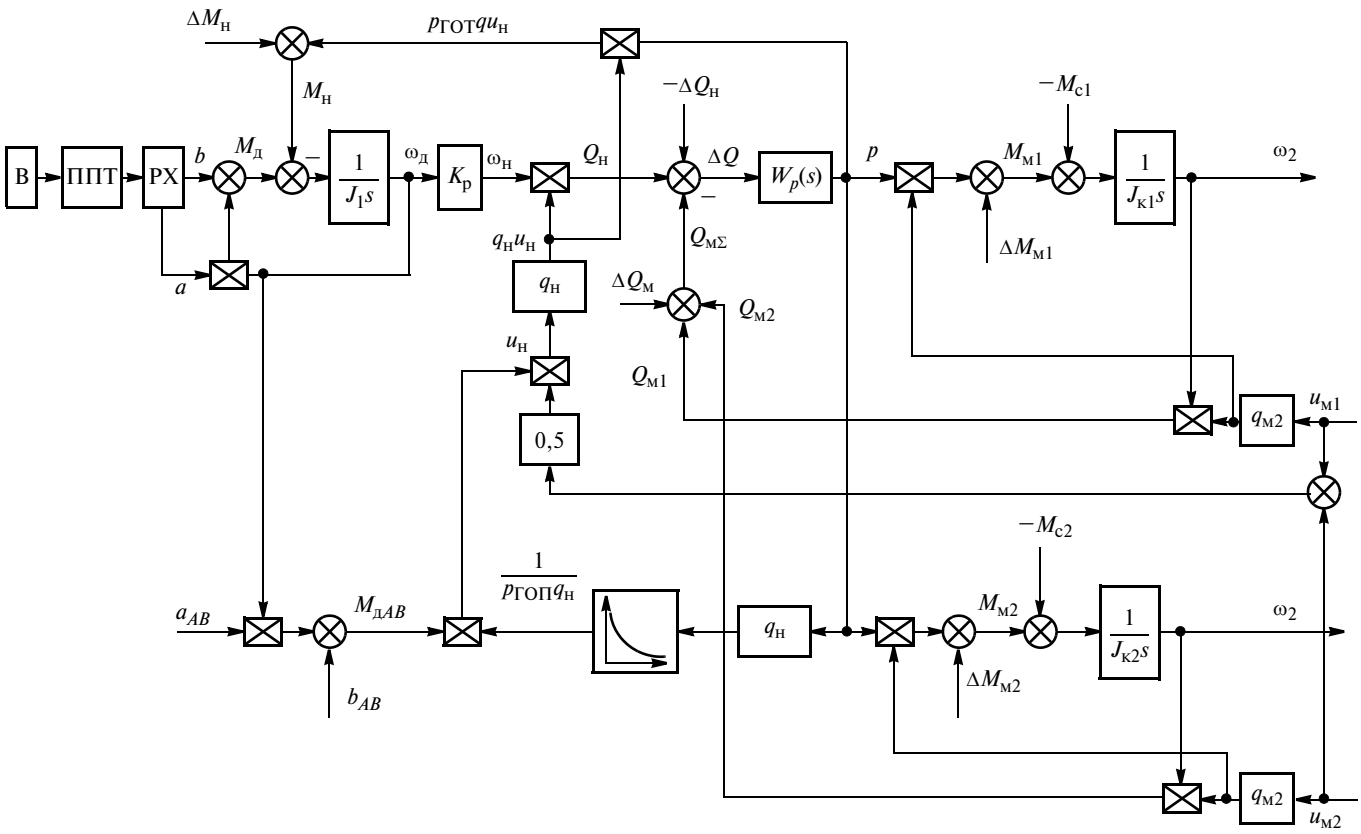


Рис. 7. Структурная схема АС интеллектуальной трансмиссии

плива и поддерживает прежнее давление. Двигатель продолжает работать в режиме, соответствующем той же точке характеристики. С момента $t = 20$ с давление ГОТ повышается, а подача насоса уменьшается. Через 10 с после скачка сопротивления устанавливается $u_н = 0{,}6$, что соответствует реальному процессу и подтверждает работоспособность алгоритма, заложенного в АС. Разгон машины осуществляется при одновременном автоматическом регулировании ППТ ДВС и параметра $u_н$ ГОТ (см. рис. 7); задающим воздействием является положение ППТ, изменяемое водителем.

На рис. 9 приведены результаты моделирования разгона автомобиля при постоянном сопротивлении дороги. Следует обратить внимание на изменение момента $M_д$ (см. рис. 9, *а*, линия *1*) при разгоне в первые 7 с, когда увеличивается параметр α положения ППТ (см. рис. 9, *д*). Режим работы двигателя неизбежно отклоняется от желаемой характеристики *AB* (см. рис. 6), а в период $t = 7 \div 20$ с разгон машины продолжается, но без разгона самого двигателя, только в результате увеличения подачи насоса ГОП: режим работы двигателя стабильно соответствует одной точке характеристики *AB*. В результате увеличения сопротивления движению после $t = 20$ с подача насоса автоматически уменьшается и снижается скорость машины, а режим работы двигателя продолжает соответствовать той же точке экономичной характеристики.

Авторы статьи пришли к выводу, что АС действительно успешно поддерживает мощность ДВС, если водитель не изменяет режим его работы. При разгоне автомобиля путем регулирования его скорости, последний неизбежно стремится к корректорной характеристике, а степень приближения момента ДВС к ней зависит от быстроты нажатия на ППТ и момента инерции присоединенных к двигателю масс. С другой стороны, слишком резкое нажатие на ППТ приводит к срыву грунта и пробуксовыванию, и по этой причине ДВС может не выйти на корректорную характеристику. Что касается по-

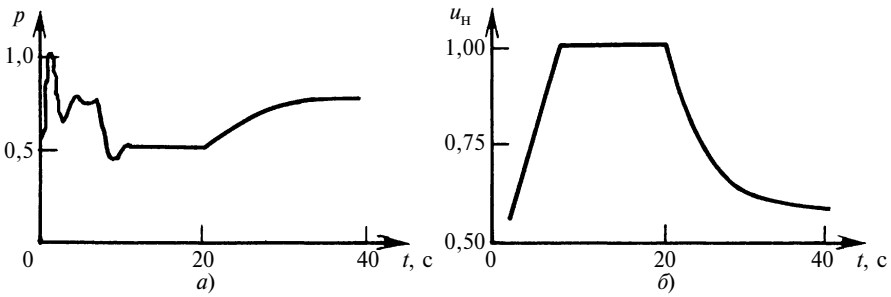


Рис. 8. Изменение относительного давления (*а*) и параметра регулирования насоса (*б*) при скачкообразном изменении сопротивления

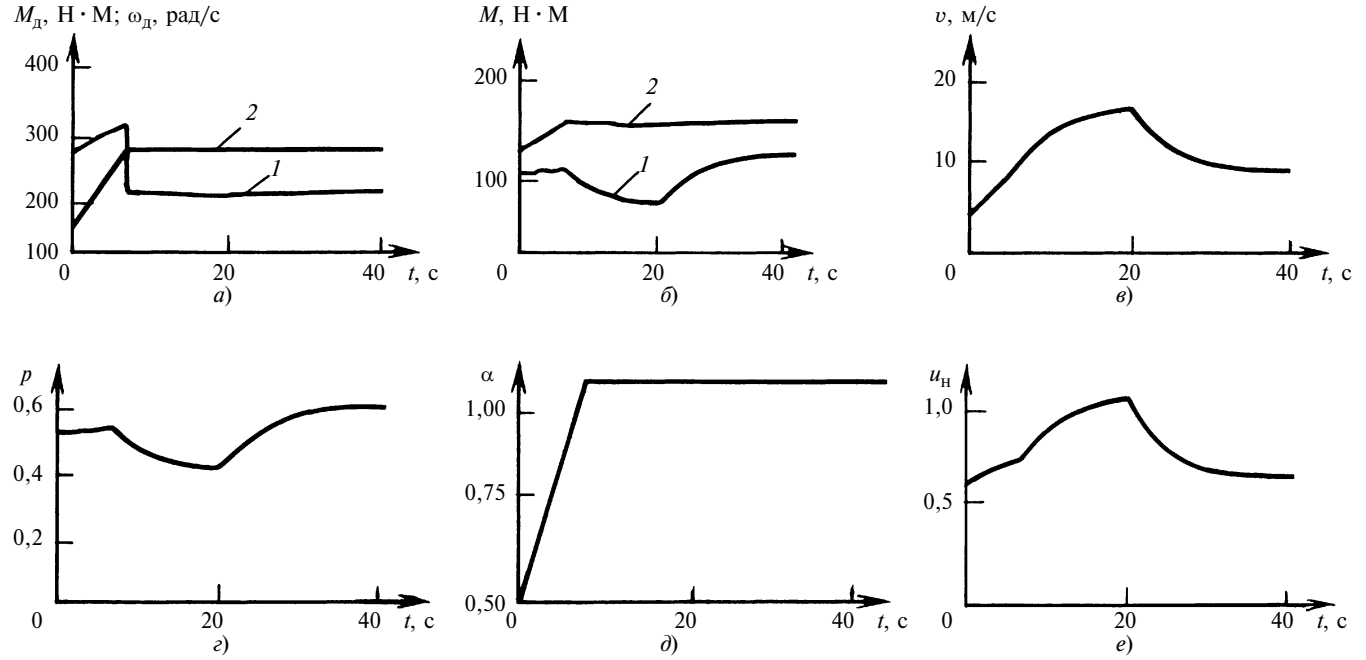


Рис. 9. Результаты моделирования разгона автомобиля при постоянном сопротивлении дороги движению:
а — изменения момента двигателя (*1*) и частоты вращения вала ДВС (*2*); *б* — изменения моментов (*1*) на моторах и момента (*2*) на насосе ГОТ; *в* — изменение скорости машины; *г* — изменение относительного давления ГОТ; *д* — изменение параметра α регулирования ППТ; *е* — изменение параметра регулирования насоса (положения ППТ)

вышения давления в ГОТ при разгоне автомобиля, то оно полностью зависит от момента инерции мотора ГОП и присоединенных к нему масс, включая массу самой машины, и мало зависит от быстроты перемещения ППТ.

Таким образом, изменение параметра $u_н$ за первые 20 с разгона автомобиля делится на две принципиальные части:

1) за первые 7 с разгона наблюдаются увеличение подачи топлива и скачок момента $M_д$ на величину $\Delta M = J_{дв}\dfrac{d\omega_{дв}}{dt}$, далее возврат на характеристику *AB* минимального расхода топлива и продолжение разгона в результате автоматического увеличения подачи насоса ГОТ по датчику давления (классическая система класса "мощность") при постоянном режиме работы ДВС;

2) изменение параметра $u_н$ наблюдается при $t = 7 \div 20$ с — уменьшение давления ГОТ (см. рис. 9, *г*) и установление равновесного положения при новой скорости, заданной ППТ. После этого смоделировано увеличение сопротивления. Поскольку положение ППТ теперь неизменно, АС поддерживает постоянную мощность ДВС, причем по логике разработанного алгоритма — при минимальном расходе топлива. В целом же разработанный алгоритм работает успешно и обеспечивает новые, ранее не возможные для машины свойства.

Оценим расход топлива на примере автомобильного четырехтактного дизеля 8ЧН 13/14 (ЯМЗ-238Н). Исходные данные взяты из работы [11, с. 255] (см. рис. 6, линия *AB*). Для оценки эффективности работы двигателя на этой характеристике достаточно сравнить три точки. За исходную точку возьмем точку 220 г/(кВт · ч). Переход на режим работы, соответствующий точке 215, означает снижение мощности ДВС со 165 до 125 кВт. Аналогичный по величине переход на меньшую мощность из точки 220 строго вниз в точку 223 (см. рис. 6) осуществляется с помощью обычного всережимного регулятора подачи топлива. Видно, что при регулировании режима работы ДВС традиционным всережимным регулятором при снижении мощности со 165 до 125 кВт расход топлива увеличится на (3/220)100 % = 1,2 %, а при регулировании интеллектуальной трансмиссией — уменьшится на 2,4 %. Суммарный положительный эффект от использования АС составляет 3,6 %.

Управление двигателем с помощью интеллектуальной трансмиссии дает положительный эффект и с точки зрения расхода топлива.

Таким образом, разработан алгоритм работы комплексной АС управления интеллектуальной бесступенчатой трансмиссией, обеспечивающей индивидуальное распределение крутящего момента между ведущими колесами автомобиля при попадании каждого из них в разные условия движения, одновременное управление ППТ и передаточным отношением трансмиссии, работу ДВС на экономичной характеристике при любом постоянном положении ППТ, более динамичный и экономичный разгон автомобиля.

Требуют решения вопросы, связанные с поворотом колесной машины с использованием разных способов обеспечения требуемой скорости движения машины путем регулирования не только насосов, но и моторов, а также с применением разработанных алгоритмов управления бесступенчатой трансмиссией для электрических приводов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Платонов В. Ф.** Полноприводные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 312 с.

2. **Шарипов В. М.** Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.

3. **Петров С. Е.** Оценка эффективности использования гидрообъемной трансмиссии на автомобильном транспорте // Матер. 65-й Междунар. науч.-техн. конф. ассоциации автомобильных инженеров "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров" и Междунар. науч. симпозиума "Автомобилестроение — 2009". М.: МГТУ "МАМИ", 2009. Кн. 1. С. 246—254.

4. **Эйдман А. А.** Повышение проходимости полноприводного автомобиля за счет реализации максимальной силы тяги колесного движителя с помощью гидрообъемного силового привода колес: Дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2006. 179 с.

5. **Шухман С. Б., Соловьёв В. И., Прочко Е. И.** Повышение КПД полнопоточной гидрообъемной трансмиссии за счет комбинированного способа регулирования гидромашин // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 27—32.

6. **Корректирующие** алгоритмы для системы управления гидрообъемной трансмиссией полноприводного автотранспортного средства при прямолинейном его движении / С. В. Бахмутов, С. Б. Шухман, Р. Х. Курмаев, А. В. Лепешкин // Автомобильная промышленность. 2010. № 1. С. 14—18.

7. **Шухман С. Б., Соловьёв В. И., Эйдман А. А.** Применение регулируемой трансмиссии в полноприводном автомобиле // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2005. № 4 (61). С. 72—80.

8. **http://www.bmw-axsel.ru/page/1498/.**

9. **Кондаков С. В.** Повышение подвижности быстроходной гусеничной машины путем автоматизации системы управления криволинейным движением: монография. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2009. 108 с.

10. **Двигатели** внутреннего сгорания: Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина. М.: Машиностроение, 1983. 372 с

11. **Петров В. А.** Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. М.: Машиностроение, 1986. 248 с.

УДК [621.01:624.04:658].001.57

В. И. КЫЧКИН, канд. техн. наук (Пермский национальный исследовательский политехнический университет),
Л. А. РЫБИНСКАЯ (ООО "Полицвет-сервис", г. Пермь), e-mail: letoinf@gmail.com

Расчет остаточного ресурса металлоконструкции грузоподъемных машин с учетом уровня риска назначения эксплуатационных показателей

Разработан метод расчета остаточного ресурса металлоконструкции стрелы краноманипуляторной установки с учетом условного риска назначения эксплуатационных показателей.

Ключевые слова: ресурс, напряженное состояние, трещина, плотность вероятности, доверительный интервал, условный риск.

The analysis method of residual service life of crane manipulator equipment gibbet metal ware taking into account conditional risks of performance criteria assignment is developed.

Keywords: service life, stressed state, crack, probability density, confidence interval, conditional risk.

Практическая реализация требований, установленных в технических регламентах "О безопасности машин и оборудования" и других нормативных документах [1—7] в целях выполнения Федерального закона "О техническом регулировании" (№ 184-ФЗ от 27.12.2002), свидетельствует об исключительной актуальности вопросов определения и увеличения ресурсов машин и механизмов [8]. Оптимальная совокупность требований к эксплуатации изделия закладывается уже на этапе проектирования и обеспечивается при его эксплуатации. При этом определение допустимого остаточного срока эксплуатации (ДОСЭ) изделия носит характер прогнозирования, что обусловлено оценкой степени риска его назначения [9].

Определение остаточного ресурса металлоконструкции машин и оборудования основывается на данных о текущем состоянии объекта и реализуемых режимах его работы. На этапе проектирования ресурс изделия устанавливают на основе расчетных схем, статистических данных по используемым материалам с учетом нагрузок и латентных требований рынка.

Безопасное функционирование сложной технической системы обеспечивается правильным назначением ресурсов ее составляющих. Изготовитель, являясь гарантом безопасности эксплуатации изделия, должен оценивать степень риска при назначении его ресурса, который он может установить сам расчетным или экспериментальным путем, а также по данным эксплуатации аналогичных

Рис. 1. Краноманипуляторная установка бортового автомобиля

изделий, или воспользоваться услугами экспертов. На основе этого с учетом экономической целесообразности определяют границы условий применения данной машины (механизма) и необходимые меры по обеспечению безопасности ее эксплуатации. Нормативная документация по проектным работам, изготовлению, испытаниям и эксплуатации грузоподъемных машин [10, 11], соответствующая международным стандартам, указывает на необходимость повышения качества мониторинга рисков по поступающей информации о техническом состоянии изделий и базовых показателях их эксплуатации [12].

При определении остаточного ресурса грузоподъемной машины важны конкретизация оборудования, идентификация и ранжирование опасных зон металлоконструкций и области применения изделия.

Цель данной работы — обосновать точность расчета напряженно-деформированных состояний (НДС) опасных зон металлоконструкции краноманипуляторной установки (КМУ), используя статистический метод при оценке ее остаточного ресурса; определить условный риск как нежелательное событие при назначении остаточного ресурса КМУ на основе модели его нагружения. В качестве объекта моделирования принят расчет остаточного ресурса металлоконструкции КМУ на этапе проектирования с учетом неопределенности степени риска потребителя.

Мобильность и универсальность КМУ для бортовых автомобилей (рис. 1) обусловили их широкое применение при строительных, транспортных и дорожных работах. Такая востребованность активизировала производство КМУ различными фирмами и сервисными центрами. Гарантом безопасной эксплуатации технического устройства и, в частности, автотранспортного средства (АТС) является сертификация на его производство, которую осуществляет Ростехнадзор. Сертификация АТС значительно снижает степень риска, обусловленного вероятностью возникновения аварийной ситуации при его эксплуатации [13], что не менее важно для потребителя, чем стоимость и производительность АТС [14].

Достоверность определения степени риска можно обеспечить только статистическим анализом [15]. Однако на сегодняшний день эксплуатация КМУ еще не достигла объемов, которые позволили бы при оценке риска назначения остаточного ресурса применять статистические данные. Кроме того, необходимо учитывать, что при эксплуатации КМУ с различными бортовыми машинами степень риска назначения его остаточного ресурса должна быть одинаковой. На практике же эксплуатационные показатели техники зависят от множества факторов: условий эксплуатации, значимости объекта, расходов на техническое обслуживание и ремонт. Поэтому прогнозирование ресурса устройства и оценка риска становятся для каждой конструкции и конкретного опасного участка индивидуальными задачами, что существенно усложняет их решение и повышает степень неопределенности.

Для каждого элемента машины следует определить возможные последствия при разных нагружениях. В общем виде суммарный риск можно определить как $R = \sum_{i=1}^{n} R_i$, где $R_i = \sum_{j=1}^{M_i} r_{ij}$ — риск реализации j-го опасного состояния i-й расчетной зоны металлоконструкции ($j = \overline{1, M_i}$, M_i — число опасных состояний); n — число расчетных зон.

Расчетный ресурс КМУ и возникающие при этом риски будем оценивать по двум составляющим: формируемым (проектирование) и эксплуатационным факторам.

Сначала определим показатели НДС расчетного участка металлоконструкции. В качестве предельного состояния принимаем невозникновение лавинообразного развития трещины. Размер трещины определим при однократном нагружении, в условиях эксплуатации при низких температурах, для которого характерно наиболее неблагоприятное сочетание нагрузок, требующее расчетного определения максимального номинального напряжения в рассматриваемом элементе без учета трещины [15].

Для КМУ в металлических конструкциях телескопических коробчатых стрел наиболее вероятными местами появления трещин являются участки крепления стрелы к платформе и крепления проушины стрелы и кронштейна гидроцилиндра подъема стрелы к гидроманипулятору подъема стрелы (рис. 2).

Для определения НДС расчетного участка использовали конечно-элементный пакет программ COSMOSWorks, который обеспечивает наглядность результатов [16]. Для повышения точности модели-

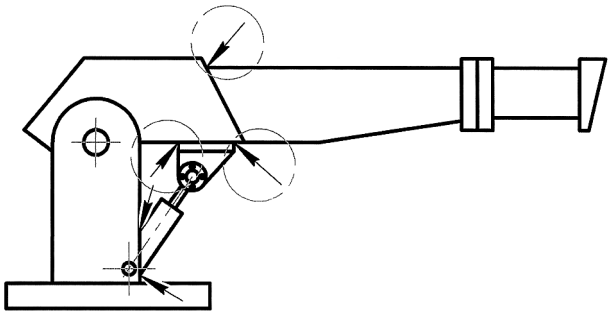


Рис. 2. Характерные места (показаны стрелками) повреждений металлоконструкции стрелы КМУ

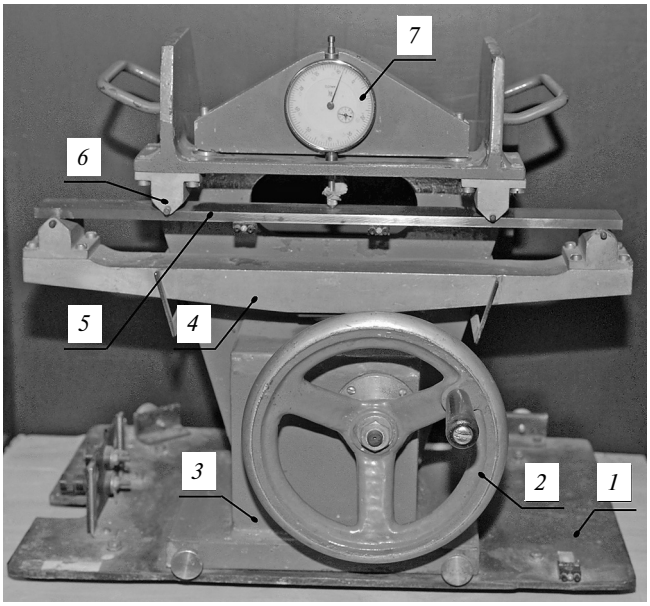


Рис. 3. Экспериментальная установка:
1 — основание; *2* — нагрузочное устройство; *3* — корпус; *4* — траверса; *5* — тарировочная балка; *6* — опора; *7* — индикатор часового типа

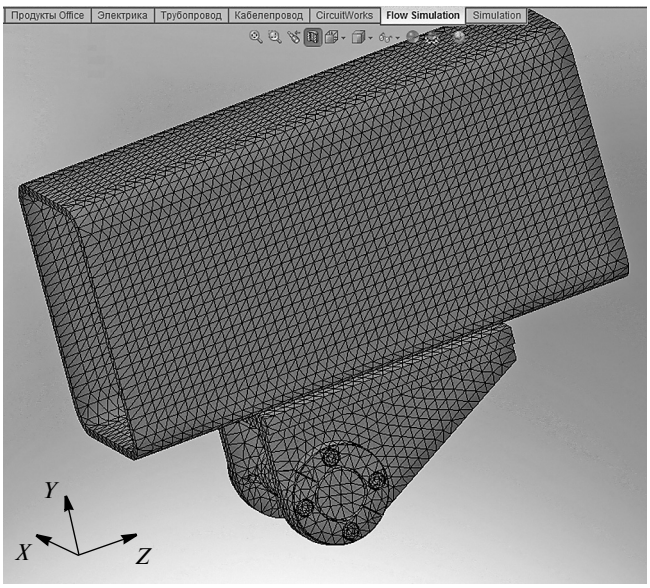


Рис. 4. Конечно-элементная модель расчетного участка

рования выполним тестовые расчеты для изгибаемой балки 362×30×6 мм в условиях чистого изгиба. Результаты расчетов сопоставимы с данными, полученными на экспериментальной установке (рис. 3). Прогиб f балки определяли индикатором ИЧ (ГОСТ 577—68) с ценой деления 0,01 мм. Приняты конечные элементы (КЭ) — тетраэдры с гранями, аппроксимируемые параболическими функциями координат.

Степени нагружения, определяемые напряжением $\sigma_{из}$ и прогибом f для тестовой задачи и полученные методом Мора и методом конечных элементов (МКЭ), приведены в табл. 1. В качестве критериальной эквивалентной величины для оценки НДС балки использовали эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{von Mises}}$ по Мизесу.

Размер сетки конечных элементов (КЭ) установлен тестовой задачей и принят при анализе НДС расчетного участка КМУ. Для этого к выбранным сечениям коробчатой конструкции прикладывали силы и моменты, соответствующие нагрузкам на крюке крана и опорным реакциям в местах крепления конструкции при подъеме/опускании стрелы гидроманипулятора. Таким образом, была получена модель расчетной зоны (рис. 4), результаты расчета напряжений в зоне нагружения стрелы приведены на рис. 5 (см. обложку).

Очевидно, что при недостаточном числе экспериментов нельзя выявить влияние того или иного фактора на развитие трещины до критического значения. Поэтому на данном этапе более эффективно детерминированное решение задачи.

Остаточный ресурс определяем по выражению [15]:

$$z_a = \frac{\gamma_{dN}(\gamma_n \gamma_{m*\Delta K_*})^q}{(0{,}5q-1)\xi_{ea} v_* (\xi_K \Delta\sigma_1 \sqrt{\pi})^q} \times \left[\frac{1}{a_{\max}^{0{,}5q-1}} - \frac{1}{a_{\text{кр}}^{0{,}5q-1}}\right]. \quad (1)$$

Здесь $\Delta K_* = (0{,}05\sigma_{\text{в}} - 9)$; $\xi_{ea} = \sum_i \left\{ \mu_j \sum_i \left(\frac{\Delta\sigma_{ij}}{\Delta\sigma_1} \right)^q \right\}$ — коэффициент циклического нагружения, где i и j — индексы нагружения; $v_* = 10^{-7}$ м/цикл; ξ_K — ко-

Таблица 1

Результаты тестовых расчетов

Степень нагружения	Метод Мора		МКЭ	
	$\sigma_{из}$, Н/мм^2	f, мм	$\sigma_{из}$, Н/мм^2	f, мм
1	1,55	0,0246	1,548	0,0245
2	3,10	0,0493	3,097	0,0493
3	4,65	0,0740	4,647	0,0738
4	6,20	0,0987	6,197	0,0985

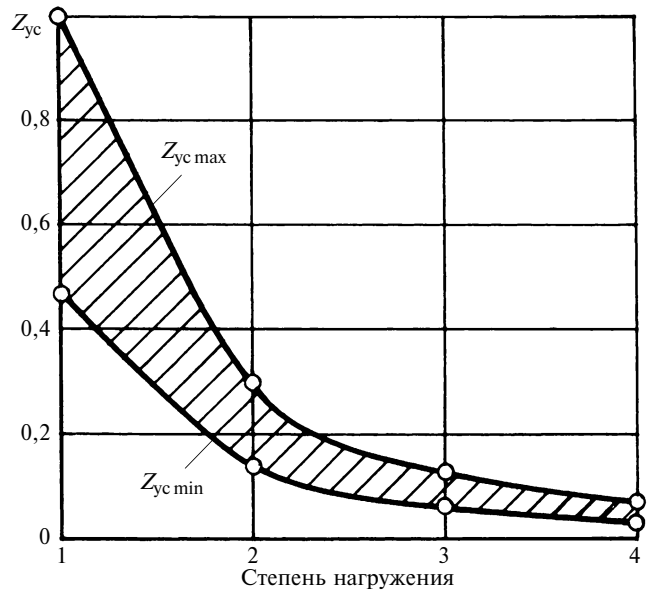


Рис. 6. Зависимости изменения относительного остаточного ресурса $Z_{ус}$ от степени нагружения

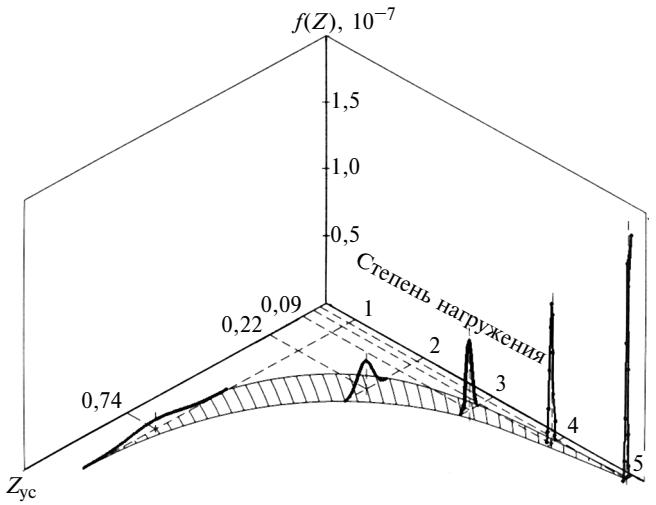


Рис. 7. Функции вероятности распределения относительного остаточного ресурса $Z_{ус}$ узла КМУ от степени нагружения

эффициент K-тарировки; $\Delta\sigma_1 = \sigma_{max} - \sigma_{min}$ — амплитуда напряжений при степени нагружения 1 (см. табл. 1; рис. 6); a_{max} — наибольший размер трещины; $a_{кр} = \alpha_{c2}B$ — критический размер трещины (начинается лавинообразное разрушение), где B — ширина балки; $\alpha_{c2} = \dfrac{0{,}65}{\pi}\left(\dfrac{\gamma_n\gamma_{dc}K_{кр}}{\sigma_{nc}\sqrt{B}}\right)^2$ (σ_{nc} — напряжение по n уровням нагрузки с учетом коэффициента γ_{dc} нагрузки, $K_{кр}$ — критическое значение коэффициента интенсивности напряжений (КИН) [17]; $\gamma_n = 0{,}85\div0{,}95$ — коэффициент надежности, учитывающий назначение конструкции; $\gamma_{dN} = 0{,}6\div0{,}95$ — коэффициент надежности методики расчета; $\gamma_{m*} = 0{,}95\div1{,}00$ — коэффициент для нижней границы разброса значений параметра, определяющих КИН; $q = 3{,}0\div3{,}5$ — коэффициент, соответствующий углу наклона усталостной кривой для сварных швов; $\xi_{ea} = 1{,}5\div4{,}0$ — коэффициент циклического нагружения; $\gamma_{dc} = 0{,}75\div0{,}9$ — коэффициент надежности расчета нормальных напряжений (коэффициент нагрузки) [15].

Параметры конструкции соответствуют КМУ PC-1500 Compact (Австрия). Для расчетного участка КМУ на рис. 6 приведены зависимости изменения относительного остаточного ресурса, определяемого отношением текущего ресурса к его максимальному значению: $Z_{ус} = Z_{a\,т}/Z_{d\,max}$, от степени нагружения (см. табл. 1).

По максимальным и минимальным значениям $Z_{ус}$ при разной степени нагружения представим относительный остаточный ресурс как случайную величину с нормальным законом распределения, являющимся предельным законом, к которому относится и закон развития трещины в металлоконструкциях [17].

Плотность распределения случайной величины Z_a определяем по формуле

$$f(Z_a) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\,e^{-\frac{(Z_a - m)^2}{2\sigma^2}}, \qquad (2)$$

где σ и m — соответственно квадратическое отклонение и математическое ожидание случайной величины Z_a, которые определены по правилу "трех сигм" [18].

Расчет по формуле (2) показал, что при увеличении напряжений в конструкции снижается остаточный ресурс, а следовательно, и дисперсии. Функции вероятности распределения значений относительного остаточного ресурса $Z_{ус}$ для расчетного участка стрелы КМУ в зависимости от степени нагружения приведены на рис. 7.

Далее количественно оценим степень риска назначения остаточного ресурса металлоконструкции КМУ. Рассмотрим определение условного риска, имея функции вероятности распределения значений остаточного ресурса при различных нагружениях. Для этого принимаем доверительный интервал и переходим к определению признаков различия между доверительными интервалами при одинаковой доверительной вероятности во всех рассматриваемых вариантах НДС исследуемого участка КМУ.

Конструируем показатель условного риска, зависящий от НДС и доверительных вероятностей остаточного ресурса, инвариантных к параметрам НДС и остаточного ресурса, который изменяется от 0 до 1.

Доверительные интервалы для множества возможных нагрузок расчетного участка КМУ опреде-

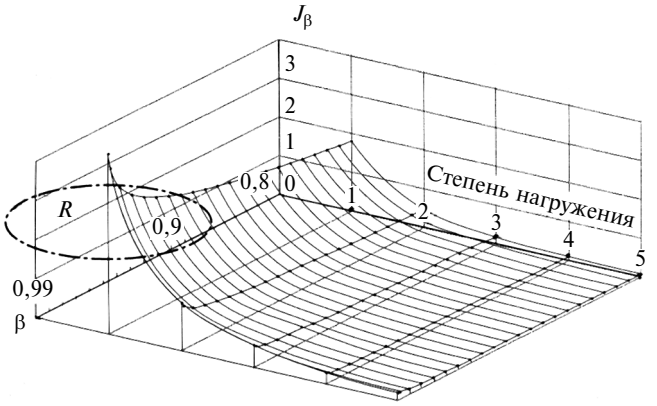


Рис. 8. Поверхность отклика изменения рассматриваемых параметров

ляем по статистическим таблицам нормального закона распределения случайной величины [19]. Для установления связи между состоянием металлоконструкции (НДС) и доверительными интервалами остаточного ресурса определяем поверхность отклика изменения параметров (рис. 8): J_β — доверительного интервала, β — доверительной вероятности и степени нагружения. Область R — зона низких напряжений и высоких доверительных интервалов остаточного ресурса. Относительно этой зоны и будем определять степень условного риска расчетов остаточного ресурса. Тогда построим матрицу решений в соответствии с правилом оценки риска по критерию Сэвиджа [20] с указанием наибольших разностей $\Delta J_{\beta jk}$ между максимальным значением $\max\limits_j J_{\beta jk}$ (j — степень нагружения расчетной зоны) и элементом строки матрицы (табл. 2).

Варианты решения находим по выражению:

$$Z_0 = \left\{ Z_{j0}\big|_{Z_{j0} \in Z \wedge J_{\beta j0}} = \max_j J_{\beta jk} \right\}.$$

Оценочная функция имеет вид: $J_\beta = \min\limits_j J_{\beta jr} = \min\limits_j [\max\limits_k (\max\limits_j J_{\beta jk} - J_{\beta jk})]$.

Величину условного риска представим как

$$r_{\text{пр}} = \frac{\Delta J^{\text{т}}_{\beta jk} - \Delta J^{\min}_{\beta jk}}{\Delta J^{\max}_{\beta jk} - \Delta J^{\min}_{\beta jk}}, \qquad (3)$$

где $\Delta J^{\text{т}}_{\beta jk}$ — текущая разность.

Максимальное приближение к зоне R повышает риск назначения остаточного ресурса.

Риск потребителя построим на модели остаточного ресурса КМУ для периода его эксплуатации без учета сервисного сопровождения, так как для потребителя важна высокая эффективность использования устройств, а для этого надо минимизировать потери и повысить доходы от эксплуатации. Это определяют такие показатели, как ожидаемый доход и риск потребителя. Последний будем считать склонным к риску. Представим расчетные параметры (математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение относительного остаточного ресурса) в форме матрицы (табл. 3), где значения функции имеют вид [21]: $f(\sigma;\ \overline{m}) = \overline{m} + k\sigma^2$, здесь коэффициент k определяется из условия эквивалентности принятия решения: $f_i(\sigma;\ \overline{m}) = f_j(\sigma;\ \overline{m})$ (i и j соответствуют функциям, которым придается формальная эквивалентность). Таким образом, установлен показатель q достижения максимального дохода от эксплуатации КМУ:

$$q = \frac{f^{\text{т}}(\sigma, \overline{m}) - f^{\min}(\sigma, \overline{m})}{f^{\max}(\sigma, \overline{m}) - f^{\min}(\sigma, \overline{m})}. \qquad (4)$$

Условный риск определяет выражение $r_{\text{пот}} = 1 - q$.

Результаты расчетов условных рисков производителя и потребителя по формулам соответственно (3) и (4) при β = 0,99 и выборке $n > 120$ в зависимости от степени нагружения металлоконструкции КМУ приведены на рис. 9. Их анализ показал, что риски производителя и потребителя имеют зону сбалансированных значений. При увеличении нагрузок риск производителя снижается, но при этом снижается остаточный ресурс КМУ и для безопасной эксплуатации устройства необходимо повышать точность определения НДС. Условный риск потребителя в этом случае возрастает, достигая предельных значений, что обусловливает необходимость тщательного мониторинга и диагностирования изделия, а также уменьшения остаточного

Таблица 2

Матрица решений

Уровень НДС	Доверительная вероятность				Наибольшая разность $\Delta J_{\beta jk}$
	β_1	β_2		β_k	
$\overline{\sigma}_1$	$J_{\beta 11}$	$J_{\beta 12}$	...	$J_{\beta 1k}$	$\Delta J_{\beta 1k}$
$\overline{\sigma}_2$	$J_{\beta 21}$	$J_{\beta 22}$		$J_{\beta 2k}$	$\Delta J_{\beta 2k}$
⋮					
$\overline{\sigma}_j$	$J_{\beta j1}$	$J_{\beta j2}$	...	$J_{\beta jk}$	$\Delta J_{\beta jk}$

Таблица 3

Значения функций выбора

Степень нагружения	σ	$\overline{m}$	$f(\sigma;\ m)$
1	σ_1	$\overline{m}_1$	f_1
2	σ_2	$\overline{m}_2$	f_2
3	σ_3	$\overline{m}_3$	f_3
⋮	⋮	⋮	⋮
n	σ_n	$\overline{m}_n$	f_n

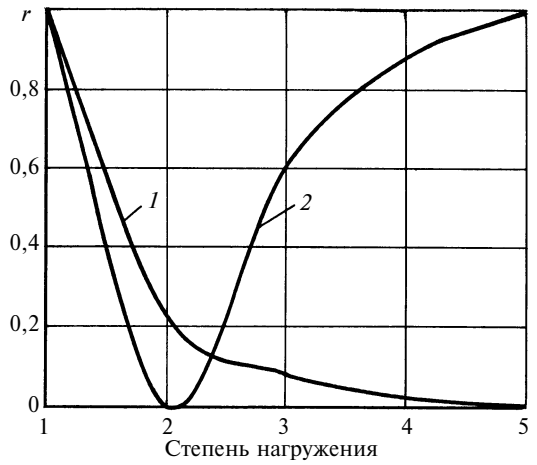


Рис. 9. Зависимости условных рисков *r* производителя (*1*) и потребителя (*2*) от степени нагружения КМУ

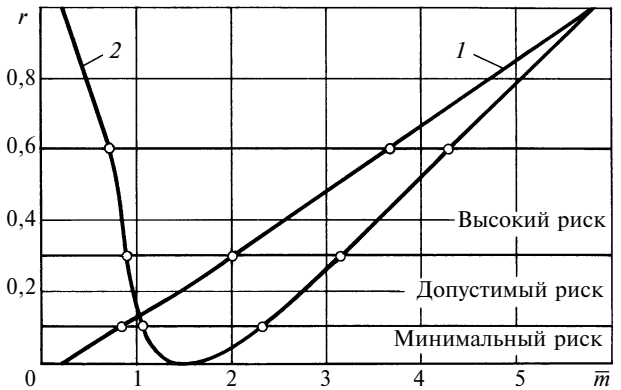


Рис. 10. Зависимости расчетных условных рисков *r* производителя (*1*) и потребителя (*2*) от математического ожидания $\bar{m}$ относительного остаточного ресурса

ресурса КМУ по данным о состоянии рассматриваемого участка.

На рис. 10 приведены расчетные зависимости условных рисков производителя и потребителя от математического ожидания относительного остаточного ресурса.

Таким образом, предложенный метод позволяет на этапе проектирования оценить остаточный ресурс опасного участка с учетом риска его назначения и тем самым повысить безопасность эксплуатации устройства. Ресурс металлоконструкции рассчитывается по критерию трещиностойкости при нестационарном циклическом нагружении. Расчет условных рисков не заменяет систему контроля безопасности устройства.

Данный комплексный подход — определение рисков назначения остаточных ресурсов с учетом механизмов отказов, расчет НДС, применение вероятностных методов и экспертных оценок, можно использовать для различных изделий машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ Р 27.004—2009.** Надежность в технике. Модели отказов. М: Стандартинформ, 2010. 17 с.
2. **ГОСТ Р 51901.1—2002.** Менеджмент риска. Анализ риска технологических систем. М.: Госстандарт РФ, 2002. 46 с.
3. **ГОСТ Р 51344—99.** Безопасность машин. Принципы оценки и определения риска. М.: ЭНИМС, 2000. 14 с.
4. **РД 10-11—96.** Методические указания по обследованию грузоподъемных машин с истекшим сроком службы. Ч. 1. Общие положения. М.: Госгортехнадзор России, 1996. 12 с.
5. **ГОСТ Р 51901—2002.** Управление надежностью. Анализ риска технологических систем. М.: Госстандарт РФ, 2003. 16 с.
6. **ГОСТ Р 53006—2008.** Техническая диагностика. Оценка ресурса потенциально опасных объектов промышленности и транспорта на основе экспресс-методов. Общие требования. М.: Стандартинформ, 2009. 16 с.
7. **РД 10-112-2—09.** Методические рекомендации по экспертному обследованию грузоподъемных машин. Ч. 2. Краны стреловые общего назначения и краны-манипуляторы грузоподъемные. М.: НИИкраностроения, 2009. 120 с.
8. **Клюев В. В., Фурсов А. С., Филинов М. В.** Подходы к построению систем оценки остаточного ресурса технических объектов // Контроль. Диагностика. 2007. № 3. С. 19—23.
9. **Болотин В. В.** Прогнозирование и нормирование ресурса машин // Сборка в машиностроении. Приборостроение. 2009. № 7. С. 3—10.
10. **Гехт А. Х., Прикащиков Р. Г.** Нормативная документация по вопросам производства, эксплуатации и ремонта грузоподъемных кранов // Строительные и дорожные машины. 2011. № 12. С. 24—27.
11. **Гехт А. Х., Прикащиков Р. Г.** Нормативная документация по вопросам производства, эксплуатации и ремонта грузоподъемных кранов // Строительные и дорожные машины. 2012. № 1. С. 19—22.
12. **Махутов Н. А.** Диагностика материалов и состояния конструкций в задачах мониторинга рисков // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2011. № 12. Т. 77. С. 3, 4.
13. **Слобожанинов В. В.** Как выбрать гидроманипулятор? // Лесной Урал. 2006. № 3 (23). С. 12.
14. **Щёткин Р. В.** Основные проблемы сертификации автомобильных кранов-манипуляторов и пути их решения при организации серийного производства // Вестник Пермского гос. тех. ун-та. 2010. № 2. С. 46—60.
15. **Соколов С. А.** Металлические конструкции подъемно-транспортных машин: Уч. пособ. СПб.: Политехника, 2005. 423 с.
16. **Овчинников И. Г., Овчинников И. И.** Особенности применения компьютерных технологий в современном транспортном строительстве // Новые дороги России: Сб. тр. междунар. конф. Пенза: Пензен. гос. ун-т архитектуры и строительства. С. 378—390.
17. **Прочность** самолета. Методы нормирования расчетных условий прочности самолета / Под ред. акад. А. И. Макаревского. М.: Машиностроение, 1975. 280 с.
18. **Кычкин В. И., Рыбинская Л. А.** Диагностика технического состояния металлоконструкций строительных и дорожных машин. Оценка остаточного ресурса с учетом риска. Пермь: Пермский ГТУ, 2010. 162 с.
19. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Наука, 1964. 576 с.
20. **Щедрин Н. И., Кархов А. Н.** Экономико-математические методы в торговле. М.: Экономика, 1980. 176 с.
21. **Бродецкий Г. И., Гусев Д. А., Елин Е. А.** Управление рисками в логистике. М.: Академия, 2010. 192 с.

УДК. 539. 371.371.001.24

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

Расчет деформаций фрикционного соединения, нагруженного сжимающей силой и произвольной системой моментов[1]

Предложен метод расчета деформаций фрикционного соединения при нагружении сжимающей силой и моментами в трех перпендикулярных плоскостях. Результаты расчета сопоставлены с экспериментальными данными.

Ключевые слова: контактные деформации, ось перекоса, центр вращения.

The analysis method of deformations of friction joint loaded with compressive force and moments at three perpendicular planes is proposed. The analysis results are compared with experimental data.

Keywords: contact deformations, misalignment axis, centre of rotation.

Контактные деформации, возникающие в сопряжениях деталей машин, весьма значительны и в большинстве случаев превалируют над деформациями самих деталей. Соединения деталей в машинах, как правило, нагружены большими моментами, которые вызывают угловые контактные деформации, часто определяющие с учетом соотношения плеч работоспособность машины [1]. Данная работа посвящена расчету линейных и угловых деформаций фрикционных соединений (как наиболее простых).

Рассмотрим фрикционное соединение, образованное упругим телом (образцом) высотой h с плоскопараллельными нижней и верхней поверхностями, лежащим на абсолютно гладком основании. Контактный слой образует шероховатая поверхность тела с номинальной площадью контакта A. Примем, что образец имеет достаточную жесткость на изгиб, поэтому после нагружения его верхняя и нижняя поверхности остаются плоскими.

В общем случае на образец может действовать совокупность сил и моментов. Выбираем правую систему координат, в которой ось x направлена на нас, ось y — вправо, ось z — вверх, при этом начало координат — точка O, совпадает с центром тяжести C поверхности контакта. В данной системе направления положительных сил совпадают с положительными направлениями осей координат, моменты и углы относительно положительного направления соответствующих осей направлены против часовой стрелки.

Образец нагружаем (рис. 1) центрально приложенной сжимающей силой F_z и тремя моментами: M_x, M_y — опрокидывающие, действующие соответственно в плоскостях yOz и xOz; T — вращающий, действующий в плоскости xOy. Тогда в каждой точке контактной поверхности действует давление $p(x, y)$, которое принимаем постоянным по всей высоте образца. Под данной нагрузкой образец и контактный слой сжимаются [2]. Сжатие образца можно представить как $\delta_д(x, y) = p(x, y)h/E_1 = k_д p(x, y)$, где $k_д = h/E$ — коэффициент податливости образца; E — модуль упругости материала образца. Сжатие контактного слоя описывается функцией [3] $\delta_к(x, y) = Rac_0\varepsilon[p(x, y)/E]^{0,5} = k_к[p(x, y)]^{0,5}$, где $k_к = Rac_0\varepsilon/E^{0,5}$ — коэффициент податливости контактного слоя; c_0 — коэффициент, учитывающий способы обработки контактирующих поверхностей, повторяемость нагружений и взаимное расположение микронеровностей; ε — коэффициент масштабного фактора, зависящий от волнистости и отклонения формы контактирующей поверхности и увеличивающийся с возрастанием ее размера.

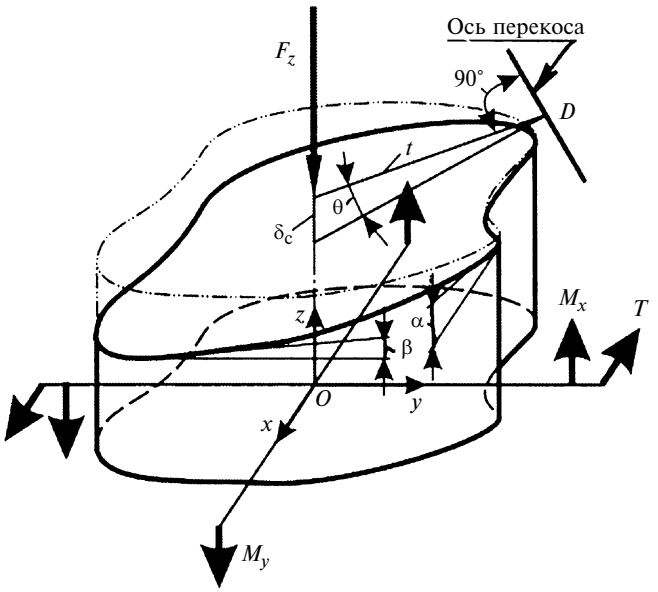


Рис. 1. Расчетная схема нагружения образца силой F_z и моментами M_x, M_y, T

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 12-08-01-047а.

Полное сближение наружной поверхности образца с основанием в каждой точке имеет вид:

$$\delta(x, y) = \delta_д(x, y) + \delta_к(x, y) = \\ = k_д p(x, y) + k_к[p(x, y)]^{0,5}.$$

Решая это уравнение относительно $p(x, y)$, получим распределение давления по стыку:

$$p(x, y) = \{[(k_к^2 + 4k_д\delta(x, y))^{0,5} - k_к]/2k_д\}^2.$$

Полученное уравнение имеет корни при условии $\delta(x, y) > 0$, т. е. при отсутствии раскрытия стыка.

