



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

10
2008

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, Строгинский пер., 4

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г.,
Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М.
(председатель секции обработки материалов без
снятия стружки), Драгунов Ю.Г., Древаль А.Е.
(председатель секции технологии машиностроения),
Дроздов Ю.Н. (председатель секции конструирования и расчета машин), Кутин А.А.,
Омельченко И.Н. (председатель секции организаций и экономики производства), Пименов А.Ф.,
Попов Д.Н., Рыбин В.В., Салтыков М.А.,
Трегубов Г.П., Цыганкова И.А. (ответственный
секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Назаров А. Д. — Теоретические основы оценки нагруженности коренных подшипников коленчатого вала V-образных восемьцилиндровых двигателей	3
Кондратьев А. В., Лукашина Н. В., Гарбовицкий А. И., Зубан А. П., Пономаренко А. А. — К вопросу аппроксимации статистических зависимостей крутящего момента ДВС от частоты вращения коленчатого вала многочленом второй степени	11
Каракулов М. Н. — Особенности конструкции и области эффективного использования плунжерных передач	13
Сорокин Г. М., Малышев В. Н. — Влияние механических характеристик сталей на износ и коэффициент трения при абразивном изнашивании	16
Маринушкин Д. А., Рабецкая О. И., Щелканов А. С. — Исследование влияния добавки модифицированной технической сажи на рабочие характеристики гипоидных передач при смешанном режиме смазывания	19
Сурин В. М., Дзержинский С. М. — Сравнение режимов стендовых испытаний изделий на вибропрочность	22
Иванов А. С., Ряховский О. А., Фомин М. В. — Некоторые этапы жизни Д. Н. Решетова и его вклад в совершенствование расчетов деталей машин	25
Демкин Н. Б., Измайлова В. В. — Развитие учения о контактном взаимодействии деталей машин	28
Иванов А. С., Новоженова О. Г., Азарин А. И. — Самораспрессовка соединения с натягом под действием изгибающего момента	32
Соколов П. А., Блиннов Д. С., Ряховский О. А., Очкасов Е. Е., Дробижева А. Ю. — Перспективные преобразователи вращательного движения в поступательное	35
Соколов Ю. Н. — Гидродинамические подшипники скольжения для высокоточных и малошумных машин	41

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Албагачиев А. Ю., Гурский Б. Э., Лужнов Ю. М., Романова А. Т., Чичинадзе А. В. — Актуальные эколого-экономические проблемы трибологии	42
---	----

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Юнусов Ф. С., Хисамутдинов Р. М., Юнусов Р. Ф. — Исследование и расчет параметров производящей поверхности инструмента при формообразовании внутренней поверхности вала ТНД	47
Солоницын Б. М., Клепиков В. В. — Повышение качества и производительности процесса шевингования зубчатых колес	54
Вассихун И. А., Позняк Г. Г. — Статически неопределенная модель привершинной области режущих пластин из двухкомпонентного твердого сплава	56
Михайлин С. М., Капустин А. И., Жданов С. В. — Сверхвысокочастотные технологии в производстве абразивных инструментов на бакелитовой связке	58
Попов А. В. — Исследование влияния СОЖ на удельный расход алмазов при шлифовании	61
Быков В. П., Овсянников М. В. — Ранние стадии проектирования в условиях применения CALS-технологий	63

Обработка материалов без снятия стружки

Корчак Е. С. — Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов	67
---	----

Серия статей

"Проблемы теории и практики резания материалов"

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 10. Строгание и протягивание	71
Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 11. Расчет параметров цилиндрического фрезерования	73

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Дзоценидзе Т. Д. — Концепция национальной программы "Создание новой экспортно-ориентированной автомобильной промышленности России"	80
Фасхиев Х. А., Закиев М. Г. — Выбор параметров специальных автотранспортных средств при разработке	84

Проблемы промышленной экологии

Тазмеева Р. Н., Зиганшин Р. Р., Тазмеев Х. К. — Жидкоэлектродные генераторы плазмы средней мощности для технологий переработки отходов	87
--	----

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Кузнецов С. А., Иванов В. А. — Новые конструкции устройств для сортировки твердых материалов по размерам	88
Захаров С. И. — Средства для акустических испытаний машин	90
Иванов А. Н. — Выставка "Высокие технологии XXI века — 2008"	92
Потапова Г. С. — Обзорение зарубежных изданий	94
Вниманию читателей	34, 79

Художественный редактор Т. Н. Галицина

Технический редактор О. А. Ефремова

Корректор Н. Д. Лельчук

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Nazarov A. D. — Estimation theory of loading of main bearings of crank-shaft of V-type 8-cylinder engines	
Kondrat'ev A. V., Lukashina N. V., Garbovitsky A. I., Zyuban A. P., Ponomarenko A. A. — On the question of approximation of static dependences of an internal-combustion engine torque upon a crankshaft rotation frequency by a quadratic expression	
Karakulov M. N. — Plunger gearings design peculiarities and areas their effective use	
Sorokin G. M., Malyshhev V. N. — Influence of steel mechanical characteristics upon a wear and a friction coefficient at abrasive wearing	
Marinushkin D. A., Rabetskaya O. I., Shchelkanov A. S. — Study of influence of a modified technical carbon adding on the hypoid gearings performances at mixed lubrication rate	
Surin V. M., Dzerzhinsky S. M. — A comparison of the items development vibration-survival test conditions	
Ivanov A. S., Ryakhovskyi O. A., Fomin M. V. — Some D. N. Reshetov's course of life and its ideas on the machinery calculation development	
Demkin N. B., Izmailov V. V. — Expansion of studies on a machinery contact interaction	
Ivanov A. S., Novozhenova O. G., Azarin A. I. — Auto-depressing of a joint with tightness under a bending moment action	
Sokolov P. A., Blinov D. S., Ryakhovskyi O. A., Ochkasov E. E., Drobizheva A. Yu. — Perspective revolute translational pair converters	
Sokolov Yu. N. — Self-acting fluid film bearings for high-precision and low-noise machines	

Series of articles

"Problems of tribology — friction, wearing away, and lubrication"

Albagachiev A. Yu., Gurskyi B. E., Luzhnov Yu. M., Romanova A. T., Chichinadze A. V. — Actual ecology-economical problems of tribology	
--	--

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Yunusov F. S., Khasamutdinov R. M., Yunusov R. F. — Analysis and calculation of a tool's generating surface parameters at forming a shaft's internal surface of a turbo-supercharging engine	
Solonitsyn B. M., Klepikov V. V. — Quality improvement and increase of productivity of the tooth-wheels shaving process	
Vassikhun I. A., Poznyak G. G. — Statically indeterminate model of a cutter plate subapical area made of a two-component hard alloy	
Mikhailin S. M., Kapustin A. I., Zhdanov S. V. — UHF-technologies in the production of abrasive tools on the bakelite bond	
Popov A. V. — Study of a lubricant influence upon a diamond discharge intensity in the grinding process	
Bykov V. P., Ovsyannikov M. V. — Early design stages in the CALS technologies use conditions	

Chipless materials working

Korchak E. S. — Dynamic peculiarities of a pickup stripping and unloading process of working cylinders from a forging hydraulic press squeeze	
---	--

Series of articles

"Theory and practice problems of materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu. — Development of a new cutting theory. 10. Planing and stretching	
Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu. — Development of a new cutting theory. 11. Calculation parameters of a peripheral milling	

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Dzotsenidze T. D. — National program strategy "Development of a new export-oriented Russian motor-car industry"	
Faskhiev Kh. A., Zakiev Yu. G. — Choice of parameters at design of special vehicles	

Problems of industrial ecology

Tamzeeva R. N., Ziganshin R. R., Tamzeev Kh. K. — Liquid-electrode middle power plasma generators for waste-processing practice	
---	--

TECHNICAL INFORMATION

Kuznetsov S. A., Ivanov V. A. — New designs of devices for separation of hard materials throughout the dimensions	
Zakharov S. I. — An equipment for acoustic tests of machines	
Ivanov A. N. — The "High-Tech" XXI century-2008 exhibition	
Potapova G. S. — Review of foreign editions	

To reader's attention

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.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.43: [621.824.32:621.822]

А. Д. НАЗАРОВ, д-р техн. наук (Мемфис, США)

Теоретические основы оценки нагруженности коренных подшипников коленчатого вала V-образных восьмицилиндровых двигателей

Выведены формулы для определения центробежных сил инерции и их моментов, действующих на кривошипы и коренные подшипники при всех возможных значениях массогеометрических параметров, числа и схемы размещения противовесов. Предложены выражения, позволяющие оценить нагруженность кривошипов и коренных подшипников коленчатого вала местными центробежными силами инерции и их моментами. Используя полученные формулы, можно определить оптимальную схему размещения противовесов и массы деталей кривошипно-шатунного механизма, при которых кривошипы и коренные подшипники полностью разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов.

The formulae for determination of inertia centrifugal forces and their moments, effecting on the cranks and main bearings at all possible meanings of mass-geometry parameters, balances number and their allocation scheme, have been derived. The expressions have been proposed, allowing estimate a loading of crankshaft's cranks and main bearings by local centrifugal forces and their moments. Using the formulae, one can determine an optimal location scheme of the balances and mass of details of crank mechanism, at which the cranks and main bearings will fully discharged from the effect of local centrifugal forces and their moments.

В V-образных восьмицилиндровых автотракторных двигателях V-8, имеющих в настоящее время наибольшее распространение, действует свободный суммарный неуравновешенный момент. Его уравновешивают установкой противовесов на продолжении отдельных или всех щек коленчатого вала. Выявлено, что при правильном расчете, проектировании и точном изготовлении двигателей V-8 и их коленчатого вала можно достигнуть полной фактической уравновешенности этих двигателей в условиях производства и ремонта. Специально проведеными теоретическими исследованиями и расчетами, а также анализом статистических данных по параметрам изнашивания и неравномерности износа коренных шеек и вкладышей, зазорам и неравномерности зазоров в коренных подшипниках коленчатого вала современных дизелей и карбюраторных двигателей V-8 (марок ЗМЗ, ЯМЗ, ЗИЛ и КамАЗ) установлено, что даже при полной их уравновешенности на кривошипы и коренные подшипники коленчатого вала рассматриваются действуют местные центробежные силы инерции и моменты этих сил. Значения этих величин

определяются числом, массогеометрическими параметрами (МГП) и схемой размещения противовесов, размерами коленчатого вала и его элементов, а также nominalной массой деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ), устанавливаемых в двигатели, неуравновешенных частей коленчатого вала, пробок грязесборника в шатунных шейках и смазочного материала в нем, скоростным режимом работы двигателей. При прочих неизменных факторах и условиях от упомянутых сил и моментов в решающей степени зависят нагруженность, тепловое состояние, условия смазывания и работы коренных шеек, вкладышей и подшипников коленчатого вала, их изнашивание и неравномерность износа в указанных направлениях. Последние определяют долговечность и вероятность безотказной работы двигателей V-8 и их коленчатого вала. Поэтому разработка теоретических основ оценки нагруженности коренных подшипников коленчатого вала и ее влияния на характер, параметры изнашивания и неравномерность износа коренных шеек и вкладышей, зазоры и неравномерность зазоров в указанных подшипниках имеет большое научное и практическое значение. Результаты исследований по этим вопросам приведены ниже.

В общем случае (вариант I) вертикальные P_{z1} и P_{z2} , горизонтальные P_{y1} и P_{y2} составляющие и результирующие P_1 и P_2 центробежные силы инерции, действующие на 1, 4-й и 2, 3-й кривошипы коленчатого вала двигателей V-8, определяют по формулам:

$$P_{z1} = R_o - \sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \cos \alpha_{oi}; \quad P_{y1} = \sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \sin \alpha_{oi}; \quad (1)$$

$$P_1 = \left[\left(R_o - \sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right)^2 \right]^{0.5}; \quad (2)$$

$$P_{z2} = \sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \sin \beta_{oi}; \quad P_{y2} = R_o - \sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \cos \beta_{oi}; \quad (3)$$

$$P_2 = \left[\left(\sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \sin \beta_{oi} \right)^2 + \left(R_o - \sum_{i=1}^{q_n} P_{Bi} \cos \beta_{oi} \right)^2 \right]^{0.5}, \quad (4)$$

где R_o — равнодействующая сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции, пропорциональная номинальной массе деталей КШМ, предусмотренных для использования в двигателях В-8 при их первоначальном проектировании, неуравновешенных частей коленчатого вала, пробок грязесборника в шатунных шейках и смазочного материала в нем, радиусу кривошипа и частоте вращения коленчатого вала; $q_{\Pi} = 0,5q_B$ (здесь q_B — число противовесов коленчатого вала); P_{Bi} и P_{Bj} — центробежные силы инерции, вызываемые МГП противовесов, расположенных на продолжении i -й и j -й щек коленчатого вала; $j = i + 2$; α_{oi} — углы между плоскостями противовесов, находящихся на продолжении i -й, $(9 - i)$ -й щек и 1, 4-го кривошипов, определенные во время первоначального проектирования двигателя и его коленчатого вала; β_{oj} — углы между плоскостями противовесов, расположенных на продолжении j -й, $(9 - j)$ -й щек и 3, 4-го кривошипов, установленные в процессе первоначального проектирования двигателя и его коленчатого вала.

Углы α_{P_1} и α_{P_2} действия рассматриваемых сил определяют по формулам:

$$\operatorname{tg} \alpha_{P_1} = P_{y1} P_{z1}^{-1};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{P_1} = \left(\sum_{i=1}^{q_{\Pi}} P_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right) \left(R_o - \sum_{i=1}^{q_{\Pi}} P_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^{-1}; \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{P_2} = P_{z2} P_{y2}^{-1};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{P_2} = \left(\sum_{j=1}^{q_{\Pi}} P_{Bj} \sin \beta_{oj} \right) \left(R_o - \sum_{j=1}^{q_{\Pi}} P_{Bj} \cos \beta_{oj} \right)^{-1}. \quad (6)$$

Анализируемые силы создают моменты, действующие на соответствующие кривошипы коленчатого вала и вычисляемые по зависимостям:

$$M_{z1} = 3R_o l_2 - \sum_{i=1}^{q_P} P_{Bi} l_{Bi} \cos \alpha_{oi}; \quad M_{y1} = \sum_{i=1}^{q_P} P_{Bi} l_{Bi} \sin \alpha_{oi}; \quad (7)$$

$$M_1 = \left[\left(3R_o l_2 - \sum_{i=1}^{q_P} P_{Bi} l_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{q_P} P_{Bi} l_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (8)$$

$$M_{z2} = \sum_{j=1}^{q_P} P_{Bj} l_{Bj} \sin \beta_{oj}; \quad M_{y2} = R_o l_2 - \sum_{j=1}^{q_P} P_{Bj} l_{Bj} \cos \beta_{oj}; \quad (9)$$

$$M_2 = \left[\left(\sum_{j=1}^{q_P} P_{Bj} l_{Bj} \sin \beta_{oj} \right)^2 + \left(R_o l_2 - \sum_{j=1}^{q_P} P_{Bj} l_{Bj} \cos \beta_{oj} \right)^2 \right]^{0,5}, \quad (10)$$

где l_2 — расстояние между серединами соседних шатунных шеек коленчатого вала; $q_P = 0,25q_B$; l_{Bi} , l_{Bj} — расстояния между противовесами, расположенными на продолжении соответственно i -й и $(9 - i)$ -й и j -й и $(9 - j)$ -й щек коленчатого вала.

Указанные моменты действуют под углами α_{M_1} и α_{M_2} , определяемыми по уравнениям:

$$\operatorname{tg} \alpha_{M_1} = M_{y1} M_{z1}^{-1};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{M_1} = \left(\sum_{i=1}^{q_P} P_{Bi} l_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right) \left(3R_o l_2 - \sum_{i=1}^{q_P} P_{Bi} l_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^{-1}; \quad (11)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{M_2} = M_{z2} M_{y2}^{-1};$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{M_2} = \left(\sum_{j=1}^{q_P} P_{Bj} l_{Bj} \sin \beta_{oj} \right) \left(R_o l_2 - \sum_{j=1}^{q_P} P_{Bj} l_{Bj} \cos \beta_{oj} \right)^{-1}. \quad (12)$$

Силы, входящие в формулы (1)÷(4), вторые уравнения соотношений (5), (6) (11) и (12), выражения (7)÷(10), составляют:

$$R_o = r \omega^2 m_{c.o}; \quad P_{Bi} = m_{Bi} \rho_i \omega^2; \quad P_{Bj} = m_{Bj} \rho_j \omega^2, \quad (13)$$

где r — радиус кривошипа; ω — угловая скорость коленчатого вала; $m_{c.o}$ — приведенная к оси шатунной шейки коленчатого вала суммарная масса деталей КШМ, предусмотренных для установки в двигатели при их первоначальном проектировании, неуравновешенных частей коленчатого вала, пробок грязесборника в шатунных шейках и смазочного материала в нем; m_{Bi} и m_{Bj} — массы противовесов, находящихся на продолжении i -й и j -й щек коленчатого вала, определенные при первоначальном проектировании двигателей; ρ_i и ρ_j — расстояния от оси вращения до центра тяжести масс m_{Bi} и m_{Bj} , определенные в процессе первоначального проектирования двигателей.

Массу $m_{c.o}$ рассчитывают по формуле

$$m_{c.o} = m_j + 2m_R + m_k + 2k_p m_p + k_m m_m, \quad (14)$$

где m_j и m_R — массы поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ, предусмотренных для использования в двигателях В-8 во время их первоначального проектирования; m_k — масса неуравновешенных частей коленчатого вала; k_p и k_m — постоянные конструктивные параметры [1]; m_p — масса пробки грязесборника в шатунных шейках; m_m — масса смазочного материала в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя.

Введем обозначения:

$$k_{Bi} = P_{Bi} R_o^{-1}; \quad k_{Bj} = P_{Bj} R_o^{-1}, \quad (15)$$

где k_{Bi} и k_{Bj} — постоянные параметры (коэффициенты).

На основании положений работ [1, 2] и формул (13)÷(15) получены равенства:

$$k_{Bi} = 3,162ak_{i-1}; \quad k_{Bj} = 3,162ak_{j-1}, \quad (16)$$

где a , k_{i-1} и k_{j-1} — безразмерные постоянные конструктивные параметры (коэффициенты):

$$a = \left[\left(\sum_{i=1}^{q_P} c_i \cos \alpha_i + \sum_{j=1}^{q_P} c_j \sin \beta_j \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{q_P} c_i \sin \alpha_i + \sum_{j=1}^{q_P} c_j \cos \beta_j \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (17)$$

$$k_i = m_{Bi(i+1)} \rho_{(i+1)} / (m_{Bi} \rho_1); \quad k_j = m_{Bj(j+1)} \rho_{(j+1)} / (m_{Bj} \rho_1). \quad (18)$$

В формулах (17) и (18): $c_i = k_{i-1} l_{Bi} l_2^{-1}$ и $c_j = k_{j-1} l_{Bj} l_2^{-1}$ — постоянные конструктивные параметры (коэффициенты); m_{Bi} и ρ_i — масса противовеса, расположенного на продолжении 1-й щеки коленчатого вала, и расстояние от оси вращения до центра тяжести массы m_{Bi} , определенные при первоначальном проектировании двигателя.

Принимая во внимание соотношения (16) из выражений (1)÷(4), вторых уравнений зависимостей (5), (6), (11) и (12), получим соответственно:

$$P_{z1} = R_o \left(1 - \sum_{i=1}^{q_n} k_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right); P_{y1} = R_o \sum_{i=1}^{q_n} k_{Bi} \sin \alpha_{oi}; \quad (19)$$

$$P_1 = R_o \left[\left(1 - \sum_{i=1}^{q_n} k_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^{q_n} k_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right)^2 \right]^{0.5}; \quad (20)$$

$$P_{z2} = R_o \sum_{j=1}^{q_n} k_{Bj} \sin \beta_{oj}; P_{y2} = R_o \left(1 - \sum_{j=1}^{q_n} k_{Bj} \cos \beta_{oj} \right); \quad (21)$$

$$P_2 = R_o \left[\left(\sum_{j=1}^{q_n} k_{Bj} \sin \beta_{oj} \right)^2 + \left(1 - \sum_{j=1}^{q_n} k_{Bj} \cos \beta_{oj} \right)^2 \right]^{0.5}; \quad (22)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{P_1} = \left(\sum_{i=1}^{q_n} k_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right) \left(1 - \sum_{i=1}^{q_n} k_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^{-1}; \quad (23)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{P_2} = \left(\sum_{j=1}^{q_n} k_{Bj} \sin \beta_{oj} \right) \left(1 - \sum_{j=1}^{q_n} k_{Bj} \cos \beta_{oj} \right)^{-1}; \quad (24)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{z1} &= R_o \left(3l_2 - \sum_{i=1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right); \\ M_{y1} &= R_o \left(\sum_{i=1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right); \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= R_o \left[\left(3l_2 - \sum_{i=1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \left(\sum_{i=1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right)^2 \right]^{0.5}; \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{z2} &= R_o \left(\sum_{j=1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \sin \beta_{oj} \right); \\ M_{y2} &= R_o \left(l_2 - \sum_{j=1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \cos \beta_{oj} \right); \end{aligned} \right\} \quad (27)$$

$$\left. \begin{aligned} M_2 &= R_o \left[\left(\sum_{j=1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \sin \beta_{oj} \right)^2 + \right. \\ &\quad \left. + \left(l_2 - \sum_{j=1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \cos \beta_{oj} \right)^2 \right]^{0.5}; \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{M_1} = \left(\sum_{i=1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \sin \alpha_{oi} \right) \left(3l_2 - \sum_{i=1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \cos \alpha_{oi} \right)^{-1}; \quad (29)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{M_2} = \left(\sum_{j=1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \sin \beta_{oj} \right) \left(l_2 - \sum_{j=1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \cos \beta_{oj} \right)^{-1}. \quad (30)$$

Формулы (1)÷(4), вторые соотношения выражений (5), (6), (11) и (12), уравнения (7)÷(13) и (19)÷(30) справедливы для случая, когда во время первоначального проектирования и изготовления двигателей V-8 и их коленчатого вала соблюдаются условия:

$$\alpha_{oi} = \alpha_o(9-i); \quad \beta_{oj} = \beta_o(9-j); \quad (31)$$

$$\begin{aligned} m_{Bi} &= m_B(9-i); \quad \rho_i = \rho(9-i); \\ m_{Bj} &= m_B(9-j); \quad \rho_j = \rho(9-j). \end{aligned} \quad (32)$$

Следует отметить, что при правильном расчете и точном изготовлении двигателей и их коленчатого вала требования (31) и (32) обеспечиваются.

Анализ зависимостей (1)÷(13) и (19)÷(30) показывает, что вертикальная P_{z1} и горизонтальная P_{y2} составляющие соответственно суммарных сил P_1 и P_2 , действующих на 1, 4-й и 2, 3-й кривошипы коленчатого вала исследуемых двигателей, определяются разностью равнодействующей R_o сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции, а также суммой аналогичных составляющих центробежных сил инерции от МГП противовесов. Первая не зависит от числа, схемы размещения и МГП противовесов, а вторая — определяется ими. С ростом числа противовесов указанная сумма возрастает, что приводит к уменьшению рассматриваемых составляющих анализируемых сил. Горизонтальная P_{y1} и вертикальная P_{z2} составляющие соответственно сил P_1 и P_2 определяются перечисленными факторами, увеличиваются с ростом числа противовесов и являются неуравновешенными. Вертикальная M_{z1} и горизонтальная M_{y2} составляющие суммарных моментов M_1 и M_2 , действующих на 1, 4-й и 2, 3-й кривошипы, как видно из выражений (7)÷(10) и (26)÷(28), зависят от разности моментов, вызываемых силой R_o и суммой подобных составляющих центробежных сил инерции, появляющихся из-за наличия противовесов. Первый пропорционален силе R_o и расстоянию между соседними шатунными шейками, не зависит от числа, схемы расположения и МГП противовесов. Второй определяется последними и расстоянием между соответствующими противовесами, увеличивается с ростом их числа. Это уменьшает значения M_{z1} и M_{y2} . Горизонтальная M_{y1} и вертикальная M_{z2} составляющие рассматриваемых моментов зависят от числа, схемы размещения и МГП противовесов, упомянутого расстояния, и они не уравновешены. Указанные неуравновешенные составляющие анализируемых сил и моментов приводят к возникновению дополнительных нагрузок на соответствующие кривошипы и коренные подшипники, действующих в плоскости, перпендикулярной к плоскости кривошипов. Они являются причиной неравномерной нагрузженности коренных подшипников по их длине и диаметру местными центробежными силами инерции и их моментами. Это вызывает рост скорости изнашивания и неравномерности износа коренных шеек и вкладышей в указанных направлениях, скорости увеличения

зазоров и неравномерности зазоров в упомянутых подшипниках.

Выявлено, что при проектировании и изготовлении большинства моделей и конструкций двигателей V-8 противовесы, находящиеся на продолжении щек 1-го и 4-го кривошипов коленчатого вала, располагают в одной плоскости, а 2-го и 3-го — в другой (вариант II). При этом углы размещения противовесов изменяются в широких пределах. В рассматриваемом случае имеют место равенства:

$$\alpha_{oi} = \alpha_o(9-i) = \alpha_o; \beta_{oj} = \beta_o(9-j) = \beta_o, \quad (33)$$

где α_o — угол между плоскостями противовесов, находящихся на продолжении 1, 2, 7, 8-й щек и 1-го и 4-го кривошипов коленчатого вала, определенный при первоначальном проектировании двигателя и его коленчатого вала; β_o — угол между плоскостями противовесов, расположенных на продолжении 3÷6-й щек и 2, 3-го кривошипов, установленный в тот же период.

С учетом равенств (33) из выражений (1)÷(12) получим:

$$P_{z1} = R_o - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi}; \quad P_{y1} = \sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi}; \quad (34)$$

$$P_1 = \left[\left(R_o - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} \right)^2 + \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (35)$$

$$P_{z2} = \sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj}; \quad P_{y2} = R_o - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj}; \quad (36)$$

$$P_2 = \left[\left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} \right)^2 + \left(R_o - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (37)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{P1} = \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} \right) \left(R_o - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} \right)^{-1}; \quad (38)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{P2} = \left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} \right) \left(R_o - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} \right)^{-1}; \quad (39)$$

$$M_{z1} = 3R_o l_2 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} l_{Bi}; \quad M_{y1} = \sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} l_{Bi}; \quad (40)$$

$$M_1 = \left[\left(3R_o l_2 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} l_{Bi} \right)^2 + \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} l_{Bi} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (41)$$

$$M_{z2} = \sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} l_{Bj}; \quad M_{y2} = R_o l_2 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} l_{Bj}; \quad (42)$$

$$M_2 = \left[\left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} l_{Bj} \right)^2 + \left(R_o l_2 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} l_{Bj} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (43)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{M1} = \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} l_{Bi} \right) \left(3R_o l_2 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bi} l_{Bi} \right)^{-1}; \quad (44)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{M2} = \left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} l_{Bj} \right) \left(R_o l_2 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} P_{Bj} l_{Bj} \right)^{-1}. \quad (45)$$

Принимая во внимание выражения (15)÷(18), формулы (34)÷(45) можно представить в виде:

$$P_{z1} = R_o \left(1 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} \right); \quad P_{y1} = R_o \sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi}; \quad (46)$$

$$P_1 = R_o \left[\left(1 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} \right)^2 + \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (47)$$

$$P_{z2} = R_o \sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj}; \quad P_{y2} = R_o \left(1 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} \right); \quad (48)$$

$$P_2 = R_o \left[\left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} \right)^2 + \left(1 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (49)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{P1} = \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} \right) \left(1 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} \right)^{-1}; \quad (50)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{P2} = \left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} \right) \left(1 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} \right)^{-1}; \quad (51)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{z1} &= R_o \left(3l_2 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \right); \\ M_{y1} &= R_o \sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi}; \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= R_o \left[\left(3l_2 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \right)^2 + \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \right)^2 \right]^{0,5}; \end{aligned} \right. \quad (53)$$

$$M_{z2} = R_o \sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj}; \quad M_{y2} = R_o \left(l_2 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \right); \quad (54)$$

$$M_2 = R_o \left[\left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \right)^2 + \left(l_2 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \right)^2 \right]^{0,5}; \quad (55)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{M1} = \left(\sin\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \right) \left(3l_2 - \cos\alpha_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bi} l_{Bi} \right)^{-1}; \quad (56)$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{M2} = \left(\sin\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \right) \left(l_2 - \cos\beta_o \sum_{1}^{q_p} k_{Bj} l_{Bj} \right)^{-1}. \quad (57)$$

Для расчета параметра a , определяющего коэффициенты k_{Bi} и k_{Bj} , вычисляемые по уравнениям (16) и

входящие в формулы (46)÷(57), необходимо использовать выражение

$$a = \left[\left(\cos \alpha_0 \sum_i^q c_i + \sin \beta_0 \sum_j^q c_j \right)^2 + \left(\sin \alpha_0 \sum_i^q c_i + \cos \beta_0 \sum_j^q c_j \right)^2 \right]^{0,5}. \quad (58)$$

Из анализа формул (34)÷(58) следует, что при данном варианте силы инерции от МГП противовесов, находящихся на продолжении i -й и $(i+1)$ -й щек коленчатого вала, действуют в одной плоскости, а j -й и $(j+1)$ -й — в другой. Аналогично действуют и моменты упомянутых сил. Поэтому вертикальная P_{z1} и горизонтальная P_{y2} составляющие суммарных сил P_1 и P_2 , действующих на 1, 4-й и 2, 3-й кривошипы коленчатого вала двигателей V-8, как и в предыдущем варианте, определяются разностью сил R_o и суммой аналогичных составляющих центробежных сил инерции, вызываемых МГП противовесов. Горизонтальная P_{y1} и вертикальная P_{z2} составляющие сил P_1 и P_2 являются неуравновешенными. Аналогичные составляющие моментов M_1 и M_2 соответственно также неуравновешены. Наличие указанных неуравновешенных сил и моментов приводит к таким же отрицательным явлениям, какие имеют место в варианте I.

Научный и практический интерес представляет случай, когда противовесы размещены в плоскостях соответствующих кривошипов коленчатого вала (вариант III). В данном случае имеем:

$$\alpha_{oi} = \alpha_{o(9-i)} = 0; \beta_{oj} = \beta_{o(9-j)} = 0. \quad (59)$$

Принимая в внимание равенства (59), из формул (1)÷(12) получим:

$$P_1 = P_{z1} = R_o - \sum_1^q P_{bi}; P_{y1} = 0; \quad (60)$$

$$P_{z2} = 0; P_2 = P_{y2} = R_o - \sum_1^q P_{bj}; \quad (61)$$

$$M_1 = M_{z1} = 3R_o l_2 - \sum_1^q P_{bi} l_{bi}; M_{y1} = 0; \quad (62)$$

$$M_{z2} = 0; M_2 = M_{y2} = R_o l_2 - \sum_1^q P_{bj} l_{bj}; \quad (63)$$

$$\alpha_{P_1} = 0; \alpha_{P_2} = 0; \alpha_{M_1} = 0; \alpha_{M_2} = 0. \quad (64)$$

С учетом выражений (15)÷(18) из зависимостей (60)÷(64) имеем:

$$P_1 = R_o \left(1 - \sum_1^q k_{bi} \right); P_2 = R_o \left(1 - \sum_1^q k_{bj} \right); \quad (65)$$

$$M_1 = R_o \left(3l_2 - \sum_1^q k_{bi} l_{bi} \right); M_2 = R_o \left(l_2 - \sum_1^q k_{bj} l_{bj} \right), \quad (66)$$

Параметр a , определяющий коэффициенты k_{bi} и k_{bj} , которые рассчитываются по зависимостям (16) и входят в формулы (65) и (66), следует вычислять по выражению

$$a = \left[\left(\sum_1^q c_i \right)^2 + \left(\sum_1^q c_j \right)^2 \right]^{0,5}. \quad (67)$$

Из уравнений (60)÷(66) видно, что при рассматриваемом варианте составляющие P_{y1} и M_{y1} , P_{z2} и M_{z2} , а также углы действия анализируемых сил и моментов равны нулю. Суммарные значения последних равны P_{z1} и M_{z1} , P_{y2} и M_{y2} соответственно. Они располагаются в плоскостях соответствующих кривошипов коленчатого вала и направлены противоположно соответственно силам R_o и их моментам. Поэтому при данной схеме расположения противовесов отсутствуют дополнительные нагрузки на соответствующие кривошипы и коренные подшипники коленчатого вала, действующие на них в случае использования приведенных выше других способов их размещения.

Путем анализа действующих на 1-й и 4-й кривошипы коленчатого вала сил и моментов, вычисляемых с использованием формул (1)÷(67), а также основываясь на приведенных выше положениях и данных, установлены следующие закономерности. Силы R_o и P_{bi} , $P_{b(i+1)}$, действующие на указанные кривошипы, в вариантах I и II располагаются в разных плоскостях, а в варианте III — в одной. Находящиеся в одной плоскости и противоположно направленные силы R_o и $P_{bi} \cos \alpha_{oi}$, $P_{b(i+1)} \cos \alpha_{o(i+1)}$ (вариант I), R_o и $P_{bi} \cos \alpha_{oi}$, $P_{b(i+1)} \cos \alpha_{o(i+1)}$ (вариант II), R_o и P_{bi} , $P_{b(i+1)}$ (вариант III), а также их моменты, действующие на 1-й и 4-й кривошипы коленчатого вала, частично уравновешивают друг друга. Силы $P_{bi} \sin \alpha_{oi}$ и $P_{b(i+1)} \sin \alpha_{o(i+1)}$ (вариант I), $P_{bi} \sin \alpha_{oi}$ и $P_{b(i+1)} \sin \alpha_{o(i+1)}$ (вариант II), расположенные в плоскости, перпендикулярной к плоскости упомянутых кривошипов, взаимно уравновешиваются, а их моменты — полностью неуравновешены. Это вызывает дополнительные нагрузки на 1, 2, 4, 5-й коренные подшипники коленчатого вала и является причиной неравномерной их нагруженности по длине и диаметру в случае размещения противовесов в соответствии с вариантами I и II. Причем в варианте I нагруженность больше, чем в варианте II. Данные факторы отсутствуют в варианте III. Расположенные в одной плоскости и противоположно направленные силы R_o и $P_{bj} \cos \beta_{oj}$, $P_{b(j+1)} \cos \beta_{o(j+1)}$ (вариант I), R_o и $P_{bj} \cos \beta_{oj}$, $P_{b(j+1)} \cos \beta_{o(j+1)}$ (вариант II), R_o и P_{bj} , $P_{b(j+1)}$ (вариант III), моменты этих сил, действующие на 2-й и 3-й кривошипы коленчатого вала, также частично уравновешивают друг друга. При этом силы $P_{bj} \sin \beta_{oj}$ и $P_{b(j+1)} \sin \beta_{o(j+1)}$ (вариант I), $P_{bj} \sin \beta_{oj}$ и $P_{b(j+1)} \sin \beta_{o(j+1)}$ (вариант II), перпендикулярные к первым, взаимно уравновешиваются, а их моменты — неуравновешены полностью. Такое положение является причиной возникновения дополнительных нагрузок, действующих на средний (3-й), 2-й и 4-й коренные подшипники коленчатого вала, и неравномерной их нагруженности по длине и диаметру, наблюдавшихся в вариантах I и II. Причем нагрузки на упомянутые подшипники и неравномерность их распределения по указанным направлениям

ям в варианте I больше. Если противовесы размещают в плоскостях соответствующих кривошипов коленчатого вала (вариант III), то указанные выше отрицательные явления отсутствуют.

Часть сил R_o и их моменты действуют на все коренные подшипники коленчатого вала. Кроме того, 1-й и 5-й коренные подшипники воспринимают действие направленных противоположно указанным силам и моментам и частично уравновешиваемых ими сил $P_{Bi}\cos\alpha_{oi}$ (вариант I), $P_{Bi}\cos\alpha_o$ (вариант II) и P_{Bi} (вариант III), а также их моментов. На упомянутые подшипники действуют полностью неуравновешенные силы $P_{Bi}\sin\alpha_{oi}$ (вариант I), $P_{Bi}\sin\alpha_o$ (вариант I) и их моменты, перпендикулярные к указанным силам и моментам, которые отсутствуют в варианте III. При этом на 2-й и 4-й коренные подшипники коленчатого вала действуют силы $P_{B(i+1)}\cos\alpha_{o(i+1)}$, $P_{B(i+1)}\sin\alpha_{o(i+1)}$ и $P_{Bj}\sin\beta_{oj}$, $P_{Bj}\cos\beta_{oj}$ (вариант I), $P_{B(i+1)}\cos\alpha_o$, $P_{B(i+1)}\sin\alpha_o$ и $P_{Bj}\cos\beta_o$, $P_{Bj}\sin\beta_o$ (вариант II), $P_{B(i+1)}$ и P_{Bj} (вариант III) и создаваемые ими моменты, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях. Они частично уравновешиваются силами R_o и их моментами. Средний коренной подшипник коленчатого вала воспринимает действие сил $P_{B(j+1)}\cos\beta_{o(j+1)}$ (вариант I), $P_{B(j+1)}\cos\beta_o$ (вариант II), $P_{B(j+1)}$ (вариант III) и их моментов. Они направлены противоположно частично уравновешивающим их некоторым силам R_o и создаваемым ими моментам. Рассматриваемый подшипник испытывает также действие сил $P_{B(j+1)}\sin\beta_{o(j+1)}$ (вариант I), $P_{B(j+1)}\sin\beta_o$ (вариант II) и их моментов, которые полностью неуравновешены. В варианте III они отсутствуют. Размещение противовесов в соответствии с любым из вариантов I–III способствует снижению нагрузженности местными центробежными силами инерции и их моментами всех кривошипов и коренных подшипников коленчатого вала двигателей V-8.

Возможны следующие сочетания значений рассматриваемых сил и моментов, определяющих нагрузженность кривошипов и коренных подшипников коленчатого вала двигателей V-8.

Если $P_i > 0$ и $M_i > 0$ (здесь и далее i означает 1 или 2), то нагруженность всех кривошипов и коренных подшипников коленчатого вала определяется силами R_o и их моментами. При $P_i < 0$ и $M_i < 0$ она в решающей степени зависит от сил P_{Bi} , $P_{B(i+1)}$ (1, 4-й кривошипы и 1, 2, 4, 5-й коренные подшипники), P_{Bj} , $P_{B(j+1)}$ (2, 3-й кривошипы и 2, 3, 4-й коренные подшипники) и их моментов. В обоих случаях из-за действия разности сил R_o и P_{Bi} , $P_{B(i+1)}$, P_{Bj} , $P_{B(j+1)}$, а также их моментов 1, 3-я и 5-я коренные шейки практически по всей длине прижимаются к своим вкладышам со стороны соответствующих шатунных шеек и противовесов. Поэтому 1, 3-й и 5-й коренные подшипники местными центробежными силами инерции и их моментами нагружаются неравномерно по диаметру и практически равномерно по длине. Это является причиной неравномерного изнашивания шеек указанных подшипников по диаметру. Они наиболее изнашиваются со стороны соответствующих шатунных шеек (при $P_i > 0$ и $M_i > 0$) или противовесов (когда $P_i < 0$ и $M_i < 0$). Вкладыши рассматрива-

емых подшипников изнашиваются по диаметру и длине практически равномерно при обоих вариантах. На 2-й и 4-й коренные подшипники коленчатого вала действуют силы $R_o - (P_{Bi} + P_{B(i+1)})$, $R_o - (P_{Bj} + P_{B(j+1)})$ и их моменты, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях (вариант III). В связи с этим упомянутые подшипники местными центробежными силами инерции и их моментами нагружены неравномерно по диаметру и длине. Следствием этого является неравномерное изнашивание шеек и вкладышей рассматриваемых коренных подшипников в указанных направлениях.

Если $P_i = 0$ и $M_i = 0$, то коренные подшипники коленчатого вала полностью разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов. Поэтому последние практически не влияют на параметры изнашивания и неравномерность износа шеек и вкладышей коренных подшипников, скорость увеличения зазора и неравномерность зазоров в них. В данном случае эти показатели определяются: дисбалансами в плоскостях коррекции двигателей и суммарной неуравновешенной массой деталей КШМ; шероховатостью поверхностей, отклонениями формы и взаимного расположения рабочих поверхностей шатунных и коренных шеек и вкладышей; постелей в блоке цилиндров под коренные шейки и нижние головки шатунов; монтажными зазорами в шатунных и коренных подшипниках коленчатого зала и их неравномерностью; монтажными, газовыми, инерционными, динамическими и температурными нагрузками на шатунные и коренные подшипники и неравномерностью их распределения по этим подшипникам, определяемыми конструктивными особенностями двигателей; характером и условиями смазывания, тепловым состоянием шатунных и коренных подшипников, зависящими от конструктивных особенностей двигателей и их системы смазывания; различными сочетаниями перечисленных факторов и другими факторами [2–5]. Благодаря противовесам, расположенным на продолжении j -й и $(j+1)$ -й щек коленчатого вала, средний (3-й) коренной подшипник практически полностью разгружается от действия местных центробежных сил инерции и их моментов.

В случае размещения противовесов в плоскостях соответствующих кривошипов коленчатого вала нагруженность коренных подшипников значительно ниже, чем при других рассмотренных выше схемах их расположения. Связано это с тем, что в вариантах I и II центробежные силы инерции и их моменты, вызываемые МГП противовесов, действуют под углом к плоскости соответствующих кривошипов. В таком случае вертикальные составляющие рассматриваемых сил и моментов располагаются в плоскости соответствующего кривошипа, а горизонтальные — к перпендикулярной к ней. Последние являются причиной появления дополнительных нагрузок, действующих на коренные подшипники. Эти нагрузки по длине и диаметру каждого и всех коренных подшипников распределены неравномерно. Следует отметить, что дополнительные нагрузки на коренные подшипники и неравномерность их распределения по ним в варианте I больше, чем в варианте II.

Основываясь на изложенном и приведенных выше теоретических положениях, можно сделать важный вывод: с точки зрения уменьшения нагрузок на коренные подшипники от местных центробежных сил инерции и моментов этих сил и неравномерности их распределения по этим подшипникам, а также снижения параметров изнашивания и неравномерности износа коренных шеек и вкладышей, скорости увеличения зазора и неравномерности зазоров в коренных подшипниках наиболее целесообразным является размещение противовесов в плоскостях соответствующих кривошипов (вариант III). При этом следует добиваться, чтобы исследуемые результирующие центробежные силы инерции и их моментов, действующие на кривошипы и коренные подшипники коленчатого вала двигателей V-8, равнялись нулю или были близки к нему. Однако это необоснованно не учитывают при проектировании и производстве автотракторных двигателей V-8. До настоящего времени большинство моделей и конструкций двигателей V-8 уравновешивают, размещая противовесы, находящиеся на продолжении щек 1-го и 4-го кривошипов коленчатого вала, в одной плоскости, а 2-го и 3-го — в другой (вариант II). При этом углы расположения противовесов для каждой конкретной модели двигателей V-8 имеют определенные значения, устанавливаемые с учетом их конструктивных особенностей, результатов теоретических исследований, расчетов и специально проводимых экспериментов. Для современных автотракторных двигателей V-8 рассматриваемые углы имеют различные значения и изменяются в широких пределах.

На основании приведенных выше теоретических положений и формул установлено, что нагруженность кривошипов и коренных подшипников, нагрузки на эти подшипники и неравномерность их распределения, определяемые местными центробежными силами инерции и моментами этих сил, зависят от схемы размещения, числа и МГП противовесов коленчатого вала. При уравновешивании двигателей V-8 установкой противовесов на продолжении крайних щек коленчатого вала его средние коренные подшипники полностью не разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их моментов, а крайние — частично. В данном случае при прочих равных условиях коленчатый вал имеет минимальную массу, а картер двигателя — меньшую длину, чем при других способах уравновешивания. Если противовесы располагаются на продолжении 1, 2, 7, 8-й щек коленчатого вала, то его крайние коренные подшипники практически полностью разгружены от действия указанных величин, 2-й и 4-й — частично, а средний — не разгружен. При этом масса коленчатого вала и длина картера двигателя больше, чем при предыдущей схеме размещения противовесов. На практике двигатели V-8 чаще всего уравновешивают установкой противовесов на продолжении 1, 2, 3, 6, 7, 8-й щек коленчатого вала. В этом случае крайние коренные подшипники коленчатого вала полностью разгружены от действия упомянутых сил и моментов, 2-й и 4-й — значительно, а средний — частично. При данной схеме размещения противовесов коленчатого вала его масса и

длина картера двигателя имеют оптимальные значения. В случае уравновешивания двигателей V-8 установкой противовесов на продолжении всех щек коленчатого вала все его коренные подшипники практически полностью разгружены от действия местных центробежных сил инерции и моментов этих сил. Масса коленчатого вала и длина картера двигателя при этом имеют наибольшие значения среди всех возможных способов уравновешивания двигателей V-8.

Разработанные теоретические положения и выведенные математические зависимости справедливы для случая, когда масса деталей КШМ остается постоянной и соответствует установленной при проектировании двигателя V-8. Использование в двигателях V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ приводит к росту значений равнодействующей R сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции, а также момента этих сил. Это повышает нагруженность всех кривошипов и коренных подшипников коленчатого вала. В результате не только повышаются нагрузки на коренные подшипники от местных центробежных сил инерции и моментов этих сил, а также неравномерность распределения, но и нарушается характер нагруженности кривошипа и указанных подшипников коленчатого вала. Следствием этого является рост параметров изнашивания и неравномерности износа коренных шеек и вкладышей, скорости увеличения зазора и неравномерности зазоров в коренных подшипниках коленчатого вала, а также изменение характера изнашивания указанных деталей, образования и распределения зазоров в рассматриваемых подшипниках. Это объясняется так.

При установке в двигатели V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала появляется суммарная неуравновешенная масса (СНМ) Δm_y деталей КШМ [1]. В этом случае равнодействующую R сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции вычисляют по формуле

$$R = r\omega^2(m_{c.o} + \Delta m_y). \quad (68)$$

Увеличение рассматриваемой силы, вызванное использованием в двигателях V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ, с учетом первого из уравнений (13) и выражения (68) составляет:

$$\Delta R = R - R_o; \Delta R = r\omega^2\Delta m_y. \quad (69)$$

Наличие ΔR и Δm_y приводит к возникновению действующего в двигателях V-8 дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента, определяемого по формуле

$$\Delta M_R = b\omega^2\Delta m_y, \quad (70)$$

где b — постоянный конструктивный параметр [1].

В случае применения в двигателях V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ в соответствующие формулы (1)÷(12), (34)÷(45) и (60)÷(63), в которые входит величина R_o , вместо нее необходимо подставить

лять силу R , вычисляемую по зависимости (68). Из первого из уравнений (69) имеем:

$$R = R_0 + \Delta R. \quad (71)$$

С учетом изложенного и формулы (71) видно, что в рассматриваемом случае $R > R_0$. Значения МГП противовесов коленчатого вала, определенные при первоначальном проектировании двигателя V-8 исходя из номинальной массы деталей КШМ, предусмотренных для использования в них, остаются постоянными в течение всего жизненного цикла двигателя. Тогда и значения сил P_{Bi} и P_{Bj} , пропорциональные МГП противовесов и вычисляемые по второму и третьему из уравнений (13), являются неизменными для каждого скоростного режима работы двигателя. Поэтому можно сделать вывод, что при установке в двигателя V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ соответствующие составляющие и результирующие P_1 и P_2 центробежных сил инерции и моментов M_1 и M_2 этих сил, действующие на 1, 4-й и 2, 3-й кривошипы коленчатого вала увеличиваются. Это сопровождается ростом нагрузок на коренные подшипники от местных центробежных сил инерции и их моментов, неравномерности распределения этих нагрузок по указанным подшипникам.