Если верхняя поверхность образца остается плоской, полное сближение в каждой точке $(x; y)$ должно линейно зависеть от координат x и y:

$$\delta(x, y) = \delta_с + \alpha x + \beta y,$$

где $\delta_с = \delta(0, 0)$ — сближение верхней и нижней поверхностей образца в начале координат; α, β — углы перекоса верхней поверхности образца относительно нижней его поверхности вокруг осей y и x (если принять, что нижняя поверхность образца остается горизонтальной).

Уравнения равновесия образца в вертикальных плоскостях имеют вид:

$$\iint_A p(x, y)y\mathrm{d}A + M_x = 0; \quad (1)$$

$$\iint_A p(x, y)x\mathrm{d}A + M_y = 0; \quad (2)$$

$$\iint_A p(x, y)\mathrm{d}A + F_z = 0. \quad (3)$$

Численно решив систему уравнений (1)—(3), получим значения $\delta_с$, α, β.

Проанализируем функцию $\delta(x, y)$ распределения сближения.

Под действием опрокидывающего момента верхняя поверхность образца перекашивается, пересекая плоскость своего ненагруженного положения по прямой — оси перекоса, уравнение которой имеет вид:

$$\delta_с + \alpha x + \beta y = 0.$$

Полный угол θ перекоса, т. е. угол между ненагруженным и нагруженным положениями верхней плоскости, можно определить по формуле $\theta = (\alpha^2 + \beta^2)^{0,5}$.

Положение оси перекоса в плоскости xOy удобно определить, задав на оси точку D — конец вектора t, координаты которой найдем по формулам:

$$x_t = x_D = -\alpha\delta_с/\theta^2;$$

$$y_t = y_D = -\beta\delta_с/\theta^2.$$

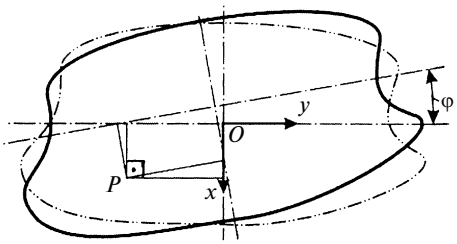


Рис. 2. Схема поворота образца вокруг центра *P* вращения

Расстояние от начала координат до оси перекоса равно длине вектора t и составляет $|t| = \delta_с/\theta$.

Если после нагружения силой F_z и моментами M_x, M_y приложить к образцу в плоскости стыка вращающий момент T, то образец повернется на угол φ вокруг центра вращения P с координатами x_P, y_P. При этом центр вращения (рис. 2) сместится относительно центра тяжести поверхности контакта в сторону большего давления тем существеннее, чем больше значения опрокидывающих моментов.

В предположении, что под действием вращающего момента нижняя поверхность образца не деформируется, касательные смещения δ_τ в каждой точке $(x; y)$ можно определить как $\delta_\tau(x, y) = \varphi r(x, y)$, где $r(x, y)$ — длина радиус-вектора из центра вращения к точке $(x; y)$:

$$r(x; y) = [(x - x_p)^2 + (y - y_p)^2]^{0,5}.$$

Если не происходит локальных проскальзываний, касательные напряжения τ в каждой точке линейно зависят [3] от касательных смещений:

$$\tau(x, y) = -\delta_\tau(x, y)[Ep(x, y)]^{0,5}/(0,5Rac_0\varepsilon) = \\ = -\varphi r(x, y)p(x, y)^{0,5}/(0,5k_k). \quad (4)$$

Касательные напряжения в каждой точке направлены перпендикулярно радиус-вектору из центра поворота. Проекции касательных напряжений на оси координат составят:

$$\tau_x(x, y) = \tau(x, y)(y - y_p)/[r(x, y)] = \\ = \varphi(y_p - y)p(x, y)^{0,5}/(0,5k_к); \quad (5)$$

$$\tau_y(x, y) = \tau(x, y)(x_p - x)/[r(x, y)] = \\ = \varphi(x - x_p)p(x, y)^{0,5}/(0,5k_к). \quad (6)$$

Уравнения равновесия образца в горизонтальной плоскости имеют вид:

$$\iint_A \tau(x, y)\mathrm{d}A + T = 0;$$

$$\iint_A \tau_x(x, y)\mathrm{d}A = 0;$$

$$\iint_A \tau_y(x, y)\mathrm{d}A = 0.$$

Подставив в уравнения равновесия функции (4)—(6), получим выражения для угла φ и координат центра вращения:

$$x_P = \frac{\iint\limits_A p(x, y)^{0,5} x \mathrm{d}A}{\iint\limits_A p(x, y)^{0,5} \mathrm{d}A}; \quad (7)$$

$$y_P = \frac{\iint\limits_A p(x, y)^{0,5} y \mathrm{d}A}{\iint\limits_A p(x, y)^{0,5} \mathrm{d}A}; \quad (8)$$

$$\varphi = \frac{0,5 k_k T}{\iint\limits_A p(x, y)^{0,5} r(x, y) \mathrm{d}A}. \quad (9)$$

Формулы (7)—(9) справедливы только при отсутствии в контактном слое локальных проскальзываний. Данное условие для каждой точки контактной поверхности имеет вид:

$$\tau(x, y) < p(x, y) f, \quad (10)$$

где f — коэффициент трения покоя между образцом и основанием.

Экспериментальные исследования контактных сближений δ грубо шабренных прямоугольных поверхностей проводил К. В. Вотинов [4]. Исследовались чугунные пластины со значительной изгибной жесткостью шириной $B = 40$ мм, длиной $L = 150$ мм (номинальная площадь контакта $A = 6000$ мм^2). Пластины нагружали силой F, эксцентрически смещенной относительно центра тяжести на расстояние $L/4$. Сближения с точностью до 0,3 мкм измеряли с помощью двух экстензометров, расположенных по краям длинной стороны пластин. Результаты испытаний при $F = 4$, 6 и 10 кН (рис. 3, сплошные линии) сопоставлены авторами статьи с результатами расчета. Принято: $Ra \approx 2,5$ мкм; $\varepsilon = 1,25$; $E = 1 \cdot 10^5$ МПа; $c_0 = 500$ (справедливо при повторных нагружениях образца); $h = 2$ мм (так как при измерениях учитывались деформации только контактного слоя); толщина верхней пластины — 50 мм. Получено: при $F = 4$ кН — угол $\theta = 4,66 \cdot 10^{-5}$ рад, $t = 75,62$ мм, $\delta_л = 7,02 \cdot 10^{-3}$ мм, $\delta_{пр} = 2,87 \cdot 10^{-5}$ мм, где $\delta_л$, $\delta_{пр}$ — сближения с левого и правого краев пластины; при $F = 6$ кН — $\theta = 5,73 \cdot 10^{-5}$ рад, $t = 75,27$ мм, $\delta_л = 8,61 \cdot 10^{-3}$ мм, $\delta_{пр} = 1,54 \cdot 10^{-5}$ мм; при $F = 10$ кН — $\theta = 7,43 \cdot 10^{-5}$ рад, $t = 74,95$ мм, $\delta_л = 0,011$ мм, $\delta_{пр} = -3,98 \cdot 10^{-5}$ мм.

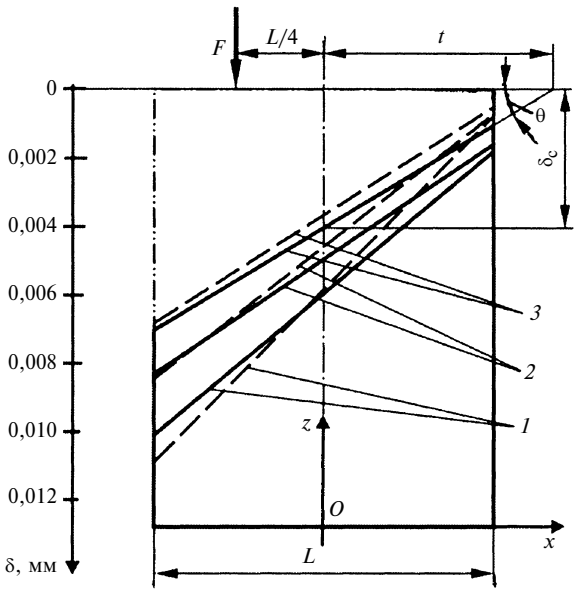


Рис. 3. Результаты испытаний [4] (сплошные линии) и расчета по формулам (1)—(3) (штриховые) при $F = 10$ (*1*); 6 (*2*); 4 кН (*3*)

Сопоставление экспериментальных и расчетных значений сближений показало достаточную точность предлагаемой методики расчета в случае нагружения образца центральной сжимающей силой и опрокидывающим моментом.

Выводы:

1. Опрокидывающий момент, приложенный к фрикционному соединению, создает перекос, ось которого в общем случае не проходит через центр тяжести контактной поверхности. Получены формулы (1)—(3) для определения положения оси и угла перекоса, а также сближения и давления в разных точках контактной поверхности.

2. Неравномерное распределение давления приводит к тому, что при приложении вращающего момента центр вращения смещается относительно центра тяжести контактной поверхности. Формулы (7)—(9) определяют положение центра вращения и угол поворота при отсутствии в соединении локальных проскальзываний.

3. При превышении вращающим моментом определенных значений в соединении появляются локальные проскальзывания. В этом случае положение центра вращения нельзя определить аналитически, однако можно приближенно определить местоположение и размеры зон локальных проскальзываний, рассчитав положение центра вращения и угла поворота по формулам (7)—(9), а также проверив в каждой точке контактного слоя выполнение условия (10).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

2. **Иванов А. С.** Толщина контактного слоя // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 21—23.

3. **Иванов А. С.** Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 34—37.

4. **Вотинов К. В.** Жесткость станков. Л.: ЛОНИТОМАШ, 1940. С. 62—69.

УДК [621. 81: 539.4].001.573

А. О. ПОДВОЙСКИЙ, В. Е. БОРОВСКИХ, д-р техн. наук (СГТУ им. Ю. А. Гагарина, Россия, г. Саратов),
e-mail: apodvoyskiy08@gmail.com

Аппроксимативная модель прогнозирования оценок усталостной долговечности при нагружении стационарными гауссовскими процессами

Предложена аппроксимативная модель прогнозирования усталостной долговечности силовых элементов конструкций, нагруженных стационарными гауссовскими стохастическими процессами, которая значительно упрощает вычисления и позволяет оценить усталостную долговечность на этапе эскизного проектирования.

Ключевые слова: стационарные гауссовские процессы, усталостная долговечность, модель.

The approximate model of fatigue life forecasting of load-bearing elements, loaded with stationery Gaussian stochastic processes is proposed. Calculations are significantly simplified using the model, and fatigue life evaluation at the stage of initial design is provided.

Keywords: stationary Gaussian processes, fatigue life, model.

Силовые элементы машиностроительных конструкций в ходе эксплуатации (в результате смены режимов движения) функционируют в условиях нагружения стохастическими процессами, вероятностные характеристики которых с течением времени изменяются, т. е. процессы нагружения оказываются нестационарными. Подтверждение этого можно найти в работах [1—3 и др.] специалистов по теории усталостной прочности. Например, в работе [4] подчеркнуто, что если транспортная машина движется с постоянной скоростью, то допустимо моделировать нагружение как стационарное (это упрощение обосновано в работе [5] и др.). Однако если скорость движения изменяется, то нагружение следует моделировать как нестационарное [6, 7], так как в противном случае могут исказиться динамические эффекты.

Между тем многочисленные методы прогнозирования оценок усталостной долговечности, описанные в публикациях [8, 9], в том числе и зарубежных [10], ориентированы главным образом на стационарные стохастические процессы, а немногие модели, учитывающие некоторые формы нестационарности, громоздки и сложны в использовании.

Таким образом, разработка методов прогнозирования оценок усталостной долговечности (применительно к нестационарным процессам), адаптированных к инженерной практике, — актуальное направление прикладной теории усталости металлов.

В работе [11] предложена феноменологическая модель исчерпания прочностных характеристик объекта для случая нагружения произвольными процессами:

$$\underset{(k=1,\ldots,q)}{\sigma_{-1}^{(k)}} = \sigma_{-1}^{(k-1)} \times$$

$$\times \left[1-\beta\frac{2\pi f(r+1)}{(ak_a)^{-1}\sigma_{-1}^{(k-1)}}\int_0^t \sigma_x(\tau)\mathrm{d}\tau\right]^{\frac{\theta}{r+1}\xi_{k-1}^{\lambda}} \quad (1)$$

или

$$\underset{(k=1,\ldots,q)}{\sigma_{-1}^{(k)}} = \sigma_{-1}^{(0)}\prod_{l=0}^{k}\left[1-\beta\frac{2\pi f(r+1)}{(ak_a)^{-1}\sigma_{-1}^{(k-1)}}\int_0^t \sigma_x(\tau)\mathrm{d}\tau\right]^{\frac{\theta}{r+1}\xi_l^{\lambda}},$$

где $\sigma_{-1}^{(k)}$ — текущее значение предела выносливости $\sigma_{-1д}$ материала, МПа; $\sigma_{-1}^{(0)} = 0{,}5\sigma_{-1д}$; f — эффективная частота процесса, Гц; a — коэффициент в корреляционной зависимости между пределом выносливости и пределом прочности по Эйхингеру; k_a — коэффициент порога чувствительности; β — коэффициент пропорциональности; r, θ, λ — материальные параметры модели; q — число ступеней на траектории деградационного процесса; $\xi_l = \dfrac{\sigma_{\max}^{(l+1)}}{\sigma_{-1}^{(l)}}$; $\sigma_{\max}^{(l+1)}$ — максимальное значение функции $\sigma_x(t)$ нагружения на отрезке $[t_1, t_2]$; $\{t_i\}_{i=1,2}$ — точки пересечения функции $\sigma_x(t)$ нагружения с текущим пределом выносливости $\sigma_{-1}^{(k)}$.

Модель (1) построена в предположении, что после идентификации параметров λ (определяет наклон кривой выносливости) и θ (определяет интенсивность деградационного процесса) особенности процесса нагружения учитывают в естественной форме, т. е. модель не требует принципиальной "перенастройки" в зависимости от вида нагружения. Если это предположение справедливо, то прогностические оценки ресурса, найденные по модели (1), в частных случаях нагружения (бигармоническое, стационарное стохастическое и т. д.) должны соответствовать оценкам ресурса, вычисленным по альтернативным общепринятым моделям.

Рассмотрим случай нагружения стационарными гауссовскими стохастическими процессами с авто-

корреляционной функцией экспоненциально-косинусного типа.

Сравнительный анализ оценок ресурса по модели (1) и модели, описанной в работе Б. Н. Полякова [8], для различных комбинаций параметров автокорреляционной функции и кривой выносливости показал, что наибольшее отклонение для модели (1) не превосходит 13 %. Однако необходимо отметить, что использование модели (1) сопряжено с некоторыми трудностями вычислительного характера, поэтому целесообразно для расчета разработать более простую модель, а затем провести ее верификацию.

Итерационная методика идентификации параметров λ и θ подробно описана в работе [11], однако она основана на последовательном приближении, вследствие чего в ряде случаев процедура может занимать значительное время. Для сокращения временны́х затрат и устранения вычислительных трудностей далее на основе результатов численного моделирования предлагается более простая методика определения λ и θ.

Итак, если принять, что приращение ординаты деградационного процесса $\Delta\sigma_{-1}^{(k)} = \sigma_{-1}^{(k-1)} - \sigma_{-1}^{(k)}$ не изменяется по числу отсчетов, то имеем:

$$\frac{1}{q(\sigma_a)} = 1 - \exp\left\{\frac{\theta}{2}\xi_0^{\lambda}(\sigma_a)\ln\left[1 - \beta\sqrt{\xi_0^2(\sigma_a) - 1}\right]\right\}. \quad (2)$$

Здесь $\xi_0(\sigma_a) = \sigma_a/\sigma_{-1}^{(0)}$, а $q(\sigma_a)$ совпадает в данном случае с числом циклов до разрушения при амплитудном напряжении σ_a. Тогда, приравняв $q(\sigma_a)$ к числу циклов до разрушения по кривой выносливости $N(\sigma_a)$, получим:

$$\left[1 - \exp\left\{\frac{\theta}{2}\xi_0^{\lambda}(\sigma_a)\ln\left[1 - \beta\sqrt{\xi_0^2(\sigma_a) - 1}\right]\right\}\right]^{-1} = \frac{\sigma_{-1д}^m N_0}{\sigma_a^m}.$$

Из полученного уравнения выразим показатель θ интенсивности деградационного процесса:

$$\theta = \frac{2\ln[1 - N_0^{-1}(\sigma_a/\sigma_{-1д})^m]}{\xi_0^{\lambda}(\sigma_a)\ln\left[1 - \beta\sqrt{\xi_0^2(\sigma_a) - 1}\right]}. \quad (3)$$

В соответствии с методикой идентификации материальных параметров, описанной в работе [11], показатель θ при фиксированном параметре λ определяется из условия равенства амплитудных напряжений σ_a пределу выносливости $\sigma_{-1д}$ материала. Так как в этом случае $\xi_0(\sigma_{-1д}) = 2$, выражение (3) примет вид:

$$\theta = \frac{2\ln(1 - N_0^{-1})}{2^{\lambda}\ln(1 - \beta\sqrt{3})} \approx \frac{2N_0^{-1}}{2^{\lambda+1}\beta}. \quad (4)$$

Разложив правую часть выражения (2) с помощью бинома Ньютона, получим:

$$q(\theta, \sigma_a) = \left\{\beta\frac{\theta}{2}\xi_0^{\lambda}(\sigma_a)\sqrt{\xi_0^2(\sigma_a) - 1}\right\}^{-1} \approx$$

$$\approx \left\{\beta\frac{\theta}{2}\xi_0^{\lambda+1}(\sigma_a)\right\}^{-1},$$

откуда с учетом формулы (4) имеем:

$$q\left(\frac{2N_0^{-1}}{2^{\lambda+1}\beta}, \sigma_a\right) = \left\{\frac{N_0^{-1}}{2^{\lambda+1}}\xi_0^{\lambda+1}(\sigma_a)\right\}^{-1}. \quad (5)$$

Приравняв число циклов по зависимости (5) к числу циклов по кривой выносливости и учитывая, что $\sigma_{-1д} = 2\sigma_{-1}^{(0)}$, определим параметр λ:

$$\left\{\frac{N_0^{-1}}{2^{\lambda+1}}\xi_0^{\lambda+1}(\sigma_a)\right\}^{-1} = \frac{\sigma_{-1д}^m N_0}{\sigma_a^m}, \Rightarrow \lambda = m - 1. \quad (6)$$

Полагая в модели (1), что $r = 1$, $a = k_a = 0{,}5$, приращение $\Delta\sigma_{-1}^{(k)}$ ординаты деградационного процесса для первой ступени определим как

$$\Delta\sigma = \beta\frac{\theta\pi f}{2}\left[\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{-1}^{(0)}}\right]^{\lambda}\int_0^t \sigma_x(\tau)\mathrm{d}\tau, \quad (7)$$

так как $\Delta\sigma_{-1}^{(k)} = \Delta\sigma$, $\Delta\sigma_{\max}^{(k)} = \Delta\sigma_{\max}$.

Выразим интеграл в формуле (7) через вспомогательную функцию

$$j(x) = \begin{cases} 1, x > 0; \\ \frac{1}{2}, x = 0; \\ -1, x < 0. \end{cases}.$$

Тогда площадь ω всех выбросов за уровень c, имевших место за время T, можно представить в виде [12]:

$$\omega = \int_0^t j[\sigma_x(\tau) - c]\sigma_x(\tau)\mathrm{d}\tau. \quad (8)$$

Выразим функцию $j(x)$ через интеграл Дирихле:

$$\frac{1}{\pi}\int_{-\infty}^{+\infty}\frac{\sin(ux)}{ux}\mathrm{d}x = \begin{cases} 1, x > 0; \\ \frac{1}{2}, x = 0; \\ -1, x < 0. \end{cases},$$

и запишем ее в более удобном для расчетов виде, для чего введем в качестве главного значения интеграл

$$\frac{1}{\pi i}\int_{-\infty}^{+\infty}\exp(iux)\frac{\mathrm{d}u}{u} =$$

$$= \frac{1}{\pi i}\lim_{\substack{\varepsilon\to 0\\ L\to\infty}}\left\{\int_{-L}^{-\varepsilon}\exp(iux)\frac{\mathrm{d}u}{u} + \int_{\varepsilon}^{L}\exp(iux)\frac{\mathrm{d}u}{u}\right\},$$

где i — мнимая единица; ε, L — положительные величины, стремящиеся к своим пределам независимо друг от друга.

Раскрыв экспоненту $\exp(iux)$ по формулам Эйлера, получим:

$$\lim_{\substack{\varepsilon\to 0\\ L\to\infty}}\left\{\int_{-L}^{-\varepsilon}\cos(ux)\frac{\mathrm{d}u}{u} + \int_{\varepsilon}^{L}\cos(ux)\frac{\mathrm{d}u}{u}\right\} = 0.$$

Тогда

$$\frac{1}{\pi i}\int_{-\infty}^{\infty}\exp(iux)\frac{\mathrm{d}u}{u} = \frac{1}{\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{\sin(ux)}{u}\,\mathrm{d}u.$$

С учетом этого равенства вспомогательная функция $j(x)$ примет вид:

$$j(x) = \frac{1}{2}\left[1 + \frac{1}{\pi i}\int_{-\infty}^{+\infty}\exp(iux)\frac{\mathrm{d}u}{u}\right].$$

Подставив это выражение в формулу (8), получим:

$$\omega = \frac{1}{2}\int_{0}^{T}\sigma_x(\tau)\mathrm{d}\tau +$$

$$+ \frac{1}{2\pi i}\int_{0}^{T}\int_{-\infty}^{\infty}\exp[iu(\sigma_x(\tau) - c)]\sigma_x(\tau)\frac{\mathrm{d}u}{u}\,\mathrm{d}\tau. \qquad (9)$$

Применив оператор математического ожидания к обеим частям выражения (9), получим:

$$\bar{\omega}\,\bar{\nu}_{\mathrm{c}}\,T = \frac{1}{2}\int_{0}^{T}\bar{\sigma}_x(\tau)\mathrm{d}\tau +$$

$$+ \frac{1}{2\pi i}\int_{0}^{T}\int_{-\infty}^{\infty}\mathbf{E}\{\exp[iu\sigma_x(\tau)]\sigma_x(\tau)\}\frac{\mathrm{d}u}{u}\,\mathrm{d}\tau,$$

где $\bar{\nu}_{\mathrm{c}}$ — среднее число выбросов в единицу времени; $\bar{\sigma}_x(\tau)$ — математическое ожидание процесса, в данном случае $\bar{\sigma}_x(\tau) = 0$; $\mathbf{E}\{\cdot\}$ — оператор математического ожидания.

Выразим математическое ожидание в последнем соотношении под знаком интеграла через характеристическую функцию $H(u)$:

$$\mathbf{E}\{\exp[iu\sigma_x(\tau)]\sigma_x(\tau)\} = \frac{1}{i}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}u}H(u).$$

Тогда

$$\bar{\omega}\,\bar{\nu}_{\mathrm{c}} = -\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{+\infty}\exp[-iuc]\frac{\mathrm{d}H(u)}{\mathrm{d}u}\frac{\mathrm{d}u}{u} = J_0. \qquad (10)$$

Правую часть формулы (10) выразим через плотность распределения ординат $f_\sigma(\sigma)$ процесса $\sigma_x(\tau)$:

$$J_0 = -\frac{1}{s_\sigma\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{c}\sigma\exp\left[-\frac{\sigma^2}{2s_\sigma^2}\right]\mathrm{d}\sigma. \qquad (11)$$

Проинтегрировав выражение (11) по частям, с учетом $\bar{\nu}_{\mathrm{c}} = \frac{s_{\dot{\sigma}}}{2\pi s_\sigma}\exp\left[-\frac{c^2}{2s_\sigma^2}\right]$ получим среднюю площадь выброса для стационарного гауссовского процесса:

$$\bar{\omega} = \sqrt{2\pi}\,\frac{s_\sigma^2}{s_{\dot{\sigma}}^2} = \sqrt{2\pi}\,\frac{s_\sigma}{w_0}, \qquad (12)$$

В формуле (12) s_σ^2 — дисперсия процесса; $s_{\dot{\sigma}}^2$ — дисперсия первой производной процесса; $w_0 = 2\pi f$ — нулевая круговая частота процесса (f — в данном случае эффективная частота стохастического процесса нагружения).

Заменив в формуле (7) $\omega = \int_0^t\sigma_x(\tau)\mathrm{d}\tau$ на полученное $\bar{\omega}$, с учетом выражений (4) и (6) имеем:

$$\Delta\sigma = \sqrt{\frac{\pi}{2}}\,\frac{N_0^{-1}}{2^m}\left[\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{-1}^{(0)}}\right]^{m-1}s_\sigma.$$

Определив число циклов до разрушения по формуле $q = \frac{\sigma_{-1}^{(0)}}{\Delta\sigma} = \sqrt{\frac{\pi}{2}}\,\frac{N_0\sigma_{-1\text{д}}^m}{\sigma_{\max}^{m-1}s_\sigma}$, выразив $\sigma_{\max}$ через среднеквадратическое отклонение s_σ и разделив последнее на эффективную частоту f процесса, получим формулу усталостной долговечности:

$$Y(s_\sigma) = \frac{\sqrt{8\pi}N_0}{3^{m-1}w_0}\left(\frac{\sigma_{-1\text{д}}}{s_\sigma}\right)^m. \qquad (13)$$

Модель (13) (условное обозначение PB) содержит ряд упрощений и нуждается в коррекции: как показал статистический анализ результатов вероятностного моделирования, в первой итерации выражение (13) можно переписать как:

$$Y_{apr}^{\mathrm{PB}}(s_\sigma) = Q_p \frac{\sqrt{8\pi}N_0}{3^{m-1}w_0}(\sigma_{-1д}/s_\sigma)^m;$$

$$\begin{cases} Q_p = m, (nbp); \\ Q_p = m+1, (bbp), \end{cases} \tag{14}$$

где (nbp), (bbp) — условное обозначение соответственно узкополосного и широкополосного процесса.

Рассмотрим альтернативные модели и сравним оценки усталостной долговечности $Y(s_\sigma)$, полученные с их помощью.

1. Модель J. W. Miles [13] (условное обозначение NB):

$$Y^{\mathrm{NB}}(s_\sigma) = \left\{\frac{f}{C}(\sqrt{2}s_\sigma)^m \Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right)\right\}^{-1},$$

$$C = \sigma_{-1д}^m N_0, \tag{15}$$

где $\Gamma(\cdot)$ — гамма-функция;

Модель (15), строго говоря, применима только для узкополосных процессов, поэтому, как отмечено в работе [10], при нагружении широкополосными процессами оценка ресурса $Y^{\mathrm{NB}}(s_\sigma)$ оказывается слишком консервативной.

2. Модель P. H. Wirsching и C. L. Light [14] (условное обозначение WL)

$$\left.\begin{aligned} &Y^{\mathrm{WL}}(s_\sigma) = \chi_{\mathrm{WL}}^{-1} Y^{\mathrm{NB}}(s_\delta); \\ &\chi_{\mathrm{WL}} = a_0(m) + [1-a_0(m)](1-\varepsilon)^{b_0(m)}; \\ &a_0(m) = 0{,}926 - 0{,}033m; \\ &b_0(m) = 1{,}587m - 2{,}323; \\ &\varepsilon = \sqrt{1-\alpha_2^2}; \\ &\alpha_2 = \lambda_2(\sqrt{\lambda_0\lambda_4})^{-1}; \\ &\lambda_d = \int_0^{+\infty} w^d S(w)\mathrm{d}w, d = 1, 2, 3..., \end{aligned}\right\} \tag{16}$$

где $S(w)$ — спектральная плотность процесса.

Модель Wirsching-Light это один из вариантов коррекции модели J. W. Miles: в большинстве случаев оценки, вычисленные по модели (16), оказываются грубым приближением [10]. В случае строго узкополосного процесса $\alpha_2 = 1$, вследствие чего $\varepsilon = 0$ и $Y^{\mathrm{WL}}(s_\sigma) = Y^{\mathrm{NB}}(s_\sigma)$.

3. Модель T. Dirlik [15] (условное обозначение DK)

$$\left.\begin{aligned} &Y_{\mathrm{RFC}}^{\mathrm{DK}}(s_\sigma) = \left\{\frac{w_p}{C}s_\sigma^{2m}\left[D_1 Q^m \Gamma(1+m) + \right.\right. \\ &\left.\left. + (\sqrt{2})^m \Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right)(D_2|R|^m + D_3)\right]\right\}^{-1}; \\ &D_1 = \frac{2(x_m - \alpha_2^2)}{1+\alpha_2^2}; \\ &x_m = \frac{\lambda_1}{\lambda_0}\sqrt{\frac{\lambda_2}{\lambda_4}}; \\ &D_2 = \frac{1-\alpha_2 - D_1 - D_1^2}{1-R}; \\ &D_3 = 1 - D_1 - D_2; \\ &Q = \frac{1{,}25(\alpha_2 - D_3 - D_2 R)}{D_1}; \\ &R = \frac{\alpha_2 - x_m - D_1^2}{1-\alpha_2 - D_1 + D_1^2}, \end{aligned}\right\} \tag{17}$$

где w_p — круговая частота процесса по экстремумам; $\{D_i\}_{i=1}^3$, Q, R — параметры оптимальной подгонки; индекс RFC — указывает на то, что модель основана на методе "потоков дождя" (rainflow count).

Модель (17) — эмпирическая аппроксимация и не имеет никакой теоретической основы, однако, как отмечено многими исследователями (например, в работе [10]), расчетные оценки ресурса по модели (17) оказываются достаточно близкими к экспериментальным данным.

4. Модель W. Zhao и M. J. Baker [16] (условное обозначение ZB)

$$\left.\begin{aligned} &Y_{\mathrm{RFC}}^{\mathrm{ZB}}(s_\sigma) = \left\{w_p s_\sigma^{2m}\left[\gamma a^{-\frac{m}{b}}\Gamma\left(1+\frac{m}{b}\right) + \right.\right. \\ &\left.\left. + (1-\gamma)2^{\frac{m}{2}}\Gamma\left(1+\frac{m}{2}\right)\right]\right\}^{-1}; \\ &\gamma = \frac{1-\alpha_2}{1-\sqrt{\frac{2}{\pi}}\Gamma\left(1+\frac{1}{b}\right)a^{-1/b}}; \\ &a = 8 - 7\alpha_2; \\ &b = \begin{cases} 1{,}1, & \alpha_2 < 0{,}9; \\ 1{,}1 + 9(\alpha_2 - 0{,}9), & \alpha_2 \geq 0{,}9, \end{cases} \end{aligned}\right\} \tag{18}$$

где $0 \leqslant \gamma \leqslant 1$ — весовой коэффициент; a, b — параметры закона Вейбулла.

Оценки ресурса $Y_{\text{RFC}}^{\text{ZB}}(s_\sigma)$ отличаются высокой точностью, однако, как показывают исследования [10], модель (18) применима не для всех процессов.

5. Модель D. Benasciutti и R. Tovo [10] (условное обозначение TB)

$$\left.\begin{aligned} &Y_{\text{RFC}}^{\text{TB}}(s_\sigma) = \{b_{app}D^{\text{NB}} + (1 - b_{app})D^{\text{RC}}\}^{-1};\\ &D^{\text{RC}} \approx D^{\text{NB}}\alpha_2^{m-1};\\ &b_{app} = [(\alpha_1 - \alpha_2)\{1{,}112[1 + \alpha_1\alpha_2 - (\alpha_1 + \alpha_2)] \times\\ &\times \exp(2{,}110\alpha_2) + (\alpha_1 - \alpha_2)\}]/(\alpha_2 - 1)^2, \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

где D^{NB}, D^{RC} — скалярные меры усталостных повреждений соответственно по модели (15) и методу размахов (range-mean count).

Оценки, вычисленные по модели (19), считаются наиболее точными.

6. Эмпирическая модель D. Benasciutti и R. Tovo [17] (условное обозначение TBα0,75)

$$\left.\begin{aligned} &Y_{\text{RFC}}^{\text{TB}\alpha 0{,}75}(s_\sigma) = \alpha_{0{,}75}^2 Y^{\text{NB}}(s_\sigma);\\ &\alpha_{0{,}75} = \frac{\lambda_{0{,}75}}{\sqrt{\lambda_0\lambda_{1{,}5}}}. \end{aligned}\right\} \quad (20)$$

Расчетные оценки по модели (20) близки к $Y_{\text{RFC}}^{\text{TB}}(s_\sigma)$, однако авторы работы [17] рекомендуют пользоваться этой моделью только в первом приближении.

7. Модель Б. Н. Полякова для процесса с нулевым математическим ожиданием [8] (условное обозначение PL)

$$Y^{\text{PL}}(s_\sigma) = \\ = 2\pi\frac{N_0\sigma_{-1\text{д}}^m}{w_0}\left[s_\sigma^m 2^{\frac{m}{2}}\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)P\left(\frac{\sigma_{-1\text{д}}}{s_\sigma}, m+2\right)\right]^{-1}, \quad (21)$$

где $P(\cdot)$ — функция Пирсона.

Модель (21) представляет собой реализацию расчетно-экспериментального подхода к построению оценки усталостной долговечности (сформированного на основе корректного применения математических методов теории случайных величин и теории выбросов), учитывающего особенности статистических характеристик случайной кривой усталости и нагруженности в форме автокорреляционной функции.

8. Модель А. С. Гусева для метода выбросов [18] (условное обозначение GSv)

$$Y^{\text{GSv}}(s_\sigma) = \frac{\tau_0 N_0 \sigma_{-1\text{д}}^m}{2^{m/2}\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)P\left(\frac{\sigma_{-1\text{д}}}{s_\sigma}, m+2\right)s_\sigma^m}, \quad (22)$$

где $\tau_0 = 1/f$ — средний интервал времени между нулевыми точками процесса.

9. Модель А. С. Гусева для метода размахов [18] (условное обозначение GSr)

$$Y^{\text{GSr}}(s_\sigma) = \frac{\tau_0 N_0 \chi_0^{m-1} \sigma_{-1\text{д}}^m}{2^{m/2}\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)P\left(\frac{\chi_0\sigma_{-1\text{д}}}{s_\sigma}, m+2\right)s_\sigma^m}, \quad (23)$$

где $\chi_0 = w_p/w_0$ — параметр сложности структуры процесса.

Как известно, параметры кривой выносливости m, N_0, $\sigma_{-1\text{д}}$ на практике имеют значительный разброс, что учитывается методом статистического моделирования, который позволяет:

а) определять m и N_0 по равномерному закону:

$$m = m_a + (m_b - m_a)\zeta;$$

$$N_0 = N_{0a} + (N_{0b} - N_{0a})\zeta,$$

где m_a, m_b — соответственно левая и правая границы диапазона изменения показателя угла наклона; N_{0a}, N_{0b} — левая и правая границы диапазона изменения точки перегиба кривой выносливости; ζ — псевдослучайные числа, равномерно распределенные в диапазоне [0; 1];

б) определять $\sigma_{-1\text{д}}$ — по закону Гаусса:

$$\sigma_{-1\text{д}} = \bar{\sigma}_{-1\text{д}} + s_{\sigma_{-1\text{д}}}\xi,$$

где $\bar{\sigma}_{-1\text{д}}$, $s_{\sigma_{-1\text{д}}}$ — математическое ожидание и среднеквадратическое отклонение соответственно; ξ — псевдослучайные числа, подчиняющиеся закону Гаусса с нулевым математическим ожиданием и единичной дисперсией.

Обработка результатов вероятностного моделирования методами математической статистики показала, что оценки ресурса Y по всем прогностическим моделям подчиняются лог-нормальному распределению $LN(\mu, \sigma)$. Параметры распреде-

ления μ и σ определяли методом наибольшего правдоподобия:

$$\begin{cases} \dfrac{\partial \ln L}{\partial \mu} = \dfrac{1}{\sigma^2}\left[\sum\limits_{p=1}^{n} (\ln Y_p) - \mu n\right]; \\ \dfrac{\partial \ln L}{\partial \sigma} = \sum\limits_{p=1}^{n} \dfrac{(\ln Y_p - \mu)^2}{\sigma^3} - \dfrac{n}{\sigma}; \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \dfrac{\partial \ln L}{\partial \mu} = 0; \\ \dfrac{\partial \ln L}{\partial \sigma} = 0; \end{cases} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \begin{cases} \mu = \sum\limits_{p=1}^{n} \dfrac{\ln Y_p}{n}; \\ \sigma = \sqrt{\sum\limits_{p=1}^{n} \dfrac{(\ln Y_p - \mu)^2}{n}}; \end{cases};$$

$$L = \frac{1}{\sigma^n (\sqrt{2\pi})^n \prod\limits_{p=1}^{n} (Y_p)} \exp\left[-\frac{1}{2\sigma^2} \sum_{p=1}^{n} (\ln Y_p - \mu)^2\right],$$

где $\ln L$ — логарифм функции правдоподобия; Y_p и n — элемент и объем массива оценок ресурса.

Переход к математическому ожиданию $\overline{Y}$ и среднеквадратическому отклонению s_Y ресурса осуществляли по формулам $\overline{Y} = \exp\left(\mu + \dfrac{\sigma^2}{2}\right)$ и $s_Y = \sqrt{\exp(2\mu + \sigma^2)[\exp(\sigma^2 - 1)]}$.

Таблица 1

Параметры стохастического процесса нагружения: $\alpha = 4$ с$^{-1}$; $\beta = 67$ с$^{-1}$; $\sigma_s = 112$ МПа; $f = 10{,}7$ Гц; $\chi_0 = 1{,}01$						
Параметры кривой выносливости материала: $m_a = 2{,}81$; $m_b = 7{,}00$; $\overline{m} = 4{,}87$; $N_{0a} = 1{,}2 \cdot 10^6$; $N_{0b} = 6 \cdot 10^6$; $\overline{N}_0 = 3{,}6 \cdot 10^6$; $\overline{\sigma}_{-1д} = 85$ МПа; $s_{\sigma_{-1д}} = 7$ МПа; $\nu_{\sigma_{-1д}} = 8{,}2$						
Формула	Обозначение	$\overline{Y}$, с	s_Y, с	$LN(\mu, \sigma)$		δ, %
				μ	σ	
(14)	$Y^{PB}_{apr}(s_\sigma)$	13406,44	41586,34	8,31	1,54	—
(15)	$Y^{NB}(s_\sigma)$	13916,39	43281,69	8,36	1,54	3,66
(16)	$Y^{WL}(s_\sigma)$	15045,75	42054,90	8,53	1,48	10,89
(17)+	$Y^{DK}_{RFC}(s_\sigma)$	13817,91	42412,93	8,36	1,53	2,98
(18)+	$Y^{ZB}_{RFC}(s_\sigma)$	14150,09	43789,18	8,38	1,54	5,25
(19)+	$Y^{TB}_{RFC}(s_\sigma)$	14096,41	43369,73	8,38	1,53	4,89
(20)+	$Y^{TB\alpha 0,75}_{RFC}(s_\sigma)$	13972,41	43455,91	8,36	1,54	4,05
(21)	$Y^{PL}(s_\sigma)$	13810,95	42842,90	8,35	1,54	2,93
(22)	$Y^{GSv}(s_\sigma)$	14021,71	43834,74	8,36	1,54	4,39
(23)	$Y^{GSr}(s_\sigma)$	14464,14	44058,57	8,41	1,53	7,31

Таблица 2

Параметры стохастического процесса нагружения: $\alpha = 7{,}52$ с$^{-1}$; $\beta = 27{,}35$ с$^{-1}$; $\sigma_s = 130$ МПа; $f = 4{,}62$ Гц; $\chi_0 = 1{,}22$						
Параметры кривой выносливости материала: $m_a = 3{,}80$; $m_b = 4{,}30$; $\overline{m} = 4{,}05$; $N_{0a} = 1{,}54 \cdot 10^6$; $N_{0b} = 2{,}46 \cdot 10^6$; $\overline{N}_0 = 2 \cdot 10^6$; $\overline{\sigma}_{-1д} = 63$ МПа; $s_{\sigma_{-1д}} = 6{,}45$ МПа; $\nu_{\sigma_{-1д}} = 10{,}24$						
Формула	Обозначение	$\overline{Y}$, с	s_Y, с	$LN(\mu, \sigma)$		δ, %
				μ	σ	
(14)	$Y^{PB}_{apr}(s_\sigma)$	3536,98	1880,51	8,05	0,50	—
(15)	$Y^{NB}(s_\sigma)$	2991,06	1573,03	7,88	0,49	18,25
(16)	$Y^{WL}(s_\sigma)$	3744,48	1949,21	8,11	0,49	5,54
(17)+	$Y^{DK}_{RFC}(s_\sigma)$	3355,01	1756,95	7,99	0,49	5,42
(18)+	$Y^{ZB}_{RFC}(s_\sigma)$	3308,68	1727,24	7,98	0,49	6,90
(19)+	$Y^{TB}_{RFC}(s_\sigma)$	3536,60	1843,01	8,05	0,49	0,01
(20)+	$Y^{TB\alpha 0,75}_{RFC}(s_\sigma)$	3269,13	1714,77	7,97	0,49	8,19
(21)	$Y^{PL}(s_\sigma)$	2995,82	1573,89	7,88	0,49	18,06
(22)	$Y^{GSv}(s_\sigma)$	2996,33	1572,20	7,88	0,50	18,04
(23)	$Y^{GSr}(s_\sigma)$	5481,21	2795,97	8,49	0,48	35,47

Кроме того, вычисляли относительную ошибку δ прогнозирования предлагаемой модели $Y^{PB}_{apr}(s_\sigma)$ в сравнении с альтернативными $Y_+(s_\sigma)$, т. е. $\delta = Y^1_+(s_\sigma)\left|Y^{PB}_{apr}(s_\sigma) - Y_+(s_\sigma)\right| 100$, %. Результаты расчетов сведены в табл. 1—4 (знаком "+" отмечены модели, которые согласно исследованиям [10], наиболее точное оценивают ресурс). Таблицы составлены для четырех наборов параметров автокорреляционной функции и кривой выносливости (объем массива псевдослучайных чисел 25 000).

Как видно из табл. 1, в случае нагружения узкополосными стохастическими процессами ($\chi_0 \approx 1$) рассмотренные модели, кроме моделей WL (16) ($\sigma = 10{,}89$ %) и GSr (23) ($\sigma = 7{,}31$ %), дают практически совпадающие оценки ресурса: относительное отклонение $\sigma < 6$ %, что можно считать приемлемым. При нагружении широкополосными процессами (см. табл. 2—4) картина меняется: оценки ресурса по моделям NB (15), PL (21), GSv (22) и GSr (23) существенно отклоняются от оценок ресурса по "эталонным" моделям TB (19) и DK (19) и др.

Что касается моделей NB (15) и GSv (22), то в полученных результатах нет ничего удивительного, так как эти модели разрабатывались, строго говоря, для стохастических процессов с относительно узким энергетическим спектром, а следовательно, при нагружении широкополосными процессами дают заведомо неверные оценки. Вычисленные по

Таблица 3

Параметры стохастического процесса нагружения: $\alpha = 3{,}52\ c^{-1}$; $\beta = 5{,}35\ c^{-1}$; $\sigma_s = 107$ МПа; $f = 1{,}16$ Гц; $\chi_0 = 1{,}56$						
Параметры кривой выносливости материала: $m_a = 2{,}72$; $m_b = 4{,}45$; $\overline{m} = 3{,}60$; $N_{0a} = 1{,}04 \cdot 10^6$; $N_{0b} = 1{,}46 \cdot 10^6$; $\overline{N}_0 = 1{,}25 \cdot 10^6$; $\overline{\sigma}_{-1д} = 53{,}54$ МПа; $s_{\sigma_{-1д}} = 5{,}2$ МПа; $\nu_{\sigma_{-1д}} = 9{,}73$						
Формула	Обозначение	$\overline{Y}$, с	s_Y, с	$LN(\mu, \sigma)$		δ, %
				μ	σ	
(14)	$Y^{PB}_{apr}(s_\sigma)$	27391,99	29355,87	9,82	0,87	—
(15)	$Y^{NB}(s_\sigma)$	20900,61	20442,93	9,61	0,82	31,06
(16)	$Y^{WL}(s_\sigma)$	25390,45	23995,03	9,81	0,80	7,88
(17)+	$Y^{DK}_{RFC}(s_\sigma)$	26660,54	25623,15	9,86	0,81	2,74
(18)+	$Y^{ZB}_{RFC}(s_\sigma)$	24816,80	23985,04	9,79	0,81	10,38
(19)+	$Y^{TB}_{RFC}(s_\sigma)$	26505,93	24738,01	9,87	0,79	3,34
(20)+	$Y^{TB\alpha 0,75}_{RFC}(s_\sigma)$	26879,73	26291,12	9,86	0,82	1,91
(21)	$Y^{PL}(s_\sigma)$	20988,92	20555,48	9,61	0,82	30,51
(22)	$Y^{GSv}(s_\sigma)$	20931,34	20497,67	9,61	0,82	30,87
(23)	$Y^{GSr}(s_\sigma)$	58034,17	40875,63	10,8	0,63	52,80

Таблица 4

Параметры стохастического процесса нагружения: $\alpha = 23{,}12\ c^{-1}$; $\beta = 3{,}85\ c^{-1}$; $\sigma_s = 127$ МПа; $f = 5{,}24$ Гц; $\chi_0 = 1{,}73$						
Параметры кривой выносливости материала: $m_a = 2{,}32$; $m_b = 4{,}15$; $\overline{m} = 3{,}24$; $N_{0a} = 1{,}42 \cdot 10^6$; $N_{0b} = 1{,}54 \cdot 10^6$; $\overline{N}_0 = 1{,}48 \cdot 10^6$; $\overline{\sigma}_{-1д} = 61$ МПа; $s_{\sigma_{-1д}} = 6{,}21$ МПа; $\nu_{\sigma_{-1д}} = 10{,}20$						
Формула	Обозначение	$\overline{Y}$, с	s_Y, с	$LN(\mu, \sigma)$		δ, %
				μ	σ	
(14)	$Y^{PB}_{apr}(s_\sigma)$	10984,96	12363,78	8,89	0,91	—
(15)	$Y^{NB}(s_\sigma)$	7976,17	8145,77	8,63	0,85	37,72
(16)	$Y^{WL}(s_\sigma)$	9518,73	9356,22	8,82	0,82	15,40
(17)+	$Y^{DK}_{RFC}(s_\sigma)$	10553,68	10471,30	8,92	0,83	4,09
(18)+	$Y^{ZB}_{RFC}(s_\sigma)$	9928,22	9959,15	8,86	0,83	10,60
(19)+	$Y^{TB}_{RFC}(s_\sigma)$	10082,42	9728,38	8,89	0,81	8,95
(20)+	$Y^{TB\alpha 0,75}_{RFC}(s_\sigma)$	10792,10	11021,59	8,93	0,85	1,79
(21)	$Y^{PL}(s_\sigma)$	7975,66	8127,44	8,63	0,84	37,73
(22)	$Y^{GSv}(s_\sigma)$	7994,01	8178,88	8,63	0,85	37,41
(23)	$Y^{GSr}(s_\sigma)$	23263,77	15353,25	9,87	0,60	52,78

модели (21) оценки долговечности обеспечивают больший запас прочности конструкции по сравнению с оценками по "эталонным" моделям, однако, как правило, результаты оказываются слишком консервативными. Модель GS (23) во всех случаях нагружения широкополосными процессами дает завышенные, "опасные" оценки усталостной долговечности: хорошо известно, что метод размахов преобразует исходный процесс в менее повреждающий, которому соответствует большая долговечность. Это и учитывает модель (23), чем, по-видимому, можно объяснить неконсервативность результатов.

Что же касается предлагаемой модели PB (14), то для всех рассмотренных вариантов $\delta < 11$ %, что указывает, во-первых, на то, что в частном случае нагружения стационарными гауссовскими стохастическими процессами результаты по модели (1) согласуются с результатами, найденными по хорошо известным альтернативным моделям (D. Benasciutti, W. Zhao и др.), и, во-вторых, на корректность принятых допущений и возможность использовать модель (14) в инженерной практике на стадии разработки эскизного проекта как более простой и удобный в расчетах аналог.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Гриненко Н. И., Ежов В. Г., Шефер Л. А.** Суммирование усталостных повреждений при нагружении квазистационарными случайными процессами // Проблемы прочности. 1977. № 8. С. 22—25.

2. **Benasciutti D., Tovo R.** Frequency-based fatigue analysis of non-stationary switching random loads // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. 2007. V. 30 (11). P. 1016—1029.

3. **Benasciutti D., Tovo R.** On fatigue cycle distribution in non-stationary switching loadings with Markov // Probabilistic Engineering Mechanics. 2010. V. 25. P. 405—418.

4. **Yin X., Fang Z., Cai C. S.** Non-stationary random vibration of bridges under vehicles with variable speed // Engineering Structures. 2010. V. 32. P. 2166—2174.

5. **Dodds C. J., Robson J. D.** The description of road surface roughness // Journal of Sound Vibration. 1983. V. 31 (2). P. 175—183.

6. **Hammond J. K., Harrison R. F.** Non-stationary response of vehicles on rough ground // Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control Transactions of the ASME. 1981. V. 103 (3). P. 245—250.

7. **A study** on non-stationary random vibration of a vehicle in time and frequency domains / L. J. Zhang, C. M. Lee, Y. S. Wang and etc. // Journal Automotive Technology. 2002. V. 3 (3). P. 101—109.

8. **Поляков Б. Н.** Методика оценки срока службы деталей с использованием теорий случайных величин и случайных процессов и ее применение // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 28—34.

9. **Колокольцев В. А., Андреев А. Л.** Метод расчета усталостного ресурса несущей системы колесной машины при случайных стационарных колебаниях // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. № 5. С. 102—110.

10. **Benasciutti D., Tovo R.** Comparison of spectral methods for fatigue analysis of broad-band Gaussian random processes // Probabilistic Engineering Mechanics. 2006. V. 21. P. 287—299.

11. **Подвойский А. О., Боровских В. Е.** Прогнозирование оценки ресурса технического объекта по критерию текущего значения предела выносливости // Вестник Саратовского гос. техн. ун-та. 2011. № 1 (52). С. 84—88.

УДК [532.517.4 : 536.24].001.24

И. Е. ЛОБАНОВ, д-р техн. наук (Национальный исследовательский университет МАИ) e-mail: lloobbaannooff@live.ru

Теория гидравлического сопротивления в шероховатых трубах[1]

Разработана методика расчетного детерминирования коэффициента гидравлического сопротивления для круглых труб с шероховатыми стенками на основе суперпозиции полной вязкости в турбулентном слое.

Ключевые слова: труба, турбулизатор, шероховатость, гидросопротивление, моделирование, турбулентный слой.

The method of calculation of hydraulic resistance coefficient for circular tubes with rough walls basing on superposition of entire viscosity in turbulent layer is developed.

Keywords: tube, turbulator, roughness, hydraulic resistance, simulation, turbulent layer.

Одним из методов интенсификации теплообмена является использование шероховатых поверхностей. При теоретическом исследовании процессов теплообмена в теплообменных аппаратах и устройствах, применяемых в различных областях техники, очень важно знание основных законов течения потока в шероховатых трубах при турбулентном режиме.

Закономерности течения потока в шероховатых трубах существенно отличаются от закономерностей течения в трубах с турбулизаторами, что показали и экспериментальные [1], и теоретические [2, 3] исследования, основанные на так называемом логарифмическом профиле скорости. Это в определенной степени упрощает математическую модель, что особенно важно при большой относительной (относительно диаметра трубы) шероховатости. Условия для большой относительной шероховатости можно реализовать, например, в трубах с малым диаметром (аналогично условиям для труб с турбулизаторами малых диаметров [4]).

Теоретические исследования течений в трубах с шероховатыми поверхностями немногочисленны. Подробный анализ этих исследований (например монографий [5—7]) показал, что теории не выходят за рамки использования логарифмического профиля скорости. Представленная в данном исследовании теория позволила получить более сложные, чем применяемые, закономерности для коэффициента гидравлического сопротивления в шероховатых трубах, что способствовало более точному его определению для более широкого диапазона основных его параметров, так же как и при исследовании труб с турбулизаторами [2—4], где для коэффициента гидравлического сопротивления были получены более сложные закономерности, чем основанные на логарифмическом профиле скорости.

Многочисленные экспериментальные исследования шероховатых труб, начиная с исследований Никурадзе, показали, что при относительно высоких выступах шероховатости турбулентное течение существенным образом отличается от течения в гладких трубах. Согласно классификации Никурадзе имеют место четыре вида течения: ламинарное (для малых чисел Рейнольдса), происходящее независимо от относительной шероховатости по закону Пуазейля; турбулентное (для промежуточных чисел Рейнольдса), при котором гидравлическое сопротивление изменяется по закону для гладких труб; турбулентное (для промежуточных чисел Рейнольдса), когда коэффициент гидравлического сопротивления является функцией относительной шероховатости $\bar{h} = h/R_0$ (отношение средней высоты выступов шероховатости к радиусу трубы $R_0 = D/2$, где D — наибольший внутренний диаметр трубы) и числа Рейнольдса; автомодельное (при высоких числах Рейнольдса), когда коэффициент гидравлического сопротивления является

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 12-08-00372-а.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 20)

12. **Свешников А. А.** Прикладные методы теории случайных функций. М.: Наука, 1968. 464 с.

13. **Miles J. W.** On structural fatigue under random loading // Journal Aeronaut Science. 1954. V. 21. P. 753—762.

14. **Wirshing P. H., Light C. L.** Fatigue under wide band random processes // Journal Struct Division ASCE. 1980. V. 106 (7). P. 1593—1607.

15. **Dirlik T.** Application of computers in fatigue analysis. Warwick: University of Warwick, 1985. 241 p.

16. **Zhao W., Baker M. J.** On the probability density function of rainflow stress range for stationary Gaussian processes // International Journal of Fatigue. 1992. V. 14 (2). P. 121—135.

17. **Benasciutti D., Tovo R.** Rainflow cycle distribution and fatigue damage in Gaussian random loadings // Internal report. № 129. University of Ferrara, 2004.

18. **Гусев А. С., Светлицкий В. А.** Расчет конструкций при случайных воздействиях. М.: Машиностроение, 1984. 240 с.

функцией только относительной шероховатости. При достаточно большой относительной шероховатости элиминируется область турбулентного режима с закономерностью, характерной для гладких труб (аналогичная ситуация имеет место и для труб с турбулизаторами [1—4]).

Для труб с шероховатостью с относительно небольшими высотами выступов асимптотическое поведение коэффициента гидравлического сопротивления описывается эмпирической зависимостью Никурадзе

$$\xi = \frac{1}{\left\{1{,}74 + 2\lg\left(\frac{1}{h/R_0}\right)\right\}^2}.$$

Зависимость коэффициента $\xi = f\left(\frac{h}{R_0};\ \mathrm{Re}\right)$ гидравлического сопротивления для шероховатых труб не только от относительной шероховатости, но и от числа Рейнольдса эмпирически описывается лучше всего формулой Колбрука:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = 1{,}74 - 2\lg\left(\frac{18{,}7}{\mathrm{Re}\sqrt{\xi}} + \frac{h}{R_0}\right).$$

Таким образом, и в эмпирических выражениях для коэффициента гидравлического сопротивления при течении в шероховатых трубах используется логарифмический профиль скорости.

Коэффициент гидравлического сопротивления при течении в прямых круглых трубах определяется выражением:

$$\xi = \Delta p \frac{d}{L}\frac{2}{\rho \bar{w}_x^2} = 8\left(\frac{w_*}{\bar{w}_x}\right)^2,$$

где Δp — перепад давления; d и L — диаметр и длина трубы; ρ — плотность теплоносителя; $\bar{w}_x$ — среднерасходная скорость потока; w_* — динамическая скорость (по внутренней поверхности трубы — скорость трения).

Математическое моделирование гидравлического сопротивления в трубах с шероховатыми стенками

Для прямой круглой трубы среднерасходная скорость детерминируется интегральным выражением

$$\bar{w}_x = 2\int_0^1 (1 - \bar{y}) w_x \mathrm{d}y,$$

где $\bar{y} = y/R_0$ — относительная поперечная координата.

Интегрирование проводится для двух участков: от нуля до границы δ_0 вязкого подслоя:

$$\bar{w}_x = 2\left[\int_0^{\bar{\delta}} (1 - \bar{y}) w_x \mathrm{d}\bar{y} + \int_{\bar{\delta}}^1 (1 - \bar{y}) w_x \mathrm{d}\bar{y}\right]$$

и для ядра потока ($\bar{\delta} = \delta/R_0$):

$$1 = 2\left[\int_0^{\bar{\delta}} (1 - \bar{y})\left(\frac{w_x}{\bar{w}_x}\right)\mathrm{d}\bar{y} + \int_{\bar{\delta}}^1 (1 - \bar{y})\left(\frac{w_x}{\bar{w}_x}\right)\mathrm{d}\bar{y}\right]. \quad (1)$$

Следовательно, для интегрирования выражения (1) необходимо определить профили скорости $(w_x/\bar{w}_x)$ для каждого подслоя. Граница вязкого подслоя определяется выражением:

$$\bar{\delta} = \delta \frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}},$$

где $\delta = 7{,}8$ — константа [8—10].

Уравнение движения потока в прямой круглой шероховатой трубе имеет вид:

$$\sum_i \nu_i \frac{\mathrm{d}w_x}{\mathrm{d}y} = \frac{\tau_0}{\rho}(1 - \bar{y}) = w_*^2 (1 - \bar{y}), \quad (2)$$

где $\sum_i \nu_i$ — полный коэффициент кинематической вязкости; τ_0 — касательные напряжения на внутренней поверхности трубы.

Полная кинематическая вязкость на основании принципа суперпозиции состоит из суммы молекулярной вязкости, турбулентной вязкости, не зависящей от шероховатости и зависящей от расстояния до внутренней поверхности трубы, и турбулентной вязкости, зависящей от шероховатости.

Выведем формулы для определения полного коэффициента кинематической вязкости. Коэффициент ν молекулярной кинематической вязкости обусловлен свойствами теплоносителя. Коэффициент турбулентной кинематической вязкости в круглой трубе, не зависящий от шероховатости, можно постулировать как функцию расстояния до внутренней поверхности трубы следующим образом. Турбулентная кинематическая вязкость ν_{ml} определяется умножением пути l смешения на характеристическую скорость — динамическую скорость w_{*l} на текущем радиусе:

$$\nu_{ml} = l w_{*l}. \quad (3)$$

Путь смешения можно постулировать как

$$l = a(y - \delta_0)\sqrt{1 - k_0^2 \bar{y}}, \quad (4)$$

где $a = 0{,}39$ и $k_0 = 0{,}97$ — постоянные [8—10].

Далее выражаем динамическую скорость на текущем радиусе через динамическую скорость трения w_*: $w_{*l}^2 = w_*^2(1 - \bar{y})$. Тогда,

$$w_{*l} = w_*\sqrt{1-\bar{y}}, \qquad (5)$$

т. е. $w_* = w_{*l}/\sqrt{1-\bar{y}}$.

С учетом формул (3)—(5) получим окончательное выражение для коэффициента турбулентной кинематической вязкости, которая не зависит от шероховатости:

$$\nu_{ml} = a\sqrt{1-k_0^2\bar{y}}\,(y-\delta_0)w_*\sqrt{1-\bar{y}} = $$
$$= w_*a(y-\delta_0)\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}.$$

Коэффициент ν_{mh} турбулентной кинематической вязкости, зависящей от шероховатости, определяется умножением характеристической длины L на характеристическую скорость — динамическую скорость w_{*l} на текущем радиусе: $\nu_{mh} = Lw_{*l}$.

В рамках данной теории рассматриваются преимущественно трубы с шероховатостью постоянной высоты h. В действительности существует некоторый разброс высот шероховатости. Согласно экспериментальным данным при малой дисперсии $\bar{\sigma}$ (среднеквадратичное отклонение от среднего значения) высот выступов шероховатости имеет место довольно резкий переход от режима течения в гладких трубах к режиму течения в шероховатых трубах. При большой дисперсии наблюдается плавный переход, так как выступы шероховатости постепенно выходят из вязкого подслоя при уменьшении толщины пристеночного слоя. Характеристическую длину L для коэффициента турбулентной кинематической вязкости, зависящей от шероховатости, для шероховатости постоянной высоты определяем по формуле: $L = a(h-\delta_0)\sqrt{1-k_0^2\bar{y}}$.

Окончательно коэффициент турбулентной кинематической вязкости, зависящей от шероховатости, имеет вид:

$$\nu_{mh} = w_*a(h-\delta_0)\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}.$$

Следовательно, уравнение (2) движения потока в прямой круглой шероховатой трубе примет вид:

$$(\nu + w_*a(y-\delta_0)\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})} +$$
$$+ w_*a(h-\delta_0)\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}\,\frac{\mathrm{d}w_x}{\mathrm{d}y} = w_*^2(1-\bar{y}). \qquad (6)$$

Далее запишем уравнение (6) в безразмерном виде:

$$\left(\frac{\nu}{w_*}\frac{1}{R_0} + a(\bar{y}+\bar{h}-2\bar{\delta})\right)\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}\,\frac{\mathrm{d}\left(\frac{w_x}{w_*}\right)}{\mathrm{d}\bar{y}} =$$
$$= (1-\bar{y}). \qquad (7)$$

Для удобства приведем уравнение (7) к виду:

$$\mathrm{d}\left(\frac{w_x}{w_*}\right) =$$
$$= \frac{(1-\bar{y})}{\frac{\nu}{w_*}\frac{1}{R_0} + a(\bar{y}+\bar{h}-2\bar{\delta})\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}}\,\mathrm{d}\bar{y}. \qquad (8)$$

Искомые профили скорости (w_x/w_*) получим интегрированием выражения (8) при плавном смыкании границ подслоев и следующих условиях:

$$\frac{\nu}{w_*}\frac{1}{R_0} = \frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}};$$

$$w_* = \bar{w}_x\sqrt{\frac{\xi}{8}}.$$

Интегрирование проводим для двух подслоев: от 0 до границы $\bar{\delta}$ вязкого подслоя, для которого константа $a = 0$, и от $\bar{\delta}$ до 1, где $a = 0{,}39$. На границе выполняется условие плавного смыкания: $w_x/w_* = \delta$.

Следовательно, можно записать уравнение для коэффициента гидравлического сопротивления в шероховатых трубах:

$$1 = 2\left[\int_0^{\bar{\delta}}\left(\int_0^{\bar{y}}\left(\frac{(1-\bar{y})}{\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} + a\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}(\bar{y}+\bar{h}-2\bar{\delta})}\right)\Bigg|_{a\equiv 0}\mathrm{d}\bar{y}\right)\times\right.$$
$$\times\sqrt{\frac{\xi}{8}}(1-\bar{y})\mathrm{d}\bar{y} +$$
$$+\int_{\bar{\delta}}^{1}\left(\int_{\bar{\delta}}^{\bar{y}}\left(\frac{(1-\bar{y})}{\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} + a\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}(\bar{y}+\bar{h}-2\bar{\delta})}\right)\Bigg|_{a\neq 0}\mathrm{d}\bar{y} + \delta\right)\times$$
$$\left.\times\sqrt{\frac{\xi}{8}}(1-\bar{y})\mathrm{d}\bar{y}\right].$$

После интегрирования и математических преобразований получим окончательное трансцендентное уравнение для коэффициента гидравлического

сопротивления при течении в круглых шероховатых трубах:

$$1 = \frac{\delta}{\mathrm{Re}^3\xi}\left(16\delta^3 - 2\delta\mathrm{Re}^2\xi + \frac{\xi\sqrt{\xi}}{2\sqrt{2}}\mathrm{Re}^3\right) +$$

$$+ \sqrt{\frac{\xi}{2}} \int\limits_{\delta\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}}}^{1} \int\limits_{\delta\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}}}^{\bar{y}} \frac{(1-\bar{y})}{\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} + a\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{\times\left(\bar{y} + \bar{h} - \delta\frac{8}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}}\right)} \mathrm{d}\bar{y}\,(1-\bar{y})\mathrm{d}\bar{y}. \qquad (9)$$

Двойной интеграл в уравнении (9) нельзя выразить в классе элементарных функций. Форма трансцендентного уравнения (9) указывает на то, что при расчете гидравлического сопротивления в круглых шероховатых трубах используются более сложные и точные выражения, чем существующие, основанные (так или иначе) на логарифмическом профиле скорости. Численное решение уравнения (9) — наиболее оптимально.

Хотя в данной работе моделируются преимущественно трубы с постоянной высотой выступов шероховатости аналогичное моделирование возможно и в случае, если имеет место определенное отклонение высот выступов шероховатости от их среднего значения. Если дисперсия $\bar{\sigma}$ средних значений высот выступов шероховатости отлична от нуля, то среднюю высоту шероховатости можно определить следующим образом (детерминируется диффузность границы "шероховатость—вязкий подслой"):

$$\bar{h} = \frac{\int\limits_{\bar{\delta}}^{\infty} p\bar{h}_p \mathrm{d}\bar{h}_p}{\int\limits_{\bar{\delta}}^{\infty} p\mathrm{d}\bar{h}_p},$$

где $\bar{h}_p$ — относительная высота шероховатости с плотностью p распределения вероятности.

Следовательно, для расчета средней высоты $\bar{h}_p$ шероховатости, выходящей за границу $\bar{\delta}$ вязкого подслоя, необходимо знать вероятностный закон распределения высот шероховатости в трубе. Например, при нормальном законе распределения высот шероховатости трансцендентное уравнение для гидравлического сопротивления в круглой шероховатой трубе имеет вид:

$$1 = \frac{\delta}{\mathrm{Re}^3\xi}\left(16\delta^3 - 2\delta\mathrm{Re}^2\xi + \frac{\xi\sqrt{\xi}}{2\sqrt{2}}\mathrm{Re}^3\right) +$$

$$+ \sqrt{\frac{\xi}{2}} \int\limits_{\delta\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}}}^{1} \int\limits_{\delta\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}}}^{\bar{y}} \frac{(1-\bar{y})\mathrm{d}\bar{y}}{\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} + a\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{}{\times\left(\bar{y} + \bar{h} - \delta\frac{8}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} + \bar{\sigma}\sqrt{\frac{2}{\pi}}\frac{\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\bar{\delta}-\bar{h}}{\bar{\sigma}}\right)^2\right]}{1-\mathrm{erf}\left[\frac{\bar{\delta}-\bar{h}}{\sqrt{2}\bar{\sigma}}\right]}\right)} \times$$

$$\times\,(1-\bar{y})\mathrm{d}\bar{y},$$

где $\mathrm{erf}(u) \overset{\mathrm{def}}{=} \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int\limits_0^u \exp(-u^2)\mathrm{d}u$ — функция ошибок Гаусса (интеграл вероятностей).

В табл. 1 приведены расчетные данные для коэффициента ξ гидравлического сопротивления в прямых круглых шероховатых трубах, полученные по уравнению (9) для относительных высот турбулизаторов $h/R_0 = 1/70 = 1{,}43 \cdot 10^{-2}$ и $h/R_0 = 1/50 = 2 \cdot 10^{-2}$. Для сравнения приведены значения, полученные для тех же труб по эмпирической формуле Колбрука и для гладкой трубы по зависимости Филоненко. Видим, что теоретические данные близки к эмпирическим (формула Колбрука) для относительно небольших высот шероховатости.

Таблица 1

h/R_0	Расчет по формуле	Коэффициент ξ гидравлического сопротивления при Re					
		$4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	10^5	10^6	10^7
0	Филоненко	0,02204	0,02008	0,01885	0,01797	0,01161	0,00812
1/70	(9)	0,03226	0,03328	0,03374	0,03400	0,03486	0,03494
	Колбрука	0,03571	0,03528	0,03484	0,03466	0,03398	0,03392
1/50	(9)	0,03705	0,03769	0,03798	0,03816	0,03874	0,03879
	Колбрука	0,03935	0,03887	0,03863	0,03848	0,03794	0,03789

Таблица 2

h/R_0	Расчет по формуле	Коэффициент ξ гидравлического сопротивления при Re										
		10^4	$1{,}58 \cdot 10^4$	$2{,}51 \cdot 10^4$	$3{,}98 \cdot 10^4$	$6{,}31 \cdot 10^4$	10^5	$1{,}58 \cdot 10^5$	$2{,}51 \cdot 10^5$	$3{,}98 \cdot 10^5$	$6{,}31 \cdot 10^5$	10^6
1/15	(9)	—	—	—	—	—	—	—	0,01745	0,01861	0,01921	0,01956
	Колбрука	—	—	—	—	—	—	—	0,02072	0,02032	0,02005	0,01987
1/30,6	(9)	—	—	—	—	—	—	0,02195	0,02285	0,02335	0,02365	0,02383
	Колбрука	—	—	—	—	—	—	0,02448	0,02408	0,02383	0,02366	0,02355
1/60	(9)	—	—	—	—	—	0,02752	0,02824	0,02866	0,02891	0,02906	0,02916
	Колбрука	—	—	—	—	—	0,02943	0,02904	0,02879	0,02862	0,02852	0,02845
1/126	(9)	—	—	—	0,03443	0,03533	0,03585	0,03616	0,03635	0,03646	0,03653	0,03658
	Колбрука	—	—	—	0,03730	0,03671	0,03633	0,03608	0,03592	0,03582	0,03576	0,03572
1/252	(9)	—	0,04289	0,04395	0,04451	0,04484	0,04503	0,04515	0,04523	0,04527	0,04530	0,04532
	Колбрука	—	0,04770	0,04676	0,04615	0,04575	0,04549	0,04533	0,04523	0,04516	0,04512	0,04509
1/507	(9)	0,05673	0,05690	0,05697	0,05700	0,05701	0,05702	0,05702	0,05702	0,05702	0,05702	0,05702
	Колбрука	0,06251	0,06150	0,06085	0,06044	0,06017	0,06001	0,05990	0,05983	0,05979	0,05976	0,05974
0	Филоненко	0,03144	0,02774	0,02466	0,02207	0,01986	0,01797	0,01634	0,01492	0,01367	0,01258	0,01161

Для более широкого диапазона относительных высот шероховатости $h/R = 1/15 \div 1/507$ значения коэффициента ξ гидравлического сопротивления для круглых шероховатых труб приведены в табл. 2. При небольших относительных высотах шероховатости в области больших чисел Рейнольдса (порядка 10^6) значения коэффициента ξ для шероховатых труб, рассчитанные по уравнению (9), приблизительно совпадают со значениями, рассчитанными по формуле Колбрука; для средних чисел Рейнольдса (порядка 10^5) расчет по формуле Колбрука дает завышенные значения. При средних относительных высотах шероховатости теоретические значения коэффициента ξ в шероховатых трубах приблизительно равны эмпирическим значениям при средних и больших числах Рейнольдса; при малых числах Рейнольдса (порядка 10^4) эмпирическая формула Колбрука дает завышенные значения. Для труб с большими относительными высотами шероховатости расчет по эмпирической формуле Колбрука дает еще более завышенные значения ξ уже во всем исследуемом диапазоне чисел Рейнольдса. Следовательно, эмпирические зависимости существенно уступают по точности результатов зависимостям, разработанным в рамках данного исследования, в области больших значений h/R_0, т. е. они не позволяют детерминировать гидравлическое сопротивление для труб с очень большими относительными высотами турбулизаторов, характерными, например, для шероховатых труб малых диаметров.

В табл. 3 приведены расчетные значения гидравлического сопротивления для шероховатых труб с очень большими значениями шероховатости $h/R_0 = 0{,}15 \div 0{,}30$ для характерного диапазона чисел Рейнольдса ($\mathrm{Re} = 10^4 \div 10^6$); для сравнения приведены значения коэффициента гидравлического сопротивления для гладкой трубы ($h/R_0 = 0$). Согласно представленным данным коэффициент гидравлического сопротивления шероховатых труб с большими значениями h/R_0 увеличивается при малых числах Рейнольдса приблизительно в 2,4÷2,9 раза по сравнению с гладкой трубой при увеличении h/R_0 от 0,15 до 0,30; при средних числах Рейнольдса это увеличение составляет уже 4,1÷4,9 раза; при больших Re — 6,3÷7,6 раза. При увеличении числа Рейнольдса с 10^4 до 10^6 коэффициент ξ гидравлического сопротивления шероховатых труб по сравнению с гладкой трубой увеличивается в ≈2,6 раза для всего рассматриваемого диапазона относитель-

Таблица 3

h/R_0	Коэффициент ξ при Re				
	10^4	$5 \cdot 10^4$	10^5	$5 \cdot 10^5$	10^6
0,15	0,07511	0,07358	0,07338	0,07323	0,07321
0,20	0,08177	0,07988	0,07964	0,07945	0,07943
0,25	0,08691	0,08480	0,08454	0,08433	0,08430
0,30	0,09104	0,08879	0,08851	0,08828	0,08826
0	0,03144	0,02093	0,01797	0,01311	0,01161

ных высот шероховатостей; при увеличении отношения h/R_0 в 2 раза (с 0,15 до 0,30) коэффициент ξ увеличивается в $\approx$1,2 раза. Следовательно, и увеличение относительной высоты шероховатости, и увеличение числа Рейнольдса приводят к значительному увеличению гидравлического сопротивления в шероховатых трубах по сравнению с гладкими трубами.

Расхождение между результатами определения гидравлического сопротивления для шероховатых труб, полученными в рамках данного исследования, и результатами, полученными решением, базирующимся на логарифмическом профиле скорости, составило $\approx$10÷15 % для больших значений отношения h/R_0 при небольших числах Рейнольдса; при уменьшении h/R_0 и увеличении числа Рейнольдса расхождение нивелируется.

В табл. 4 приведены значения коэффициента ξ гидравлического сопротивления для круглых шероховатых труб, рассчитанные по разработанной теории [по формуле (9)] и по эмпирической формуле Колбрука, которые сравниваются с экспериментальными данными из работы [1] для труб с периодическими поперечно расположенными турбулизаторами потока в круглых трубах при условиях h/R_0 = idem и Re = idem (h/R_0 = 0,01÷0,13; t/D = 0,25÷1,00; Re = $10^4 \div 2 \cdot 10^5$); для сравнения приведены значения коэффициента гидравлического сопротивления для гладкой трубы, рассчитанные по эмпирической формуле Филоненко. Согласно табл. 4 при малых относительных высотах шероховатости h/R_0 = 0,01 коэффициент ξ гидравлического сопротивления в шероховатых трубах при небольших числах Рейнольдса приблизительно

Таблица 4

h/R_0	t/D	Данные	Коэффициент ξ гидравлического сопротивления при Re								
			10^4	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	10^6	10^7	10^9
0,01	0,25	Из [1]	0,04588	0,03618	0,02953	0,02135	0,01795	0,01472	—	—	—
	0,50		0,04240	0,02980	0,02595	0,02135	0,01795	0,01359	—	—	—
	1,00		0,03322	0,02847	0,02416	0,01975	0,01601	0,01359	—	—	—
	—	Расчет по (9)	—	—	0,02709	0,02997	0,03071	0,03106	0,03125	0,03137	0,03138
	—	Колбрука	0,03765	0,03448	0,03258	0,03130	0,03083	0,03059	0,03045	0,03036	0,03035
0,05	0,25	Из [1]	0,10378	0,08780	0,07495	0,05907	0,05087	0,04403	—	—	—
	0,50		0,09176	0,07716	0,06801	0,05427	0,04818	0,03737	—	—	—
	1,00		0,04430	0,03884	0,04072	0,03594	0,03282	0,02453	—	—	—
	—	Расчет по (9)	0,05039	0,05134	0,05170	0,05189	0,05194	0,05197	0,05199	0,05199	0,05200
	—	Колбрука	0,05629	0,05471	0,05389	0,054338	0,05321	0,05313	0,05308	0,05304	0,05304
0,10	0,25	Из [1]	0,18351	0,16762	0,16019	0,14625	0,13166	0,11424	—	—	—
	0,50		0,19933	0,19156	0,16287	0,15230	0,12164	0,10442	—	—	—
	1,00		0,14301	0,12771	0,12305	0,09964	0,07122	0,05133	—	—	—
	—	Расчет по (9)	0,06580	0,6531	0,06505	0,06489	0,06484	0,06481	0,06479	0,06478	0,06478
	—	Колбрука	0,07376	0,07264	0,07207	0,07172	0,07161	0,07155	0,07152	0,07149	0,07149
0,11	0,25	Из [1]	0,19996	0,18890	0,18122	0,16369	0,15410	0,13286	—	—	—
	—	Расчет по (9)	0,06797	0,06735	0,06703	0,06684	0,06677	0,06674	0,06671	0,06671	0,06671
	—	Колбрука	0,07692	0,07586	0,07531	0,07499	0,07188	0,07482	0,07479	0,07477	0,07477
0,12	0,50	Из [1]	0,26894	0,24557	0,22597	0,20461	0,15710	0,14594	—	—	—
	—	Расчет по (9)	0,06996	0,06924	0,06887	0,06865	0,06857	0,06853	0,06851	0,06850	0,06850
	—	Колбрука	0,08002	0,07900	0,07848	0,07816	0,07806	0,07801	0,07797	0,07796	0,07795
0,13	1,00	Из [1]	0,31640	0,26473	0,22373	0,17792	0,14214	0,11323	—	—	—
	—	Расчет по (9)	0,07180	0,07099	0,07058	0,07033	0,07025	0,07020	0,07018	0,07017	0,07016
	—	Колбрука	0,08306	0,08207	0,08157	0,08127	0,08117	0,08112	0,08109	0,08107	0,08107
0	—	Филоненко	0,03144	0,02616	0,02204	0,01797	0,01559	0,01366	0,01161	0,00812	0,00460

равен коэффициенту ξ в трубах с турбулизаторами постоянной высоты во всем диапазоне рассматриваемых относительных шагов между турбулизаторами, а при больших числах Рейнольдса — первый приблизительно в 2 раза больше второго.

При средних относительных высотах шероховатости $h/R_0 = 0{,}05$ гидравлическое сопротивление в шероховатых трубах приблизительно соответствует гидравлическому сопротивлению в трубах с турбулизаторами, а именно: при больших числах Рейнольдса — в трубах с малым шагом между турбулизаторами ($t/D = 0{,}25$); при средних числах Рейнольдса — в трубах со средним шагом ($t/D = 0{,}5$); при небольших числах Рейнольдса — в трубах с большим шагом $t/D = 1$.

При больших относительных высотах шероховатости $h/R_0 = 0{,}1$ гидравлическое сопротивление шероховатых труб примерно соответствует гидравлическому сопротивлению в трубах с турбулизаторами с большим шагом между турбулизаторами при больших числах Рейнольдса. Гидравлическое сопротивление шероховатых труб с большими относительными высотами шероховатости для остальных случаев — для малых, средних и больших шагов между турбулизаторами при небольших и средних числах Рейнольдса, а также для малых и средних шагов между турбулизаторами при больших числах Рейнольдса — всегда заметно ниже, чем для труб с турбулизаторами при прочих равных условиях (h/R_0 = idem и Re = idem). При очень больших высотах шероховатости $h/R_0 > 0{,}1$ гидравлическое сопротивление шероховатых труб оказывается гораздо меньше, чем труб с турбулизаторами, при прочих равных условиях для всего рассматриваемого диапазона геометрических параметров турбулизаторов и режимов течения теплоносителей.

Согласно приведенным в табл. 4 данным по гидравлическому сопротивлению в шероховатых трубах при очень высоких числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} \geqslant 10^6$) и низких и средних относительных высотах шероховатости теоретическое решение, полученное в рамках данной работы, и эмпирическая формула Колбрука дают приблизительно одинаковые результаты, а при высоких и очень высоких относительных высотах шероховатости зависимость Колбрука дает явно завышенные значения. Следовательно, неоспоримо преимущество сгенерированной теории перед существующими эмпирическими формулами в области больших и очень больших относительных высот шероховатости и очень больших чисел Рейнольдса: $h/R_0 > 0{,}10$; $\mathrm{Re} \in [10^6 \div 10^9]$.

Таким образом, разработана методика теоретического расчетного детерминирования коэффициента гидравлического сопротивления для круглых труб с шероховатыми стенками на основе принципа суперпозиции полной вязкости в турбулентном слое, преимущественно отличающаяся от существующих теорий. Полученное более точное решение для гидравлического сопротивления в шероховатых трубах необходимо применять при расчете, несмотря на его более высокую сложность. Результаты расчета гидравлического сопротивления для круглых шероховатых труб для расширенного диапазона определяющих параметров, существенно отличающиеся от соответствующих данных для круглых труб с турбулизаторами, косвенным образом указывают на уровень интенсификации теплообмена при использовании шероховатых труб вместо гладких.

БИЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Эффективные** поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.

2. **Лобанов И. Е.** Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дисс. ... д-ра техн. наук. М.: 2005. 632 с.

3. **Лобанов И. Е., Штейн Л. М.** Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства В 4 т. Т. I. Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах с применением основных аналитических и численных методов. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2009. 405 с.

4. **Лобанов И. Е., Доценко А. И.** Математическое моделирование предельного теплообмена для турбулизированного потока в каналах. М.: МИКХиС, 2008. 194 с.

5. **Иевлев В. М.** Численное моделирование турбулентных течений. М.: Наука, 1990. 215 с.

6. **Ляхов В. К.** Метод относительного соответствия при расчетах турбулентных пристеночных потоков. Саратов: Саратовский ГУ, 1975. 123 с.

7. **Ляхов В. К., Мигалин В. К.** Эффект тепловой, или диффузионной, шероховатости. Саратов: Саратовский ГУ, 1989. 176 с.

8. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентные течения в пограничном слое и в трубах. М.: Наука, 1969. 52 с.

9. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентные течения в пристеночном слое и в трубах // Атомная энергия. 1970. Т. 28. Вып. 3. С. 207—220.

10. **Миллионщиков М. Д.** Турбулентный тепло- и массообмен в трубах с гладкими и шероховатыми стенками // Атомная энергия. 1971. Т. 31. Вып. 3. С. 199—204.

УДК [629.4.015 + 625.1.03].001.5

Е. В. ЗЕНЬКОВ (Иркутский ГТУ), Л. Б. ЦВИК, д-р техн. наук
(Иркутский государственный университет путей сообщения),
e-mail: jovannyl@yandex.ru

Деформирование призматических образцов с галтелями и их напряженно-деформированное состояние

На основе численного моделирования проанализированы закономерности изменения напряженно-деформированного состояния призматических образцов с концентраторами напряжений в виде галтелей.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние, призматический образец, галтели, численный эксперимент, высоконагруженные конструкции.

The behaviors in changing of stress-strain state of prismatic specimens with stress concentrators in shape of hollow chamfers are analyzed, basing on numerical modeling.

Keywords: stress-strain state, prismatic specimen, hollow chamfers, numerical experiment, high loaded structures.

В машиностроении наблюдаются тенденции повышения рабочих показателей изделий и снижения их металлоемкости, что достигается применением высокопрочных материалов. Прочность конструкции в условиях циклического нагружения, как правило, определяется напряженно-деформированным состоянием (НДС) ее наиболее нагруженных узлов.

Прочность конструкции зависит от интенсивности напряжений и вида (схемы) НДС. Вид НДС в рассматриваемой точке конструкции, деформируемой под действием эксплуатационной нагрузки, будем определять коэффициентом П жесткости, предложенным Г. А. Смирновым-Аляевым [1]:

$$\Pi = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_i}, \qquad (1)$$

где σ_1, σ_2, σ_3 — главные напряжения; σ_i — интенсивность напряжении:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}.$$

Для достоверной оценки надежности узлов и деталей оборудования необходимы экспериментальные данные о сопротивлении усталости в наиболее нагружаемых элементах конструкций при разных видах их НДС. Однако при экспериментальных исследованиях в лабораторных условиях трудно создать в образцах так называемое мягкое НДС, которое характеризуется отрицательным коэффициентом П жесткости, что характерно для ряда ответственных элементов высоконагруженных конструкций, в частности для кромок отверстий в стенках сосудов высокого давления [2], где с увеличением давления НДС внутренней кромки патрубка становится все более "мягким" и при давлении, превышающем 100 МПа, коэффициент П жесткости в зоне отверстия может иметь отрицательное значение. Большое практическое значение имеет оценка ресурса дисков газовых и паровых турбин, где из-за большого радиального градиента температур в зоне крепежного отверстия диска возникает максимальная концентрация напряжений (окружные напряжения — сжимающие, радиальные — растягивающие) [3]. В этом случае НДС характеризуется коэффициентом $\Pi \approx -1$. Аналогичные НДС возможны, например, в зоне контакта элементов роликового подшипника качения (для шариковых подшипников $\Pi \approx -2$) и в зонах сжатия цельнокатаных железнодорожных колес.

В данной работе рассмотрены особенности упругого деформирования призматических образцов (рис. 1, *а*) для усталостных механических испытаний до разрушения, использование которых упрощает решение отмеченной ранее проблемы. Образец представляет собой симметричное призматическое тело *1* (рис. 1, *б*; четвертая часть симметричного образца) с *L*-образными выступами *2* со скосами *3*. Для простоты описания принимаем, что понятия "верх" и "низ", "вертикально" и "горизонтально" соответствуют расположению образца на рис. 1. Вертикальная стенка *4* *L*-образного выступа *2* сопряжена с призматическим телом *1* с внутренней стороны радиусным переходом *5*, а с наружной стороны с нижней планкой *7* — галтельным переходом *6*.

Концы призматического образца опираются на опоры *8*, а его выступы *2* скосами *3* — на боковые опоры *9* (рис. 2), поверхности которых имеют скосы под тем же углом относительно горизонтали. В центральной части (см. рис. 1, *б*, зона *А*) образец на-

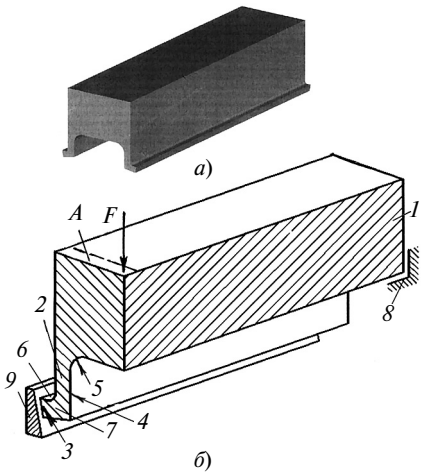


Рис. 1. Лабораторный призматический образец (*а*) и схема его нагружения (показана четвертая часть образца) (*б*)

гружается силой F, под действием которой упорные скосы *3* призматического образца скользят по наклонной поверхности боковой опоры *9*. При этом на выступ *2* действует сила реакции, которая перпендикулярна плоскости скоса *3*. В этом случае поверхность галтельного перехода *6* — концентратора механических напряжений, в средней части образца (в области поперечной плоскости симметрии) является рабочей зоной.

Под действием силы F образец изгибается и в рабочей зоне галтельного перехода *6* возникают положительные главные растягивающие напряжения σ_1, направленные продольно. Одновременно происходит смещение нижней части L-образных выступов *2* в продольной плоскости симметрии образца, вызванное скольжением скосов *3* по наклонным поверхностям боковых опор *9*, что в рабочей зоне вызывает отрицательные главные сжимающие напряжения σ_3, действующие в поперечном направлении. При этом направленные по нормали к поверхности галтельного перехода *6* напряжения σ_2 близки к нулю, что создает на данной поверхности двухосное напряженное состояние с главными напряжениями разных знаков.

Варьированием конструктивных параметров (высота L-образных выступов, радиус галтельных переходов) образца можно получить коэффициент П жесткости, соответствующий значениям коэффициента высоконагруженных деталей различных конструкций. Конструктивные параметры образца выбирают из условия моделирования особенностей НДС конкретной конструкции, усталостная прочность которой оценивается в процессе испытаний образца. В данном случае численным моделированием определяем коэффициент П жесткости по формуле (1) и коэффициент K_σ концентрации эквивалентных напряжений по формуле $K_\sigma = \sigma_{i\max}/\sigma_{i\text{ном}}$, где $\sigma_{i\max}$ — максимальные эквивалентные напряжения в рабочей зоне образца; $\sigma_{i\text{ном}}$ — номинальное эквивалентное напряжение образца.

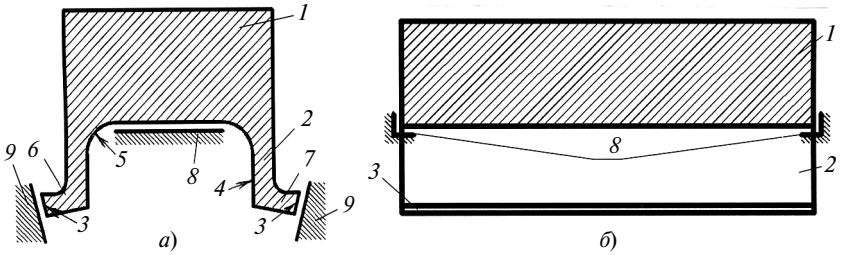


Рис. 2. Сечения призматического образца в поперечной (*а*) и продольной (*б*) плоскостях симметрии (поз. *1÷9* те же, что и на рис. 1)

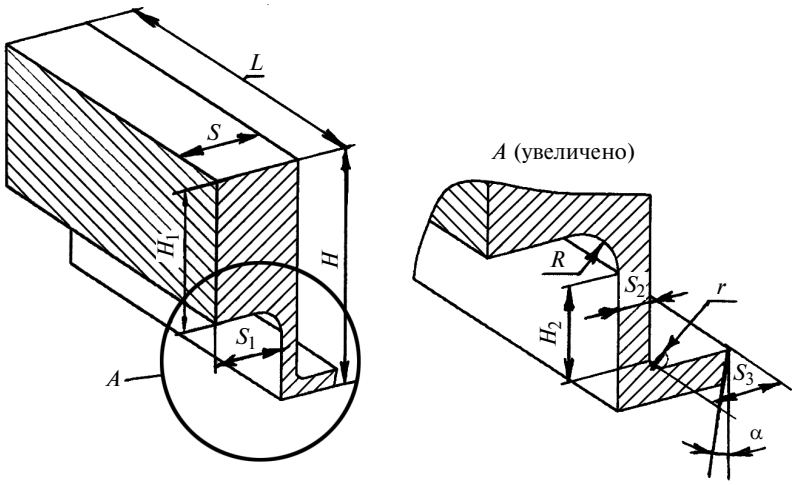


Рис. 3. Конструктивная схема четвертой части призматического образца

В качестве $\sigma_{i\text{ном}}$ принимаем расчетное напряжение в центре образца, который по ширине, высоте и длине соответствует нагруженному призматическому образцу без концентраторов. В этом случае номинальное эквивалентное напряжение определяется согласно теории изгиба балок по формуле $\sigma_{i\text{ном}} = 3FL/(SH^2)$, где F — сила, действующая на образец; L и H — соответственно длина и высота образца; S — ширина призматической части образца (рис. 3).

Предварительно НДС оцениваемой конструкции было определено численным моделированием и значения коэффициентов K_σ и П известны. Выбор данных коэффициентов в качестве критериев подобия лабораторного образца и оцениваемой конструкции определяется тем, что их значения являются значимыми инвариантами полей напряжений, возникающих в моделируемой конструкции, которые определяют ее прочность в условиях циклического нагружения.

Приведем результаты численного анализа зависимостей изменения вида НДС призматического образца при варьировании его основных конструктивных параметров. Данные зависимости позволяют определить размеры экспериментального образца при исследовании сопротивления усталостному разрушению различных материалов и изготовленных из них конструктивных узлов. Испытания данных образцов циклическим нагружением позволят оценить сопротивление усталости конструкции с учетом вида НДС в наиболее нагруженной зоне.

Коэффициенты K_σ и П в зависимости от конструктивных параметров образца оценивали с помощью конечно-элементного моделирования, используя программу MSC/Nasrtran [4].

Исследуемый образец имеет две плоскости симметрии, кроме того, его закрепление также сим-

метрично, поэтому численное моделирование НДС выполняли для четвертой части образца, что позволило уменьшить объем вычислений при той же точности. По специальной системе тестов, разработанной для плоскоцилиндрических образцов, определили погрешность МКЭ при использовании дискретных моделей, что позволило снизить максимальную вычислительную погрешность при определении всех компонент напряжений до 5 % [5].

Образец нагружали в центральной части по всей его ширине распределенной нагрузкой. Материал образца — конструкционная сталь с модулем Юнга E = 210 000 МПа и коэффициентом Пуассона ν = 0,3. Материал

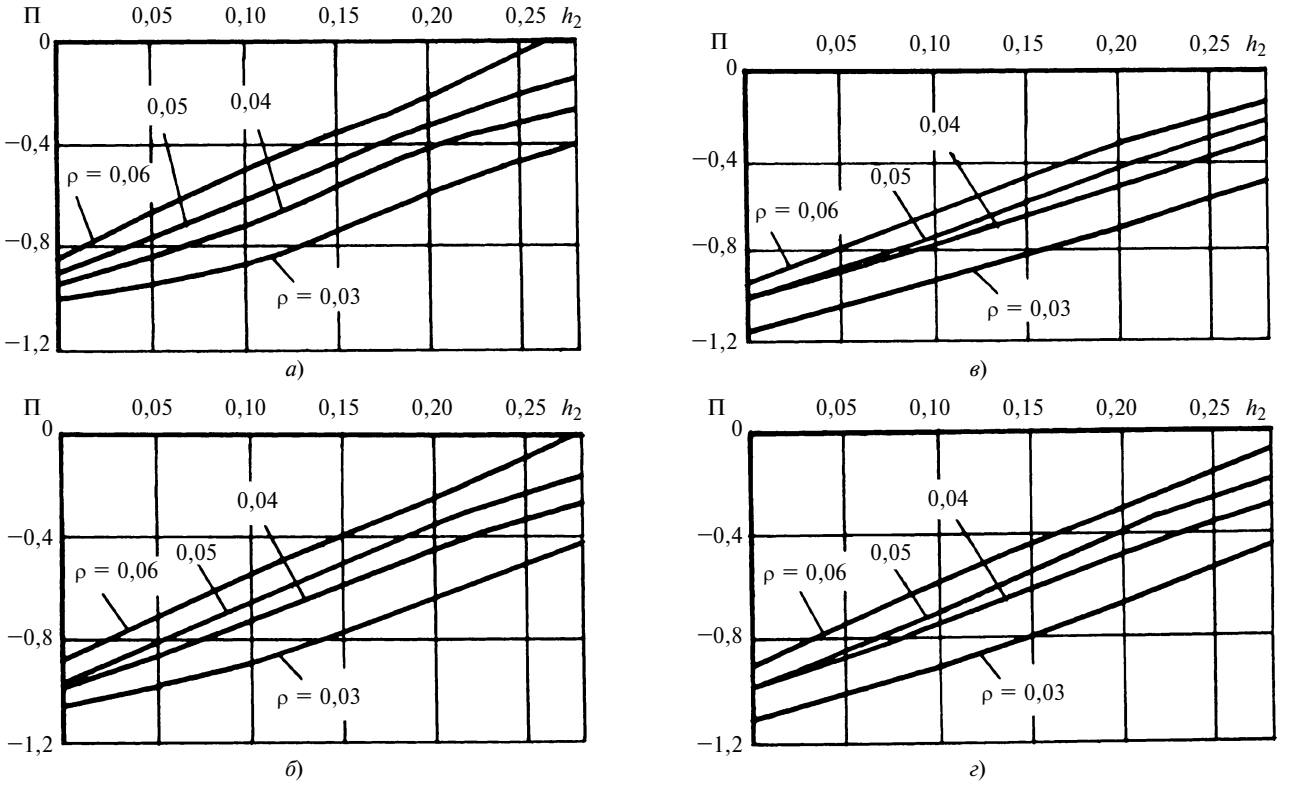


Рис. 4. Зависимости коэффициента П жесткости от относительной высоты h_2 вертикальной части L-образного выступа при h_1 = 0,8 (*а*); 0,7 (*б*); 0,6 (*в*); 0,5 (*г*)

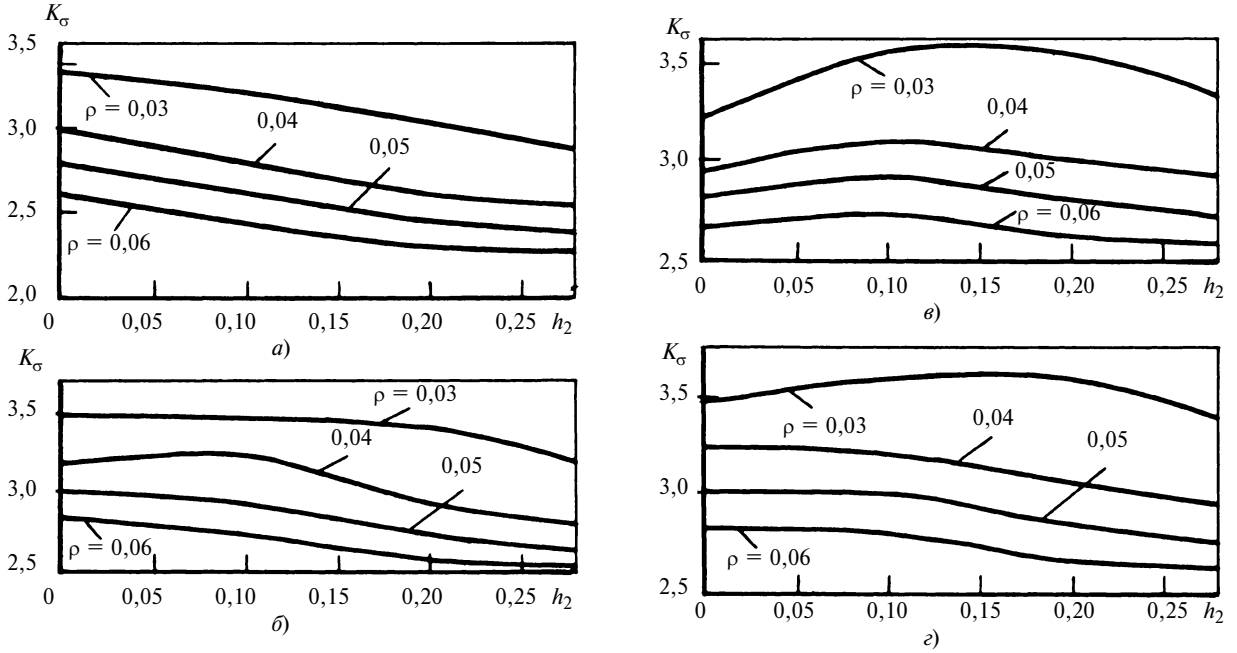


Рис. 5. Зависимости коэффициента K_σ концентрации эквивалентных напряжений от относительной высоты h_2 вертикальной части L-образного выступа при h_1 = 0,8 (*а*); 0,7 (*б*); 0,6 (*в*); 0,5 (*г*)

опоры считали абсолютно жестким, коэффициент трения в зоне контакта образца и боковой опоры равен нулю. Интервал значений коэффициента П приняли от — 1,2 до 0,1, что соответствует результатам анализа НДС аналогичных конструктивных узлов [2], т. е. рассматривались варианты образцов, удовлетворяющие условию $-1{,}2 \leqslant \Pi \leqslant 0{,}1$ и $K_\sigma \leqslant 4$.