Рост равнодействующей сил инерции первого порядка и центробежных сил инерции, которая пропорциональна массе деталей КШМ, приводит к уменьшению значений постоянных параметров k_{Bi} и k_{Bj} , определяемых по выражениям (15). Тогда для случая использования в двигателе V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ выражения (15) запишутся:

$$k_{Byi} = P_{Bi}R^{-1}; \quad k_{Byj} = P_{Bj}R^{-1}. \quad (72)$$

Принимая во внимание первое из уравнений (13) и зависимости (15), (69) и (71), из выражения (72) после несложных преобразований получим:

$$k_{Byi} = k_{Bi}(1 + \Delta m_y m_{c.o}^{-1})^{-1}; \quad k_{Byj} = k_{Bj}(1 + \Delta m_y m_{c.o}^{-1})^{-1}. \quad (73)$$

Наличие Δm_y , как видно из соотношений (73), приводит к уменьшению значений рассматриваемых параметров. В этом случае $k_{Byi} < k_{Bi}$ и $k_{Byj} < k_{Bj}$. Тогда, как следует из формул (19)÷(28), (26)÷(28), (46)÷(49), (52)÷(55), (65) и (66), если в них вместо k_{Bi} и k_{Bj} подставлять k_{Byi} и k_{Byj} , использование в двигателе V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ приводит к росту соответствующих составляющих и результирующих P_1 и P_2 центробежных сил инерции и моментов M_1 и M_2 этих сил, действующих на 1, 4-й и 2, 3-й кривошипы коленчатого вала. Следствием этого является увеличение нагрузок на коренные подшипники коленчатого вала и неравномерности их распределения по ним. Изложенное является причиной роста параметров изнашивания и неравномерности износа коренных шеек и вкладышей, скорости увеличения зазора и неравномерности зазоров в коренных подшипниках коленчатого вала.

С учетом приведенных выше положений и из анализа формул (5), (6), (11), (12), (23), (24), (29), (30), (38),

(39), (44), (45), (50), (51), (56) и (57) следует, что установка в двигатели V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ приводит к увеличению углов действия рассматриваемых сил и моментов. Это также влияет на значения нагрузок на коренные подшипники и неравномерность их распределения, нарушает характер нагруженности кривошипов и упомянутых подшипников коленчатого вала.

Если при первоначальном проектировании двигателей V-8 обеспечиваются равенства $P_i = 0$ и $M_i = 0$, то установка в них ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ приводит к неравенствам $P_i > 0$ и $M_i > 0$. Вследствие этого преобладает действие сил R и их моментов на кривошипы и коренные подшипники коленчатого вала. Поэтому коренные шейки коленчатого вала практически по всей длине прижимаются к своим вкладышам со стороны соответствующих шатунных шеек. Коренные подшипники местными центробежными силами инерции и их моментами нагружаются неравномерно по диаметру и практически равномерно по длине. Это при прочих равных условиях способствует неравномерному изнашиванию коренных шеек по диаметру. Они изнашиваются больше со стороны соответствующих шатунных шеек.

Выявленные негативные явления, связанные с использованием в двигателях V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей, вызывающим появление СНМ Δm_y деталей КШМ, усугубляются из-за действия в них дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента ΔM_R .

Таким образом, предложены формулы для определения вертикальной и горизонтальной составляющих центробежных сил инерции и их моментов, действующих на соответствующие кривошипы и коренные подшипники при всех возможных значениях МГП, числа и схемы размещения противовесов коленчатого вала двигателей V-8. Получены уравнения, позволяющие оценить нагруженность кривошипов и коренных подшипников коленчатого вала местными центробежными силами инерции и их моментами. В случае размещения противовесов под углом к плоскостям кривошипов появляются неуравновешенные местные центробежные силы инерции и моменты этих сил, вызывающие дополнительные нагрузки на коренные подшипники и неравномерное их распределение. Они являются причиной неравномерной нагруженности указанных подшипников по их длине и диаметру. Это приводит к росту показателей изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников в указанных направлениях. Наиболее целесообразно размещать противовесы в плоскостях кривошипов, добиваясь при этом равенства нулю или близости к нему рассматриваемых результирующих сил и моментов. В этом случае коренные подшипники полностью разгружаются от действия упомянутых сил, которые практически не влияют на показатели изнашивания и неравномерность износа коренных шеек и вкладышей.

шей, скорость увеличения зазоров и их неравномерность в коренных подшипниках. Последние определяются другими факторами. Установка в двигатель V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных деталей КШМ повышает нагруженность всех кривошипов и коренных подшипников коленчатого вала. В результате увеличиваются нагрузки на коренные подшипники от местных центробежных сил инерции и их моментов, неравномерность распределения нагрузок по рассматриваемым подшипникам. Это приводит к росту параметров изнашивания и неравномерности износа коренных подшипников. Используя полученные формулы, можно определить оптимальную схему размещения противовесов и массы деталей КШМ, при которых кривошипы и коренные подшипники коленчатого вала полностью разгружены от действия местных центробежных сил инерции и их

моментов. Все это необходимо учитывать при проектировании, производстве и ремонте автотракторных двигателей V-8.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Назаров А. Д. Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей // Вестник машиностроения. 2002. № 7. С. 7–11.
2. Назаров А. Д. Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. М.: Машиностроение, 1992. 272 с.
3. Назаров А. Д. Нормирование дисбаланса и повышение надежности автотракторных двигателей. Ашхабад: Ылым, 1986. 296 с.
4. Назаров А. Д. Влияние увеличения массы деталей кривошипно-шатунного механизма на показатели изнашивания подшипников коленчатого вала и ресурс двигателей // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 2. С. 227–237.
5. Назаров А. Д. Влияние некоторых технологических погрешностей и увеличения массы деталей КШМ на долговечность двигателей // Трение и износ. 1996. Т. 17. № 5. С. 629–636.

УДК 621.431:519.245.001.24

А. В. КОНДРАТЬЕВ, Н. В. ЛУКАШИНА, А. И. ГАРБОВИЦКИЙ, кандидаты технических наук,
А. П. ЗЮБАН, А. А. ПОНОМАРЕНКО (МГОУ)

К вопросу аппроксимации статистических зависимостей крутящего момента ДВС от частоты вращения коленчатого вала многочленом второй степени

Аналитическое представление функциональной зависимости относительного крутящего момента T_0 от относительной частоты n_0 вращения коленчатого вала позволяет автоматизировать расчет переходных процессов ДВС и нахождение параметров, определяющих быстродействие транспортного средства.

В работе [1] представлены обобщенные зависимости: для двигателя с принудительным воспламенением

$$T_0 = 1 + n_0 - n_0^2; \quad (1)$$

для дизеля

$$T_0 = 0,87 + 1,13n_0 - n_0^2, \quad (2)$$

где $T_0 = T_e/T_P$ — относительный крутящий момент двигателя, т. е. отношение крутящего момента T_e к крутящему моменту T_P , соответствующему максимальной мощности двигателя P_{eP} ; $n_0 = n_e/n_P$ — относительная частота вращения коленчатого вала двигателя, т. е. отношение частоты вращения n_e коленчатого вала, при которой реализуется крутящий момент T_e , к частоте вращения n_P , соответствующей номинальной мощности P_{eP} двигателя.

Однако расчеты по формулам (1) и (2) дают значительные (до 15 %) отклонения значений $T_0(n_0)$ от результатов испытаний различных ДВС.

Поэтому предлагается для двигателей с принудительным воспламенением аппроксимировать статистические данные по семействам тремя многочленами второй степени:

$$\left. \begin{array}{l} T_{01} = a_1 n_0^2 + b_1 n_0 + c_1; \\ T_{02} = a_2 n_0^2 + b_2 n_0 + c_2; \\ T_{03} = a_3 n_0^2 + b_3 n_0 + c_3, \end{array} \right\} \quad (3)$$

соответственно для участков:

$$n_{0\min} \leq n_0 \leq n_{0T};$$

$$n_{0T} \leq n_0 \leq 1,0;$$

$$1,0 \leq n_0 \leq n_{0\max},$$

где n_{0T} — относительная частота вращения коленчатого вала при максимальном относительном крутящем моменте $T_{0T} = T_{0\max}$.

При этом предполагается:

$$dT_0/dn_0 = 2a_1 n_{0T} + b_1 = 2a_2 n_{0T} + b_2 = 0 \text{ при } n_0 = n_{0T};$$

$$dT_0/dn_0 = 2a_2 + b_2 = 2a_3 + b_3 \text{ при } n_0 = 1.$$

Для примера найдем значения коэффициентов в выражениях (3) для семейства двигателей с принудительным воспламенением по данным, приведенным в табл. 1.

n_0	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
$T_0 (K_T = 1,08)$	0,825	0,92	0,99	1,04	1,07	1,08	1,07	1,05	1,0	0,86
$T_{0\text{pac}}$	0,825	0,917	0,989	1,04	1,071	1,08	1,071	1,046	1,0	0,859

Участок $0,2 \leq n_0 \leq 0,7$:

$$\left. \begin{array}{l} 0,04a_1 + 0,2b_1 + c_1 = 0,825 \text{ при } n_0 = 0,2; \\ 0,49a_1 + 0,7b_1 + c_1 = 1,08 \text{ при } n_0 = 0,7; \\ dT_0/dn_0 = 1,4a_1 + b_1 = 0 \text{ при } n_0 = 0,7. \end{array} \right\} \quad (4)$$

Из выражений (4) находим: $a_1 = -1,02$; $b_1 = 1,428$; $c_1 = 0,58$.

Таким образом, на участке $0,2 \leq n_0 \leq 0,7$ имеем:

$$T_{01} = -1,02n_0^2 + 1,428n_0 + 0,58.$$

Участок $0,7 \leq n_0 \leq 1,0$:

$$\left. \begin{array}{l} 0,49a_2 + 0,7b_2 + c_2 = 1,08 \text{ при } n_0 = 0,7; \\ dT_0/dn_0 = 1,4a_2 + b_2 = 0 \text{ при } n_0 = 0,7; \\ a_2 + b_2 + c_2 = 1 \text{ при } n_0 = 1. \end{array} \right\} \quad (5)$$

Из выражений (5) находим: $a_2 = -0,889$; $b_2 = 1,244$; $c_2 = 0,644$.

Таким образом, на участке $0,7 \leq n_0 \leq 1$ имеем:

$$T_{0,2} = -0,889n_0^2 + 1,244n_0 + 0,644.$$

Участок $1 \leq n_0 \leq 1,1$:

$$\left. \begin{array}{l} a_3 + b_3 + c_3 = 1 \text{ при } n_0 = 1; \\ dT_0/dn_0 = 2a_3 + b_3 = 2a_2 + b_2 = -0,534 \text{ при } n_0 = 1; \\ 1,21a_3 + 1,1b_3 + c_3 = 0,86 \text{ при } n_0 = 1,1. \end{array} \right\} \quad (6)$$

Из выражений (6) находим: $a_3 = -8,767$; $b_3 = 17$; $c_3 = -7,233$.

Таким образом, на участке $1 \leq n_0 \leq 1,1$ имеем:

$$T_{0,3} = -8,767n_0^2 + 17n_0 - 7,233.$$

Расчетные значения $T_{0\text{pac}}$ приведены в табл. 1, анализ которой показал, что результаты расчета по зависимостям (3) расходятся со статистическими значениями $T_0(n_0)$ на 1 %.

Для дизеля аппроксимируем статистические значения тремя многочленами:

$$\left. \begin{array}{l} T_{01} = a_1n_0^2 + b_1n_0 + c_1; \\ T_{02} = a_2n_0^2 + b_2n_0 + c_2 \\ T_{03} = 1 - \alpha(n_0 - 1), \end{array} \right\} \quad (7)$$

соответственно для участков:

$$\left. \begin{array}{l} n_{0\min} \leq n_0 \leq n_{0T}; \\ n_{0T} \leq n_0 \leq 1,0; \\ 1,0 \leq n_0 \leq n_{0\max}. \end{array} \right.$$

Предположим:

$$\text{при } n_0 = n_{0T}$$

$$dT_0/dn_0 = 2a_1n_{0T} + b_1 = 2a_2n_{0T} + b_2 = 0.$$

Для примера, найдем значения коэффициентов в выражениях (7) для семейства дизелей по данным, приведенным в табл. 2.

Участок $0,4 \leq n_0 \leq 0,6$:

$$\left. \begin{array}{l} 0,16a_1 + 0,4b_1 + c_1 = 1,084 \text{ при } n_0 = 0,4; \\ 0,36a_1 + 0,6b_1 + c_1 = 1,14 \text{ при } n_0 = 0,6; \\ dT_0/dn_0 = 1,2a_1 + b_1 = 0 \text{ при } n_0 = 0,6. \end{array} \right\} \quad (8)$$

Из выражений (8) находим: $a_1 = -1,4$; $b_1 = 1,68$; $c_1 = 0,636$.

Таким образом, на участке $0,4 \leq n_0 \leq 0,6$ имеем:

$$T_{0,1} = -1,4n_0^2 + 1,68n_0 + 0,636.$$

Участок $0,6 \leq n_0 \leq 1,0$:

$$\left. \begin{array}{l} 0,36a_2 + 0,6b_2 + c_2 = 1,14 \text{ при } n_0 = 0,6; \\ dT_0/dn_0 = 1,2a_2 + b_2 = 0 \text{ при } n_0 = 0,6; \\ a_2 + b_2 + c_2 = 1 \text{ при } n_0 = 1. \end{array} \right\} \quad (9)$$

Из выражений (9) находим: $a_2 = -0,875$; $b_2 = 1,05$; $c_2 = 0,825$.

Таким образом, на участке $0,6 \leq n_0 \leq 1$ имеем:

$$T_{0,2} = -0,875n_0^2 + 1,05n_0 + 0,825.$$

На участке $1 \leq n_0 \leq 1,1$, полагая, что при $n_0 = 1,1$ $T_0 = 0$, находим: $\alpha = 10$. Таким образом, на участке $1 \leq n_0 \leq 1,1$ имеем: $T_{0,3} = 1 - 10(n_0 - 1)$.

Результаты расчетов $T_0(n_0)$ по зависимостям (7) приведены в табл. 2, анализ которой показал, что расчетные значения $T_0(n_0)$, полученные по формулам (7), расходятся со статистическими значениями на 1 %.

Для примера найдем максимальную скорость автомобиля из уравнений мощностного баланса [2, 3] с использованием уравнений (3) и (7).

n_0	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1
$T_0 (K_T = 1,14)$	1,084	1,128	1,140	1,130	1,104	1,060	1,0	0
$T_{0\text{pac}}$	1,084	1,126	1,140	1,131	1,105	1,061	1,0	0

Максимальная скорость автомобиля

$$v_{\max} = v_P n_0, \quad (10)$$

где v_P — скорость автомобиля при номинальной мощности двигателя, прямой передаче КПП и $1 \leq n_0 \leq n_{0\max}$.

При этом уравнение мощностного баланса [2, 3]: для двигателя с принудительным воспламенением:

$$\begin{aligned} P_{eP\eta T} P_0 &= P_{eP\eta T} (a_3 n_0^2 + b_3 n_0 + c_3) n_0 = \\ &= a_3^* v_P^3 n_0^3 + b_3^* v_P^2 n_0^2 + c_3^* v_P n_0; \end{aligned} \quad (11)$$

для дизеля:

$$\begin{aligned} P_{eP\eta T} P_0 &= P_{eP\eta T} [1 - \alpha(n_0 - 1)] n_0 = \\ &= a_3^* v_P^3 n_0^3 + b_3^* v_P^2 n_0^2 + c_3^* v_P n_0, \end{aligned} \quad (12)$$

где $P_0 = P_e / P_{eP} = T_0 n_0$ — относительная мощность двигателя; a_3^* — коэффициент, характеризующий аэродинамическое сопротивление; b_3^* и c_3^* — коэффициенты, характеризующие сопротивление качению автомобиля.

После соответствующих преобразований выражений (11) и (12) получаем:

$$a n_0^2 + b n_0 + c = 0. \quad (13)$$

Из уравнения (13) находим $n_0 > 1$, а из уравнения (10) — максимальную скорость v_{\max} автомобиля.

Предложенная аналитическая зависимость $T_0(n_0)$ позволяет определить для двигателя с принудительным воспламенением относительную частоту вращения ко-

ленчатого вала $n_0^* > 0$, при которой реализуется максимальная относительная мощность $P_{0\max}$:

$$\begin{aligned} P_0 &= T_0 n_0 = (a_3 n_0^2 + b_3 n_0 + c_3) n_0 = \\ &= a_3 n_0^3 + b_3 n_0^2 + c_3 n_0, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} dP_0/dn_0 &= 3a_3 n_0^2 + 2b_3 n_0 + c_3 = 0; \\ n_0^* &= \frac{-2b_3 - \sqrt{4b_3^2 - 12a_3 c_3}}{6a_3}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$P_{0\max} = [a_3(n_0^*)^2 + b_3 n_0^* + c_3] n_0^*. \quad (15)$$

Например, при аппроксимации статистических значений $T_0(n_0)$ (см. табл. 1) для рассматриваемого участка $1 \leq n_0 \leq n_{0\max}$ были определены коэффициенты: $a_3 = -8,767$; $b_3 = 17$; $c_3 = -7,233$. Подставляя эти значения в выражения (14) и (15), находим:

$$n_0^* = 1,024; P_{0\max} = 1,0057.$$

Таким образом, $P_{0\max} = P_0 P_{eP} = 1,0057 P_{eP}$, т. е. незначительно (на 0,57 %) превышает номинальную мощность двигателя, гарантированную заводом-изготовителем при номинальной ($n_0 = 1$) частоте вращения коленчатого вала двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2002.
2. Вахламов В. К. Автомобили. Эксплуатационные свойства. М.: Транспорт, 2005.
3. Петров В. А. Теория автомобиля. М.: МГОУ, 1996.

УДК 621.833.6

М. Н. КАРАКУЛОВ, канд. техн. наук (Ижевский ГТУ)

Особенности конструкции и области эффективного использования плунжерных передач

Рассмотрена конструкция и принцип действия плунжерной передачи. Представлен анализ областей использования данного механизма и решаемые с его помощью задачи.

A design and principle of operation of plunger gearing is considered. Analysis its possible use areas and current tasks has been presented.

вмещение функций позволяет получить новый вид механизмов для преобразования движения, а именно, плунжерные передачи, совмещающие в себе два типа кулачковых механизмов: центральный кулачковый механизм и зубчатое зацепление, что значительно расширяет область их применения.

В классификации А. Ф. Крайнева [1] наиболее близким аналогом рассматриваемых механизмов является механизм кулачково-реечной передачи (рис. 1), который также называют волновой реечной передачей. В работе этого механизма заложен принцип волнового преобразования движения, а элементы зацепления представляют собой отдельные звенья. На валу 1 установлены кулачки 2, совершающие вместе с ним вращательное движение. Толкатель 3, совершая возвратно-поступательное движение, закон которого определяет форму кулачка, входит в контакт с рейкой 4, вынуждая ее совершать поступательное движение. Основным отличием плунжер-

С помощью кулачковых механизмов, получивших широкое распространение, можно осуществить практически любой закон движения толкателя, что позволяет решить ряд задач механизации и автоматизации управления приводами в различных областях промышленности. Однако в кулачковых механизмах используют одну высшую пару взаимодействующих поверхностей, в то время как для воспроизведения непрерывного движения в одном направлении необходимо иметь несколько последовательно взаимодействующих пар сопряженных звеньев, образующих зубчатое зацепление. Такое со-

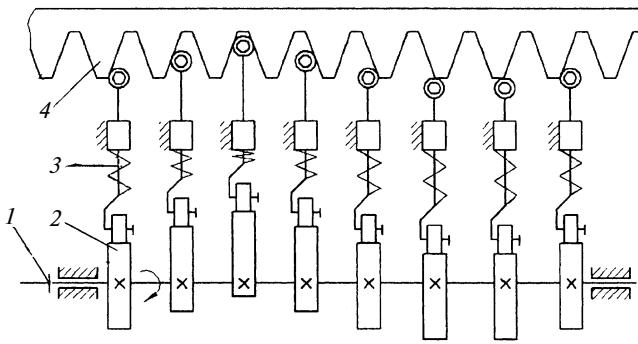


Рис. 1. Кулачково-реечный механизм

ной передачи от рассматриваемого механизма является замена рейки зубчатым колесом внутреннего зацепления, что изменяет кинематическое взаимодействие звеньев и геометрию зацепления, позволяя получить вращательное движение ведомого звена. Полученную передачу можно отнести к зубчато-кулачковым механизмам, при этом частным случаем является предлагаемая плунжерная передача.

В нашей стране теоретические и экспериментальные исследования плунжерных передач [2, 3] были начаты в 1960 г. и продолжаются сегодня.

Редуктор, оснащенный плунжерной передачей (рис. 2), содержит зубчатую муфту 1, жестко закрепленную на кольце-сепараторе 2. Подвижное жесткое зубчатое колесо 3 соединено с плунжерами 4 зубчатой муфтой 1. Плунжеры 4 равномерно расположены по окружности и зафиксированы от угловых перемещений относительно друг друга кольцом-сепаратором 2, который жестко закреплен на зубчатой муфте 1, а от осевых перемещений фиксируются зубчатой муфтой 1, которая выполняет роль крышки корпуса. В пазах плунжеров 4 установлены нерастягивающиеся гибкие элементы (ГЭ) 5 с одинаковым поперечным сечением. В центральное отверстие зубчатой муфты 1 установлен вал 6, зафиксирован-

рованный от радиальных и осевых перемещений подшипниками 7, размещенными в стаканах 8, которые жестко закреплены на зубчатых муфтах 1. На диски-эксцентрики 9, которые размещены и зафиксированы от осевых перемещений на валу 6, установлены подшипники 10, а на них — диски 11.

Плунжерный редуктор работает следующим образом. Вращение вала 6 вместе с закрепленными на нем дисками-эксцентриками 9, которые воздействуют через подшипники 10 на диски 11, вращающимися вокруг собственной оси и одновременно вокруг оси вала 6, вызывает деформирование нерастягивающегося ГЭ 5, при этом плунжеры 4 совершают возвратно-поступательное движение. Плунжеры, находясь в сопряжении с дисками 11, вступают в контакт с подвижным жестким зубчатым колесом 3 и зубчатой муфтой 1, создавая две диаметрально противоположные зоны зацепления, расположенные в одной плоскости. Зубчатое колесо 3 начинает вращаться вокруг вала 6. Плунжеры 4, оказавшиеся в свободной зоне зацепления, выходят из контакта с зубчатым колесом вследствие деформации ГЭ 5 — металлических тросов.

За рубежом большое внимание уделяют геометрии зацеплений зубчато-кулачковых механизмов. Развитие этого направления началось с изучения фрикционных планетарных механизмов с промежуточными телами качения [4, 5]. С увеличением нагрузок, которые передаются с помощью этих механизмов, данные устройства дополнялись зубчатым зацеплением [6, 7]. При дальнейшем развитии этого направления было предложено использовать круговой профиль элементов зацепления, заменив толкателем телом качения: шариком [8] или роликом [9], что позволяет получить, в зависимости от формы сопряженных поверхностей внутреннего зацепления, (гипо-) эпициклоидальное [10] или (гипо-) эпирохоидальное [11] зацепление волновой зубчато-кулачковой передачи (рис. 3). В такой передаче кулачок-волнообразователь, двигаясь со скоростью v_1 , заставляет толкатели, выполненные в виде шариков 1,

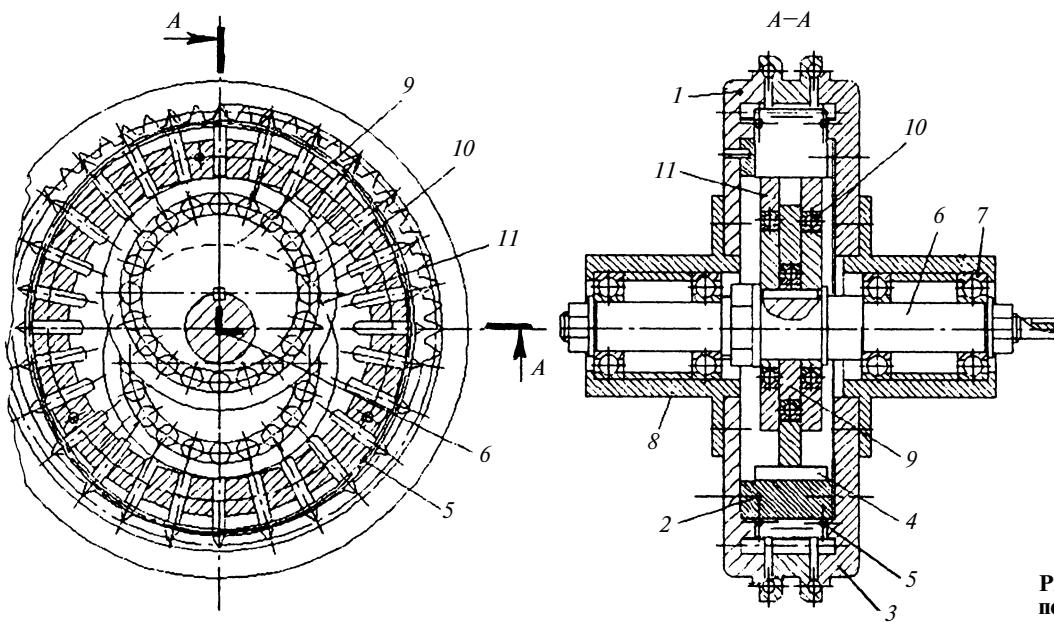


Рис. 2. Редуктор с плунжерной передачей

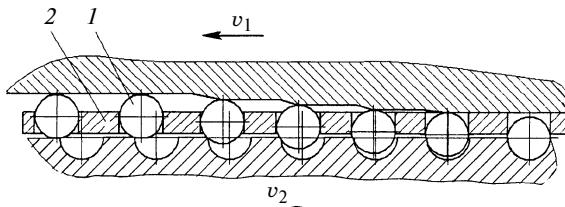


Рис. 3. Передача с толкателями в виде шариков

объединенных в одну группу звеньев с сепаратором 2, совершают возвратно-поступательное движение. Шарики, входя в зацепление с ведомым звеном механизма — колесом внутреннего зацепления, заставляют его совершать движение со скоростью v_2 . Таким образом, получают низкий уровень несопряженности элементов, так как формируется практически точное зацепление с низкими потерями мощности вследствие применения тел качения. Но такое зацепление имеет и ряд недостатков, связанных с низкой технологичностью и высокими контактными напряжениями. Существенными недостатками таких передач, проявляющимися в высокомоментных передачах с телами качения и эксцентриками больших размеров, являются неуравновешенность масс и связанные с ней повышенный уровень шума, биение и повышенное изнашивание.

Полное исключение скольжения (замена его качением в передачах такого типа) из-за разности путей, проходимых телом 1 качения по поверхности генератора волн и поверхности ведомого звена, является сложной задачей, решение которой приводит к получению низкотехнологичного профиля элементов внутреннего зацепления ведомого звена.

Другое аналогичное направление — исследование волновых передач с сегментными зубчатыми колесами, главным отличием которых является разделение гибкого зубчатого колеса на сегменты, содержащие от 1 до 3 зубьев [12]. Видимо тем самым авторы данной конструкции намерены были увеличить ресурс передачи, но при этом возникает существенный недостаток — низкая технологичность сегментов зубчатого колеса.

Основными критериями, характеризующими передачи, являются КПД, массогабаритные параметры и инерционные показатели. Кроме того, оценку качества передачи и область ее эффективного применения можно определить, сравнивая качественные показатели, обусловленные особенностями конструкций.

Такой особенностью является небольшое число деталей, совершающих движение в вязкой среде масляной ванны редуктора, что важно при работе передачи в условиях низких температур, при которых значительно повышается вязкость масла. Это позволяет использовать их в широком диапазоне температур без применения специальных дорогостоящих масел. Еще одно преимущество рассматриваемых передач по сравнению с классическими планетарными и передачами с промежуточными телами качения — возможность получения передачи с саморемонтом, не используя соответствующие геометрические параметры плунжерного зацепления.

Используя волновой принцип преобразования движения, можно получить новый вид волновых механизмов. Благодаря особенностям кинематического взаимодействия элементов такой передачи отсутствуют звенья, совершающие планетарное движение в классическом понимании, что дает возможность применять не только механические волнообразователи, но и газогидравлические генераторы [13]. Полученные таким образом механизмы являются тихоходными безредукторными двигателями с волновым принципом деформирования ГЭ, а не передачами [14], что значительно расширяет область их использования.

На рис. 4 приведены зависимости изменения КПД η различных передач, в том числе плунжерных, от передаточного отношения: от генератора волн к зубчатому колесу при неподвижном сепараторе.

На рис. 5 представлены зависимости изменения показателя инерционности $D(m_b/m)$ от крутящего момента M_b для различных передач, где D — максимальный диаметр передачи; m_b — суммарная масса вращающихся частей; m — общая масса всех деталей передачи. Для сравнения использовали данные, приведенные в работах [1, 14].

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 4 и 5 показал, что КПД η плунжерных передач с жестким элементом (ЖЭ) несколько выше, чем передач с ГЭ, но, в то же время и больше их инерционность. Это объясняется тем, что при равных передаточных числах передача с ЖЭ состоит из двух рядов плунжеров, что утяжеляет ротор и делает его более инерционным по сравнению с пе-

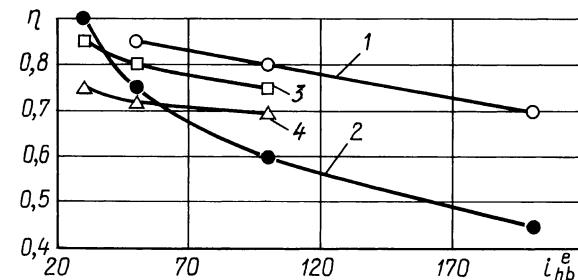


Рис. 4. Зависимости изменения КПД различных передач от передаточного отношения:

1 — волновые с ГЗК; 2 — классические планетарные; 3 — плунжерные с ЖЭ; 4 — плунжерные с ГЭ

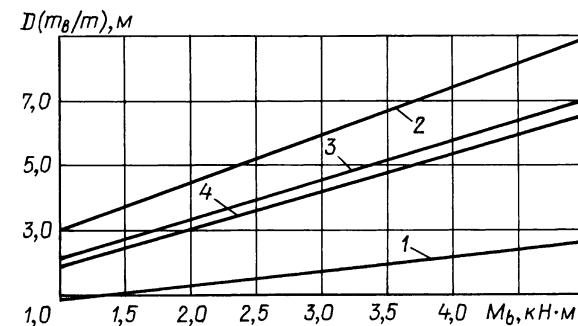


Рис. 5. Зависимости изменения показателя инерционности $D(m_b/m)$ от крутящего момента M_b для различных передач:

1 — волновые с ГЗК; 2 — классические планетарные; 3 — плунжерные с ЖЭ; 4 — плунжерные с ГЭ

редачами, в конструкцию которых входит ГЭ, позволяющий использовать один ряд элементов зацепления. Стоит признать, что КПД и инерционные характеристики волновых передач с ГЗК находятся вне конкуренции с остальными рассмотренными передачами, но при этом имеет место низкая долговечность основной детали — ГЗК, что значительно сужает область их применения.

Приведенные зависимости можно использовать только для предварительной оценки передач. Окончательный выбор схемы должен сопровождаться тщательным анализом производственных и эксплуатационных расходов, связанных с их применением.

Ввиду малой инерционности и сравнительно невысокого КПД плунжерные передачи целесообразно применять в приводах со сравнительно легким и часто реверсируемым режимом работы при небольших частотах вращения валов и передаточных отношениях от 10 до 60, работающих в условиях низких температур. При продолжительном включении или постоянной работе под нагрузкой (особенно при использовании механического волнообразователя и нормальных условиях окружающей среды) в приводах большой мощности может возникнуть необходимость в установке устройств, обеспечивающих принудительный отвод теплоты.

УДК 620.178.162

Г. М. СОРОКИН, В. Н. МАЛЫШЕВ, доктора технических наук
(РГУНГ им. И. М. Губкина)

Влияние механических характеристик сталей на износ и коэффициент трения при абразивном изнашивании

Рассматриваются особенности изнашивания сталей при трении скольжения по монолитному абразиву. Получены аналитические зависимости износа и коэффициента трения от основных факторов, влияющих на процесс трения. Предложен комплексный критерий износостойкости, учитывающий прочностные и пластические свойства материала. Показана хорошая сходимость расчетных и экспериментальных данных.

Wearing peculiarities of steels at a sliding friction over a monolithic abrasive are considered. Analytic dependences of the wear and friction coefficient from basic factors influencing on the friction process have been obtained. A complex wear resistant criterion allowing for the strengthening and plastic properties of the material has been proposed. The calculated results are in good agree with experimental data.

За последние годы накоплен большой экспериментальный материал, характеризующий основные закономерности, качественную картину, области проявления и критерии оценки износостойкости сталей и сплавов при различных видах изнашивания. Особенно это касается механического изнашивания контактирующих поверхностей в узлах машин при действии абразива и иных твердых частиц, когда характер внешнесилового воздействия на пары трения существенно различается. Имеется в виду взаимодействие рабочих поверхностей деталей машин с монолитным и незакрепленным абразивом и металлом без абразива при трении скольжения и качения, при уда-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крайнев А. Ф. Словарь-справочник по механизмам. М.: Машиностроение, 1987. 560 с.
2. Ястребов В. М. Теоретическое исследование плунжерной передачи // Известия вузов. Машиностроение. 1962. № 8. С. 27–36.
3. Калабин С. Ф. Коэффициент перекрытия плунжерной передачи // Сб. "Механические передачи". Ижевск: Изд-во ИМИ, 1975. С. 139–144.
4. Pat. 2106733 USA: Speed changing mechanism.
5. Pat. 3227005 USA: Gearless transmission.
6. Pat. 3192799 USA: Transmission drive elements.
7. Pat. 4078454 USA: Screw extruder.
8. Pat. 5183443 USA: Speed Reducer.
9. Pat. 4584904 USA: Epicyclic transmission having free rolling roller driving elements.
10. Pat. 4838741 USA: Method for making an epicyclic speed reducer.
11. Pat. 4282777 USA: Pancake planetary drive.
12. WO 94/12812. Epicyclic roller gear with two round bodies provided with teeth and segments which may be successively pressed on the teeth.
13. Пат. 2278979 РФ: Плунжерный газогидравлический двигатель.
14. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи. М.: Высшая школа, 1981. 160 с.

ре, в потоке воздуха, жидкости или газа, при движении в массе незакрепленного абразива и др. [1–6].

Накопленные экспериментальные данные и выявленные закономерности позволяют предложить аналитический метод расчета величины износа различных материалов [7–10] при абразивном изнашивании. При этом непреложным фактом, подтвержденным экспериментально, является то, что износостойкость материалов при абразивном изнашивании следует рассматривать как структурно-чувствительный показатель.

Чтобы деформировать или разрушить твердое тело с последующим отделением его структурных составляющих в виде частиц износа, к нему необходимо приложить внешнюю силу. Работа, выполняемая внешней силой, должна быть равна или превышать энергию связи атомов твердого тела в поверхностных слоях его структуры. Поскольку в процессе трения сила, приложенная в любой точке контакта, изменяется от нуля до максимальной величины при расчете необходимо брать среднее значение силы на единицу поверхности трения, т. е. удельную нагрузку на площади контакта твердых тел. Следовательно, работу, которую выполняет внешняя сила при трении твердых тел, можно представить уравнением

$$A = pSL, \quad (1)$$

где p — удельная нагрузка; S — площадь контакта; L — путь трения.

В соответствии с экспериментальными данными к основным факторам, влияющим на абразивную износостойкость материала при трении, относятся: соотношение твердостей абразива и материала; средний размер зерна абразивных частиц; механические характеристики материала; площадь контакта и путь трения.

Изучение влияния соотношения твердостей абразива H_a и материала H_m на износ позволило выявить функциональную зависимость [10]:

$$\varepsilon = e^n(H_a/H_m)^{-1}, \quad (2)$$

где n — показатель, зависящий от склонности материала к хрупкому разрушению.

На этой зависимости можно выделить три характерные области с различной степенью изнашивающей способности абразива [11]: изнашивание практически отсутствует; изнашивание увеличивается пропорционально твердости абразива; изнашивание металла не меняется с увеличением твердости абразива.

При переходе из одной области в другую наблюдается пороговое изменение интенсивности изнашивания, обусловленное изменением механизма изнашивания: при этом величина износа меняется от нуля до максимума. Границы областей характеризуют "критические" условия изнашивания, определяемые соотношением твердостей абразива и испытуемого материала. В первой области ($H_a/H_m < 0,7$) относительная изнашивающая способность абразива практически равна нулю. Вторая область ограничена нижним ($H_a/H_m = 0,7$) и верхним (от 1,3 до 2,2) пределами, что объясняется условиями взаимодействия частиц абразива с поверхностью материала. Третья область (в пределах соотношения $H_a/H_m > 1,3 \div 2,2$) характеризуется постоянством изнашивающей способности абразива независимо от величины этого соотношения.

Анализ полученных данных позволил выявить условия, при которых меняется эффективность воздействия абразивной частицы на металл: при $H_a/H_m = 0,7$ явного повреждения поверхности металла не происходит; при $H_a/H_m > 0,7$ повреждение проявляется в виде микрорезания, пластического деформирования или прямого внедрения. Причем независимо от схемы испытания соотношение твердости абразива и металла влияет на изнашивание практически одинаково. Таким образом, соотношение H_a/H_m должно входить в формулу для расчета износа материала. Результаты исследований [7, 10, 11] и уравнение (2) показывают, что при абразивном изнашивании износостойкость материала обратно пропорциональна соотношению твердостей абразива и материала. Эта зависимость справедлива для всех материалов при любых значениях H_a/H_m .

Увеличение среднего размера зерна абразива от минимального значения до определенной величины вызывает прямо пропорциональное увеличение износа; при достижении критического размера зерна дальнейшее его увеличение не отражается на величине износа материала, т. е. износ остается постоянным. Критический размер зерна абразива крупной фракции определя-

ют из выражений: для черных металлов и их сплавов — $\beta = \Delta/100$ мкм; для цветных металлов и их сплавов — $\beta = \Delta/120$ мкм. Здесь β — коэффициент, отражающий влияние среднего размера зерна крупной фракции на износ материала; Δ — средний размер зерна абразива крупной фракции. Экспериментальные данные показывают, что при $\beta \geq 1$ величина износа остается постоянной. Отсюда следует, что в уравнении износа при размере зерна $\Delta \geq 100$ мкм для черных металлов и $\Delta \geq 120$ мкм для цветных металлов параметр β должен приниматься равным единице.

Влияние механических характеристик материала обуславливает сопротивление поверхности абразивному изнашиванию. В исследованиях [1—6, 10] влияние механических характеристик материалов на износ оценивалось через модуль нормальной упругости в предположении, что в процессе трения, когда происходит деформирование или разрушение структуры тела, материал ведет себя как упругое твердое тело. При этом показателем жесткости материала является модуль нормальной упругости. Однако этот параметр механических свойств материала является структурно-нечувствительным показателем и не в полной мере отражает сопротивление материала абразивному изнашиванию. С учетом новых представлений о природе механического изнашивания, заключающихся в том, что такое изнашивание представляет собой одну из разновидностей разрушения [7—9, 12], которое развивается в микрообъемах металла на контакте трения или соударения, для оценки износостойкости материала предлагается использовать комплексный показатель в виде произведения предела прочности на относительное сужение ($\sigma_b \psi$). Такой обобщенный критерий, учитывающий одновременно характеристики прочности и пластичности материала, наиболее полно объясняет природу механического изнашивания, поскольку позволяет обосновать единство критериальной основы повышения износостойкости, заключающееся в повышении комплекса механических характеристик, как прочности, так и пластичности.

Таким образом, влияние каждого из рассмотренных факторов с учетом влияния коэффициента трения позволяет записать уравнение абразивного износа материала в следующем виде:

$$u = f \frac{H_a}{H_m} \frac{A}{(\sigma_b \psi)} \beta \gamma, \quad (3)$$

где u — износ по массе; f — коэффициент трения; γ — плотность материала; σ_b — временной предел прочности; ψ — относительное сужение.

С учетом равенства (1) получим:

$$u = f \frac{H_a}{H_m} \frac{pSL}{(\sigma_b \psi)} \beta \gamma. \quad (4)$$

Уравнение (4) позволяет определить массовый износ материала в условиях трения по абразиву без смазывания. Для определения линейного износа Δl после соответствующих преобразований можно записать:

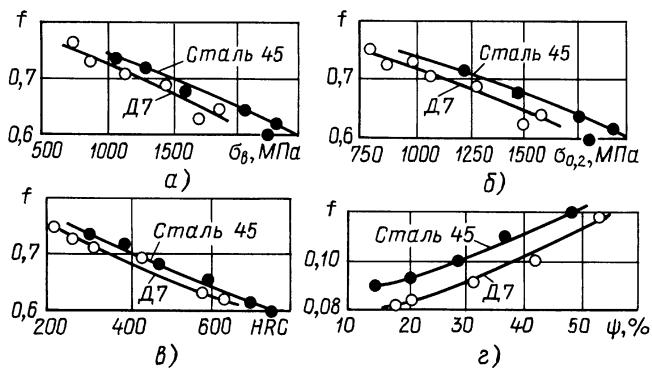


Рис. 1

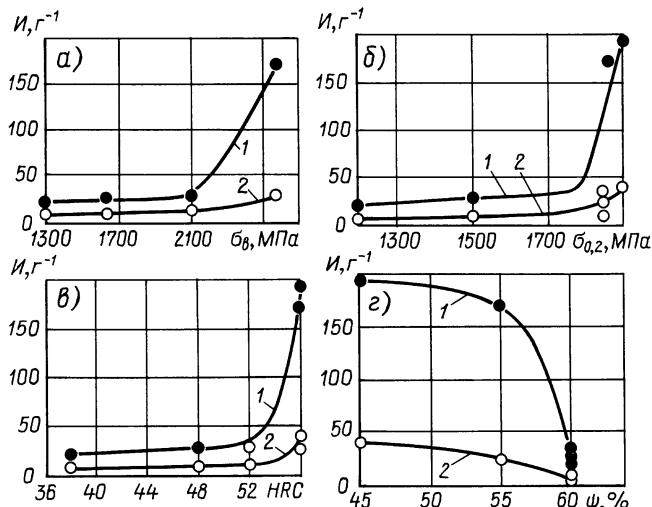


Рис. 2

$$\Delta I = f \frac{H_a}{H_m} \frac{pL}{(\sigma_B \psi)} \beta. \quad (5)$$

Из выражений (4) и (5) можно определить коэффициент трения в условиях абразивного изнашивания с учетом массового и линейного износов соответственно:

$$f = u H_m (\sigma_B \psi) / H_a p S L \beta \gamma; \quad (6)$$

$$f = \Delta I H_m (\sigma_B \psi) / H_a p L \beta. \quad (7)$$

Влияние механических свойств на коэффициент трения исследовали при трении материала по монолитному абразиву без смазочного материала на установке, воспроизводящей схему трения "диск—палец". В каче-

стве монолитного абразива (диска) использовали абразивный круг из электрокорунда твердостью $H_a = 2290$ кгс/мм², материалом служили образцы цилиндрической формы диаметром 10 мм и длиной 30 мм. Удельная нагрузка составляла 1,27 МПа, скорость скольжения — 0,3 м/с. Такой режим обеспечивал условия трения, при которых поверхность трения металла не оплавлялась и не намазывалась, т. е. metallизации дорожки трения не происходило.

При раздельном учете влияния на коэффициент трения f механических характеристик выявились две принципиально различные зависимости: при увеличении характеристик прочности (σ_B , $\sigma_{0.2}$, HRC) коэффициент трения снижался, при повышении показателей пластичности (ψ) — увеличивался (рис. 1). Для пределов прочности σ_B , текучести $\sigma_{0.2}$ и твердости HRC были получены однотипные зависимости, однако при равных значениях всех характеристик прочности для разных сталей коэффициент трения был различным.

Сопоставление зависимостей коэффициента трения f и износстойкости одной и той же стали D5 от характеристик прочности (σ_B , $\sigma_{0.2}$ и HRC) и пластичности (ψ) при абразивном изнашивании свидетельствует о полном их подобии (рис. 2). Зависимости 1 получены при испытаниях в течение первых 30 мин, зависимости 2 — после 240 мин испытаний. При увеличении прочности материала износ уменьшается, а износстойкость повышается. Характеристики пластичности влияют на износ аналогично: повышение пластичности вызывает увеличение износа и коэффициента трения при скольжении по абразиву.

Уменьшение коэффициента трения при абразивном изнашивании материала по монолитному абразиву при увеличении прочности материала следует связывать с увеличением упругих характеристик контакта, что приводит к уменьшению фактической площади контакта и глубины взаимного внедрения частиц абразива в металл, т. е. глубины съема металла. В условиях трения без смазочного материала по монолитному абразиву, когда идет непрерывный съем металла с поверхности, коэффициент трения характеризует интенсивность изнашивания: чем он больше, тем больше износ. В известной мере он является показателем сопротивления поверхности металла изнашиванию в результате микрорежущего действия абразивных частиц. Поэтому коэффициент трения с полным основанием можно считать

Таблица 1

Химический состав испытанных сталей

Марка стали	Содержание химических элементов, %										
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	V	S и P	Co	W	Ti
95Х18	1,0	≤0,8	≤0,7	18	—	—	—	≤0,03	—	—	—
110Г13Л	1,1	—	13	1	1	—	—	—	—	—	—
H18K9M5T	—	—	—	—	18	5	—	—	9	—	1
P18	0,8	≤0,4	≤0,4	4,2	≤0,4	0,3	1,2	≤0,03	—	18	—
X12M	1,55	0,25	0,35	12	—	0,5	0,25	≤0,03	—	—	—
40Х13	0,4	0,30	0,65	1,3	≤0,4	—	—	≤0,04	—	—	—
Д6	0,58	0,26	0,55	0,8	1,2	—	—	—	—	—	—
Д7	0,7	0,25	0,42	0,6	1,5	—	0,22	—	—	—	—
Д5	0,47	0,27	0,69	1	1,4	0,18	0,25	≤0,02	0,25	0,25	0,25
45	0,45	0,28	0,70	0,25	0,25	—	—	≤0,04	—	—	—

Механические свойства сталей при температуре отпуска 200 °С, износостойкость и коэффициент трения

Марка стали	σ_b	$\sigma_{0,2}$	HRC/H_m , кгс/мм ²	δ	ψ	$\sigma_b \psi$, МПа	И, г ⁻¹	u , г	$f_{\text{расч}}$	$f_{\text{эксп}}$
	МПа			%						
Д5	2550	1850	56/653	12	55	140 250	1,9	0,52	1,78	1,34
Д6	2500	2000	57/682	8	40	100 000	—	—	—	—
Д7	2100	2100	57/682	7,5	23	48 300	1,75	0,57	0,70	0,73
H18K9M5T	1070	900	31/292	7	—	—	0,54	1,85	—	—
95Х18	1800	1700	61/800	8	8	14 400	2,4	0,42	0,18	0,22
110Г13Л	480	327	22/229	37	28	13 440	0,79	1,26	0,15	0,27
X12M	730	730*	59/741	—	10	7300	1,69	0,59	0,12	0,09
40Х13	1850	1520	48/509	7	8	14 800	0,73	1,37	0,38	0,45
P18	1150	1150*	58/704	—	5	5 750	1,51	0,66	0,10	—
45	1700	1700*	49/521	8	8	13 600	0,98	1,02	0,27	0,36

* Предел текучести образцов, разрушившихся при испытании хрупко, принят равным пределу прочности.