Численным моделированием НДС образца с учетом принятых условий были определены значения коэффициентов П и K_σ в его рабочей зоне при следующих соотношениях его конструктивных параметров:

$$\left.\begin{aligned} h_1 &= \frac{H_1}{S} \in [0{,}5;\ 0{,}8]; \\ h_2 &= \frac{H_2}{S} \in [0;\ 0{,}28]; \\ \rho &= \frac{r}{S} \in [0{,}03;\ 0{,}06], \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

где h_1 — относительная толщина призматического тела; h_2 — относительная высота вертикальной части L-образного выступа; ρ — относительный радиус галтели-концентратора: S, H_1, H_2 и r приведены на рис. 3.

При исследовании неизменными величинами оставались: $L = 200$ мм; $S = 50$ мм; $S_1 = 20$ мм; $S_2 = 5$ мм; $R = 7$ мм; $S_3 = 3$ мм.

Было рассчитано около 40 вариантов образцов, в которых значения конструктивных параметров h_1, h_2 и ρ сочетали по схеме "каждый с каждым". Результаты конечно-элементного моделирования представлены на рис. 4 и 5.

Анализ показал, что для получения более "мягкого" НДС в рабочей зоне призматического образца необходимо, чтобы параметр h_2 был как можно меньше. Установлено, что на коэффициент П жесткости существенно влияют параметры h_1 и ρ. Их уменьшение не только явно смягчает НДС, но и заметно увеличивает концентрацию эквивалентных напряжений в рабочей зоне образца.

Таким образом, рассмотренные призматические образцы с концентраторами напряжений в виде галтелей позволяют моделировать "мягкие" НДС высоконагруженных конструктивных узлов, характеризуемые отрицательными коэффициентами жесткости. Уменьшение высоты L-образных выступов и толщины призматического тела образца приводят к смягчению НДС и повышению интенсивности напряжений в рабочей зоне образца. При этом в случае уменьшения радиуса галтели эти изменения усиливаются.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Смирнов-Аляев Г. А.** Механические основы пластической обработки металлов. Инженерные методы. Л.: Машиностроение, 1968. 272 с.
2. **Зеньков Е. В., Цвик Л. Б., Кулешов А. В.** Моделирование мягкого вида напряженного состояния конструктивных узлов на цилиндрических лабораторных образцах с концентраторами напряжений // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2011. № 4 (32). С. 45—50.
3. **Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иоселевич Г. Б.** Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
4. **Шимкович Д. Г.** Femap & Nastran. Инженерный анализ методом конечных элементов. М.: ДМК Пресс, 2008. 704 с.
5. **Зеньков Е. В., Цвик Л. Б., Пыхалов А. А.** Дискретное моделирование напряженно-деформированного состояния плоскоцилиндрических образцов с концентраторами напряжений в виде канавок // Вестник ИрГТУ. 2011. № 7 (54). С. 6—12.

УДК 621.313.001.573

В. Е. ВАВИЛОВ (Уфимский ГАТУ), А. А. ГЕРАСИН, канд. экон. наук (ГосНИИАС, Москва), Ф. Р. ИСМАГИЛОВ, И. Х. ХАЙРУЛЛИН, доктора технических наук, Д. Ю. ПАШАЛИ, канд. техн. наук, О. А. БОЙКОВА, Д. В. РУСАКОВ (Уфимский ГАТУ), e-mail: s2_88@mail.ru

Диагностика гибридных подшипников быстроходных магнитоэлектрических машин по внешнему магнитному полю

Разработан метод диагностики гибридных магнитных подшипников быстроходных магнитоэлектрических машин. Выполнен математический анализ данного метода и компьютерный эксперимент в программном комплексе Ansys.

Ключевые слова: постоянные магниты, гибридные магнитные подшипники, диагностика, внешнее магнитное поле.

The diagnostics method of hybrid magnetic bearings of high-speed magnetoelectric machines is developed. The mathematical analysis of the method and the computer experiment are performed in ANSYS Software.

Keywords: permanent magnets, hybrid magnetic bearings, diagnostics, external magnetic field.

Быстроходные магнитоэлектрические машины (БММ) широко применяются на автономных электротехнических объектах [1] благодаря высоким энергетическим и минимальным массогабаритным показателям и минимальному моменту инерции ротора по сравнению с другими электрическими машинами [2]. Достоинства БММ позволяют устанавливать их, например, на летательных аппаратах. Надежность БММ определяет работоспособность всей системы и ее внезапный выход из строя может привести к значительным экономическим убыткам, экологическим и техногенным катастрофам, тяжесть которых зависит от назначения автономного объекта.

Надежность и межремонтный ресурс БММ в значительной степени определяются техническим состоянием ее подшипников, которые работают при высоких частотах вращения (40 000÷100 000 мин$^{-1}$). При этом чем больше частота вращения, тем труднее обеспечить надежную, долговременную эксплуатацию подшипников и минимальные потери на трение в них. Для минимизации потерь на трение, повышения надежности и эксплуатационного ресурса БММ применяют гибридные магнитные подшипники (ГМП) [3], для успешной эксплуатации которых необходимо разработать новые методы диагностики их технического состояния.

Такие распространенные методы диагностики подшипниковых опор электрических машин, как вибро- и термодиагностика, не могут быть использованы при оценке технического состояния ГМП, так как этими методами измеряют диагностируемые параметры (уровень вибрации или температуру) на внешней поверхности подшипника. Вибрация активных элементов ГМП и изменение температуры внешней поверхности происходят, когда между кольцами ГМП возникает механический контакт, т. е. на последней стадии развития в нем дефектов [4].

Для повышения эффективности диагностики ГМП рекомендуется метод, основанный на анализе внешних магнитных полей (ВМП), позволяющий определить диагностируемые параметры бесконтактным способом и без вывода БММ из рабочего режима [5].

В работах [6—9] показано, что основным критерием данного метода диагностики является анализ гармоник внутреннего и внешнего магнитных полей в разных зонах электрической машины (поверхность статора, зона лобовых частей и др.) в исправном и неисправном ее состоянии. Диагностический признак неисправности машины — возникновение дополнительных гармоник в спектре ВМП и/или их изменение (по величине или форме) с развитием дефектов.

Авторами разработан метод диагностики по ВМП, в котором датчики внешнего магнитного поля (ДВМП) располагаются в какой-либо зоне над поверхностью постоянных магнитов (ПМ) ГМП. Напряженность ВМП на поверхности ПМ подшипника или в непосредственной близости от нее достигает значительных величин (для ПМ из сплава N_dFeB напряженность $H_{пов} = 1{,}99 \cdot 10^6$ А/м [10]), что упрощает техническую реализацию метода, снижает его стоимость, повышает эффективность и достоверность.

Для диагностики технического состояния ГМП БММ по ВМП было необходимо разработать:

математическую модель ВМП как функцию диагностируемых параметров, учитывающую влияние геометрических соотношений активных элементов ГМП, технологических и эксплуатационных факторов на техническое состояние опоры;

трехмерные компьютерные модели ВМП ГМП для проверки адекватности полученной математической модели и возможности практической реализации метода диагностики ГМП по ВМП;

рекомендации по повышению эффективности и достоверности метода диагностики ГМП по ВМП и внедрения результатов исследований в промышленность.

Для решения поставленных задач исследовали влияние эксцентричного расположения магнитных колец ГМП БММ мощностью 30÷50 кВт с воздушным охлаждением, частотой вращения ротора 60 000 мин$^{-1}$ при его массе 1÷3 кг. Толщина корпуса БММ была равна 10 мм. Были сделаны следующие допущения:

сила отталкивания, действующая на небольшой участок внутреннего кольца ГМП, создается магнитным полем, ограниченным областью внешнего кольца ГМП в непосредственной близости от этого участка;

магнитная проницаемость немагнитного рабочего зазора БММ равна проницаемости вакуума (μ_0), магнитная проницаемость ПМ $\mu_{рт}$ = const;

влияние электромагнитной системы управления ГМП не учитывается, рассматривается действие только ПМ.

На рис. 1 приведена принципиальная схема БММ на ГМП. Математическое моделирование электромагнитного поля БММ на ГМП проводили методом эквивалентного соленоида [11]. При этом схема БММ на ГМП преобразуется в систему соленоидов (рис. 2) при условии соблюдения их эквивалентности: $J = iw/2l_a$, где i — сила тока эквивалентного соленоида; J — намагниченность ПМ; w и l_a — число витков и активная длина эквивалентного соленоида.

Магнитная индукция B_z внешнего магнитного поля БММ на ГМП определяется как магнит-

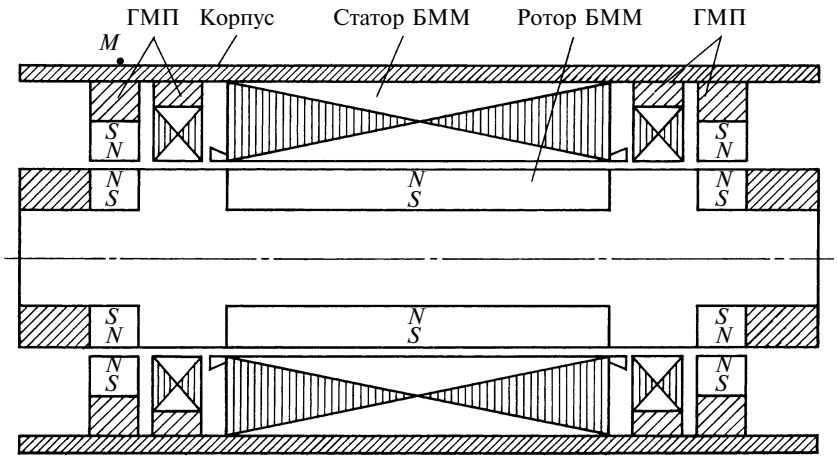


Рис. 1. Принципиальная схема БММ на ГМП

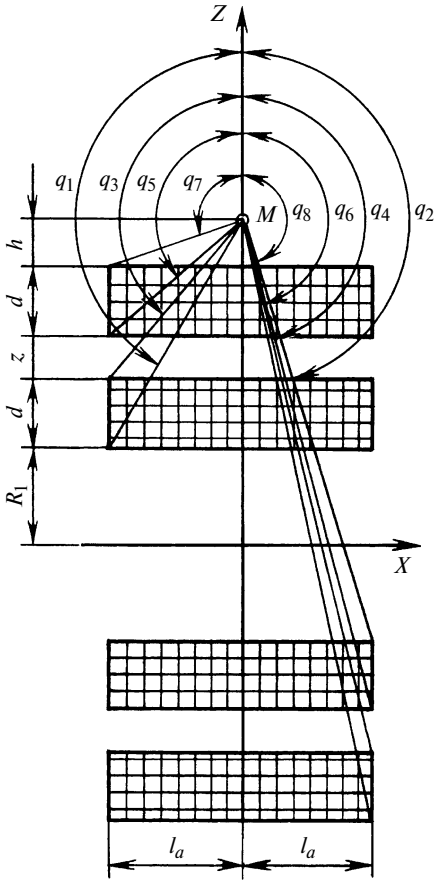


Рис. 2. Система эквивалентных соленоидов

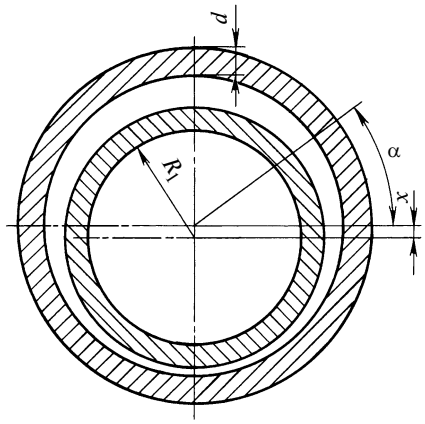


Рис. 3. Эксцентричное расположение колец ГМП

ная индукция поля эквивалентного соленоида в точке M:

$$B_z = \frac{\mu_0 J}{2}(\cos q_1 - \cos q_2 - \cos q_3 + \cos q_4 - \cos q_5 + \cos q_6 + \cos q_7 - \cos q_8),$$

где $\cos q_1 \div \cos q_8$ — косинусы геометрических углов между точкой M и концами соленоида.

С учетом геометрических значений углов $q_1 \div q_8$ магнитную индукцию в точке M определяем по формуле

$$B_z = \frac{\mu_0 J}{8}\left(\frac{l_a}{\sqrt{(2d+z+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(d+z+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(d+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{h^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+2d+z+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+3d+z+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+3d+2z+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+4d+2z+h)^2+l_a^2}}\right), \quad (1)$$

где h — расстояние до точки M (толщина корпуса БММ); d — толщина ПМ; R_1 — радиус внутреннего магнитного кольца ГМП; z — рабочий зазор между внутренним и внешним кольцами ГМП.

При относительном смещении x внутреннего и внешнего колец ГМП зависимость воздушного зазора z от угла α (рис. 3) определяется выражением [12]:

$$z = z_0 - x\cos\alpha, \quad (2)$$

где z_0 — номинальный воздушный зазор между магнитными кольцами ГМП; α — угол между элементарными плоскостями колец ГМП.

Намагниченность постоянных магнитов [2] определяем по формуле

$$J = B_r/\mu_0. \quad (3)$$

Подставив равенства (2) и (3) в формулу (1), получим:

$$B_z = \frac{B_r}{8}\int_0^{2\pi}\left(\frac{l_a}{\sqrt{(2d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(d+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{h^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+2d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+3d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+3d+2(z_0-x\cos\alpha)+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+4d+2(z_0-x\cos\alpha)+h)^2+l_a^2}}\right)d\alpha. \quad (4)$$

Напряженность ВМП в точке M определяем по формуле

$$H_z = \frac{B_r}{8\mu_0\mu}\int_0^{2\pi}\left(\frac{l_a}{\sqrt{(2d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(d+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{h^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+2d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+3d+z_0-x\cos\alpha+h)^2+l_a^2}} + \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+3d+2(z_0-x\cos\alpha)+h)^2+l_a^2}} - \frac{l_a}{\sqrt{(2R_1+4d+2(z_0-x\cos\alpha)+h)^2+l_a^2}}\right)d\alpha. \quad (5)$$

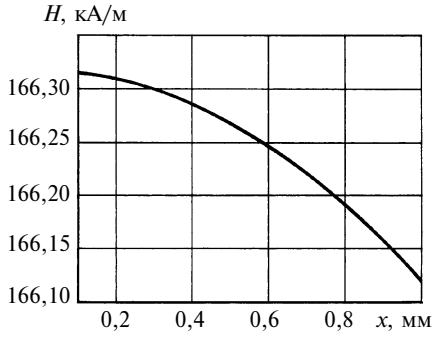


Рис. 4. Зависимость напряженности *H* ВМП от относительного смещения *x* колец при толщине корпуса БММ *h* = 10 мм

Таким образом, для определения напряженности ВМП ГМП как функции параметров, сопоставление которых определяет диагностические признаки технического состояния машины, разработана математическая модель (5), учитывающая влияние геометрических соотношений (4) активных элементов конструкции ГМП, технологических и эксплуатационных факторов на техническое состояние опоры.

Уравнение (5) численно решали с использованием программного пакета Matchad 15 при основных геометрических параметрах ГМП: $d = 0{,}01$ м; $h = 0{,}01$ м; $l_a = 0{,}01$ м; $R_1 = 0{,}01$ м; $z_0 = 0{,}001$ м; материал ПМ N_dFeB (остаточная индукция $B_r = 1{,}13$ Тл; коэрцитивная сила — 1592 кА/м). Получили зависимости изменения напряженности ВМП от смещения *x* колец ГМП (рис. 4) при фиксированной толщине $h = 10$ мм корпуса БММ и смещении колец ГМП на 20 % (рис. 5).

Анализ рис. 4 показал, что при смещении колец ГМП на 15 % напряженность ВМП на стороне увеличения номинального зазора снижается на 50 А/м, а при смещении на 50 % — на 100÷120 А/м. При увеличении толщины корпуса в 2 раза (смещение колец ГМП относительно друг друга на 20 %) напряженность ВМП снижается в 2,5 раза и составляет 60 кА/м при толщине корпуса 20 мм (см. рис. 5).

Экспериментальную проверку адекватности разработанной математической модели и определения глубины распространения ВМП ГМП в корпусе БММ проводили с помощью компьютерного моделирования трехмерного ВМП в программном комплексе Ansys. Использовали конечно-элементную модель ГМП на основе исходных данных, принятых при математическом моделировании и численных расчетах при следующих допущениях: ГМП рассматривали в определенный момент времени; электромагнитную систему ГМП не рассматривали; окружающая среда — воздух.

В результате моделирования получили спектры распределения ВМП исправных ГМП, т. е. при отсутствии смещения магнитных колец (рис. 6, *а*, см. обложку), и ГМП с эксцентрично расположенными магнитными кольцами (рис. 6, *б*, см. обложку).

Результаты эксперимента подтвердили возможность применения на практике предложенного метода диагностики ГМП по ВМП, так как ВМП с плотностью магнитного потока 0,121 Тл распространяется на глубину до 10 мм. Такая глубина распространения соответствует толщине корпуса современных БММ мощностью 30÷50 кВт с воздушным охлаждением. При увеличении мощности БММ и других условиях охлаждения (например у БММ мощностью 100 кВт с жидкостным охлаждением поверхности статора),

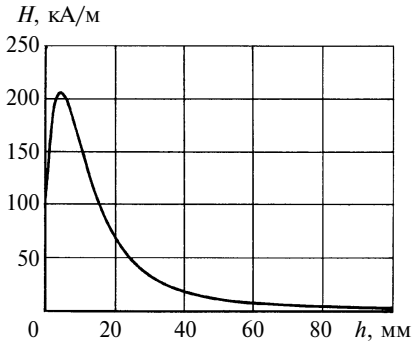


Рис. 5. Зависимость напряженности *H* ВМП от толщины *h* корпуса БММ при постоянном относительном смещении колец ГМП на *x* = 20 %

толщина корпуса с учетом рубашки охлаждения может достигать 30 мм. Масса ротора составляет 5÷6 кг, а объем ПМ ГМП увеличивается в 2,5÷2,7 раза. В данном случае глубина проникновения ВМП с магнитной индукцией 0,38 Тл составляет 6 мм, с индукцией 0,1913 Тл — до 20 мм, с индукцией 0,11÷0,08 Тл — до 35 мм. Это доказывает универсальность предложенного метода диагностики технического состояния ГМП.

Сравнительный анализ показал, что погрешность численных расчетов по разработанной математической модели не превышает 3 % по сравнению с данными компьютерного моделирования. Полученные результаты можно использовать при проектировании БММ на ГМП.

Предложенный метод диагностики ГМП применим и для управления ГМП; при этом датчики системы управления расположены не на внутренней, а на внешней поверхности корпуса БММ, что повышает надежность и точность управления. Метод можно применять и для диагностики БММ, так как при эксцентричном расположении ротора БММ относительно статора внутренние кольца ГМП также будут располагаться эксцентрично.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Moore M. J.** Micro-turbine generators // Professional Engineering. Printed in the USA. 2002. 113 с.

2. **Ситин Д. А.** Магнитные системы синхронных электрических машин с редкоземельными постоянными магнитами и повышенной частотой вращения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / МАИ. М. 2009. 24 с.

3. **Хайруллин И. Х., Исмагилов Ф. Р., Вавилов В. Е.** Определение сил гибридного магнитного подшипника для высокоскоростных шпинделей // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. С. 70—74.

4. **Хайруллин И. Х., Исмагилов Ф. Р., Вавилов В. Е.** Определение влияния статического эксцентриситета на устойчивость гибридного магнитного подшипника // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. С. 147—150.

УДК 621.396.65.011.56:7.042

С. О. НИКИФОРОВ, д-р техн. наук, Б. Е. МАРХАДАЕВ, канд. техн. наук, Д. А. ДАМБУЕВА (Институт физического материаловедения СО РАН, г. Улан-Удэ), Б. С. НИКИФОРОВ, канд. техн. наук (Бурятский ГУ, г. Улан-Удэ), e-mail: bmarkh@pres.bscnet.ru

Модульное структурное проектирование безреверсных манипуляторов[1]

Предложен алгоритм модульного структурного проектирования безреверсных манипуляторов с механическим и электронным управлением.

Ключевые слова: модульное структурное проектирование, безреверсный манипулятор, управление.

The algorithm of modular structural design of non-reverse manipulators with mechanical and electronic control is proposed.

Keywords: modular structural design, non-reverse manipulator, control.

При разработке технических систем (ТС) используют структурное (анализ особенностей внутреннего устройства) и функциональное (анализ взаимоотношений между модулями ТС и ТС со средой) описание их свойств [1]. Функциональная структура ТС является всеобъемлющей, поскольку синергетическое объединение функциональных компонентов (модулей) в одном объекте, например в мехатронных манипуляционных устройствах (ММУ), дает необходимый результат. В рассматриваемом случае функциональные компоненты объединены в изделии по принципу модульного проектирования [2].

На современном этапе развития науки и техники способы организации движений (управления) с помощью разного рода сложных интегральных устройств претерпевают значительные изменения, обусловленные достижениями в области электронной техники, приводных устройств, сенсорной техники и информационных технологий. Наиболее перспективно создание подобных устройств, отличающихся от имеющихся не условиями использования, а новизной способа преобразования движений.

Принципиально новые интегральные устройства создаются нечасто, но именно они или их модификации позволяют реализовать экономичные и надежные конструктивные решения в условиях конкретного производства с наиболее эффективными эксплуатационными параметрами при минимальных энергетических и материальных затратах.

Актуальная задача мехатроники — создание высокопроизводительных энергоэффективных ММУ для решения конкретной технической задачи.

Японская ассоциация промышленной робототехники из 23 показателей [3] по степени важности направления разработок выделила следующие первые семь: 1 — повышение быстродействия роботов; 2 — повышение точности позиционирования; 3 — уменьшение габаритов роботов; 4 — методы управления от ЭВМ; 5 — снижение стоимости; 6 — очув-

[1] Работа поддержана грантом РФФИ № 11-08-00717а "Энергосберегающие гибкие автоматизированные системы на основе роторных и импульсных мехатронных манипуляционных устройств повышенного быстродействия".

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 37)

5. **Бойкова О. А.** Функциональная диагностика неисправностей электромеханических элементов электротехнических комплексов по внешнему электромагнитному полю: Автореф. дис. ... канд. техн. наук, УГАТУ. Уфа, 2011. 19 с.

6. **Обзор** современных методов и средств оперативной диагностики электромеханических преобразователей энергии / Ф. Р. Исмагилов, И. Х. Хайруллин, Д. Ю. Пашали, О. А. Бойкова // Вестник УГАТУ. 2010. Т. 14. № 4 (39). С. 73—79.

7. **Тонких В. Г.** Метод диагностики асинхронных электродвигателей в сельском хозяйстве на основе анализа параметров их внешнего магнитного поля: Автореф. ... канд. техн. наук, АлтГТУ. Барнаул, 2009. 19 с.

8. **Ураксеев М. А., Пашали Д. Ю., Афанасьев Ю. В.** К анализу диагностического сигнала при смещении оси ротора электрического взрывозащищенного двигателя // Внутривуз. сб. науч. тр. "Электротехнические комплексы и системы". Уфа: УГАТУ, 2001. С. 57—62.

9. **Пашали Д. Ю.** Магнитная индукция при интегральной оценке неравномерности воздушного зазора для задач диагностирования // Внутривуз. сб. науч. тр. "Электротехнические комплексы и системы". Уфа: УГАТУ, 2001. С. 194—199.

10. **Характеристики** постоянных магнитов [электронный ресурс] URL: http://ferrite.ru/products/magnets/ndfeb/.

11. **Постоянные** магниты: Справочник / Под ред. Ю. М. Пятина. М.: Энергия, 1980. 486 с.

12. **Геллер Б., Гамата В.** Высшие гармоники в асинхронных машинах / Пер. с англ. под ред. З. Г. Каганова. М.: Энергия, 1981. 352 с.

13. **Буль О. Б.** Погрешности расчета электромагнита с помощью программ ANSYS и FEMM // Электричество. 2006. № 7. С. 44—48.

14. **Анализ** осевой составляющей силы отталкивания в многокольцевых магнитных подшипниках с осевым направлением намагниченности / А. А. Герасин, Ф. Р. Исмагилов, И. Х. Хайруллин, В. Е. Вавилов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2012. № 10. С. 14—18.

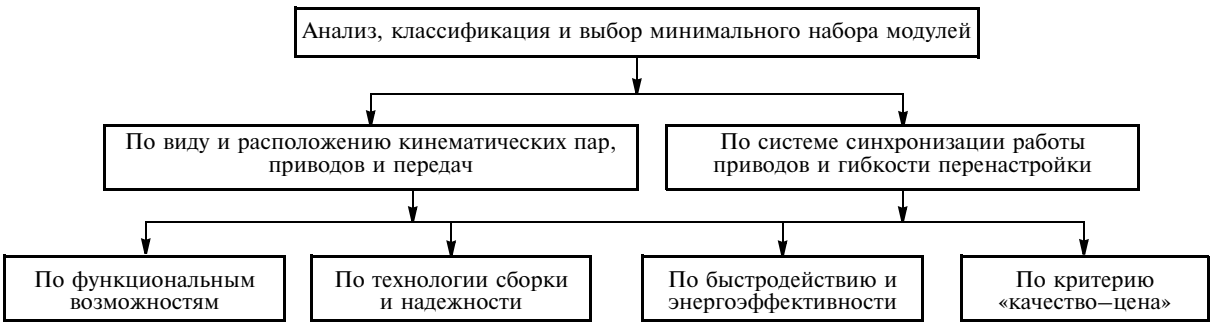


Рис. 1. Концепция создания мехатронных манипуляционных устройств

ствление (зрение); 7 — модульность (взаимозаменяемость).

Именно этими приоритетами следует руководствоваться при разработке подобной высокоэффективной техники, но при этом необходим системный подход, позволяющий выявить следующие закономерности: 1) любому устройству, подобному интегральной ТС должны быть присущи два основополагающих свойства: образ действия и структура — множество модулей системы, определяющих их взаимосвязь; 2) структура обусловливает образ действия системы; 3) одни и те же функции системы присущи различным структурам.

На рис. 1 представлена концепция создания ММУ, в которой наряду с технико-экономическими требованиями представлены требования к набору функциональных модулей (их составу и классификации).

На основании традиционных средств и подходов при создании энергоэффективных изделий достичь качественно нового уровня технологического оборудования практически нереально. Поэтому ожидается резкий рост отношения "качество — цена" для нетрадиционных видов автоматизированных производств, который ведет к переходу от электроники к программно-математическому обеспечению как исходной среде принятия решений при дизайнерской проработке изделий. Исходя из того, что средства принятия решений будут меняться, в работе [4] дается расширенное толкование термина "мехатроника": "Мехатроника — это средство принятия схемных решений для функционирования физических систем".

Технические характеристики включают детальные характеристики отношений между управляющим программно-математическим обеспечением и ТС. Вычислительная технология — это комбинация вычислительных аппаратных средств и программно-математического обеспечения, позволяющая получить требуемые характеристики создаваемого изделия в целом. Таким образом, технические характеристики описывают работу системы (изделия), а вычислительные — определяют ее эксплуатационные качества.

При дизайнерском проектировании и изготовлении подобных изделий необходим комплексный подход, решающий вопросы их функционально-структурного синтеза с помощью формирования алгоритмов и средств управления этими процессами. Подход включает все циклы создания изделий: концептуальное проектирование и дизайн; моделирование; синтез алгоритмов и средств аппаратуры; разработку технической и конструкторской документации; конструктивную реализацию; разработку технологического процесса и т. д.

Подход тесно связан с понятием типового жизненного цикла изделий (ЖЦИ): от определения необходимости и/или целесообразности создания изделия до его ликвидации, утилизации. В соответствии с международными стандартами ISO 9000 определены одиннадцать этапов ЖЦИ [5].

Безреверсные манипуляторы и организация управления ими

На стадии подготовки к созданию высокоэффективных ММУ устанавливают принципиальную возможность реализации и целесообразность их создания, формируют техническое задание для этапа проектирования. Наиболее важной частью стадии подготовки являются поисковые исследования и моделирование. Существуют два направления исследований: 1) преобразование движений в исполнительном механизме ММУ и организация соответствующих способов и средств управления; 2) улучшение функциональных свойств изделия на основе анализа принципов, средств формирования движений, структуры и системы управления (СУ).

Так как управление ММУ оценивается исключительно по характеристикам СУ, то при ее формировании необходимо:

1) сформулировать требования к выполнению движений исходя из технологических задач;

2) описать принципы действия СУ;

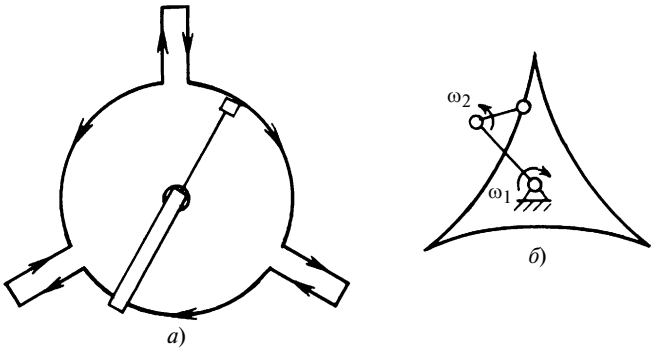


Рис. 2. Траектории рабочего органа:
а — циклового серийного ПР для трех рабочих позиций; *б* — безреверсного манипулятора в шарнирно-рычажной компоновке $\omega_2/\omega_1 = -3$

3) построить и описать структуру СУ, представляющую соединение модулей, каждый из которых выполняет свои функции;

4) описать состав модулей и элементную базу;

5) обосновать состав технических характеристик, раскрыть их смысл, сравнить с характеристиками существующих СУ промышленных роботов (ПР);

6) описать СУ, выпускаемые промышленностью;

7) описать способы работы с СУ, в частности способы программирования движений.

Объектом управления является исполнительное устройство (манипулятор), в которое также входят приводы.

Существует возможность построения большого семейства энергоэффективных безреверсных ММУ с особой геометрией формируемых движений, позволяющих повысить их быстродействие в 3—5 раз. В работе [5] предложен комплексный подход к машинному дизайнерскому проектированию ММУ на основе учета их морфологии и аксиологических особенностей.

На рис. 2, *а* и *б* показаны соответственно траектории для трех позиций рабочего органа (РО) циклового серийного ПР и безреверсного шарнирно-рычажного ММУ, когда второе звено (ω_2) вращается в сторону, противоположную вращению первого звена (ω_1), в 3 раза быстрее ($\omega_2/\omega_1 = -3$).

Сходство типовой траектории схвата робота-перекладчика, работающего в цилиндрической системе координат с гипоциклоидой, воспроизводимой двухзвенным безреверсным манипулятором, позволяет использовать последний в качестве робота-перекладчика. Серийный робот-перекладчик имеет независимые приводы, каждый из которых при цикловом программном управлении работает в режиме "разгон — движение с установившейся скоростью — торможение" (см. рис. 2, *а*). Синхронизированные приводные двигатели каждого звена циклоидального манипулятора (см. рис. 2, *б*) работают в безреверсном стационарном режиме, когда рабочие позиции обслуживаемого оборудования совмещены с положениями выстоя. Идея их использования в качестве перекладчиков заключается в том, что при непрерывном вращении звеньев РО периодически совершает мгновенные остановки на позициях, называемых точками выстоя.

Кроме повышения быстродействия СУ в безреверсных ММУ (отсутствует реверс привода) последние упрощаются по сравнению с СУ серийных ПР, снижаются требования к датчикам, становится возможным применение более простых схем электроприводов и существенно простого программно-математического обеспечения. От требований к пе-

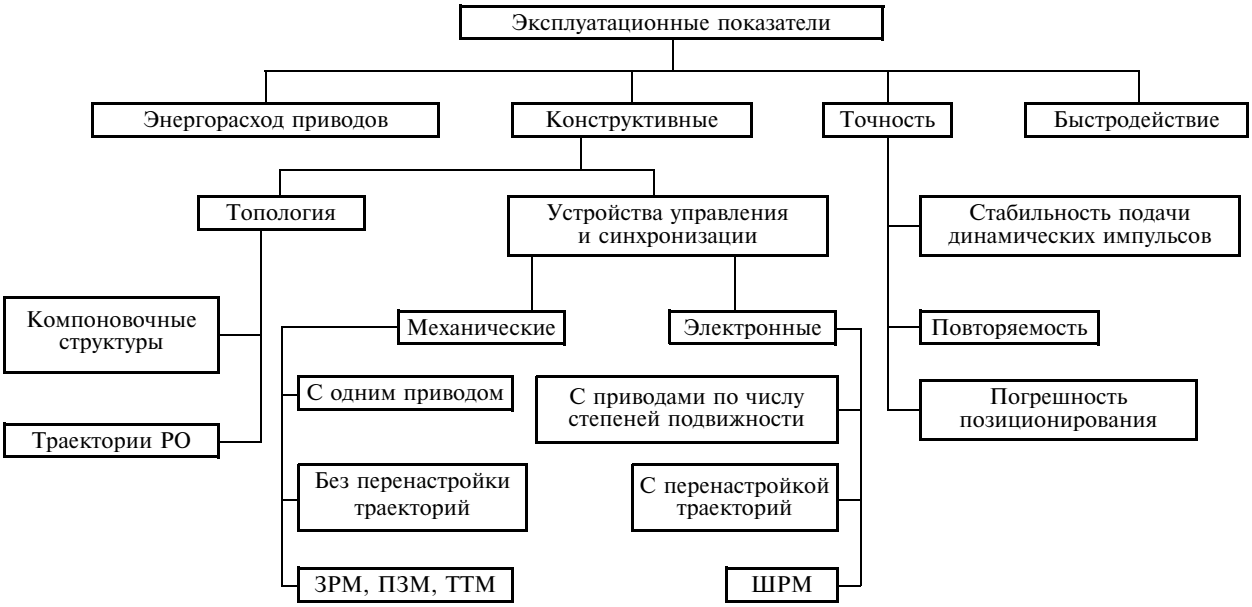


Рис. 3. Эксплуатационные показатели качества безреверсных манипуляторов:
ЗРМ — зубчато-рычажный манипулятор; ПЗМ — планетарно-зубчатый манипулятор; ТТМ — манипулятор с тросовыми тягами; ШРМ — шарнирно-рычажный манипулятор

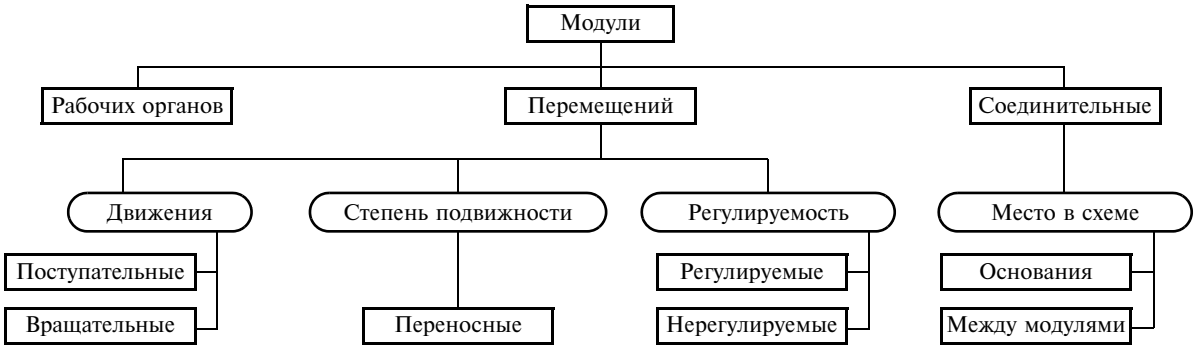


Рис. 4. Классификационная схема модулей исполнительного механизма мехатронных манипуляторов

ренастройке траекторий РО зависят компоновочные структуры, число приводных двигателей и способ управления. На рис. 3 приведена структура эксплуатационных показателей качества безреверсных ММУ [2].

Модульные безреверсные манипуляторы

Модуль — унифицированный узел, структура которого характеризуется функциональной и конструктивной самостоятельностью и который может состыковываться с другими модулями того же комплекта изделия. Структура определяет все возможные отношения между модулями. Функциональная самостоятельность модуля означает выполнение им определенной задачи, например задание движения по одной степени подвижности, или служить опорой для других модулей.

Конструктивная самостоятельность модуля означает, что он может быть изготовлен и/или собран отдельно, а затем состыкован с другими модулями. Соединение модулей образует агрегат, в котором они представляют сборочные единицы (ГОСТ 23887—79), обладающие полной взаимозаменяемостью, возможностью сборки отдельно от других составных частей изделия и способностью выполнять определенную функцию самостоятельно или в составе изделия. Агрегатно-модульная система может быть многоуровневой, на низшем уровне которой — простые элементы.

Классификация модулей ММУ представлена на рис. 4, признаки вписаны в овальные рамки.

Для создания модификаций ММУ из модулей необходимы наглядные и простые способы их формирования. Один из эффективных способов можно представить в виде графа, вершины которого — модули, а ребра — их соединения [2]. Для модульного проектирования безреверсных ММУ используют набор исходных базовых модулей (табл. 1).

Базовые модули 1—7 используют для реализации безреверсных ММУ, когда не требуется перенастройка траекторий движений РО, а СУ реализуется посредством механических передач. Для осуществления движений достаточно одного привода ведущего звена для компоновочных структур ПЗМ, ЗРМ и ТТМ. Если требуется перенастройка, то используют базовые модули 1, 7 и 8. Соединительный модуль 8 используют, если нужно повернуть следующий модуль относительно предыдущего на определенный или произвольно задаваемый угол. На рис. 5 показа схема двухшарнирного манипулятора, где O_1 и O_2 — шарнирные сочленения со встроенными двигателями; l_1 и l_2 — длины звеньев (соединительные модули); φ_1 и φ_2 — углы, характеризующие конфигурацию руки; P — точка крепления схвата.

Каждая степень подвижности звена обеспечивается отдельным приводом. Работа приводов синхронизируется СУ в виде управляющего автомата, включающего функциональные блоки: синхронизации работы приводных двигателей; коррекции; задания временных констант и угловых скоростей звеньев [6, 7]. Траектории движений кодируются, значения параметра N (передаточные отношения) хранятся в памяти СУ (табл. 2). На рис. 6 представлена блок-схема СУ.

Представленный набор базисных модулей позволяет осуществлять топологический иерархический модульный синтез [2], где нижний уровень

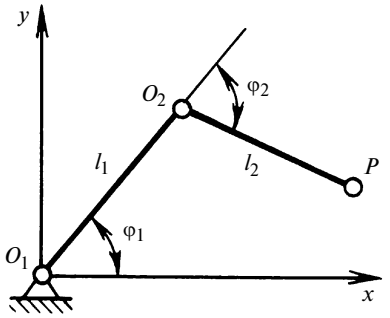


Рис. 5. Двухшарнирный манипулятор в ШРМ исполнении: O_1, O_2 — шарнирные сочленения со встроенными приводными двигателями; l_1, l_2 — длины звеньев (соединительные модули); φ_1, φ_2 — углы, характеризующие конфигурацию руки; P — точка крепления схвата

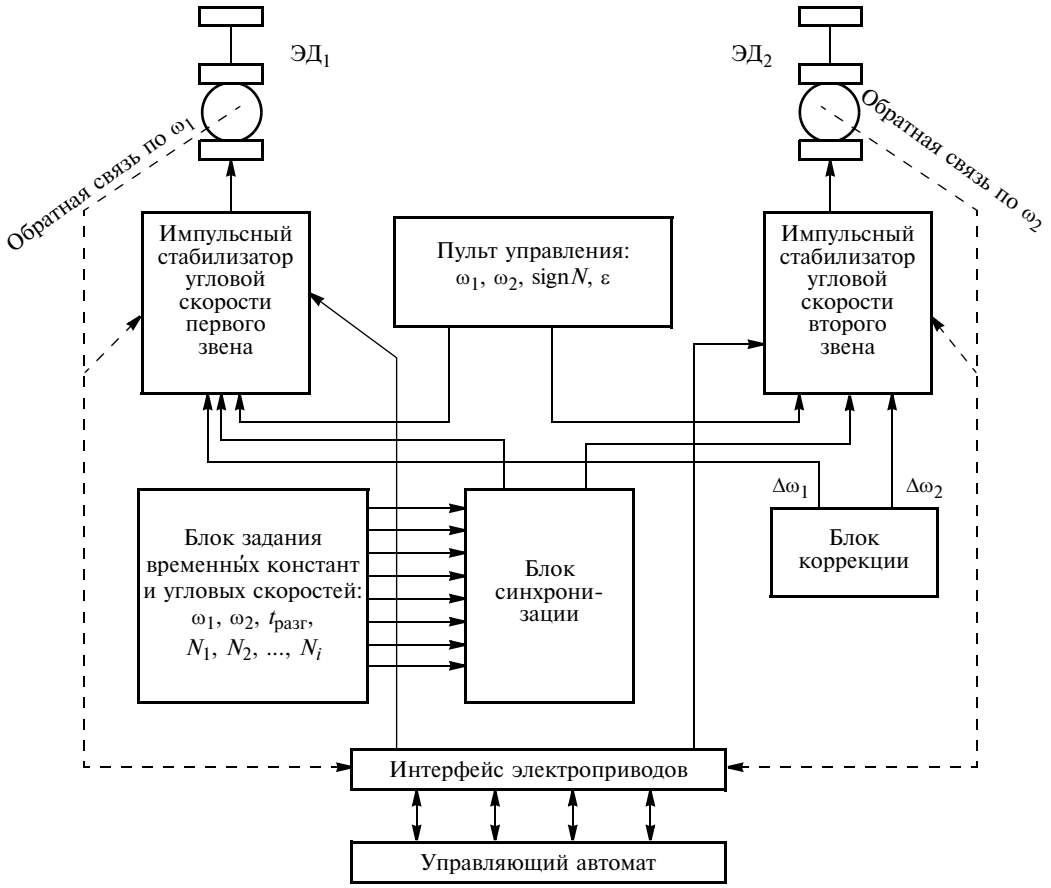


Рис. 6. Блок-схема СУ

соответствует набору исходных базисных модулей (табл. 2); более высокий уровень — пара базисных модулей, связанных между собой и образующих элементарный механизм (ЭМ); высший уровень — структурная модель ММУ (компоновочная структура в целом). Здесь механизм является чисто передающим устройством, в котором входной и один из выходных валов составного ММУ связаны передаточными отношениями $N_i = \omega_i/\Omega$, где Ω — угловая скорость входного вала ведущего звена (для ШРМ — угловая скорость первого от стойки звена); ω_i — выходные угловые скорости ведомых звеньев; $i = 1, 2, ..., n$.

Передаточные числа можно определить, например, матрично-кодовым методом или методами теории графов [2].

Таблица 1

Модуль	Условное обозначение	Наименование модуля
1		Неподвижное зубчатое колесо
2		Коронное зубчатое колесо
3		Водило
4		Цепная передача, тросовые тяги
5		Соединительное звено
6		Зубчатое колесо
7		Рабочий орган (схват)
8		Соединительное звено

Таблица 2

Код ω_1 (двоичный)	Значение N	Код ω_2 (двоичный)	Форма кривой	Знак N: 0 — "–" 1 — "+"
0001	3	00001		0
0001	3	00001		1
0001	4	00002		0
...	...	...	...	...

Алгоритм структурного проектирования безреверсных ММУ

Безреверсные ММУ позволяют автоматизировать широкий спектр производственных операций и допускают гибкую перенастройку (переналадку). Между перенастройками их СУ являются системами с жесткой логикой. Для ММУ компоновок ПЗМ, ЗРМ и ТТМ достаточно одного привода ведущего звена (перенастройка отсутствует), для компоновки ШРМ необходимо обеспечить приводами каждую степень подвижности с синхронизацией их работы с помощью соответствующей СУ. Возможно также динамическое управление импульсными приводными двигателями [2]. Алгоритм структурного проектирования безреверсных ММУ приведен на рис. 7. Рассмотрим подробнее особенности функциональных блоков СУ [8].

Блок синхронизации позволяет: поддерживать $N = \omega_2/\omega_1 = \text{const}$ при разгоне электродвигателей при нагрузке на РО; синхронизировать и регулировать время цикла работы ММУ с технологическим оборудованием; корректировать траектории движений в рабочей зоне; синхронизировать движения звеньев по инерционным характеристикам в рабочих зонах.

Синхронизация работы ММУ с оборудованием в рабочих зонах, особенно в положениях выстоя, обеспечивает максимальную эффективность; в этом случае работа начинается при срабатывании датчика положения при подходе РО к положению выстоя. Работа блока синхронизации аналогична работе в режиме разгона. Выбранные структура и схемотехника блока синхронизации позволяют обеспечить максимальное быстродействие ММУ при совмест-

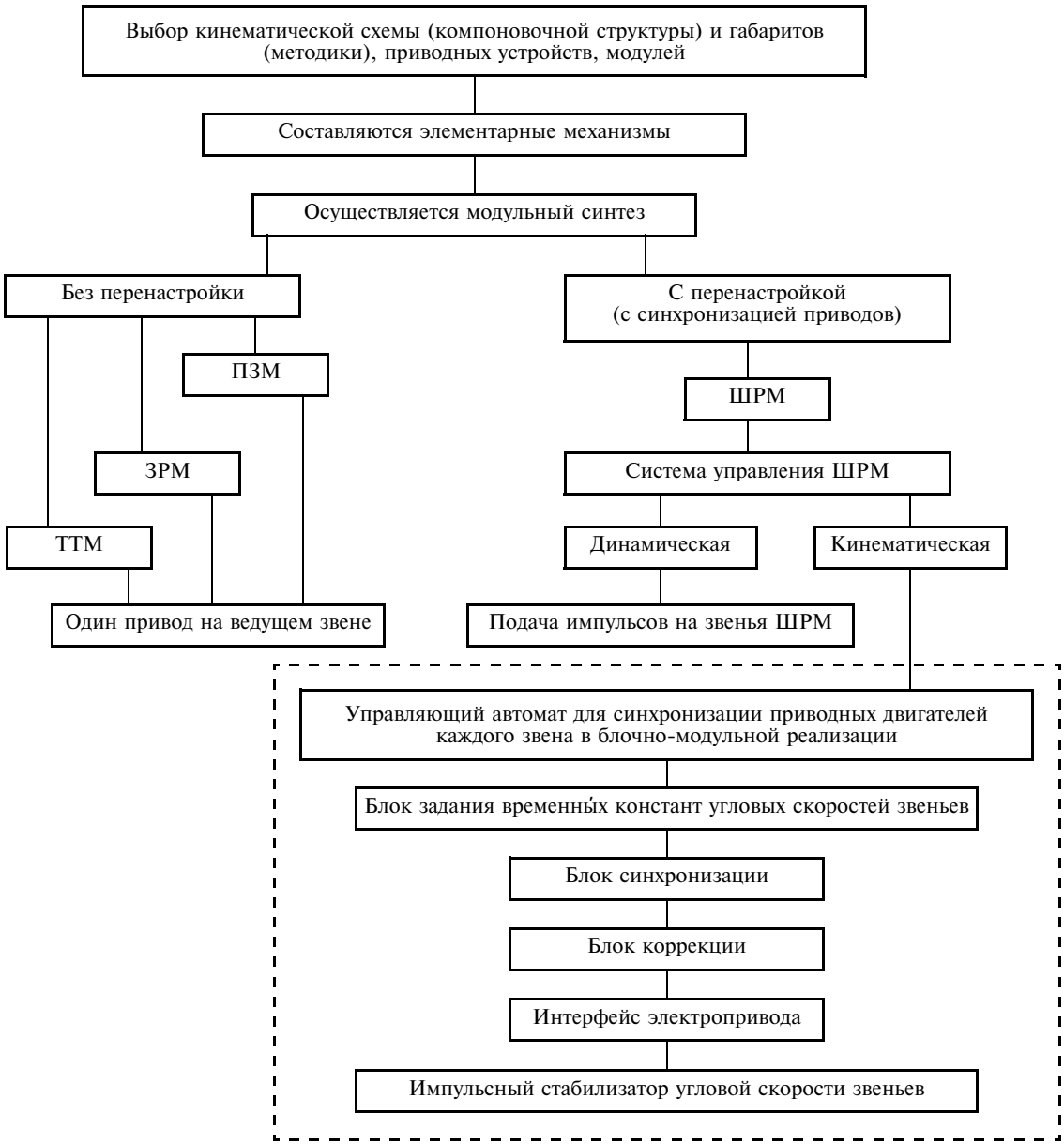


Рис. 7. Алгоритм структурного проектирования безреверсных мехатронных манипуляционных устройств

ной работе с технологическим оборудованием, высокую гибкость и легкую переналаживаемость.

При работе манипулятора с предельными угловыми скоростями звеньев в транспортных операциях точки выстоя смещаются в сторону движения. Для устранения этого был разработан блок коррекции, который контролирует и корректирует траектории движения на рабочих позициях обслуживаемого оборудования и работает совместно с датчиками положений выстоя, расположенными на звеньях руки.

Манипулятор устанавливают с привязкой к точкой выстоя и в каждой настраивают датчики: $Д_1 = Д_2 = 0$; $Д_1 = 1$, $Д_2 = 0$; $Д_1 = 0$, $Д_2 = 1$; $Д_1 = Д_2 = 1$, где 0 — промежуточное положение звеньев (вне точки выстоя), т. е. коррекция отсутствует; 1 — звенья манипулятора отслеживают траекторию с заданной точностью.

Блок коррекции пассивно отслеживает точку выстоя, не вмешиваясь в управление ММУ. Второе и третье состояния датчиков требуют коррекции независимо от блока управления приводами, что повышает динамическую точность.

Таким образом, предлагаемый алгоритм структурного проектирования безреверсных ММУ позволяет целенаправленно формировать на их основе гибкие энергоэффективные автоматизированные производства с минимальными затратами и большой производительностью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е.** Синергетические свойства мехатронных манипуляционных систем // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 16—23.
2. **Nikiforov S. O., Markhadaev B. E. and Nikiforov B. S.** Irreversible Mechatronic Manipulators. ISSN 1068-798X. // Russian Engineering research. 2012. V. 32. N 2. P. 126—129.
3. **Промышленные** роботы. Внедрение и эффективность / К. Асаи, С. Кигами, Т. Кодзима и др.: Пер. с яп. М.: Мир, 1987. 384 с.
4. **Ослэндер Д. М., Риджли Дж. Р., Ригтенбергж Дж. Д.** Управляющие программы для механических систем: объектно-ориентированное проектирование системы реального времени: Пер. с англ. М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. 413 с.
5. **Никифоров С. О., Никифорова О. С., Никифоров Б. С.** Об учете морфологии и аксиологических особенностей при машинном дизайнерском проектировании с прототипированием безреверсных мехатронных манипуляционных устройств // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2011. № 9. С. 36—41.
6. **А. с. 110822 СССР** МКИ^2 B43 L11/00: Устройство для вычерчивания циклоидальных кривых // В. В. Слепнёв, Ю. Ф. Мухопад, С. О. Никифоров. — Опубл. 15.08.84. Бюл. № 30.
7. **А. с. 1418071 СССР** МКИ^2 B43 L11/00: Устройство для вычерчивания циклоидальных кривых // В. В. Слепнёв, Ю. Ф. Мухопад, С. О. Никифоров. — Опубл. 15.08.88. Бюл. № 31.
8. **Никифоров С. О., Челпанов И. Б., Слепнёв В. В.** Быстродействующие циклоидальные манипуляторы. Улан-Удэ: БИЕН СО РАН, 1996. 111 с.

УДК 621.891

А. П. ПЕРЕКРЕСТОВ, канд. техн. наук, В. А. ЧАНЧИКОВ
(Астраханский ГТУ), e-mail: pap1943@rambler.ru

Ресурс дейдвудных подшипников скольжения и факторы, определяющие его

Проанализированы факторы, ограничивающие ресурс дейдвудных подшипников скольжения судовых валопроводов. Установлено влияние износов кормовых дейдвудных уплотнений и металлических вкладышей на надежность и долговечность данных подшипников.

Ключевые слова: вал, дейдвудный подшипник скольжения, износостойкость, работоспособность, надежность, ресурс.

The factors that limit service life of stern sliding bearings of shaft lines are investigated. The influence of stern sealing and metal filler wears on reliability and durability of these bearings is determined.

Keywords: shaft, stern sliding bearing, wear resistance, working capacity, reliability, service life.

Эксплуатационная долговечность судовых валопроводов во многом определяется безотказной работой дейдвудных подшипников, которые находятся в особо тяжелых условиях ввиду кромочного нагружения, обусловленного изгибом вращающегося вала под действием сил тяжести гребного винта и самого вала. Эти подшипники подвергаются также знакопеременным нагрузкам от механической и гидродинамической неуравновешенностей гребного винта, расцентровки валопровода, деформации корпуса судна и др. Динамическое нагружение при неравномерном распределении нагрузки по длине подшипника приводит к увеличению эксплуатационных зазоров в нем и, следовательно, к изнашиванию и снижению ресурса подшипника [1].

Дейдвудные подшипники скольжения бывают неметаллические, смазываемые водой, и металлические, смазываемые маслом. Неметаллические подшипники наряду с существенными достоинствами имеют следующие серьезные недостатки, в связи с чем их применение постоянно сокращается [2]:

1. Не охватывают весь ряд эксплуатируемых гребных валов, диаметры шеек которых соот-

ветствуют диапазону 30÷150 мм (ГОСТ 24725—81). Причина — эксплуатационные ограничения: максимальная удельная нагрузка в зоне трения для резинометаллических планок 0,34 МПа, для капролона 0,5 МПа, для других неметаллических материалов 0,25 МПа; температура не более 40 °С.

2. Сравнительно высокий коэффициент трения: 0,35 для ДСП; 0,1÷0,3 для резинометаллических материалов; 0,2÷0,4 для капролона; 0,03÷0,4 для бакаута; 0,08÷0,1 для композиции ФУТ; 0,1÷0,2 для графитофторопласта. Причина — смазывание подшипников водой, вязкость которой в 40÷50 раз меньше вязкости масла, соответственно смазочный слой в зоне трения в 7 раз тоньше масляного.

3. Защита шеек гребных валов бронзовыми облицовками, которые разрушаются в результате набухания вкладышей. Причина — работа гребного вала в агрессивной коррозионной среде (речной или морской воде).

В отличие от неметаллических подшипников металлические вкладыши смазываются маслами (рис. 1). Для таких подшипников используют в основном баббиты марок Б83, Б83С.

По данным наблюдений и экспериментов ресурс кормового дейдвудного уплотнения — наиболее ответственного узла дейдвудных устройств, в среднем составляет 3÷5 лет при средней годовой наработке судна 6000÷7000 ходовых часов. В работе [3] исследованы дейдвудные уплотнения "Нептун" и "Симплекс" на судах типов "Меридиан" и "Антарктида". Всего исследовали 17 судов, срок службы уплотнений составил 4 года и более при вероятности безотказной работы ≈40 %. После замены манжет срок службы уплотнений увеличился до 2÷3 лет.

Ресурс пары трения "гребной вал — вкладыш подшипника" достаточно большой — практически равен сроку службы судна при нормальных условиях эксплуатации, так как скорость изнашивания сопряжения в этом случае пренебрежимо мала. Мерой износа служит зазор между гребным валом и антифрикционным набором подшипника.

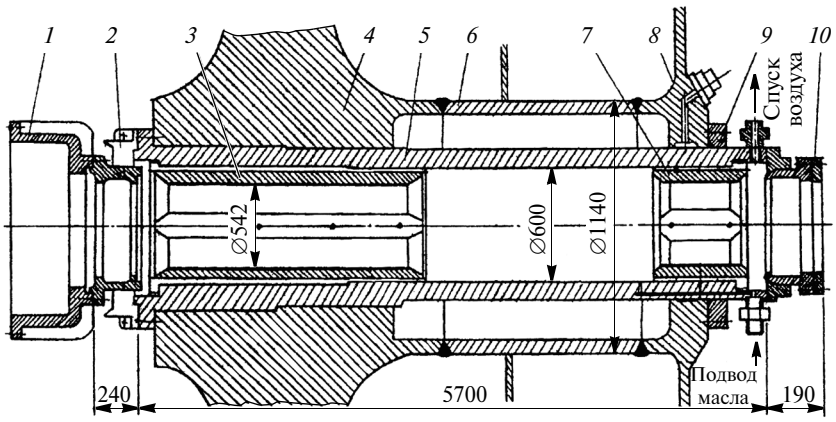


Рис. 1. Дейдвудное устройство БМРТ пр. 1386 типа "Горизонт":
1 — защитный кожух; *2* — кормовое дейдвудное уплотнение; *3* — кормовая втулка; *4* — яблоко ахтерштевня; *5* и *6* — дейдвудные трубы; *7* — носовая втулка; *8* — ахтерпиковая переборка; *9* — закрепительный фланец; *10* — носовое дейдвудное уплотнение

В работе [2] получена зависимость для определения ресурса дейдвудных подшипников:

$$R = (И_{пр}/a_И)^{1/\beta}, \qquad (1)$$

где $И_{пр}$ — предельный износ подшипниковой пары трения, мм; $a_И$ — скорость изнашивания, мкм/ч.

Несмотря на простоту формулы (1) расчет ресурса подшипника — далеко нетривиальная задача. Сложность прогнозирования заключается в получении вероятностных характеристик долговечности R, которые зависят от выбранного закона распределения и коэффициента вариации случайной величины $a_И$. Определение данных параметров само по себе достаточно трудоемко ввиду необходимости сбора материалов по износу дейдвудных подшипников и их статистической обработки.

Факторы, влияющие на ресурс металлических дейдвудных подшипников, приведены в табл. 1 [4]. Как видно, основным является износ рабочих поверхностей трибосопряжений "манжета — втулка" и "гребной вал — вкладыш подшипника". Износ манжет и втулок кормовых уплотнений (рис. 2) дейдвудных подшипников имеет серьезные последствия, негативно отражающиеся на экологии морей и океанов, экономике судоходных компаний, а также на условиях эксплуатации подшипников и валопровода в целом.

Судоходство значительно воздействует на экосистему Мирового океана. Так, норма утечки масла из дейдвудной трубы, установленная Регистром Ллойда, составляет 6 л/сут. Для флота с численностью судов ≈45 000 общий объем загрязнений составляет около 80 млн л/год при средней годовой наработке судна 6000÷7000 ходовых часов. Загрязнения будут возрастать с увеличением численности транспортных судов. По данным Национальной администрации по океанографии и атмосфере США объем международной торговли к 2020 г. возрастет в 3 раза по сравнению с 1995 г., 90 % перевозок будут осуществляться водным транспортом. В то же время к 2020 г. предусматривается полное исключение утечек нефтепродуктов с судов в морскую среду [5].

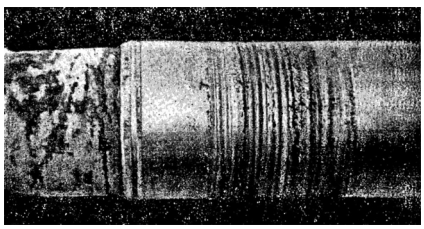


Рис. 2. Характерный вид износа в зоне уплотнения

В работе [6] отмечается, что в большинстве случаев при отказе системы "дейдвудное устройство — валопровод" судно необходимо остановить, а это связано с загрязнением воды. В табл. 2 приведены данные бюро "Веритас" по обследованию аварийности системы "гребной вал — дейдвудное устройство" 6000 судов разного водоизмещения, в том числе крупнотоннажных, наиболее опасных в этом плане.

В то же время технические условия и инструкции по эксплуатации уплотнений типа "Нептун" предусматривают допустимые суммарные утечки масла из кормового и носового уплотнений не более 12 л/сут., которые значительно возрастают при эксплуатации судов со старыми или неисправными кормовыми уплотнениями. Например, при исследовании рыболовного судна "Маршал Судец" [3] было установлено, что за 24,3 тыс. ч наработки дейдвудного устройства суммарные утечки масла составили 2,7 т, а убытки — 2200 $ США. Аварийная ситуация на рыболовном судне "Генерал Петров" показала: при утечке масла 100 л/сут. после 33,1 тыс. ч наработки дейдвудного устройства суммарная утечка составила более 4,3 т, а убытки — 3500 $ США. Помимо убытков от перерасхода масла, выплачиваются штрафы за экологические нарушения при их подтверждении.

При утечке смазочного материала из дейдвудной трубы разрушается масляный клин, созданный при вращении гребного вала. Это ухудшает условия смазывания и, как следствие, приводит к повышенному износу пары трения "шейка вала — вкладыш подшипника" и снижению ресурса дейдвудных подшипников.

В смазочные системы дейдвудных устройств, как правило, входят циркуляционный насос, холодильник и масляный фильтр. При циркуляции масла возникает один существенный недостаток — эмульгирование воды, попадающей в масло. В средней части (по длине) дейдвудного подшипника имеется конструктивный "карман", в нижней части которого скапливается эта вода. Отсюда она дренируется в льяла или цистерну. В процессе циркуляции вода смешивается с маслом. Триботехнические характеристики эмульсии значительно ниже смазочных свойств масел. Это приводит к повышению скорости изнашивания пары трения "шейка вала — вкладыш подшипника" и снижению ресурса дейдвудных подшипников.

Износы трущихся подшипниковых пар дейдвудного устройства зависят от конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов и во многом определяют межремонтный период двигательно-движительного комплекса судна.

Наибольшему износу в дейдвудном устройстве подвержены опоры гребного вала. Их величины на порядок и более превышают износы промежуточных опор валопровода и обусловлены неравномерностью масляных зазоров по длине опирания, отклонениями зазоров от нормативных значений, чрезмерными кромочными нагрузками, некачественным смазочным материалом и др. В значительной мере износы зависят от материалов опор.

Для судов морского флота износы трущихся подшипниковых пар по данным работ [7, 8] находятся в пределах (на 1000 ч работы): 0,4÷0,5 мм с ре-

Таблица 1

Элемент					
Радиальное уплотнение с резиновыми манжетами				Металлический подшипник скольжения (смазывание маслом)	
Резиновые кольца (манжеты)		Втулки, контактирующие с резиновыми кольцами		Антифрикционный слой из баббита	
Вид повреждения	Причина	Вид повреждения	Причина	Вид повреждения	Причина
Износ рабочей поверхности кольца	Естественное изнашивание поверхности трения	Износ рабочих поверхностей втулок	Естественное изнашивание поверхностей трения	Износ рабочей поверхности. Увеличение зазора в подшипнике, как правило, более чем в 1,5 раза	Естественное изнашивание поверхности трения. Аварийное состояние подшипника
Остаточная деформация трещины, повышение твердости	Естественная релаксация напряжений, старение резины			Задиры рабочей поверхности	Механические примеси в масле
Трещины	Недостаточное охлаждение поверхности трения, неблагоприятные условия смазывания			Трещины	Нештатные ударные нагрузки. Усталость баббита из-за неплотного прилегания втулки подшипника и дейдвудной трубы, потери или изгибы лопасти гребного винта

Таблица 2

Показатель	Диаметр гребного вала, мм				
	До 99	100÷199	200÷299	300÷399	400 и более
Число обследованных судов	918	3599	640	431	284
Среднегодовой процент аварий	1,06	3,72	8,12	6,31	25,54

зинометаллическими планками; 0,2÷0,3 мм с капролоновыми втулками; 0,005÷0,01 мм с баббитовыми втулками.

В ряде случаев износы дейдвудных опор могут быть весьма существенными. Например, на одном из танкеров при наработке 2355 ч износ текстолитовых (ПТК-С) дейдвудных втулок составил: кормовой — 23,5 мм, носовой — 0,1 мм; на арктическом ледоколе износ тефлоновых дейдвудных опор составил 16,9 и 16,8 мм для кормовых и 6,5 мм для носовых втулок.

Износы дейдвудных втулок, залитых баббитом, и промежуточных опор валопровода с баббитовыми вкладышами по сравнению с неметаллическими материалами пренебрежимо малы. Однако широкое применение дейдвудных втулок, залитых баббитом, сдерживается недостаточно надежной работой кормовых дейдвудных уплотнений и связанных с этим определенных утечек масла.

Изменение центровки валопроводов возникает и в связи с износами трущихся пар дейдвудных уплотнений, величины которых во многих случаях определяют сроки ремонта судов в доках. Недостаточная податливость уплотнительных материалов (набивки, манжет) препятствует свободному перемещению гребного вала и при центровке, и в период эксплуатации валопровода. При указанных обстоятельствах трудно прогнозировать изменение изгибающих моментов на валах и нагрузок на опорах. Поэтому предпочтительными следует признать уплотнения типа "Симплекс" с достаточно широким диапазоном радиальной компенсации: $\delta \approx 2 \div 4$ мм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Перекрестов А. П., Чанчиков В. А., Боловин В. Г.** Определение оптимальной концентрации магнитной противоизносной присадки в смазочные масла // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 46—49.

2. **Румб В. К.** Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых валопроводов. СПб.: СПбГМТУ, 2008. 298 с.

3. **Гусаков И. А., Медведев А. Ф., Смиринская Н. Я.** Оценка надежности уплотнений вращающихся валов // Вестник СевГТУ: Механика, энергетика, экология. 1997. № 6. С. 84—89.

4. **Покудин В. Г., Вихров Н. М.** Технология судоремонта. СПб.: Изд-во "ПаркКом", 2007. 424 с.

5. **Состояние** мира 1999 / Доклад института Wordnahch о развитии по пути к устойчивому обществу: Пер. с англ. М.: Весь мир, 2000. 384 с.

6. **Юдицкий Ф. Л.** Защита окружающей среды при эксплуатации судов. Л.: Судостроение, 1978. 160 с.

7. **Агуреев А. Г., Никитин М. Н.** Опыт эксплуатации валопроводов и дейдвудных устройств на судах ММФ // Материалы Всесоюз. науч.-техн. конф. "Проблемы повышения надежности судовых валопроводов" ВНТО им. акад. А. Н. Крылова. Л.: Судостроение, 1988. С. 117, 118.

8. **Исследования** по совершенствованию дейдвудных подшипников / Е. В. Соков, М. Б. Рубин, А. В. Орехов, В. И. Фомин // Материалы Всесоюз. науч.-техн. конф. "Проблемы повышения надежности судовых валопроводов" ВНТО им. акад. А. Н. Крылова. Л.: Судостроение, 1981. С. 16—18.

УДК 621.822.175

М. В. ГРИБИНИЧЕНКО, канд. техн. наук, А. В. КУРЕНСКИЙ, Н. В. СИНЕНКО (Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток), e-mail: Korabel23@list.ru

Разработка осевого подшипника с газовой смазкой для судовых турбомашин

Рассмотрена возможность повышения несущей способности смазочного слоя подшипников с газовой смазкой турбомашин судовых энергетических установок. Определены основные конструктивные особенности разрабатываемых гибридных подшипников.

Ключевые слова: осевой подшипник, газовая смазка, конструктивные особенности.

The capability of increase in load capacity of lubrication layer of gas lubrication bearings in ship power plant rotodymanic machines is considered. The principal design features of the constructed hybrid bearings are determined.

Keywords: axle bearing, gas lubrication, design features.

Опоры на газовой смазке, получающие все большее распространение, повышают эффективность работы турбомашин, так как значительно снижают потери энергии на трение, обеспечивают увеличение частоты вращения ротора и моторесурса агрегата, при этом исключается использование смазочных материалов, загрязняющих окружающую среду.

Однако применение газовых подшипников в судовой энергетике ограничено малой несущей способностью их смазочного слоя. При этом роторы большинства судовых турбомашин [1] с газовыми подшипниками (турбокомпрессоры наддува ДВС и турбодетандеры холодильных установок) имеют значительные массогабаритные параметры, что увеличивает нагрузки на опоры.

Цель исследований — повышение несущей способности подшипников с газовой смазкой. Результаты исследований можно использовать при разработке узлов трения турбомашин судовых энергоустановок. Наиболее эффективное решение поставленной задачи — применение гиб-

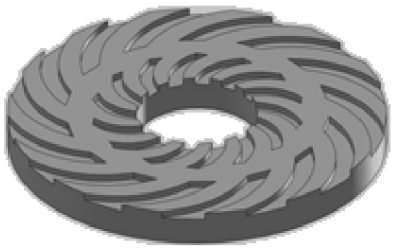


Рис. 1. Подпятник подшипника со спиральными канавками

ридных подшипников [2], совмещающих свойства газостатических и газодинамических опор. Разработана конструкция осевого гибридного подшипника с газовой смазкой и повышенной по сравнению с существующими подшипниками несущей способностью.

Рассмотрим конструкции газодинамических и газостатических подшипников и определим основные признаки гибридного подшипника.

Газодинамическими называют подшипники, не требующие подпитки сжатым воздухом, повышенное давление в смазочном слое которых создается в результате движения газа при относительном перемещении рабочих поверхностей [3]. За рубежом их называют подшипниками с внутренним нагнетанием давления или самогенерирующимися. Такие подшипники выполняют со спиральными канавками (рис. 1) или несколькими клиновидными, клиновидно-равномерными или ступенчатыми сегментами (рис. 2). Газ увлекается в сужающийся клиновидный (или ступенчатый) смазочный зазор и сжимается для повышения давления в слое. В работе [4] при сравнении осевых подшипников с разными профилями отмечается, что наиболее высокую несущую способность обеспечивают ступенчатые подшипники и подшипники с клиновидно-равномерной формой зазора.

Недостатком таких подшипников являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа, так как газодинамический эффект проявляется при толщине смазочного слоя менее 10 мкм. При таком зазоре трудно обеспечить параллельность двух рабочих поверхностей и отсутствие непосредственного контакта между ними. Для малоразмерных подшипников (узлы трения измерительных приборов) это требование в принципе выполнимо, но для судовых турбомашин с повышенными нагрузками на опоры валов и, следовательно, с подшипниками больших размеров добиться параллельности рабочих поверхностей довольно трудно. Следует иметь в виду торцевое биение пяты ротора при вращении и отклонение рабочей поверхности от плоскостности, которое возрастает с увеличением внешнего радиуса пяты.

Обеспечить параллельность рабочих поверхностей при небольших смазочных зазорах можно применением самоустанавливающихся деталей подшипника — опоры с подвижными секторами, благодаря которым автоматически отслеживаются колебания вращающейся рабочей поверхности.

Принципиально похожую схему имеют лепестковые подшипники, получившие в настоящее время широкое распространение. Кроме автоматического поддержания необходимого положения рабочих поверхностей такие подшипники по сравнению с опорами с жесткой рабочей поверхностью позволяют снизить требования к температурным расширениям и деформациям деталей турбомашин.

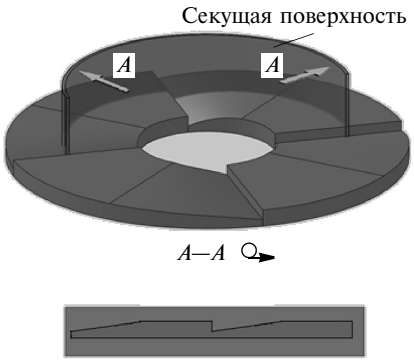


Рис. 2. Сегментный газодинамический подшипник с жесткой рабочей поверхностью

Рис. 3. Лепестковый подшипник с перекрытием лепестков

Недостаток опор с подвижными секторами по сравнению с лепестковыми подшипниками — большая инерционность секторов, из-за чего они не успевают отслеживать колебания вращающейся поверхности цапфы. Кроме того, возможно "залипание" шарнирных опор. В результате надежность подшипников с подвижными секторами ниже, чем лепестковых опор, работающих в тех же условиях. Поэтому предпочтительной конструкцией, обеспечивающей газодинамический эффект, признан лепестковый подшипник. Отметим, что в лепестковом подшипнике используют лепестки с клиновидным или клиновидно-равномерным профилем — одним из профилей, обеспечивающих более высокую несущую способность.

Простейшая схема лепесткового подшипника — набор пластин (лепестков), закрепленных одним концом в корпусе и укладываемых по окружности с перекрытием (внахлест) (рис. 3). Подобная схема предполагает применение упругого материала с минимальной толщиной 200÷300 мкм. Максимальная глубина клино-

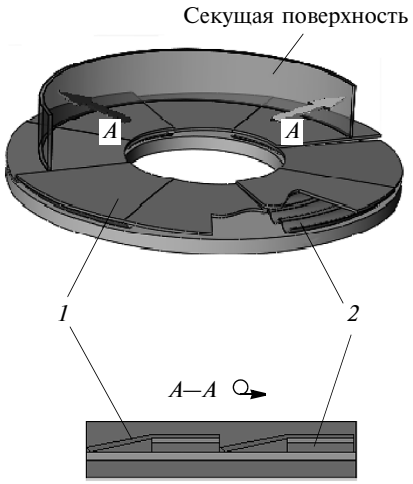


Рис. 4. Лепестковый подшипник с упругой подложкой

видного зазора, определяемая этой толщиной, оказывается слишком большой и приводит к существенному снижению несущей способности. Предпочтительней конструкция опоры, в которой лепестки с антифрикционным покрытием имеют незначительную толщину и устанавливаются на подложку *2*, выполняющую функцию упругого элемента (рис. 4). Такие подшипники иногда называют фольговыми.

Таким образом, анализ существующих газодинамических подшипников показал: для судовых турбомашин применение подшипников с жесткими рабочими поверхностями представляется нецелесообразным; разрабатываемая опора должна иметь самоустанавливающиеся рабочие поверхности; наиболее приемлемым вариантом являются лепестковые подшипники.

Определив лепестковый подшипник как прототип объекта исследования, выберем конструктивные параметры, обеспечивающие необходимый газостатический эффект, т. е. соответствующую подачу сжатого газа в смазочный зазор.

Опоры с внешним нагнетанием давления (наддувом), широко применяемые в промышленности, разнообразны по конструкции. Установка на судовых энергоагрегатах дополнительных компрессоров, обеспечивающих работу узлов трения, может оказаться нецелесообразной ввиду высокой плотности оборудования. Поэтому в качестве источника сжатого газа следует использовать агрегат с другой основной функцией. Например, в турбокомпрессоре наддува судового ДВС можно отбирать часть сжатого воздуха, направляемого на сжигание топлива в цилиндры двигателя. Параметры сжатого газа наряду с такими характеристиками, как частота вращения ротора турбомашины, диаметр вала и наружный диаметр пяты, будут в значительной мере ограничены характеристиками агрегата. В этих условиях остро встает вопрос о выборе оптимальных параметров подшипника, обеспечивающих его максимальную несущую способность.

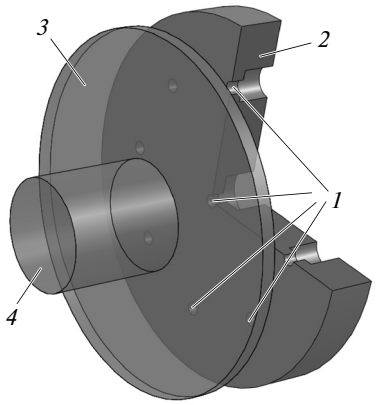


Рис. 5. Осевой газостатический подшипник с одним рядом питателей и одним питателем в центре:
1 — питатели; *2* — подпятник; *3* — пята; *4* — вал

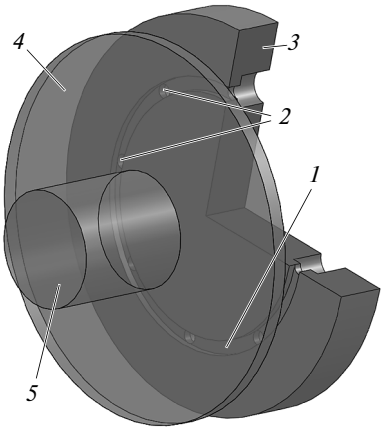


Рис. 6. Осевой газостатический подшипник с одним рядом питателей и микроканавкой:
1 — микроканавка; *2* — питатели; *3* — подпятник; *4* — пята; *5* — вал

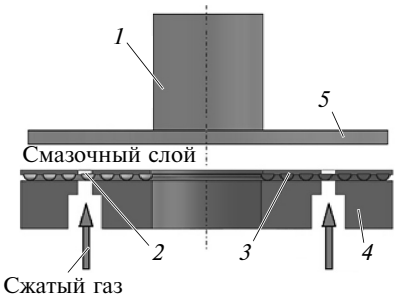


Рис. 7. Схема подачи сжатого газа в смазочный зазор через подпятник:
1 — вал; *2* — питатель; *3* — упругая подложка; *4* — основание; *5* — пята

В простейшей конструкции газостатических подшипников питатели *1* расположены в один ряд на промежуточном радиусе и один питатель — в центре (рис. 5). Расположить питатель в центре можно не всегда, так как часто в подпятнике должно быть центральное отверстие для вала. В этом случае подпятник *3* имеет один или несколько рядов питателей *2*, расположенных по окружности. Для выравнивания давления между питателями на рабочей поверхности выполняют круговые микроканавки *1*, в которых располагаются питатели (рис. 6).

При выборе схемы подачи сжатого газа в смазочный зазор разрабатываемого объекта учитывали следующее. Так как рабочая поверхность подпятника податлива и предусматривается применение упругой подложки, на которую укладываются один или несколько слоев тонких пластин (лепестков), то осуществить через них подвод сжатого газа со стороны подпятника бывает затруднительно. Подводящие каналы должны пройти через набор пластин (рис. 7) и вывести газ в смазочный зазор. При этом каналы также должны перемещаться

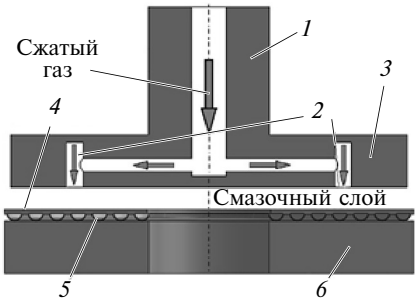


Рис. 8. Схема подачи сжатого газа в смазочный зазор через пяту:
1 — вал; *2* — питатель; *3* — пята; *4* — лепесток; *5* — упругая подложка; *6* — основание

вместе с деформирующейся под давлением смазочного слоя податливой рабочей поверхностью. Поэтому во вращающуюся пяту целесообразнее газ подводить через канал внутри вала и далее к питателям, расположенным на поверхности пяты (рис. 8). Недостаток такого решения — усложнение конструкции ротора.

При расположении питателей на рабочей поверхности пяты выполнение круговых микроканавок или карманов приводит к снижению прочности деталей в результате возникновения напряжений от действия центробежных сил. При подводе сжатого газа через подпятник выполнение каких-либо карманов или выточек затруднительно, а следовательно, нецелесообразно.

Таким образом, предложена наиболее простая схема подачи газа в смазочный зазор — через питатели, расположенные на рабочей поверхности пяты или подпятника в один или два ряда. За основу принимается лепестковый подшипник [6] с податливой рабочей поверхностью. Лепестки образуют на поверхности клиновидные участки, что обеспечивает газодинамический эффект при относительном перемещении рабочих поверхностей. Исследования такого подшипника ведутся в лаборатории кафедры судовой энергетики и автоматики Дальневосточного федерального университета.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Фершалов Ю. Я., Фершалов А. Ю., Симашов Р. Р.** Газодинамические характеристики сопловых аппаратов с малыми углами выхода потока в составе осевой малорасходной турбины. // Судостроение. 2009. № 6. С. 56—58.

2. **Куренский А. В., Грибиниченко М. В.** Осевые гибридные лепестковые подшипники с газовой смазкой для судовых турбомашин // Судостроение. 2011. № 5. С. 27—29.

3. **Грибиниченко М. В., Куренский А. В., Самсонов А. А.** К вопросу расчета смазочного слоя осевых лепестковых газодинамических подшипников // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. № 4. С. 45—47.

4. **Константинеску В. П.** Газовая смазка. М.: Машиностроение, 1968. 78 с.

5. **Бесчастных В. Н., Равикович Ю. А.** Газовый подшипник тяжелого ротора газотурбинных двигателей. Опыт разработки и перспективы внедрения // Вестник МАИ. 2010. Т. 17. № 3. С. 91—98.

6. **Пат. 2449184 Рос. Федерации.** Упорный подшипниковый узел. МПК F16C17/04.

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 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 г., 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).

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

УДК 621.822:621.89. 001.57

В. А. САНИНСКИЙ, д-р техн. наук, Ю. Н. ПЛАТОНОВА (Волжский политехнический институт — филиал Волгоградского ГТУ), e-mail: saninv@rambler.ru

Исследование пар трения с поверхностями контакта синусоидальной формы

Приведены результаты исследований объема смазочного материала в зазоре между втулкой и валом, определены длины сопряжения поверхностей трения.

Ключевые слова: многоопорные подшипниковые узлы, торцевые зазоры, длина контактной поверхности, трение, зазор, объем масла.

The results of research of lubricant volume in gap between shaft and bushing are shown; conjunction lengths of friction surfaces are determined.

Keywords: multisupport bearing assemblies, end clearances, contact surface length, friction, gap, oil volume.

Многоопорные подшипниковые узлы могут иметь различные конструкции. Разработана их классификация и обозначения, позволяющие ориентироваться в их технических характеристиках [1, 2].

Цель данной работы — определение величины контактной поверхности синусоидальной формы в соединении шейка—вкладыши. Данные пары трения отличаются увеличенной контактной поверхностью. При определенном соотношении параметров регулярного макрорельефа синусоидальной формы (рис. 1) в соединении шейка—вкладыши обеспечивается постоянный объем смазочного материала [1]. Для минимизации торцевого зазора в подшипнике наиболее рациональной является пара вал—втулка с закрытым торцом, что обеспечивается перекрытием синусоидальных поверхностей тел вращения. Это достигается правильным подбором параметров синусоид — образующих тел вращения, которые и определяют форму контактных поверхностей соединения. Объем смазочного материала в зазоре соединения устанавливали с помощью программного приложения AutoCAD.

Исследование заключалось в моделировании в программе APM WIN Machine соединения в соответствии со схемами, представленными на рис. 1 и 2. Диаметральный зазор в данном соединении определяли вычитанием одной модели тела вращения из другой модели тела вращения. Объем данного зазора и определяет объем смазочного материала в данном соединении.

Программное приложение AutoCAD позволяет в автоматическом режиме исследовать различные сочетания поверхностей контакта пар трения синусоидальной формы для оптимизации конструкции подшипников скольжения с регулярным периодическим профилем (РПП).

Для оптимизации конструкции подшипника исследовали объем смазочного материала, находящегося в зазоре пары трения с РПП поверхностей. Для этого в соответствующие окна системы APM Plain вводят следующие данные: тип подшипника, диаметр вала, длина контактной зоны, чистота поверхности вала, чистота поверхности отверстия, нецилиндричность вала, нецилиндричность отверстия, радиальный зазор, радиальная сила, частота вращения; а также данные по смазочному материа-

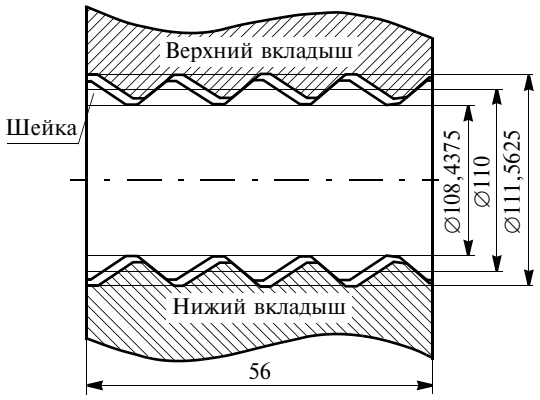


Рис. 1. Продольное сечение соединения "вкладыши — шейка коленчатого вала" с контактными поверхностями с РПП синусоидальной формы

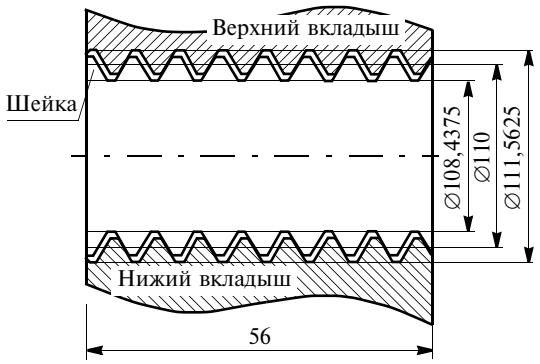


Рис. 2. Продольное сечение соединения "вкладыши — шейка коленчатого вала" с контактными поверхностями с РПП трапецеидальной формы

лу: марка, температура, давление, угол контакта, теплоемкость, плотность, вязкость при соответствующих температурах [3].

Неточность изготовления деталей существенно влияет на значение эксцентриситета, создаваемого нагрузкой, приложенной к валу подшипника. Основные отклонения при изготовлении деталей соединения — отклонения от круглости и цилиндричности цапфы вала и вкладыша подшипника, вызывают радиальное биение вала. Используемая программа позволяет рассчитать эти биения, определить плотность рассеяния полученных значений, создать массивы радиальных биений, полученные по результатам имитационных испытаний при равномерном вращении вала, а также построить гистограммы их рассеяния по результатам статистической обработки числовых массивов [3].

С помощью системы AutoCAD моделировали поверхности вращения, образующие которых являлись синусоидами.

Исследуемое соединение представляет собой сочетание таких поверхностей контакта, как синусоидальный РПП (подшипник) и цилиндр (шейка). Параметры контактных поверхностей изменяли в пределах полей допусков: на диаметр втулки подшипника — ∅110Н6 (коренные подшипники тяжелого дизеля 8ЧВН 15/16); диаметр шейки — ∅110. Принимали, что по длине шейки любое поперечное сечение изменяется в пределах поля допуска: $d_{\min} = 109{,}918$ мм (минимальный диаметр шейки); $D_н = 110$ мм (номинальный диаметр); $D_{\max} = 110{,}022$ мм (максимальный диаметр рабочей поверхности подшипника скольжения после сборки и последующей совместной расточки верхнего и нижнего вкладышей в коренной опоре). Приняты условия: контур поперечного сечения шейки — строгая окружность, контур продольного сечения — синусоидальный РПП.

В традиционном подшипнике длина контакта поверхностей трения равна длине подшипника, в данном случае она равна 56 мм. Но при синусоидальном РПП контактной поверхности длина контакта значительно больше.

Длина p контура РПП при синусоидальном РПП, состоящем из дуг окружностей, определяется формулой Гюйгенса:

$$p = 2l + \frac{(2l - L)}{3}, \qquad (1)$$

где l и L — соответствующие длины хорд (рис. 3).

Зададим для рассматриваемого профиля $l = 3{,}5495$ мм и $L = 6{,}9863$ мм, тогда по формуле (1) $p = 7{,}13657$ мм. Так как общее число дуг при длине подшипника 56 мм равно восьми, то длина $L_{об}$ контакта определяется по формуле:

$$L_{об} = 8 \cdot 7{,}13657 \approx 57{,}09 \text{ мм}. \qquad (2)$$

При увеличении высоты синусоиды, например $l = 6{,}09$ мм и $L = 9{,}4$ мм, получим: $p = 13{,}107$ мм,

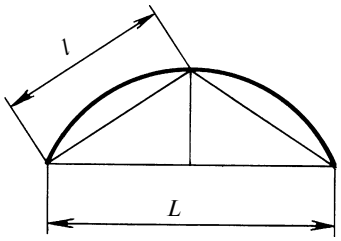


Рис. 3. Схемы для определения длины дуги по формуле Гюйгенса

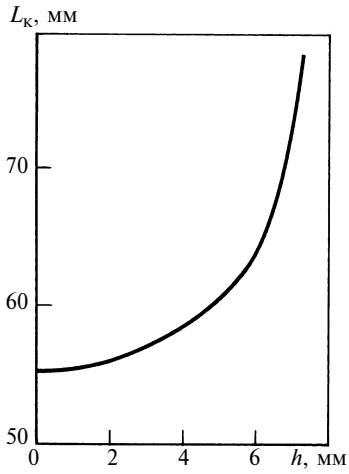


Рис. 4. Зависимость длины контакта $L_к$ поверхностей пары трения от высоты h РПП

тогда длина контакта $L_{об} \approx 78{,}64$ мм, т. е. в данном случае длина контакта больше длины подшипника в 1,4 раза.

Для оценки РПП введем относительный параметр $K = L_п/L_к$, где $L_п$ — длина подшипника; $L_к$ — длина контакта.

На рис. 4 представлена зависимость длины $L_к$ контакта поверхностей трения от высоты h РПП, построенная с помощью программы MathCAD; в данном случае высота РПП равна половине допуска ∅110Н6.

Таким образом, при контактных поверхностях пары трения с РПП в виде синусоиды путь смазочного материала до выхода из торцевого зазора длиннее, т. е. эксплуатационные показатели такого подшипника лучше.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сторчак Н. А., Санинский В. А., Платонова Ю. Н.** Выбор оптимального сочетания поверхностей контакта в соосных парах трения и взаимосвязь с параметрами образованного зазора // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 40—42.

2. **Систематизация** сочетаний различных форм поверхностей контакта в парах трения / В. А. Санинский, Н. А. Сторчак, А. В. Синьков, Ю. Н. Платонова // Вестник машиностроения. 2011. № 10. С. 53—55.

3. **APM Plain.** Руководство пользователя. Система расчета подшипников скольжения. Версия 9.2. Королев: Научно-технический центр "Автоматизированное проектирование машин", 2006. 21 с.

УДК 541.136:546.34:541.18.053

Д. В. ОНИЩЕНКО, канд. техн. наук (Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток), В. В. ЧАКОВ, канд. биолог. наук (Институт водных и экологических проблем ДВО РАН, г. Хабаровск), В. В. ПЕТРОВ, д-р техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ), e-mail: Ondivl@mail.ru

Технология получения функциональных нанокомпозитных систем на основе растительного и минерального сырья

Рассмотрено получение функциональных нанокомпозитных систем из растительного и минерального сырья. Показаны перспективы их применения в качестве анодных электродов литий-полимерных аккумуляторов, сорбентов и углеродных агентов для синтеза карбида титана.

Ключевые слова: растительное и минеральное сырье, нанокомпозитные системы, сдерживающая матрица, анодный электрод, литий-полимерный аккумулятор, сорбент.

The production of functional nanocomposite systems from vegetal and mineral raw materials is considered. Perspectives of these systems usage as anodic electrodes of lithium-polymer accumulators, sorbents and carbonic agents for titanium carbide synthesis are shown.

Keywords: vegetal and mineral raw materials, nanocomposite systems, restricting matrix, anodic electrode, lithium-polymer accumulator, sorbent.

Растительное и минеральное сырье — отходы сельскохозяйственных культур, лесопереработки, а также сфагновые мхи, торф и горные породы являются ценным сырьем [1—8] и применяются в металлургической промышленности, при создании функциональных материалов, в частности нанокомпозитных систем (НКС).

Промышленная переработка растительного и минерального сырья, как правило, осуществляется с использованием гидролиза, пиролиза или экстракции и химической модификации сырья [1—7]. При создании функциональных композитных материалов [8, 9] из растительного и минерального сырья для формирования НКС применяют пиролитическую, деизинтеграторную и механохимическую обработки, в результате которых происходят сложные физико-химические процессы, реализующие комплекс физических и химических эффектов, определяющие характеристики конечного продукта. Выбор сфагнового мха, полевого хвоща, шеелита для получения НКС обусловлен тем, что сфагновый мох при пиролизе дает высокий выход чистого углерода — основного компонента для формирования сдерживающих матриц анодных композитных систем [2, 8], а в золе полевого хвоща содержится до 96 % диоксида кремния, из которого получают нанодисперсный кремний — наполнитель углеродных матриц. Шеелит — эффективное сырье для получения высокочистого ангидрида вольфрама (WO_3), при механохимическом восстановлении которого аналогично окиси кремния получают чистый вольфрам [8, 9].

Применение в качестве наполнителя (активной фазы) нанометрических порошков кремния и вольфрама в анодных композитных материалах позволяет увеличить удельную емкость и уменьшить коэффициент расширения анодного электрода литий-ионного (полимерного) аккумулятора [10, 11].

Цель данной работы — формирование функциональных нанокомпозитных систем: "аморфный углерод + нанодисперсный кремний", "нановолокнистый углерод + нанодисперсный вольфрам" с использованием в качестве сдерживающих матриц модификации углерода из сфагнового мха, аморфного кремния из полевого хвоща и кристаллического вольфрама из шеелита в качестве наноструктурированного наполнителя (активной фазы).

Экспериментальные исследования

Аморфную модификацию углерода (сдерживающую матрицу) (рис. 1, 2) синтезировали из сфагнового мха при температуре 900 °С по разработанной энергосберегающей технологии [12—14]. Сфагновый мох предварительно для удаления избыточной влажности и инородных примесей просушивали и просеивали, далее подвергали деинтеграторной обработке для получения дисперсной массы (100÷150 мкм).

Нановолокнистая модификация углерода диаметром 30÷40 нм (предположительно углеродные нанотрубки) получали из аморфной модификации углерода из сфагнового мха путем длитель-

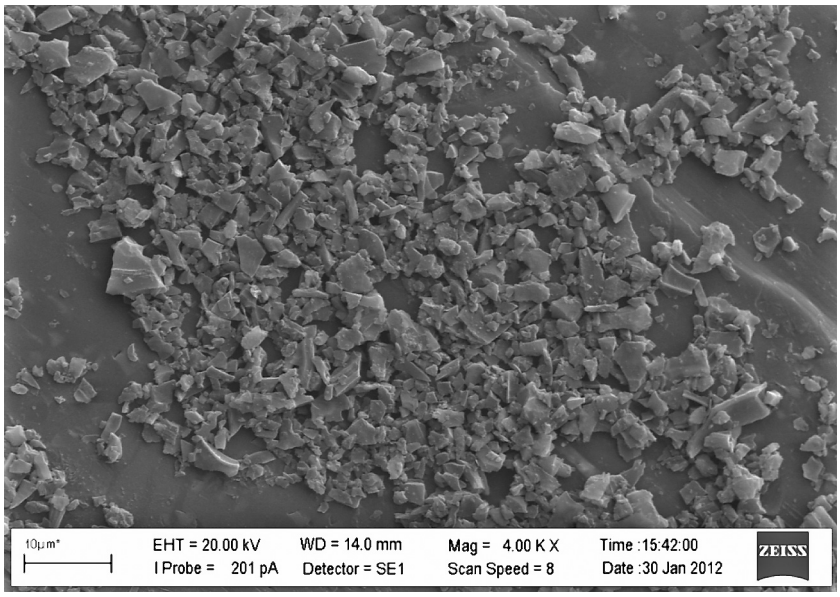


Рис. 1. Морфология частиц аморфной модификации углерода из сфагнового мха, полученной при температуре 900 °С

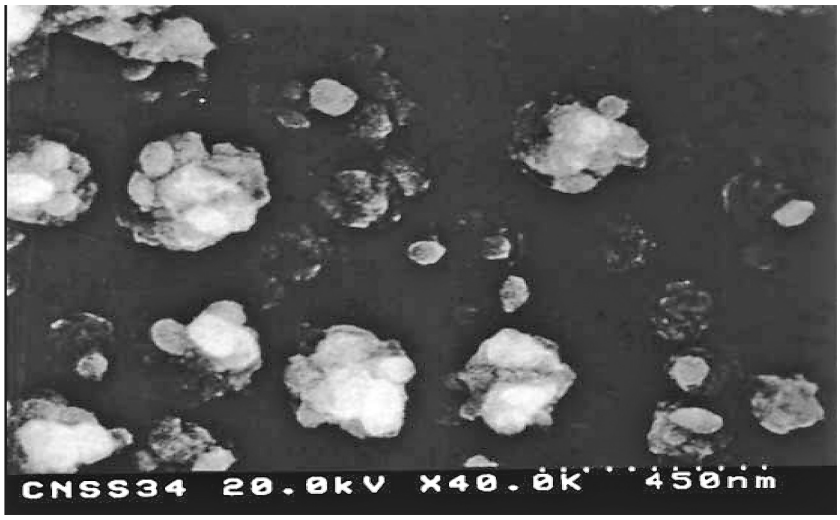


Рис. 2. ЭСМ-изображение поверхности функциональной нанокомпозитной системы "аморфный углерод + нанодисперсный кремний"

ной механоактивации (время размола ≈27 ч) на вариопланетарной мельнице Pulverisette-4 фирмы "Fritsch" (Германия), используя размольные шары из твердого сплава ВК-8 диаметром 16 мм, а в качестве защитной среды — аргон.

Диоксид кремния и ангрид вольфрама синтезировали из стеблей полевого хвоща и шеелита ($CaWO_4$): удельная поверхность ≈550 $м^2/г$, дисперсность 20÷30 мкм, содержание основного вещества до 99,99 % [15]. Затем синтезированные диоксид кремния и ангидрид вольфрама механохимически восстанавливали по методике, приведенной в работе [15], для получения нанодисперсных порошков кремния и вольфрама с размером частиц 10÷100 нм, которые в дальнейшем использовали для формирования двух анодных КНС.

Для получения НКС1 нанодисперсный порошок кремния смешивали с аморфным углеродом в соотношении 90 % углерода (по массе) и 10 % кремния, далее формировали нанокомпозитную систему в мельнице ДВГТУ, используя разработанные режимы механоактивации [11—14, 16] (время механоактивации 12 мин) с помощью размольных шаров из сплава ВК-8 диаметром 10 мм, защитная среда — аргон.