косвенным показателем износстойкости сталей при абразивном и других видах механического изнашивания. Однако, имея в виду общие принципы абразивного изнашивания, можно утверждать, что коэффициент трения так же, как и износстойкость, — показатель, зависящий от многих факторов, и в первую очередь — от соотношения механических свойств материалов пары трения.

Анализ формул (6) и (7) для определения коэффициента трения с учетом химического состава и механических свойств сталей разных структурных классов (табл. 1) показал, что значения коэффициентов трения, полученные по указанным формулам, достаточно хорошо коррелируют с данными экспериментальных исследований (табл. 2).

Таким образом, в результате проведенных исследований установлены зависимости износа и коэффициента трения от механических характеристик сталей, получены аналитические зависимости для определения износа и коэффициента трения, учитывающие основные параметры абразивного изнашивания и механические характеристики материалов. В рамках критериального подхода к выбору износстойких сталей полученное выражение для коэффициента трения обоснованно может служить косвенным показателем износстойкости, а использование комплексного критерия, характеризующего прочностные

и пластические свойства испытуемых материалов, повышает достоверность полученных результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Хрушов М. М., Бабичев М. А. Абразивное изнашивание. М.: Наука, 1970. 251 с.
- Тененbaum М. М. Сопротивление абразивному изнашиванию. М.: Машиностроение, 1976. 270 с.
- Голего Н. Л. Технологические мероприятия по борьбе с износом в машиностроении. Киев: Машгиз, 1961. 192 с.
- Костецкий Б. И. Поверхностная прочность материалов при трении. Киев: Техника, 1976. 289 с.
- Кашеев В. Н. Процессы в зоне фрикционного контакта металлов. М.: Машиностроение, 1978. 215 с.
- Козырев С. П. Гидроабразивный износ металлов при кавитации. М.: Машиностроение, 1971. 139 с.
- Сорокин Г. М. Трибология сталей и сплавов. М.: Недра, 2000. 316 с.
- Сорокин Г. М. Инженерные критерии определения износстойкости сталей и сплавов при механическом изнашивании // Вестник машиностроения. 2001. № 11. С. 57–59.
- Сорокин Г. М., Кривошеев Ю. В. О природе усталостных разрушений // Вестник машиностроения. 2004. № 6. С. 23–26.
- Виноградов В. Н., Сорокин Г. М., Доценко В. А. Абразивное изнашивание бурильного инструмента. М.: Недра, 1980. 207 с.
- Сорокин Г. М., Малышев В. Н. Влияние абразива на природу механического изнашивания // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 24–26.
- Сорокин Г. М., Малышев В. Н. Аспекты металловедения в природе механического изнашивания // Трение и износ. 2005. Т. 26. № 6. С. 598–607.

УДК 621.892.6:621.833.2

Д. А. МАРИНУШКИН, О. И. РАБЕЦКАЯ, А. С. ЩЕЛКАНОВ, канд. техн. наук
(Сибирский федеральный университет, г. Красноярск)

Исследование влияния добавки модифицированной технической сажи на рабочие характеристики гипоидных передач при смешанном режиме смазывания

Долговечность гипоидных передач в значительной мере определяется напряженным состоянием в зацеплении, которое зависит от прилагаемых усилий, геометрических и физико-механических параметров зацепления, а также свойств используемого смазочного материала [1–3]. Уменьшение сил трения путем улучшения свойств смазочных материалов при

использовании твердых порошковых добавок, влияет на величину и распределение контактных давлений в зацеплении, снижая температуру контакта, предотвращает задиры и схватывание контактирующих поверхностей [4–6].

Исследования [2, 7] показали, что расхождения теоретических результатов с экспериментальными доста-

точно существенны и для зубчатых передач в среднем составляют 20 %.

При смешанном режиме смазывания существуют отдельные зоны контакта металлических материалов, площади которых малы по сравнению с номинальной площадью трения. В этих зонах имеются сообщающиеся между собой микрообласти, заполненные смазочным материалом и продуктами износа. С учетом этого коэффициент трения при смешанном смазывании определяется по формуле

$$f_{\text{см}} = f_{\text{гр}} + \frac{\mu}{\bar{p}} \frac{\partial u}{\partial z},$$

где $f_{\text{гр}}$ — коэффициент граничного трения, методика определения которого предложена в работе [8]; \bar{p} — среднее давление в зоне контакта; $\mu(\partial u / \partial z) = \tau_{\text{ж}}$ — сдвиговое напряжение в слое жидкости, μ — коэффициент динамической вязкости смазочного материала.

При скольжении двух смазываемых твердых тел возникает раздвигающая гидродинамическая сила $P_{\text{ж}}$, уменьшающая нормальное усилие, а следовательно, и деформацию контакта, в результате чего смазочный материал проникает между выступами шероховатой поверхности зубчатых колес. Среднее усилие, возникающее в области зацепления, можно представить как сумму усилий, действующих в слое смазочного материала (гидравлический клин) и в неровностях, разделенных тонкой пленкой смазочного материала (рис. 1).

Контактное давление в вязкоупругом слое единичного выступа определяется выражением [9]

$$p_K = \frac{32 P_n}{\pi d^4} x^2 \alpha. \quad (1)$$

Здесь P_n — нормальное усилие; d — средний диаметр пятна контакта выступа неровности; x — расстояние от выступов до сечения профиля, определяемое параметром R_{max} ; α — доля контактирующих выступов неровностей, приходящихся на номинальную площадь контакта A_a [10]:

$$\alpha = A_a K_B K_{\omega} \left[\left(\frac{2 R_B}{H_B} \right)^{1/2} \theta p_a \right]^{\frac{v_{\omega}}{v_{\omega} + \delta}} \frac{b v}{2 \pi R_B H_B} x^{v - 1}$$

где b и v — параметры опорной кривой; R_B — приведенный радиус скругления вершины выступа неровностей; H_B — максимальная высота от впадины до вершин выступов; p_a — максимальное давление на номинальной площади контакта (по Герцу); θ — коэффициент упру-

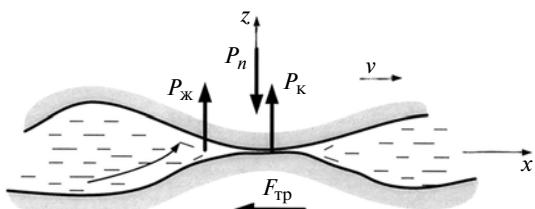


Рис. 1. Схема контакта поверхностей зубчатого зацепления в режиме смешанного смазывания

гости материала; K_B , K_{ω} , δ , v_{ω} — коэффициенты, учитывающие шероховатость поверхностей [10].

Рассматривая эффект граничного скольжения, традиционно используют граничное условие, которое основано на предположении о том, что скорости граничной поверхности и скорость прилегающей к ней жидкости равны. Но поскольку поверхность зуба не является абсолютно твердой, то вследствие эффекта Ребиндера и диспергирования поверхностей скорость на границе между смазочным материалом и твердым телом не равна нулю, что подтверждают работы [11, 12]. Это объясняется эффектом граничного скольжения, который на сегодняшний день мало исследован.

Рассмотрим влияние эффекта граничного скольжения в зоне контакта зубьев гипоидных передач при смешанном и жидкостном режимах смазывания с использованием чистого масла и масла с порошковой добавкой.

Для описания течения в масляных пленках воспользуемся уравнением Стокса:

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}, \quad (2)$$

где p — давление; $\mu = \mu_0 \exp(\beta p)$, — коэффициент динамической вязкости, зависящий от рабочего давления и рабочей температуры, так как пьезокоэффициент β вязкости прямо пропорционален температуре, μ_0 — коэффициент динамической вязкости при атмосферном давлении.

Введение в смазочный материал модифицированной технической сажи ($0,7 \div 1 \%$ по массе) повышает вязкость на $6 \div 10 \%$ [5, 6].

Интегрируя уравнение (2), определяем компоненты скорости:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial z} &= \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} z + C_1; \\ u &= \frac{1}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где C_1 , C_2 — постоянные интегрирования.

Для того чтобы найти постоянные C_1 и C_2 рассмотрим граничные условия:

$$\left. \begin{aligned} z = h, k_2 \frac{\partial u}{\partial z} + (u - u_2) &= 0; \\ z = 0, -k_1 \frac{\partial u}{\partial z} + (u - u_1) &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Предположим, что пленки двигаются со скоростью основного слоя. Тогда сдвиговые напряжения в пленке будут отличаться от сдвиговых напряжений в основном слое, потому что свойства пленок отличаются от свойств основного слоя (рис. 2).

Тогда коэффициенты граничного скольжения имеют вид:

$$k_1 = \frac{\mu_0}{\mu_1} \frac{\delta_1}{\Delta}, \quad k_2 = \frac{\mu_0}{\mu_2} \frac{\delta_2}{\Delta},$$

где $k_1, 2$ — коэффициенты граничного скольжения относительно границ 1 и 2; μ_0, μ_1, μ_2 — динамические ко-

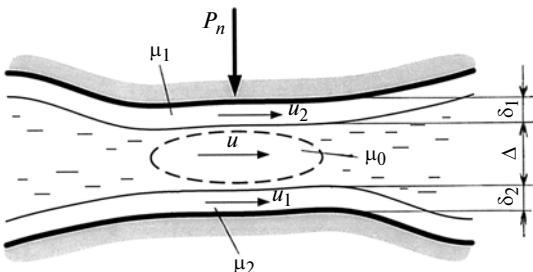


Рис. 2. Схема движения смазочных слоев

эффективы вязкости в соответствующих смазочных слоях; δ_1 , δ_2 — толщины пленок; Δ — толщина основного слоя.

Подставив выражение (3) в граничные условия (4), найдем постоянные C_1 и C_2 . Тогда выражение для компонент скорости примет вид:

$$u = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left[\frac{-(k_1 + z)(k_2 + \frac{h}{2})h}{k_2 + k_1 + h} + \frac{z^2}{2} \right] + \frac{(u_2 - u_1)(k_1 + z)}{k_2 + k_1 + h} + u_1. \quad (5)$$

Интеграл выражения (5) по толщине пленки представляет собой расход смазочного материала на единицу ширины пленки по оси x :

$$Q_x = -\frac{1}{3\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h^2 \left[h \left(k_2 + k_1 + \frac{h}{4} \right) + 3k_1 k_2 \right]}{k_2 + k_1 + h} + \frac{h}{2} \left[\frac{(u_2 - u_1)(h + 2k_1)}{k_2 + k_1 + h} \right] + u_1 h. \quad (6)$$

Выражение (6) подставим в уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial p}{\partial t} h + \frac{\partial p}{\partial x} Q_x = 0, \text{ где } \rho — \text{плотность жидкости.}$$

Тогда, учитывая, что $k_1 = k_2 = k$, получим:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x} h u_2 = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^2 \frac{\partial p}{\partial x} [h(8k + h) + 3k^2]}{2k + h} \right]. \quad (7)$$

Толщина смазочного слоя определяется выражением

$$h(x) = h_0 + \frac{(r_2 - r_1 - h_0)}{2r_1 r_2} x^2 + C_p + R_z \cos(f_0 \frac{x}{r_2}).$$

Здесь h_0 — минимальная толщина смазочного слоя; r_1, r_2 — радиусы кривизны контактирующих поверхностей; R_z — параметр шероховатости поверхности; f_0 — отклонение формы поверхности зуба; $C = \frac{d(1+\eta)(1-2\eta)}{E(1-\eta)}$, где d — толщина упругого слоя; E — модуль упругости; η — коэффициент Пуассона.

Решая совместно уравнения (1) и (7), найдем среднее давление в зоне контакта с учетом влияния шероховатости и эффекта граничного скольжения. При этом момент трения находим по формуле

$$M_{tp} = F_{tp} R \sin \theta = \left(f_{tp} + \frac{\mu}{p} \frac{\partial u}{\partial z} \right) P_n R \sin \theta,$$

где θ — угол между вектором силы трения и радиусом R (R — расстояние от центра вращения гипоидного колеса до полюса зацепления); P_n — нормальная нагрузка.

Математическое моделирование работы гипоидной пары показало, что при уменьшении скорости могут иметь место области опасного сближения сопряженных поверхностей и разрыв смазочного слоя, что приведет к непосредственному контакту металлических поверхностей. В этом случае смазочный материал с твердыми добавками будет работать как защитный слой, обеспечивая защиту от задиров и схватывания.

Достоверность полученных теоретических данных проверяли экспериментально — проводили испытания на установке, имитирующей работу гипоидных передач. Определяли зависимости изменения момента трения от нагрузки и частоты вращения вала зубчатого колеса при использовании чистого масла ТМ-5-18 и масла ТМ-5-18 + МТС, содержащего модифицированную техническую сажу (МТС) (рис. 3 и 4). При этом нагрузку N

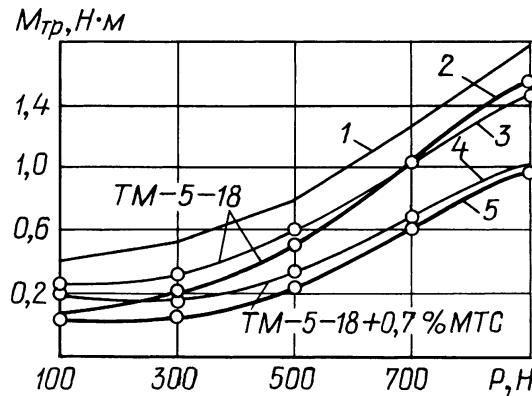


Рис. 3. Зависимости изменения момента M_{tp} трения от нагрузки P при частоте вращения зубчатого колеса 1500 мин^{-1} и нагрузке 500 Н :

1 — без учета шероховатости и эффекта граничного скольжения; 2, 5 — экспериментальные данные; 3, 4 — с учетом шероховатости поверхности и эффекта граничного скольжения

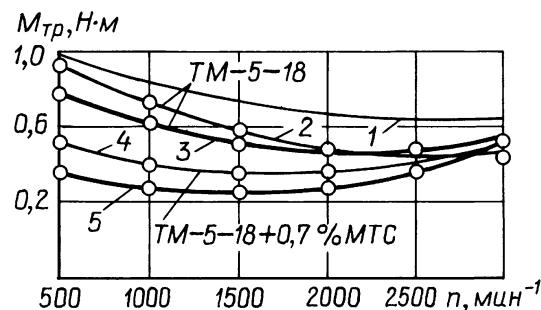


Рис. 4. Зависимости изменения момента M_{tp} трения от частоты n вращения вала зубчатого колеса гипоидной передачи при нагрузке 500 Н :

1 — без учета шероховатости поверхности и эффекта граничного скольжения; 2, 4 — с учетом шероховатости поверхности и эффекта граничного скольжения; 3, 5 — экспериментальные данные

изменяли от 100 до 900 Н; частоту вращения вала — от 500 до 3000 мин⁻¹. Вязкость масел ТМ-5-18 и ТМ-5-18 + + МТС при температуре 100 °С — 20,7 и 22,4 сСт. Было установлено, что оптимальное содержание МТС в смазочном материале составляет 0,7 %.

Анализ экспериментальных и расчетных данных показал хорошую сходимость. Расчетные значения моментов трения, полученные с учетом шероховатости поверхностей и эффекта граничного скольжения (см. рис. 3, кривые 3 и 4; рис. 4, кривые 2 и 4), отличаются от значений, полученных экспериментальным путем (см. рис. 3, кривые 2 и 5; рис. 4, кривые 3 и 5), в среднем на 10 %, а без учета шероховатости поверхности и эффекта граничного скольжения (см. рис. 3 и 4, кривые 1) — на 22 %.

Исследования показали, что с введением 0,7 % (по массе) присадки МТС момент трения в гипоидной передаче уменьшается в среднем на 90 %. Большое влияние МТС оказывает при малых частотах вращения. При частоте вращения более 2000 мин⁻¹ расхождение моментов трения составляет не более 10 %.

Таким образом, установлено, что оптимальное содержание модифицированной технической сажи в смазочном материале, обеспечивающее наилучшие показатели работы гипоидных передач (температура, износ и момент трения), составляет 0,7 %. Масло ТМ-5-18 с добавкой 0,7 % МТС при увеличении нагрузки и малых частотах вращения позволяет снизить момент трения в 2 раза и более.

УДК 620.16

В. М. СУРИН, д-р. техн. наук, С. М. ДЗЕРЖИНСКИЙ, канд. техн. наук
(Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники, г. Минск)

Сравнение режимов стендовых испытаний изделий на вибропрочность

Представлен анализ различных методов стендовых испытаний на вибропрочность изделий, подверженных механическим воздействиям при эксплуатации и транспортировании. Получены соотношения, устанавливающие эквивалентность испытаний при синусоидальной и случайной вибрациях при типовых и форсированных воздействиях.

Analysis of different development vibration-survival test methods of the items, subjected to mechanical affects at exploitation and transfer movement, has been presented. Relationships have been obtained, determining a testing equivalence at sinusoidal and random vibrations under typical and forced effects.

Значительная часть изделий в процессе эксплуатации и транспортирования подвергается периодическим и случайным механическим воздействиям, которые не редко являются причиной их отказа. Стандартами предусмотрены стендовые испытания на вибропрочность при действии синусоидальной (ГОСТ 28.203) и случайной (ГОСТ 28.220) вибраций. Разнообразие рекомендуемых методов испытаний является результатом поиска компромиссного решения, которое удовлетворяло

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Громан М. Б., Шлейфер М. А. Конические передачи с круговыми зубами. Расчет и элементы конструкции. М.: Машиностроение, 1964.
- Журавлев Г. А., Иофис Р. Б. Гипоидные передачи. Проблемы и развитие. Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского университета, 1978. 160 с.
- Лопато Г. А., Кабатов Н. Ф., Сегаль М. Г. Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
- Повышение долговечности подшипников качения за счет твердых присадок к трансмиссионным маслам / А. Е. Митяев, В. Ф. Терентьев, С. И. Щелканов и др. // Вестник Красноярского ГТУ. Вып. 21. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2000. С. 59—62.
- Точильников Д. Г., Гинзбург Б. М. Влияние С₅₀-содержащих присадок к смазочному маслу на оптимизацию процессов изнашивания при граничном трении металлов // ЖТФ. 1999. № 6. С. 102—105.
- Терентьев В. Ф., Редкоус К. А., Щелканов С. И. Влияние размера и состава порошков на противоизносные свойства масел // II междунар. конф. "Износостойкость машин". Красноярск, 1996. С. 51, 52.
- Расчет контактных давлений в конических передачах с круговыми зубьями / Г. И. Шевелева, А. Э. Волков, А. А. Крикунов и др. // Конверсия в машиностроении. 2002. № 2.
- Тихомиров В. П., Шахнук Л. А. Трение при граничной смазке. Брянск: БГТУ, БГИТА, 2005. С. 8.
- Мур Д. Основы применения трибоники. М.: Мир, 1978. 472 с.
- Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 576 с.
- Yingxi Zhu, Steve Granick. Limits of the Hydrodynamic No-Slip Boundary Condition // Physical Review Letters. V. 88. N. 10. 2002. P. 106—110.
- Ernö Baka. Calculation of the Hydrodynamic Load Carrying capacity of Porous Journal Bearings // Periodica Polytechnica. V. 46. N. 1. P. 3—14.

бы близко требованиям имитации реальных воздействий и их экономичной реализации. Первому условию наиболее полно соответствуют испытания при действии широкополосной случайной вибрации (ШСВ), но проведение таких испытаний на предприятиях сдерживается отсутствием задающей и контролирующей аппаратуры. Испытания при действии синусоидальной вибрации легко воспроизводимы из-за наличия соответствующего испытательного оборудования и простоты технологии их проведения, а также вследствие качественной связи с реальными условиями эксплуатации.

Различные по конструктивному исполнению элементы, накапливающие при многократных воздействиях повреждения, будем рассматривать в виде колебательной системы масса—пружина—демпфер с такими параметрами, как собственная частота f_0 и добротность Q — передаточный коэффициент на резонансе. Эти параметры могут быть заданы или их находят предварительно путем определительных испытаний. Изделие как совокупность элементов можно представить в виде своеобразного полосового фильтра, усиливающего ко-

лебания с частотами, близкими к собственным частотам элементов. Частоты вынужденных колебаний, близкие к собственным частотам, создают опасные режимы нагружения элементов. Отказы при испытаниях на вибропрочность обусловлены многоцикловой усталостью.

Основным методом испытаний при синусоидальной вибрации является метод качающейся частоты, сущность которого заключается в плавном изменении частоты $f(t)$ возбуждения в заданном диапазоне от нижней (f_{H}) до верхней (f_{B}) частоты за время T и обратно, для того чтобы резонансы элементов испытываемого изделия возбуждались последовательно. Так как значительную часть повреждений элементы получают в полосе резонанса, необходимо чтобы все элементы изделия, резонансы которых попадают в диапазон частот $f_{\text{H}} \leq f \leq f_{\text{B}}$, имели одинаковое время возбуждения на резонансе. Этому условию соответствуют испытания с экспоненциальной зависимостью изменения частоты возбуждения $f(t) = f_{\text{H}} \exp(rt)$, где $r = \ln(f_{\text{B}}/f_{\text{H}})/T$ — коэффициент, характеризующий скорость изменения частоты. Задаваемая скорость изменения частоты возбуждения должна обеспечивать установившиеся колебания на всех частотах диапазона испытаний; ускорение, задаваемое стендом, постоянно.

Временная функция реакции элемента при испытании методом качающейся частоты — гармоническая, с изменяющейся частотой. Амплитуда A_{K} реакции равна амплитуде a задаваемого стендом постоянного ускорения, умноженной на передаточный коэффициент β . Так как передаточный коэффициент зависит от отношения $f(t)/f_0$, амплитуда A_{K} реакции на разных частотах диапазона испытаний будет разной: $A_{\text{K}} = a\beta(t)$. В полосе резонанса $\Delta f_0 = f_0/Q$ она примерно в Q раз больше, чем на других частотах. Будем считать, что на величину усталостного повреждения элемента не влияет последовательность изменения частоты и уровня воспринимаемого им воздействия. Для оценки усталостного повреждения используем степенное уравнение кривой усталости. С учетом линейной зависимости между амплитудами возникающих при испытаниях в материале объекта напряжений и реакций уравнение кривой усталости примет вид:

$$\int_0^t [A_{\text{K}}(t')]^m f(t') dt' = A_0^m N_0, \quad (1)$$

где A_0 — амплитуда реакции, вызывающая в материале испытываемого объекта напряжение, равное пределу выносливости σ_R ; N_0 — циклическая долговечность при напряжении, соответствующем σ_R ; m — показатель наклона кривой усталости в логарифмических координатах.

Определяющими усталостное повреждение Π_{K} являются воздействия при прохождении резонансной полосы [1]:

$$\Pi_{\text{K}} = \frac{f_0 \mu t_{\text{K}} Q^m a^m}{A_0^m N_0}, \quad (2)$$

где f_0 — средняя (собственная) частота возбуждения при прохождении резонансной полосы; t_{K} — время испытания

ний методом качающейся частоты с заданным ускорением a воздействия; μ — относительное время нахождения испытываемого объекта в резонансном режиме:

$$\mu = \Delta t_0/T = \ln\left(\frac{f_0 + 0,5\Delta f_0}{f_0 - 0,5\Delta f_0}\right)/\ln(f_{\text{B}}/f_{\text{H}}). \quad (3)$$

(Δt_0 — время прохождения резонансной полосы Δf_0 частот).

Воздействие ШСВ на испытываемое изделие имеет ряд особенностей, основной из которых является одновременное возбуждение всех собственных форм колебаний, попавших в спектр воздействия. При испытаниях воздействие задается в пределах полосы частот $f_{\text{H}} \leq f \leq f_{\text{B}}$ спектральной плотностью $S(f)$ мощности виброускорения, как правило, постоянного значения (белый шум), измеряемой в $\text{g}^2/\text{Гц}$, которая представляет собой параметр, пропорциональный мощности, и дает наглядное представление о распределении энергии случайных вибраций в диапазоне частот испытаний.

При испытаниях на электродинамических стенах методом ШСВ реализуется случайный процесс с нулевым средним; контролируемыми параметрами являются спектральная плотность S мощности и среднеквадратическое (эффективное) значение виброускорений на испытываемом объекте. Плотность S_c мощности на испытываемом объекте зависит от передаточного коэффициента β и определяется по формуле $S_c(f) = \beta^2(f)S(f)$. Эффективное значение σ_c при любом задаваемом спектре воздействия рассчитывается по формуле

$$\sigma_c^2 = \int_{f_{\text{H}}}^{f_{\text{B}}} \beta^2(f) S(f) df. \quad \text{В дорезонансной области передаточ-} \quad f_{\text{H}}$$

ный коэффициент равен единице и реакция повторяет структуру подводимого воздействия, а эффективное значение реакции при неизменном спектре воздействий $\sigma_c^2 = S(f_{\text{B}} - f_{\text{H}})$. В том случае, когда собственные частоты элементов изделия попадают в частотный диапазон ШСВ, эффективное значение реакции при любой форме спектра воздействия определяют [2] выражением

$$\sigma_c^2 = Q^2 S_0 \frac{\pi}{2} \Delta f_0, \quad (4)$$

где S_0 — спектральная плотность мощности задаваемого воздействия в полосе Δf_0 резонанса.

Выражение (4) позволяет аппроксимировать передаточную функцию прямоугольной характеристикой. Резонирующий элемент можно рассматривать как фильтр с полосой пропускания $\frac{\pi}{2} \Delta f_0$ и постоянным передаточным коэффициентом Q , а энергетический спектр — в виде прямоугольника шириной Δf_0 с центральной частотой f_0 , т. е. реакция резонирующего элемента на воздействие ШСВ представляет собой узкополосный случайный процесс с несущей частотой f_0 и эффективным значением процесса по формуле (4).

Эффективное значение параметра σ процесса воздействия периодическими или случайными вибрация-

ми является параметром, характеризующим энергию вибраций. Усталостное повреждение определяется не эффективным (среднеквадратическим), а пиковым амплитудным значением изменяющихся воздействий. Узкополосный случайный процесс представляет собой [3] колебание с несущей частотой (в данном случае f_0) плотность вероятности амплитудных значений A которой подчиняется закону Рэлея:

$$\varphi(A) = \frac{A}{\sigma^2} \exp\left(-\frac{A^2}{2\sigma^2}\right), \quad (5)$$

где σ — среднее квадратическое значение случайного процесса.

Вероятность $P(A)$ попадания случайной величины A в некоторый интервал $A_1 \div A_2$ можно определить, зная ее плотность вероятности, т. е.

$$P(A_1 \leq A \leq A_2) = \int_{A_1}^{A_2} \varphi(A) dA.$$

Соответственно усталостное повреждение резонирующего элемента при воздействии ШСВ в течение времени t_c будет:

$$\begin{aligned} \Pi_c &= \frac{f_0 t_c}{A_0^m N_0} \int_0^\infty A^m \varphi(A) dA = \\ &= \frac{f_0 t_c}{A_0^m N_0} \int_0^\infty A^m \frac{A}{\sigma^2} \exp\left(-\frac{A^2}{2\sigma^2}\right) dA. \end{aligned} \quad (6)$$

Введем обозначение $Z = A^2/(2\sigma^2)$ и, выразив A и dA в формуле (6) через Z , получим $\Pi_c = \frac{f_0 t_c}{A_0^m N_0} (\sqrt{2} \sigma)^m \times \int_0^\infty Z^{m/2} \exp(-Z) dZ$ или с учетом выражения (4)

$$\Pi_c = f_0 t_c Q^m (S_0 \pi \Delta f_0)^{m/2} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right) / (A_0^m N_0), \quad (7)$$

где гамма-функция $\Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right) = \int_0^\infty Z^{m/2} \exp(-Z) dZ$.

Сравнение видов и режимов испытаний на вибропрочность возможно при одинаковом механизме повреждаемости и равенстве уровня накопленных повреждений. Условной границей мало- и многоцикловой усталости согласно ГОСТ 25.502 является число циклов $5 \cdot 10^4$. При этом зона перехода от упругопластического деформирования к упругому деформированию смещается для высокопластичных сплавов в сторону больших, для хрупких сплавов — в сторону меньших долговечностей. Сравнивая усталостное повреждение [формула (2)], полученное при испытании методом качающейся частоты с повреждением, соответствующим выражению (7), полученному при испытании на действие ШСВ, получим соотношение долговечностей при испытаниях на синусоидальную вибрацию и ШСВ с одинаковым уровнем накопленных повреждений:

$$\frac{t_k}{t_c} = \frac{(S_0 \pi \Delta f_0)^{m/2} \Gamma\left(\frac{m}{2} + 1\right)}{\mu a^m}. \quad (8)$$

Зависимость (8) проверяли на электродинамическом стенде УВЭ 5-10000 грузоподъемностью 5 кг с диапазоном частоты возбуждения $10 \div 10^4$ Гц. Для управления стендом использовали при испытаниях на синусоидальную систему СУВУ-3, при испытаниях на ШСВ — систему АСУВ-010. Система СУВУ-3 позволяет задавать в любом интервале диапазона частот $10 \div 10^4$ Гц синусоидальную вибрацию с непрерывно изменяющейся частотой возбуждения при автоматическом поддержании постоянного уровня задаваемого ускорения a ($a \leq 30g$) и скорости качания. Скорость изменения частоты принимали достаточной для появления установившихся колебаний в полосе резонанса (октава в минуту). В качестве виброизмерительных преобразователей использовали пьезоэлектрические акселерометры. Система АСУВ-010 позволяет задавать в диапазоне $1 \div 5000$ Гц случайные вибрации с заданными среднеквадратическими значениями виброускорений и формой спектральной плотности мощности. Система имеет восемь каналов для подключения виброметров и до 400 полос управления спектральной плотностью ускорения.

Испытывали образцы из вакуумной меди (МВ) в виде прутков диаметром 5 мм и длиной 75 мм с кольцевыми выточками радиусом 0,5 мм, расположенными на расстоянии 55 мм от края у места закрепления. Неоднородность свойств после обработки снимали ультразвуковой очисткой и отжигом при температуре 700 °C. Образцы закрепляли по схеме защемленной консольной балки с вылетом консоли 55 мм. Определительные испытания методом качающейся частоты показали, что образцы имели следующие динамические параметры: $f_0 = 450$ Гц; $Q = 33$; $\Delta f_0 = 13,6$ Гц.

Две партии образцов испытывали на действие ШСВ в виде ограниченного белого шума в полосе 250÷700 Гц с постоянными уровнями воздействия $S_1 = 0,5 \text{ g}^2/\text{Гц}$ и $S_2 = 0,7 \text{ g}^2/\text{Гц}$. Отказ испытываемых образцов фиксировали по уменьшению резонансной частоты образцов на 45 %, связанной с появлением усталостной трещины. Средняя долговечность составила соответственно $t_{c1} = 13,41$ мин и $t_{c2} = 7,72$ мин. Параметр m в уравнении (1) кривой усталости определяли, сравнивая результаты испытаний, по формуле $m = 2\ln(t_{c1}/t_{c2})/\ln(S_2/S_1) = 3,28$.

Далее две партии образцов испытывали методом качающейся частоты в диапазоне частот 250÷700 Гц ($f_h \div f_b$) с уровнями постоянного для каждой партии воздействия $a_1 = 12g$ и $a_2 = 15g$. Их долговечность составляла соответственно $t_{k1} = 29,85$ и $t_{k2} = 14,44$ мин. Параметр m кривой усталости определяли по формуле $m = \ln(t_{k1}/t_{k2})/\ln(a_2/a_1) = 3,24$. Метод испытаний практически не повлиял на величину параметра m , что еще раз подтвердило его связь со свойством материала. Используя зависимость (8) по результатам испытаний на ШСВ рассчитали долговечность образцов при действии синусоидальной вибрации с ускорениями a_1 и a_2 . Рас-

считанная долговечность составила соответственно 34,43 и 16,67 мин. Расчетная и экспериментальная долговечности различаются не более чем на 15 %. Это подтверждает возможность замены испытаний на ШСВ эквивалентными по степени повреждения испытаниями на действие синусоидальной вибрации при сохранении механизма повреждения. Зависимость (8) позволяет определять не только продолжительность, но и уровень задаваемого воздействия при одинаковом времени проведения эквивалентных испытаний.

Зависимость (1) и знание значения параметра t позволяют, не меняя вид нагружения, определять режимы ускоренных испытаний в тех же частотных диапазонах при форсировании уровня воздействия. При действии синусоидальной вибрации продолжительность t_y ускоренных испытаний при форсированном ускорении a_Φ определяют по формуле

$$t_y = t_k (a_k/a_\Phi)^m, \quad (9)$$

где a_k , t_k — соответственно ускорение и продолжительность воздействия при типовом режиме испытаний.

Для проверки зависимостей (9) и (8) дополнительно проводили испытания методом качающейся частоты с партией образцов с ускорением воздействия

$a_\Phi = 17g$. Расчетная и экспериментальная долговечности составили соответственно 11,17 и 9,58 мин. При проведении ускоренных испытаний важно определить предельно допустимый уровень задаваемого воздействия, при котором сохранялась бы неизменной качественная сторона процесса отказа, т. е. многоцикловое усталостное повреждение. Изменение вида отказа возможно с появлением пластических циклических деформаций, проявляющихся в области малоциклической усталости.

Полученные зависимости позволяют сравнивать режимы испытаний на вибропрочность по повреждаемости, заменять испытания на случайную вибрацию эквивалентными испытаниями на синусоидальную вибрацию; проводить ускоренные испытания при форсированных воздействиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сурин В. М. Испытание на усталость методом качающейся частоты // Изв. вузов, Машиностроение. 1988. № 1. С. 25–29.
2. Ленк А., Ренитц Ю. Механические испытания приборов и аппаратов. М.: Мир, 1976. 270 с.
3. Болотин В. В. Случайные колебания упругих систем. М.: Наука, 1979. 363 с.

10–12 октября 2008 г. в МГТУ им. Н. Э. Баумана состоялась всероссийская научно-техническая конференция "Машиноведение и детали машин" с участием зарубежных представителей, посвященная 100-летию со дня рождения Дмитрия Николаевича Решетова (1908–2000) — основателя научной школы "Расчеты и конструирование деталей машин". Некоторые материалы этой конференции представлены ниже.

УДК 621.001

А. С. ИВАНОВ, О. А. РЯХОВСКИЙ, доктора технических наук, М. В. ФОМИН, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Некоторые этапы жизни Д. Н. Решетова и его вклад в совершенствование расчетов деталей машин



Рис. 1. Доктор технических наук, профессор Дмитрий Николаевич Решетов

Дмитрий Николаевич Решетов (рис. 1) родился в 1908 г. в Твери. В 1927 г. он поступил в Московское высшее техническое училище (МВТУ), которое окончил в 1930 г., получив квалификацию инженера-механика по специальности "холодная обработка". К тому времени МВТУ было преобразовано в Московский механико-машиностроительный институт (МММИ) им. Н. Э. Баумана. Вместе с ним в группе учились С. Д. Пономарев и А. И. Петрусович, теплая дружба с которыми продолжалась в течение всей его жизни. В параллельной группе учился И. В. Крагельский — будущий профессор и известный

ученый в области теории трения, с которым Решетов поддерживал дружеские отношения долгие годы.

После окончания института Д. Н. Решетов начал преподавать (1930 г.) на кафедре сопротивления материалов в МММИ (с 1932 г. — МВТУ им. Н. Э. Баумана). В 1932 г. он был зачислен во вновь созданный экспериментальный научно-исследовательский институт металлорежущих станков (ЭНИМС) в качестве руководителя теоретических исследований станков, в котором работал до 1987 г., продолжая вести и преподавательскую деятельность.



Рис. 2. Преподаватели кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н. Э. Баумана (первый ряд) со слушателями факультета повышения квалификации (двадцатый выпуск, 1978 г.): в первом ряду слева-направо: первый — С. А. Шувалов, третий — Д. Н. Решетов, шестой — В. Н. Иванов, седьмой — Л. Д. Часовников, восьмой — В. З. Фадеев

С 1952 по 1987 гг. Д. Н. Решетов заведовал кафедрой "Детали машин" МВТУ им. Н. Э. Баумана, которая под его руководством стала базовой, обеспечивающей повышение квалификации сотрудников (рис. 2) однотипных кафедр в других вузах страны. Он был председателем научного совета по прикладной механике и деталям машин и курировал работу студенческого научно-технического общества (СНТО) на кафедре "Детали машин" (рис. 3).

Дмитрий Николаевич опубликовал 47 книг, под его руководством выполнены 91 кандидатская и 12 докторских диссертаций.

Интересно отметить, что в научных кругах высоко ценятся и работы старшего брата Дмитрия Николаевича, профессора Леонида Николаевича Решетова. Хотя Дмитрий Николаевич относил себя к теоретикам, а Леонида Николаевича — к практикам, оба брата оставили большой след, как в научной, так и в практической областях, прожив долгие (по 92 года) и плодотворные жизни.

Д. Н. Решетов является основоположником научной школы по вопросам расчета и конструирования деталей и узлов машин, которая охватывает следующие направления: прикладные проблемы контактной жесткости [1], трибология, точность машин, прочностные расчеты деталей с учетом нестационарных режимов нагружения, надежность машин. Энциклопедичность знаний позволила ему сформулировать идеи совершенствования методов расчета деталей машин. Некоторые из них приведены ниже.

Прочность

Учет переменности режима нагружения деталей машин. В основу расчетов деталей машин при переменных режимах нагружения положена гипотеза линейного суммирования повреждений, применение которой требует построения весьма трудоемких циклограмм нагрузления. На основании статистической обработки циклограмм работы большого числа различных машин и ли-

тературных данных Д. Н. Решетовым и его учениками (С. А. Шувалов, Р. М. Чатынян, В. З. Фадеев) были предложены (подробнее об этом в книге [2]) типовые режимы нагружения. Это позволило определить коэффициенты эквивалентности для переменных режимов нагружения при расчетах зубчатых передач, а также для расчетов подшипников качения (О. П. Леликов) и существенно снизить трудоемкость расчетов.

Внедрение в расчеты деталей машин расчетов контактных напряжений по формулам Герца—Беляева. В книге Д. Н. Решетова [3] в предположении, что коэффициент Пуассона материалов равен 0,3, для вычисления контактного напряжения σ_H при первоначальном контакте в точке впервые введена для расчетов деталей машин формула $\sigma_H = m(FE^2/R)^{1/3}$, которая получена на основании решения Герца—Беляева (предполагается, что главные нормальные сечения контактирующих деталей совпадают), где $F = F_{\text{верт}}/\cos\alpha$ — нормальная сила в контакте (рис. 4); $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости; $1/R = 1/R_2 + 1/R_4$ — приведенная кривизна в плоскости наиболее плотного касания (см. рис. 4, a); m — коэффициент, зависящий (см. рис. 4, б) от соотношения $A/B = (1/R_2 + 1/R_4)/(1/R_1 + 1/R_3)$. Формула позволяет достаточно просто и точно рассчитывать контактные напряжения в кольцах шарикоподшипника, в вариаторах и т. д.

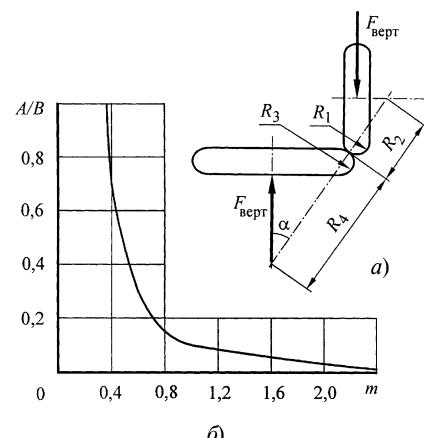


Рис. 4. Расчетная схема для вычисления контактного напряжения при первоначальном контакте в точке (а) и график зависимости $m = f(A/B)$ (б)



Рис. 3. Д. Н. Решетов на конференции СНТО кафедры "Детали машин" МВТУ им. Н. Э. Баумана

Жесткость деталей

Расчеты прогибов валов и углов их поворота. В практику конструирования введены [4] расчеты валов на жесткость с оценкой их прогибов и углов поворота в разных сечениях по длине вала. Уточнены нормы для допускаемых перекосов зубчатых колес и подшипников. Для быстро вращающихся валов предложены расчеты на виброустойчивость.

Контактная жесткость

Учет контактной податливости стыка при расчете соединения с натягом. В книге З. М. Левиной и Д. Н. Решетова [1] предложено в расчетах соединения с натягом учитывать контактную жесткость стыка, пользуясь формулой $N = \delta + 2\delta_k = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2) + 2cp^{0,5}$, связывающей измеренный натяг N с диаметральным натягом δ гладких поверхностей и контактным радиальным сближением δ_k , где p — давление в стыке; d — диаметр сопрягаемых поверхностей; C_1 и C_2 — коэффициенты вала и отверстия; E_1 и E_2 — модули упругости материалов вала и отверстия сопрягаемой детали; c — коэффициент контактной податливости стыка. Последние исследования показали более высокую точность расчета давления в стыке по этой формуле по сравнению с точностью расчета традиционным методом.

Необходимость создания в стыке резьбового соединения давления, не только обеспечивающего нераскрытие стыка, но и устраняющего шум, вибрацию и фреттинг-коррозию в стыке. Если винтами стягиваются металлические детали, то из условий минимизации уровня шума и вибрации машины, а также отсутствия фреттинг-коррозии минимальные напряжения в стыке должны удовлетворять требованию $\sigma_{min} \geq 1/2$ МПа [2, 4]. Это требование должно выполняться как для резьбовых соединений, нагруженных в плоскости стыка, для которых условие работоспособности — несдвигаемость, так и для резьбовых соединений, нагруженных в плоскости, перпендикулярной к стыку, для которых условие работоспособности — нераскрытие стыка. Выполнение усло-

вий работоспособности, естественно, должно быть проверено.

Учет касательной податливости стыка при расчете группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка. Расчет необходимых усилий затяжки болтов, установленных с зазором, в групповом резьбовом соединении проводят, как известно, по наибольшей сдвигающей силе, приложенной в зоне расположения болта. Задача нахождения этой силы в общем случае статически неопределенна и требует добавления к условиям равновесия условия совместности деформаций, которое обеспечивает [1] учет касательной податливости стыка (при этом силы трения в стыке следует считать [4] пропорциональными относительным смещениям, т. е. пропорциональными расстоянию от полюса поворота стыка до центра его масс).

Исследования по демпфированию в стыках и упругих муфтах. Результаты [1], полученные при исследовании касательной податливости стыков, позволили Д. Н. Решетову организовать исследования (З. М. Левина, Н. В. Палочкина, Е. И. Ривин, В. Ю. Шувалов, С. В. Палочкин, Г. А. Хачиян) по демпфированию в стыках. Этим же вопросом параллельно занимались Я. Г. Пановко и В. Л. Бидерман. Были проведены также исследования по демпфированию в упругих муфтах (О. А. Ряховский, М. В. Фомин).

Износстойкость

Проведение расчетов деталей машин на износстойкость. Для деталей машин, работающих с неизбежным износом, или ограничивающих [2] допустимые давления величинами, установленными для данных условий, или применяют инженерный расчет на основе подобия, или пользуются расчетом, основанным на моделировании отдельных видов изнашивания.

Метод расчета по номинальным давлениям является условным и поэтому его заменяют более совершенными методами. Однако в условиях малых перемещений, соответствующих зазорам в соединениях, этот расчет имеет экспериментальное и теоретическое обоснования.

Расчет на основе подобия использует эмпирические степенные зависимости, между контактным давлением p и износстойкостью, выраженной через путь S трения: $p^m S = \text{const}$. Здесь показатель степени m согласно опытам на образцах обычно колеблется от 1 до 3: меньшие значения — при сухом трении, большие — при работе со смазочным материалом; в большинстве деталей машин $m \approx 3$.

Расчет, основанный на моделировании, охватывает износ при упругом контакте, износ при пластическом контакте и микрорезание. Его начала разработаны в ИМАШе. Исходным при упругом контакте является уравнение усталости Велера в напряжениях, а при пластическом контакте — уравнение усталости в деформациях, полученное Коффинским и Таварнелли. Контактные давления подсчитаны с использованием кривых опорной поверхности. Полученные зависимости основаны на ряде допущений и требуют знания многих параметров, но доведены до возможности численных расчетов.

Д. Н. Решетовым введены [4, 5] расчеты деталей машин на основе подобия с уточнением некоторых коэффициентов путем анализа формул расчета, основанного на моделировании.

Теплостойкость

Проведение тепловых расчетов при конструировании редукторов, коробок передач, подшипников скольжения, станин и т. д. Работа машин связана с тепловыделением, вызванным рабочим процессом и трением в механизмах. Кроме того, машины подвергаются внешним воздействиям, связанным с условиями эксплуатации. Д. Н. Решетовым введены [2, 6] температурные расчеты деталей машин и станков.

Надежность

Обеспечение надежности по результатам испытаний единичных изделий. В книге [5] предложен экономичный и обеспечивающий необходимую точность метод оценки надежности, позволяющий по результатам расчетов и испытаний единичных образцов в течение двойного—трой-

ного ресурса, а также по результатам краткосрочных испытаний изделия в режимах, форсированных по определяющим работоспособность параметрам, делать заключение о нижней границе вероятности безотказной работы машины с приемлемой для заказчика доверительной вероятностью и разрабатывать конструктивные рекомендации по повышению надежности машины.

Двухпараметрическая теория подобия. В 70-е годы двадцатого столетия разработана теория подобия усталостного разрушения С. В. Серенсена — В. П. Когаева, развивающая статистические теории прочности В. Вейбулла и Н. Н. Афанасьева. В развитие теории прочности Т. А. Конторовой и Я. И. Френкеля, полагая закон распределения несущей спо-

собности элементарных объемов нормальным, авторы работы [5] предложили метод двухпараметрического подобия, отличающийся от теории С. В. Серенсена — В. П. Когаева отсутствием эмпирических коэффициентов: если закон распределения несущей способности компонент (звеньев) цепи нормальный со средним значением m_k и средним квадратическим отклонением S_k , то среднее значение m и среднее квадратическое отклонение S несущей способности n -звенной цепи в целом приближенно таковы: $m = m_k - \mu S_k$; $S = \varepsilon S_k$, где μ и ε — параметры положения и рассеяния, зависящие от числа n компонент цепи. Приблизенно $\mu = 1,48(\ln n)^{0.5} - 0,69$; $\varepsilon = 0,5 - 0,204\ln(\ln n/3)$. Метод можно применять как для оценки сопро-

тивления усталости деталей по сопротивлению усталости гладких образцов, так и для оценки коэффициента влияния масштаба.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левина З. М., Решетов Д. Н. Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.
2. Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин: Учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1974. 206 с.
3. Решетов Д. Н. Расчеты деталей станков. М.: Машгиз, 1945. 139 с.
4. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
5. Решетов Д. Н., Иванов А. С., Фадеев В. З. Надежность машин: Учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1988. 238 с.
6. Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2 т. / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1972. Т. 1. 664 с; Т. 2. 520 с.