Для получения НКС2 нанодисперсный порошок вольфрама смешивали с нановолокнистой модификацией углерода (нанотрубками) (рис. 3) в соотношении 95 % углерода (по массе) и 5 % вольфрама, формировали нанокомпозитную систему в мельнице ДВГТУ на тех же режимах. В сдерживающую матрицу вводили 5 % наполнителя, так как вольфрам обладает высокими физической плотностью и износостойкостью, что может негативно отразиться на технологических и электрохимических свойствах анодных электродов.

Методика исследований

Фазовый состав синтезированных модификаций углерода и нанодисперсных наполнителей кремния и вольфрама определяли методом рентгенофазового анализа на дифрактометре D8 ADVANCE (Германия) в медном K_α-излучении по стандартной методике. Распределение размера частиц и гранулометрический состав устанавливали с помощью лазерного анализатора частиц "Анализетте 22" NanoTec/MikroTec/XT фирмы "Fritsch" (Германия). Удельную поверхность исследовали на анализаторе удельной поверхности Сорбтометр-М производства ЗАО "КАТАКОН" (Россия, г. Новосибирск), значение устанавливали по термодесорбции азота.

Содержание, распределение химических элементов (наполнителей) в композитных системах, а также морфологию сдерживающих матриц и наполнителей определяли с помощью электронно-сканирующего микроскопа EVO-60XVP фирмы "Carl Zeiss"

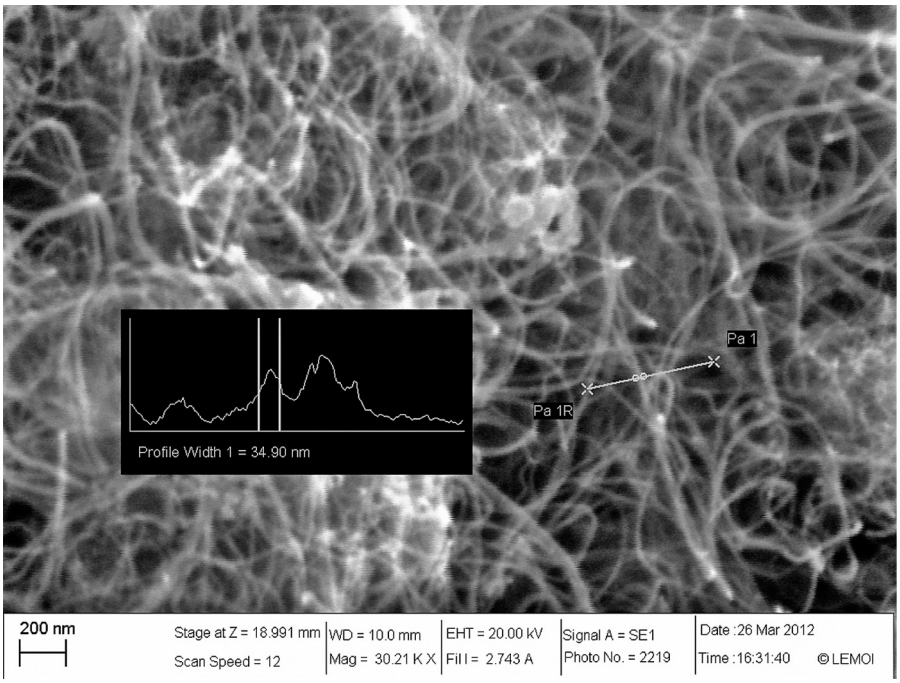


Рис. 3. ЭСМ-изображение поверхности функциональной нанокомпозитной системы "нановолокнистая модификация углерода (нанотрубки диаметром 30÷40 нм) + + нанодисперсный вольфрам"

(Германия), совмещенного с рентгеновским энергодисперсионным спектрометром INCA Energy-350 (Великобритания).

Чистоту углеродных модификаций определяли с помощью анализатора серы и углерода CS 600 фирмы "LECO" (США).

Адсорбционную активность оценивали в соответствии с ГОСТ 4453—74. При анализе использовали раствор (1500 мг/л) метиленового синего. На каждые 0,1 г добавляли 25 мл раствора красителя, встряхивали на шейкере EPLAN 357 в течение 20 мин и центрифугировали на установке СМ-50. Оптическую плотность раствора метиленового синего после контакта с абсорбтивом и разбавления (в 100 раз) оценивали на фотоэлектроколориметре КФК-3-01 в области видимого света при $\lambda = 661$ нм — длина волны найдена эмпирически (при данной длине волны оптическая плотность максимальна). Заметим, что подобные исследования [17, 18] проводились при $\lambda = 396$ нм. Светофильтр с длиной волны от 390 до 410 нм, рекомендуемый для измерения оптической плотности красителя метилового оранжевого, на КФК-3-01 оказался вне диапазона измерений.

Результаты исследований

Электронно-сканирующей микроскопией установлено, что НКС1 состоит из сдерживающей ультраразмерной матрицы с размером частиц от 0,5 до 10 мкм и распределением наноразмерных частиц кремния 20÷120 нм, причем некоторые частицы сгруппированы отдельными ансамблями размерами 70÷120 нм (см. рис. 2).

НКС2 — сдерживающая матрица в виде углеродных нановолокон диаметром 30÷40 нм (предположительно нанотрубок) с распределением по всему объему в сдерживающей матрице наполнителей в виде хлопьевидных и округлых частиц вольфрама размером 10÷110 нм и отдельных агломератов.

Сформированные нанокомпозитные системы имеют довольно высокую развитую поверхность ($S_{уд} = 550$ м^2/г) и обладают повышенной химической и структурной активностью.

НКС1 и НКС2 использовали в качестве экспериментальных анодных материалов для литийполимерных аккумуляторов. На заводе "TSE" (Южный Китай) были собраны две партии (по 30 шт.) литийполимерных аккумуляторов ТР 035083 размерами 3 × 50 × 83 мм с номинальным напряжением 3,7 В. В качестве катодного материала использовали литированный оксид кобальта $LiCoO_2$; в качестве электролита — твердый полимерный электролит.

Электрохимическими испытаниями литийполимерных аккумуляторов, собранных на базе экспериментальных ИКС, и исследованиями их вольтамперных характеристик установлено, что нанокомпозитные системы имеют близкие электрохимические свойства со стадиционным анодным материалом CMS Graphite (глобулярный графит) и могут применяться в качестве анодных материалов для литийполимерных аккумуляторов различных типоразмеров. Для увеличения электрохимических характеристик анодных электродов необходимо их структурное совершенствование. Введение наноразмерных наполнителей (кремния и вольфрама) в углеродные матрицы в небольших количествах (до 10 %) увеличивает их удельную емкость, повышает циркуляционные характеристики и стабильность обратимой емкости, однако снижает механическую стабильность анодных электродов, которые разрушаются после 450 циклов зарядки-разрядки, что приводит к необратимой емкости аккумулятора. Особенно это характерно для НКС2, где есть частицы вольфрама, которые, вероятно, из-за высокой износостойкости механически разрушают электрод при работе в электрохимической системе литийполимерного аккумулятора.

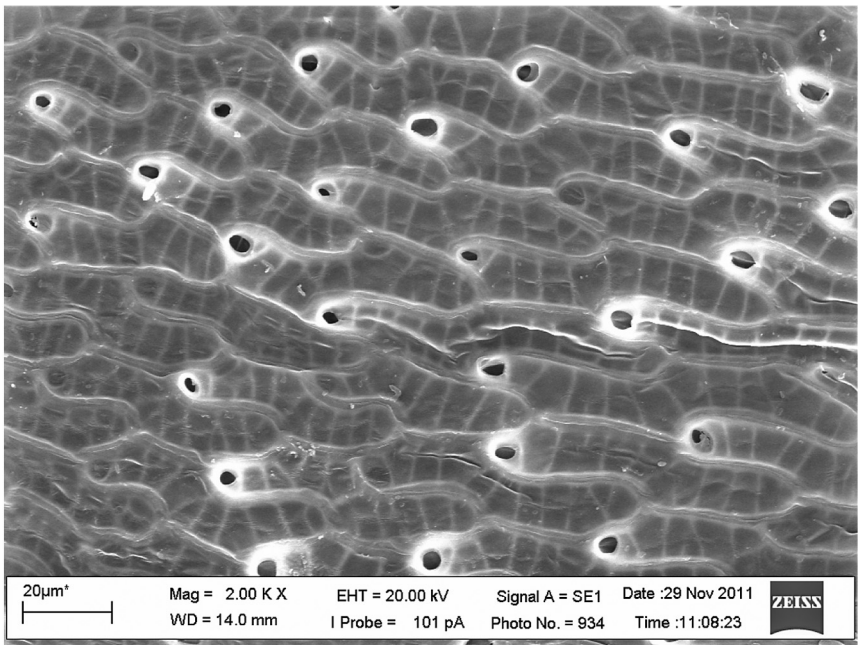


Рис. 4. Поверхность сфагнового мха, изображение получено методом СЭМ

Применение полученных нанокомпозитных систем позволило в среднем увеличить номинальную емкость на ≈12÷15 %: номинальная емкость литийполимерных аккумуляторов с традиционными анодными электродами ТР 035083 составляла 1200 мА · ч, при использовании нанокомпозитных анодных электродов номинальная емкость составила 1370 мА · ч.

Отмечены высокие технологические свойства НКС: хорошая совместимость с рядом органических растворителей, более быстрое растворение при создании анодной суспензии.

НКС2 использовали в качестве углеродсодержащего агента для механохимического синтеза карбида титана с различными стехиометрическими составами. Установлено, что время прохождения механохимического синтеза карбида титана соответствует времени (24÷29 мин) прохождения механохимического синтеза с применением классического углеродного агента, в частности сажи ПМ-15 [18].

У полученных НКС выявлена высокая адсорбционная активность (340 мг/г) относительно раствора метиленовый синий, что объясняется высокоразвитой поверхностью, высокой химической и структурной активностью, а также природными свойствами исходного сырья — сфагнового мха, который имеет фрактальную структуру и специфичные поры ввиду чрезвычайно большой внутренней поверхности мертвых водоносных клеток и поровых объемов (300÷1500 $м^2$/г) в листовых пластинках и стеблях (рис. 4). Этот показатель определяется как соотношение числа пор к их размерам. Микропоры размером 2 нм составляют до 40 % от общего объема пор. Мезапоры (диаметр 2÷50 нм) составляют около 54 % от суммарной поверхности пор, а макропоры диаметром более 50 нм — 4 %. Это и определяет адсорбционную активность сформированных композитных систем [7, 17, 18].

Таким образом, разработана энергосберегающая технология получения функциональных нанокомпозитных систем из растительного и минерального сырья для анодных электродов литийионных (полимерных) аккумуляторов с увеличенной емкостью и улучшенными техническими характеристиками. Полученные нанокомпозитные системы отличаются высокой адсорбционной активностью. НКС2 может стать альтернативой углеродсодержащим агентам в механохимическом синтезе карбида титана из различных стехиометрических составов даже несмотря на высокую трудоемкость ее формирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Получение** анодных матриц из возобновляемого растительного сырья — отходов сельскохозяйственных культур / Д. В. Онищенко, А. К. Цветников, А. А. Попович, В. Г. Курявый // Журнал прикладной химии. 2008. Т. 81. № 5. С. 1050—1052.

2. **Онищенко Д. В., Чаков В. В.** Возобновляемое растительное сырье как основа для получения функциональных нанокомпозитных материалов универсального назначения // Журнал прикладной химии. 2011. Т. 84. № 9. С. 1562—1566.

3. **Онищенко Д. В., Чаков В. В.** Технология получения нефтесорбентов из возобновляемого растительного сырья-отходов злаковых культур и сфагновых видов мхов // Журнал прикладной химии. 2012. Т. 85. № 1. С. 103—106.

4. **Земнухова Л. А., Шкорина Е. Д., Федорищева Г. А.** Исследование состава неорганических компонентов шелухи и соломы гречихи // Журнал прикладной химии. 2005. Т. 78. № 2. С. 324—328.

5. **Кора** сплавной пихты сибирской — сырье для производства древесноугольных материалов / А. В. Щукина, Н. С. Епифанцева, Ю. Я. Симкин, Р. А. Степень // Химия растительного сырья. 2006. № 2. С. 61—62.

6. **Пирогенетическая** переработка некоторых древесных отходов и отходов лущения семян / Р. И. Кузьмина, С. Н. Штыков, К. Е. Панкин и др. // Химия растительного сырья. 2010. № 3. С. 61—65.

7. **Чаков В. В., Бердников Н. В., Коновалова Н. С.** Органическое вещество жидкой фазы торфа и его гидролизатов из месторождений Среднеамурского бассейна // Тихоокеанская геология. 2008. Т. 27. № 6. С. 100—104.

8. **Онищенко Д. В., Попович А. А.** Технология получения углеродных порошков для создания анодных материалов литийионных (полимерных) аккумуляторов // Известия

УДК 621.9.06-229:621.941-229.3

Д. С. БЛИНОВ, д-р техн. наук, А. А. ШАТИЛОВ, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: dmitriyblinov@mail.ru

Экспериментальное исследование точности установки и обработки заготовок при использовании широкодиапазонных оправок с разрезной цангой

Представлены результаты экспериментальных исследований широкодиапазонных оправок с разрезной цангой на точность установки эталонных колец и обработки заготовок.

Ключевые слова: оправка, разрезная цанга, точность.

The results of experimental researches of influence of wide-range mandrels with split collets on precision of calibration collars installation and workpieces machining.

Keywords: mandrel, split collet, precision.

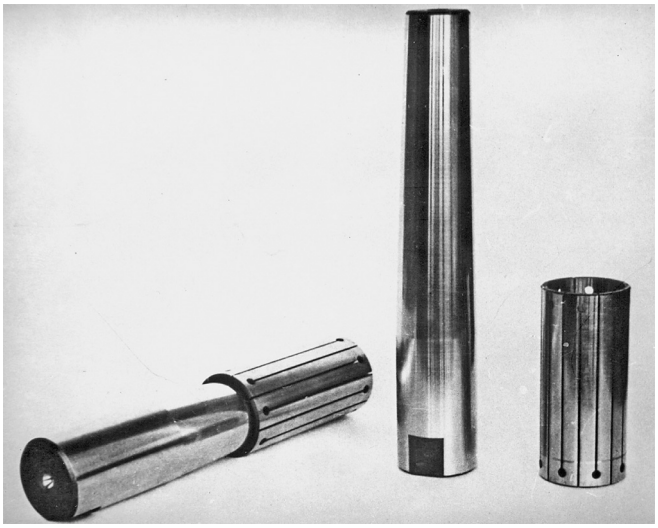
Исследование точности установки эталонных колец необходимо для создания контрольных оправок, вспомогательных инструментов, схватов, а исследование точности обработки — при создании станочных приспособлений. Методика расчета и конструирования широкодиапазонных центрирующих зажимных механизмов с разрезной цангой (далее цанга), которая будет опубликована позднее, базируется на исследованиях напряженно-деформированного состояния цанг [1] и точностных исследованиях.

Исследование точности установки эталонных колец выполнено с использованием двух центровых оправок (рис. 1), изготовленных с высокой точностью в соответствии с ГОСТ 31.1066.02—85 [2]. Длина цанг обеих оправок $L_ц$ = 150 мм. Наружные диаметры $D_ц$ цанг соответственно 68 и 70 мм.

Эталонные кольца (рис. 2) изготовлены с высокой точностью: отклонения от круглости внутренней и наружной цилиндрических поверхностей колец и отклонения от соосности этих же поверхностей не превышают 1 мкм. Размеры эталонных колец представлены в табл. 1.

Для колец всех типоразмеров (см. рис. 2 и табл. 1) отношение толщины $h = 0{,}5(d_к - D_к)$ к радиусу срединной поверхности $r_{ср} = 0{,}25(d_к + D_к)$ составляет $h/r_{ср} \geqslant 0{,}25$. Это обеспечивает высокую жесткость при изгибе и растяжении.

Точность установки оценивали радиальным и торцевым биениями эталонных колец, которые



а) *б*)

Рис. 1. Центровые оправки в сборе (*а*), вал и цанга (*б*)

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 56)

вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2008. № 2. С. 9—11.

9. **Онищенко Д. В., Бойко Ю. Н., Попович А. А.** Технология формирования анодных нанокомпозитных систем из возобновляемого растительного сырья и нанодисперсных элементов для циклируемых источников тока // Вопросы материаловедения. 2010. № 3 (63) С. 86—95.

10. **Электроды** из нанокомпозита "кремний — углеродная матрица — нанофаза титана / Ю. В. Плесков, М. Д. Кротова, М. Л. Шупегин и др. // Электрохимия. 2006. № 8. Т. 42. С. 1002—1006.

11. **Пат. 67777 Рос. Федерации:** МПК Н 01 М 4/96. Устройство для изготовления анодного материала.

12. **Пат. 72358 Рос. Федерации:** МПК Н 01 М 4/96. Устройство для изготовления анодного материала.

13. **Пат. 2327255 Рос. Федерации:** ИПК Н 01 М 4/86. Способ получения анодного материала.

14. **Пат. 2340042 Рос. Федерации:** ИМК Н 01 М 4/96. Способ получения анодного материала.

15. **Получение** нанодисперсного кремния для создания анодных композиционных матриц системы: углерод — кремний / А. А. Попович, П. А. Никифоров, Д. В. Онищенко и др. // Химическая технология. 2007. № 11. Т. 8. С. 481—484.

16. **Попович А. А.** Механохимический синтез тугоплавких соединений: Монография. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2003. 201 с.

17. **Адсорбционная** активность сырья // Н. В. Келус, Л. Г. Бабешина, С. Е. Дмитрук и др. / Бюллетень сибирской медицины. 2009. Т. 8. № 4. С. 28—32.

18. **Разработка** проекта фармакопейной статьи на субстанцию сфагнума бурого (Sphagnum fuscum L.) / Н. В. Келус, В. В. Шейкин, А. Е. Гундарева, О. А. Кайдаш // Бюллетень сибирской медицины. 2009. Т. 8. № 5. С. 121—124.

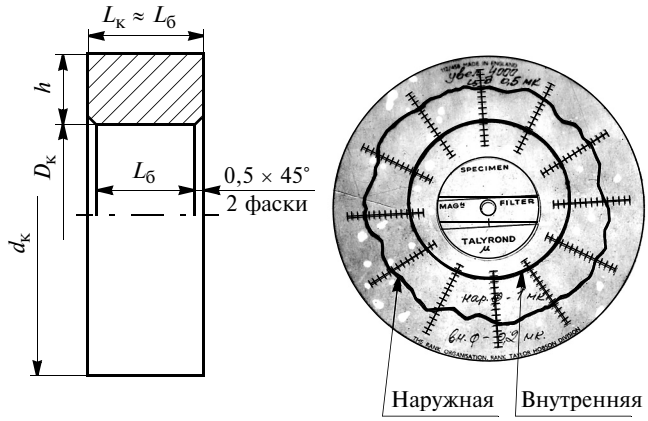


Рис. 2. Чертеж эталонного кольца (*а*) и диаграмма отклонений формы и расположения цилиндрических поверхностей кольца (*б*)

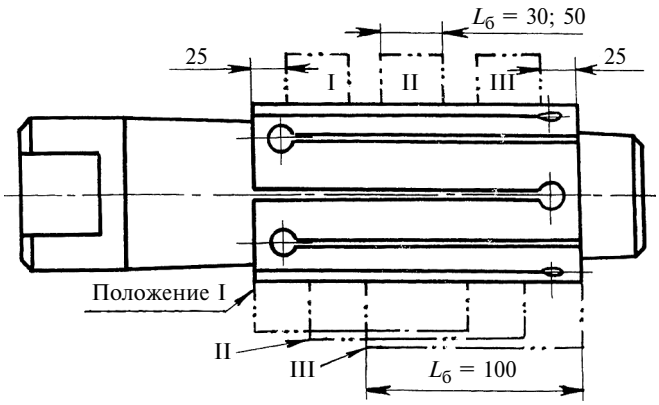


Рис. 3. Положения эталонных колец (узкого, среднего и широкого) на цанге

измеряли в контрольных центрах с помощью индикаторов TESATAST (цена деления 2 мкм). Прецизионная точность изготовления оправок и эталонных колец и большая жесткость последних позволили минимизировать влияние погрешностей оправок, колец и деформаций колец при их закреплении на результаты экспериментального исследования.

Цанги в разжатом состоянии приобретают седлообразную форму [1]. При исследовании точности установки эталонных колец учитывали следующие факторы:

диаметральный зазор между базовым отверстием кольца и наружным диаметром цанги в исходном состоянии: $D_к - D_ц \approx 0{,}1$; 2; 4 мм;

отношение длин кольца и цанги: $L_к/L_ц = 1/5$; 1/3; 2/3;

положение кольца относительно оси цанги: в середине (рис. 3, II) и у торцов (рис. 3, I и III);

число установок.

При исследовании каждого вышеуказанного фактора другие факторы были неизменными. Радиальное и торцевое биения эталонного кольца измеряли не менее 30 раз с перезакреплением эталонного кольца, что позволило получить выборку объемом, достаточным для статистической обработки. При этом взаимное угловое расположение цанги, корпуса (вала, см. рис. 1) и эталонного кольца было случайным.

Полученные в эксперименте значения радиального и торцевого биений обрабатывали методами математической статистики [3] с определением математического ожидания $\bar{x}$ и среднего квадратического отклонения S.

Анализ неприятия резко выделяющихся значений по каждой выборке проводили с помощью критерия Ирвина [4], а с использованием критериев согласия Пирсона, Колмогорова, Бернштейна и Ястремского установили, что эмпирические данные лучше всего описываются теоретическим законом распределения Релея. Это объясняется тем, что значения радиального и торцевого биений — только положительные. Результаты статистической обработки представлены в табл. 2, в которой верхняя граница поля допуска δ с вероятностью 0,9 рассчитана для каждой выборки по закону Релея.

В качестве примера рассмотрим выборку измерений радиального биения для случая: $D_к - D_ц \approx$ ≈ 4 мм, $L_к/L_ц = 1/5$, эталонные кольца установлены в середине цанги (см. табл. 2). Номера i изме-

Таблица 1

Размеры эталонных колец

Номер кольца	$D_к$, мм	$d_к$, мм	$L_б \approx L_к$, мм	h, мм
1	68,1	120	30	≈26
2	70	120	30	25
3	72	120	30	24
4	70	120	50	25
5	70	120	100	25

Таблица 2

Параметры точности установки эталонного кольца

$D_к - D_ц$, мм	$L_к/L_ц$	Расположение кольца относительно цанги	Биение, мкм					
			радиальное			торцевое		
			$\bar{x}$	S	δ	$\bar{x}$	S	δ
0,1	1/5	У торца	9,2	2,6	13,6	16,5	7,3	35,4
		В середине	6,5	2,0	9,9	6,3	3,7	12,6
2		У торца	14,1	6,4	28	27,3	16,2	68,3
		В середине	6,9	2,1	10,5	8,2	3,5	14,2
4		У торца	26	8,9	44,3	47,1	22	83,4
		В середине	8,5	4,4	14,5	14,2	8,5	34,4
2	1/3	У торца	11	5,4	21,7	16	9,8	38,4
		В середине	6,3	2,1	10,2	5,5	1,7	9,2
0,1	2/3	В середине	4,6	1,9	7,8	3,7	1,2	5,7
2		У торца	9,5	3,7	15,8	12	5,3	22,3
		В середине	4,9	1,8	8,0	3,7	1,3	6,3

рений от 1 до 30; массив измерений $a[i]$ = 2; 8; 6; 12; 16; 10; 10; 4; 8; 6; 12; 6; 8; 20; 8; 2; 14; 2; 16; 6; 8; 4; 8; 4; 12; 8; 4; 12; 8; 12. Получено: $\bar{x}$ = 8,5 мкм, S = 4,4 мкм, δ = 14,4 мкм.

Величины массива $a[i]$ распределены по интервалам равной ширины, их число определяли по формуле Стерджесса $n = 1 + 3{,}322\ln(N) = 6$, где $N = 30$ — число элементов массива $a[i]$ (объем выборки), отсюда $j = 1, 2, ..., 6$ — порядковый номер интервала с шириной 3,35 мкм. В табл. 3 представлен ряд параметров, полученных при статистической обработке экспериментальных данных и подборе теоретических законов распределения для их описания.

Для законов распределения определяли критерий согласия Пирсона χ^2 с эмпирическими данными: для закона Релея — $\chi^2 = 0{,}47$, для закона Гаусса — $\chi^2 = 1{,}05$. Чем меньше χ^2, тем лучше подходит закон распределения. Следовательно, в данном примере выбираем закон Релея.

Кривая распределения Гаусса изменяется от $-\infty$ до $+\infty$. Как правило, используют правило трех сигм и рассматривают кривую Гаусса в интервале $\bar{x} \pm 3S$ с вероятностью 0,9973, т. е. погрешность составила 0,27 %. В данном примере функция эмпирического распределения положительна, а левая граница данного интервала кривой Гаусса равна −4,7. Поэтому площадь, заключенная между кривой распределения Гаусса и отрицательной абсциссой в интервале от 0 до −4,7, — фиктивная и дает дополнительную погрешность, что подтверждает правильность выбора закона Релея.

Таблица 3

Параметры эмпирического и теоретических распределений

Номер интервала	Эмпирические данные			Теоретическая плотность распределения	
	Относительная частота	Расстояние до середины интервала, мкм	Плотность распределения	По закону Релея	По закону Гаусса
1	3	1,675	0,0299	0,0356	0,0270
2	8	5,025	0,0797	0,0834	0,0664
3	10	8,375	0,0995	0,0850	0,0910
4	5	11,725	0,0498	0,0571	0,0695
5	3	15,075	0,0298	0,0274	0,0295
6	1	18,425	0,00985	0,0098	0,0070

Таблица 4

Показатели точности с учетом числа установок рабочих колец

Число установок, тыс.	Биение, мкм					
	радиальное			торцевое		
	$\bar{x}$	S	δ	$\bar{x}$	S	δ
50	9,7	3,8	16,2	10,2	5,2	19
100	11,7	4,4	19,2	14,3	6,3	25
150	12,6	4,8	20,8	15,1	6,8	26,7
200	14,8	5,9	24,8	17,2	7,3	29,6

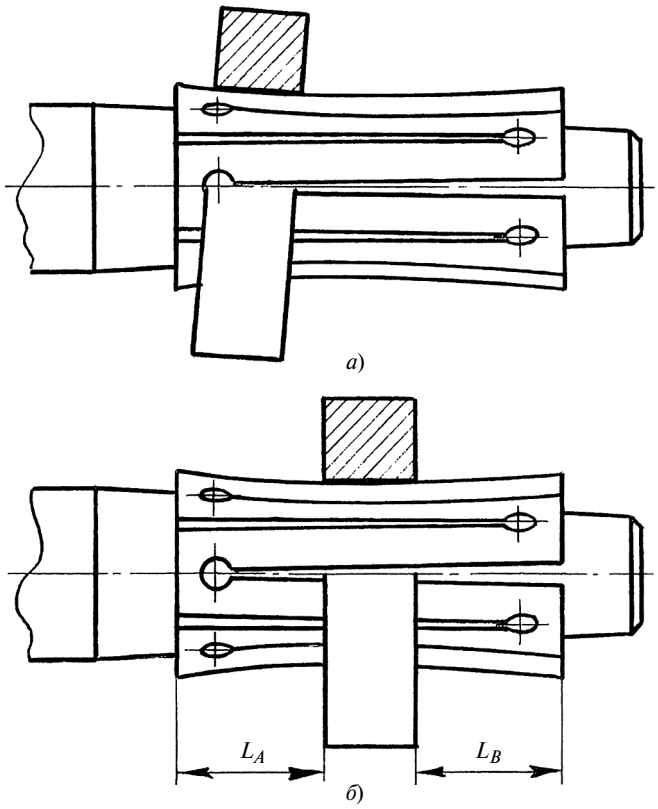


Рис. 4. Расположение эталонного кольца относительно оси цанги (*а* — неправильное; *б* — правильное)

Наибольшее влияние на точность установки оказывает положение колец, что объясняется седлообразной формой оси цанги при ее разжатии. Оптимальное расположение кольца — в середине цанги, неудачное — у ее торца, особенно, если кольца узкие (рис. 4). При прочих равных условиях широкие кольца устанавливаются точнее узких, особенно по параметру торцевого биения. При увеличении диаметрального зазора между цангой и кольцом точность установки снижается, что также объясняется седлообразной формой разжатой цанги. При больших зазорах в качестве технологических баз можно использовать не отверстия, а фаски или ребра фасок отверстия. Поэтому фаски базового отверстия имеют большое значение — они должны быть соосны отверстию.

Влияние числа установок и соответствующего износа деталей механизма на точность установки исследовали по следующей методике. Использовали оправку с наружным диаметром цанги $D_ц$ = 68 мм. Были изготовлены несколько рабочих колец длиной $L_к$ = 30 мм с одинаковым диаметром базового отверстия $D_к$ = 70 мм. Зазор между цангой и рабочим кольцом составил 2 мм, $L_к/L_ц$ = 1/5. Рабочие кольца устанавливали в середине длины цанги. Каждое кольцо устанавливали на оправку несколько

Таблица 5

Показатели точности обработки колец на оправках с разрезной цангой

Обработка		$D_к - D_ц$, мм	Показатели отклонения, мкм						Биение					
отверстия заготовки	наружной поверхности вращения и торца заготовки		от круглости			от соосности			радиальное			торцевое		
			$\bar{x}$	S	δ	$\bar{x}$	S	δ	$\bar{x}$	S	δ	$\bar{x}$	S	δ
Растачивание	Точение	0,1	5,10	0,95	6,7	8,0	3,6	14,1	19,1	6,5	30,2	17,8	6,6	29,0
		4,0	3,60	1,60	6,3	9,0	4,7	17,0	21,6	8,4	35,9	27,4	14,6	52,2
Шлифование		0,1	5,00	1,54	7,6	9,1	3,2	14,5	20,3	7,9	33,7	28,0	8,5	42,5
		4,0	2,95	0,90	4,5	9,0	4,1	16,0	21,7	7,1	33,8	20,4	8,5	34,9
Растачивание	Шлифование	0,1	3,80	1,40	6,2	5,9	2,7	10,5	11,6	5,1	20,3	13,5	6,6	24,7
		4,0	2,40	1,00	5,7	6,7	2,4	10,8	14,7	5,6	24,2	5,6	19,4	38,6
Шлифование		0,1	3,10	1,30	5,3	5,5	2,5	9,8	11,5	4,8	19,7	17,6	8,8	32,6
		4,0	3,00	1,40	5,4	5,8	2,7	10,4	13,7	5,0	22,2	18,8	9,0	34,1

десятков раз, затем — следующее кольцо и т. д. После нескольких десятков тысяч установок рабочих колец не менее 30 раз измеряли радиальное и торцевое биения эталонного кольца и получили выборку достаточного объема. Результаты исследований приведены в табл. 4. Исследования отличались от реальных производственных условий следующим: не учитывались возможность засорения механизма стружкой и вибрационные перемещения во временных стыках, испытывающих значительные нагрузки. Однако точностная надежность была достаточно высокой.

Исследование точности обработки заготовок колец выполняли на производственном оборудовании при постоянном отношении $L_к/L_ц = 1/5$. Заготовки устанавливали в середине цанги. Переменные факторы: $D_к - D_ц \approx 0{,}1$; 4 мм; вид обработки базового отверстия — растачивание и шлифование; вид обработки наружной поверхности вращения и торца заготовки — точение и шлифование.

По результатам обработки измеряли:

радиальное и торцевое биения обработанных поверхностей колец, используя контрольные центры, микронные индикаторы TESATAST, прецизионную коническую контрольную оправку;

отклонения от круглости с помощью кругломера фирмы "TALYROND";

отклонение от соосности поверхности вращения и базового отверстия с помощью кругломера фирмы "TALYROND".

При исследовании каждого показателя измеряли не менее 30 заготовок. Результаты статистической обработки представлены в табл. 5. В целом эти результаты повторяют результаты по точности установки эталонных колец, но количественно они грубее на одну—две степени точности по ГОСТ 24643—81.

Отклонения от круглости и соосности, как и радиальное, и торцевое биения — величины положительные. Это подтверждает, что эмпирические данные лучше всего описываются законом распределения Релея.

Выводы

1. Стандартные оправки (ГОСТ 31.1066.02—85) с разрезной цангой обеспечивают точность установки и обработки заготовок с 3—9-й степенью точности по параметрам отклонения формы и расположения поверхностей (ГОСТ 24643—81).

2. Седлообразная форма разжатой разрезной цанги обусловливает влияние на точность установки и обработки заготовок таких факторов, как соотношение длин заготовки и цанги, а также положения заготовки вдоль цанги. Установлена возможность изменения технологической базы заготовки: вместо поверхности отверстия использовать ее фаски. Вышеперечисленные факторы имеют такое же значение, что и традиционные — погрешность изготовления и износ центрирующего зажимного механизма, собственные деформации заготовок при закреплении, отклонение формы базовой поверхности.

3. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния разрезных цанг [1] и их точностные возможности позволяют разработать методику расчета и конструирования широкодиапазонных центрирующих зажимных механизмов с разрезными цангами специальных исполнений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Блинов Д. С., Шатилов А. А.** Исследование напряженно-деформированного состояния разрезных цанг // Вестник машиностроения. 2013. № 1. С. 3—8.
2. **ГОСТ 31.1066.02—85.** Оправки с разрезными цангами для точных работ. М.: Госстандарт СССР, 1985. 26 с.
3. **Гмурман В. Е.** Теория вероятности и математическая статистика. М.: Высшая школа, 1972. 386 с.
4. **Хальд А.** Математическая статистика с техническими приложениями. М.: Иностранная литература, 1956. 664 с.

УДК 621.9.04.001.24

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Теоретическое обеспечение технологической механики. 6. Сопоставление теории пластичности с теорией обработки металлов давлением. Часть 1*

Проявить мудрость в чужих делах куда легче, нежели в своих собственных.
Франсуа де Ларошфуко

Никогда не указывай на чужие ошибки, если сам не можешь их исправить.
Бернард Шоу

Показаны принципиальные различия в решениях задач пластической деформации методами прикладной теории пластичности и инженерной теории обработки металлов давлением.

Ключевые слова: условие пластичности, напряжения, деформации.

The principal differences in solutions of plastic deformation problems by applied theory of plasticity methods and by metal forming theory methods are shown.

Keywords: plasticity condition, stresses, deformations.

В данной и следующей статьях речь пойдет о непосредственном сопоставлении прикладной теории пластичности с теорией обработки металлов давлением (ОМД) в ее классическом, т. е. "инженерном" понимании.

Естественно, что любой разбор недостатков тех или иных научных методов или известных решений конкретных научных задач непременно требует соответствующих критических высказываний и доводов. И поскольку в данных статьях не обойтись без критики со стороны автора и без ответов на критику в адрес самого автора, то начнем с поучительного исторического примера.

Механика сплошной среды обязана своим фундаментальным становлением Луи Навье (1785—1836), который в начале XIX века первым получил основные уравнения механики, например уравнения равновесия. Впервые научные достижения Навье были опубликованы в книге "Лекции Навье" (1826 г.), его ученика Барре де Сен-Венана, использовавшего прослушанные им лекции учителя. Изложение собственно трудов Навье заняло в книге Сен-Венана лишь 1/10 часть, а 9/10 были посвящены комментариям и критическому разбору этих трудов. Сен-Венан не только четко указал на то, что он считает неточным или ошибочным, но, самое главное, значительно развил науку, дав более совершенные решения задач Навье, которые он подверг критике. Как истинный ученый Навье на критику не обиделся, и никто в XIX в. не считал книгу Сен-Венана проявлением неуважения по отношению к учителю. Наоборот, все выдающиеся ученые того времени оценили критическую часть книги как наибольший вклад Сен-Венана в науку. Между тем кроме данной книги Сен-Венан создал не только свой знаменитый принцип, но и теорию пластического течения (в 1870 г., а в 1871 г. эта теория была развита Морисом Леви — учеником Сен-Венана); даже самим термином "напряжение" в его современном понимании мы обязаны Сен-Венану!

В 1833 г. Навье во Французской академии наук оказал поддержку и молодому Габриэлю Ламе (общеизвестна задача Ламе, но не меньшую научную значимость имеет и его общая теория криволинейных координат), который впоследствии тоже критиковал отдельные положения трудов Навье, и современники не воспринимали это как неблагодарность Ламе по отношению к своему благодетелю. Великий Сен-Венан публично критиковал ошибочные, по его мнению, научные подходы великого Коши, который на это не только не обижался, но зачастую принимал точку зрения Сен-Венана; великий математик Гаусс прилюдно заметил, что величайший математик Коши, каждую неделю присылавший во Французскую академию наук свой

* Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1÷6 за 2013 г., продолжение — № 8 за 2013 г.

новый научный труд, "страдает математическим поносом". В XIX в. было другое понимание научной порядочности: руководствовались знаменитым афоризмом Аристотеля "Сократ мне друг, но истина дороже!" Замалчивать ошибки было непринято, а ученые того времени рассматривали научные публикации только по существу, зная, что все они продиктованы стремлением к научной истине. Поэтому тогда наука о механике и двигалась вперед семимильными шагами, а Навье, Сен-Венан, Ламе и Коши и по сей день пользуются одинаковым заслуженным уважением. Все они были подлинно великими учеными, Рыцарями настоящей Науки!

Сейчас, к сожалению, время иное. Благородство научного соперничества ушло в далекое прошлое. Появились люди, которые считают, что "самые обоснованные формулы" уже созданы на веки вечные, и никакая критика этих "непревзойденных" образцов или попытка их улучшения просто недопустимы. В результате вместо честной научной борьбы в открытой печати с приведением убедительных доказательств такие апологеты, не будучи в силах отстоять свою научную позицию, просто вредят, чем только могут, ученым, прибегающим к конструктивной критике.

Упомянув термин "конструктивная критика", необходимо разъяснить, что автор под этим понимает. Согласно толковому словарю русского языка *конструктивный* значит *плодотворный*, т. е. дающий хорошие результаты. Следовательно, для конструктивности критикующий сам должен предложить что-то результативное. По мнению автора, конструктивность критического анализа определяется тем, насколько критиком показано, как он *сам преодолевает* отмеченные им же недостатки, помогая тем самым другим ученым избежать их при решении аналогичных научных задач.

Несомненно, что решение научных задач, имеющих аналоги, должно предваряться критическим анализом наиболее значимых известных работ (раньше его называли *состоянием вопроса*). Проводя подобный анализ, авторы конструктивных работ не преследуют цели принизить чужие достижения, а исходят из того, что настоящий ученый не должен умалчивать о тех или иных недостатках предшествующих работ, так как, с одной стороны, умолчание способствует застою в науке и возможному повторению или использованию неверных положений, а с другой стороны, если недостатков нет, то нет смысла и в дальнейших разработках.

В подтверждение изложенного напомним несколько интересных высказываний выдающихся людей на эту тему:

"Разуму нечего выбирать, если выбор нужно производить между истиной и ложной видимостью" (М. Монтень);

"Ученый должен быть рыцарем истины" (В. Г. Белинский);

"Ищи истину и не затмевай своего сознания предвзятыми мнениями, авторитетами и личными соображениями. Истина утверждается доказательством, а не силой и не внушением. Стремление считаться с фактами, а не с предвзятыми мнениями составляет первое требование и науки, и подлинной нравственности" (А. П. Александров);

"Наука немыслима без борьбы. Там, где кончается противоборство различных точек зрения, кончается и наука" (Н. В. Белов).

Понятно, что конструктивная критика является ответственной, поскольку она излагается в печатной научной работе и, следовательно, всегда должна предполагать возможность такого же печатного возражения со стороны несогласных, в результате чего широкой научной общественности может быть показана полная некомпетентность или недостаточная научная квалификация критика как автора новой научной разработки. Ввиду этого конструктивный критик вынужден очень тщательно взвешивать обоснованность своих утверждений, соразмерять их со своими собственными научными возможностями.

В отличие от опубликованной конструктивной критики существует еще и безответственная устная критика, которая обычно звучит во время научных докладов, защит диссертаций или же просто в кулуарах. Такая критика может быть полезной лишь в том случае, если она исходит из уст настоящего специалиста по обсуждаемой проблеме, имеющего немалые собственные научные достижения в той же области, т. е. когда критикующий может не просто указать на недостатки, но и предоставить пути их устранения, подкрепив свои утверждения конкретной ссылкой на собственные или иные известные ему научные труды как образцы для усовершенствования критикуемой работы.

Однако к глубокому сожалению, чаще всего приходится сталкиваться именно с некомпетентными высказываниями. Широко распространенная бойкость в устных суждениях обусловлена тем, что она ни к чему не обязывает самого говорящего. К примеру, если надо разработать собственную теорию или вывести и *опубликовать* новую формулу, то теоретиков находится весьма немного. Но вот если представился случай *порассуждать* на теоретические темы, то тут "теоретиков" хоть отбавляй! Ведь очень хочется публично представить себя в глазах людей этаким мэтром, который лучше других знает, что и как нужно было делать. При этом от других чаще всего требуют решить такую задачу, которая явно неразрешима не только для самого критика, но и для подлинно талантливого критикуемого ученого.

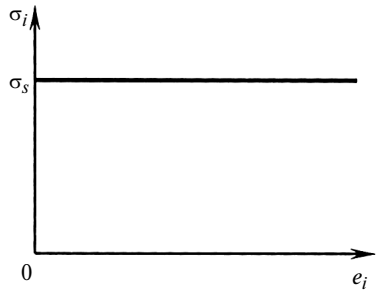


Рис. 1. Зависимость между интенсивностью напряжений σ_i и накопленной деформацией e_i для идеального жесткопластического материала (σ_s — напряжение текучести)

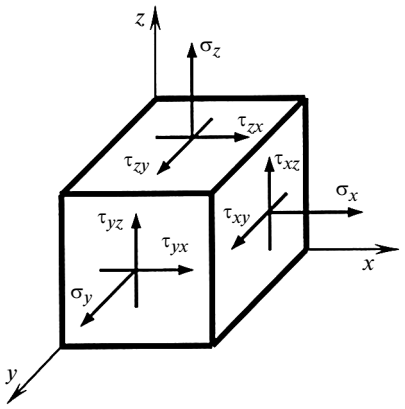


Рис. 2. Положительные направления напряжений на гранях выделенного из среды элементарного параллелепипеда

Подобные безответственные нападки приносят огромный вред не только в науке, но и в любом другом творческом деле, поскольку лишь угнетают душу одаренных людей и значительно снижают их творческий энтузиазм, отбивая желание вообще что-нибудь делать.

Именно критике со стороны тех, кто сам бездарен и в обсуждаемой области ничего создать не может, посвящены и известный афоризм Л. Н. Толстого "критика — это мысли дураков об умных" и слова Бернарда Шоу: "Кто умеет — делает, кто не умеет — учит других".

Резюмируя, отметим, что критическая мысль, без всякого сомнения, нужна, но только подлинно ответственная и, самое лучшее, конструктивная.

Далее переходим к рассмотрению принципиальных различий решений на основе уравнений прикладной теории пластичности и решений с помощью так называемых инженерных методов теории ОМД.

Сформулировать некоторые неверные представления (ниже разберем их подробно, так как они могут быть распространены весьма широко) автору очень помог один научный деятель, которого в дальнейшем будем условно называть Критиком (по аналогии с Критием — условным противником Платона в его знаменитых философских диалогах).

Для поиска истины используем достаточно обоснованную теорию пластического течения [1], наиболее близкую автору по причине, которую указал в своей работе Р. Хилл: "Ради математической последовательности и для физического соответствия в этой книге будут повсюду использованы уравнения теории пластического течения" [2, с. 64].

1. Первая претензия Критика состоит в том, что хотя автор использует в своих аналитических построениях систему уравнений Леви—Мизеса, он не ищет главных напряжений и, соответственно, не удовлетворяется точное условие пластичности Губера—Мизеса. Посмотрим, так ли это на самом деле.

Напомним, что основатели теории пластического течения использовали модель идеального жесткопластического материала [2, с. 53; 3, с. 85; 4, с. 84; 5, с. 50], т. е. материала, у которого отсутствует упрочнение (рис. 1). Учет упрочнения будет подробно рассмотрен в 9-й статье цикла, а пока ограничимся идеальным жесткопластическим материалом.

Как известно, полная система уравнений теории пластического течения такого материала в объемном (трехмерном) случае в прямоугольной декартовой системе координат (рис. 2) включает в себя:

уравнения равновесия

$$\begin{cases} \dfrac{\partial\sigma_x}{\partial x}+\dfrac{\partial\tau_{xy}}{\partial y}+\dfrac{\partial\tau_{xz}}{\partial z}=0; & (1)\\ \dfrac{\partial\tau_{yx}}{\partial x}+\dfrac{\partial\sigma_y}{\partial y}+\dfrac{\partial\tau_{yz}}{\partial z}=0; & (2)\\ \dfrac{\partial\tau_{zx}}{\partial x}+\dfrac{\partial\tau_{zy}}{\partial y}+\dfrac{\partial\sigma_z}{\partial z}=0; & (3)\end{cases}$$

систему уравнений Леви—Мизеса, связывающих напряжения и скорости деформаций,

$$\begin{cases} \sigma_x=\sigma+\dfrac{2}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_x; & (4)\\ \sigma_y=\sigma+\dfrac{2}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_y; & (5)\\ \sigma_z=\sigma+\dfrac{2}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\xi_z; & (6)\\ \tau_{xy}=\dfrac{1}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\eta_{xy}; & (7)\\ \tau_{yz}=\dfrac{1}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\eta_{yz}; & (8)\\ \tau_{zx}=\dfrac{1}{3}\dfrac{\sigma_i}{\xi_i}\eta_{zx}; & (9)\end{cases}$$

интенсивность скоростей деформаций

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{(\xi_x-\xi_y)^2+(\xi_y-\xi_z)^2+(\xi_z-\xi_x)^2+} \rightarrow$$

$$\rightarrow \overline{+\frac{3}{2}(\eta_{xy}^2+\eta_{yz}^2+\eta_{zx}^2)}\,; \qquad (10)$$

условие несжимаемости (условие постоянства объема)

$$\xi_x + \xi_y + \xi_z = 0; \qquad (11)$$

кинематические уравнения

$$\begin{cases} \xi_x = \dfrac{\partial v_x}{\partial x}, & (12)\\ \xi_y = \dfrac{\partial v_y}{\partial y}, & (13)\\ \xi_z = \dfrac{\partial v_z}{\partial z}, & (14)\\ \eta_{xy} = \dfrac{\partial v_x}{\partial y}+\dfrac{\partial v_y}{\partial x}, & (15)\\ \eta_{yz} = \dfrac{\partial v_y}{\partial z}+\dfrac{\partial v_z}{\partial y}; & (16)\\ \eta_{zx} = \dfrac{\partial v_z}{\partial x}+\dfrac{\partial v_x}{\partial z}. & (17)\end{cases}$$

Таким образом, в самом общем случае задача идеальной пластичности состоит из 17 уравнений, в которые входят 17 неизвестных величин: нормальные и касательные напряжения σ_x, σ_y, σ_z, τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{zx}; среднее нормальное напряжение (гидростатическое давление) σ; скорости линейных деформаций ξ_x, ξ_y, ξ_z; скорости угловых деформаций η_{xy}, η_{yz}, η_{zx}; интенсивность скоростей деформаций ξ_i; скорости перемещения материальных точек среды (скорости течения) v_x, v_y, v_z. В принципе, можно исключить из полной системы уравнений (1)—(17) скорости линейных и угловых деформаций ξ_x, ξ_y, ξ_z, η_{xy}, η_{yz}, η_{zx}, подставив вместо них в выражения (4)—(11) равенства (12)—(17). В этом случае задача сведется к решению 11 дифференциальных уравнений в частных производных относительно 11 неизвестных. Система запишется в более громоздком виде и потеряет изящество, но ее решение от формального уменьшения числа неизвестных легче не станет.

Несложно заметить, что в полную систему уравнений теории пластичности не входит ни известное выражение для гидростатического давления

$$\sigma = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)/3, \qquad (18)$$

ни условие пластичности Губера—Мизеса, связывающее интенсивность напряжений σ_i с напряжением текучести σ_s:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_x)^2+} \rightarrow$$

$$\rightarrow \overline{+6(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2)} = \sigma_s, \qquad (19)$$

что и вызывает "компетентное" научное негодование Критика.

Все дело, однако, заключается в том, что оба уравнения (18) и (19) ничего не добавляют к системе уравнений (1)—(17), поскольку прямо вытекают из нее и при соблюдении уравнений Леви—Мизеса всегда удовлетворяются тождественно. Покажем это.

Если сложить уравнения (4)—(6), то получим:

$$\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 3\sigma + \frac{2}{3}\frac{\sigma_i}{\xi_i}(\xi_x + \xi_y + \xi_z). \qquad (20)$$

С учетом условия несжимаемости (11) последний член равенства (20) равен нулю и, следовательно, приходим к уравнению (18).

Теперь выразим из уравнений (4)—(9) Леви—Мизеса скорости деформации:

$$\left.\begin{aligned} \xi_x &= \frac{3}{2}\frac{\xi_i}{\sigma_i}(\sigma_x-\sigma);\\ \xi_y &= \frac{3}{2}\frac{\xi_i}{\sigma_i}(\sigma_y-\sigma);\\ \xi_z &= \frac{3}{2}\frac{\xi_i}{\sigma_i}(\sigma_z-\sigma);\\ \eta_{xy} &= 3\frac{\xi_i}{\sigma_i}\tau_{xy};\\ \eta_{yz} &= 3\frac{\xi_i}{\sigma_i}\tau_{yz};\\ \eta_{zx} &= 3\frac{\xi_i}{\sigma_i}\tau_{zx}. \end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

Подставив уравнения (21) в уравнение (10), получим:

$$\xi_i = \frac{\sqrt{2}}{3}\sqrt{\left(\frac{3}{2}\frac{\xi_i}{\sigma_i}\right)^2[(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+} \rightarrow$$

$$\rightarrow \overline{+(\sigma_z-\sigma_x)^2+6(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2)]}\,,$$

откуда после сокращения ξ_i и переноса σ_i в левую часть придем к выражению (19) Губера—Мизеса. Поэтому модель идеальной пластичности допускает возможность простой замены при желании в уравнениях (4)—(9) Леви—Мизеса обозначения σ_i на σ_s.

Таким образом, если для решения задачи используются уравнения Леви—Мизеса, то условие пластичности Губера—Мизеса всегда удовлетворяется тождественно, и в определении главных напряжений нет никакой необходимости. Просто Критик не знает этого элементарного положения математической теории пластичности [5, с. 51].

Для предстоящего в 9-й статье цикла разговора об учете упрочнения отметим, что тождественное удовлетворение условия пластичности Губера-Мизеса остается в силе и при рассмотрении не идеального жестко-пластического, а упрочняющегося материала. Ведь если подставить уравнения (4)—(9) Леви—Мизеса в подкоренную часть выражения (19), то после несложного преобразования с учетом равенства (10) придем к тождеству $\sigma_i = \sigma_i = \sigma_s$. Поэтому условие пластичности Губера—Мизеса не будет дополнять систему Леви—Мизеса и в случае необходимости учета упрочнения (необходимо совершенно иное дополнительное уравнение, которое будет рассмотрено в последующем).

Поскольку в следующих статьях цикла автор для иллюстрации подробно изложит некоторые новые собственные решения задач теории пластичности, то следует сказать несколько слов о принятых в механике деформируемого твердого тела правилах знаков для напряжений.

Как известно, нормальные напряжения в рассматриваемой площадке элемента тела считаются положительными, если они являются растягивающими, т. е. направлены в сторону внешней нормали к рассматриваемой площадке (см. рис. 2).

М. В. Сторожев в учебнике [6, с. 78] пишет: "Знак касательных напряжений зависит от знака и направления нормального напряжения в рассматриваемой грани элементарного параллелепипеда". Это не совсем верно. Если, например, изменить направление нормального напряжения σ_z (см. рис. 2) на противоположное, то напряжение станет сжимающим, т. е. отрицательным. Но при этом знаки касательных напряжений τ_{zx} и τ_{zy} не изменятся (М. В. Сторожев дает достаточно длинное разъяснение этого).

Автор данной статьи полагает, что лучше не связывать знак касательного напряжения с направлением нормального напряжения, а более удачно сформулировать правило знаков так: *касательное напряжение считается положительным, если его направление и направление внешней нормали к рассматриваемой площадке одновременно совпадают или противоположны направлениям соответствующих им осей координат.*

Теперь обратим внимание читателей на следующий интересный момент.

Ясно, что то или иное правило знаков является договорной условностью. Например, в механике деформируемого твердого тела сжимающее напряжение считается отрицательным, а в гидравлике, где имеются только сжимающие напряжения, оно для удобства считается положительным, чтобы не ставить везде знак "−". Точно так же в сопротивлении материалов применяют иное правило знаков для касательных напряжений [7, с. 48]. В соответствии с этим правилом, например, касательное напряжение τ_{xz} (см. рис. 2), положительное в механике деформируемого твердого тела, в сопромате считается отрицательным.

Поскольку ни в одной общетеоретической книге (см., например, [2—6, 8]) нет пояснений истоков правил знаков в механике деформируемого твердого тела, то автор еще не встречал ученого в области ОМД или резания, который бы знал, откуда именно такие правила взялись и чем они обусловлены (их просто переписывают из одной книги в другую). Между прочим, такие правила обусловлены лишь тем, что в 1822 г. О. Коши, выводя уравнения равновесия (1)—(3), которые потом стали классическими, изобразил именно такие направления напряжений (см. рис. 2). Если, скажем, на рис. 2 изменить направление напряжений σ_z или τ_{zx} на противоположное, то при выводе уравнений равновесия (1)—(3) перед соответствующими членами вместо знаков "+" появятся знаки "−". Таким образом, знаки напряжений, принятые в механике деформируемого твердого тела, обусловлены положительными знаками классических уравнений равновесия, полученных О. Коши. В традиционных курсах гидравлики и сопромата эти уравнения равновесия не используются, что и позволяет принять там иные правила знаков.

И автор считает правильным, что крупные ученые-механики, полагая полную эквивалентность для напряжения σ названий "среднее нормальное напряжение" и "гидростатическое давление", не идут на поводу у гидравликов и не меняют знак гидростатического давления на противоположный, тем самым не заставляя без всякой надобности дополнительно напрягать наши память и внимание [2, с. 26; 3, с. 66; 4, с. 21; 5, с. 14; 8, с. 42].

2. Вторая претензия Критика состоит в том, что автор якобы идет по очень легкому пути: задает скорости течения, что, по мнению Критика, сразу же позволяет без особых затруднений найти напряжения из системы Леви—Мизеса.

Вообще говоря, автор никогда не задает скоростей течения в явном виде, как это делается, на-

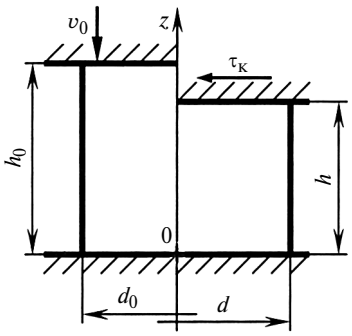


Рис. 3. Расчетная схема осадки цилиндрической заготовки

пример, в известном в теории ОМД элементарном методе баланса работ или мощностей (см., например, [6, с. 226—228 и с. 307—313]). Дело в том, что такое упрощенное задание приводит в теории пластического течения к недопустимым противоречиям, а также к невозможности удовлетворить уравнения равновесия или граничные условия (подробнее разберем это далее). Поэтому автор никогда не выбирает исходную кинематически возможную скорость в конкретном виде [например, для осадки (рис. 3) $v_z = -v_0 z/h$], а вводит неопределенную функцию типа $vz = f(z)$, которую при необходимости можно конкретизировать в результате решения. Уже по одной этой причине не удастся легко найти напряжения.

Но все-таки в угоду Критику допустим, что мы сразу же задали конкретные окончательные выражения скоростей течения v_x, v_y, v_z. Посмотрим, можно ли легко найти из системы Леви—Мизеса нормальные напряжения, как это утверждает Критик, или это сделать невозможно.

Итак, с учетом выражений (10) и (12)—(17) величины ξ_x, ξ_y, ξ_z, ξ_i в уравнениях (4)—(6) являются известными. Очевидно, что трех уравнений (4)—(6) недостаточно для определения четырех неизвестных напряжений: σ_x, σ_y, σ_z, σ. Поэтому дополним эти уравнения недостающим уравнением (18). Ясно, что если мы найдем гидростатическое давление δ, то из уравнений (4)—(6) действительно сразу же сможем определить напряжения σ_x, σ_y, σ_z.

Сложив друг с другом уравнения (4)—(6), получим равенство (20), последний член которого в соответствии с условием (11) равен нулю. Заменив левую часть с помощью уравнения (18), к сожалению, придем к тождеству $\sigma = \sigma$, из которого найти значение δ принципиально невозможно. Пытаясь решить имеющуюся систему по-другому, будем также приходить к тождествам типа $\sigma_x = \sigma_x$ и т. п.

Таким образом, *даже задав в явном виде скорости течения или скорости деформаций, из системы уравнений Леви—Мизеса невозможно сразу же найти нормальные напряжения, а требуется совместное решение этой системы с дифференциальными уравнениями равновесия и последующее удовлетворение статических граничных условий.* Это, впрочем, очевидно из простого физического примера: если начать осадку с трением на торцах, а затем приложить к боковой поверхности заготовки давление жидкости, которая уже не сможет проникнуть между бойками и заготовкой и изменить условия контактного трения, то бочкообразование и скорости течения будут практически такими же, как при обычной осадке (опыты Т. Кармана [3, с. 27]). А гидростатическое давление и, соответственно, нормальные напряжения будут совершенно другими.

Желая принизить сложность решений автора, Критик путает теорию пластичности с теорией упругости. В теории упругости, действительно, задав перемещения и, соответственно, деформации, можно сразу же по обобщенному закону Гука найти и напряжения. Как пишет А. А. Ильюшин, "задача теории упругости в принципе легко решается благодаря чрезвычайной простоте закона Гука" [4, с. 81]. Но в теории пластического течения принципиально невозможно легко найти по скоростям напряжения, как и наоборот — по заданным напряжениям найти скорости и деформации [4, с. 83; 5, с. 51]. Как пишет Л. М. Качанов, зависимости теории пластического течения являются принципиально неинтегрируемыми [5, с. 49].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 4. Условие пластичности, описание упрочнения и связь между напряжениями и деформациями // Вестник машиностроения. 2013. № 4. С. 62—70.
2. **Хилл Р.** Математическая теория пластичности. М.: ГИТТЛ, 1956. 407 с.
3. **Джонсон У., Меллор П.** Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.
4. **Ильюшин А. А.** Пластичность. М.-Л.: ГИТТЛ, 1948. 376 с.
5. **Качанов Л. М.** Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
6. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
7. **Степин П. А.** Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1979. 312 с.
8. **Шевченко К. Н.** Основы математических методов в теории обработки металлов давлением. М.: Высшая школа, 1970. 351 с.

УДК 621.9.02

А. К. КИРИЛЛОВ, канд. техн. наук (МГТУ "Станкин"), В. Н. БУТРИМ, канд. техн. наук (ОАО "Композит"),
В. В. КАШИРЦЕВ, О. ХОЖАЕВ, А. В. СМУРЫГИН (МГТУ "Станкин"), e-mail: akkirillov@yandex.ru

Исследование обрабатываемости резанием жаропрочных сплавов на никелевой и хромовой основах

Исследована обрабатываемость жаропрочных сплавов на никелевой и хромовой основах при резании инструментом со сменными многослойными пластинами (СМП) из разных сплавов с покрытием и без покрытия. Установлено, что при обработке жаропрочных сплавов более эффективны СМП из мелкозернистых твердых сплавов с нанодисперсными многослойными композиционными покрытиями.

Ключевые слова: жаропрочный сплав, резание, обрабатываемость, покрытие.

The machinability of heat-resistant nickel-based and chrome-based alloys in cutting by tools with replaceable sandwiched inserts (RSI) made of different alloys with or without coverage is investigated. It is determined, that RSI made of finegrained hard alloys with nanodispersed sandwiched composite coverages are more effective in machining of heat resistant alloys.

Keywords: heat-resistant alloy, cutting, machinability, coverage.

С каждым годом расширяется применение конструкционных материалов с повышенными физико-механическими свойствами, такими как механическая прочность, износостойкость, коррозионная стойкость и жаропрочность, которые сохраняются и при их нагревании до высоких температур. Однако данные материалы отличаются, как правило, низкой обрабатываемостью, которая определяется производительностью (скоростью резания) и себестоимостью обработки, а также качеством обработанной поверхности.

Свойства труднообрабатываемых материалов определяются их химическим составом и структурой. Создание материалов с заданными механическими, теплофизическими и другими свойствами стало возможным благодаря использованию сложного легирования сталей химическими элементами повышенной тугоплавкости.

Большинство жаропрочных сталей представляют собой растворы аустенитного класса. Деформируемые жаропрочные сплавы имеют фазовые упрочнения, т. е. вторую фазу в тонкодисперсной форме. Подобные материалы характеризуются низкой обрабатываемостью.

Причинами низкой обрабатываемости материалов резанием являются их высокие прочность и твердость, которые сохраняются при нагревании до высоких температур, что приводит к росту контактных нагрузок на инструмент при обработке. Труднообрабатываемые сплавы характеризуются низкой теплопроводностью. Поэтому при высоких температурах, которые возникают в зоне обработки, они сохраняют высокую прочность [1], повышенную сопротивляемость пластическому деформированию, низкие пластичность и сопротивление истиранию, обусловленные наличием упрочняющих фаз, особенно интерметаллоидных и карбидных включений [2—4].

Широкое применение жаропрочных сталей и сплавов повышает значимость инструмента, который определяет производительность обработки, особенно в условиях автоматизированного производства.

Цель данной работы — оценить обрабатываемость жаропрочных сплавов на никелевой и хромовой основах при точении инструментом из твердого сплава ВК (WC—Co).

Исследовали продольное точение жаропрочного сплава на никелевой основе ХН77ТЮР (19÷22 % Cr; 2,4÷2,8 % Ti; 1 % Al, $\sigma_в$ = 930÷1080 МПа, $\sigma_т$ = = 650 МПа, δ = 20 %, ψ = 21 %) и жаропрочного сплава Х65НВФТ на основе хрома (31÷35 % Ni; 1÷3 % W; 0,1÷0,4 % V; 0,05÷0,3 % Ti; примеси, %, не более: O — 0,08; N — 0,04; Fe — 0,5; C — 0,08; Al и Si — 0,2; $\sigma_в$ = 1100 МПа, $\sigma_т$ = 850 МПа, δ = 3 %, ψ = 25 %). Обработку осуществляли на универсальном токарном станке 16К20 с тиристорным приводом, позволяющим поддерживать заданную скорость и обрабатывать заготовки уменьшенного диаметра благодаря бесступенчатому регулированию частоты вращения шпинделя станка.

В сплав Х65НВФТ входит хром — тугоплавкий компонент с температурой плавления 1857 °С. Двухфазовая структура сплава — объемноцентрированная и гранецентрированная кристаллическая решетка, обеспечивает высокие жаропрочность и жаростойкость, что обусловлено образованием на поверхности заготовки при нагревании в окислительной среде тонких пленок оксида хрома, пре-

дотвращающих окисление металла. Это и отличает данный сплав от жаропрочных сплавов на никелевой основе [4].

Испытывали сменные квадратные многогранные пластины (СМП) 12,7×12,7×4,75 мм (ISO 03111-0363, форма SNUN; ГОСТ 19042—80) из твердого сплава ВК10-ХОМ. Режущий инструмент, оснащенный данными СМП, имеет следующие параметры: $\gamma = -8°$; $\alpha_з = 6°$; $\varphi = \varphi_1 = 45°$; $\lambda = 0$, $r = 0{,}8$ мм, $\rho = 15$ мкм. За критерий отказа инструмента принят предельный износ задней поверхности СМП $h_з = 0{,}45 \div 0{,}5$ мм. Износ $h_з$ измеряли с помощью микроскопа МБС-10, а силы резания P_z и P_y — универсальным динамометром УДМ 600.

Показатели режима резания варьировали в диапазонах, характерных для обработки труднообрабатываемых материалов: $v = 20 \div 40$ м/мин; $t = 0{,}5 \div 1{,}5$ мм; $S = 0{,}15$ мм/об.

Многослойное композиционное покрытие на СМП из твердого сплава осаждали в вакуумно-дуговой установке ВИТ-2 с фильтрацией пароионного потока [5, 6].

Шероховатость обработанной поверхности определяли профилографом-профилометром Handheld Roughness Tester TR200 (Япония). Измеряли шероховатость на обработанной поверхности заготовки сразу после обработки, не снимая заготовку со станка. Юстировку прибора осуществляли по эталонам шероховатости.

Результаты исследований

Обрабатываемость жаропрочных сплавов оценивали по сопротивляемости материала разрушению при стружкообразовании, т. е. по взаимодействию обрабатываемого материала и инструмента при резании, которое обусловлено силой резания и определяется следующими факторами:

сопротивлением обрабатываемого материала пластической деформации при стружкообразовании;

сопротивлением разрушению обрабатываемого материала после завершения пластического деформирования при предельных сдвигающих напряжениях;

сопротивлением срезаемой стружки дополнительной деформации при ее изгибе и ломании;

силой трения в зоне контакта обрабатываемого материала и контактных площадок инструмента.

От силы резания зависят: условия и точность обработки, качество обработанной поверхности, условия работы станка и инструмента.

Процесс лезвийной обработки жаропрочных сплавов ХН77ТЮР и Х65НВФТ твердосплавным инструментом определяют составляющие P_z и P_y силы резания. При точении сплава Х65НВФТ составляющая силы резания $P_z = 150$ Н меньше, чем при точении сплава ХН77ТЮР ($P_z = 250$ Н), следовательно, меньше и напряжения на сдвиг в зоне резания, и энергозатраты при резании. Это объясняется склонностью сплава Х65НВФТ к охрупчиванию при стружкообразовании, что ведет к снижению температуры в зоне резания, увеличению жесткости технологической системы "станок—приспособление—инструмент—деталь", улучшению качества обработанной поверхности.

Составляющая P_y силы резания зависит от площади контакта инструмента с обработанной поверхностью, которая в свою очередь зависит от износа $h_з$ задней поверхности инструмента, коэффициента трения материала и его пластичности.

Исследованиями установлено, что составляющая P_y силы резания в 1,5 раза больше при обработке сплава Х65НВФТ, чем при резании сплава ХН77ТЮР, ввиду бóльших его хладоломкости, твердости и склонности к упрочнению поверхностного слоя заготовки. Это приводит к скольжению задней поверхности СМП из твердого сплава по обработанной поверхности заготовки.

Обрабатываемость материала, как правило, оценивают по сопротивлению изнашиванию контактных площадок. Известно [7], что при обработке жаропрочных сплавов наибольшей износостойкостью обладают инструменты с СМП из твердых сплавов группы ВК (WC—Co) (ГОСТ 3882—74, ISO S10—S20), например сплав ВК10ХОМ (WC—CrC—Co) с мелкозернистой структурой (0,8÷0,9 мкм) в результате легирования карбидом хрома, что затормаживает рост зерен карбида вольфрама при спекании. Этот сплав характеризуется повышенными твердостью и теплостойкостью и имеет сбалансированные твердость и вязкость, что и предопределяет высокую стойкость сплава. Мелкозернистая структура позволяет при затачивании инструмента получать радиус скругления режущей кромки $\rho = 3 \div 5$ мкм.

На рис. 1 и 2 представлены зависимости износа $h_з$ задней поверхности СМП из ВК10-ХОМ

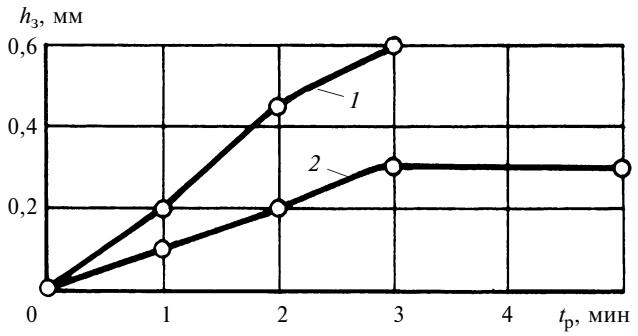


Рис. 1. Зависимости износа $h_з$ задней поверхности СМП из ВК10-ХОМ без покрытия от времени $t_р$ резания жаропрочных сплавов ХН77ТЮР (*1*) и Х65НВФТ (*2*) (v = 30 м/мин, S = 0,15 мм, t = 1,0 мм)

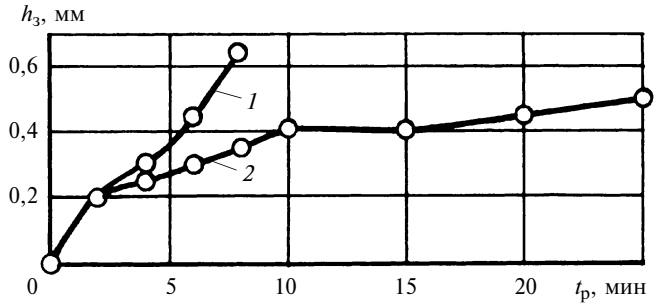


Рис. 2. Зависимости износа $h_з$ задней поверхности СМП из ВК10-ХОМ с многослойным композиционным покрытием Ti—TiN—TiCrAlN от времени $t_р$ резания жаропрочных сплавов ХН77ТЮР (*1*) и Х65НВФТ (*2*) (v = 40 м/мин; S = 0,15 мм; t = 1,0 мм)

без покрытия и с покрытием от времени $t_р$ резания жаропрочных сплавов ХН77ТЮР и Х65НВФТ, анализ которых показал, что начало обработки сопровождается приработочным изнашиванием; интенсивности изнашивания СМП имеют одинаковый характер, отличаются только величиной.

Этап нормального изнашивания СМП из сплава ВК10-ХОМ характеризуется стабилизацией процесса изнашивания задней поверхности инструмента при обработке сплава Х65НВФТ (см. рис. 1, зависимость *2*), а при обработке сплава ХН77ТЮР наблюдается повышение интенсивности изнашивания СПМ (см. рис. 1, зависимость *1*). При этом стойкость СМП при обработке сплава Х65НВФТ превышает 40 мин, а сплава ХН77ТЮР — не более 3 мин. Это обусловлено тем, что жаропрочный сплав Х65НВФТ содержит меньше примесей [4]. Из-за его склонности к охрупчиванию при силовом воздействии имеют место снижение сопротивлению пластическому деформированию и разрушение в зоне стружкообразования: для Х65НВФТ δ = 3 %; для ХН77ТЮР δ = 20 %). Это приводит к снижению термонапряженного состояния в зоне резания и способности контактных площадок инструмента к изнашиванию.

Жаропрочный сплав ХН77ТЮР имеет структуру с гранецентрированной кубической решеткой, при этом отношение предела прочности к пределу текучести больше значения данного показателя сплава Х65НВФТ. Это объясняется склонностью сплава ХН77ТЮР к упрочнению и наклепу при резании.

При деформировании растяжением ($\delta \leqslant 10$ %) у сплава ХН77ТЮР при температуре 20 °С предел прочности на 8,3 % выше предела прочности ненаклепанного образца, при этом относительное удлинение уменьшается на 31,8 %, а поперечное сужение ψ на 9 % [1].

При резании сплава ХН77ТЮР пластическая деформация срезаемого слоя затруднена из-за большого числа дефектов, возникающих при деформировании гранецентрированной решетки. Кроме того, в кристаллической решетке заготовки сдвиг атомного ряда относительно других рядов также затруднен из-за множества разно ориентированных зерен, что обусловлено межкристаллическими примесями на границах зерен в обрабатываемом материале.

Низкая обрабатываемость сплава ХН77ТЮР вызвана диффузионными процессами при пластической деформации и значительными температурными колебаниями атомов кристаллической решетки. Нагревание обрабатываемого материала увеличивает амплитуду колебаний атомов, повышаются диффузионные процессы между обрабатываемым и инструментальным материалами. При этом в гранецентрированной кубической решетке происходит скольжение — диффузионный процесс, представляющий собой совместное перемещение частиц данного атомного ряда из одного положения в другое, что вызывает скольжение и двойникование в обрабатываемом слое заготовки, создавая диффузию и деформации контактирующих поверхностей. Все это снижает износостойкость твердосплавных СМП.

Для повышения скорости обработки труднообрабатываемых материалов использовали СМП из ВК10-ХОМ с нанодисперсным многослойным композиционным покрытием Ti—TiN—TiAlCrN [5, 6], что повысило износостойкость режущего инструмента в 3 раза при обработке сплава ХН77ТЮР и более чем в 4 раза при точении сплава Х65НВФТ по сравнению с износостойкостью инструмента из ВК10-ХОМ.

Стойкость инструмента из ВК10-ХОМ при обработке сплава Х65НВФТ более чем в 3—4 раза превосходит стойкость инструмента при обработке сплава ХН77ТЮР (рис. 3). При этом коэффициент K_v обрабатываемости сплава Х65НВФТ в 2 раза

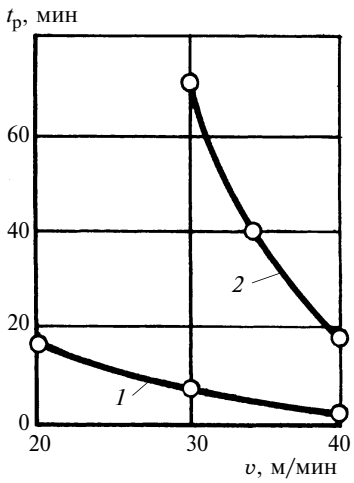


Рис. 3. Зависимости времени $t_р$ резания от скорости резания сплавов ХН77ТЮР (*1*) и Х65НВФТ (*2*) (S = 0,15 мм; t = 1,0 мм; $h_з$ = 0,1 мм)

УДК 621.9.02.001.573

А. А. ФОМИН, канд. техн. наук, В. Г. ГУСЕВ, д-р техн. наук
(Владимирский ГУ), e-mail: fominl@mail.ru

Геометрические отклонения профильной поверхности, формируемой при фрезеровании

Рассмотрен процесс формообразования профильной поверхности заготовки при продольном фрезеровании. Установлено влияние параметров режущего инструмента и режима фрезерования на отклонения обработанной поверхности. Получены математические модели отклонений с учетом всех факторов.

Ключевые слова: заготовка, фреза, отклонение обработанной поверхности, подача, радиус заточки режущей пластины, угловая скорость.

The forming process of billet profiled surface in longitudinal milling is considered. The influence of cutting tool parameters and milling mode on deflections of the treated surface is determined. The mathematical models of the deflections are obtained, taking into account all the parameters.

Keywords: billet, milling cutter, deflection of treated surface, feed, grind radius of the insert, angular speed.

Формообразованию плоских поверхностей при цилиндрическом фрезеровании в публикациях уделено достаточно внимания [1], однако механизмы формирования геометрических отклонений при обработке профильным фрезерованием, обусловленные режимом резания, статическими и динамическими характеристиками технологической системы и прочими факторами, мало изучены.

При цилиндрическом фрезеровании плоской поверхности геометрическое отклонение Δ обработанной поверхности определяется формулой [2]

$$\Delta = R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{\pi S_x}{Z\omega}\right)^2}, \qquad (1)$$

где R — радиус фрезы; S_x — подача заготовки; Z — число зубьев; ω — угловая скорость фрезы.

Формула (1) справедлива для обработки плоских поверхностей, когда радиус R режущей поверхности фрезы не изменяется. При профильном фрезеровании обработка осуществляется по контуру, соответствующему кривой второго порядка, т. е. при переменном радиусе R.

Установим закон изменения радиуса R по высоте фасонной фрезы, определим математические модели отклонений обработки, на основании которых разработаем методы уменьшения отклонения обработанной поверхности.

Максимальный коэффициент использования материала дости-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 70)

выше, чем при обработке сплава ХН77ТЮР без покрытия.

Исследовали качество обработанных поверхностей заготовок из Х65НВФТ и ХН77ТЮР при одинаковых режимах резания и используемых инструментах. Параметр *Ra* шероховатости поверхности зависит от физико-механических и кристаллохимических свойств обрабатываемого материала [8], а также от режима резания, сил резания и состояния контактных площадок инструмента. Исследования показали, что при токарной обработке инструментом с СМП из ВК10-ХОМ с покрытием Ti—TiN—TiAlZrCrN параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности сплава Х65НВФГ на 10 % ниже, чем у обработанной поверхности сплава ХН77ТЮР при одинаковых условиях резания.

Таким образом, установлено, что обрабатываемость сплава Х65НВФТ в 2 раза лучше обрабатываемости жаропрочного сплава ХН77ТЮР на никелевой основе. Нанодисперсное многослойное композиционное покрытие Ti—TiN—TiCrAlN повышает стойкость твердосплавных СМП из ВК10-ХОМ в 5 раз, при этом параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности снижается на 10 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев В. Н.** Резание труднообрабатываемых материалов. М.: Высшая школа, 1974. 589 с.

2. **Разработка** и исследование технологии сухого резания труднообрабатываемых материалов с компенсацией физических функций СОТС / А. К. Кириллов, А. С. Верещака, А. А. Козлов, З. Ю. Робакидзе // СТИН. 2009. № 1. С. 35—40.

3. **Развитие** науки о резании материалов / В. Ф. Бобров, Г. И. Грановский, Н. Н. Зорев и др. М.: Машиностроение, 1967. 416 с.

4. **Адаскин А. М., Каширцев В. В., Сапронов И. Ю.** Вид ползучести и характер разрушения сталей и сплавов, не претерпевающих полиморфного превращения // Вестник МГТУ "Станкин". № 3. С. 8—10.

5. **Vereshchaka A. S., Vereschaka A. A., Kirillov A. K.** Ecologically friendly dry machining by cutting tool from layered composition ceramic with nano-scale multilayered coatings // Trans Tech Publications. T. 1. GD. JMU. 2011. P. 68—76.

6. **Верещака А. С., Верещака А. А.** Функциональные покрытия для режущего инструмента // Упрочняющие технологии и покрытия. 2010. № 6. С. 28—43.

7. **Фальковский В. А., Клячко Л. И.** Твердые сплавы. М.: Изд. дом "Руда и металлы", 2005. 415 с.

8. **Инженерия** поверхности деталей / Под ред. А. Г. Суслова. М.: Машиностроение, 2008. 320 с.

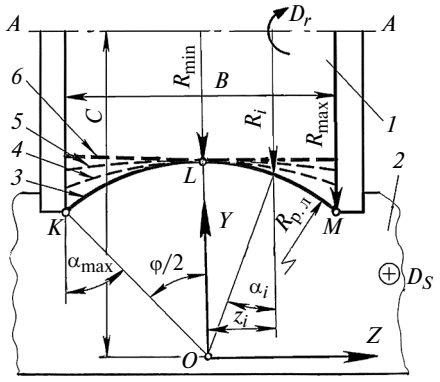


Рис. 1. Схема контакта фасонной фрезы и обрабатываемой заготовки:
1 — фасонная фреза; *2* — заготовка; *3* — контур криволинейного режущего лезвия; *4—6* — контуры лезвия с разным радиусом $R_{р.л}$ заточки; D_r, D_S — движения инструмента и заготовки

гается при минимальном снятии припуска, что реализуется обработкой фрезой с лезвием, форма которого соответствует кривой второго порядка.

Лезвие криволинейной формы получают заточкой по дуге *KLM* окружности (рис. 1) радиусом $R_{р.л}$ с центром в точке *O*. В этом случае радиус *R* изменяется от минимального значения (R_{min}) до максимального (R_{max}). При обработке таким инструментом обработанная поверхность имеет отклонения, причем в поперечном сечении заготовки величина этих отклонений различна. Установим закономерности их изменения, для этого составим расчетную схему, представляющую собой инструмент и заготовку в процессе их контактного взаимодействия. Расстояние от центра *O* дуги *KLM* окружности до оси *A—A* вращения фрезы *1* определяется формулой

$$C = R_{min} + OL = R_{min} + R_{р.л}. \quad (2)$$

В произвольном *i*-ом поперечном сечении, отстоящем на расстоянии z_i от начала (точка *O*) системы координат *YOZ*, радиус фрезы равен *R*. Тогда уравнение (2) примет вид:

$$C = R + R_{р.л}\cos(\arcsin(z_i/R_{р.л})). \quad (3)$$

Приравняв правые части выражений (2) и (3), получим:

$$R = R_{р.л}(1 - \cos(\arcsin(z_i/R_{р.л})) + R_{min}. \quad (4)$$

Текущий угол, образованный плоскостью, перпендикулярной оси инструмента, и радиусом $R_{р.л}$ режущего лезвия определим по формуле

$$\alpha_i = \arcsin(z_i/R_{р.л}). \quad (5)$$

Его значения изменяются от 0 до $\alpha_{max} = 0{,}5\varphi$. При $\alpha_i = 0$ плоскость, перпендикулярная оси инструмента, проходит через точку *L*, $z_i = 0$. В соответствии с выражением (4) при $z_i = 0$ радиус фрезы равен R_{min}.

При $\alpha_i = \alpha_{max} = \pm 0{,}5\varphi$ имеем два поперечных сечения, одно из них проходит через точку *K*, другое — через точку *M*, которые расположены симметрично относительно оси *Y*. Радиус фрезы в этих сечениях согласно уравнению (4) принимает максимальное значение:

$$R_{max} = R_{р.л} \times (1 - \cos(\arcsin[B/(2R_{р.л})])) + R_{min}. \quad (6)$$

По выражению (4) можно определить радиус фрезы в любом поперечном сечении при известных R_{min} и $R_{р.л}$. Если радиус R_{min} не известен, но известны R_{max}, $R_{р.л}$ и высота *B*, то R_{min} определяется решением обратной задачи.

Радиус режущего лезвия определяем по заготовке после фрезерования. Если известны размеры фасонной фрезы, то можно определить радиус режущего лезвия:

$$R_{р.л} = (R_{max} - R_{min})/(1 - \cos\alpha_{max}). \quad (7)$$

Центральный угол, соответствующий дуге окружности режущего лезвия, найдем из уравнения:

$$R_{р.л}\cos\alpha_{max} = R_{р.л} - R_{max} - R_{min}. \quad (8)$$

При $\alpha_{max} = 0{,}5\varphi$ имеем:

$$\varphi = 2\arccos\left(1 - \frac{R_{max} - R_{min}}{R_{р.л}}\right) = 2\arccos\left(\frac{B}{2R_{р.л}}\right). \quad (9)$$

Уравнение контура режущего лезвия, очерченного по дуге *KLM* окружности, имеет вид:

$$Y^2 + Z^2 = \left(\frac{R_{max} - R_{min}}{1 - \cos\left[\arcsin\left(\frac{B}{2R_{р.л}}\right)\right]}\right)^2$$

$$\text{при } -B/2 \leqslant Z \leqslant +B/2. \quad (10)$$

Таким образом, по формулам (4)—(10) можно определить радиус фасонной фрезы в любом поперечном сечении, т. е. по высоте *B* инструмента, а также установить связь между его основными конструктивными элементами. Выполнив преобразования (1) и (4), получим обобщенную математическую модель отклонений обработанной поверхности заготовки после фрезерования:

$$\Delta = -R_{р.л}\cos\left(\arcsin\left(\frac{z_i}{R_{р.л}}\right)\right) - \sqrt{\left[-R_{р.л}\cos\left(\arcsin\left(\frac{z_i}{R_{р.л}}\right)\right) + R_{min} + R_{р.л}\right]^2 - \left(\frac{\pi S_x}{Z\omega}\right)^2} + R_{min} + R_{р.л}. \quad (11)$$

Функция (11) не имеет экстремума и не поддается анализу с использованием первой и второй производных, поэтому графики отклонения Δ построены от независимых параметров: R_{min} = 20; 35; 50; 65; 80; 100; 120 мм; $R_{р.л}$ = 100; 150; 200; 250; 300; 350; 400; 450; 500; 550; 600; 650 мм; S_x = 300; 600; 900; 1200; 1500; 1800 мм/с; *Z* = 4; 6; 8; 10; 12; ω = 300; 400; 500; 600; 700; 800 рад/с; координаты z_i = 0; 20; 40; 60; 80; 100; 120 мм; *B* = 100; 120; 140; 160; 180; 200 мм. Диапа-

зон значений данных параметров охватывает большинство режимов резания, используемых в процессах механической обработки древесины.

С увеличением минимального радиуса R_{min} в поперечной плоскости симметрии фрезы зависимость изменения высоты неровностей, сформированных при фрезеровании фасонной поверхности заготовки, соответствует кривой второго порядка (рис. 2), что объясняется сближением точек пересечения траекторий смежных зубьев фрезы и обработанной поверхности. В нижеприведенных функциях при автоматизированном расчете в среде ADVANCED GRAPHER параметр R_{min} заменили на аргумент x, а отклонение Δ — на функцию $Y(x)$:

$$Y(x) = -200\cos(50/200) - ((-200\cos(50/200) + x + 200)2 - 2{,}465)(2/4) + x + 200$$

при $R_{р.л} = 200$ мм, $B = 100$ мм, $S_x = 1000$ мм/с, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с; (12)

$$Y(x) = -100\cos(75/100) - ((-100\cos(75/100) + x + 100)2 - 2{,}465)(2/4) + x + 100$$

при $R_{р.л} = 100$ мм, $B = 150$ мм, $S_x = 1000$ мм/с, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с; (13)

$$Y(x) = -150\cos(75/150) - ((-150\cos(75/150) + x + 150)2 - 2{,}465)(2/4) + x + 150$$

при $R_{р.л} = 150$ мм, $B = 150$ мм, $S_x = 1000$ мм/с, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с. (14)

Графики функций $\Delta = f(R_{min})$ указывают на то, что радиус фрезы является одним из определяющих факторов, влияющих на отклонения обработки, и для получения более точной поверхности при профильном фрезеровании радиус R_{min} следует увеличивать.

Увеличение радиуса $R_{р.л}$ приводит к увеличению отклонений обработанной поверхности. При этом в диапазоне $100 \leqslant R_{р.л} \leqslant 350$ мм отклонение Δ прямо пропорционально $R_{р.л}$ (рис. 3). При дальнейшем увеличении $R_{р.л}$ отклонения Δ достигают максимальных значений и далее не изменяются.

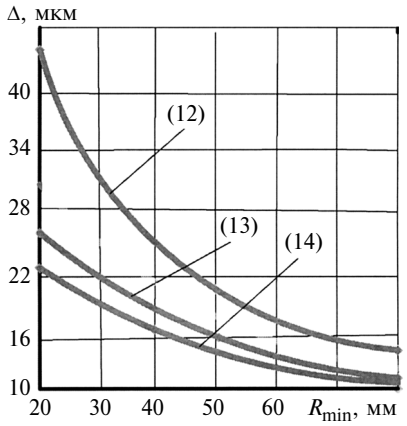


Рис. 2. Графики функций $\Delta(R_{min})$ (12)—(14)

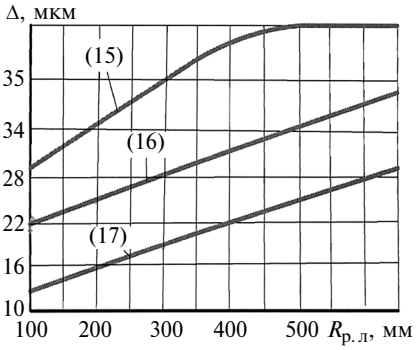


Рис. 3. Графики функций $\Delta(R_{р.л})$ (15)—(17)

Математическая модель отклонения обработанной поверхности в функции радиуса заточки режущего лезвия описывается следующими уравнениями:

$$Y(x) = -x\cos(60/x) - ((-x\cos(60/x) + x + 30)2 - 2{,}465)(2/4) + x + 30$$

при $R_{min} = 30$ мм, $S_x = 1000$ мм/с, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с, $B = 120$ мм; (15)

$$Y(x) = -x\cos(50/x) - ((-x\cos(50/x) + x + 50)2 - 2{,}465)(2/4) + x + 50$$

при $R_{min} = 50$ мм, $S_x = 1000$ мм/с, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с, $B = 100$ мм; (16)

$$Y(x) = -x\cos(75/x) - ((-x\cos(75/x) + x + 65)2 - 2{,}465)(2/4) + x + 65$$

при $R_{min} = 65$ мм, $S_x = 1000$ мм/с, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм. (17)

Влияние радиуса $R_{р.л}$ на отклонения Δ обусловлено тем, что по мере увеличения $R_{р.л}$ контур *3* режущего лезвия (см. рис. 1) распрямляется (см. контуры *4* и *5*), достигая предельного положения в виде прямой линии *6* при $R_{р.л} = \infty$, т. е. фреза становится цилиндрической. При этом радиусы фрезы по всей высоте (за исключением радиуса в поперечном сечении по оси симметрии) уменьшаются, достигая минимального значения (R_{min}).

Увеличение подачи S_x приводит к увеличению расстояния между соседними резами, а, следовательно, к удалению точек пересечения траекторий соседних резцов от обработанной поверхности, что увеличивает отклонения Δ (рис. 4).

Математическая модель отклонения Δ в функции подачи заготовки имеет вид:

$$Y(x) = -200\cos(75/200) - ((-200\cos(75/200) + 265)2 - (3{,}14x/2000)2)(2/4) + 265$$

при $R_{р.л} = 200$ мм, $R_{min} = 65$ мм, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм; (18)

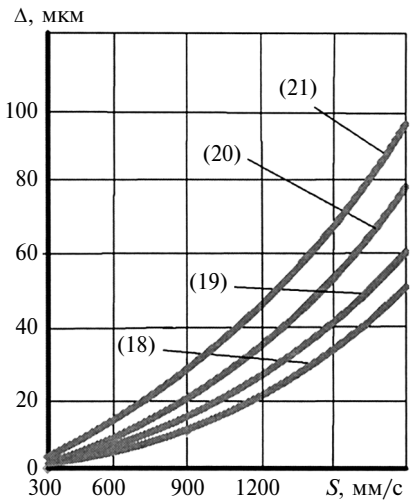


Рис. 4. Графики функций $\Delta(S)$ (18)—(21)

$$Y(x) = -150\cos(75/150) - ((-150\cos(75/150) + 200)2 - (3{,}14x/2000)2)(2/4) + 200$$

при $R_{р.л} = 150$ мм, $R_{min} = 50$ мм, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм; (19)

$$Y(x) = -150\cos(75/150) - ((-150\cos(75/150) + 180)2 - (3{,}14x/2000)2)(2/4) + 180$$

при $R_{р.л} = 150$ мм, $R_{min} = 30$ мм, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм; (20)

$$Y(x) = -150\cos(75/150) - ((-150\cos(75/150) + 170)2 - (3{,}14x/2000)2)(2/4) + 170$$

при $R_{р.л} = 150$ мм, $R_{min} = 20$ мм, $Z = 4$, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм. (21)

Графики этих функций (см. рис. 4) указывают на то, что подача заготовки оказывает большое влияние на отклонения и для повышения точности обработки подачу следует уменьшать.

Увеличение числа зубьев фрезы снижает отклонения обработанной поверхности (рис. 5), что обусловлено уменьшением времени обработки и нагрузки на каждый зуб фрезы.

Математическая модель отклонения обработанной поверхности в функции Z имеет вид:

$$Y(x) = -250\cos(50/250) - ((-250\cos(50/250) + 270)2 - (3{,}14/x)2)(2/4) + 270$$

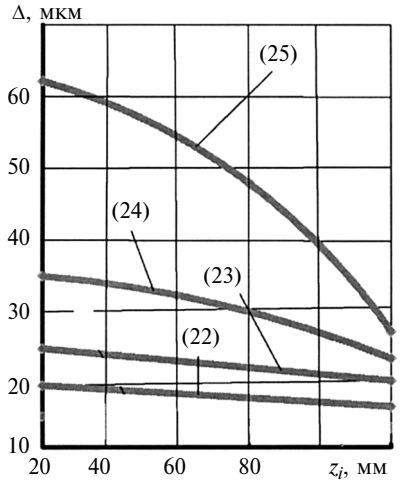


Рис. 5. Графики функций Δ(*Z*) (22)—(25)

при $R_{р.л} = 250$ мм, $R_{min} = 20$ мм, $\omega = 500$ рад/с, $B = 100$ мм, $S_x = 500$ мм/с; (22)

$$Y(x) = -120\cos(75/120) - ((-120\cos(75/120) + 150)2 - (3{,}14/x)2)(2/4) + 150$$

при $R_{р.л} = 120$ мм, $R_{min} = 30$ мм, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм, $S_x = 500$ мм/с; (23)

$$Y(x) = -150\cos(75/150) - ((-150\cos(75/150) + 200)2 - (3{,}14/x)2)(2/4) + 200$$

при $R_{р.л} = 150$ мм, $R_{min} = 50$ мм, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм, $S_x = 500$ мм/с; (24)

$$Y(x) = -200\cos(75/200) - ((-200\cos(75/200) + 265)2 - (3{,}14/x)2)(2/4) + 65 + 200$$

при $R_{р.л} = 200$ мм, $R_{min} = 65$ мм, $\omega = 500$ рад/с, $B = 150$ мм, $S_x = 500$ мм/с. (25)

Заметим, что число Z зубьев оказывает меньше влияние на кинематические отклонения обработанной поверхности, однако этот параметр влияет на динамику обработки, поскольку определяет время упругого восстановления технологической системы после каждого оборота фрезы.

При увеличении угловой скорости ω инструмента отклонение Δ снижается (рис. 6), что связано с уменьшением времени между единичными резами соседних зубьев фрезы, т. е. при постоянном диаметре инструмента уменьшается расстояние между соседними резами $a = 2\pi S_x/Z\omega$.

Математическая модель отклонений Δ в функции угловой скорости при изменении других параметров фрезерования имеет вид:

$$Y(x) = -250\cos(50/250) - ((-250\cos(50/250) + 270)2 - (3{,}14 \times 500/(4x))2)(2/4) + 270$$

при $R_{р.л} = 250$ мм, $R_{min} = 20$ мм, $B = 100$ мм, $S_x = 500$ мм/с; (26)

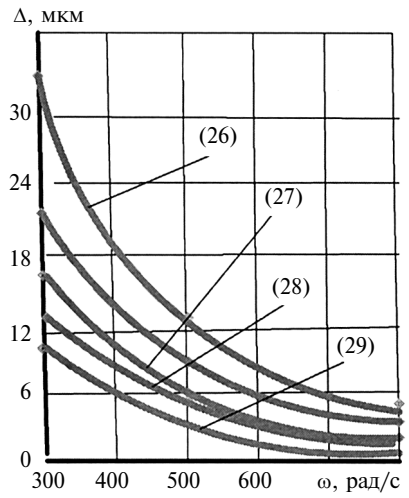


Рис. 6. Графики функций Δ(ω) (26)—(29)

$$Y(x) = -120\cos(75/120) - ((-120\cos(75/120) + 150)2 - (3{,}14 \times 500/(4x))2)(2/4) + 150$$

при $R_{р.л} = 120$ мм, $R_{min} = 30$ мм, $B = 150$ мм, $S_x = 500$ мм/с; (27)

$$Y(x) = -150\cos(75/150) - ((-150\cos(75/150) + 200)2 - (3{,}14 \times 500/(4x))2)(2/4) + 200$$

при $R_{р.л} = 150$ мм, $R_{min} = 50$ мм, $B = 150$ мм, $S_x = 500$ мм/с; (28)

$$Y(x) = -200\cos(75/200) - ((-200\cos(75/200) + 265)2 - (3{,}14 \times 500/(4x))2)(2/4) + 265$$

при $R_{р.л} = 200$ мм, $R_{min} = 65$ мм, $B = 150$ мм, $S_x = 500$ мм/с. (29)

Изменением угловой скорости инструмента можно эффективно влиять на отклонение Δ обработки, однако следует помнить, что увеличение ω приводит к увеличению неуравновешенной центробежной силы $Q = m\omega^2\rho$, (где m — неуравновешенная масса инструмента; ρ — расстояние от оси вращения до неуравновешенной массы). При больших значениях ω даже незначительная неуравновешенная масса m вызывает колебания в технологической системе.

Может возникнуть ситуация, когда уменьшение Δ путем увеличения ω (см. рис. 6) приведет к увеличению отклонений Δ в ре-

зультате ухудшения динамики фрезерования. Кроме того, при увеличении ω возникает необходимость в более тщательной балансировке инструмента, что повышает дополнительные затраты.

Увеличение высоты B режущего инструмента сопровождается сравнительно небольшим снижением отклонений Δ, так как увеличивается расстояние между торцами режущего инструмента, следовательно, точка L удаляется от оси вращения инструмента (см. рис. 1), что равносильно увеличению $R_{\min}$.

Математическая модель отклонений Δ в функции B имеет вид:

$$Y(x) = -250\cos(x/250) - ((-250\cos(x/250) + 270)2 - (3{,}14/4)2)(2/4) + 270;$$

$$\text{при } R_{\text{р.л}} = 250 \text{ мм}, \quad R_{\min} = 20 \text{ мм}, \ \omega = 500 \text{ рад/с}, \quad S_x = 500 \text{ мм/с}; \qquad (30)$$

$$Y(x) = -120\cos(x/120) - ((-120\cos(x/120) + 150)2 - (3{,}14/4)2)(2/4) + 150$$

$$\text{при } R_{\text{р.л}} = 120 \text{ мм}, \quad R_{\min} = 30 \text{ мм}, \ \omega = 500 \text{ рад/с}, \quad S_x = 500 \text{ мм/с}; \qquad (31)$$

$$Y(x) = -150\cos(x/150) - ((-150\cos(x/150) + 200)2 - (3{,}14/4)2)(2/4) + 200$$

$$\text{при } R_{\text{р.л}} = 150 \text{ мм}, \quad R_{\min} = 50 \text{ мм}, \ \omega = 500 \text{ рад/с}, \quad S_x = 500 \text{ мм/с}; \qquad (32)$$

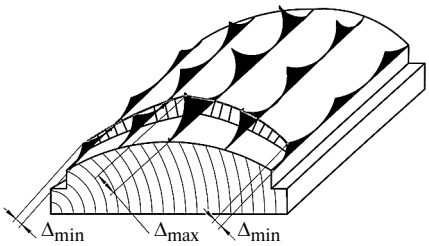


Рис. 7. 3D-модель распределения отклонений Δ на обработанном изделии

$$Y(x) = -200\cos(x/200) - ((-200\cos(x/200) + 265)2 - (3{,}14/4)2)(2/4) + 265$$

$$\text{при } R_{\text{р.л}} = 200 \text{ мм}, \quad R_{\min} = 65 \text{ мм}, \ \omega = 500 \text{ рад/с}, \quad S_x = 500 \text{ мм/с}. \qquad (33)$$

Ввиду незначительного изменения отклонений Δ обработанных поверхностей в функции B высоту фасонной фрезы целесообразно назначать, исходя из ширины готового изделия.