УДК 621.81:539.4

Н. Б. ДЕМКИН, В. В. ИЗМАЙЛОВ, доктора технических наук
(Тверской ГТУ)

Развитие учения о контактном взаимодействии деталей машин

Рассмотрены теоретические и компьютерные модели контакта поверхностей деталей машин, позволяющие рассчитать основные характеристики контактного взаимодействия. Проанализировано влияние качества поверхности и свойств материалов, а также температурно-временного фактора на характеристики контакта.

Theoretical and computer-based models of the machinery detail's surface contact allowing calculate basic characteristics of the contact interaction have been considered. Analysis of influence a surface condition, material's properties, and temperature-time factor upon on the contact characteristics has been made.

Д. Н. Решетов одним из первых обратил внимание на существенное влияние, которое оказывают процессы контактного взаимодействия на работу машин и механизмов. Д. Н. Решетовым и его учениками были получены зависимости, характеризующие деформационные свойства контакта, необходимые для расчетов контактных узлов и соединений деталей машин [1, 2]. В дальнейшем это направление было развито в работах Э. В. Рыжова, Я. А. Рудзита, А. Г. Суслова и др. [3—7].

В данной работе на основе разрабатываемой на кафедре физики Тверского государственного технического университета теории контакта реаль-

ных поверхностей рассматривается влияние качества поверхности и температурно-временных факторов на деформационные свойства контакта. При расчете используется сферическая модель выступов [8, 9].

Если на поверхности имеются микронеровности различного масштаба, когда более мелкие выступы расположены на более крупных, то свойства контакта существенно зависят от взаимодействия выступов различных уровней. В данной работе рассмотрим контакт поверхностей, имеющих шероховатость и волнистость, т. е. ограничимся двухуровневой моделью.

Для такой модели можно записать следующее выражение для от-

носительных площадей контакта, связывающее различные уровни неровностей:

$$\eta = \eta_1 \eta_2,$$

где $\eta = A_r/A_a$; $\eta_1 = A_r/A_c$; $\eta_2 = A_c/A_a$ (здесь A_a — номинальная площадь контакта, определяемая размерами контактирующих деталей; A_r — фактическая площадь контакта, образованная контактированием отдельных выступов шероховатости; A_c — контурная площадь контакта, определяемая контактированием отдельных волн).

Вычислительная техника сегодняшнего времени позволяет создавать модели для быстрой оценки влияния различных характеристик качества поверхности на свойства контакта. Компьютерная модель для расчета характеристик контакта шероховатых поверхностей работает по следующему алгоритму. По характеристикам микрогеометрии поверхности определяются параметры распределения вершин выступов. При заданной нагрузке определяется деформация каждого выступа и по ее величине находится закон его деформирования. Нагрузки, воспринимаемые отдельными выступами, суммируются, и определяется

нагрузка на упруго, упругопластически и пластически деформируемые выступы [10], а также общая нагрузка на контактное соединение.

В качестве функции плотности распределения вершин выступов по высоте используется либо степенная функция

$$\frac{dn}{n_m d\epsilon} = (\nu - 1)\epsilon^{\nu - 2}, \quad (1)$$

либо бета-распределение

$$\frac{dn_r}{n_m d\epsilon} = \frac{\Gamma(a+b)}{\Gamma(a)\Gamma(b)} \epsilon^{a-1}(1-\epsilon)^{b-1}, \quad (2)$$

где n_r — число контактирующих выступов; n_m — число выступов на уровне средней линии; $\epsilon = y/R_p$ — относительное сближение (y — сближение, отсчитанное от линии выступов, R_p — высота сглаживания); ν — параметр опорной кривой; a и b — параметры бета-распределения; Γ — символ гамма-функции.

Результаты компьютерного моделирования показывают, что с погрешностью не более 3,5 % параметры распределений (1) и (2) связаны между собой зависимостью $\nu \approx a + 1 - ab/15$.

Если число выступов, вступивших в контакт, достигло числа выступов на контурной площади, то при дальнейшем увеличении нагрузки число выступов остается постоянным, т. е. в модели учитывается возможность возникновения насыщенного контакта (что для металлов наблюдается крайне редко). Для каждого выступа, в зависимости от его деформации, определяются размеры площадки контакта и суммарная площадь фактического контакта при данной нагрузке. Фактическое давление находится как отношение нагрузки к фактической площади контакта.

Описанная модель позволяет не только рассчитать среднее контактное давление, но и определить, сколько выступов находится в том или ином режиме деформирования (упругом, упругопластическом или пластическом).

При контактировании шероховатых поверхностей одной из основных характеристик контакта является фактическое контактное давле-

ние p_r , которое можно рассчитать по зависимости [11, 12]

$$p_r = GH_{\max}(y/y_k)^\omega,$$

где $y_k = 5,35 \frac{H_{\max}^2 r}{E^*}$ — предельная величина упругого уменьшения высоты идеального упругопластического выступа [здесь $E^* = \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$ — эквивалентный модуль Юнга, E_i и μ_i — модули Юнга и коэффициенты Пуассона материалов контактирующих поверхностей; r — средний радиус кривизны вершин выступов; H_{\max} — предельная твердость материала]; G и ω — коэффициенты, зависящие от характера деформации (приведены в табл. 1).

Для инженерных расчетов рекомендуется приближенная формула для фактического контактного давления при упругом контакте:

$$p_{ry} = 0,6E^*(R_p/r)^{0,43}(p_c/E^*)^{0,14},$$

где p_c — контурное давление.

Безразмерный комплекс R_p/r характеризует форму выступов шероховатости, а безразмерный комплекс p_c/E^* — степень нагруженности контакта.

На стадии проектирования, когда точные параметры микрогеометрии еще не известны конструктору, фактическое контактное давление можно оценить по формуле

$$p_r \approx 2E^* Ra/Sm, \quad (3)$$

где Ra — среднее арифметическое отклонение профиля; Sm — средний шаг неровностей профиля.

Если величина фактического давления по формуле (3) превышает значение микротвердости H поверхностей контактирующих деталей, то принимается $p_r = H$. При упругопластическом и пластическом кон-

Таблица 1

Вид деформации	G	ω
Упругая	1	0,5
Упругопластическая: $y/y_k \leq 6,7$	0,56	0,21
$y/y_k > 6,7$	0,64	0,14
Пластическая	1	0

такте фактическое контактное давление близко к значению микротвердости H поверхностного слоя контактирующих деталей.

Для приближенной оценки характера деформации выступов шероховатости предлагается оценочный критерий: $\Pi = \frac{E^*}{H} \sqrt{\frac{Rp}{r}}$. При $\Pi > 60$ контакт считается полностью пластическим, при $\Pi < 2$ — упругим, в остальных случаях — упругопластическим.

Технические поверхности, как правило, кроме шероховатости имеют волнистость. К тому же геометрическая форма деталей часто такова, что контактируют неплоские поверхности, например сферические или цилиндрические. При контактировании волнистых поверхностей волны деформируются упруго, а выступы, образующие шероховатость, — упруго, упругопластически или пластически. С увеличением нагрузки в результате упругой деформации волн растет контурная площадь контакта.

Расчет деформации шероховатой сферы приведен в работе [9]. Распределение давления по площадке контакта при контактировании шероховатой сферы можно представить в виде

$$p = p_0(1 - x/a)^\gamma, \quad (4)$$

где a — радиус площадки контакта; x — текущее значение радиуса; γ — переменный показатель. Для гладкой сферы $\gamma = 1/2$, что соответствует решению Герца; при значительной шероховатости, когда можно пренебречь деформацией волн, $\gamma = \nu + \omega$. Значения коэффициента ω даны в табл. 1.

Используя формулу (4) и формулы для расчета деформации шероховатого слоя, можно найти площадь контакта единичной шероховатой волны. Переходя к ансамблю волн, моделируемых сферическими сегментами, распределение которых по высоте соответствует нормальному закону, а радиус кривизны равен наиболее вероятному радиусу реальных волн, и, подставляя типичные значения параметров микрогеометрии, можно получить следующие выражения для контурной площади A_c и контурного давления p_c [11]:

Таблица 2

Rp/R_w	Коэффициенты K_w (в числителе) и δ_w (в знаменателе) при E^*/H		
	<50	50÷100	100÷200
0,05	1,50/0,60	1,10/0,65	1,13/0,70
0,1	1,15/0,70	1,47/0,80	1,20/0,85
0,2	1,20/0,85	1,28/1,00	1,35/1,10
0,4	1,35/1,15	1,45/1,30	1,55/1,50
0,8	1,55/1,50	1,75/1,65	2,10/2,35
1,60	2,10/2,30	2,60/2,00	3,30/2,00

$$A_c = 1,8 A_a K_w \left(\frac{r_w}{R_w} \right)^{\frac{2}{4+2\delta_w}} \times \left(\frac{p_a}{E^*} \right)^{\frac{2}{2+\delta_w}}; \quad (5)$$

$$p_c = \left(\frac{0,55 E^*}{K_w} \right) \left(\frac{R_w}{r_w} \right)^{\frac{2}{4+2\delta_w}} \times \left(\frac{p_a}{E^*} \right)^{1-\frac{2}{2+\delta_w}}. \quad (6)$$

Здесь R_w — высота сглаживания волнистости (величина, аналогичная Rp для шероховатости); r_w — средний радиус волн; K_w и δ_w — коэффициенты, зависящие от свойств материала и соотношения высоты волн и шероховатости. Для приближенной оценки можно использовать значения коэффициентов, представленные в табл. 2.

Если высота микровыступов шероховатости мала, можно пренебречь деформацией шероховатого слоя, тогда результаты расчетов приближаются к результатам, полученным по теории Герца.

На рис. 1 представлены зависимости контурной и фактической площадей контакта от номинального давления, полученные с помощью указанной компьютерной модели. Как видно из рисунка, фактическая площадь меняется весьма незначительно, что дает основания считать ее постоянной [см. формулу (3)].

На рис. 2 показано изменение объема межконтактного зазора от номинального давления при различной высоте волн для незакаленных стальных поверхностей, полученное на компьютерной модели контакта.

На рис. 3 представлены полученные на компьютерной модели контакта зависимости контурной площади A_c и сближение y_w в контакте от номинального давления p_a . Как вид-

но из рисунка, с увеличением номинального давления контурная площадь растет почти линейно, увеличиваясь в степени примерно $0,8 \div 0,9$. Это объясняется тем, что рост контурной площади происходит главным образом из-за вступления в контакт новых выступов, расположенных на сферических поверхностях, причем одновременно под влиянием нагрузки увеличиваются радиусы сфер. Сближение вначале быстро растет вследствие деформации микровыступов и наиболее высоких волн, а затем, по мере вступления в контакт остальных волн, рост замедляется.

На рис. 4 показано влияние контурного давления на сближение и фактическую площадь контакта. Фактическая площадь контакта растет почти линейно, а сближение стремится к некоторому пределу.

При контактировании поверхностей сферической формы наличие шероховатого слоя приводит к тому, что радиус площадки контакта увеличивается по сравнению герцевским значением, а величина контактного давления соответственно уменьшается. Кроме того, меняется характер распределения давления по площадке контакта в соответствии с формулой (4). Для инженерных расчетов радиуса контурной площадки контакта шероховатой сферической детали с гладкой рекомендуется несложная формула

$$a_c = \left(\frac{3NR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}} \left(1 + \frac{3RpE^*}{\sqrt{NH}} \right)^{\frac{v}{v+1}}, \quad (7)$$

где R — радиус сферической детали.

Нижней оценкой величины радиуса контурной площадки контакта является герцевский радиус, который получается из формулы (7) при отсутствии шероховатости, т. е. при $Rp = 0$:

$$a_t = [3NR/(4E^*)]^{1/3}. \quad (8)$$

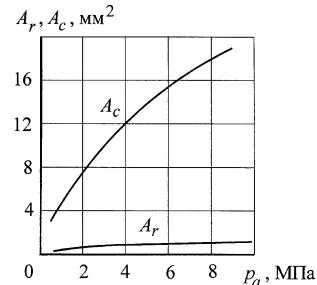


Рис. 1. Влияние номинального давления p_a на фактическую A_r и контурную A_c площади контакта:
материал — сталь, $HB = 2000$ МПа;
 $Rp = 5$ мкм

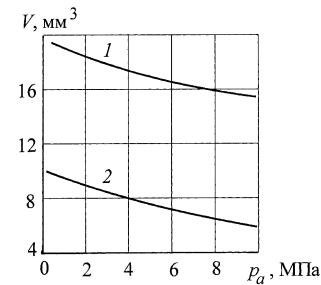


Рис. 2. Влияние номинального давления p_a на объем V межконтактного зазора:
1 — $R_w = 100$ мкм; 2 — $R_w = 10$ мкм

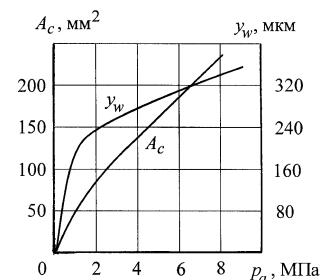


Рис. 3. Влияние номинального давления p_a на контурную площадь A_c и сближение y_w в контакте:
материал — сталь; $Rp = 10$ мкм;
 $R_w = 100$ мкм

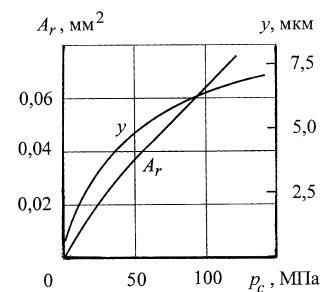


Рис. 4. Влияние контурного давления p_a на сближение y и фактическую площадь A_r контакта:
материал — медь; $Rp = 10$ мкм

В случае контакта двух сферических тел с радиусами R_1 и R_2 в формулах (7) и (8) надо использовать эквивалентный радиус кривизны $R = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$.

При контактировании шероховатых поверхностей цилиндрической формы влияние шероховатости аналогично: увеличивается ширина полоски контакта, уменьшается контактное давление, изменяется эпюра контактного давления. Для инженерных расчетов рекомендуется следующая формула для полуширины полоски контакта:

$$b = D \sqrt{\frac{2 p_n}{\pi E^*}} \left[1 + \frac{1}{3} \sqrt[3]{\left(\frac{Rp}{R} \right)^2 \frac{E^*}{H}} \sqrt{\frac{E^*}{p_a}} \right],$$

где $p_a = N/(LD)$ — номинальное давление (L — длина цилиндра, D — диаметр).

При отсутствии шероховатости ($Rp = 0$) получаем известную формулу для полуширины полоски контакта гладкого цилиндра с плоскостью: $b_g = D \sqrt{\frac{2 p_n}{\pi E^*}}$. В случае контакта двух цилиндров с радиусами R_1 и R_2 в расчетах также надо использовать эквивалентный радиус кривизны $R = R_1 R_2 / (R_1 + R_2)$.

Влияние температурно-временного фактора на характеристики контакта можно оценить на основании кинетической теории прочности твердых тел [13]. Применяя эту теорию к контакту сферического выступа с пластическим полупространством, можно выразить температурно-временную зависимость твердости (микротвердости) в форме, удобной для расчетов [14]:

$$H(\Theta, t) = H_0 \left(\frac{1 - \Theta^{2/3}}{1 - \Theta_0^{2/3}} \right) \left(\frac{t}{t_0} \right)^{-m},$$

где H_0 — значение твердости при нормальной температуре; t_0 — время приложения нагрузки по стандартной методике измерения твердости; Θ — гомологическая температура (отношение температуры к температуре плавления материала по абсолютной шкале); Θ_0 — нормальная температура по гомологической шкале; m — реологический показатель ($m = 0,15\Theta$ при $\Theta > 0,4$ и $m = 0,075\Theta$ при $\Theta < 0,4$).

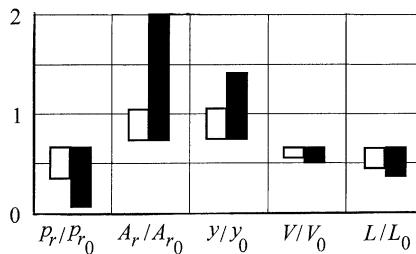


Рис. 5. Влияние температуры Θ на изменение фактического давления p_r , фактической площади A_r , сближения y поверхностей, объема V зазора и среднего расстояния L между пятнами контакта: нулевые значения соответствуют нормальной температуре; $\square - \Theta = 0,5$; $\blacksquare - \Theta = 0,7$

С повышением температуры твердость уменьшается и возрастает скорость деформации материала. Значение модуля упругости также будет уменьшаться с повышением температуры, однако для металлов его изменение весьма невелико и им можно пренебречь.

Подставляя значение твердости в формулы для расчета характеристик контакта, можно оценить влияние температуры и времени на свойства фрикционного контакта. На рис. 5 представлено влияние температуры на характеристики контакта в виде диаграммы для двух гомологических температур: $\Theta = 0,5$ и $\Theta = 0,7$. Изменение показано в относительных величинах (по отношению к величинам при нормальной температуре). Из диаграммы видно, что с повышением температуры увеличиваются фактическая площадь контакта и сближение, а фактическое давление, объем зазора и расстояние между пятнами контакта уменьшаются. Наиболее существенное влияние оказывает температура на фактическое давление, площадь и деформацию контакта.

На основе методики расчета основных характеристик контакта — фактического и контурного давления, деформации контакта, числа и размеров пятен контакта — можно рассчитать многие эксплуатационные характеристики контактных соединений и узлов технологического, энергетического, транспортного оборудования.

Для фрикционных узлов важно иметь зависимости, позволяющие оценить влияние качества поверхности и свойств материалов на коэффициент трения. Для оценки величины коэффициента трения рекомендуются следующие формулы:

при упругом контакте

$$f = 2,35 \left(\frac{\tau_0}{E} \right) \left(\frac{R}{y} \right)^{\frac{1}{2}} + \\ + \beta + 0,19 \alpha_g \left(\frac{y}{r} \right)^{\frac{1}{2}},$$

при пластическом контакте

$$f = \left(\frac{\tau_0}{H} \right) + \beta + 0,55 \left(\frac{y}{r} \right)^{\frac{1}{2}},$$

при упругопластическом контакте

$$f = \left(\frac{\tau_0}{GH_{\max}} \right) \left(\frac{y_k}{y} \right)^{\omega} + \beta + \\ 0,55 \left(\frac{y}{r} \right)^{\omega} + 0,19 \alpha_g \left(\frac{y_e}{r} \right)^{\omega},$$

где τ_0 и β — параметры удельной силы трения; α_g — коэффициент гистерезисных потерь;

$y_e = 3,33(q_r/E^*)(ry)^{1/2}$ — упругое восстановление.

Одной из важных эксплуатационных характеристик контактных соединений в различных конструкциях является проводимость — электрическая или тепловая. Дискретность контакта вызывает дополнительное сопротивление электрическому и тепловому потокам. Общий электронный механизм переноса электрического заряда и теплоты в металлах, выраженный в законе Видемана—Франца, позволяет использовать единый подход к расчету электрической и термической проводимости (сопротивления) контакта.

Электрическое сопротивление контакта рассчитывается по формулам:

при упругопластическом контакте

$$R = \frac{\rho Sm}{2\xi A_c} \left(\frac{H}{p_c} \right)^{1 - \frac{1}{4v}},$$

при упругом контакте (без учета поверхностных пленок)

$$R = \frac{3}{4} \frac{\rho Ra}{\sqrt{v} A_c} \left(\frac{E^*}{p_c} \right)^{1 - \frac{1}{4v}},$$

где ρ — удельное сопротивление материала контактирующих деталей;

Sm — средний шаг неровностей профиля; Ra — среднее арифметическое отклонение профиля; A_c — контурная площадь контакта; p_c — контурное давление; H и E^* — микротвердость и эквивалентный модуль Юнга материала контактирующих деталей соответственно; v — параметр опорной кривой; $\xi \approx 0,4(Ra/Sm)^{2/3}$ — коэффициент, учитывающий наличие окисных пленок на поверхности контакта.

На стадии проектирования электросопротивление контакта при упругопластическом и упругом контактах может быть оценено соответственно по формулам $R \approx 0,2\rho SmH/(\xi N)$ и $R \approx 0,5\rho RaE^*/N$, где N — сжимающая сила (усилие нажатия в контакте).

Термическая проводимость контакта рассчитывается по формулам:

при упругопластическом контакте

$$\alpha_c = \frac{4\lambda A_c}{\pi Sm} \left(\frac{p_c}{tmH} \right)^{1-\frac{1}{2v}};$$

при упругом контакте

$$\alpha_c = \frac{10\lambda A_c}{\pi Ra} \left(\frac{Ra}{Sm} \right)^{\frac{1}{2v}} \left(\frac{p_c}{E^*} \right)^{1-\frac{1}{2v}},$$

где λ — удельная теплопроводность материала контактирующих деталей.

На стадии проектирования термическая проводимость контакта при упругопластическом и упругом контактах может быть оценена соответственно по формулам

$$\alpha_c \approx 3 \frac{\lambda N}{SmH} \text{ и } \alpha_c \approx 2 \frac{\lambda N}{RaE^*}.$$

Таким образом, качество поверхности и физико-механические свойства материалов контактирующих поверхностей оказывают решающее влияние на характеристики контакта, а те, в свою очередь, на процессы деформирования, трения и изнашивания, контактного электро- и теплопереноса. Развиваемая Тверской научной школой теория контактного взаимодействия позволяет создать инженерные методики расчета основных эксплуатационных характеристик контактных соединений в машиностроении, энергетике, на транспорте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д. Н. Расчет деталей станков. М.: Машиздат, 1945. 140 с.
2. Левина З. М., Решетов Д. Н. Кон тактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.
3. Рыжов Э. В. Основы расчета стыковых поверхностей деталей машин на контактную жесткость. М.: Машгиз, 1962. 142 с.
4. Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. М.: Изд-во АН СССР, 1962. 141 с.
5. Рудзит Я. А. Микрогеометрия и контактное взаимодействие поверхностей. Рига: Зиннатне, 1975. 210 с.
6. Горячева И. Г., Добычин М. Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
7. Суслов А. Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. М.: Машиностроение, 1987. 208 с.
8. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчета на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
9. Демкин Н. Б., Рыжов Э. В. Качество поверхности и контакт деталей машин. М.: Машиностроение, 1981. 244 с.
10. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 575 с.
11. Демкин Н. Б., Коротков М. А., Алексеев В. М. Методика расчета фрикционного контакта // Расчет и моделирование режима работы тормозных и фрикционных узлов: Сб. науч. тр. М.: Наука, 1974. С. 5—15.
12. Демкин Н. Б. Развитие теории фрикционного контакта // Трение и износ. 1992. Т. 13. № 1. С. 71—80.
13. Регель В. Р., Слуцкер А. И., Томашевский Э. Е. Кинетическая природа прочности твердых тел. М.: Наука, 1974. 560 с.
14. Измайлов В. В., Гусев А. Ф. Температурная и времененная зависимости твердости конструкционных материалов // Машиноведение. 1986. № 2. С. 100—104.

УДК. 539.371

А. С. ИВАНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
О. Г. НОВОЖЕНОВА, канд. техн. наук
(ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
А. И. АЗАРИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Самораспрессовка соединения с натягом под действием изгибающего момента

Получена расчетная зависимость для оценки предельной величины напряжения изгиба вала, превышение которой вызывает срыв упругого смещения по всей поверхности контактного слоя "вал—втулка" при повторных нагрузлениях вала изгибающим моментом. На основе этой зависимости получена формула для эквивалентной сдвигающей нагрузки, которую может передать соединение с натягом при действии на вал изгибающего момента. Расчеты по формуле подтверждены экспериментальными данными.

A calculated dependence for estimation of a shaft's bending effort limit value, an excess of which involves an elastic displacement loss over all surface of contact layer "shaft—bush" at repeated loadings of the shaft by a torque, has been obtained. On the basis of this dependence a formula for equivalent shearing load, which can transmit a joint with tightness at action on the shaft of the torque, has been obtained. The calculation results are in accord with the experimental data.

4. Демкин Н. Б. Фактическая площадь касания твердых поверхностей. М.: Изд-во АН СССР, 1962. 141 с.

5. Рудзит Я. А. Микрогеометрия и контактное взаимодействие поверхностей. Рига: Зиннатне, 1975. 210 с.

6. Горячева И. Г., Добычин М. Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.

7. Суслов А. Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. М.: Машиностроение, 1987. 208 с.

8. Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчета на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

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

10. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе, Э. М. Берлинер и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 575 с.

11. Демкин Н. Б., Коротков М. А., Алексеев В. М. Методика расчета фрикционного контакта // Расчет и моделирование режима работы тормозных и фрикционных узлов: Сб. науч. тр. М.: Наука, 1974. С. 5—15.

12. Демкин Н. Б. Развитие теории фрикционного контакта // Трение и износ. 1992. Т. 13. № 1. С. 71—80.

13. Регель В. Р., Слуцкер А. И., Томашевский Э. Е. Кинетическая природа прочности твердых тел. М.: Наука, 1974. 560 с.

14. Измайлов В. В., Гусев А. Ф. Температурная и времененная зависимости твердости конструкционных материалов // Машиноведение. 1986. № 2. С. 100—104.

В статье [1] результаты работы [2] по исследованию контактной жесткости в нормальном к плоскости контакта направлении распространены на касательную контактную жесткость. Получено, что зависимость упругого смещения δ_{tp} , возникающего в плоскости стыка, от касательного напряжения τ при давлении p и повторных нагрузлениях линейна: $\delta_{tp} = k_{tp}\tau$, где коэффициент k_{tp} касательной контактной податливости можно вычислить по значениям [2] коэффициентов влияния масштаба и нормальной контактной податливости: $k_{tp} = \epsilon k_p$.

Предельное касательное напряжение $\tau_{max,p}$ и предельное упругое смещение $\delta_{\tau max,p}$, при которых возникает срыв упругого смещения, определяются значениями коэффици-

ентов трения f и нормальным давлением p : $\tau_{\max p} = fp$; $\delta_{\tau \max p} = \varepsilon k_p fp$.

Полученные формулы позволяют рассматривать контактный слой как третье тело пренебрежимо малой толщины [3] с известными жесткостями в нормальном к поверхности контакта и касательном направлениях.

В исследовании [4] методом конечных разностей выяснялся механизм передачи изгибающего момента в прессовом соединении. Установлено, что радиальными напряжениями сжатия с вала на втулку передается лишь 15 % изгибающего момента, а его превалирующая часть передается напряжениями сдвига. Задача данной работы — получение расчетной зависимости для оценки предельной величины напряжения $\sigma_{\text{пр}}$ изгиба вала, превышение которой вызывает срыв упругого смещения по всей поверхности контактного слоя "вал—втулка" при повторных нагрузлениях вала изгибающим моментом. Используя результаты исследования [4], приближенно считаем, что весь изгибающий момент передается силами трения.

Обозначим (рис. 1): 1 — вал; 2 — втулка; 3 — контактный слой; L — рабочая длина втулки; D — диаметр вала; M — приложенные к валу и втулке изгибающие моменты. На рис. 1 приведены для вала и втулки эпюры M_B и $M_{\text{вт}}$ изменения изгибающих моментов по их длине.

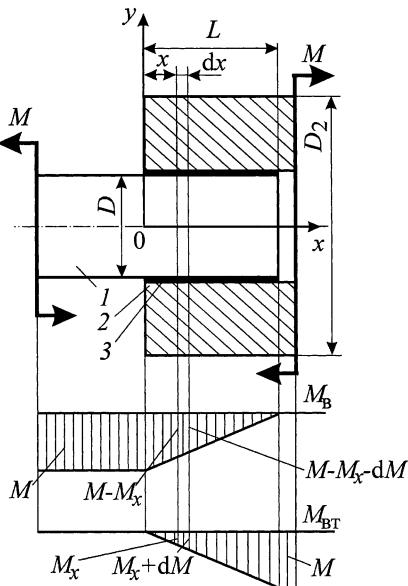


Рис. 1

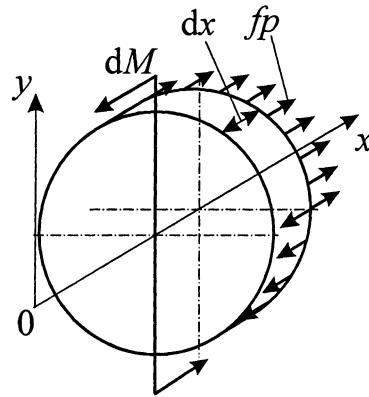


Рис. 2

На рис. 2 выделен элемент dx вала на удалении x от торца втулки, нагруженный слева моментом $M - M_x$ и справа моментом $M - M_x - dM$. Элемент вала находится в равновесии: разность моментов слева и справа уравновешивается моментом, создаваемым напряжениями сдвига в контактном слое. Срыв упругого смещения по всей поверхности контактного слоя будет иметь место, если во всех точках этого слоя действуют касательные напряжения $\tau_{\max p} = fp$. Условие равновесия элемента dx вала при этом имеет вид:

$$dM = D^2 fp dx \int_0^{\pi/2} \cos \gamma dy = D^2 fp dx, \quad (1)$$

где fp — напряжение сдвига в сечении, расположенному под углом γ к вертикальной оси.

При получении формулы (1) использованы обозначения: $dA = 0,5 D d\gamma dx$ — элементарная площадка; $dF = fp dA$ — сила, действующая на элементарную площадку вдоль оси x . Из формулы (1) следует, что самораспрессовка будет иметь место в случае действия на вал изгибающего момента

$$M = M_{\text{пр}} = D^2 L fp \quad (2)$$

(выражение, близкое к формуле (2), полученное представлением вала и втулки в виде балки Тимошенко, которая находится под действием внешней распределенной нагрузки, приводилось также в работах Я. Г. Пановко [5] и В. Л. Бидермана [6], где оно было использовано в несколько иных целях: для вычисления величины смещений в контакте).

Моменту $M_{\text{пр}}$ соответствует напряжение изгиба вала

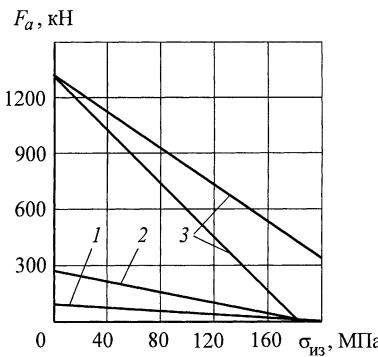


Рис. 3

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{пр}} &= M_{\text{пр}} / W_{\text{в}} = \\ &= D^2 L fp / (\pi D^3 / 32) \approx fp L / (0,1 D), \quad (3) \end{aligned}$$

где $W_{\text{в}}$ — момент сопротивления поперечного сечения вала изгибу.

В работе [7] экспериментально исследована прочность соединения с натягом в зависимости от амплитуды переменных напряжений изгиба вала. Испытаны собранные посредством механической запрессовки при давлении в контакте $p = 72$ МПа соединения трех типоразмеров: 1) $D = 30$ мм, $L = 30$ мм, $Ra_1 = Ra_2 = 0,63 \div 1,25$ мкм; 2) $D = 70$ мм, $L = 70$ мм, $Ra_1 = 0,63 \div 1,25$ мкм, $Ra_2 = 1,25 \div 2,5$ мкм; 3) $D = 160$ мм, $L = 160$ мм, $Ra_1 = 1,25 \div 2,5$ мкм, $Ra_2 = 2,5 \div 5,0$ мкм (здесь $Ra_{1,2}$ — средняя арифметическая высота микронеровностей, индекс 1 соответствует валу, а 2 — втулке). Сопрягаемые поверхности при запрессовке смазывали вареным растительным или минеральным маслом. Результаты испытаний аппроксимированы соответствующими прямыми линиями (рис. 3) — зависимостью силы F_a распрессовки от напряжений $\sigma_{\text{из}}$ изгиба вала. Установлено, что при напряжении $\sigma_{\text{пр}}$ изгиба вала, равном соответственно 200, 190 и 180 \div 260 МПа, в соединении с натягом возникает самораспрессовка, т. е. сползание втулки с вала при отсутствии осевой силы, действующей на втулку. Получена эмпирическая формула, связывающая этот параметр с коэффициентом трения, давлением в сопряжении, диаметром вала, длиной сопряжения,

$$\sigma_{\text{пр э}} = fp L / (\beta_0 D), \quad (4)$$

где $\beta_0 = 0,08 \div 0,085$ — параметр, величина которого оценена экспериментальным путем.

В машиностроении преимущественно используют соединения с $L/D = 0,5 \div 1,5$. В работе [7] экспериментально исследовано влияние отношения L/D на прочность посадок. Валы диаметром $D = 30$ мм были изготовлены из стали 40, а втулки — из стали Ст3. Влияние длины проверяли с использованием одних и тех же сопряженных деталей. Длину втулки последовательно уменьшали путем обтачивания ее с торцов для обеспечения соотношений $L/D = 1,5; 1,2; 1,0; 0,8; 0,6$. Опыты показали, что параметр β_0 уменьшается от 0,1 до 0,05 с уменьшением отношения L/D от 1,5 до 0,6.

Если вычислить коэффициенты f трения при выпрессовке по значениям силы F_a для диаметров 30, 70 и 160 мм (см. рис. 3), соответствующих $\sigma_{iz} = 0$, то соответственно получим значения 0,295, 0,271 и 0,221. Обнаруженное уменьшение коэффициента трения с увеличением диаметра указывает, по нашему мнению, на зависимость коэффициента трения от средней арифметической высоты микронеровностей: чем больше эта высота, тем меньше коэффициент трения. Такая особенность поведения коэффициента трения нами уже отмечалась ранее [8].

Описанный выше эксперимент по оценке изменения параметра β_0 в зависимости от длины втулки проводили путем неоднократных осевых смещений с последовательным укорочением втулки после каждого смещения. Логично предположить, что микронеровности после каждого смещения несколько сглаживались, и коэффициент трения в связи с этим возрастал. Это позволяет предположить, что при разных значениях L/D параметр β_0 не меняется и равен 0,1. Отсюда можно заключить,

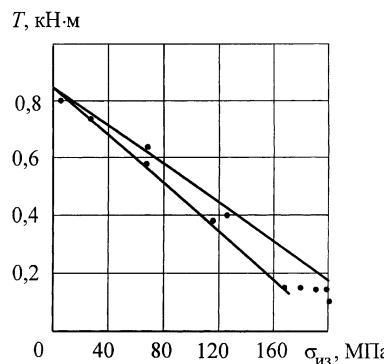


Рис. 4

что для расчета напряжений σ_{pr} вместо эмпирической формулы (4) можно применять формулу (3), полученную теоретически. Поэтому в связи с линейной зависимостью F_a от напряжений σ_{iz} изгиба вала (см. рис. 3) можно предположить, что эквивалентную сдвигающую нагрузку F_3 , которую может передать соединение с натягом, и по которой вычисляют необходимое давление в сопряжении "вал—втулка"

$$p = kF_3/(\pi DLf) \quad (5)$$

(здесь k — коэффициент запаса по несдвигаемости), следует находить по формуле

$$F_3 = \sqrt{\left(F_a + \frac{3,2M}{D}\right)^2 + \left(\frac{2T}{D}\right)^2}, \quad (6)$$

где F_a — осевая сила; M — изгибающий момент вала под втулкой; T — крутящий момент.

Справедливость формулы (6) подтверждают результаты (показаны точками на рис. 4) экспериментальных исследований [7] проворачивания втулки под действием крутящего момента T относительно вала, нагруженного переменным изгибающим моментом, с напряжением σ_{iz} на его поверхности. Испытанию подверга-

ли соединения с $D = 30$ мм, $L = 30$ мм. Сборку осуществляли тепловым способом. Результаты расчета по формуле (6) соответствуют диапазону, ограниченному прямыми линиями на рис. 4.

Выводы

1. Переменный изгибающий момент M_{pr} вала, вызывающий самораспрессовку соединения с натягом, и соответствующие ему напряжения σ_{pr} изгиба вала можно оценивать по формулам (2) и (3).

2. Эквивалентную сдвигающую нагрузку F_3 , которую может передать соединение с натягом, следует вычислять по формуле (5).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Иванов А. С. Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 34—37.
- Иванов А. С., Измайлов В. В. Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2006. № 8. С. 3—10.
- Иванов А. С. Толщина контактного слоя // Вестник машиностроения. 2006. № 12. С. 21—23.
- Häusler N. Zum Mechanismus der Biegemomentübertragung in Schrumpfverbindungen // Konstruktion. 1976. 28. N 3. S. 103—108.
- Конструкционное демпфирование в неподвижных соединениях / Н. Г. Калинин, Я. Г. Пановко, Ю. А. Лебедев и др. Рига: Изд-во АН Латв. ССР, 1960. 130 с.
- Бидерман В. Л. Конструкционное демпфирование в соединениях с прессовой посадкой // Расчеты на прочность. М.: Машиностроение. 1978. № 19. С. 3—10.
- Гречищев Е. С., Ильяшенко А. А. Соединения с натягом. М.: Машиностроение, 1981. 247 с.
- Иванов А. С., Попов Б. А. Расчет соединения с натягом с учетом контактной жесткости сопрягаемых поверхностей // Вестник машиностроения. 2005. № 4. С. 31—36.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей
смотрите в № 1 за 2008 г.
на третьей странице обложки.

П. А. СОКОЛОВ, канд. техн. наук, Д. С. БЛИНОВ, О. А. РЯХОВСКИЙ, доктора технических наук, Е. Е. ОЧКАСОВ, А. Ю. ДРОБИЖЕВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Перспективные преобразователи вращательного движения в поступательное

Доказывается, что основным критерием работоспособности планетарных ролико-винтовых механизмов является износостойкость, приводится перечень исследований и оборудования для разработки основ расчета этих механизмов на износостойкость и основные результаты уже выполненных этапов работы.

It is argued, that the basic working capacity criterion of planetary roller screw mechanisms is the wearing capacity. Specification of investigations and research equipment for elaboration of a calculation basis for such mechanisms on the wearing capacity and basic research results obtained are presented.

Планетарные роликовинтовые механизмы (ПРВМ) относятся к механизмам, преобразующим вращательное движение в поступательное и редко наоборот. В машиностроении указанные механизмы применяют очень широко, и прослеживается тенденция к повышению точности, кинематических параметров (быстродействия), КПД, нагрузочной способности, надежности и долговечности этих механизмов. Так как ПРВМ по большинству параметров превосходят другие известные механизмы, преобразующие вращательное движение в поступательное, то их применение и в дальнейшем будет расширяться.

Примером надежности и высокого технического уровня ПРВМ является их успешное применение в приводах управления двигателями сверхзвуковых, пассажирских лайнеров "Конкорд". Для поддержания оптимального режима работы четырех турбореактивных двигателей Rolls-Royce Olympus количество поступающего в них воздуха в зависимости от условий полета должно непрерывно регулироваться с помощью специального электромеханического привода. Список требований к электромеханическому приводу включал статическую нагрузку в 25 т, полетный ресурс 45 000 ч, температуры от -60 до $+145$ °C, а также широкий спектр внешних вибраций и ряд других условий эксплуатации. В качестве исполнительного механизма привода были выбраны ПРВМ и шариковинтовые механизмы (ШВМ). Ресурсные испытания в среде с пылью, песком и брызгами соленой воды выдержали только ПРВМ. Многие из ПРВМ отслужили без отказов на двигателях "Конкордов" по 15 000 летних часов.

При этом нет методов и методик расчета для проектирования ПРВМ и оценки ресурса их работы по основному фактору выхода из строя этих механизмов — износостойкости.

Конструкция планетарного роликовинтового механизма. Все известные конструкции ПРВМ можно условно разделить на несколько классов и подклассов в зависимости от способа преобразования одного вида движения в другой, наличия осевых зазоров, характера передачи рабочей нагрузки, соотношения размеров резьбовых деталей в механизме и т. д.

Однако на практике в основном применяются только несколько конструкций ПРВМ. К одной из таких конструкций относится ПРВМ с цельной гайкой, между резьбовыми деталями которого имеются осевые зазоры (рис. 1). Этот ПРВМ состоит из: многозаходного винта 1; *n* резьбовых однозаходных роликов 5, торцевые шейки которых установлены в отверстиях сепараторов 2, образуя единый узел; многозаходной гайки 6, в которой с двух сторон закреплены втулки 4, пружинных колец 3, ограничивающих осевое перемещение сепараторов, и других деталей.

Чтобы ролики относительно винта имели одну степень свободы и синхронно работали, их дополнительно соединяют с гайкой с помощью зубчатых зацеплений. Для этого на концах каждого ролика непосредственно по резьбе нарезают наружные зубья, которые зацепляются с внутренними зубьями, нарезаемыми на втулках 4.

В ПРВМ данной конструкции числа заходов винта и гайки одинаковы и чаще всего равны пяти, реже — шести. Чтобы между резьбовыми деталями ПРВМ в основном реализовывалось трение качения, средние диаметры резьбы винта d_{B2} , роликов d_{p2} и гайки D_{r2} , а также число z_r заходов резьбы гайки (винта — z_B) должны быть связаны между собой зависимостями:

$$d_{p2} = d_{B2}/(z_r - 2); \quad (1)$$

$$D_{r2} = z_r d_{p2}. \quad (2)$$

История вопроса. Для ШВМ, в которых при работе шары перекатываются по винтовым канавкам винта и гайки, фирмы-изготовители предложили рассчитывать эти механизмы (по аналогии с подшипниками качения) по статической и динамической грузоподъемностям. Освоив производство ПРВМ, фирмы-изготовители предложили (также по аналогии с подшипниками качения) рассчитывать их по статической и динамической

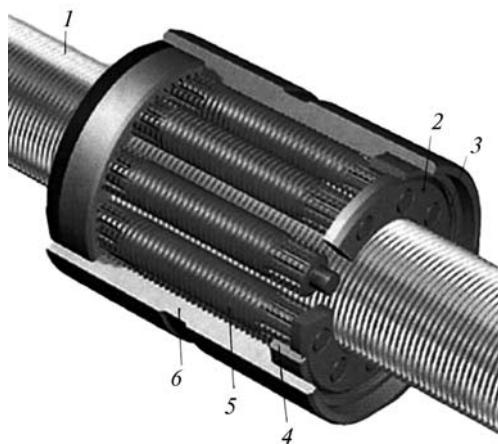


Рис. 1. Планетарный ролико-винтовой механизм с цельной гайкой

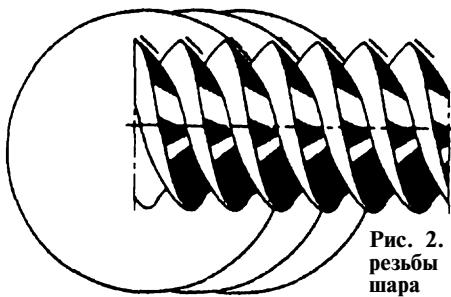


Рис. 2. Приведение витков резьбы ролика к форме шара

грузоподъемностям, т. е. **основным критерием работоспособности ПРВМ было предложено считать усталостное выкрашивание.**

Такая аналогия основывается на следующем. Совершая планетарное движение, ролики перекатываются по виткам резьбы гайки и винта практически без скольжения. Профиль витка ролика — радиусный (рис. 2), с центром на его оси. Это позволило привести форму витков ролика к эквивалентным, наложенным друг на друга шарам, число которых равно числу витков ролика вдоль образующей. Тогда можно считать, что, как и в ШВМ, эквивалентные шары перекатываются по виткам винтовых канавок винта и гайки.

Обоснование использования износстойкости в качестве основного критерия работоспособности ПРВМ. Правомерность применения этого критерия подтверждают:

1) результаты измерений профилей резьбы деталей ПРВМ типоразмера 48×8 , которыми оснащаются на автозаводах сварочные роботы. Измерения были выполнены авторами данной работы на высокоточном сертифицированном приборе Form Talysurf со встроенной ЭВМ (фирма-производитель "Taylor Hobson", Англия) [1]. Если ролики до начала эксплуатации имели выпуклый профиль, очерченный дугой окружности, то после начального периода эксплуатации в средней по высоте витка части *в результате изнашивания* образовался прямолинейный участок длиной $L_{\text{прям}}$ (рис. 3). При дальнейшей эксплуатации ПРВМ происходит *увеличение длины* $L_{\text{прям}}$ прямолинейных участков витков роликов, что также свидетельствует о том, что это — *результат изнашивания*;

2) опыт эксплуатации беззазорных ПРВМ, в которых кроме выборки зазоров между резьбовыми деталями для повышения жесткости механизма создается сжимающая эти детали сила (сила преднагрузки). Величина силы преднагрузки контролируется по крутящему моменту холостого хода. В процессе эксплуатации *момент холостого хода постоянно контролируется, и наблюдается его постепенное снижение, причиной которого является изнашивание сопрягаемых резьбовых поверхностей деталей ПРВМ*. При уменьшении момента холостого хода ниже допустимого значения ПРВМ переналивают. В противном случае из-за износа мо-

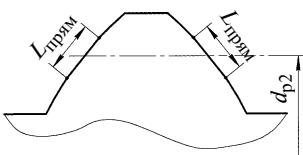


Рис. 3. Профиль витка ролика с прямолинейными участками длиной $L_{\text{прям}}$

мент холостого хода (сила преднагрузки) может снизиться до нуля и между резьбовыми деталями ПРВМ могут образоваться зазоры;

3) производственный опыт АО "Москвич". Исследовали ПРВМ, отслужившие в составе сварочных роботов свой ресурс и вышедшие из строя. Следов усталостного выкрашивания на резьбовых поверхностях деталей ПРВМ обнаружено не было.

Практически все *отказы*, не считая случайных, прямо или косвенно являются следствием износа резьбовых поверхностей деталей ПРВМ. Рассмотрим, например, заклинивание ПРВМ из-за того, что износились отверстия в сепараторах, разделяющих ролики, и последние перекосились и заклинили механизм. Износ отверстий в сепараторах стал возможным из-за того, что износились резьбовые поверхности деталей ПРВМ и между роликами и винтом с гайкой образовались зазоры, в пределах которых ролики под действием нагрузки стали поворачиваться. При этом шейки роликов стали образовывать с отверстиями сепараторов подшипники скольжения с кромочными контактами.

В настоящее время в Российской Федерации исследованиями ПРВМ целенаправленно занимаются в МГТУ им. Н. Э. Баумана (авторы данной работы) и во Владимирском ГУ. **Большинство исследователей согласны с тем, что основным критерием работоспособности ПРВМ является износстойкость.** В МГТУ им. Н. Э. Баумана на кафедре "Детали машин" уже длительное время ведутся работы по разработке **основ расчета ПРВМ на износстойкость, не имеющих аналогов в мировой практике машиностроения.**

Цель и задачи данного исследования. Целью исследования является разработка основ расчета планетарных ролико-винтовых механизмов по реальному критерию работоспособности — износстойкости. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1) разработать математические модели ПРВМ для расчета параметров силового взаимодействия сопрягаемых витков резьбы деталей этих механизмов и параметров контактного взаимодействия (форма и размеры площадок контакта, контактные давления) пары сопрягаемых витков винта и ролика, ролика и гайки;

2) разработать методику расчета кинематических параметров при работе ПРВМ, в том числе точек площадок контакта сопрягаемых витков деталей механизма для оценки относительных скоростей в указанных точках;

3) разработать методику расчета пути трения точек площадок контакта сопрягаемых витков деталей механизма;

4) разработать методику расчета числа циклов нагружения витков резьбы деталей ПРВМ за полный ход гайки (рабочий ход + холостой ход);

5) на основе разработанных моделей и методик предложить трибологическую модель для расчета на износстойкость деталей ПРВМ. Предполагается, что трибологическая модель будет базироваться на безразмерном показателе интенсивности изнашивания, выбранном элементного закона изнашивания, характеризующего механизму разрушения материалов в трибоконтакте, и

использовании величины предельно допустимого износа (для оценки ресурса работы механизма);

6) разработать компьютеризированный испытательный стенд, позволяющий измерять основные параметры ПРВМ и оснащенный электродвигателем постоянного тока, который способен программно управлять кинематическими параметрами ПРВМ;

7) разработать программу испытаний опытных образцов ПРВМ и методики проведения экспериментов;

8) выполнить экспериментальные исследования опытных образцов ПРВМ;

9) выполнить математическую обработку данных экспериментальных исследований, проанализировать полученные результаты;

10) наложить данные экспериментальных исследований на данные теоретических исследований и разработать основы расчета ПРВМ на износостойкость.