На основании полученных моделей построена 3D-модель распределения отклонений Δ на обработанном изделии (рис. 7). Величина Δ в поперечном сечении готового изделия изменяется значительно: минимальные значения ($\Delta_{\min}$) имеют место по краям изделия, прошедшего фрезерование, максимальные ($\Delta_{\max}$) — в середине по оси симметрии, где снимается минимальным припуск. От середины к краям изделия отклонения Δ уменьшаются ввиду увеличения диаметра фасонной фрезы.

Анализ формирования отклонений Δ профильного изделия показал необходимость оптимизации процесса фрезерования, что было выполнено с использованием программы ADVANCED GRAPHER. Получены математические модели и определяющие параметры, влияющие на высоту неровностей.

Установлено, что для минимизации отклонений Δ при фасонном фрезеровании необходимо увеличить минимальный радиус $R_{\min}$, угловую скорость ω и число Z режущих зубьев фрезы, уменьшить радиус $R_{\text{р.л}}$ заточки режущего лезвия и подачу S_x заготовки. Полученные математические модели формообразования при фрезеровании подтверждены практикой обработки отходов лесопиления на спроектированном и изготовленном станке [3].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кряжев Н. А.** Фрезерование древесины. М.: Лесная промышленность, 1979. 200 с.

2. **Фомин А. А.** Оборудование и технология механической обработки отходов лесопиления. М.: Машиностроение, 2013. 206 с.

3. **Пат. 95589 Рос. Федерации.** Станок для первичной обработки горбыля.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

УДК 006:658.5

В. И. ЗМИЕВСКИЙ, канд. техн. наук, В. И. МАНОЙЛО (ИПК "Машприбор" Роскосмоса, г. Королёв), e-mail: zmievski@bk.ru

Состояние дел в области аккредитации экспертов по оценке соответствия продукции установленным требованиям

Представлен анализ деятельности органов по сертификации специалистов по оценке на соответствие продукции установленным требованиям в России и за рубежом.

Ключевые слова: сертификация, нормативные требования, эксперты, квалификация, обучение.

The activity analysis of authorities, which certify specialists that appraise product compliance with Russian and foreign regulatory requirements, is presented.

Keywords: certification, regulatory requirements, experts, qualification, training.

В соответствии с Указом Президента РФ № 86 от 24.01.2011 "О единой национальной системе аккредитации" в России постановлением Правительства РФ от 17.10.2011 № 845 создана федеральная служба по аккредитации — Росаккредитация, на которую возложены функции по формированию единой национальной системы аккредитации и контроля за деятельностью аккредитованных лиц. В Указе отмечается необходимость создания условий для взаимного признания результатов оценок соответствия государствами — членами Таможенного союза в рамках Евразийского экономического сообщества, а также основными торговыми партнерами России, в первую очередь странами, входящими в ЕС.

С. В. Шипов — руководитель Росаккредитации, в своем интервью корреспонденту РБК заметил [1], что в России рынок услуг по сертификации составляет 800 млрд руб. Для успешного решения поставленных задач прежде всего следует проанализировать зарубежный опыт в данной области и перенести его на российский рынок.

Национальные органы по аккредитации в странах ЕС были созданы в 2009 г. в соответствии с директивой Совета и Парламента ЕС № 765/2008 от 09.07.2008, которая были разработана на основании 25-летнего опыта работ по актуализации требований к аккредитации и контролю рынка. Их цель — обеспечение свободного передвижения товаров через границы для повышения конкурентоспособности промышленности и укрепления экономики Европы. Кроме того, решались задачи гарантии безопасности выпускаемой продукции и ответственности импортеров, а также устанавливались правовые рамки для использования аккредитации в качестве гармонизирующего инструмента Европейского рынка.

Некоторые аспекты аккредитации экспертов в Европе

В германоязычных странах ЕС действует документ DAR-3-EM-06 "Квалификационные критерии для экспертов систем аккредитации Германии, Австрии и Швейцарии" [2], разработанный Комитетом по подготовке экспертов (BAK-ABT) немецкого национального органа по аккредитации (DAR) и содержащий следующие положения.

Аккредитация органов по оценке соответствия (продукции, услуг) установленным требованиям (далее — по оценке соответствия) должна проводиться в соответствии с требованиями ИСО/МЭК 17025 и ЕН 45011, ИСО/МЭК 17021, ИСО/МЭК 17024, ИСО/МЭК 17020, включая также и другие документы (руководства) Европейской организации по аккредитации (EA), Международной организации по аккредитации лабораторий (ILAC) и DAR.

В соответствии с параграфом 6 ИСО/МЭК 17011 данные органы должны иметь высококвалифицированных экспертов (специалистов по управлению качеством производства), обладающих необходимыми техническими знаниями в области оцениваемых производств, продукции (услуг).

Эксперт должен знать требования ИСО/МЭК 17011, технические требования к конкретному производству, сформулированные секторальными комитетами, знать правила и владеть процедурами

аккредитации, что нередко можно обеспечить только при участии двух или более экспертов.

В отдельных случаях эксперты в соответствии с ИСО/МЭК 17011 (п. 3.12) при локальных оценках четко разграниченных технических областей могут консультироваться с техническими экспертами, которые привлекаются только в соответствии с инструкциями органов по аккредитации и представляют свои заключения в составе общего отчета.

Минимальные квалификационные критерии для экспертов определены в документе DAR-3-EM-07 [3], представляющем собой программу подготовки по требуемой квалификации.

Раздел "Основные предпосылки для официального утверждения эксперта" документа II DAR-3-EM-06 расширяет требования ИСО/МЭК 17011 (п. 6.2.2) и устанавливает требования к экспертам в части их обучения.

Орган по аккредитации оценивает экспертов по следующим критериям.

Профессиональный уровень. Успешное окончание соответствующего технического учебного заведения или подтверждение эквивалентных этому знаний.

Профессиональные навыки — знание процедур оценки соответствия в областях испытаний, калибровки, инспекции или сертификации, основанное на практическом опыте или полученное при обучении (окончание соответствующих курсов по подготовке); свободное владение языком, на котором проводится аккредитация. При этом обязательным условием являются профессиональная деятельность в соответствующей области (не менее четырех лет); практика по тестированию или работа в органах по оценке соответствия (не менее двух лет).

Личные качества (ИСО 19011, п. 7.2). Эксперт должен отвечать требованиям профессиональной этики — беспристрастность, справедливость, честность и сдержанность; обладать широким кругозором, быть готовым рассмотреть альтернативные идеи и другие точки зрения; быть дипломатичным, наблюдательным; адаптироваться в различных ситуациях; быть настойчивым в достижении поставленной цели; уметь делать выводы на основе логических рассуждений и анализа; принимать самостоятельные решения.

Учебные программы для экспертов [3] кроме обязательных частей имеют факультативные разделы. Стажер как минимум должен участвовать в одной технической оценке.

Официальное назначение эксперта осуществляется соответствующим органом по аккредитации, при этом допускаются ограничения. Письменное назначение считается достаточным документом для всех органов по аккредитации. Квалификация эксперта, официально утвержденная одним органом, может быть одобрена другими органами по аккредитации.

Назначенные эксперты обязаны повышать свой профессиональный уровень. Для этого существует система обучения и обмена опытом. Интервал между мероприятиями по повышению квалификации не должен превышать трех лет. С интервалом в пять лет проводится повторная аккредитация экспертов.

Процедура назначения эксперта предусматривает формальное рассмотрение органом по аккредитации документов, представленных заявителем, и его последующую аккредитацию по результатам участия хотя бы в одном аудите. В случае отклонения заявки заявитель имеет право подать жалобу в соответствии с процедурой аккредитации.

При официальном утверждении эксперта орган по аккредитации в соответствии с пп. 6.1.3 и 6.1.4 ИСО/МЭК 17011 заключает с ним договор о сотрудничестве. Предусмотрена возможность разового назначения эксперта на аккредитацию.

Орган по аккредитации должен включать официально утвержденных экспертов в резервный список на предстоящие экспертизы и вести учет их деятельности. Аккредитующий орган может отозвать назначенного эксперта, например при нарушении их принципов независимости и беспристрастности.

Особенности аккредитации в России

Многие годы в России подготовка экспертов по оценке соответствия и их сертификацию осуществляла Образовательная автономная некоммерческая организация (ОАНО) "Регистр системы сертификации персонала" (РССП) Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии. Заметим, что в мировой практике совмещение обучения и сертификации категорически запрещено.

В своей деятельности ОАНО РССП руководствовалась следующими нормативными документами: "Общие критерии компетентности экспертов системы сертификации ГОСТ Р"; "Порядок проведения стажировки для заявителей на сертификацию в качестве экспертов по сертификации систем менеджмента качества"; "Порядок инспекционного контроля деятельности экспертов системы сертификации ГОСТ Р".

Обучение в области сертификации осуществляли и другие организации, имеющие лицензию ОАНО РССП, однако единых утвержденных программ не существовало, пока Всероссийское общество качества (ВОК) не разработало такие программы. Обучение экспертов для испытательных лабораторий ОАНО РССП никогда не проводило, хотя они предусмотрены документом "Общие критерии ком-

УДК 004.9:002

С. П. СУЛЬДИН, Э. В. МИТИН, кандидаты технических наук,
А. В. ЩЕКИН (Мордовский ГУ им. Н. П. Огарева, г. Саранск),
e-mail: rimnauka@rambler.ru

Автоматизация проектирования технологической документации с использованием системы КОМПАС

Рассмотрены основные вопросы автоматизации проектирования и оформление технологической документации с использованием системы КОМПАС.

Ключевые слова: токарно-револьверный автомат, программирование, маршрутно-технологическая карта, эскизы, интерфейсы прикладного программирования API, модель компонентного объекта COM.

The general problems of automation of technological documentation design and execution, using KOMPAS Software, are considered.

Keywords: automatic turret machine, programming, flow-process chart, drafts, applied programming interfaces (API), component object model (COM).

Система автоматизированного проектирования наладки токарно-револьверных автоматов предназначена для расчетов наладок и формирования маршрутно-технологических карт с эскизами переходов, которые, как и эскизы деталей, автоматически формируются по параметрам обработки и инструмента. Система работает как в автономном режиме, формируя карты наладок в окне Windows, так и в режиме системы КОМПАС, которая осуществляет вывод карты наладок.

Система КОМПАС имеет специальный комплект приложений КОМПАС-МАСТЕР, который расширяет функции системы. Так, подсистема КОМПАС-МАСТЕР включает в себя интерфейсы прикладного программирования API (Application Program Interface) для работы с чертежами (2D API) и трехмерными объектами (3D API), в которых реализована технология Automation через интерфейсы IDispatch, обеспечивающие доступ к системам для работы с графическими документами и трехмерными моделя-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 78)

петентности экспертов системы сертификации ГОСТ Р". Отличительной особенностью РССП является то, что экспертов назначали не органы по оценке соответствия, а ОАНО РССП, которая выдает сертификаты.

По окончании действия сертификата специалисты должны пройти обучение (продолжительность — 3 дня, стоимость — от 19 800 руб.) и сертификацию (представление на рассмотрение обновленных документов, стоимость — от 6018 руб.). Заметим, что в ЕС продолжительность повторного обучения — 1 день, так как специалисты уже имеют многолетний опыт работы.

В соответствии с п. 6 ИСО/МЭК 17011 эксперты должны обладать хорошими знаниями по управлению качеством производства и иметь опыт работы в соответствующей технической области. Однако в обучающих программах ОАНО рассматриваются вопросы по управлению качеством, но отсутствует тематика, направленная на повышение компетентности в технических областях. В России есть технические комитеты по стандартизации, которые располагают новейшей информацией и могут предоставить ее для обучающих программ.

Таким образом, для повышения качества работы органов по сертификации в России целесообразно изучить и использовать опыт стран ЕС в этой области.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Литвинова А.** Я поменял кабинетную работу на работу в полях: Интервью С. В. Шилова. http://www.rbcdaily.ru/2011/1 1/29/focus/562949982160389.

2. **DAR-3-EM-06.** Qualification Criteria for Assessors of the Accreditation Systems in Germany, Austria and Switzerland // Committee for Training of Assessors.

3. **DAR-3-EM-07.** Framework Program "Assessors in Accreditation Procedures in the German-speaking area with basic knowledge of QM".

4. **DAR-2-GL-05.** Arbeitsprogramm des "Ausschusses Begutachtung Training" // Des Deutschen Akkreditierungsrates.

5. **DAR-2-GL-07.** Arbeitsprogramm des "Ausschusses Technische Fragen" // Des Deutschen Akkreditierungsrates.

ми и используемые при программировании в таких средах, как Visual Basic, Visual C++, C++ Builder, Delphi.

Модель компонентного объекта — Component Object Model (COM) фирмы Microsoft является основой таких технологий, как OLE и ActiveX.

Доступ к технологиям COM, OLE и ActiveX обеспечивается операционной системой Windows посредством набора COM-интерфейсов и небольшого числа функций WIN32 API. Достоинством COM является возможность предоставления двоичного стандарта для программных компонентов, который обеспечивает связь объектов и компонентов, разработанных на разных языках программирования разными поставщиками и работающих в разных операционных системах.

Двоичный код позволяет создавать программные компоненты, используемые без языков, средств и систем программирования, т. е. только с помощью двоичных компонентов (DLL- или EXE-файлов).

COM-объекты аналогичны объектам C++ относительно инкапсуляции функциональных возможностей посредством предоставления отработанного интерфейса, однако есть отличие — они предоставляют больше, чем один интерфейс. COM-объекты реализуются практически на любом языке программирования, но наиболее удобным является C++, так как в COM используется виртуальная таблица функций. Каждый интерфейс COM реализует интерфейс IUnknown, который снабжает любой интерфейс компонента средствами новых интерфейсов и счетчиком обращений, управляющим временем жизни компонента. COM-объекты функционируют внутри других компонентов-контейнеров, которыми могут быть другие приложения. В Windows-системах COM-объекты хранятся в DLL- или исполняемых файлах, т. е. в так называемых хранилищах компонентов, каждое из которых реализует стандартную технологию COM по предоставлению фабрики классов, которая в свою очередь является COM-компонентом для создания экземпляров других COM-объектов.

Активная библиотека шаблонов (ATL) облегчает создание небольших COM-компонентов, в ней использованы новейшие средства создания шаблонов C++ и имеются исходные программы, которые представляют собой часть среды разработки Visual C++.

Создание проекта начинается с выбора способа реализации хранилища. Для этого используют утилиту ATL COM AppWizard, а для добавления — мастер объектов ATL нескольких классов, обеспечивающих реализацию по умолчанию наиболее общих требований COM. Так, класс CComModule обеспечивает основную поддержку по организации хранилища посредством функций DllGetClassObject и DllCanUnloadNow. Компонент ATL Registrar поддерживает саморегистрацию, что облегчает обновление регистра Windows.

Автоматизация — стандартный механизм, осуществляющий взаимодействие программных модулей независимо от языка программирования. Для этого большая часть COM-компонентов поддерживает посредством COM-интерфейса IDispatch автоматизацию как метод предоставления функциональных возможностей. При этом набор методов позволяет приложению клиента динамически осуществлять доступ к серверу. Двунаправленный интерфейс сочетает в себе пользовательский COM-интерфейс с интерфейсом IDispatch. Описание COM-объекта осуществляется путем задания информации о типах интерфейсов, которые предоставляются COM-сервером. Файл с данной информацией создается с использованием языка определения интерфейса (IDL) Microsoft и собирается MIDL-компилятором. При этом создается двоичная библиотека типов, которая затем передается вместе с компонентом.

Технология COM предусматривает наличие множества абстрактных классов, требующих реализации. При построении COM-компонента необходимо реализовать интерфейс IUnknown, который должны использовать все COM-компоненты. Компонент должен не только реализовать интерфейс IUnknown для себя, но и обеспечить реализацию для каждого интерфейса.

Интерфейс IUnknown выполняет две функции: обеспечение стандартного способа запроса определенного интерфейса данного компонента пользователем, что предоставляет метод QueryInterface, и обеспечение способа управления временем жизни компонента извне. Для этого интерфейс IUnknown предоставляет два метода: AddRef и Release.

Наладка токарно-револьверного автомата заключается в расчете профиля дисковых кулачков, управляющих перемещениями продольного и поперечного суппортов станка. Профиль управляющих кулачков зависит от конфигурации обрабатываемой детали и применяемой технологии. Технология механической обработки на токарно-револьверном автомате включает в себя последовательность технологических переходов, таких как продольное точение, сверление, нарезание резьбы, отрезание и т. д., которые имеют общие атрибуты. К ним относятся: длина рабочего перемещения инструмента, координаты начальной и конечной точек инструмента в криволинейной системе координат дискового кулачка, частоту вращения шпинделя, сотые доли одного оборота кулачка, приходящиеся на каждый переход. Поэтому с точки

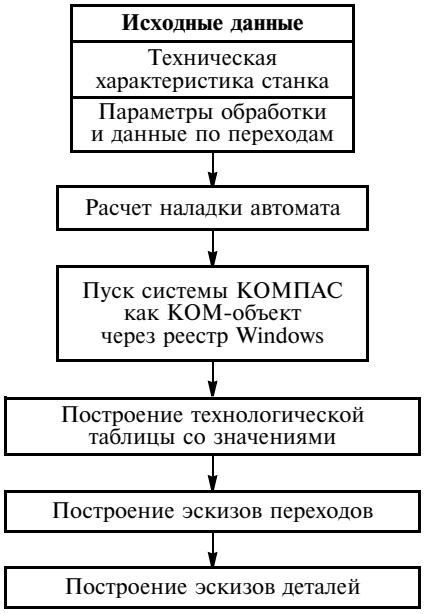


Рис. 1. Алгоритм формирования маршрутно-технологической карты наладок в среде системы КОМПАС

зрения объектно-ориентированного программирования технологический процесс целесообразно представить в виде иерархии классов, где базовым является абстрактный класс перехода Perehod. Из базового класса посредством механизма наследования выводятся производные классы, соответствующие конкретным видам механической обработки.

Аналогично построена иерархия классов эскизов переходов. Вверху иерархии находится базовый класс эскиза, из которого посредством механизма наследования выводятся производные классы, соответствующие эскизам конкретных видов механической обработки (рис. 1).

Объектно-ориентированный подход позволяет расширять список методов, относящихся только к данному классу, и, таким образом, уточнять особенности конкретной технологической операции. Одновременно с этим механизм виртуальных функций вызывает схожие действия по одним и тем же именам.

На рис. 1 представлен алгоритм формирования технологической документации наладок средствами системы КОМПАС. Исходные данные: техническая характеристика станка, геометрические параметры обработки по переходам, параметры инструмента. В расчетном блоке рассчитываются радиусы и доли оборота кулачков револьверного и поперечных суппортов, время обработки одной детали, производительность станка, в соответствии с которыми выбираются зубчатые колеса коробки передач и гитары распределительного вала.

Далее средствами системы КОМПАС строится технологическая таблица с занесением в нее режимов резания (длина рабочего хода инструмента, частоту вращения шпинделя, доли оборотов кулачков, приходящиеся на холостые и рабочие перемещения, радиусы кулачков), а также строятся эскизы переходов в виде следов от движения инструмента для каждого перехода. Эскиз детали складывается из эскизов всех переходов.

Исходные данные для расчета наладки вводят с помощью диалоговой панели с набором страниц, т. е. выполняется переход от страницы к странице с помощью закладок, расположенных вверху каждой страницы. На первой странице задают число технологических переходов и технологические параметры станка. На второй странице задают данные первого технологического перехода, на третьей странице — второго технологического перехода, т. е. каждому переходу соответствует своя страница. Таким образом, на панели шесть страниц соответствуют шести позициям револьверной головки и три страницы соответствуют трем поперечным суппортам (ПС — передний суппорт, ЗС — задний суппорт, ВС — верхний суппорт).

Первый переход выполняется револьверным суппортом — происходят подача и зажим прутка. Для данного перехода задается расстояние $L_ц$ (от револьверной головки до торца цанги в момент зажима прутка), которое складывается из длины выступающей части прутка и длины упора. Длина выступающей части прутка равна сумме длины заготовки, ширины отрезного резца плюс 5 мм. На этой же странице задают время вспомогательных операций $L_ц$ подачи и зажима прутка, поворота револьверной головки, изменения направления и частоты вращения шпинделя.

Для остальных технологических переходов, выполняемых револьверным суппортом, задают основную технологическую операцию (черновое точение, чистовое точение, сверление, нарезание резьбы, центрование) и параметры обработки: длину $L_{ус}$ ускоренного подвода инструмента; длину $L_р$ рабочего перемещения инструмента; $L_ц$; частоту $n_ш$ вращения шпинделя; рабочую подачу $S_р$.

В конце рабочего хода инструмента можно задать паузу $t_п$ и доли оборота кулачка на поворот револьверной головки. Для каждого перехода задают геометрические параметры инструмента.

При продольной обработке предусмотрена возможность одновременной работы до трех ин-

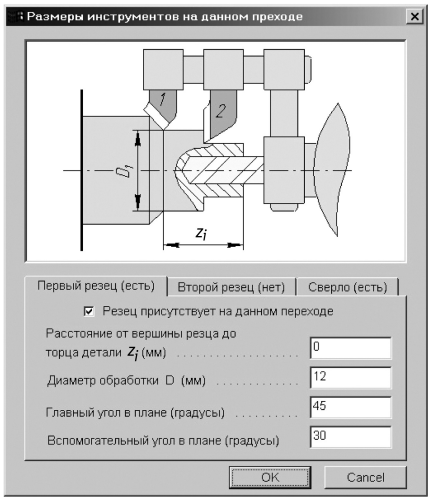


Рис. 2. Страница с данными о технологическом переходе, выполняемом револьверным суппортом

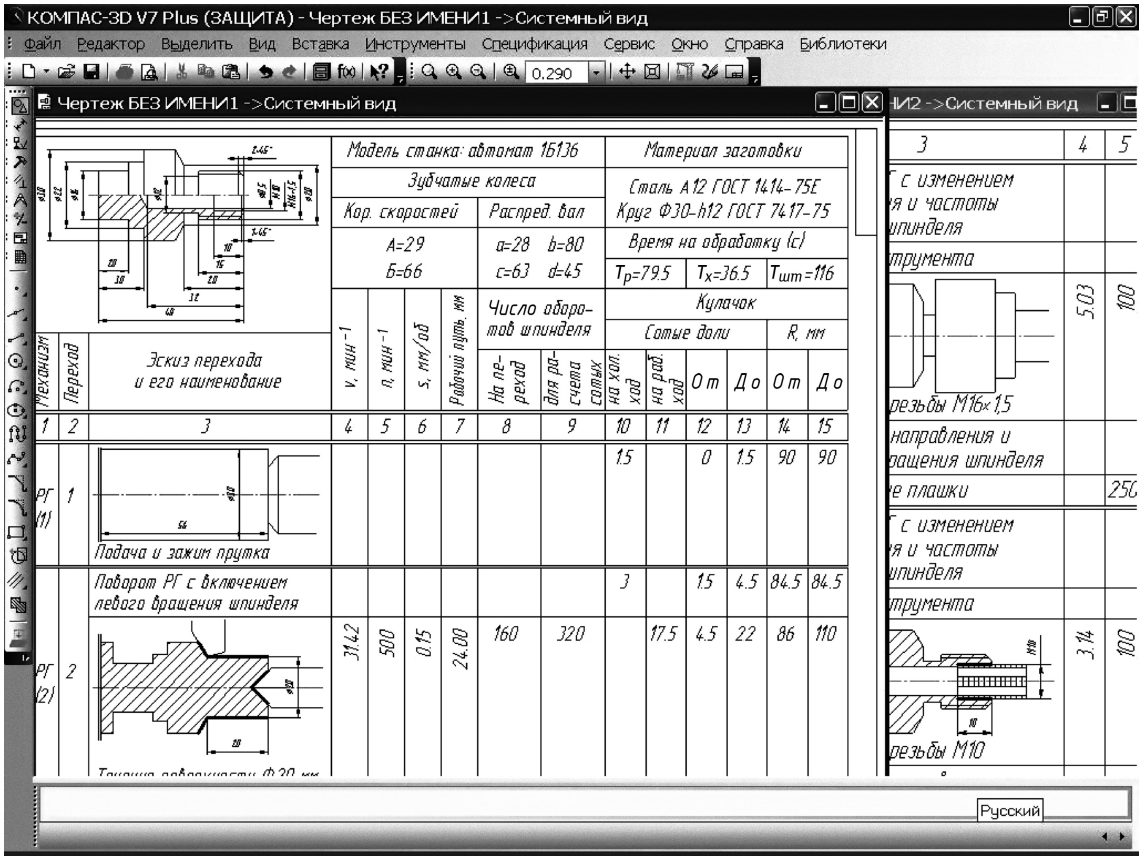


Рис. 3. Карта наладки токарно-револьверного автомата, созданная в системе КОМПАС

струментов (двух резцов и одного сверла). Для резцов задают расстояние от вершины резца до торца детали, конечный диаметр обработки, углы в плане; для сверла — глубину и диаметр отверстия, угол между режущими кромками. Для поперечных суппортов задают $L_ц$, $n_ш$, $S_р$ (рис. 2), а также паузу в конце рабочего хода инструмента.

На переходах, выполняемых поперечными суппортами, могут быть использованы канавочный или фасонный резцы. Для канавочного резца задают: расстояние от левой вершины резца до торца детали, начальные диаметры обработки слева и справа от резца, ширину резца. Если на переходе используется фасонный резец, то задают размеры фасонного участка профиля детали.

Для описания фасонного профиля детали вводят число характерных точек профиля, их координаты и вид кривых, соединяющих эти точки. При этом две характерные точки могут соединяться прямой линией или дугой окружности.

Программа не выполняет автоматического совмещения переходов. Совмещение работы револьверного и поперечных суппортов обеспечивается пользователем путем задания доли оборота кулачка, с которой начинается рабочий ход поперечного суппорта. Программа только отслеживает возможность такого совмещения и выдает предупреждающую информацию в случае недопустимости совмещения переходов, например при нарезании резьбы и одновременной работе поперечного суппорта.

На рис. 3 показана карта наладки токарно-револьверного автомата, полученная с помощью системы КОМПАС, в которой представлены эскизы всех переходов, эскиз детали, таблица с результатами расчетов. Эскизы формируются автоматически.

Рассмотренная в статье система автоматизированного проектирования позволяет автоматизировать наиболее трудоемкие расчеты при наладке токарно-револьверного автомата: построение контура управляющих кулачков и формирование маршрутно-технологической карты. Автоматическая генерация эскизов технологических переходов выполнена на основе объектно-ориентированного подхода на языке программирования C++. Для визуализации результатов проектирования использованы возможности CAD-системы КОМПАС-3D, доступ к которым реализован с использованием технологии COM посредством API КОМПАС.

УДК 621.436

О. К. БЕЗЮКОВ, д-р техн. наук. (ФГБОУ ВПО "СПб ГУ водных коммуникаций"), В. А. ЖУКОВ, канд. техн. наук (Тутаевский филиал ФГБОУ ВПО "Рыбинский ГАТУ им. П. А. Соловьева"), gukovv@rambler.ru

Тепловые двигатели и парниковый эффект

Рассмотрено влияние работы ДВС на парниковый эффект. Показана необходимость использования топлива с низким содержанием углерода и дальнейшего совершенствования ДВС.

Ключевые слова: тепловые двигатели, коэффициент полезного действия, отработавшие газы, токсичные вещества.

The influence of ICE work on greenhouse effect is considered. Necessity of low carbon fuel usage and further ICE improvement is shown.

Keywords: heat engine, efficiency, exhaust gases, toxic substances.

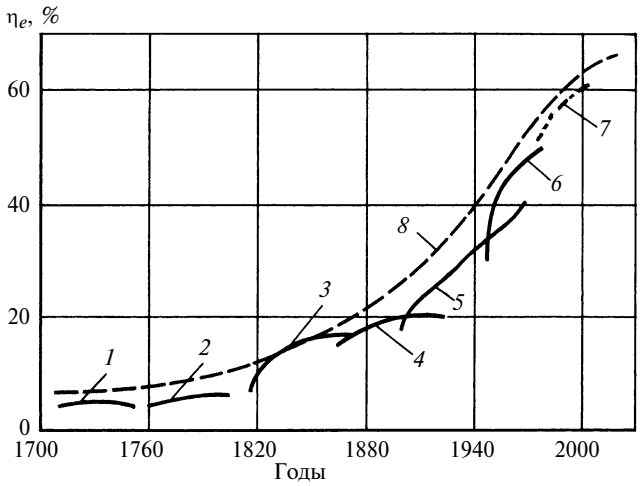
Сегодня в связи с постоянно возрастающим потреблением энергии глобальной задачей является рациональное использование сырьевых и энергетических ресурсов Земли, что обусловливает необходимость освоения новых источников ее получения. Для сопоставления разных видов энергетических ресурсов используют понятие "условное топливо", так называемый угольный эквивалент, соответствующий количеству теплоты, выделяемой при сжигании 1 т высококачественного угля, т. е. 29,3 МДж. Мировое потребление энергии и топлива интенсивно возрастает. Так, за 1920 г. было израсходовано около 2 млрд т условного топлива, а к концу XX в. ежегодное потребление достигло 20 млрд т. Главные потребители топлива — электроэнергетические установки и транспортные средства, оснащенные двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

Транспорт остается основным потребителем жидкого топлива и на его долю приходится 48 % добываемой в мире нефти. В мировом топливном балансе на долю нефти и газа приходится около 70 %. Основными потребителями энергетических ресурсов являются тепловые двигатели, вырабатывающие более 80 % энергии, потребляемой человечеством [1]. ДВС — наиболее распространенный тип тепловых двигателей. В России суммарная мощность используемых ДВС составляет ≈1400 млн кВт, что в 5,5 раза превосходит суммарные мощности ТЭЦ, ГЭС и АЭС [2].

Наиболее эффективный способ энергосбережения — максимальное использование энергетического потенциала топлива. Для энергетических установок показателем использования топлива является их эффективный КПД: $\eta_e = 3600N_e/(B_ч Q_i)$, где N_e — эффективная мощность установки, кВт; $B_ч$ — расход топлива, кг/ч; Q_i — наименьшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Схема энергетического преобразования: первичный источник энергии — теплота — работа. Причем КПД данного преобразования невысок. На рисунке и в табл. 1 приведены эффективные КПД разных энергетических установок [3]. Видно, что комбинированные ДВС являются наиболее экономичными тепловыми двигателями, что и обусловливает их широкое применение и непрерывное совершенствование.

Традиционный способ повышения эффективного η_e ДВС — оптимизация его рабочего цикла, направленная на увеличение термического КПД. С этой целью модернизируют системы топливоподачи, повышают энергетику впрыска топлива, оптимизируют процесс газообмена, разрабатывают новые конструкции камер сгорания и способы смесеобразования. Однако оптимизация рабочего цикла ограничена максимально допустимыми давлением и температурой. Давление определяет механические нагрузки на детали двигателя, температура — термические нагрузки, условия смазывания и эмиссию токсичных веществ с отработавшими газами (ОГ). В связи с ужесточением экологических нормативов в последние годы именно токсичность ОГ стала главным фактором, ограничивающим макси-



Графики эффективного КПД η_e разных энергетических установок:
1 — паровые машины Сэвери—Ньюкомена; *2* — паровые машины Уатта; *3* — усовершенствованные паровые машины; *4* — паровые машины с тройным расширением пара; *5* — первые паровые турбины; *6* — поршневые комбинированные ДВС, паровые турбины высокого давления; *7* — магнитогазодинамические электрогенераторные установки; *8* — аппроксимирующая кривая

Таблица 1

Энергетические установки	КПД, %	
	достигнутый	возможный
Тепловые электростанции:		
паротурбинные	40÷42	43÷45
с МГД-генераторами	36÷40	55÷60
с термоэмиссионными модулями	41÷45	48÷52
с газотурбинными установками	24÷30	32÷36
с парогазовыми установками	42÷46	45÷50
Теплоэлектроцентрали	66÷70	72÷77
Атомные электростанции	30÷36	40÷41
Двигатели внутреннего сгорания:		
без наддува	32÷41	35÷43
с наддувом	42÷45	48÷60
с искровым зажиганием	25÷30	28÷35
Газотурбинные установки	31÷37	38÷40

мальную температуру цикла и, как следствие, его термический КПД.

Двигатели внутреннего сгорания — одни из главных источников выбросов токсичных веществ в атмосферу [4, 5]. Поэтому наряду с улучшением их показателей экономичности и надежности важной задачей является снижение токсичности и дымности ОГ, которые представляют собой сложную многокомпонентную смесь газов, паров, капель жидкости и дисперсных твердых частиц (ТЧ).

Эмиссию токсичных соединений и твердых частиц с ОГ регламентируют российские и международные стандарты (Euro, IMO, TA—Luft), устанавливающие ограничения на содержание в них монооксида углерода (CO), углеводородов (C_nH_m), оксидов азота (NO_x) и ТЧ. В России из 35 млн т вредных выбросов в год на автомобильный транспорт приходится 89 %, на железнодорожный — 8 %, на авиационный — 2 %, на водный — 1 %. Один автомобиль поглощает в среднем 4 т O_2 в год, выбрасывая при этом с ОГ в окружающую среду 800 кг CO_2, 40 кг NO_x и почти 200 кг различных C_nH_m.

В ближайшие годы следует ожидать ужесточения экологических требований к ДВС и прежде всего по содержанию NO_x в ОГ, снижение выбросов которых остается одной из актуальных задач. Наряду с ужесточением норм вводятся ограничения на выбросы парниковых газов, основным из которых является CO_2. В 1988 г. Всемирная метеорологическая организация в соответствии с программой ООН по окружающей среде создала Межправительственную группу экспертов по изменению климата (МГЭИК) Земли. По данным МГЭИК не вызывает сомнения глобальное потепление климата, начавшееся с середины 70-х годов XX в. [6, 7]. Вступившая в силу в 1994 г. рамочная конвенция ООН об изменении климата (UNFCCC) и Киотский протокол 1997 г. установили обязательства для стран-участниц в отношении снижения выбросов CO_2. В период с 2008 по 2012 гг. развитые страны должны были сократить выбросы парниковых газов как минимум на 5 %. Кроме того, они обязывались уменьшить выбросы на фиксированную, но разную для каждой из них величину, в частности страны ЕС — на 8 %, РФ — на 0 %. (До 2008 г. эта проблема решалась добровольно).

Тепловые двигатели кроме загрязнения окружающей среды ОГ выбрасывают большого количества низкопотенциальной теплоты, что приводит к различным климатическим аномалиям, которые уже в недалеком будущем могут приобрести глобальный и необратимый характер. Комиссия по химии атмосферы Межведомственного геофизического комитета при Президиуме РАН отмечает, что примерно с 1960 г. начался резкий рост выбросов в атмосферу антропогенных парниковых газов, в результате чего температура на Земле повысилась на 0,75 °С. Потепление происходит практически во всех точках земного шара, наиболее интенсивно — в Северном полушарии в глубине континентов, прежде всего на территории России. Спутниковые исследования, проведенные учеными США и Японии, показали, что площадь ледового покрытия Северного Ледовитого океана в 2012 г. достигла минимального значения за весь период наблюдений.

Значительное влияние на данные процессы оказывает парниковый эффект, приводящий к изменению характера лучистого теплообмена между поверхностью Земли и приземной атмосферой вследствие увеличения содержания в ней CO_2, что вызвано, в частности, и работой тепловых двигателей на углеводородных топливах. Основными источниками антропогенных выбросов CO_2 являются транспорт, комплексы стационарной энергетики, промышленные предприятия и сельское хозяйство.

Эксплуатируемый на территории РФ транспорт сжигает примерно 110÷115 млн т топлива и 12÷15 млн т смазочных масел. При этом в атмосферу выбрасывается около 30 млн т вредных веществ (ВВ), в том числе до 15 млн т CO, 12 млн т NO_x, 2 млн т C_nH_m, 1 млн т ТЧ и $2 \cdot 10^{12}$ МДж тепловой энергии. Выбросы же CO_2 от всех видов транспортных средств составляют ≈400÷475 млн т. В ближайшие 25 лет основное увеличение потребления нефти придется на транспорт (≈75 % общемирового роста потребления нефти). По данным IMO мировые выбросы CO_2 в атмосферу со всех судов в 2007 г. составили ≈1 млрд 46 млн т. Без принятия неотложных мер к 2050 г. суммарный вы-

брос парниковых газов с судов может увеличиться в 3,5 раза.

Годовые суммарные осредненные выбросы ВВ и CO_2 — основного парникового газа, в атмосферу с продуктами сгорания ископаемых топлив составляли в 1970 г. 16 млрд т, а в 2008 г. — 32 млрд т (табл. 2).

Годовые массовые выбросы CO_2 определяли по формуле [8]:

$$\overline{M}_{CO_{2(i)}} = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_C}\overline{M}_{т(i)}g_{C(i)} = 3{,}67\,\overline{M}_{т(i)}g_{C(i)},$$

где $\overline{M}_{т(i)}$ — усредненное массовое потребление i-го углеводородного топлива, млн т; $g_{C(i)}$ — массовая доля углерода в i-м топливе (в угле — 0,6; в природном газе — 0,75; в нефти — 0,84); μ_{CO_2} и μ_C — соответственно молекулярные массы CO_2 и С.

Приведенный к NO_2 суммарный выброс ВВ с продуктами сгорания ископаемых топлив с учетом суммации и явлений синергизма определяли по формуле

$$\Sigma\overline{ВВ}_{NO_2} = \left(0{,}1 + 0{,}9\frac{\mu_{NO_2}}{\mu_{NO}}\right)\overline{NO}_x + \frac{k_{SO_2}}{k_{NO_2}}\frac{[ПДК_{NO_2}]_{сс}}{[ПДК_{SO_2}]_{сс}}\overline{SO}_2 + \frac{k_{ТЧ}}{k_{NO_2}}\frac{[ПДК_{NO_2}]_{сс}}{[ПДК_{ТЧ}]_{сс}}ТЧ + \frac{k_{КУ}}{k_{NO_2}}\frac{[ПДК_{NO_2}]_{сс}}{[ПДК_{БП}]_{сс}}БП,$$

Таблица 2

Тип топлива и вид вредных выбросов	Количество потребленного топлива и вредных выбросов за год, млн т				
	1970	1980	1990	2000	2008
Нефть	2254	2980	3150	3551	3928
CO_2	7123	9417	9954	11221	12412
NO_x	46	60	65	70	80
SO_2	7	9	10	11	12
ТЧ	5,6	7,5	8,0	9,0	10
БП (КУ)	100	134	142	150	177
Природный газ	790	1150	1568	1940	2415
CO_2	2173	3163	4312	5335	6641
NO_x	19	24	27	29	35
SO_2	0,03	0,033	0,04	0,044	0,05
ТЧ	Следы	Следы	Следы	Следы	Следы
БП (КУ)	Следы	Следы	Следы	Следы	Следы
Уголь	3066	3616	4466	4900	5780
CO_2	6745	7955	9825	10800	12716
NO_x	28	36	40	44	52
SO_2	92	108	134	147	173
ТЧ	6	7	9	10	12
БП (КУ)	5,6	7,2	8,0	8,8	10,4
Другие виды топлива (древесина, торф, ядерное и т. д)	1045	1540	1736	2100	2432
Суммарное потребление топлива	7155	9286	10920	12491	14555
Суммарные выбросы:					
CO_2	16041	20535	24091	27356	31770
NO_x	93	120	132	143	167
SO_2	99	117	144	158	185
ТЧ	11,6	14,5	17	19	24
БП	105,6	141,2	150	168,8	187,4
Суммарный выброс ВВ, приведенный к NO_2, млн т	200	260	290	320	370
Тепловое воздействие на окружающую среду от сжигания топлива, (ГДж/г)10^{-9}	210	272	320	366	426
Доля от уровня поступающей солнечной энергии, %	0,009	0,011	0,013	0,015	0,018

где μ_i — молекулярная масса ВВ, кг/кмоль; $[ПДК_i]_{сс}$ — предельно допустимые среднесуточные концентрации ВВ в атмосфере, мг/м^3; k_i — экспертные коэффициенты агрессивности ВВ в озоновом слое с учетом их суммации и явлений синергизма: $k_{NO_2} = 3$, $k_{SO_2} = 2$, $k_{ТЧ} = 2$, $k_{КУ} = 5{,}3$ [9]; БП — бензапирен ($C_{20}H_{12}$), характеризующий выбросы канцерогенных углеводородов (КУ), сс — среднесуточные концентрации.

Требования и нормативы по выбросам токсичных и вредных веществ двигателями говорят о необходимости снижения расхода топлива, что неизбежно приведет к эквивалентному уменьшению выбросов с ОГ продуктов неполного сгорания топлива (сажи, углеводородов, оксидов углеводородов, бензапирена, формальдегида), использованию вторичных энергетических ресурсов и применению альтернативных топлив.

В настоящее время в развитых странах большое внимание уделяется уменьшению выбросов парниковых газов, в частности CO_2. Способы снижения эмиссии токсичных веществ с ОГ хорошо изучены и реализуются большинством производителей двигателей с целью соблюдения экологических норм. Один из эффективных способов снижения выбросов парниковых газов — использование альтернативных топлив. В странах ЕС к 2020 г. предполагается заменить 23 % традиционного топлива альтернативными: 10 % — природным газом, 8 % — биогазом и 5 % — водородом.

Наибольший опыт применения альтернативных топлив — на автомобильном транспорте. На природном газе работают примерно 10 млн автомобилей в 60 странах мира; лидером является Аргентина — более 1 млн автомобилей. Согласно планам ЕЭК ООН до 2020 г. около 30 млн автомобилей ЕС будут работать на природном газе, в Германии они составят 30 % всего автопарка, а это 50 млрд м^3 в год. Так как природный газ на 98÷99 % состоит из метана, то исходя из этого были определены [10] массовая доля g компонентов продуктов сгорания (табл. 3) и количества ОГ и CO_2 в них на 100 кВт мощности двигателя (табл. 4) при полном сгорании топлива. Проведенное сравнение показало, что применение природного газа в качестве топлива для ДВС на 25÷30 % снижает выбросы парниковых газов в расчете на эквивалентную мощность.

Одним из перспективных направлений улучшения экологии, способных качественно изменить сложившуюся в мировой транспортной энергетике ситуацию, во многих странах считают переход на водородное топливо. Водородная энергетика активно развивается в США, Японии, Китае, Индии, Канаде, Австралии, странах ЕС [11]. Городские автобусы с двигателями, работающими на водороде, используются в Барселоне и Рейкьявике. Накопленный в автомобильном транспорте опыт представляет интерес и для других видов транспорта. Наиболее важные эксплуатационные свойства традиционных и альтернативных топлив представлены в табл. 5.

Водород в качестве моторного топлива обеспечивает эффективное и максимальное обеднение топливовоздушной смеси, отличается высокой скоростью сгорания, антидетонационной стойкостью, малой энергией воспламенения, большим коэффициентом диффузии. Все это делает водород идеальной добавкой к традиционным углеводородным топливам.

Расширение применения альтернативных топлив для ДВС ведется параллельно с разработкой методов снижения выбросов ВВ при использовании традиционных углеводородных топлив. Основ-

Таблица 3

Топливо	Элементарный состав		Массовая доля g			
	C	H	CO_2	H_2O	N_2	O_2
Дизельное	0,872	0,128	0,0700	0,0352	0,07424	0,1484
Природный газ (метан)	0,75	0,25	0,0512	0,05162	0,748	0,149

Таблица 4

Топливо	Количество ОГ, кг/ч	Количество CO_2, кг/ч
Дизельное	1015,128	71,94
Природный газ (метан)	28,3	52,67

Таблица 5

Топливо	Наименьшая теплота сгорания H_u, МДж/кг	Октановое число	Коэффициент избытка воздуха (эксплуатационный) $\alpha_{экс}$	Содержание	
				водорода в топливе, %	CO_2 в ОГ по сравнению с бензином
Бензин	44	80÷98	0,7÷1,1	13÷14	1,0
Дизельное	43	—	0,9÷5,0	12÷13	1,1
Метан (сжатый)	50	120	0,8÷1,7	25	0,8
Метанол	20	106	0,7÷1,4	25	0,8
Водород (сжатый)	120	130	0,2÷5,0	100	0

ными перспективными методами являются: применение водотопливных эмульсий и увлажнение наддувочного воздуха; селективное каталитическое восстановление; рециркуляция ОГ. Однако эти методы не решают проблему сокращения выбросов CO_2, а некоторые приводят даже к увеличению эмиссии CO_2 с ОГ.

Известно, что природными источниками в атмосферу выбрасывается в год ≈700 млрд т CO_2: на суше — ≈370 млрд т, в океане — 330 млрд т и в результате вулканической деятельности — 2 млрд т [12, 13]. Эти выбросы в десятки раз превосходят суммарные выбросы тепловых двигателей, что ставит под сомнение актуальность рассматриваемой в данной статье проблемы. Следует признать, что выбросы CO_2 природными объектами компенсируются естественным образом в крупных экологических системах благодаря фотосинтезу. Растения и микроорганизмы ежегодно поглощают из атмосферы и воды ≈700 млрд т CO_2, образуя примерно 400 млрд т органических веществ и выделяя при этом около 400 млрд т O_2. Угрозой экологическому балансу является нарушение углеродного цикла вследствие истощения плодородных земель, вырубки и старения лесов. Эта проблема требует отдельного рассмотрения и решения.

Наиболее эффективными способами решения экологической проблемы парникового эффекта тепловых двигателей, по мнению авторов, являются:

повышение топливной экономичности ДВС оптимизацией рабочего цикла путем совершенствования систем топливоподачи, наддува и охлаждения;

совершенствование систем управления газотурбинным наддувом комбинированных двигателей с целью оптимизации параметров наддува и улучшения рабочего процесса на всех эксплуатационных режимах;

повышение эффективности энергетических установок путем глубокой утилизации теплоты, уносимой с ОГ, в битурбированных и турбокомпаундных двигателях;

повышение эффективности энергетических установок сокращением потерь теплоты через систему охлаждения и утилизацией теплоты, отводимой охлаждающей жидкостью;

разработка альтернативных топлив и общей для всех видов транспорта инфраструктуры их производства и применения;

разработка новых присадок, добавок и катализаторов, повышающих эффективность сгорания топлива и КПД тепловых двигателей;

разработка комплексных систем утилизации теплоты ОГ и их очистки от диоксидов углерода, серы и окислов азота с использованием контактных теплообменников и скрубберов.

Для объективной оценки работы ДВС необходимо разрабатывать комплексные энергоэкологические показатели, учитывающие как экономичность двигателя, так и удельные выбросы ВВ, включая парниковые газы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Рытвинский Г. Н.** Знакомьтесь — двигатель. М.: Машиностроение, 1993. 176 с.

2. **Румянцев В. В.** Конструкция и расчет двигателей внутреннего сгорания. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2004. 277 с.

3. **Ерофеев В. Л., Семенов П. Д., Пряхин А. С.** Теплотехника. М.: ИКЦ "Академия", 2006. 456 с.

4. **Луканин В. Н., Трофименко Ю. В.** Промышленно-транспортная экология / Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2001. 273 с.

5. **Котиков Ю. Г., Ложкин В. Н.** Транспортная энергетика. М.: ИКЦ "Академия", 2006. 272 с.

6. **Мелешко В. П.** Потепление климата: причины и последствия // Химия и жизнь. 2007. № 4. С. 1—7.

7. **Оценочный** доклад об изменениях климата и их последствиях на территории Российской Федерации. Федеральная служба по гидрометеорологии и мониторингу окружающей среды. Т. 1. Изменения климата. М.: Росгидромет, 2008. 230 с.

8. **Канило П. М., Парсаданов И. В.** Проблемы сжигания ископаемых топлив и глобальное потепление климата // Двигатели внутреннего сгорания. 2010. № 2. С. 104—109.

9. **Энергия.** Экология. Будущее / В. П. Семиноженко, П. М. Канило, В. Н. Остапчук, А. И. Ровенский. Харьков: Прапор, 2003. 464 с.

10. **Хачиян А. С.** Сравнительная оценка выбросов двуокиси углерода различными двигателями // Перспективы развития энергетических установок для автотранспортного комплекса. Сб. науч. тр. МАЛИ (ТУ). М.: МАДИ (ТУ), 2006. С. 4—9.

11. **Кузык Б. Н., Яковец Ю. В.** Россия: стратегия перехода к водородной энергетике. М.: Институт экономических стратегий, 2007. 400 с.

12. **Козин Л. Ф., Волков С. В.** Современная энергетика и экология: проблемы и перспективы. Киев: Наукова Думка, 2006. 775 с.

13. **BP** Statistical Review of World Energy June 2009 [Электронный ресурс] — Режим доступа: http://www.bp.com/statisticalreview. — 22.08.2012