Следует отметить, что хотя из-за износа, по различным данным, выходят из строя от 70 до 85 % изделий машиностроения, число конструкций, которые рассчитываются на износостойкость, неоправданно мало. Объясняется это, во-первых, сложностью методов и методик расчета конструкций на износостойкость, во-вторых, большим объемом экспериментальных исследований, для которых требуется высокоточная измерительная техника и т. д. Поэтому в данной работе приведены только некоторые (полностью выполненные на сегодняшний день) этапы разрабатываемых основ расчета ПРВМ на износостойкость.

Практическая ценность предполагаемых результатов исследования. Основные отказы ПРВМ — параметрические, которые можно определить только из расчета этих механизмов на износостойкость. Как отмечалось выше, в настоящее время ПРВМ по аналогии с подшипниками качения рассчитываются по статической и динамической грузоподъемностям. Так как эти расчеты не соответствуют реальности, то они не позволяют получить ответы на целый ряд вопросов. Только расчеты ПРВМ на износостойкость позволят прогнозировать: изменение формы и размеров сопрягаемых резьбовых поверхностей деталей ПРВМ в зависимости от нагрузки, кинематических параметров и числа циклов нагружения витков резьбы винта, роликов и гайки; изменение во времени осевой жесткости и точности ПРВМ; снижение усилия преднагрузки во времени для беззазорных ПРВМ; срок работы ПРВМ до первой переналадки и между переналадками; ресурс работы ПРВМ с учетом переналадок и др.

Разработанные теоретические разделы, программное обеспечение, методики проведения экспериментов, а также экспериментальные установки и методики могут найти применение при исследовании других изделий машиностроения.

Материальная база исследований. Основу материальной базы составляет уникальный испытательный стенд, на который получен патент РФ [2]. Стенд состоит из корпусных деталей, электропривода, измерительных датчиков, силового устройства, информационных каналов и ЭВМ.

Электропривод состоит из программируемого логического контроллера, системы управления, синхронного серводвигателя переменного тока с обратной связью. Электропривод позволяет программирование движения любой сложности с широким спектром частот вращения до 6000 мин⁻¹.

Управление и настройка ведутся с помощью персонального компьютера посредством специализированного программного обеспечения. Привод может управляться как по скорости, так и по перемещению; полностью настраивается его динамика: скорость, ускорение, торможение, рывки (изменение ускорения во времени). Программа позволяет реализовать сложные законы движения, настроить реакцию системы на сигналы внешних датчиков, синхронизировать движение нескольких приводов.

Благодаря обратной связи и адаптивности системы настройки привод перед введением в эксплуатацию позволяет с помощью электроники компенсировать погрешности механической части. В системе реального времени проводится мониторинг большого числа параметров: скорости, позиции, ускорения, момента, напряжения и др. В двигатель встроен инкрементальный датчик угла поворота, имеющий точность ±40", а косвенный способ измерения крутящего момента обеспечивает погрешность не более 5 %. Показания датчиков системы можно снимать не чаще, чем через каждые 0,125 мс. Также возможны подключение дополнительного датчика, например датчика линейного перемещения, и обработка его показаний одновременно с датчиком угла поворота.

Используется высокопроизводительный персональный компьютер на базе процессора Intel.

В настоящее время на стенде модернизируется присоединительные места с целью расширения типоразмерного ряда испытываемых механизмов.

Теоретические исследования. К настоящему времени полностью выполнены указанные ниже теоретические исследования, которые необходимы для разработки основ расчета ПРВМ на износостойкость (частично выполнены и другие теоретические исследования).

1. Определение кинематических параметров ПРВМ (в том числе, скоростей скольжения в точках пятен контакта сопрягаемых деталей ПРВМ) [3–5]. В ПРВМ ведущим звеном может быть как винт, так и гайка (см. рис. 1). При этом резьбовые детали (винт, ролики и гайка) могут совершать различные движения, для которых были построены планы скоростей и выполнены кинематические расчеты. Например, на рис. 4 показан план скоростей деталей ПРВМ, когда ведущим звеном является вращающийся винт, а гайка вместе с роликами перемещается вдоль оси винта. При этом ролики совершают планетарное движение. На этом рисунке: ω_v , ω_p — угловые частоты вращения винта и ролика вокруг своих осей; ω_c — угловая частота вращения ролика вместе с сепаратором вокруг оси винта; d_{B2} , d_{p2} и D_{r2} — средние диаметры резьбы соответственно винта, роликов и гайки.

Зная геометрические размеры деталей ПРВМ и ω_v можно определить угловые скорости ω_p и ω_c , а также линейные скорости любых точек деталей механизма.

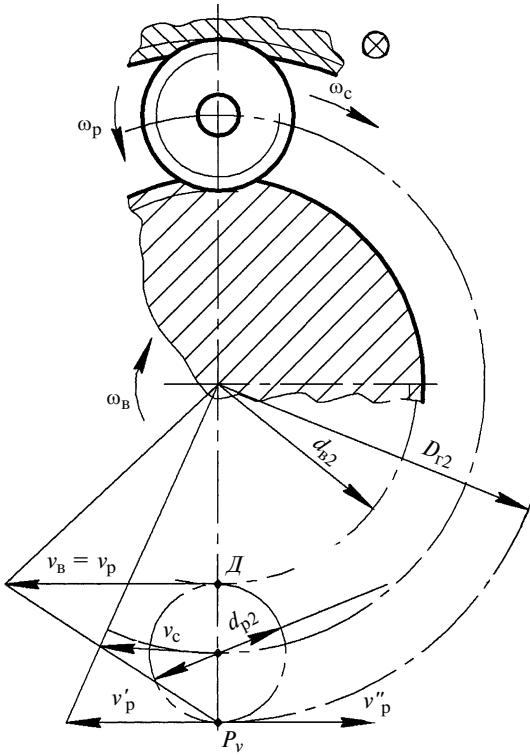


Рис. 4. План скоростей деталей ПРВМ

ПРВМ имеет ряд геометрических особенностей [6–8], которые необходимо учитывать при расчетах и проектировании этих механизмов. Эти особенности, как правило, существенно усложняют теоретические исследования ПРВМ. Важнейшая особенность ПРВМ состоит в том, что витки резьбы ролика и гайки образуют внутреннее резьбовое соединение деталей, оси которых параллельны и не совпадают. Поэтому направления резьбы гайки и ролика должны быть одинаковы, и угол подъема резьбы гайки должен равняться углу подъема резьбы ролика. А угол подъема резьбы винта всегда не равен углу подъема резьбы ролика для того, чтобы ПРВМ можно было отнести к механизмам, в которых в основном реализуется трение качения.

Следствием этой особенности ПРВМ является то, что точка первоначального контакта сопрягаемых витков винта и ролика, когда рабочая осевая сила $F_{\Sigma} = 0$, смещается от плоскости, образованной осями винта и ролика (от точки D , см. рис. 4). Следовательно, при приложении к ПРВМ рабочей осевой силы F_{Σ} пятно контакта сопрягаемых витков винта и ролика также будет смещено от точки D . Отсюда скорости скольжения в точках указанного пятна контакта будут больше, чем для номинального случая, когда внутри пятна контакта располагалась бы точка D .

При приложении рабочей осевой силы F_{Σ} вокруг точки P_v начального сопряжения витков ролика и гайки образуется пятно контакта.

2. Определение силовых параметров в сопряжениях деталей ПРВМ [7, 9, 10]. При работе ПРВМ рабочая осевая сила передается с винта на резьбовые ролики, а затем с роликов на гайку через несколько сотен сопрягаемых витков резьбы этих деталей. Отсюда важнейшей

особенностью ПРВМ является большое количество (измеряется сотнями) избыточных связей, которое в ряде случаев переменно.

Резьбовые детали ПРВМ пространственно нагружены, и при работе механизма в контакт постоянно вступают новые площадки на резьбовых поверхностях деталей ПРВМ. Это приводит к постоянному перераспределению рабочей осевой силы между сопрягаемыми витками деталей механизма. Поэтому для расчета ПРВМ используются численные статистико-вероятностные методы.

Из-за погрешностей изготовления резьбовых деталей по шагу распределение рабочей осевой силы F_{Σ} , между роликами и между сопрягаемыми витками винта и роликов, роликов и гайки неравномерное.

Еще одна особенность ПРВМ состоит в том, что на каждый i -й ролик (рис. 5) действует опрокидывающий момент $M_i = F_{\Sigma} d_{p2}$ от суммарной осевой силы F_{Σ} , действующей на i -й ролик. Этот момент уравновешивается радиальными силами, распределение которых определяется численными вариационными методами. Для этого были разработаны физическая и математическая модели ПРВМ, методы и методики расчета параметров силового взаимодействия сопрягаемых витков резьбы деталей этих механизмов и параметров контактного взаимодействия пар сопрягаемых витков винта и ролика, роли и гайки, а также выполнены расчеты.

В качестве примера для используемых на автозаводах в сварочных роботах ПРВМ типоразмера 48×8 с числом роликов $n = 10$, числом заходов винта и гайки $z_B = z_r = 5$, и размерами $d_{B2} = 48$ мм, $d_{p2} = 16$ мм и $D_{r2} = 80$ мм на рис. 6 и 7 показано распределение рабочей осевой силы F_{Σ} между сопрягаемыми витками деталей ПРВМ.

На рис. 6 представлены графики отношений $F_{\max}/F_{\text{ср}}$ и $F_{\min}/F_{\text{ср}}$ в зависимости от рабочей осевой силы F_{Σ} . При этом: $F_{\text{ср}} = F_{\Sigma}/n$ — средняя сила, передаваемая через ролик; F_{\max} и F_{\min} — соответственно наибольшая и наименьшая сила, передаваемая через ролик.

Выберем из всех витков всех роликов ПРВМ наиболее и наименее нагруженные витки и обозначим силы на этих витках F_{\max} и F_{\min} . Пусть $F_{\text{ср}} = F_{\Sigma}/(nm_p)$ — средняя нагрузка на виток ролика (m_p — число витков ролика вдоль образующей). На рис. 7 показаны графики отношений $F_{\max}/F_{\text{ср}}$ и $F_{\min}/F_{\text{ср}}$ в зависимости от осевой

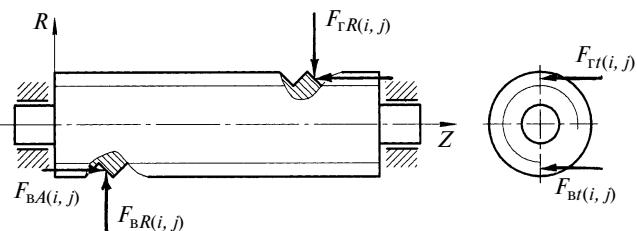


Рис. 5. Силы, действующие на витки i -го ролика со стороны винта и гайки:
 j — номер витка ролика вдоль оси Z по нижней образующей, сопрягаемой с витками винта, и верхней образующей, сопрягаемой с витками гайки; $F_{BA}(i, j)$, $F_{RA}(i, j)$ — осевые силы; $F_{BR}(i, j)$, $F_{RR}(i, j)$ — радиальные силы; $F_{Bt}(i, j)$, $F_{Gt}(i, j)$ — окружные силы

$F_{\text{p max}}/F_{\text{p op}}$; $F_{\text{p min}}/F_{\text{p cp}}$

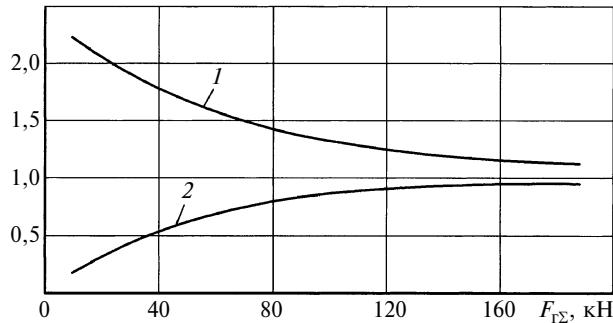


Рис. 6. Зависимости относительных сил $F_{\text{p max}}/F_{\text{p cp}}$ (1) и $F_{\text{p min}}/F_{\text{p cp}}$ (2), действующих на наиболее и наименее нагруженный ролик ($F_{\text{p cp}}$ — средняя сила, действующая на ролик), от рабочей осевой силы $F_{\text{g sigma}}$

$F_{\text{max}}/F_{\text{cp}}$; $F_{\text{min}}/F_{\text{cp}}$

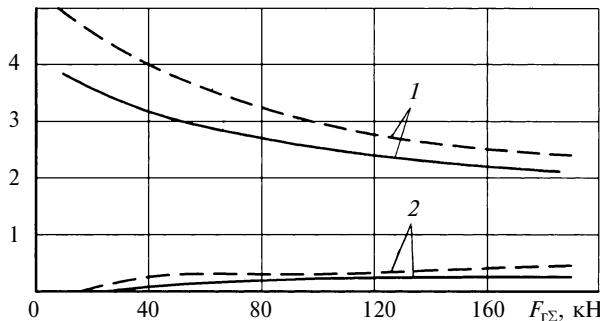


Рис. 7. Зависимости относительных сил $F_{\text{max}}/F_{\text{cp}}$ (1) и $F_{\text{min}}/F_{\text{cp}}$ (2), действующих на наиболее и наименее нагруженный виток роликов (F_{cp} — средняя сила, действующая на виток роликов) от рабочей осевой силы $F_{\text{g sigma}}$

силы на гайке $F_{\text{g sigma}}$ (сплошными линиями для сопрягаемых витков гайки и роликов, штриховыми — для сопрягаемых витков винта и роликов).

Как видно из графиков на рис. 6, в ПРВМ рабочая осевая сила $F_{\text{g sigma}}$ неравномерно (коэффициент неравномерности распределения достигает двух и даже большего значения) распределяется между роликами при малом значении $F_{\text{g sigma}}$, а с ростом последней эта неравномерность существенно снижается. Причина указанного распределения рабочей осевой силы $F_{\text{g sigma}}$ объясняется погрешностями изготовления резьбовых деталей по шагу.

Как видно из графиков на рис. 7, в ПРВМ рабочая осевая сила $F_{\text{g sigma}}$ очень неравномерно (коэффициент неравномерности распределения достигает пяти и даже большего значения) распределяется между сопрягаемыми витками роликов и винта с гайкой. С увеличением силы $F_{\text{g sigma}}$, неравномерность существенно снижается. Причина указанного распределения рабочей осевой силы $F_{\text{g sigma}}$ объясняется погрешностями изготовления резьбовых деталей по шагу и необходимостью уравновесить опрокидывающие моменты M_i на роликах за счет неравномерного распределения вдоль оси ролика радиальных сил, а, следовательно, и всех остальных сил (см. рис. 5).

3. Определение параметров контактного взаимодействия сопрягаемых витков деталей ПРВМ [7, 10–12]. Разработана методика определения размеров площадок

контакта сопрягаемых витков резьбовых деталей ПРВМ и контактных давлений, действующих на этих площадках.

Для ПРВМ типоразмера 48×8 на рис. 8 показаны зависимости от силы $F_{\text{g sigma}}$ максимальных $p_{\text{v max}}$ и средних $p_{\text{v cp}}$ давлений между сопрягаемыми витками винта и роликов, а также максимальных $p_{\text{r max}}$ и средних $p_{\text{r cp}}$ давлений между сопрягаемыми витками гайки и роликов. Как видно из графиков, средние и максимальные давления в сопряжениях витков винта и роликов больше, чем в сопряжениях витков гайки и роликов. Объясняется это тем, что в сопряжениях витков гайки и роликов контакт внутренний, а в сопряжениях витков винта и роликов — внешний.

4. Определение числа циклов нагружения витков резьбы деталей ПРВМ за полный ход гайки [13]. ПРВМ имеют ряд конструктивных исполнений, например ПРВМ с цельной гайкой, между витками резьбы деталей которой имеются осевые зазоры, или беззазорный ПРВМ со сборной гайкой, в котором выборка зазоров осуществляется различными способами. Для основных конструктивных исполнений ПРВМ определены числа циклов нагружения витков резьбы деталей механизма за период осевого перемещения гайки (винта) из начального положения в конечное.

Для ПРВМ с цельной гайкой (см. рис. 1) числа циклов нагружения витков резьбы определяются по следующим формулам:

$$\text{винта} — N_{\text{v}} = L_{\text{v}} n / [2P(z_{\text{v}} - 1)]; \quad (3)$$

$$\text{гайки} — N_{\text{r}} = n(L_{\text{v}} - L_{\text{r}})(z_{\text{v}} - 2) / [2Pz_{\text{v}}(z_{\text{v}} - 1)]; \quad (4)$$

$$\text{роликов} — N_{\text{p}} = (L_{\text{v}} - L_{\text{r}})(z_{\text{v}} - 2) / [2P(z_{\text{v}} - 1)], \quad (5)$$

где L_{v} и L_{r} — длина резьбовой части соответственно винта и гайки; P — шаг резьбы.

Для ПРВМ с цельной гайкой типоразмера 48×8 с параметрами, приведенными выше, и длинами $L_{\text{v}} = 800$ мм и $L_{\text{r}} = 80$ мм были выполнены расчеты, в которых обозначили осевую силу, передаваемую ПРВМ на рабочем ходу — $F_{\text{p}, x}$, а на холостом ходу — $F_{\text{x}, x}$ (рис. 9). Пусть $F_{\text{p}, x} > F_{\text{x}, x}$. Изнашивание сопрягаемых витков деталей ПРВМ происходит под действием средних контактных давлений p , которые зависят от типоразмера ПРВМ, величин указанных сил и от того, сопрягаются

$p, \text{ МПа}$

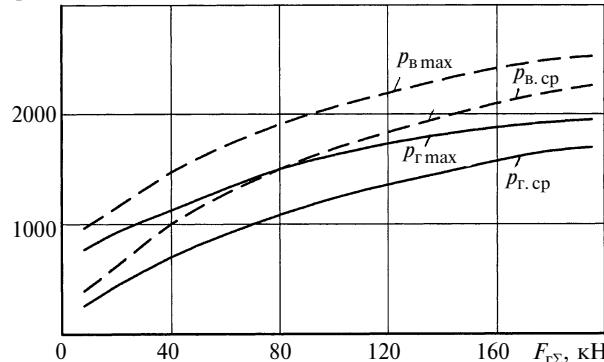


Рис. 8. Графики зависимостей от рабочей осевой силы $F_{\text{g sigma}}$ максимальных и средних давлений между сопрягаемыми витками роликов и винта ($p_{\text{v max}}$ и $p_{\text{v cp}}$), роликов и гайки ($p_{\text{r max}}$ и $p_{\text{r cp}}$)

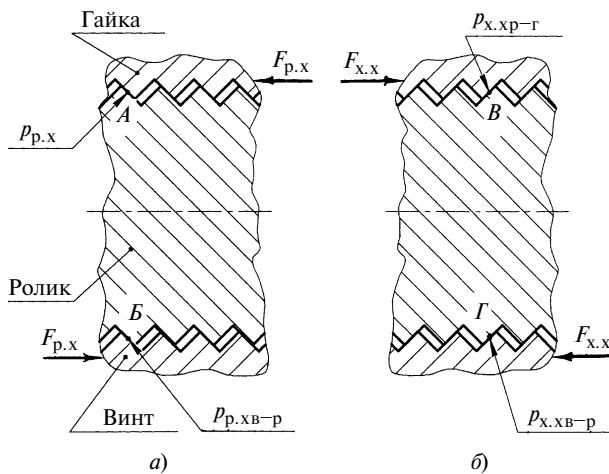


Рис. 9. Расчетная схема ПРВМ с цельной гайкой для рабочего (а) и холостого (б) ходов гайки

ли витки винта и ролика или ролика и гайки. Контактные давления рассчитывают по разработанным методикам (см. выше п. 3).

На рабочем ходу (см. рис. 9, а) под действием силы $F_{p,x}$ будут контактировать с роликом правые стороны витков винта и левые — витков гайки; у роликов в месте сопряжения с винтом — левые стороны, а в месте сопряжения с гайкой — правые. Пусть под действием нагрузки в месте сопряжения витков винта и ролика возникают контактные давления $p_{p,x}-p$, а в месте сопряжения витков ролика и гайки возникают $p_{p,x}-g$. При этом $p_{p,x}-p > p_{p,x}-g$, так как контакт винта с роликом — внешний, а контакт ролика с гайкой — внутренний, имеющий большую площадь пятна контакта при одной и той же силе.

На холостом ходу (см. рис. 9, б) под действием силы $F_{x,x}$ у винта будут контактировать левые стороны витков, у гайки — правые, у роликов в месте сопряжения с витками винта — правые, а в месте сопряжения с витками гайки — левые. Пусть под действием нагрузки в месте сопряжения витков винта и ролика возникают контактные давления $p_{x,x}-p$, а в месте сопряжения витков ролика и гайки — $p_{x,x}-g$. При этом, как и для рабочего хода, $p_{x,x}-p > p_{x,x}-g$.

За полный ход гайки необходимо суммировать для каждой стороны витка каждой резьбовой детали числа циклов нагружения соответствующими давлениями. В итоге получим:

для винта: правая сторона витка — $N_{v,p} = 63$ с давлением $p_{p,x}-p$;

левая сторона витка — $N_{v,l} = 63$ с давлением $p_{x,x}-p$;

для ролика: правая сторона витка — $N_{p,p} = 169$ с давлением $p_{p,x}-g$ и $N_{p,p} = 169$ с давлением $p_{x,x}-p$;

левая сторона витка — $N_{p,l} = 169$ с давлением $p_{p,x}-p$ и $N_{p,l} = 169$ с давлением $p_{x,x}-g$;

для гайки: правая сторона витка — $N_{g,p} = 338$ с давлением $p_{x,x}-g$;

левая сторона витка — $N_{g,l} = 338$ с давлением $p_{p,x}-p$.

Как отмечалось выше, среди перечисленных давлений наибольшими и, как правило, доминирующими являются давления $p_{p,x}-p$, которые действуют на рабочем ходу между сопрягаемыми витками винта и ролика. Число циклов нагружения этими давлениями витков ролика в 2,7 раза больше, чем витков винта. Поэтому в рассматриваемых ПРВМ витки ролика более интенсивно изнашиваются под действием указанных давлений, чем витки винта.

Выводы

- Установлено, что для обоснованного проектирования планетарных ролико-винтовых механизмов необходимо разработать основы расчета этих механизмов на износостойкость, не имеющие аналогов в машиностроении.

- Для разработки основ расчета ПРВМ на износостойкость надо выполнить очень большой объем теоретических и экспериментальных исследований.

- На кафедре "Детали машин" МГТУ им. Н. Э. Баумана проводятся исследования для разработки основ расчета ПРВМ на износостойкость. К настоящему времени выполнен ряд теоретических исследований, результаты которых представлены в данной статье. Кроме того, разработан испытательный стенд, который находится в стадии сборки и наладки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Способ** измерения профилей резьбы роликов планетарных ролико-винтовых передач и обработка результатов / Д. С. Блинов, О. А. Ряховский, П. А. Соколов и др. // Вестник машиностроения. 1998. № 7. С. 26—29.
- Пат. 2116640 РФ:** МПК⁶: Стенд для испытаний механических передач, преобразующих врачающее движение винта в поступательное движение гайки.
- Скорость скольжения в точке сопряжения винта и ролика в планетарной ролико-винтовой передаче / О. А. Ряховский, Д. С. Блинов, Ю. Д. Плешаков и др. // Вестник машиностроения. 2000. № 8. С. 8—10.
- Ряховский О. А., Блинов Д. С., Соколов П. А. Анализ работы планетарной ролико-винтовой передачи // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2002. № 4. С. 52—57.
- Кинематика планетарных ролико-винтовых механизмов / П. А. Соколов, О. А. Ряховский, Д. С. Блинов и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2005. № 1. С. 3—14.
- Блинов Д. С., Ряховский О. А., Соколов П. А. Численный метод определения точки первоначального контакта витков двух винтов с параллельными осями и различными углами подъема резьбы // Вестник МГТУ. Машиностроение. 1996. № 3. С. 93—97.
- Силовой контакт рабочих поверхностей витков резьбы планетарного ролико-винтового механизма / П. А. Соколов, Ф. Д. Сорокин, О. А. Ряховский и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2006. № 1. С. 61—72.
- Определение размеров и полей допусков для основных деталей планетарных ролико-винтовых передач / Д. С. Блинов, О. А. Ряховский, П. А. Соколов и др. // Приложение. Справочник. Инженерный журнал. 2006. № 7. 24 с.
- Ряховский О. А., Блинов Д. С., Соколов П. А. Определение преднатяга в планетарных ролико-винтовых передачах // Новые промышленные технологии: 1997. № 3. С. 36—39.
- Блинов Д. С. Планетарные ролико-винтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов. М.: Изд-во МГТУ, 2006. 222 с.
- Блинов Д. С. Разработка методики расчета напряжений в местах контакта витков резьбовых деталей планетарных ролико-винтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 8. С. 33—40.
- Блинов Д. С. Результаты расчетов на контактную прочность резьбовых деталей планетарных ролико-винтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 10. С. 29—34.
- Блинов Д. С. Определение числа циклов нагружения витков резьбы деталей планетарных ролико-винтовых передач // Справочник. Инженерный журнал. 2003. № 7. С. 19—25.

Ю. Н. СОКОЛОВ, канд. техн. наук (ЭНИМС)

Гидродинамические подшипники скольжения для высокоточных и малошумных машин

Предложена конструкция трехклинового (трехвкладышного) подшипника с самоустанавливающимися вкладышами, отличающегося от одноклиновых устойчивым положением вала при малых внешних радиальных нагрузках на опору и высоких частотах вращения вала, а также малой амплитудой смещений. Подшипник выполнен в габаритных размерах шарикоподшипника средней серии.

A design of three-land (three-lobe) bearing with self-installing wedges has been proposed. The design, in contrast to the monocline ones, is characterized by steady position of a shaft at low external radial loads on a bearing support and high shaft rotation frequencies, and also by small-scale shifts amplitude. The bearing's overall dimensions are comparable with that of the medial series bearing.

Одноклиновые подшипники применяют в основном в сильно нагруженных опорах, например в шпиндельных узлах тяжелых металлорежущих станков, где подшипники работают с большими относительными эксцентриситетами. Они просты по конструкции и в изготовлении. Однако у них проявляется склонность к значительному изменению диаметрального зазора в процессе разогрева опоры, что не позволяет обеспечить необходимую высокую жесткость масляного слоя и не обеспечивает устойчивого положения вала при его больших частотах вращения при малых радиальных нагрузках на опору.

В многоклиновом подшипнике масляные слои взаимно нагружают друг друга нагрузкой, обычно во много раз превосходящей внешнюю нагрузку на опору. Поэтому многоклиновые подшипники по сравнению с обычными одноклиновыми подшипниками-втулками имеют следующие преимущества: 1) создают устойчивое вращение вала при малых внешних радиальных нагрузках на опору и высоких частотах вращения вала; 2) обеспечивают высокую жесткость несущего масляного слоя; 3) позволяют регулировать величину диаметрального зазора без искажения формы рабочих поверхностей; 4) имеют более низкую температуру вследствие лучших условий теплоотвода.

Многоклиновые подшипники выполняют либо в виде цельной втулки, либо в виде отдельных вкладышей — сегментов.

Одной из основных причин, снижающих работоспособность и надежность подшипников скольжения, является непараллельность образующих

рабочих поверхностей цапфы и подшипника. В этом случае у кромок подшипника давление резко возрастает и толщина масляного несущего слоя уменьшается. Конструктивно и технологически предотвращение кромочных давлений наиболее надежно обеспечивает самоустановка подшипника в плоскости оси вала. Наиболее известными конструкциями опор шпинделей отечественных металлорежущих станков являются многоклиновые подшипники ЛОН-34 и ЛОН-58 конструкции ЭНИМСа. Конструкции и расчет одноклиновых и многоклиновых подшипников приведены в работе¹.

В статье предлагается конструкция трехклинового (трехвкладышного) подшипника с самоустанавливающимися вкладышами. Подшипник выполнен в габаритных размерах шарикоподшипника средней серии и крепится в корпусе так же, как подшипник качения — по торцам. Материал подшипника — сталь.

Подшипник (рис. 1) состоит из двух одинаковых цилиндрических колец 1, имеющих конические внутренние поверхности; трех одинаковых вкладышей 2, наружная опорная поверхность которых — сферическая, а внутренняя — цилиндрическая, покрытая антифрикционным слоем; простоячного диска 3, удерживающего вкладыши от вращения и обеспечивающего благодаря шлифовке торцов диска перед сборкой подшипника требуемый диаметральный зазор в подшипнике. Конические опорные и наружные цилиндрические поверхности колец тщательно шлифуются, послед-

ние — в размер, соответствующий наружному диаметру подшипника качения средней серии. Вкладыши имеют возможность самоустановки как в направлении вращения вала, так и вдоль его оси. На торцах вкладышей предусмотрены кольцевые технологические проточки, обеспечивающие установку вкладышей в приспособлениях для алмазной расточки рабочих поверхностей вкладышей и шлифовку их опорных сфер. Диаметральный зазор обеспечивают при сборке в пределах $0,03 \div 0,08$ мм в зависимости от частоты вращения вала. Смазывание подшипников — проточное принудительное маловязкими маслами.

Экспериментальное исследование траекторий движения вала (рис. 2), установленного на трехвкладышных подшипниках, в периоды пуска (толстая линия) и останова (тонкая линия) показало, что в период пуска вал уже вначале первого оборота всплывает в масляной пленке, а в период останова до последнего момента вращается в этой пленке. Это практически исключает абразивное изнашивание подшипников. В номинальном режиме работы диаметр кольцевой траектории вала — 1 мкм при диаметре цапфы вала 60 мм и частоте вращения 1500 мин⁻¹. Малая амплитуда смещений позволяет рекомендовать подшипник для высокоточных и (или) малошумных машин.

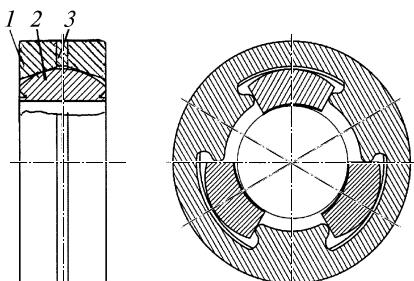


Рис. 1

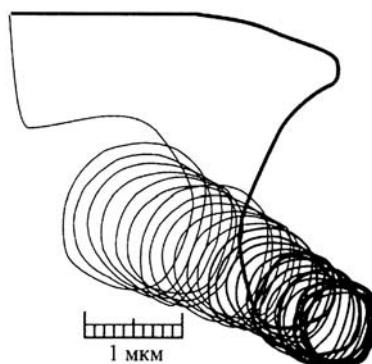


Рис. 2

¹ Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2 т. / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение. Т. 2. С. 91—153.

Цикл статей

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

УДК [621.8.031.6:674].003.12

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
Б. Э. ГУРСКИЙ (ИФДМ), Ю. М. ЛУЖНОВ (ВНИИЖТ), доктора технических наук,
А. Т. РОМАНОВА, д-р экон. наук (РГУПС-МИИТ),
А. В. ЧИЧИНДЗЕ, д-р техн. наук (ИМАШ)

Актуальные эколого-экономические проблемы трибологии

Показано, что проектирование, конструирование, производство и эксплуатация машин и механизмов должны выполняться с учетом эколого-экономических условий работы узлов трения разного класса и назначения.

It has been shown, that a projection and design of production and exploitation of machines and mechanisms should be made subject to ecology-economical working conditions of friction assemblies of different class and destination.

Свое видение решения эколого-экономических проблем, связанных с конкретными научными и инженерными разработками в трибологии и триботехнике предлагают исследователи-единомышленники — участники третьей Азиатской международной конференции по трибологии, прошедшей в Японии (Kanazawa) в октябре 2006 г.

Эколого-экономические аспекты

В настоящее время только широкое и эффективное использование машин при непременном обеспечении их энергоресурсами и материалами может способствовать развитию современного общества. Поэтому неудивительно, что в наши дни основными потребителями топливно-энергетических ресурсов стали машины: ежегодно третья часть вырабатываемой в мире энергии и до 25 % используемых металлов расходуются на эксплуатацию и ремонт машин (на преодоление сил трения и на борьбу с износом). При этом причиной поломок деталей машин может быть их изнашивание до предельных величин [1—8].

Ввиду ограниченности мировых запасов энергоресурсов и современных конструкционных материалов сейчас все чаще от широко распространенного ранее в машиностроении лозунга "если машина не тянет — надо увеличить ее мощность" переходят к поиску путей снижения энергетических, а также экологических потерь в самих машинах и в их узлах трения. В результате принятых мер на преодоление сил трения расходуется: у современного реактивного двигателя от 1,5 до 2 % его мощности; у поршневого авиационного двигателя — 9 %; у нового автомобильного двигателя (ведущих фирм мира) — до 40÷45 %; у тягового подвижного состава железных дорог — более 50 %; на текстильных предприятиях — более 80 % установленной мощности.

Потери на трение преимущественно приходятся на изнашивание и повреждения в результате изнашивания деталей машин. Характерным является тот факт, что энергии в 1 кВт, израсходованной на изнашивание элементов машины, будут соответствовать в 2,5÷3 раза большие затраты энергии при их восстановлении (ремонте). Затраты на ремонт и обслуживание машин стали в несколько раз превышать стоимость новых: автомобилей — до 6 раз; самолетов — до 5 раз; станков — до 8 раз. В целом по стране по данным разных источников на ремонт и обслуживание машин за все время их эксплуатации затрачивается в 5÷10 раз больше средств, чем на изготовление новых машин [1]. Настало время конкретного подхода к эксплуатации различных объектов в разных регионах страны. Необходимость такого подхода особенно заметна, если посмотреть на результаты изнашивания элементов транспортных средств на территории России. Рассмотрим некоторые из них [5—9].

При создании общественного продукта человек оказывает негативное воздействие на природу. Природа располагает определенным потенциалом, направленным на самосохранение и очищение. В связи с этим возникает необходимость принятия мер по защите окружающей среды. В общем случае последовательность образования общественного продукта с учетом затрат на оздоровление окружающей среды и воспроизводство оборудования приведены на рис. 1.

Себестоимость общественного продукта определяется затратами по всей цепочке его производства [8], которые укрупненно можно выразить как: $Z_o = Z_{зп} + Z_m + Z_{эн} + Z_{ам} = Z_{пр} + Z_{oc}$, где $Z_{зп}$ — затраты на зарплату и отчисления на социальные нужды; Z_m — затраты на сырье, материалы, комплектующие изделия, полуфабрикаты; $Z_{эн}$ — затраты на энергию и топливо; $Z_{ам}$ — амортизационные отчисления; $Z_{пр}$ — затраты на производство; Z_{oc} — затраты на оздоровление окружающей среды, в которые входят $Z_m + Z_{эн} + Z_{зп} + Z_{ам}$.

Значительная часть затрат, определяющих себестоимость общественного продукта, обусловлена потерями на трение и изнашивание, которые и определяют указанные четыре вида составляющих затрат, связанных как непосредственно с производством, так и с оздоровлением среды. Работа узлов трения машин, оборудования и транспортных средств осуществляется на всех этапах создания общественного продукта. Триботехни-

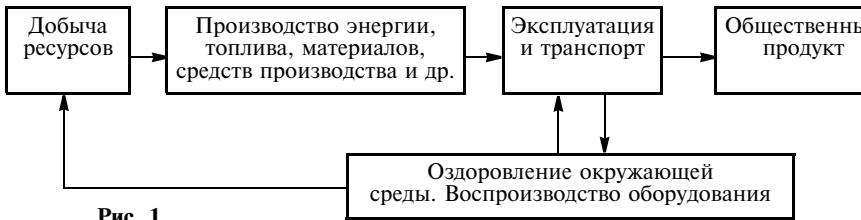


Рис. 1

ческие характеристики узлов трения наравне с конструкцией машины, качеством ее изготовления, режимом эксплуатации и другими аспектами оказывают существенное влияние на многие экономические и экологические показатели работы машин, механизмов и технологического оборудования. Затраты, связанные с потерями от трения, составляют от 1 до 4 % национального продукта стран. Применение более совершенных конструкций узлов трения, новых триботехнологий и новых триботехнических материалов, включая смазочные, способствует сокращению потерь на трение и повышению износостойкости трущихся тел. Это приводит к снижению расхода энергии, увеличению срока службы узлов трения, уменьшению ремонтных работ, повышению надежности работы машин, в том числе к сокращению расходов на дополнительное обслуживание.

Схему взаимосвязи триботехнических потерь и затрат, связанных с ними, в инфраструктуре основного производства рассмотрим на примере работы железнодорожного транспорта (рис. 2). Потребительские свойства любой продукции могут быть оценены в стоимостной или энергетической форме. Последняя форма оценки весьма эффективна и легко осуществима для транспортных средств. Она может быть применена и для других производств. При энергетической форме оценки потребительских свойств продукции в качестве обобщенного показателя технологического уровня предложен коэффициент η использования энергоресурсов

сов, который существенно зависит от потерь энергии во фрикционных узлах:

$$\eta = \frac{W_k}{W_k + W_{\text{дис}}} = \frac{W_k}{W_k + W_f + \Delta W_{\text{дис}}},$$

где W_k — обобщенный энергетический показатель потребительских требований к транспортной продукции; W_f — затраты энергии на преодоление работы сил трения в триботехнической системе, в частности, в паре "колесо—рельс"; $\Delta W_{\text{дис}}$ — составляющие энергозатрат без учета W_k и W_f .

Вместо W_k в числителе может быть взята рыночная цена продукции, если использовать стоимостную оценку потребительских свойств (требований) производимой продукции, а в знаменателе — стоимостную оценку затрачиваемой энергии и потребительских свойств.

Коэффициент η использования энергоресурсов определяется проводимой технической политикой, а, следовательно, направлениями и объемами инвестиций в производство. Результаты технической политики неизменно отражаются на потерях энергии во фрикционных узлах, что влияет на потребление ресурсов всех видов, на составляющие эксплуатационных затрат, в том числе и для железнодорожного транспорта.

Коэффициент эластичности E_n/W_r функции η по аргументу W_f характеризует, на сколько процентов изменится величина η при увеличении W_f на 1 %:

$$E_n/W_r = \frac{d\eta}{dW_f} \frac{W_f}{\eta} = \frac{W_f}{(W_k + \Delta W_{\text{дис}}) + W_f}.$$

При оценке экономической эффективности и уровня ресурсопотребления предложено учитывать взаимосвязи триботехнических мероприятий, направленных на изменение потерь на трение, и показателей экономической эффективности производства (рис. 3).

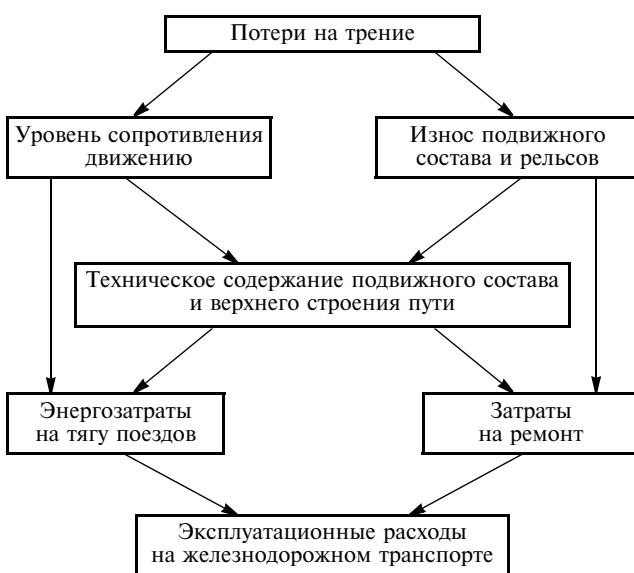


Рис. 2

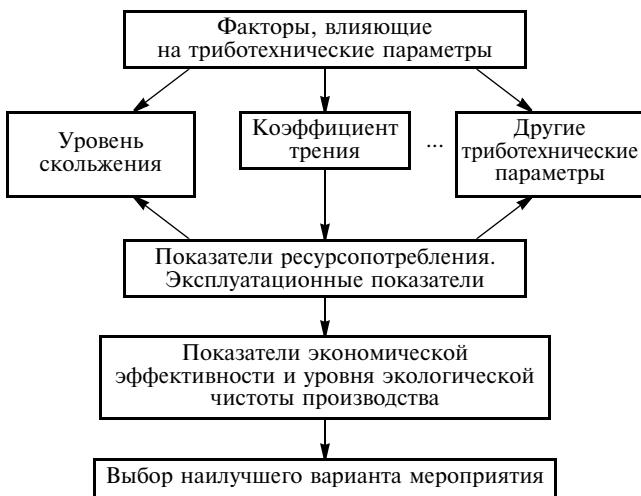


Рис. 3



Рис. 4

Алгоритм проведения оценки изменения показателей экономической эффективности от внедрения в эксплуатацию мероприятий, направленных на улучшение триботехнических характеристик производственной системы, приведен на рис. 4.

Влияние региональных климатических условий на сцепление и изнашивание железнодорожных колес и рельсов

В ряде случаев из-за непонимания явлений, происходящих в узлах трения машин, и непринятия соответствующих мер, интенсивность изнашивания и, следовательно, разрушения отдельных трибологических узлов многократно возрастают. Так, на железнодорожном транспорте России за последние 20 лет наблюдается резкое (в 10 раз и более) повышение интенсивности изнашивания колес и рельсов в результате перегрева этого трибологического узла. О необходимости непрерывного знания физики фрикционного взаимодействия колес и рельсов и более 100 лет назад говорил Н. П. Петров — автор гидродинамической теории трения и фундаментальных работ о природе взаимодействия колеса с рельсом. Об опасности складывающейся ситуации заблаговременно предупреждали министра путей сообщения (письмо, подписанное академиком А. Ю. Ишлинским и профессором А. В. Чичинадзе).

Широкое внедрение смазывания рельсов на железных дорогах России лишь частично снизило потери от чрезвычайно высоких износов колес и рельсов, дав время для принятия решений по стабилизации сцепле-

ния колес с рельсами, крайне необходимой для дальнейшего повышения провозной и пропускной способности железных дорог. Главным резервом здесь является более эффективное использование исходных фрикционных свойств колеса и рельса, во многом определяемое климатическими особенностями разных регионов страны.

Долгое время при решении проблем стабилизации сцепления внимание уделялось учету чисто механических процессов, происходящих в зоне контакта колеса с рельсом. В настоящее время этот контакт стал весьма напряженным. Очевидной стала необходимость учета выделения в подвижном контакте быстро возникающего большого количества теплоты, вследствие которой значительное влияние на свойства поверхностей трения стали оказывать физические и химические процессы. При планируемом повышении эксплуатации железных дорог влияние этих процессов, несомненно, будет усиливаться. И в решении возникающих проблем большую помощь мог бы оказать ИМАШ РАН, являющийся сегодня ведущим в области тепловой динамики трения. Можно определенно утверждать, что резервы сцепления колес с рельсами еще не полностью исчерпаны [3, 5–7].

В настоящее время реальный уровень сцепления колес с рельсами на $\pm (30 \div 40) \%$ отличается от получаемых при вычислении по базовым формулам, заложенным в основу расчета железных дорог. Главная причина такого расхождения состоит в том, что сейчас не используются достижения физико-химической механики сцепления. Эти достижения в большей степени проявятся, если будут учитываться природные особенности регионов страны, особенно такие, как характер дорожного абразива региональных почв, влажность, диапазон годовых температур, их продолжительность и т. д.

Об учете особенностей регионов

Наша страна имеет, по крайней мере, три крупных принципиально отличающихся климатическими условиями региона северный, южный и средней широты.

Детали транспортных сухопутных средств в разных регионах страны изнашиваются по-разному, что связано с климатическими условиями, свойственными каждому региону. Повреждения поверхностей деталей в результате изнашивания, коррозии и прочего можно определить визуально, а сравнительные величины износов закрытых подвижных сопряжений (кулачков, подшипников, зубчатых передач и т. д.) можно измерить и посчитать. При этом определяются числовые величины скорости изнашивания, интенсивности изнашивания, глубины повреждения поверхностного слоя от коррозии и т. д.

Многолетние наблюдения показывают, что самые совершенные уплотнения не гарантируют защиты от проникновения абразивных частиц и пыли в корпуса хорошо герметизированных узлов (коробок передач, подшипниковых узлов, редукторов, муфт сцепления и т. п.). Сравнения указанных выше расчетных величин,

размеров проникающих в закрытые корпуса абразивных частиц, их формы и режущих свойств, природы пыли и ее количества, их физический и химический анализы и т. д. могут дать исследователям ответ на вопросы, в каком регионе и в течение какого времени эксплуатировались интересующие нас механизмы и машины (наземный транспорт, строительная, боевая техника и т. д.).

Предлагается исследовать все районы России с трибологических позиций в целях изучения характера абразивных частиц, пыли, влажности, годовых климатических изменений и т. д. Результаты исследований позволяют составить трибологическую карту регионов России с характерными для каждого из них признаками изнашивания подвижных сопряжений деталей машин и коррозии незащищенных поверхностей. Для выявления трибологических особенностей вначале можно ограничиться исследованиями отдельных районов, особо важных в хозяйственном отношении. Это позволит:

1) следить за передвижениями интересующих нас транспортных средств и продолжительностью их эксплуатации, что весьма важно для определения, например, износстойкости конкретных марок автотранспорта; в разных регионах страны, отличающихся климатическими условиями;

2) выбирать места для предприятий с позиций защиты оборудования от коррозии, повышенного абразивного изнашивания;

3) объединять исследовательские усилия трибологов, климатологов, почвоведов и других специалистов с целью изучения миграции поверхностных слоев почв в результате, например, ветровых нагрузок и управлять этой миграцией. Такой подход позволит более рационально применять те или иные методы повышения износстойкости подвижных сопряжений деталей эксплуатируемых машин;

4) осуществлять подготовку студентов в пределах программы по трибологии [2] для исследования влияния трибологических свойств почв, климатических условий, изменений окружающей среды на сравнительную износстойкость оборудования в разных регионах России.

Такая постановка является важной государственной задачей, решение которой может иметь большое значение для будущего России.

К вопросу сохранения окружающей среды

В настоящее время в тормозных системах транспортных средств (автомобилей, тракторов, трамваев, троллейбусов, автобусов, поездов и др.) в качестве трибкционного материала, к сожалению, до сих пор используется асбест с наполнителями. Решением ЮНЕСКО уже отмечалось, что асбест как канцерогенное вещество директивами Европейского экономического сообщества 80/1107/ЕС от 27 ноября 1980 г. и 83/477/ЕС от 19 сентября 1983 г. запрещен к применению в странах ЕС для изготовления трибционных ма-

териалов. В 1990 г. Россия также присоединилась к этому решению.

При торможении транспортных средств в окружающую среду выбрасывается фракция асбеста с частицами размером порядка одного микрометра и меньше, являющаяся особенно активной. Такие частицы легко перемещаются в воздухе, попадают в легкие, потоками дождя разносятся по водоемам. Особенно большое количество асбеста выпадает при остановке транспорта на светофорах. За сутки у одного светофора на улице с интенсивным движением машин выпадает до 400 г мелкодисперсного асбеста, а на станции метрополитена при плохом проветривании — порядка 450 г. Общая площадь поверхности очень активных частиц асбеста составляет $20 \div 30$ тыс. м². Не менее опасным источником асбеста является и железнодорожный транспорт.

Частицы асбеста при малой массе, попадая на ткани живых организмов (и прежде всего человека), прочно удерживаются на них. Удалить их с поверхности живой ткани (кожи человека, поверхности дыхательных путей и легких) практически невозможно. Наблюдения показывают, что частицы асбеста, длительное время находящиеся на поверхности живой ткани и постоянно ее раздражающие, могут вызывать раковые заболевания у человека и животных. Замена асбеста другими материалами представляет сложную проблему, поскольку асбесту присущи уникальные свойства: высокая прочность; эластичность; термостойкость; свободная поверхностная энергия, обеспечивающая адгезию волокон асбеста с полимерными связующими материалами и другими ингредиентами.

В нашей стране предпринимались большие усилия по замене асбеста металлической стружкой, базальтовым волокном, стеклянной и полимерной нитями, углеродным волокном и др. Современные безасбестовые трибционные материалы (накладки) имеют сложный состав — 15 и более связующих (каучук, смолы, каучукосмоляное, латексно-смоляное связующие), способных создать термостойкую матрицу с высокими прочностными свойствами наполнителей, обеспечивающих требуемые коэффициент трения и уровень износстойкости, и армирующих компонентов, упрочняющих полимерную матрицу. Обычно в составе нового трибционного материала применяют два—три связующих и два—четыре армирующих наполнителя. Армирующими компонентами, как правило, являются комбинации заменителей асбеста — полиамидных, минеральных, стеклянных, металлических или углеродных волокон. В настоящее время имеется ряд комбинированных материалов, пригодных к использованию в качестве тормозных накладок.

Оценивается эффективность новых материалов для тормозных накладок транспортных средств с заданной мощностью тормозной системы. Фирмой ТИИР при АООТ "НИИАТИ" (г. Ярославль) разработано несколько типов безасбестовых материалов, в том числе ТИИР-206, ТИИР-215 и ТИИР-302. Под руководством А. В. Чичинадзе в ИМАШе, на фирме "Трибэнэр" и в МАДИ были проведены специальные

триботехнические расчеты и эксперименты, которые позволили определить эффективность новых фрикционных материалов для тормозных систем автомобилей ГАЗ-3302 "Газель" и ВАЗ-2111. Исследования показали, что по своим техническим характеристикам эти материалы не уступают лучшим мировым аналогам таких фирм, как "Текстар" (Германия), "Минтекс" и "Феродо" (Великобритания), "Данлоп", "Гуди" (США) и др.

Новые отечественные фрикционные материалы по стоимости в 1,5–2 раза дешевле зарубежных аналогов и только на 25–30 % дороже серийных материалов из асбеста. Однако при этом новые фрикционные материалы имеют на 20–30 % срок службы больше по сравнению с асбестовыми материалами. Производственная база АООТ "НИИАТИ" фирмы ТИИР выпускает опытные и серийные партии эффективных и экологически чистых фрикционных материалов нового класса для тормозных механизмов и муфт сцеплений автомобилей, тракторов, строительно-дорожных и сельскохозяйственных машин [9].

Трибология и резервы машин

Экономия природных ресурсов заставляет с повышенным вниманием присматриваться к возможностям более бережного отношения к металлу. Такое отношение к сбережению металлов заставило искать резервы повышения износостойкости машин. Дело в том, что неравномерное распределение действующих скоростей, нагрузок, тепловых потоков, продолжительности контактирования и т. д. по активным поверхностям подвижных сопряжений деталей [1, 10–13] в процессе эксплуатации машин приводит к их износу [14, 15] в условиях нормального трения [16]. Заключительным этапом нормального трения является появление зон максимального местного износа (МИ), или самых "слабых" зон, где прежде всего, проявляются первые признаки разрушения. При прогрессирующем характере разрушение выходит за пределы зоны МИ, быстро охватывает всю активную поверхность сопряженных деталей, что выводит трибологический узел из строя.

Задача состоит в том, чтобы разработать аналитические методы для точного определения местонахождения зон МИ с целью эффективного преимущественно локального упрочнения именно этих зон. Такая задача была решена, в частности, для сопряжений плоских дисков, червячных передач [15] и цилиндрических эвольвентных зубчатых передач с любыми параметрами зацепления [10–12]. С целью аналитического определения местонахождения зон МИ на активных поверхностях зубьев указанных передач была поставлена и решена тепловая контактная задача. Следует отметить, что в прошедшем столетии попытки определения зон МИ, предпринятые ведущими учеными разных стран, не привели к желаемым результатам, так как в предложенных решениях не учитывалась температура трения,

возникающая в подвижном высокоскоростном и высоконапряженном контакте.

Для постановки и решения указанной задачи была модифицирована известная оригинальная модель Блоха для локального пятна контакта с целью использования ее применительно к цилиндрическим эвольвентным зубчатым передачам реальных размеров. Местонахождение зон МИ на активных поверхностях зубьев определяется с высокой точностью. Реальная погрешность расчетов, выполненных применительно к экспериментальным и производственным зубчатым передачам, не превышала 1 мм, независимо от размеров и точности изготовления колес.

Точность выполняемых расчетов позволяет уверенно рекомендовать новые прогрессивные управляемые методы лучевого локального упрочнения (лазерный, электронно-лучевой) для преимущественного упрочнения непосредственно зон МИ. Преимущественное упрочнение зон МИ позволяет сэкономить большое количество металла, входящего в настоящее время в штатную металлоемкость новой машины в виде составляющей доли банка запасных частей. В настоящее время этот банк комплектуется так называемыми самыми "слабыми" деталями, которые определяются, например, из условий эксплуатации опытных образцов новых машин. Определение зон МИ – это следующий шаг в определении самого "слабого" звена машины, т. е. в качестве самого "слабого" звена машины указывается уже не вся деталь, а только самая "слабая" зона активной поверхности зуба. Преимущественное упрочнение самых "слабых" зон позволит, прежде всего, вывести детали из категории самые "слабые" и таким образом уменьшить банк запасных частей, т. е. снизить штатную металлоемкость новой машины. В масштабах страны такой экономический эффект может оказаться впечатляющим. Следует учесть, что здесь предлагается неиспользуемый пока метод снижения металлоемкости новых машин с одновременным повышением их надежности, но без использования новых дорогих материалов. Тем самым опровергается устоявшееся уже мнение, что повышение технического уровня машин связано исключительно с использованием новых дорогих материалов. Изложенные в статье предложения по определению зон МИ открывают новые резервы машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проников А. С. Параметрическая надежность машин. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002, 560 с.
2. Основы трибологии / Под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
3. Трение, износ и смазка / Под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
4. Chichinadze A. V. About the thermal dynamics and simulation // Proceeding of The Third Asia International Conference on Tribology. Kanazawa, Japan, 2006, October 16–19, Vol. 2. P. 731.
5. Лужнов Ю. М. Сцепление колес с рельсами. Природа и закономерности. М.: ВНИИЖТ-ИНТЕКС, 2003. 144 с.
6. Lushnov Yu. M. The nature of the adhesion of locomotives and ways of its stabilization // Proceeding of The Third Asia International Conference on Tribology. Kanazawa. Japan. 2006. October 16–19. Vol. 1. P. 93, 94.

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.923.04:621.45

Ф. С. ЮНУСОВ, академик РАЕН, д-р техн. наук,
Р. М. ХИСАМУТДИНОВ, Р. Ф. ЮНУСОВ, кандидаты технических наук
(КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань)

Исследование и расчет параметров производящей поверхности инструмента при формообразовании внутренней поверхности вала ТНД

Рассматривается возможность непрерывного формообразования внутренних поверхностей вала ТНД одним контактным рабочим роликом методом полусвободного ленточного шлифования с постоянной радиальной силой без применения следящих систем.

Установлены зависимости процесса полусвободного шлифования, позволяющие определить основные параметры и режимы, обеспечивающие заданные технические условия.

A possibility of continued forming of a shaft's internal surfaces of turbo-supercharging engine by means of one contact operating roller by semi-free band grinding method with constant radial force without the follow-up systems use is considered. Dependences of semi-free grinding process, allowing determine the basic parameters and regimes in accordance with assigned technical conditions.

1. Исследование радиальных давлений в зоне контакта инструмента с деталью

Схема действия упругих сил P_i деформации эластичного контактного рабочего ролика (ЭКР) 2 при соприкосновении с поверхностью детали 1 приведена на рис. 1. Под действием радиальной силы P_y при деформации ролика 2 на величину δ на обрабатываемую поверхность детали 1 действует нагрузка, распределенная по всей площади контакта. На каждую точку i поверхности 1 действует элементарная сила P_i упругости, которая ввиду кривизны обрабатываемой поверхности раскладывается

на радиальную P_{iN} , действующую по нормали $N-N$, и касательную P_{iT} , действующую по касательной $T-T$, составляющие.

При равновесии всех сил в процессе шлифования единичные абразивные зерна внедряются в металл только под действием сил P_{iN} , направленных по нормали к поверхности детали в данной точке, т. е. по радиусу детали. Из рис. 1 видно, что $P_{iN} = P_i \cos \alpha_i$, где α_i — угол контакта инструмента с деталью в точке i .

Если представить силы в виде векторов, то можно записать:

$$\bar{P}_i = \bar{P}_{iN} + \bar{P}_{iT}; \sum \frac{\bar{P}_i}{F_k} = P_y,$$

т. е. сумма всех элементарных сил нагрузки q при деформации ЭКР равна радиальной силе P_y .

При небольших углах d_i нормаль к поверхности детали практически параллельна оси ординат Y (например, в точке m). Элементарная сила P_{iN} упругости в точке i при малых углах α_i ($\cos \alpha_i = 1$) практически не отличается от силы P_i . Расчеты показывают, что при углах α до 25° разность между P_i и P_{iN} составляет не более 10 % ($\cos 25^\circ = 0,9$). Поэтому распределение сил P_{iN} во всех точках площади контакта можно принять идентичным распределению сил P_i . Некоторое несоответствие этого допущения реальной картине наблюдается ближе к пе-

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

7. Лужнов Ю. М. Сцепление колес с рельсами в условиях ужесточения режимов нагружения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2007. № 7. С. 20—25.
8. Romanova A. T. The economic aspects of tribotechnical losses on the rail-way transport // Proceeding of The Third Asia International Conference on Tribology. Kanazawa. Japan. 2006. October 16—19. Vol. 2. P. 727—728.
9. Сборник трудов 6-го Международного Симпозиума по трибологии фрикционных материалов "Ярофри-2006" // Под ред. Ю. М. Лужнова и А. В. Чичинадзе. 2006. 448 с.
10. Гурский Б. Э., Чичинадзе А. В. Становление и развитие тепловой задачи применительно к трению, изнашиванию и смазке деталей машин // Трение и смазка в машинах и механизмах / Приложение к журналу "Сборка в машиностроении, приборостроении". Ч. I. № 2 (8). Ч. II. № 3 (9). Ч. III. № 4 (10). Ч. IV № 5 (11). 2005. С. 3—8.
11. Гурский Б. Э. Самое "слабое" звено машины: следующий шаг / Конверсия в машиностроении. 2002. № 2. С. 58—65.
12. Gursky B. E. The "weakest" machine link: the next step // Proceeding of The Third Asia International Conference on Tribology. Kanazawa. Japan. October 16—19, Vol. 2. P. 729.
13. Gursky B. E. The perspective analysis of an old experimental investigation // Proceeding of The Third Asia International Conference on Tribology. Kanazawa. Japan. October 16—19. Vol. 2. P. 733.
14. Решетов Д. Н. Работоспособность и надежность деталей машин. М.: Высшая школа, 1974. 208 с.
15. Шульц В. В. Форма естественного износа деталей машин и инструмента. Л.: Машиностроение, 1990. 208 с.
16. Костецкий Б. И., Бершадский Л. И. Нормальное трение и явление повреждаемости в машинах. Машиноведение. 1970. № 1. С. 94—103.

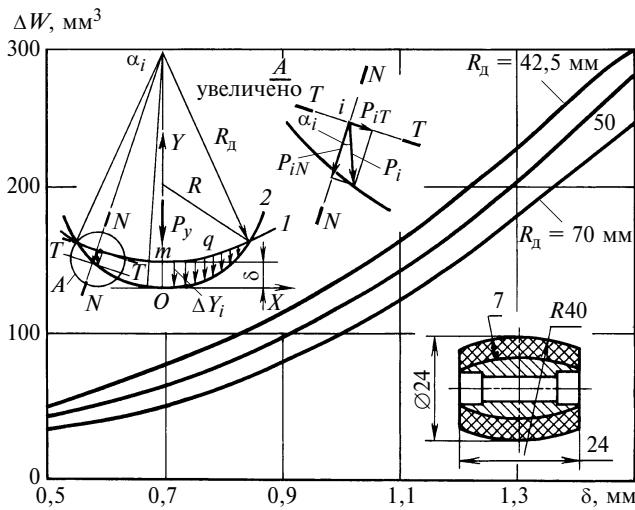


Рис. 1. Зависимости $\Delta W = f(c, \delta, R_d)$ при различных R_d , схема действия упругих сил при постоянных размерах ЭКР и сечение ЭКР

риферию площади контакта, где сами силы значительно меньше и не оказывают заметного влияния на общее распределение давлений.

Элементарные силы P_i или q_i , действующие по нормали $N-N$ к поверхности детали в данной точке, можно считать пропорциональными величине относительной деформации эластичного (резинового) покрытия ролика в данной точке, т. е. теоретическое поле радиальных давлений в зоне контакта можно заменить ординатой Y , а деформацию в данной точке — величиной ΔY_i (см. рис. 1). Характер распределения $\Delta Y = f(x, z)$ от этого не изменится, так как разность между величиной ΔY и ее проекцией на нормаль $N-N$ к поверхности детали в данной точке ($\Delta Y'_i = \Delta Y \cos \alpha$) составит при малых значениях угла α не более $5 \div 10\%$. Эта разность возрастает к периферии площади контакта, где величина деформаций, а значит и радиальных давлений будет мала и не окажет влияния на процесс резания.

Известно, что деформации ЭКР равны разности ординат поверхностей 1 и 2, а линия равных деформаций выражается уравнением

$$\Delta Y = c = \sqrt{(\sqrt{R^2 - x^2 + r - R})^2 - z^2} - \sqrt{R_d^2 - x^2} + (R_d - r + \delta), \quad (1)$$

где $c = \text{const}$; $\delta > c > 0$.

Из уравнения (1) получим:

$$\sqrt{(\sqrt{R^2 - x^2 + r - R})^2 - z^2} - \sqrt{R_d^2 - x^2} + (R_d - r + \delta - c) = 0;$$

$$z = \sqrt{(\sqrt{R^2 - x^2 + r - R})^2 - [\sqrt{R_d^2 - x^2} - (R_d - r + \delta - c)]^2}.$$

Площадь i -й зоны контакта между линиями равных деформаций c_1 и c_2 , где $c_1 > c_2$, выражается как

$$F_{ki} = F_{kc_2} - F_{kc_1} = 4 \int_0^{d_2} f_2(x) dx - 4 \int_0^{d_1} f_1(x) dx,$$

где

$$f_1(x) = \sqrt{(\sqrt{R^2 - x^2 + r - R})^2 - [\sqrt{R_d^2 - x^2} - (R_d - r + \delta - c_1)]^2};$$

$$f_2(x) = \sqrt{(\sqrt{R^2 - x^2 + r - R})^2 - [\sqrt{R_d^2 - x^2} - (R_d - r + \delta - c_2)]^2};$$

$$d_1 = \sqrt{R^2 - \left(\frac{R_d^2 - R^2 - a_1^2}{2a_1} \right)^2}; \quad a_1 = R_d - R + \delta - c_1;$$

$$d_2 = \sqrt{R^2 - \left(\frac{R_d^2 - R^2 - a_2^2}{2a_2} \right)^2}; \quad a_2 = R_d - R + \delta - c_2.$$

Функция $\Delta Y = f(x, z)$ есть зависимость линейных значений деформаций ЭКР 2 по оси Y при действии радиальной силы P_y . По известным величинам деформаций ЭКР в любой точке зоны контакта с поверхностью детали, зная толщину эластичного покрытия ролика во всех сечениях, можно рассчитать в первом приближении теоретическое поле распределения радиальных давлений на обрабатываемых поверхностях вала ТНД (турбина низкого давления), используя закон Гука. Тогда среднюю величину радиальных давлений в i -й зоне с достаточной для предварительных расчетов точностью можно выразить как

$$\sigma = E\xi. \quad (2)$$

Заменив в уравнении (2) σ на P_{yd} и выразив $\xi = \Delta l/l_0$ через $\Delta Y_i/l_0$, получим:

$$P_{yd} = E \Delta Y_i / l_0, \quad (3)$$

где ΔY_i — средняя величина деформации в i -й зоне (принимается постоянной и равной средней величине деформаций на границах зоны), мм; l_0 — толщина эластичного покрытия ролика, мм.

2. Расчет параметров непрерывного полусвободного ленточного шлифования внутренней поверхности вала ТНД

2.1. Выбор контактного рабочего ролика, расчет площадей контакта и радиальных давлений ЭКР на обрабатываемые поверхности

Теоретические исследования взаимосвязи размеров ЭКР и обрабатываемых поверхностей показывают, что для обеспечения обрабатываемости радиусов сопряжений ($R_i = 8 \text{ мм}$) на различных участках внутренней поверхности вала ТНД при снятии припуска на шлифование в пределах $0,1 \div 0,15 \text{ мм}$ контактный рабочий ролик должен иметь диаметр не более 24 мм ($r \leq 12 \text{ мм}$). Для поддержания стабильности площади контакта инструмента с деталью по всей обрабатываемой поверхности при полусвободном ленточном шлифовании поверхностей переменной кривизны необходимо применять ролики возможно минимальных размеров. Конструкторская проработка показала, что минимально возможными размерами рабочего ролика являются: радиус ролика $r = 12 \text{ мм}$; радиус образующей производящей поверхности

ности $R = 40$ мм и ширина ролика $B = 24$ мм. При меньших размерах затрудняется конструктивное исполнение ролика.

Как было показано выше, на площадь F_k контакта, при постоянных размерах инструмента большое влияние оказывает величина δ деформации, зависящая от радиальной силы P_y и твердости (упругости) эластичного материала покрытия ролика. На черновых операциях шлифования в целях обеспечения высокой производительности используют ролики с покрытием из резины высокой твердости ($60 \div 80$ ед. по Шору), на получистовых и чистовых операциях — твердости $40 \div 60$ ед. [1, 2]. При выборе эластичного материала для ролика необходимо также учитывать его тепло- и маслостойкость, прочность и т. п.

Для получистового ленточного шлифования внутренней поверхности вала ТНД в тяжелых условиях работы выбрано резиновое покрытие из материала ИРП-1287 твердостью 60 ед. по Шору. Прочность материала на разрыв — 135 кгс/см², теплостойкость — повышенная (до 300°C). Принимая оптимальную величину $P_{уд} = P_y/F_k$ для полусвободного ленточного шлифования сталей равной 0,25 МПа [1, 2], модуль упругости $E = 3,6$ МПа и $W_o = 1400$ мм³, определим деформируемый объем

$$\Delta W = P_{уд} W_d / E = \frac{0,25 \cdot 1400}{3,6} = 98 \text{ мм}^3.$$

На рис. 1 показаны зависимости $\Delta W = f(c, \delta, R_d)$ при постоянных размерах ЭКР, по которым можно определить величину деформации δ ЭКР на поверхностях вала ТНД с различными радиусами: $\delta_1 = 1,0$ мм при $R_d = 70$ мм; $\delta_2 = 0,9$ мм при $R_d = 50$ мм и $\delta_3 = 0,8$ мм при $R_d = 42,5$ мм. При равенстве деформированных объемов должна быть постоянной также радиальная сила P_y на всех участках вала ТНД с различными диаметрами.

На рис. 2 показаны геометрическая форма и размеры площади контакта рабочего ролика с цилиндрическими участками внутренней поверхности вала при указанных деформациях δ , рассчитанные по формулам:

$$Z = \sqrt{(\sqrt{R^2 - x^2} + r - R)^2 - [\sqrt{R_d^2 - x^2} - (R_d - r + \delta)]^2};$$

$$Z_{\max} = \sqrt{r^2 - (r - \delta)^2};$$

$$X_{\max} = \sqrt{R^2 - \left(\frac{R_d^2 - R^2 - a^2}{2a}\right)^2}.$$

где $a = R_d - R + \delta$.

Видно, что ширина поверхностей контакта отличается незначительно, а длина ограничивается размером площади контакта по оси X с поверхностью наибольшего диаметра. Ширину абразивной ленты следует выбирать по ширине $B = 24$ мм (см. рис. 1) площади контакта ролика с поверхностью наибольшего диаметра, так как она составляет примерно 90 % общей поверхности детали, и при шлифовании этого участка необходимо обеспечить максимальное использование абразивной поверхности ленты. Тогда размеры площади

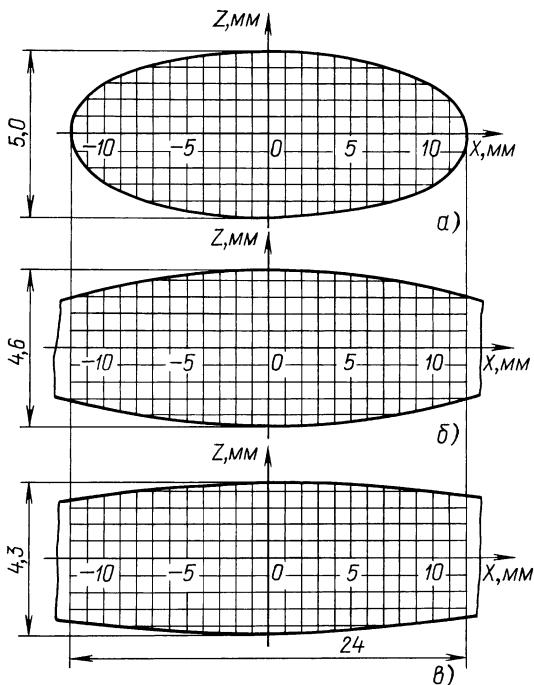


Рис. 2. Форма и размеры площади контакта ЭКР с поверхностью вала радиусом $R_d = 70$ (а), 50 (б) и 42,5 (в)

контакта инструмента с остальными участками поверхности детали ограничиваются фактической шириной абразивной ленты.

Расчеты показывают, что площади контакта ролика с участками вала $\varnothing 140$, $\varnothing 100$ и $\varnothing 85$ мм составляют соответственно 196, 200 и 202 мм², т. е. отличаются друг от друга на 2÷3 %. В связи с относительно небольшими колебаниями площади F_k постоянство среднего удельного радиального давления $P_{уд} = P_y/F_k$ в зонах шлифования определяется стабильностью радиальной силы P_y .

При подстановке соответствующих значений R , r , R_d и δ для контакта стандартного ЭКР с участками $\varnothing 140$, $\varnothing 100$ и $\varnothing 85$ мм формула (1) примет вид:

$$\Delta Y_1 = \sqrt{(\sqrt{1600 - x^2} - 28)^2 - z^2} - \sqrt{4900 - x^2} + 59;$$

$$\Delta Y_2 = \sqrt{(\sqrt{1600 - x^2} - 28)^2 - z^2} - \sqrt{2500 - x^2} + 39,9;$$

$$\Delta Y_3 = \sqrt{(\sqrt{1600 - x^2} - 28)^2 - z^2} - \sqrt{1800 - x^2} + 31,3.$$

Задаваясь различными значениями $\Delta Y = c$ в интервале $0 < c < \delta$, можно рассчитать теоретическое поле деформаций ЭКР на этих участках. Результаты расчета координат линий равных деформаций ($\Delta Y = \text{const}$) в зонах контакта ролика с указанными цилиндрическими поверхностями приведены в табл. 1. Существенное различие полей деформаций ЭКР в контакте с указанными поверхностями иллюстрирует рис. 3. Принимая толщину резинового покрытия во всех сечениях ЭКР постоянной и усредняя значения деформаций между двумя соседними линиями с $\Delta Y = \text{const}$, можно определить среднюю величину радиальных давлений $P_{уд}$ между ними по формуле (3). В табл. 2 представлены результаты

Таблица 1

Расчет поля деформаций ЭКР ($R = 40$ мм, $r = 12$ мм, $E = 3,6$ МПа, $B = 24$ мм, $l_0 = 7$ мм) в зоне контакта с поверхностью вала

$\Delta Y = c$, мм	$ z $, мм												
	$ x = 0$	$ x = 1$	$ x = 2$	$ x = 3$	$ x = 4$	$ x = 5$	$ x = 6$	$ x = 7$	$ x = 8$	$ x = 9$	$ x = 10$	$ x = 11$	$ x = 12$
<i>Поверхность $R_d = 70$ мм</i>													
1,0	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,9	1,6	1,5	1,4	1,1	0	—	—	—	—	—	—	—	—
0,8	2,2	2,1	2,0	1,9	1,7	1,2	0,6	—	—	—	—	—	—
0,7	2,6	2,6	2,5	2,3	2,2	1,9	1,5	1,0	0	—	—	—	—
0,6	3,0	3,0	2,9	2,7	2,6	2,4	1,7	1,1	1,1	0	2	—	—
0,5	3,4	3,4	3,3	3,2	3,1	2,8	2,6	2,2	1,7	0,9	0	—	—
0,4	3,8	3,7	3,6	3,5	3,4	3,2	2,9	2,5	2,1	1,5	0	—	—
0,3	4,1	4,0	3,9	3,8	3,7	3,5	3,3	2,9	2,5	2,0	1,1	0	—
0,2	4,3	4,3	4,2	4,1	4,0	3,8	3,6	3,3	2,9	2,4	1,7	0	—
0,1	4,6	4,6	4,5	4,5	4,3	4,2	4,0	3,6	3,3	2,9	2,3	1,3	—
0	4,8	4,8	4,8	4,7	4,6	4,5	4,3	4,0	3,7	3,3	2,9	2,1	—
<i>Поверхность $R_d = 50$ мм</i>													
0,9	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,8	1,6	1,6	1,5	1,3	1,1	0,7	0	—	—	—	—	—	—
0,7	2,2	2,1	2,1	2,0	1,8	1,7	1,4	1,0	0	—	—	—	—
0,6	2,7	2,7	2,6	2,5	2,4	2,2	2,0	1,8	1,4	0,9	0	—	—
0,5	3,0	3,1	3,1	3,0	2,9	2,8	2,6	2,4	2,1	1,9	1,5	1,0	0
0,4	3,4	3,5	3,4	3,4	3,3	3,2	3,0	2,8	2,6	2,3	1,9	1,5	1,0
0,3	3,8	3,8	3,8	3,7	3,6	3,5	3,3	3,1	2,9	2,6	2,3	1,9	1,6
0,2	4,1	4,1	4,0	3,9	3,8	3,7	3,6	3,4	3,2	2,9	2,6	2,3	2,1
0,1	4,3	4,3	4,2	4,2	4,1	4,0	3,8	3,6	3,5	3,3	3,0	2,8	2,5
0	4,6	4,6	4,5	4,5	4,4	4,3	4,1	4,0	3,8	3,6	3,4	3,2	3,0
<i>Поверхность $R_d = 42,5$ мм</i>													
0,8	0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,7	1,6	1,6	1,5	1,5	1,5	1,4	1,3	1,1	1,0	0,9	0,7	0	—
0,6	2,2	2,2	2,2	2,1	2,1	2,1	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,3
0,5	2,7	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,6	2,5	2,4	2,3	2,1	2,0	1,7
0,4	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,2
0,3	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,4	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,7	2,5
0,2	3,8	3,7	3,7	3,7	3,7	3,6	3,6	3,5	3,4	3,3	3,2	2,9	2,7
0,1	4,1	3,9	3,9	3,9	3,9	3,8	3,8	3,7	3,7	3,5	3,4	3,3	3,1
0	4,3	4,2	4,2	4,2	4,2	4,1	4,1	4,0	3,9	3,8	3,7	3,5	3,3

расчета радиальных давлений по площади контакта ЭКР с вышеуказанными поверхностями.

С уменьшением диаметра обрабатываемой поверхности увеличивается зона повышенных давлений и соответственно уменьшается зона низких давлений, что значительно влияет на производительность, качество поверхности и другие характеристики процесса шлифования.

2.2. Расчет минутной производительности шлифования и снимаемой толщины металла на внутренней поверхности вала ТНД

Геометрическая форма и размеры площадей контакта, а также распределение радиальных давлений $P_{уд}$ ЭКР на поверхностях разных диаметров оказывают значительное влияние на удельный съем металла. Как видно из табл. 2, суммарная площадь контактов при различных давлениях на поверхностях $\varnothing 140$, $\varnothing 100$ и $\varnothing 85$ мм во всех случаях $\Sigma F_k \approx \approx 200$ мм², а суммарные силы по всей площади контакта на этих поверхностях $\Sigma P_{yi} \approx 50$ Н. Отсюда среднее радиальное давление для всех поверхностей $P_{уд\ i\ cp} \approx 0,25$ МПа, т. е. соответствует расчетной величине.

Анализ показывает неравномерность распределения $P_{уд}$ по площади контакта ЭКР с поверхностями различной кривизны (см. рис. 3). В каждом случае площадь F_k можно разделить на зоны с повышенным и пониженным радиальным давлением ($P_{уд} > 0,25$ МПа и $P_{уд} < 0,25$ МПа). Зоны оптимального давления во всех

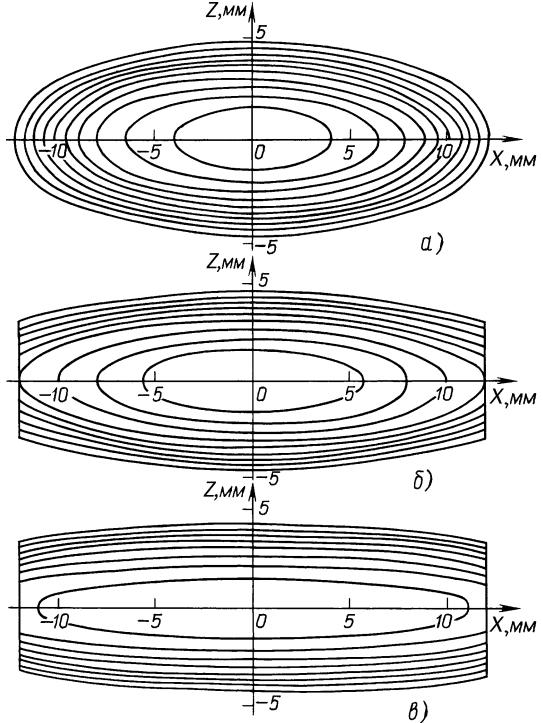


Рис. 3. Распределение деформаций и радиальных давлений в зоне контакта ЭКР с обрабатываемой поверхностью с радиусом $R_d = 70$ (а), 50 (б) и 42,5 (в); $r = 12$ мм, $R = 40$ мм, $B = 24$ мм, $E = 3,6$ МПа, $l_0 = 7$ мм

Таблица 2
Распределение радиальных давлений в зоне контакта ЭКР
с обрабатываемой поверхностью

Номер зоны i	ΔY_i , мм	ε_i	$P_{удi}$, МПа	F_{Ki} , мм^2	P_{yi} , Н	ΔW_i , мм^3
Поверхность $R_d = 70 \text{ мм}$						
1	0,95	0,136	0,49	19	9,2	18,0
2	0,85	0,120	0,43	20	8,6	17,0
3	0,75	0,110	0,39	20	7,8	15,0
4	0,65	0,093	0,33	20	6,6	13,0
5	0,55	0,078	0,29	20	5,8	11,0
6	0,45	0,064	0,23	20	4,6	9,0
7	0,35	0,050	0,18	18	3,3	6,3
8	0,25	0,036	0,13	18	2,3	4,5
9	0,15	0,021	0,076	22	1,6	3,3
10	0,05	0,007	0,025	22	0,5	1,1
Поверхность $R_d = 50 \text{ мм}$						
1	0,85	0,120	0,43	28	12,0	24,0
2	0,75	0,110	0,39	23	9,0	17,0
3	0,65	0,093	0,33	26	8,6	17,0
4	0,55	0,078	0,29	28	7,8	15,4
5	0,45	0,064	0,23	23	5,3	10,4
6	0,35	0,050	0,18	17	3,0	5,8
7	0,25	0,036	0,13	17	2,2	4,3
8	0,15	0,021	0,076	17	1,3	2,5
9	0,05	0,007	0,025	17	0,42	0,085
Поверхность $R_d = 42,5 \text{ мм}$						
1	0,75	0,110	0,39	54	21,0	40,5
2	0,65	0,093	0,33	40	13,2	26,0
3	0,55	0,078	0,29	27	7,5	14,8
4	0,45	0,064	0,23	20	4,6	9,0
5	0,35	0,050	0,18	18	3,2	6,1
6	0,25	0,036	0,13	14,4	1,9	3,5
7	0,15	0,021	0,076	14,4	1,1	2,1
8	0,05	0,007	0,025	14,4	0,36	0,07

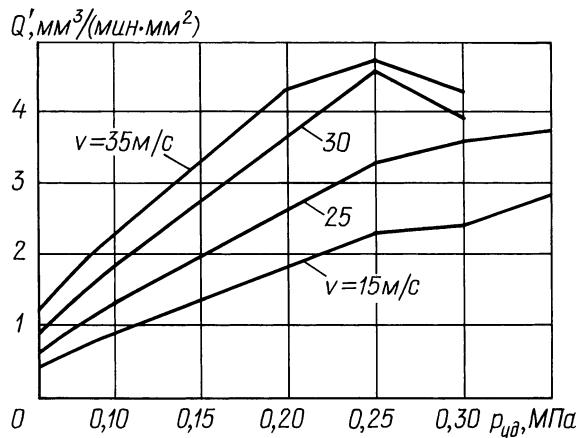


Рис. 4. Зависимости $Q' = f(c, P_{уд}, v)$

щая площадь контакта рабочего ролика с поверхностью ($F_k \approx 200 \text{ мм}^2$).

Согласно расчету на всех участках минутные производительности приблизительно равны и при скорости съема $v = 25 \text{ м/с}$ составляют $Q = 3,25 \cdot 200 \cdot 1,5 = 975 \text{ мм}^3/(\text{мин} \cdot \text{мм}^2)$. Значение $Q'_i = f(vP_{уд})$ берется по зависимостям на рис. 4 при коэффициенте обрабатываемости 1,5. Однако с учетом неравномерности распределения $P_{уд}$ по зоне контакта инструмента минутный съем существенно меняется и определяется по формуле (4)

$$Q = \sum Q' F_{ki},$$

где Q' и F_{ki} — минутный съем металла с единицы площади i -й зоны при соответствующем среднем радиальном давлении $P_{удi}$; F_{ki} — площадь i -го контакта.

В табл. 3 приведены значения минутного съема Q_i металла при шлифовании цилиндрических поверхностей $\varnothing 140$, $\varnothing 100$ и $\varnothing 85 \text{ мм}$. Как видно из таблицы, с учетом неравномерности распределения радиальных давлений по площади контакта минутный съем Q_i металла равен соответственно 762, 794 и $861 \text{ мм}^3/\text{мин}$, т. е. на 20–25 % меньше съема при среднем радиальном давлении. Неравномерность распределения $P_{уд}$ приводит к тому, что в центре площади контакта образуются повышенные давления, а на периферии — пониженные, в результате оптимальная

случаях занимают небольшую часть площади (порядка 20–25 %). Таким образом, основная поверхность абразивной ленты при шлифовании внутренних поверхностей вала работает в режиме недогрузки или перегрузки.

Минутную производительность ленточного шлифования по среднему радиальному давлению $P_{уд}$ в зоне контакта ЭКР с внутренними поверхностями $\varnothing 140$, $\varnothing 100$ и $\varnothing 85 \text{ мм}$ (без учета неравномерности распределения давлений) рассчитаем по формуле

$$Q = Q' F_k, \quad (4)$$

где Q' — съем металла с единицы площади контакта в минуту [$\text{мм}^3/(\text{мин} \cdot \text{мм}^2)$] при $P_{уд} = 0,25 \text{ МПа}$; F_k — об-

Таблица 3

Минутный съем металла при шлифовании поверхностей разных диаметров

Номер зоны	$D = 140 \text{ мм}$			$D = 100 \text{ мм}$			$D = 85 \text{ мм}$		
	Q'_i	F_{ki}	Q_i	Q'_i	F_{ki}	Q_i	Q'_i	F_{ki}	Q_i
1	5,25	19	100	5,25	28	147	5,25	54	282
2	5,25	20	105	5,25	23	120	5,60	40	225
3	5,25	20	105	5,60	26	147	5,25	27	142
4	5,60	20	105	5,25	28	147	4,50	20	90
5	5,25	20	113	4,50	23	103	3,45	18	63
6	4,50	20	105	3,45	17	59	2,60	14	38
7	3,45	18	90	2,60	17	45	1,50	14	21
8	2,60	18	63	1,50	17	25	0	14	0
9	1,50	22	48	0	17	0	—	—	—
10	0	22	33	—	—	—	—	—	—
Итого		199	762		196	794		201	861

Таблица 4

Объем, мм^3 , снятого металла

Участок поверхности вала	Изделие		
	1	2	3
Цилиндрический, $\varnothing 140$ мм	69 700	69 700	—
Цилиндрический, $\varnothing 133$ мм	—	—	65 800
Конус 1	1700	1700	1500
Цилиндрический, $\varnothing 99$ мм	5280	5280	—
Цилиндрический, $\varnothing 92$ мм	—	—	4280
Конус 2	350	350	165
Цилиндрический, $\varnothing 85$ мм	1330	1330	—
Цилиндрический, $\varnothing 82$ мм	—	—	2860
Итого	79 360	79 360	74 605

площадь шлифования составляет незначительную часть общей площади и общий съем металла снижается.

Преобладание зон с низким и высоким значением давления $P_{уд}$ существенно уменьшает минутный съем металла. Для повышения эффективности процесса резания в центре площади контакта необходимо снизить $P_{уд}$ до $0,2 \div 0,25$ МПа, а на периферии повысить на такую же величину. Этого можно добиться, управляя силой прижатия ролика по всей обрабатываемой поверхности и на площади контакта, а также выбором твердости и размеров ЭКР ($R > R_d$) и т. п. Однако при шлифовании поверхностей переменной кривизны и при малых радиусах ЭКР обеспечить управляемость указанными выше параметрами на всех обрабатываемых поверхностях и на площади контакта режущего инструмента с деталью практически невозможно.

Исходя из теоретических минутных съемов металла на поверхностях $\varnothing 140$, $\varnothing 100$ и $\varnothing 85$ мм, можно определить время съема необходимого припуска на шлифо-

вание валов ТНД. Зная размеры валов, можно рассчитать объем металла, который необходимо удалить при шлифовании (табл. 4).

Расчет показывает, что машинное время непрерывной обработки внутренней поверхности валов ТНД (изделий 1, 2, 3) составляет:

для изделий 1 и 2

$$T_{\text{маш}} = \frac{69700}{762} + \frac{1700}{778} + \frac{5280}{794} + \frac{350}{827} + \frac{1330}{861} = 102 \text{ мин},$$

для изделия 3

$$T_{\text{маш}} = \frac{65800}{762} + \frac{1500}{778} + \frac{4280}{794} + \frac{165}{827} + \frac{2860}{861} = 98 \text{ мин.}$$

Отсюда машинное время непрерывного шлифования всех изделий полусвободным ленточным шлифованием приблизительно одинаково (100 мин), и с внутренней поверхности снимается припуск $t = 0,1$ мм.

Толщина металла, снимаемого при бескопирном ленточном шлифовании внутренней поверхности валов ТНД по принятой схеме, определяется по формуле

$$t = Q/S_{\text{мин}}, \quad (5)$$

где Q — минутный съем металла в зоне контакта, $\text{мм}^3/\text{мин}$; $S_{\text{мин}} = \pi D S n$ — поверхность детали, обработанная в минуту, мм^2 (здесь D — диаметр обрабатываемой поверхности, мм; S — подача на оборот детали, $\text{мм}/\text{об}$; n — частота вращения детали, мин^{-1}).

В табл. 5 приведены результаты расчета толщины t металла, снимаемого при различных подачах S , частоте n вращения детали и диаметрах D поверхностей вала. На рис. 5 приведены зависимости толщины t от S , n и D . Видно, что толщина снимаемого металла резко уменьшается при увеличении продольной подачи на оборот

Таблица 5

Толщина металла, снимаемого с поверхностей разных диаметров

Подача S , $\text{мм}/\text{об}$	$D = 140 \text{ мм}$				$D = 100 \text{ мм}$				$D = 85 \text{ мм}$			
	Частота вращения, мин^{-1}											
	40	60	80	100	40	60	80	100	40	60	80	100
0,1	0,430	0,290	0,220	0,170	0,630	0,420	0,320	0,250	0,840	0,555	0,414	0,330
0,2	0,215	0,145	0,110	0,085	0,315	0,210	0,160	0,125	0,420	0,278	0,207	0,165
0,3	0,143	0,097	0,073	0,057	0,210	0,140	0,110	0,084	0,280	0,185	0,138	0,110
0,4	0,107	0,073	0,055	0,043	0,160	0,106	0,080	0,063	0,210	0,139	0,106	0,083
0,5	0,086	0,058	0,044	0,034	0,127	0,085	0,063	0,050	0,168	0,111	0,083	0,066
0,6	0,072	0,048	0,036	0,028	0,106	0,070	0,053	0,042	0,140	0,093	0,069	0,055
0,7	0,061	0,042	0,031	0,024	0,090	0,060	0,045	0,036	0,120	0,079	0,059	0,047
0,8	0,054	0,036	0,027	0,021	0,079	0,053	0,040	0,031	0,105	0,069	0,052	0,041
0,9	0,048	0,032	0,024	0,019	0,070	0,047	0,035	0,028	0,093	0,062	0,046	0,037
1,0	0,043	0,029	0,022	0,017	0,063	0,042	0,032	0,025	0,084	0,056	0,041	0,033
1,5	0,029	0,019	0,015	0,011	0,042	0,028	0,021	0,017	0,056	0,037	0,028	0,022
2,0	0,022	0,015	0,011	0,009	0,032	0,021	0,016	0,013	0,042	0,028	0,021	0,017
2,5	0,017	0,012	0,009	0,007	0,025	0,017	0,013	0,010	0,034	0,022	0,017	0,013
3,0	0,014	0,009	0,007	0,006	0,021	0,014	0,011	0,008	0,028	0,019	0,014	0,011

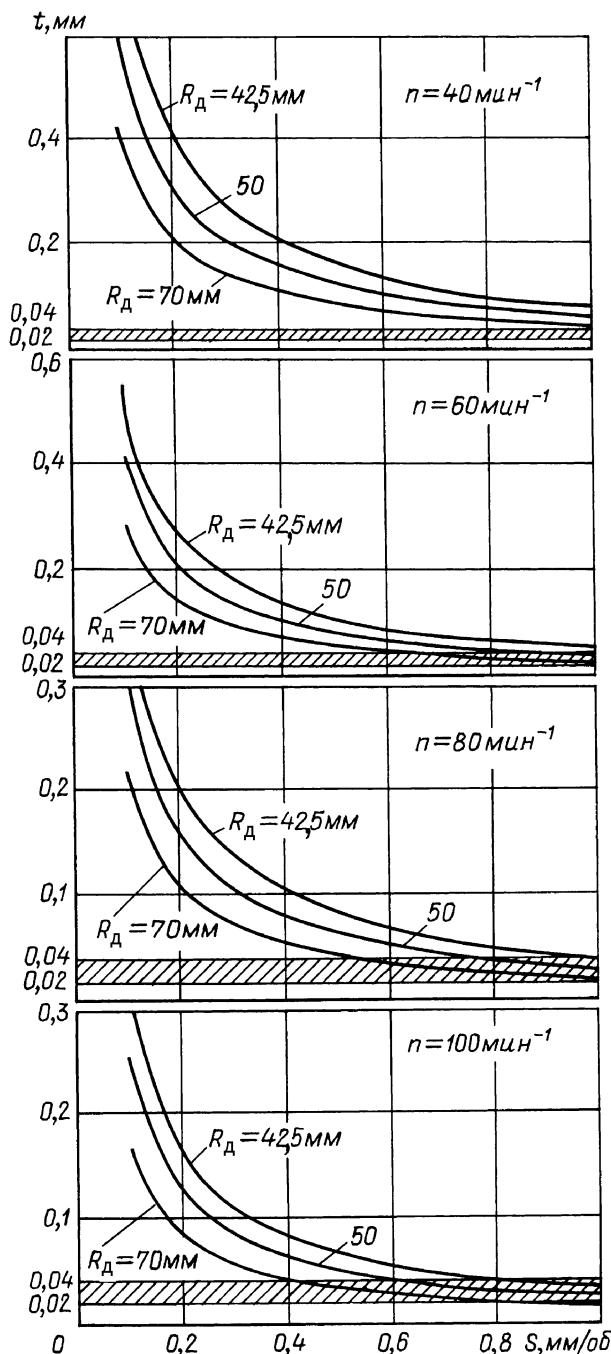


Рис. 5. Зависимости $t = f(c, S, n, R_d)$

$S = S_c$ до 0,6 мм/об и далее стабилизируется на всех участках обрабатываемой поверхности.

Режимы S и n шлифования должны выбираться с учетом толщины t металла, снимаемого на участках различного диаметра. Как видно из рис. 5, припуск глубиной 0,1 мм снимается при $n = 40 \text{ мин}^{-1}$ на подачах $0,4 \div 0,8 \text{ мм/об}$, при $n = 60 \text{ мин}^{-1}$ — на подачах $0,2 \div 0,4 \text{ мм/об}$, при $n = 80 \text{ мин}^{-1}$ — на подачах $0,2 \div 0,4 \text{ мм/об}$, при $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ — на подачах $0,2 \div 0,3 \text{ мм/об}$. Следовательно, минимальные подачи S составляют $0,2 \div 0,4 \text{ мм/об}$. Режимы шлифования n и S необходимо определить экспериментально с целью

обеспечения высокого качества поверхностного слоя. Известно, что оптимальная глубина высокопрочных сталей шлифования лентой 24A40 составляет $t = 0,02 \div 0,04 \text{ мм}$.

Как видно из рис. 5, *a* также из табл. 5, указанные оптимальные толщины снимаемого металла достигаются при $n = 40 \text{ мин}^{-1}$ на подачах $S = 2 \div 2,5 \text{ мм/об}$; при $n = 60 \text{ мин}^{-1}$ — $S = 1,5 \div 2 \text{ мм/об}$; при $n = 80 \text{ мин}^{-1}$ — $S = 0,9 \div 1,0 \text{ мм/об}$; при $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ — $S = 0,8 \div 0,9 \text{ мм/об}$.

При данных интервалах подач S и частот вращения n толщина снимаемого металла на всех обрабатываемых поверхностях ($\varnothing 140$, $\varnothing 100$ и $\varnothing 85 \text{ мм}$) находится в пределах $0,02 \div 0,04 \text{ мм}$. С увеличением частоты n (скорость детали $v_d = \pi Dn$) и продольной подачи S толщина t уменьшается. При $t > H$ (H — высота остаточных гребешков) на поверхности детали появляются необработанные участки [3].

Зависимости $t = f(S, D)$ при $n = \text{const}$ показывают, что толщина $t = 0,02 \text{ мм}$ приходится на поверхность наибольшего диаметра ($\varnothing 140$), а $0,04 \text{ мм}$ — на поверхность минимального диаметра ($\varnothing 85 \text{ мм}$). При этих толщинах и установленных допусках на диаметры ($\varnothing 140^{+0,54}$, $\varnothing 100^{+0,46}$, $\varnothing 85^{+0,46}$) общее число проходов (с учетом припуска на шлифование 0,1 мм) составит: 15 проходов для участка вала $\varnothing 140 \text{ мм}$, 10 проходов для $\varnothing 100 \text{ мм}$ и 7 проходов для $\varnothing 85 \text{ мм}$). При равенстве числа проходов толщина t снимаемого металла на участках вала разных диаметров будет соответственно отличаться. Общее число проходов не должно превышать 7.

Выводы

Полусвободное ленточное шлифование валов ТНД практически обеспечивает постоянную величину радиальной силы P_y на всех обрабатываемых участках вала при вращении инструмента против часовой стрелки [4]. Для определения теоретического поля радиальных давлений в зоне контакта ЭКР с деталью разработана схема их взаимодействия на основе аналитической геометрии в пространстве с учетом упругих свойств ЭКР.

Исследования и расчеты показывают, что для обеспечения постоянства площади контакта инструмента с деталью предпочтительны ЭКР минимальных размеров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юнусов Ф. С., Фельдман Ю. Я. Шлифование крупногабаритных деталей маятниковыми головками. М.: Машиностроение, 1981. 120 с.
2. Фельдман Е. Ю., Юнусов Ф. С. Бескопирное шлифование крупногабаритных фасонных деталей. Казань: КГТУ им. А. Н. Туполева, 1999. 154 с.
3. Юнусов Ф. С., Юнусов Р. Ф., Валитов Р. А. Формообразование поверхностей строчечной подачей // Вестник машиностроения. 2006. № 8. С. 45—50.
4. Юнусов Ф. С., Хисамутдинов Р. М., Юнусов Р. Ф. Закономерности процесса шлифования внутренней поверхности валов ТНД полусвободным методом // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 45—50.

Б. М. СОЛОНИЦЫН, В. В. КЛЕПИКОВ, д-р техн. наук (МГИУ)

Повышение качества и производительности процесса шевингования зубчатых колес

Рассмотрены вопросы обеспечения эффективности чистовой обработки цилиндрических зубчатых колес, в частности, зависимости параметров шероховатости обрабатываемой поверхности от режима резания, направления и расположения стружечных канавок шеверов.

Questions of providing a final treatment efficiency of spur gears are discussed. Particularly, the dependences of the roughness parameters of work surface upon a cutting conditions, direction, and location of chip groove shavers have been considered.

В современном машиностроении остаются актуальными вопросы повышения качества и производительности обработки зубчатых колес. Производительность шевингования определяет длину рабочего хода стола станка, а качество — такие показатели, как скорость резания, продольная подача и длина рабочего хода стола станка.

Шероховатость обрабатываемой поверхности является критерием, по которому определяются зависимости таких показателей, как скорость резания и длина рабочего хода стола станка, продольная подача стола и скорость резания, продольная подача и длина рабочего хода стола. Значительное влияние на шероховатость обрабатываемой поверхности оказывает длина рабочего хода стола станка. На рис. 1, *a* представлены зависимости изменения параметра R_a шероховатости обрабатываемой поверхности от скорости v резания и длины l рабочего хода стола, анализ которых показал, что чем меньше длина рабочего хода стола, тем больше шероховатость поверхности зуба зубчатого колеса. Процесс шевингования состоит из определенного числа рабочих и холостых ходов со сменой направления вращения шевера. Движение по направлению длины зуба при заданных соотношениях геометрических параметров шевера и обрабатываемого зубчатого колеса зависит только от направления вращения, так как при изменении направ-

ления вращения изменяются режущие кромки, осуществляющие съем металла. Одна режущая кромка заканчивает резание и в работу вступает другая режущая кромка той же стружечной канавки шевера, параллельная первой режущей кромке. При выборе длины рабочего хода стола станка необходимо учитывать шаг стружечных канавок на боковой поверхности зуба шевера, так как он имеет вогнутость по длине зуба. Поэтому теоретически при обработке шевером достаточно перемещения шевера относительно обрабатываемого зубчатого колеса, равного шагу t стружечных канавок шевера. Но при этом не достигается высокое качество обработки. Это объясняется тем, что не происходит необходимого перекрытия воздействий режущих кромок в процессе обработки. Поэтому длину рабочего хода стола станка необходимо увеличивать на $0,1 \div 2$ мм в зависимости от требуемой шероховатости боковой поверхности профиля зуба зубчатого колеса.

На рис. 1, *b* представлены зависимости изменения параметра R_a шероховатости обрабатываемой поверхности от продольной подачи S и скорости v резания. Видно, что скорость резания не оказывает существенного влияния на шероховатость поверхности обрабатываемого зубчатого колеса, но от продольной подачи зависит высота микронеровностей, на шероховатость обрабатываемой поверхности в определенной степени оказывает влияние продольная подача.

Зависимости изменения параметра R_a шероховатости поверхности от продольной подачи S и длины l рабочего хода стола станка показаны на рис. 1, *c*. Длина рабочего хода стола станка является одним из главных параметров станка, определяющих высоту микронеровностей обрабатываемой поверхности, т. е. ее шероховатость. При продольной подаче 56 и 71 мм/мин высота микронеровностей практически одинаковая, поэтому

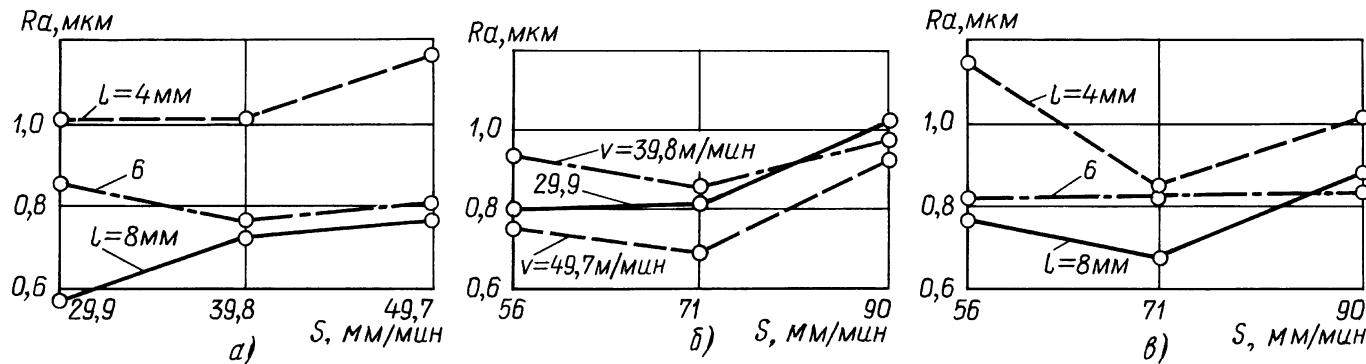


Рис. 1. Зависимости изменения параметра R_a шероховатости обрабатываемой поверхности от параметров станка и режима обработки:

a — от скорости v резания и длины l рабочего хода стола; *b* — от продольной подачи S рабочего хода стола и скорости v резания; *c* — от продольной подачи S и длины l рабочего хода стола

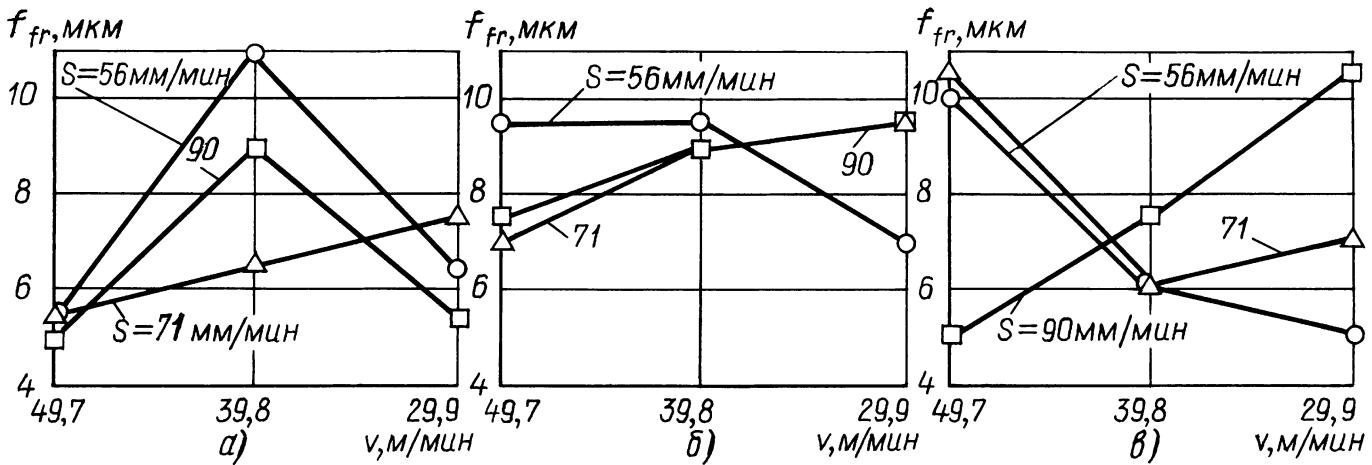


Рис. 2. Зависимости изменения отклонения f_{fr} профиля зуба от скорости v резания, продольной подачи S и длины l рабочего хода стакна:
а — $l = 8 \text{ мм}$; б — $l = 4 \text{ мм}$; в — $l = 6 \text{ мм}$

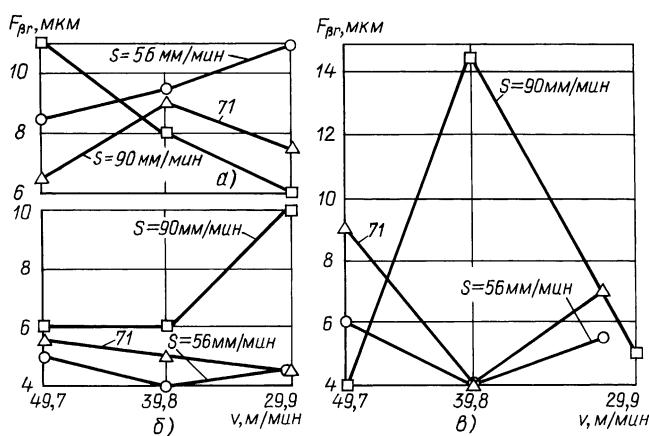


Рис. 3. Зависимости изменения отклонения $F_{\beta r}$ направления зуба от скорости v резания, продольной подачи S и длины l рабочего хода:
а — $l = 4 \text{ мм}$; б — $l = 6 \text{ мм}$; в — $l = 8 \text{ мм}$

ее увеличением можно добиться необходимой производительности обработки при заданной шероховатости поверхности.

Для обработки различных зубчатых колес используют соответствующие шеверы и определяют оптимальные условия резания, которые обеспечивают наилучшее качество зубчатого зацепления. При этом основными критериями являются параметры шероховатости и форма боковых поверхностей зубьев зубчатых колес. На рис. 2 представлены зависимости изменения отклонения f_{fr} профиля зуба от скорости v резания, продольной подачи S и длины l рабочего хода стакна. На отклонение формы боковой поверхности зуба оказывают влияние скорость резания и длина рабочего хода стакна. Значения скорости резания, при которых можно ожидать наилучшего качества зацепления, находятся в интервале $40 \div 50 \text{ м/мин}$. Диапазон значений продольной подачи, опре-

деляющих производительность обработки, составляет $71 \div 90 \text{ мм/мин}$. Длина рабочего хода стакна, удовлетворяющая требуемым критериям качества зубчатого зацепления, составляет $6 \div 8 \text{ мм}$.

На рис. 3 представлены зависимости изменения отклонения $F_{\beta r}$ направления зуба от скорости резания, продольной подачи и длины рабочего хода.

Производительность шевингования и стойкость обрабатываемого инструмента определяются геометрией режущих элементов шевера и способом их получения. Известные способы формирования стружечных канавок на боковых поверхностях зубьев шеверов путем долбления имеют ограниченные технологические возможности в получении режущих элементов сложной конфигурации.

Эффективность процесса резания при шевинговании и стойкость шевера находятся в зависимости от направления и расположения стружечных канавок на боковых поверхностях зуба шевера. Были проведены исследования на точность обработки и стойкость шеверов с различным расположением стружечных канавок: параллельно торцу венца шевера; по нормали к зубу; с разным наклоном; с веерообразным расположением. Стружечные канавки на боковых поверхностях зуба шеверов были выполнены электроэрозионным способом. Анализ проведенных исследований показал, что все используемые шеверы обеспечивали необходимое качество обработки. Однако стойкость шеверов оказалась неодинаковой: шевера с веерообразным расположением канавок обеспечивали более стабильное качество обработки при высокой стойкости инструмента.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калашников С. Н., Калашников А. С. Шевингование зубчатых колес. М.: Высшая школа, 1985. 261 с.
2. Прогрессивные технологические процессы в автомобилестроении / Под ред. С. М. Степашкина. М.: Машиностроение, 1980. 319 с.

Статически неопределенная модель привершинной области режущих пластин из двухкомпонентного твердого сплава

Стойкость и прочность современного твердосплавного инструмента чаще всего лимитируется разрушением его режущей части. Процесс разрушения инструмента является непосредственным следствием действия множества факторов, первоочередным из которых можно назвать высокую концентрацию напряжений в его режущей части.

Для расчета напряжений в режущей части инструмента была разработана математическая модель режущей пластины. Схематично привершинная область пластины показана на рис. 1, а. Учитывая неоднородное строение материала пластины, предположим в первом приближении, что зерна карбидов — абсолютно жесткие недеформируемые тела, а все деформации локализуются в межзеренных прослойках. Наиболее полно математическую модель, отвечающую высказанному предложению, можно представить в виде многоопорного параллелепипеда (рис. 1, б). Рассмотрим задачу в плоской

постановке, когда размер зерна в направлении, перпендикулярном к плоскости рисунка, равен единице.

Для нахождения деформаций и напряжений в прослойках модель условно преобразуем путем "разрыва" упругих связей таким образом, чтобы она превратилась в статически определимую [1], т. е. чтобы полученная основная система была статически определимой и геометрически неизменяемой. Расчет подобной системы заключается в определении перемещения разорванных связей по направлениям лишних сил как функций X_1, X_2, \dots, X_n этих неизвестных сил.

На рис. 2 показаны три неизвестных лишних силы на примере упругой связи опоры 9. Всего в данной системе с опорами 1–9 необходимо найти 27 лишних сил. Приравняв перемещения в разорванных связях к нулю, получим систему уравнений с 27 неизвестными. Принимаем допущение, что кобальтовые прослойки являются линейно деформируемыми упругими связями, тогда при расчете перемещений можно применить принцип независимости действия сил.

Для определения перемещения δ_i в основной системе по направлению i -й лишней силы находим перемещение Δ_{ip} , возникающее от действия внешней нагрузки, затем перемещение от действия единичной силы в разорванной связи и умножаем его на значение X_j , где $j = 1, 2, \dots, n$.

Таким образом, полное перемещение по направлению отброшенной i -й связи

$$\Delta_i = \delta_{i1}X_1 + \delta_{i2}X_2 + \dots + \delta_{in}X_n + \Delta_{ip}, \quad (1)$$

где δ_{ik} — перемещение в основной системе по направлению i -й ($i = 1, 2, \dots, 27$) лишней силы от k -й единичной силы ($k = 1, 2, \dots, 27$); Δ_{ip} — перемещение в основной системе по направлению i -й лишней силы от действия нагрузки.

Приравняв все Δ_i нулю, получим n линейных алгебраических уравнений с n неизвестными X_1, X_2, \dots, X_{27} :

$$\left. \begin{aligned} \delta_{1,1}X_1 + \dots + \delta_{1,n}X_n + \Delta_{1,p} &= 0; \\ \dots & \\ \delta_{i,1}X_1 + \dots + \delta_{i,n}X_n + \Delta_{i,p} &= 0; \\ \dots & \\ \delta_{27,1}X_1 + \dots + \delta_{27,n}X_n + \Delta_{27,p} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Решив систему (2) каким-либо методом, получим значения неизвестных, т. е. нагрузку на каждую из опор. Затем рассчитаем напряжения в прослойках, учитывая действие нагрузки в сумме с лишними силами, заменяющими действие разорванных связей [2, 3]. Систему канонических уравнений удобнее записать в матричной форме:

$$DX + dP = 0, \quad (3)$$

где D — матрица податливости основной системы, элементами которой являются обобщенные перемещения

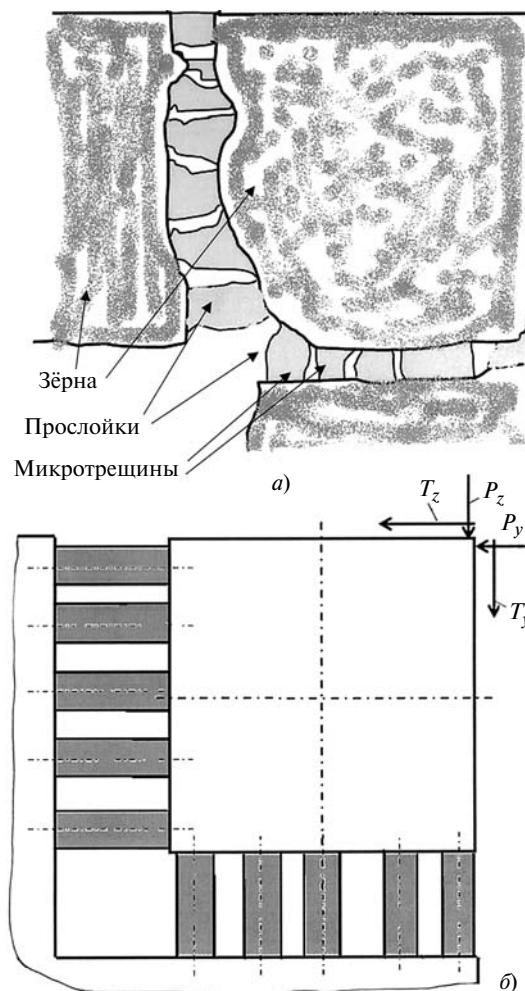


Рис. 1. Схематичное изображение (а) и упрощенная расчетная модель (б) привершинной области режущей пластины

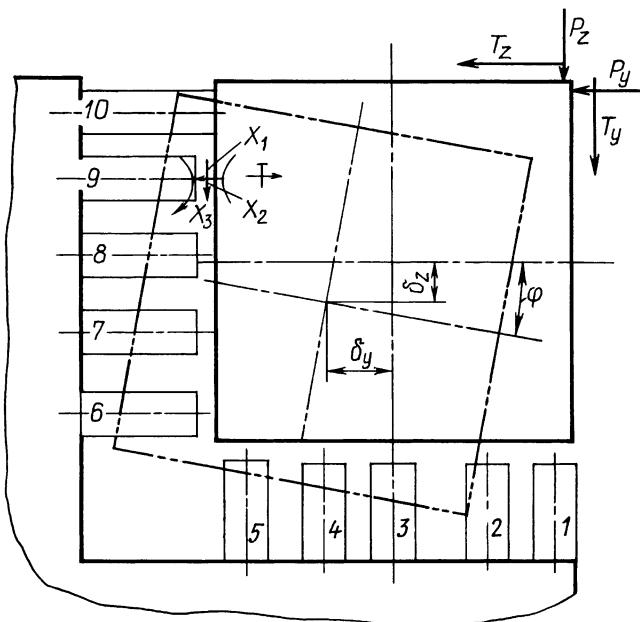


Рис. 2. Модель основной системы с упругими контактами в виде сосредоточенных опор разной длины и жесткости, работающих на сжатие/растяжение, изгиб и сдвиг

под действием единичных сил, соответствующих лишним силам по месту приложения и направлению; X — вектор искомых "лишних" сил; d_p — вектор обобщенных перемещений под действием внешней нагрузки.

Основная статически определимая система на рис. 2 включает 27 лишних сил, поэтому матрицы системы уравнений (3) имеют следующий вид:

$$D = \begin{bmatrix} \delta_{1,1} & \delta_{1,2} & \dots & \delta_{1,27} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_{27,1} & \delta_{27,2} & \dots & \delta_{27,27} \end{bmatrix}; X = \begin{bmatrix} X_1 \\ \dots \\ X_{27} \end{bmatrix}; d_p = \begin{bmatrix} \Delta_1 \\ \dots \\ \Delta_{27} \end{bmatrix}. \quad (4)$$

Элементы матрицы податливости можно найти, используя интеграл Мора:

$$\delta_{i,j} = \int_{L_i} \frac{N_i N_j}{EF} ds + \int_{L_i} \frac{M_i M_j}{EJ} ds + \int_{L_i} \frac{Q_i Q_j}{GF} ds, \quad (5)$$

где N_i, N_j — ординаты эпюй от нормальных лишних сил; Q_i, Q_j — ординаты эпюй от поперечных лишних сил; M_i, M_j — ординаты эпюй от лишних изгибающих моментов; E и G — модули упругости при растяжении/сжатии и сдвиге; EF, EJ, GF — жесткости соответственно на растяжение/сжатие, изгиб и сдвиг; L_i — длина упругой связи.

Раскрыв выражение (4), получим систему линейных алгебраических уравнений, решив которую каким-либо методом (например, методом Гаусса), определим величины лишних сил. Затем рассчитаем изгибающие моменты, нормальные и тангенциальные силы в неразорванных упругих связях, и после этого можно будет найти величины нормальных и касательных напряжений во всех кобальтовых прослойках.

Это позволит перейти к расчету максимальных касательных напряжений в каждой межзеренной связи по известной формуле для плоско-деформированного состояния [1, 4].

$$\tau_{\max i} = \sqrt{\sigma_i^2 / 4 + \tau_i^2}. \quad (6)$$

В соответствии с формулами (1)–(6) была разработана компьютерная программа, позволяющая рассчитывать напряжения в сечениях упругих связей и установить факт превышения в каких-либо связях предела усталостной прочности.

Здесь возможны дальнейшие варианты: либо расчет прекращается и сообщается о разрушении режущей пластины и времени ее работы до разрушения, либо матрица

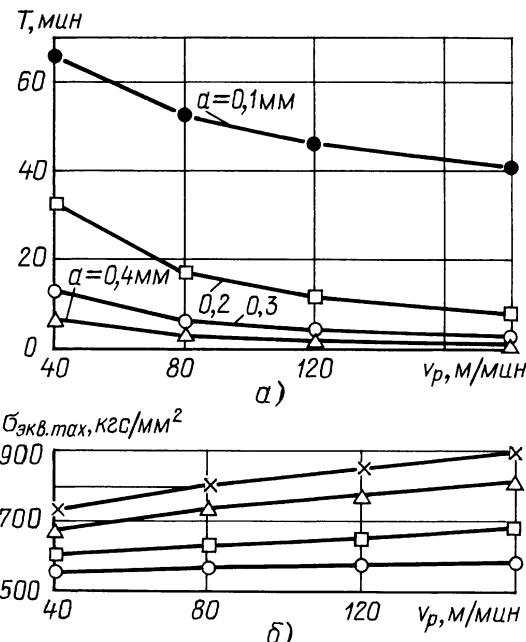


Рис. 3. Зависимости времени T до начала выкрашивания (а) и максимального эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{еквmax}}$ (б) от скорости v_p резания и толщины a среза

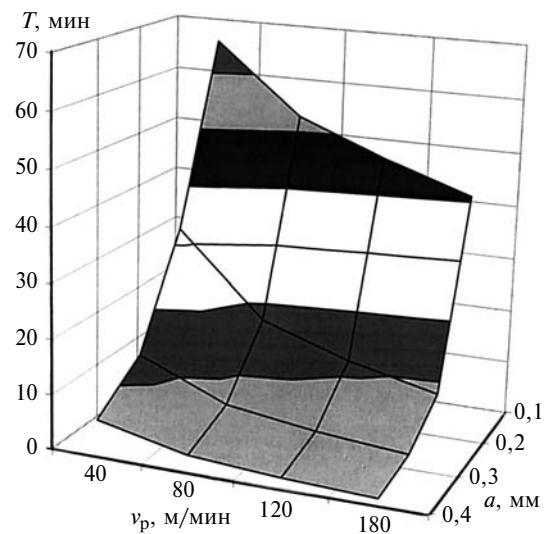


Рис. 4. Поверхность отклика прочности режущей пластины по результатам двухфакторного планирования

податливости переформированывается, из нее исключается разрушенная связь и расчет продолжается снова, но уже с другой структурой — без разрушенной связи.

По описанной методике [3, 5] были проведены имитационные эксперименты при следующих параметрах процесса резания: обрабатываемый материал — сталь 12ХН3 (действительный коэффициент прочности $770 \div 930$ МПа; твердость $111 \div 141$ НВ; скорость резания — от 40 до 120 м/мин; толщина среза — от 0,1 до 0,4 мм; углы заточки: передний — 0, задний — 6° ; радиус скругления режущей кромки не учитывался.

Оценки динамической прочности режущей пластины ВК6 по результатам компьютерных экспериментов приведены на рис. 3, а, б и рис. 4. Максимальное эквивалентное напряжение в режущей пластине увеличивается на 17,3 % при изменении скорости резания от 40 до 180 м/мин и на 23,5 % при изменении толщины среза от 0,1 до 0,4 мм.

Таким образом, предложенная математическая модель позволяет реализовать такие схемы расчета статической и динамической прочности режущей пластины, которые учитывают изменение объекта исследования путем соответствующей перестройки структуры объекта после каждого частичного повреждения в упругих связях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тимошенко С. П., Гудъер Дж. Теория упругости: Пер. с англ. М.: Наука, 1979. 560 с.
2. Полетика М. Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.
3. Розин П. А., Константинов И. А., Смелов В. А. Расчет статически неопределенных стержневых систем. Л.: Изд-во Ленинградского ун-та, 1988. 328 с.
4. Екобори Т. Физика и механика разрушения и прочности твердых тел. М.: Металлургия. 1971. 264 с.
5. Абуладзе Н. Г. Характер и длина пластического контакта стружки с передней поверхностью инструмента. М.: Высшая школа, 1962. 400 с.

УДК 621.922.02

С. М. МИХАЙЛИН, канд. техн. наук, А. И. КАПУСТИН
(Ульяновский ГТУ),
С. В. ЖДАНОВ (ОАО "Димитровградхиммаш")

Сверхвысокочастотные технологии в производстве абразивных инструментов на бакелитовой связке

Представлены результаты внедрения высоких научно-технических технологий сверхвысокочастотного (микроволнового) нагрева в производство абразивных инструментов на бакелитовой связке. Обеспечено многократное (до 9 раз) снижение продолжительности операции бакелизации полуфабрикатов электрокорундовых шлифовальных кругов и сегментов.

Application results of a high tech of UHF (microwave) heating into the production of abrasive tools on the bakelite bond are presented. It has been shown that the technology provides a multifold (up to nine-fold) decrease of time consumption for preparation of semi-products of aluminum oxide disks and segments.

К актуальным задачам металлообрабатывающей промышленности относятся повышение работоспособности и снижение стоимости абразивных инструментов (АИ), решение которой напрямую зависит от производительности и уровня технологических процессов изготовления.

При традиционной технологии изготовления АИ на термореактивных органических связках производительность определяется продолжительностью наиболее ответственной операции — термообработки полуфабрикатов. Причем механическая прочность, твердость и долговечность инструмента зависят от степени и равномерности поликон-

денсации связки. Производственный цикл термообработки конвективным способом полуфабрикатов АИ на бакелитовой связке, которые получили наиболее широкое распространение¹, составляет $13 \div 40$ ч (в зависимости от массы, типоразмера и свойств инструмента). Продолжительность термообработки полуфабриката АИ на термореактивных органических связках и, в частности, время их нагревания можно сократить в несколько раз,

¹ Михайлин С. М. Экономическая эффективность применения СВЧ-термообработки при производстве абразивных инструментов на бакелитовой связке // Вестник УлГТУ. 2006. № 1. С. 46—48.

используя сверхвысокочастотные (микроволновые) технологии, относящиеся к наукоемким технологиям высокого уровня, которые обладают рядом уникальных свойств:

избирательность нагревания: в многокомпонентной смеси диэлектриков сильнее нагреваются составляющие с более высоким тангенсом угла диэлектрических потерь;

равномерность нагревания, так как электрическое поле мгновенно проникает в диэлектрические материалы на значительную глубину, прямо связанную с длиной волны излучения, обеспечивая равномерное распределение выделяющейся теплоты по всему объему объекта независимо от его теплопроводности;

высокий коэффициент преобразования энергии излучения в тепловую энергию: удельная энергоемкость бакелизации с использованием СВЧ для полуфабриката до $0,3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{кг}$ против $1 \div 3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{кг}$ при бакелизации конвективным способом.

Высокая эффективность СВЧ-энергетики при термообработке полуфабрикатов АИ и других изделий на термореактивных органических связках обусловлена высоким значением тангенса угла диэлектрических потерь.

Бакелитовая связка АИ, представляющая собой смесь порошко-

образной смолы, жидкого бакелита и наполнителя, находится между абразивными зернами и в СВЧ-поле нагревается равномерно по всему объему полуфабриката. Часть энергии связки путем контактной теплопередачи передается абразивным зернам. Широко используемый в абразивной промышленности электрокорунд практически "прозрачен" для волн СВЧ. Поэтому зерна из электрокорунда нагреваются только вследствие теплопередачи от связки. Другие абразивные материалы, например карбид кремния, менее радиопрозрачны, и частично нагреваются под действием СВЧ-излучения.

Скорость нагревания полуфабрикатов изделий на термореактивных органических связках может быть достаточно высокой, но ограничивается выделением из связки газообразных веществ (свободный фенол, формальдегид, аммиак, вода). При высоких скоростях образования газообразных веществ в условиях ограниченной пористости полуфабрикатов может происходить деформация размягченных полуфабрикатов — вспучивание и образование трещин. При поликонденсации связки существует стадия наиболее активного образования и выделения летучих веществ, поэтому при температурах от 60 до 120 °C скорость нагревания полуфабрикатов должна быть минимальной.

Регулирование скорости нагревания осуществлялось путем автоматического управления параметрами СВЧ-излучения по заранее разработанной программе. Корректировали скважность следования пачек импульсов постоянной амплитуды и длительности. Это обеспечивало эффективное управление средней мощностью излучения и, соответственно, преобразования средней скорости нагревания полуфабрикатов с учетом КПД.

Для равномерного прогревания всех полуфабрикатов, находящихся в камере бакелизации СВЧ-установки (всей садки), и обеспечения эффективной эвакуации газообразных веществ термообработку вели по схеме "набор температуры — пауза — набор" и т. д., скорость набора температур при бакелизации согласовывали со скоростью поликонден-

сации (трехмерной полимеризации) связки.

В абразивной промышленности бакелизация (поликонденсация бакелитовой связки) основана на термообработке полуфабрикатов АИ конвективным способом, причем теплоносителем является нагретый в печи воздух. Нагревание полуфабрикатов конвективным способом до температуры 60 °C осуществляется достаточно быстро — скорость изменения температуры теплоносителя 1 °C/мин (рис. 1). При этом нагревание полуфабрикатов происходит от поверхности к внутренним зонам (рис. 2). В результате нагретые наружные слои материала выделяют газообразные вещества, в то время как внутренние слои полуфабриката формовочной смеси остаются относительно холодными. Поэтому в поверхностных слоях и внутри полуфабриката газообразные вещества образуются с существенным сдвигом по времени.

При температурах выше 60 °C начинается процесс поликонденса-

ции связки, который постепенно охватывает весь объем размягченного полуфабриката, выделение газообразных веществ усиливается. Максимальное выделение фенола наблюдается при температуре теплоносителя 150 °C, формальдегида — 180 °C, аммиака — 100 и 180 °C. Поэтому до температуры 160 °C скорость невысока — порядка 0,13 °C/мин (см. рис. 1). В случае превышения скорости набора температур на поверхностях полуфабриката образуется корка, которая препятствует выделению газообразных веществ из внутренних слоев.

Выдержка при температуре теплоносителя 160 °C в течение 60 мин обеспечивает выравнивание температур по всем полуфабрикатам садки. По достижении температуры выше 160 °C со скоростью 1 °C/мин поликонденсация связки продолжается. Причем деформация полуфабриката практически отсутствует, так как при температуре выше 160 °C он находится уже в твердом агрегатном состоянии. Выдержка при температуре 200 °C (конечная) в течение 600 мин обеспечивает полное прогревание всех полуфабрикатов садки и полную поликонденсацию связки — гексаметилентетраамин (уротропин) разрушается с образованием аминометильных соединений: $\text{NH}(\text{CH}_2\text{OH})_2$ и $\text{N}(\text{CH}_2\text{OH})_3$, которые обеспечивают пространственную "шивку" метиленовыми мостиками новолаков и резита; возникает высокопрочное композитное соединение связки, наполнителя и абразивных зерен.

Фактическая удельная энергоемкость бакелизации конвективным способом составила 1,6 кВт · ч/кг.

Принципиальное отличие бакелизации с использованием СВЧ-энергетики от бакелизации при конвективном нагревании заключается в том, что прогрев полуфабриката начинается с внутренних слоев, так как мощное микроволновое излучение проникает в полуфабрикат на большую глубину. Поэтому при СВЧ-нагреве нет существенных препятствий для выхода образующихся при бакелизации связки газообразных веществ. Однако интенсивное их образование и выделение при быстром и продолжительном нагревании полуфабри-

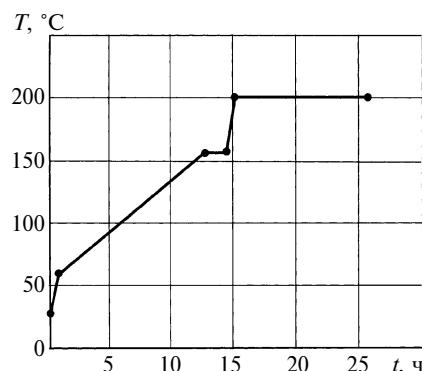


Рис. 1. Цикл бакелизации конвективным способом полуфабрикатов шлифовальных кругов 1 — 300 × 40 × 76 (формовочная смесь на жидким бакелите БЖЭ)

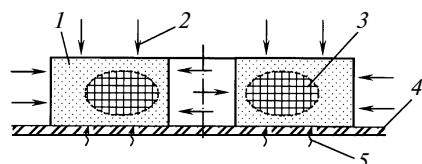


Рис. 2. Схема распределения температуры в полуфабрикате при бакелизации конвективным способом:

1 — полуфабрикат; 2 — направление конвективной теплопередачи от нагретого воздуха; 3 — низкотемпературная область; 4 — подложка из керамики или кварцевого песка; 5 — направление кондуктивной теплопередачи от подложки

ката может привести к необратимым последствиям, вплоть до его разрушения. Для того чтобы обеспечить требуемое качество изделия с максимальной производительностью процесса, осуществляют многоступенчатые циклы СВЧ-бакелизации, чередуя этапы с быстрым повышением энергии и паузы в несколько минут. Эти паузы необходимы для пассивного "проветривания" и выравнивания температур по всему объему каждого полуфабриката и всех полуфабрикатов в стопке (садке) путем теплопередачи внутри полуфабриката и при его контакте с более холодным воздухом в термостате, а также с радиопрозрачными (не нагревающимися в СВЧ-поле) подложками в виде изделий из керамики или слоев песка (рис. 3).

Специалистами Ульяновского государственного технического уни-

верситета совместно с ОАО "Димитровградхиммаш" (г. Димитровград) была создана СВЧ-установка для бакелизации АИ. Проектная производительность установки не менее 20 кг/ч, мощность 12,5 кВт. На сегодняшний день освоено промышленное производство шлифовальных кругов и абразивных сегментов различных типоразмеров и характеристик с использованием СВЧ-энергии. На рис. 4 и в таблице приведены различные программы многоступенчатых циклов термообработки (бакелизации) полуфабрикатов шлифовальных кругов прямого профиля: 1 — 150 × 25 × 32, 1 — 300 × 40 × 76, 1 — 600 × 63 × 305.

На первых этапах СВЧ-энергия поступает небольшими дозами. Паузы в 3÷5 мин при температурах до 60 °C позволяют плавно прогреть

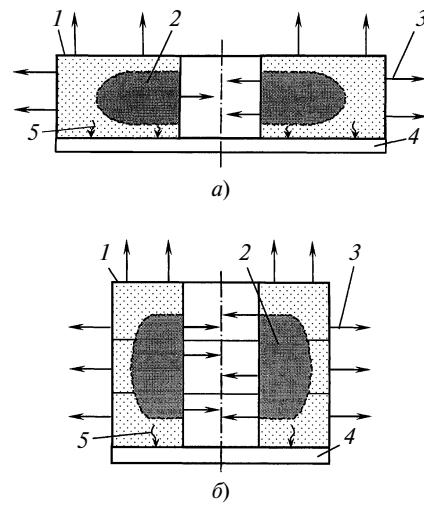


Рис. 3. Схема распределения температуры в полуфабрикатах при СВЧ-бакелизации:
а — отдельный полуфабрикат; б — стопка полуфабрикатов; 1 — полуфабрикат; 2 — высокотемпературная область; 3 — направление инфракрасного излучения; 4 — подложка; 5 — направление кондуктивной теплопередачи от подложки

**Продолжительности, мин, операций программ СВЧ-бакелизации полуфабрикатов шлифовальных кругов
1—150 × 25 × 32, 1—300 × 40 × 76, 1—600 × 63 × 305**

Температура, °C	Наружный диаметр шлифовальных кругов, мм								
	150, 300		150		300		600		
	Программа 1						Программа 2		
	Пауза	Накачка СВЧ-энергии	Время от начала программы	Накачка СВЧ-энергии	Время от начала программы	Пауза	Накачка СВЧ-энергии	Время от начала программы	
МИН									
30	3	2		3		3	3		
36	3	2		2		3	3		
42	3	2		2		3	2		
48	5	2		2		5	2		
54	5	1	28	2	30	5	2		
60	12	0		0		12	1		
63	5	1		1		5	1		
66	5	0	51	0	53	5	0		
70	16	0		1		16	1		
73	5	1		1		5	1		
76	5	0	78	1	82	5	0		
80	20	1		1		20	1		
83	5	1		0		15	1		
86	5	0	110	0	113	15	0		
90	20	2		1		20	1		
93	5	1		1		5	0		
96	5	1	144	2	147	5	0		
100	20	0		1		20	1		
103	4	1		0		4	1		
106	4	0	173	0	176	4	0		
110	14	0		1		14	1		
113	4	1		1		4	1		
116	4	0	196	0	200	4	1		
120	12	67		102		12	125		
220	5	0	280	—	—	—	—		
230	5	—	—	0	324	—	—		
245	—	—	—	—	—	5	0		
Итого		—	280	—	324	—	—		363
Максимальная скорость нагревания, °C/мин		1,5÷2		1,1÷1,3		0,9÷1			
Максимальная масса садки, кг		130		160		180			
Температура полуфабрикатов после выгрузки, °C		184÷227		187÷209		187÷214			
Производительность, кг/ч		27,9		29,6		29,7			

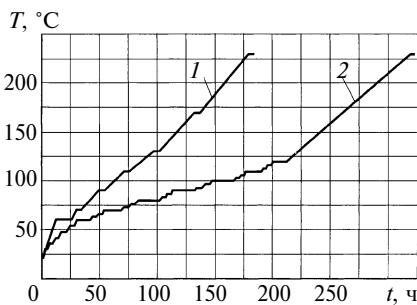


Рис. 4. Цикл СВЧ-бакелизации полуфабрикатов шлифовальных кругов 1 — 300 × 40 × 76 при формовочной смеси на бакелите БЖЗ (1) и Абрэзит-031Ф (2)

полуфабрикаты и активизировать выделение фенола и формальдегида, т. е. выполнить искусственное старение полуфабриката, для того чтобы на последующих этапах стабилизировать процесс поликонденсации связки и исключить деформацию полуфабрикатов. Процесс занимает 28÷31 мин, тогда как при термообработке конвективным способом для нагревания садки до температуры 60 °С требуется 60 мин.

При температуре 60 °С и выше процесс выделения газообразных веществ интенсифицируется без достижения давления, которое может привести к разрушению размягченного полуфабриката. Для выделения газообразных веществ требуется больше времени, поэтому

паузы увеличивают до 20 мин. Максимальная интенсивность выделения наблюдается при температурах от 80 до 90 °С, происходит испарение воды. При этом наблюдается наибольшее размягчение полуфабрикатов и увеличивается вероятность их разрушения. Поэтому потребовалось увеличение пауз, особенно при термообработке полуфабрикатов диаметром 600 мм. При повышении температуры до 120 °С полуфабрикаты твердеют и паузы уменьшают.

При температурах от 120 до 245 °С происходит и завершается поликонденсация связки, сопровождающаяся выделением аммиака. Так как в этот момент полуфабрикаты находятся в твердом агрегатном состоянии, эти газообразные выделения искажают их формы. Поэтому СВЧ-бакелизацию можно осуществлять с максимальной скоростью набора температуры без пауз.

С увеличением массы садки увеличивается время, необходимое для ее нагревания (при постоянной мощности СВЧ-излучения). Осуществляя укладку полуфабрикатов по разработанным схемам, можно обеспечить максимальную производительность при массе садки до 180 кг. Масса садки полуфабрикатов шлифовальных кругов диаметрами 150, 300 и 600 мм составляет соответственно

130, 160 и 180 кг. С увеличением массы садки производительность операции бакелизации несколько возрастает — с 27,8 до 29,7 кг/ч.

Разработанные технологии СВЧ-бакелизации полуфабрикатов абразивных инструментов и созданная для этой цели установка позволяют резко сократить продолжительность операции термообработки полуфабрикатов. Так, продолжительность бакелизации полуфабрикатов шлифовальных кругов диаметром 300 мм конвективным способом составляет 1560 мин (см. рис. 1), а СВЧ-бакелизация этих же полуфабрикатов — 324 мин (см. рис. 4). Таким образом, применение СВЧ-энергетики позволило повысить производительность бакелизации в 4,8 раза при снижении удельной энергоемкости с 1,6 до 0,3 кВт·ч/кг, т. е. в 5,4 раза. Однако возможности новой технологии этим не исчерпываются. Дальнейшее повышение производительности связано с совершенствованием состава формовочной смеси. Например, замена жидкого бакелита БЖЗ на бакелит Абрэзит-031Ф с уменьшенным содержанием низкомолекулярных продуктов обеспечивает сокращение цикла бакелизации с 324 до 185 мин (см. рис. 4), а относительно бакелизации конвективным способом — в 8,7 раза.

УДК [621.922.9-621.921.34]:621.9.079

А. В. ПОПОВ, д-р техн. наук
(Технический университет, г. Либерец, Чешская республика)

Исследование влияния СОЖ на удельный расход алмазов при шлифовании¹

Показано, что применение СОЖ на водной основе при шлифовании алмазными кругами с режимами резания, меньшими критических величин, повышает удельный расход алмазов в результате увеличения скорости изнашивания алмазных зерен из-за циклических термических напряжений, а при шлифовании с режимами резания, большими критических величин, снижает удельный расход алмазов в результате уменьшения скорости изнашивания алмазных зерен.

It has been shown, that application of a lubricant on the water base at grinding by diamond wheels with cutting conditions lesser than critical ones increases the diamond discharge intensity as a result of the diamond grits wear rate increase through the cyclic thermal strains. At the same time it has been found that at grinding with supercritical cutting conditions the diamond discharge intensity is decreased due to decreasing of the diamond grits wear rate.

Для повышения эффективности алмазного шлифования используют смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ) на водной основе. Однако применение СОЖ может, как уменьшить, так и увеличить удельный расход алмазов [1, 2]. Проведенные испытания показали, что для каждого обрабатываемого материала существуют критические параметры режима шлифования, до которых использование СОЖ оказывает отрицательное влияние на удельный расход алмазов и при превышении которых — положитель-

¹ Работа выполнена в соответствии с проектом MSM 4674788501 министерства MS MT Чешской Республики.

ное. Однако отсутствуют опубликованные данные, объясняющие это явление. В связи с этим были проведены исследования, устанавливающие влияние СОЖ на удельный расход алмазов.

Отрицательное влияние СОЖ на удельный расход алмазов и скорость изнашивания алмазных зерен исследовали при шлифовании твердого сплава ВК8 кругами 12A2 — 45° 125 × 5 × 5 мм на органической связке В1-01 с алмазным шлифовальным порошком AC5C (ГОСТ 9206—80) зернистостью 125/106 мкм и концентрацией $K = 100\%$ при скорости круга $v = 20$ м/с, подаче $S = 500$ мм/мин и глубине шлифования $t = 0,03$ мм/дв. ход.

Эксперименты проводили по методике определения удельного расхода алмазов, изложенной в работе [1]. Для определения среднего значения удельного расхода алмазов каждый опыт повторяли 3÷5 раз. В данных условиях средний удельный расход алмазов при шлифовании без СОЖ составил 0,32 мг/г (рис. 1, а), а при шлифовании с 3 %-м раствором Na_2CO_3 — 0,64 мг/г (рис. 1, б). Таким образом, использование СОЖ привело к увеличению удельного расхода алмазов в 2 раза. Полученные результаты показали, что примененные для шлифования твердого сплава ВК8 режимы были ниже критических величин, т. е. при данных режимах шлифования СОЖ оказывает отрицательное влияние на удельный расход алмазов.

Скорость изнашивания алмазных зерен измеряли по методике ИСМ АН Украины [3]. На рабочей поверхности алмазного круга твердосплавной пирамидой выдавливали лунку, дно которой принималось в качестве базы для определения линейного износа алмазного зерна. С помощью микроскопа фиксировали уровень дна лунки и уровень

выбранного участка алмазного зерна. По разности этих уровней индикатором с ценой деления 0,001 мм определяли насколько выступает выбранный участок алмазного зерна над дном. По этой разности, отнесенной к промежутку времени между изменениями, рассчитывали скорость изнашивания алмазного зерна. Для определения среднего значения скорости изнашивания алмазных зерен каждое измерение повторяли 3÷5 раз.

Установлено, что использование СОЖ при шлифовании твердого сплава ВК8 привело к возрастанию скорости изнашивания алмазных зерен с $0,18 \times 10^{-3}$ до $0,48 \times 10^{-3}$ мм/мин, т. е. в 2,7 раза. Таким образом, увеличение удельного расхода алмазов при использовании СОЖ в данных условиях объясняется увеличением скорости изнашивания алмазных зерен.

Для подтверждения полученных данных об отрицательном влиянии СОЖ на удельный расход алмазов исследовали износ алмазных зерен без влияния связки. Определяли влияние СОЖ на массу снятого материала к моменту затупления круга при торцевом шлифовании твердых сплавов ВК8 и ВК6 однослойным кругом с алмазным шлифовальным порошком AC4 (ГОСТ 9206—80) зернистостью 212/180 на гальванической связке при скорости круга $v = 15$ м/с, подаче $S = 200$ мм/мин и глубине шлифования $t = 0,05$ мм/дв. ход. Эксперименты проводили по методике, изложенной в работе [4]. Установлено, что использование 3 %-го раствора Na_2CO_3 в качестве СОЖ привело к уменьшению массы сшлифованного материала к моменту затупления круга на 16 % при обработке твердого сплава ВК8 (рис. 2, а) и на 25 % при обработке твердого сплава ВК6 (рис. 2, б). Полученные результаты показали, что примененные для шлифования твердых сплавов ВК8 и ВК6 режимы были ниже критических величин, т. е. при данных режимах шлифования СОЖ оказывает отрицательное влияние на удельный расход алмазов. Можно предположить, что в данном случае, также как и при прерывистой обработке лезвийным инструментом [5, 6], отрицательное действие СОЖ, свя-

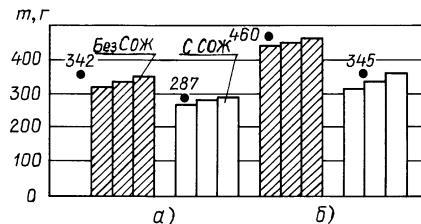


Рис. 2

занное с увеличением циклических термических напряжений в алмазных зернах, превышает положительное действие СОЖ, обусловленное уменьшением адгезии между алмазными зернами и обрабатываемым материалом из-за образования на контактирующих поверхностях защитных пленок.

Положительное влияние СОЖ на удельный расход алмазов и скорость изнашивания алмазных зерен исследовали при шлифовании твердого сплава T15K6 кругом 12A2 — 45° 125 × 5 × 5 мм на органической связке В1-01 с алмазным порошком AC5C (ГОСТ 9206—80) зернистостью 125/106 и концентрацией $K = 100\%$ при скорости круга $v = 25$ м/с, подаче $S = 500$ мм/мин и глубине шлифования $t = 0,03$ мм/дв. ход. Средний удельный расход алмазов при шлифовании без СОЖ в данных условиях составил 3,1 мг/г (рис. 3, а), а при шлифовании с 3 %-м раствором Na_2CO_3 — 1,4 мг/г (рис. 3, б). Таким образом, использование СОЖ привело к уменьшению удельного расхода алмазов в 2,2 раза. Полученные результаты показали, что примененные для шлифования твердого сплава T15K6 режимы были выше критических величин, т. е. при данных режимах шлифования СОЖ оказывает положительное влияние на удельный расход алмазов.

Установлено, что применение СОЖ при шлифовании твердого

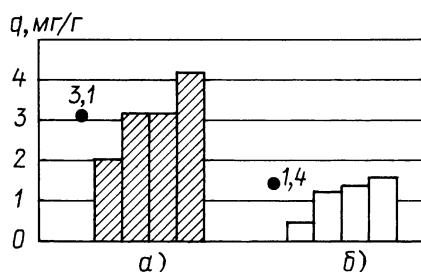


Рис. 3

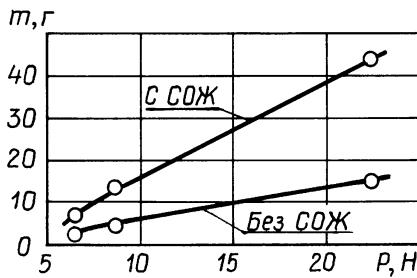


Рис. 4

сплава Т15К6 привело к уменьшению скорости изнашивания алмазных зерен с $1,22 \times 10^{-3}$ до $0,82 \times 10^{-3}$ мм/мин, т. е. на 32 %. Таким образом, уменьшение удельного расхода алмазов при использовании СОЖ объясняется уменьшением скорости изнашивания алмазных зерен.

Для подтверждения полученных данных о положительном влиянии СОЖ на удельный расход алмазов провели исследования износа алмазных зерен без влияния связки инструмента. Определяли влияние СОЖ на массу снятого материала к моменту затупления круга при торцевом шлифовании твердого сплава ВК8 однослойными кругами с ал-

мазными шлифовальными порошками различной прочности — от АС4 до АС20 (ГОСТ 9206—80), зернистостью 212/180 на гальванической связке при скорости резания $v = 35$ м/с, подаче $S = 0,9$ мм/об и глубине шлифования $t = 0,05$ мм/дв. ход. В качестве СОЖ использовался 3 %-й водный раствор Na_2CO_3 . Установлено, что использование СОЖ на водной основе позволило в 3 раза увеличить массу m снятого материала до затупления при использовании зерен алмазных порошков различной прочности P — от АС4 до АС20 (рис. 4). Полученные результаты показали, что примененные для шлифования твердого сплава ВК8 режимы были выше критических величин, т. е. при данных режимах шлифования СОЖ оказывает положительное влияние на удельный расход алмазов. Можно предположить, что в данном случае, так же как и при прерывистой обработке лезвийным инструментом [5, 6], положительное действие СОЖ, обусловленное уменьшением адгезии между алмазными зернами и обрабатываемым материалом из-за образования защитных пленок на контакти-

рующих поверхностях, превышает отрицательное действие СОЖ, связанное с увеличением циклических термических напряжений в алмазных зернах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Попов А. В. Влияние СОЖ на удельный расход алмазов при шлифовании твердых сплавов кругами на органических связках // Вестник машиностроения. 2000. № 4. С. 49–51.
- Попов А. В. Влияние режимов алмазного шлифования на эффективность применения СОЖ на водной основе. // Изв. ТулГУ. Сер. Машиностроение. Вып. 5. 2000. С. 180–182.
- Мишаевский Л. Л. Износ шлифовальных кругов. Киев: Наукова думка, 1982. 192 с.
- Попов А. В. Выбор марки алмазного порошка для шлифовальных кругов // Вестник машиностроения. 2004. № 12. С. 56–58.
- Ташлицкий Н. И., Турсунов З. М., Ханжанов Х. Влияние СОЖ на стойкость торцевых твердосплавных фрез при обработке сталей и хромоникелевых сплавов // Вестник машиностроения. 1984. № 5. С. 55–57.
- Ташлицкий Н. И., Попов А. В., Лившиц Л. М. Влияние СОЖ на стойкость торцевых твердосплавных фрез при низкой жесткости технологической системы // Вестник машиностроения. 1991. № 3. С. 50, 51.

УДК 658.512.2.07

В. П. БЫКОВ, канд. техн. наук (Петербургский государственный университет путей сообщения),
М. В. ОВСЯННИКОВ, канд. техн. наук (ФГОУ "ГЦ CALS-технологий")

Ранние стадии проектирования в условиях применения CALS-технологий

На конкретном примере рассмотрены: разработка технического задания (ТЗ) на изделие в условиях использования CALS-технологий; программно-методический комплекс для поддержки процедур на стадии ТЗ; ТЗ как составная часть интегрированной информационной модели; ТЗ в форме электронного технического документа.

The CALS tech use has been shown on basis of some specific examples, such as elaboration of a performance specification; software-methodical complex for the procedures support at the performance specification stage; the performance specification as a constituent part of an integrate information model; the performance specification in the form of an electron technical document.

CALS (Continuous Acquisition and Life-Cycle Support) — концепция информационной поддержки жизненного цикла (ЖЦ) продукции на основе единого информационного пространства (интегрированной информационной среды). CALS регламентирует информационное взаимодействие субъектов на этапах проектирования, подготовки производства, изготовления, испытания, эксплуатации, ремонта и утилизации изделий. Исполь-

зование CALS-технологий необходимо как в условиях международной кооперации, так и на внутреннем рынке для повышения эффективности промышленного производства, качества и конкурентоспособности выпускаемых изделий.

Интегрированная информационная среда в условиях применения CALS-технологий должна охватывать все процессы ЖЦ изделия от замысла до утилизации. Рассмотрим информационную модель изделия на этапе его замысла, понимая под этим ранние стадии проектирования: техническое задание (ТЗ) и техническое предложение. Разделим условно каждую процедуру проектирования на две части: поиск и принятие решений — первая часть, описание принятых решений — вторая часть. Согласно современному взгляду обе процедуры должны быть поддержаны интегрированной информационной моделью (ИИМ) изделия, которая состоит из информационных объектов различных типов и уровней интеграции (классы изделий, изделия и их элементы, технологические процес-

сы и операции и т. д.), их свойств и характеристики и связанных с ними документов и представлений (3D-модели) [1]. На сегодняшний день наиболее эффективный способ информационной поддержки ЖЦ изделия предлагают CALS-технологии, ключевым компонентом которых являются PLM-технологии (PLM — Product Life-Cycle Management). PLM-технология предназначена для управления всеми данными об изделии и информационными процессами ЖЦ изделия.

Согласно CIMdata, понятие PLM состоит из двух сегментов:

средства САПР (системы автоматизированного проектирования механического оборудования — CAD, электронных приборов — EDA, средства инженерного анализа — CAE, программы для подготовки к производству — CAM и т. д.);

системы для коллективной работы с инженерными данными (collaborative PDM).

Подготовка ТЗ на изделие является частью ЖЦ изделия и включает процедуры [2]: определения потребности проектирования, выбора целей проектирования, определения признаков объекта проектирования. Выполнение этих процедур может осуществляться традиционно "ручным" способом или с применением программно-методического комплекса [3], который в терминологии CIMdata является частью PLM.

Представим обе части проектирования на стадии ТЗ на конкретном примере. Для этого воспользуемся работой кафедры подъемно-транспортных, путевых и строительных машин Петербургского государственного университета путей сообщения "Разработка современного привода вагонного генератора мощностью 32 кВт для отечественных вагонов с кондиционированием воздуха", выполненной по заказу ООО "ВС-Трейн". Один из разделов работы был посвящен устранению недостатков карданного вала подвагонного привода.

Карданный вал КВ-380, установленный в приводе генератора пассажирских вагонов с кондиционированием воздуха, несмотря на мероприятия по увеличению его ресурса, не соответствует предъявленным к нему требованиям. Основные его недостатки — малое возможное компенсирующее изменение длины, выдавливание смазки из шлицевого соединения и, как следствие, залипание шлицев. Указанные недостатки приводят к преждевременным отказам редуктора и генератора.

При большом числе вагонов, оборудованных карданными валами КВ-380, в их модернизации заинтересовано все МПС РФ.

Карданные валы широко используются в автомобильной, сельскохозяйственной, специальной технике отечественного и зарубежного производства, однако не удалось найти карданный вал, лишенный указанных недостатков.

Решить проблему повышения долговечности привода генератора можно было путем изменения его структурной схемы, исключающей из нее карданный вал. Но с учетом большого парка вагонов, использующих существующую структурную схему привода, ставилась задача модернизации карданного вала. Создание карданного вала, лишенного указанных недостатков, обещало принести несо-

Объект проектирования		Карданный вал	
Помощь	Объект проектирования имеется в нашей стране?	<input checked="" type="radio"/> ДА	Степень уверенности в долях единицы 1
Помощь	Объект проектирования имеется за рубежом?	<input checked="" type="radio"/> ДА	Степень уверенности в долях единицы 0,8
Помощь	От объекта проектирования можно отказаться?	<input checked="" type="radio"/> ДА	Степень уверенности в долях единицы 1
Помощь	Можно приобрести объект за рубежом?	<input checked="" type="radio"/> ДА	Степень уверенности в долях единицы 0,8
Помощь	От применения объекта проектирования достигается эффект?	<input checked="" type="radio"/> ДА	Степень уверенности в долях единицы 1
Результат		Проектировать надо	Степень уверенности в долях единицы 0,8
Вычислить			
Почему?		Объекта нет, его создание может принести эффект	

Рис. 1

мненный экономический эффект. На рис. 1 представлено окно программного модуля для поддержки процедуры определения потребности в проектировании. При вводе данных в программный модуль степень уверенности отражала нечеткость знаний, использованных для ответа на поставленные вопросы. В частности, оставалось некоторое сомнение в полноте не принесшего положительных результатов поиска карданного вала, лишенного указанных недостатков, за пределами нашей страны. Не было полной уверенности и в том, что при наличии зарубежного образца оказалось бы возможным его приобретение.

В создавшихся условиях проектирование нового карданного вала оказалось необходимым (хотя полной уверенности в этом не было),

В результате модернизации карданного вала необходимо было достичь определенных целей, вытекающих из требований, продиктованных общественными интересами на различных уровнях. Для определения целей проектирования можно было воспользоваться программным модулем из программно-методического комплекса (рис. 2). Цели проектирования определяют

Выберите уровни интересов общества для определения целей проектирования	
1. Общечеловеческие интересы	<input checked="" type="radio"/>
2. Государственные интересы	<input type="radio"/>
3. Интересы отрасли	<input type="radio"/>
4. Интересы заказчика	<input checked="" type="radio"/>
5. Интересы проектной организации	<input type="radio"/>
6. Личные интересы	<input type="radio"/>

Показать цели на выбранном уровне

Выберите цели на уровне интересов заказчика из предлагаемого списка	
Создание новой техники Повышение уровня механизации Снижение себестоимости продукции	
Выбор завершён	
Дополнительные цели	
Ввод	

Цели на уровне интересов заказчика

Установите взаимосвязь целей

Важность цели в долях единицы 0,9 Ввести

Ввод Очистить OK

Рис. 2

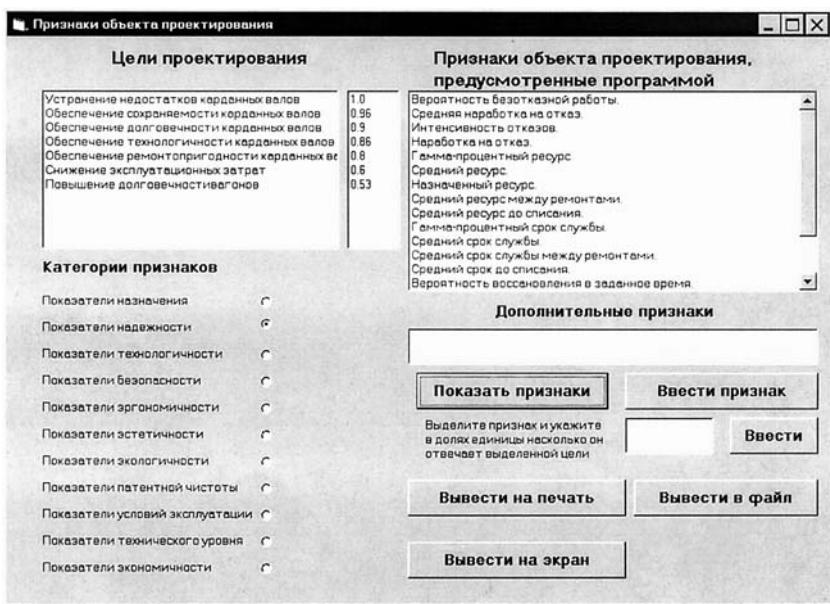


Рис. 3

признаки (свойства) будущего объекта. Установление последних также может поддерживаться программным модулем (рис. 3). После задания конкретных значений установленных признаков объекта проектирования было подготовлено ТЗ (представлено ниже) для выполнения последующих стадий проектирования силами кафедры.

УТВЕРЖДАЮ:
ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ
 на разработку карданных валов для привода
 вагонного генератора мощностью 32 кВт
 для отечественных вагонов с кондиционированием воздуха.

СОГЛАСОВАНО:

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

1. ОСНОВАНИЕ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ

1.1. Разработка карданных валов проводится на основании договора № 37/01/01 от 03 января 2001 г. с ООО "ВС-Трейн" "Разработка современного привода вагонного генератора мощности 32 кВт для отечественных вагонов с кондиционированием воздуха".

Начало разработки 03.01.2001 г.

Окончание разработки 31.12.2001 г.

2. ЦЕЛЬ ВЫПОЛНЕНИЯ РАЗРАБОТКИ

2.1. Цель разработки заключается в модернизации карданных валов привода генератора для устранения имеющихся недостатков в его конструкции:

- недостаточный диапазон изменения длины вала;
- залипание в шлицевом соединении.

2.2. Устранение недостатков существующих карданных валов должно быть выполнено при условии обеспечения требуемых технических характеристик по сохраняемости, долговечности, технологичности изготовления, обслуживания и ремонта, ремонтопригодности.

3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ

3.1. Требования по назначению. Карданный вал служит для передачи вращения от выходного вала редуктора к генератору при взаимных пространственных перемещениях кузова вагона и необressоренных частей тележки, вызванных колебаниями вагона на рессорном подвешивании. Максимальные величины перемещения при движении вагона достигают: в горизонтальном поперечном направлении — 100 мм, в вертикальном — 200 мм.

3.2. Карданный вал должен удовлетворять следующим техническим параметрам: крутильная жесткость вала должна быть не более $1,5 \times 10^6$ Н · см/рад.; максимальный допустимый угол наклона — 25°; наибольший остаточный дисбаланс — 150 г · см; наибольшее изменение длины — 200 мм; наибольший допустимый крутящий момент — 4000 Н · м; установочная длина — 1460 мм, наибольшая длина — 1580 мм, наименьшая длина — 1380 мм.

4. ТРЕБОВАНИЯ ПО НАДЕЖНОСТИ

4.1. Средний срок сохраняемости карданного вала — 0,5 г.

4.2. Средний срок службы карданного вала при скорости движения поезда 80 км/ч — 600000 км пробега.

4.3. Трудоемкость изготовления не должна превышать 80 чел/ч.

4.4. Средняя оперативная трудоемкость обслуживания и ремонта за период эксплуатации не должна превышать 120 чел/ч.

5. СТАДИИ РАЗРАБОТКИ

5.1. Разработка технических требований и технического задания на карданный вал (1-й квартал 2001 г.)

5.2. Разработка технического предложения и эскизного проекта модернизации карданного вала (4-й квартал 2001 г.)

От исполнителя... От заказчика...

Представить данные, содержащиеся в полученном документе, в форме электронного документа можно по-разному: либо в форме совокупности информационных элементов, хранимых и управляемых автоматизированной системой (в частности PDM-системой), либо в форме обменного файла, оформленного согласно рекомендациям [4].

В PDM-системе применяются два основных способа хранения данных:

1) в виде объектов, имеющих определенный набор свойств с определенными их значениями (например, объектом может быть деталь, а его свойствами могут быть ее длина, ширина, высота и т. п.);

2) в виде целостных документов, содержащих необходимые данные (например, документом может быть файл САПР).

В то же время документ сам является объектом в системе, имеющим определенные свойства. Для удобства использования хранение всех объектов и докумен-

тов организовано посредством каталогов или папок, аналогично файловой системе компьютера. При этом документ может как храниться самостоятельно, так и быть привязанным к другому объекту системы (например, к изделию).

Основным принципом хранения данных в PDM-системе является то, что они хранятся только один раз в защищенной системе, называемой хранилищем данных. При изменении данных новая их редакция, сопровождаемая подписью и датой, помещается в хранилище и существует там наряду со старой редакцией данных, которая остается в хранилище в своей первоначальной форме.

Информация ТЗ является частью модели вновь создаваемого изделия, которое уже имеет место в системе классификации предприятия-разработчика и может использоваться сотрудниками, имеющими доступ к этим данным.

Размещение данных в интегрированной модели — достаточно непростой процесс. Главная проблема — предварительное размещение общих для всех моделей изделий понятий, к которым относятся организационная структура предприятия (позволяет обеспечить однозначную идентификацию сотрудников, разрабатывающих и имеющих доступ к элементам модели), уровни классификации, характеристики, их типы и единицы измерения, типы документов и др. [1].

При условии интеграции PDM STEP SUITE v. 3.3.6. и программно-методического комплекса для поддержки ранних стадий проектирования машин перенос информации из ПМК в PDM осуществляется автоматически.

Представим теперь, что дальнейшие стадии проектирования, технологической подготовки производства и изготовления должны быть выполнены организацией, использующей CALS-технологии, например фирмой "Вальтершайд", специализирующейся на производстве карданных валов. Эта фирма в прошлом поставляла валы с шариковым соединением полувалов, но их производство уже давно прекращено.

Передаваемое иностранной фирме ТЗ должно быть представлено в форме электронного технического документа (ЭТД) — логически завершенного структурированного набора технических данных, который оформлен надлежащим образом в установленном порядке и представлен в форме, пригодной для ее восприятия человеком [4]. Логически ЭТД состоит из двух частей — реквизитной и содержательной. Реквизитная часть — это аутентификационные и идентификационные данные ЭТД, включающие набор обязательных атрибутов и аутентификационные признаки (одну или несколько ЭЦП), которые обеспечивают идентификацию и аутентификацию документа.

Содержательная часть — информация об изделии и/или способах и средствах поддержки ЖЦИ, состоит

из произвольного количества информационных единиц, представляющих содержание документа.

Ниже приведен пример оформления разработанного ТЗ в форме ЭТД.

< Реквизитная часть ЭТД, согласно [4] >

Файлы передаваемых единиц данных;

файл 1: < идентификационный блок файла, 520.0600-0_0.stp > ;

файл 2: < идентификационный блок файла, ТЗ1.pdf > .

Разработка организационно-нормативных и технических механизмов обмена является частью задачи по разработке корпоративной информационной системы (КИС) или, другими словами, "виртуального предприятия". Для наилучшего функционирования КИС необходимо, чтобы на каждом из предприятий корпорации была внедрена PDM-система для автоматизации технического документооборота. В таком случае интегрированная информационная среда каждого из предприятий будет включать: PDM-систему, АСУП, прикладные системы для создания и изменения данных об изделии (САПР, офисные пакеты и т. п.). В то же время в любом случае потребуется наличие на каждом из предприятий хотя бы одной версии любой PDM-системы для организации обмена информацией.

Таким образом, обмен данными в КИС будет вестись между PDM-системами предприятий. Обмен проводится посредством обменного пакета (ОП), включающего все передаваемые данные об изделии. Сам по себе ОП является электронным техническим документом и сопровождается электронной цифровой подписью. ОП включает: нейтральный обменный файл для передачи состава и основных характеристик изделия и набор файлов, хранящих документацию на изделие в форматах прикладных систем. ОП получается из PDM-системы предприятия через соответствующий конвертер. Аналогично, конвертер используется для загрузки ОП в PDM-систему принимающего предприятия.

В заключение можно с уверенностью утверждать, что применение CALS/PLM-технологий позволит повысить эффективность и сократить сроки освоения новых изделий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Управление жизненным циклом продукции / А. Ф. Колчин, М. В. Овсянников, А. Ф. Стрекалов, С. В. Сумароков. М.: Анахарсис, 2002. 304 с.
2. Быков В. П., Быков В. В., Орлов О. М. Автоматизированная разработка технического задания на проектирование объектов машиностроения // Вестник машиностроения. 2000. № 7. С. 62–64.
3. Быков В. П. Программно-методический комплекс для поддержки ранних стадий проектирования машин // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2005. № 1. С. 27–33.
4. Р 50.1.027–2001. Информационные технологии поддержки жизненного цикла продукции. Автоматизированный обмен технической информацией. Основные положения и общие требования.

УДК 621.226

Е. С. КОРЧАК, канд. техн. наук
(Донбасская ГМА, г. Краматорск, Украина)

Динамические особенности возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов

Выявлены динамические особенности ковочных гидравлических прессов с приводом от насосно-аккумуляторных станций на возвратном ходе и при разгрузке рабочих цилиндров от давления. Установлено, что увеличивая скорость возвратного хода, обеспечивая безударные разгон и торможение подвижной поперечины, а также разгрузку рабочих цилиндров от давления, можно повысить число ходов пресса.

Dynamic peculiarities of forging hydraulic presses with gear from pump-accumulator stations on a back stripping and at unloading of working cylinders from the pressure have been revealed. It has been ascertained, that the back stripping rate increase, provision of shock-free racing and braking of a walking beam, and also unloading of working cylinders from the pressure allows increase the press stripping number.

Гидравлические ковочные прессы относятся к машинам статического действия, использующим для деформирования поковки потенциальную энергию сжатой жидкости. Их основным недостатком по сравнению с крикошипными машинами является тихоходность. Фактором, препятствующим повышению быстроты гидравлических прессов с водоэмulsionционным приводом от насосно-аккумуляторных станций (НАС), является необходимость реверсирования в трубопроводах больших масс жидкости, перемещающейся со скоростью $20 \div 25$ м/с, что сопровождается гидравлическими ударными явлениями, кавитацией, нарушением герметичности уплотнений цилиндров и соединений труб [1]. Важными этапами машинного цикла ковочного гидравлического пресса являются возвратный ход подвижной поперечины и разгрузка рабочих цилиндров от давления. Увеличивая скорость возвратного хода, обеспечивая безударные разгон и торможение подвижной поперечины, а также разгрузку рабочих цилиндров от давления, можно существенно повысить число ходов пресса.

С целью изучения динамических особенностей возвратного хода и процесса разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочных гидравлических прессов с приводом от НАС были проведены экспериментальные исследования ковочного гидравлического пресса с усилием в 60 МН, выпускаемого заводом "Днепропресссталь" (Украина, г. Запорожье) [2]. Исследования проводили на режиме второй ступени усилий (40 МН) (рис. 1). Этот режим за-

нимает до 70 % рабочего времени пресса.

В ходе исследований фиксировали следующие рабочие параметры пресса:

ход подвижной поперечины (ходограф 1 и тензометрическая линейка 4);

давление в рабочих и возвратных цилиндрах и в подводящем трубопроводе от НАС (датчики 2, 3, 9 давления соответственно);

ход клапанов: впускного и сливного возвратных, впускного и сливного рабочих цилиндров на второй ступени, наполнительно-сливного клапана (НСК) (тензометрические линейки 7, 5, 10, 6, 8 соответственно).

Для получения более точной информации о характере движения поперечины в конце рабочего хода и во время разгрузки рабочих цилиндров от давления параллельно с ходографом 1 была подключена тензометрическая линейка 4 с более высокой разрешающей способностью. Тензометрическую линейку 4 устанавливали и фиксировали таким образом, чтобы кронштейн подвижной поперечины нажимал в конце рабочего хода на свободный конец и смещал его на $20 \div 25$ мм. При движении по-

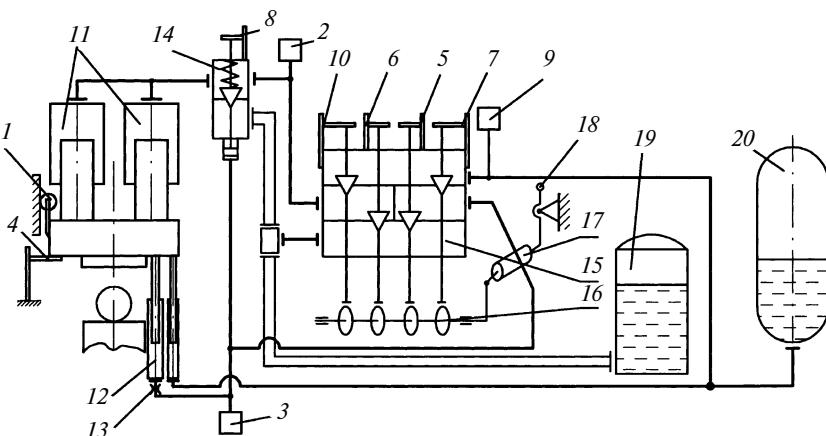


Рис. 1. Схема работы ковочного пресса на второй ступени усилий:
1 — потенциометрический ходограф; 2, 3, 9 — тензометрические датчики давления; 4, 8, 10 — тензометрические линейки; 11 — рабочие цилиндры; 12 — возвратные цилиндры; 13 — дроссельные шайбы; 14 — НСК; 15 — главный клапанный распределитель; 16 — кулачковый распределитель; 17 — следящий сервопривод распределительного вала; 18 — рукоятка управления прессом; 19 — НСБ; 20 — аккумулятор

перечины вверх во время разгрузки рабочих цилиндров от давления тензометрическая линейка 4 возвращалась в исходное положение.

При исследовании динамических особенностей процессов возвратного хода и разгрузки рабочих цилиндров от давления на ковочном прессе с усилием 60 МН подвижную поперечину опускали на боец без поковки, затем осуществляли нажатие бойка на боец с выдержкой под давлением НАС, далее выполняли разгрузку рабочих цилиндров от давления, поднятие поперечины вверх и торможение ее в верхнем положении.

На рис. 2 показана осциллограмма разгрузки рабочих цилиндров от давления и возвратного хода пресса с усилием 60 МН после нажатия бойком на боец на второй ступени усилий. Нумерация кривых на осциллограмме совпадает с нумерацией датчиков на рис. 1. Процесс, соответствующий осциллограмме, показанной на рис. 2, условно разбит на несколько временных интервалов:

I — открытие сливного клапана рабочих цилиндров второй ступени усилий (кривая 6) и впускного клапана возвратных цилиндров (кривая 7);

II — разгрузка рабочих цилиндров (кривая 2) от давления через полностью открытый сливной клапан рабочих цилиндров второй ступени усилий (кривая 6);

III — открытие НСК (кривая 8);

IV — установившееся движение подвижной поперечины вверх (кривая 1);

V — закрытие впускного клапана возвратных цилиндров (кривая 7);

VI — выбег подвижной поперечины (кривая 1) вверх после закрытия впускного клапана возвратных цилиндров (кривая 7) до ее остановки в верхнем положении;

VII — возврат поперечины в промежуточное положение (кривая 1), выборка разрежения в возвратных цилиндрах (кривая 3);

VIII — опускание поперечины (кривая 1), повышение давления в возвратных цилиндрах (кривая 3), затухание колебаний поперечины (кривая 1).

По окончании нажатия давление в рабочих цилиндрах (кривая 2) составляет 27 МПа.

На интервалах I и II движение подвижной поперечины соответствует кривой 4, выдаваемой тензометрической линейкой с большей разрешающей способностью, чем ходограф (кривая 1).

В интервале I, продолжительность которого 0,45 с, сливной клапан возвратных цилиндров (кривая 5) закрывается за 0,2 с. С момента его закрытия через 0,1 с начинает открываться сливной клапан рабочих цилиндров (кривая 6), установленный в главном клапанном распределителе. Затем через

0,15 с после начала открытия главного клапана начинает открываться впускной клапан возвратных цилиндров (кривая 7). До момента начала открытия клапана (кривая 7) поперечина (кривая 1) неподвижна, так как давление в возвратных цилиндрах составляет 0,5 МПа (кривая 3), что соответствует давлению в наполнительно-сливном баке (НСБ) (на рис. 2 не указано). Через открывающийся сливной клапан рабочих цилиндров (кривая 6) осуществляется разгрузка рабочих цилиндров от давления (кривая 2). До начала открытия впускного клапана возвратных цилиндров (кривая 7) давление в рабочем цилиндре (кривая 2) падает на 2,3 МПа. Давление в НАС (кривая 9) остается неизменным.

Как только начинает открываться впускной клапан возвратных цилиндров (кривая 7) процесс дросселирования жидкости при ее истечении из рабочих цилиндров становится более интенсивным в результате нарастающего усилия со стороны возвратных цилиндров. Давление в НАС (кривая 9) во время открытия впускного клапана возвратных цилиндров падает до 30 МПа (кривая 7), так как жидкость высокого давления расходуется на заполнение возвратных цилиндров. Давление в возвратных цилиндрах повышается (кривая 3) и к моменту полного открытия впускного клапана возвратных цилиндров составляет 31,2 МПа (кривая 7). К концу интервала I при полностью открытых клапанах (кривые 6 и 7) поперечина (кривая 1) неподвижна. Некоторый подъем (кривая 4) соответствует выпрямлению подвижного стола пресса (на осциллограмме не указан) со скоростью 6,5 мм/с при сомкнутых бойках. Прогиб стола S_c составляет 5 мм, при этом давление в рабочих цилиндрах (кривая 2) успевает упасть до 18,2 МПа.

В интервале II в течение 0,5 с осуществляется разгрузка рабочих цилиндров до давления 3,4 МПа через открытый сливной клапан рабочих цилиндров (кривая 6). Давление в НАС (кривая 9) и возвратных цилиндрах (кривая 3) колеблется в интервале 31÷32 МПа.

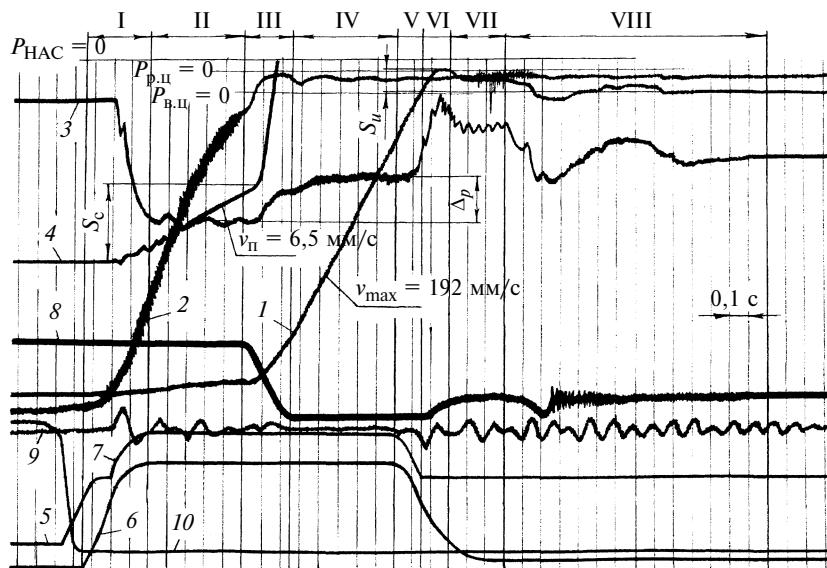


Рис. 2. Осциллограмма разгрузки рабочих цилиндров от давления ковочного гидравлического пресса с усилием 60 МН

В интервале III, т. е. в период открытия НСК (кривая 8), который продолжается 0,23 с, давление в рабочих цилиндрах падает до 0,5 МПа (кривая 2), что соответствует давлению в НСБ. Поскольку НСК имеет большие габаритные размеры, открывать его сразу после рабочего хода пресса, т. е. при высоком давлении в рабочих цилиндрах (кривая 2), опасно из-за возможности возникновения интенсивного гидравлического удара в наполнительно-сливной системе пресса, содержащей НСБ и тонкостенные трубы большого диаметра [3]. Поэтому серво-привод рассчитан таким образом, чтобы НСК (кривая 8) открывался только после падения давления в рабочих цилиндрах до $2,5 \div 3,5$ МПа. За это же время поперечина (кривая 1) успевает разогнаться до скорости 115 мм/с, пройдя вверх 17 мм. Интенсивность разгона поперечины (кривая 1) повышает путем соединения рабочих цилиндров через НСК со сливной магистралью, сопротивление которой значительно ниже сопротивления гидролиний, связывающих рабочие цилиндры с НСБ через сливной клапан. Резкое нарастание скорости движения поперечины (кривая 1) вызывает падение давления в возвратных цилиндрах до 23,8 МПа (кривая 3), так как быстро высвобождающийся объем возвратных цилиндров не успевает заполняться жидкостью высокого давления от НАС из-за необходимости ее прохождения сквозь малые отверстия дроссельных шайб, установленных на входе в каждый возвратный цилиндр [4]. О дросселировании жидкости в этих шайбах свидетельствует размытый характер кривой давления (кривая 3).

В интервале IV в течение 0,1 с происходит дальнейшее ускорение поперечины (кривая 1) до максимальной скорости 192 мм/с, которая остается постоянной до конца интервала общей продолжительностью 0,57 с. Давление в возвратных цилиндрах (кривая 3) на этом интервале остается примерно постоянным и составляет 21,5 МПа.

В интервале V начинает закрываться впускной клапан возвратных

цилиндров (кривая 7), что необходимо для остановки поперечины в верхнем положении. Продолжительность его закрытия составляет 0,15 с. Из осциллограммы (см. рис. 2) видно, что поперечина (кривая 1) практически не реагирует на закрытие клапана (кривая 7) и продолжает движение с максимальной скоростью 192 мм/с. Даже в момент полного закрытия клапана (кривая 7) скорость поперечины (кривая 1) не снижается. Давление в возвратных цилиндрах (кривая 3) в период закрытия клапана (кривая 7) интенсивно падает, так как возвратные цилиндры отсекаются от высокого давления, а скорость движения поперечины (кривая 1) остается неизменной. В конце интервала V давление в возвратных цилиндрах (кривая 3) успевает упасть до 11,9 МПа, образуя пик в сторону понижения.

Давление жидкости в НАС (кривая 9) в процессе закрытия клапана (кривая 7) наоборот растет до 35,3 МПа, также образуя пик, но в сторону повышения на момент полного закрытия клапана (кривая 7). Расхождение давлений в разные стороны можно объяснить тем, что после закрытия клапана (кривая 7) столб жидкости, двигавшийся от НАС к возвратным цилиндрам, разделился на две части, каждая из которых обладала в момент разделения определенным запасом кинетической энергии. Запас кинетической энергии жидкости, находящейся перед клапаном (подводящий трубопровод возвратных цилиндров полностью перекрыт) трансформировался в потенциальную энергию давления. Это отображено на осциллограмме в виде ярко выраженного пика кривой (кривая 9). Столб жидкости после клапана вследствие инерционности продолжает движение к возвратным цилиндрам, давление падает до 11,9 МПа. Кроме инерционности жидкости в возвратных цилиндрах имеет место инерционность подвижной поперечины. Это объясняет интенсивность падения давления в возвратных цилиндрах (кривая 3).

Одновременно с началом закрытия впускного клапана возвратных

цилиндров (кривая 7) начинает закрываться сливной клапан рабочих цилиндров (кривая 6).

В интервале V процессы, происходящие в возвратных цилиндрах, и торможение поперечины не оказывают заметного влияния на давление в рабочих цилиндрах (кривая 2), которое остается постоянным и соответствует давлению в НСБ, т. е. 0,4 МПа.

Интервал VI начинается с момента полного закрытия впускного клапана возвратных цилиндров (кривая 7). Поперечина (кривая 1), двигаясь по инерции вверх, только спустя 0,05 с с момента закрытия клапана (кривая 7) начинает резкое торможение и останавливается, пройдя после закрытия клапана (кривая 7) 14,9 мм. В ходе торможения поперечины (кривая 1) давление в возвратных цилиндрах (кривая 3) резко падает и к моменту остановки поперечины (кривая 1) достигает минимального значения, близкого к нулю. Имеет место разряжение жидкости в возвратных цилиндрах, отрыв потока жидкости от клапана. Это сопровождается колебаниями давления в возвратных цилиндрах и подсосом воздуха в гидравлическую систему извне, что резко снижает работоспособность и управляемость прессовой установкой.

Сервоцилиндры управления НСК связаны с подводящим трубопроводом возвратных цилиндров, поэтому резкое падение давления в последних приводит и к падению давления в сервоцилиндрах управления НСК, в результате чего пружины НСК подседают (кривая 8).

В интервале VII поперечина (кривая 1), совершив инерционный выбег S_u , начинает опускаться вниз, повышая давление в возвратных цилиндрах. Через 0,15 с давление в возвратных цилиндрах (кривая 3) возрастает до 8,4 МПа. Поперечина (кривая 1) за этот промежуток времени успевает опуститься на 5 мм вниз и остановиться. За это время сливной клапан рабочих цилиндров (кривая 6) полностью закрывается. В течение следующих 0,2 с поперечина (кривая 1) неподвижна, а давление в возвратных цилиндрах (кривая 3) незначительно колеблется

при среднем значении 8,4 МПа. При этом в рабочих цилиндрах (кривая 2) наблюдается разряжение, так как движение поперечины (кривая 1) вниз требует, с одной стороны, поступления в рабочие цилиндры дополнительного объема жидкости, а с другой стороны — столб жидкости из рабочих цилиндров, двигавшийся к сливному баку, не успевает реверсироваться также быстро как поперечина (кривая 1).

Так как НСК рабочих цилиндров прикрыт, а давление в сервоцилиндре управления НСК слишком мало для его полного открытия, в рабочих цилиндрах (кривая 2) наступает разряжение, происходит гидравлический удар. Разряжение удерживает поперечину (кривая 1) в неподвижном состоянии в течение 0,2 с, пока необходимый объем жидкости не поступит в рабочий цилиндр через прикрытый НСК. В то же время поперечина (кривая 1) стремится вытеснить этот объем из возвратных цилиндров. Однако установленные на входе дроссельные шайбы затрудняют проход жидкости. В течение 0,2 с через прикрытый НСК в рабочие цилиндры успевает поступить необходимый объем жидкости из НСБ.

В интервале VIII разряжение в рабочих цилиндрах прекращается, поперечина (кривая 1) опускается вниз, сжимая жидкость в возвратных цилиндрах и трубопроводах, давление (кривая 3) в которых за это время успевает повыситься до 22 МПа. На 0,05 с открывается НСК (кривая 8). Подвижная поперечина (кривая 1), проскочив крайнее верхнее положение на 2,5 мм, следующие 0,1 с в этой точке находится в покое. Сжатая в возвратных цилиндрах жидкость, как пружина, выталкивает поперечину (кривая 1) вверх. Движение продолжается 0,4 с, в течение этого времени поперечина (кривая 1) снова проскакивает крайнее верхнее положение, но уже с меньшим выбегом, который состав-

ляет 4,95 мм. Давление (кривая 3) в возвратных цилиндрах опять падает, но так как выбег в этом случае гораздо меньше, давление (кривая 3) падает только до 11,3 МПа. Разрыва струи и разряжения в возвратных цилиндрах во время колебаний поперечины (кривая 1) не наблюдается. Понижение давления (кривая 3) снова вызывает прикрытие НСК (кривая 8). В верхнем положении поперечина (кривая 1) следующие 0,1 с находится в покое, после чего 0,2 с движется вниз, проскакивая нижнее положение на 2 мм. Давление (кривая 3) в возвратных цилиндрах повышается до 17,8 МПа. Через 0,1 с после остановки поперечина (кривая 1) возвращается вверх и окончательно останавливается в верхнем положении. В возвратных цилиндрах (кривая 3) устанавливается давление 16,7 МПа, что соответствует статическому давлению (p_{ct}), которое необходимо для удержания подвижной поперечины (кривая 1) в крайнем верхнем положении.

На осциллограмме максимальный инерционный выбег S_U поперечины вверх составляет 14,9 мм, пиковое минимальное давление в возвратных цилиндрах во время инерционного выбега $p_{min} = 0,1$ МПа, падение давления в возвратных цилиндрах при движении поперечины с максимальной скоростью $\Delta p = 10,2$ МПа, при этом максимальная скорость поперечины $v_{max} = 192$ мм/с.

Значение максимального инерционного выбега поперечины колеблется от 12 до 16 мм, т. е. значительно. При этом пиковые падения давления во время инерционных выбегов составляют от 0,3 до 0 МПа с неизбежным разряжением, разрывом струи жидкости в возвратных цилиндрах и подсосом наружного воздуха.

Таким образом, экспериментальные исследования ковочного пресса с приводом от НАС в промышлен-

ных условиях на базе разработанной методики выявили динамические особенности его работы на возвратном ходе и в процессе разгрузки рабочих цилиндров от давления, по результатам которых можно сделать следующие выводы:

1) замедленный сброс давления из рабочих цилиндров после рабочего хода существенно снижает производительность пресса, сдерживает начало движения поперечины вверх, приводит к более интенсивному остыванию заготовки и перегреву рабочего инструмента;

2) практически отсутствуют регулирующие свойства у впускного клапана возвратных цилиндров, вследствие чего при торможении в верхнем положении происходит большой выбег поперечины вверх после закрытия клапана, падение давления и разряжение жидкости в возвратных цилиндрах, подсос наружного воздуха в цилиндры, замедленный реверс поперечины, что сопровождается колебаниями и гидравлическими ударами;

3) необходим отдельный привод для НСК, не связанный с магистралью возвратных цилиндров и не реагирующий на падения давления в них, что позволит избежать гидравлических ударов при реверсе поперечины в верхнем положении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белов А. Ф., Розанов Б. В., Линц В. П. Объемная штамповка на гидравлических прессах. М.: Машиностроение, 1986. С. 113—120.
2. Шинкаренко О. М., Корчак Е. С. Особенности работы гидравлического пресса с приводом от НАС на возвратном ходе // IV Междунар. научно-практ. конф. "Интеллект молодых — производству 2005". Краматорск: НКМЗ, 2005. С. 101—102.
3. Михеев В. А., Ям В. М., Поляков Б. И. Модернизация гидропрессового оборудования. М., Л.: Машгиз, 1961. 250 с.
4. Койрес В. И. Анализ работы конструкций подъемных и уравновешивающих цилиндров мощных ковочных гидравлических прессов // Кузнечно-штамповочное производство. 1987. № 2. С. 19—22.

Серия статей
"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, доктора технических наук (МГУПИ)

Разработка новой теории резания.

10. Строгание и протягивание*

Изложена методика практических расчетов параметров строгания и протягивания. Сопоставление результатов расчетов с большим числом независимых экспериментальных данных, подтверждающих высокую точность полученных теоретических формул.

A practical calculation technique of planning and stretching parameters has been stated. Comparison of the calculation results with lot of independent experimental data shows high precision of the theoretical formulas obtained.

При свободном строгании, т. е. если $b \geq b_0$ (см. В. М. 9, с. 67, рис. 65) сила резания определяется по формуле (287) (см. В. М. 9, с. 67), которую с учетом того, что здесь передние углы $\gamma \geq 0$ и, следовательно [см. равенства (219а), В. М. 5, с. 65], $u = 1$, можно записать в виде:

$$P_z = 1,155\sigma_{st}h_1b \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{0,5 + \mu}{2k_c} \right] \cos\gamma + \right. \\ \left. + \frac{k_c}{4\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{h_1} \right\}. \quad (307)$$

При несвободном строгании, показанном на рис. 65, в соответствии с формулой (290) (см. В. М. 9, с. 68):

$$P_z = 1,155\sigma_{st}h_1b \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{0,5 + \mu}{2k_c} \right] \cos\gamma + \right. \\ \left. + \frac{k_c}{4\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{h_1} + \frac{k_c h_1}{4b\cos\gamma} \right\}. \quad (308)$$

При строгании паза шириной, равной ширине резца, следует учесть, что нужно приложить дополнительную силу, необходимую для сдвига очага пластической деформации уже относительно не одного, а двух необрабатываемых участков заготовки, охватывающих паз с одной и другой стороны. С учетом этого последний член в формуле (308) следует удвоить, после чего формула, определяющая силу строгания паза, примет вид:

$$P_z = 1,155\sigma_{st}h_1b \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{0,5 + \mu}{2k_c} \right] \cos\gamma + \right. \\ \left. + \frac{k_c}{4\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{h_1} + \frac{k_c h_1}{2b\cos\gamma} \right\}. \quad (309)$$

* Продолжение. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1—9 (далее В. М. 1 — В. М. 9) за 2008 г., продолжение — № 11 за 2008 г.

Аналогичную формулу следует применять и для токарного отрезного резца:

$$P_z = 1,155\sigma_{st}uS_{ob}b \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \right. \\ \left. + \frac{k_c}{4ucos\gamma} + \mu\sin\gamma + \frac{\mu_2 l_3}{uS_{ob}} + \frac{k_c S_{ob}}{2ub\cos\gamma} \right\}, \quad (310)$$

где S_{ob} — поперечная подача; b — ширина режущей кромки отрезного резца.

В серийном и массовом производстве широко распространена работа протяжками, которая может быть уподоблена работе ряда расположенных друг за другом строгальных резцов, режущие кромки которых смешены относительно друг друга на небольшую величину s_z , называемую подъемом на зуб и определяющую толщину срезаемого каждым зубом слоя металла. В работе [7]** указано, что при строгании и протягивании следует учитывать повышение силы резания вследствие увеличения контакта металла с задней поверхностью резца в соответствии с критерием износа $l_3 \approx 0,2 \div 0,4$ мм.

Силу, которая необходима для осуществления протягивания, с учетом выражения (307) можно определять по формуле

$$P_z = 1,155\sigma_{st}s_zbi_z \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{0,5 + \mu}{2k_c} \right] \cos\gamma + \right. \\ \left. + \frac{k_c}{4\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{s_z} \right\}, \quad (311)$$

где b — длина режущей кромки одного зуба; s_z — подъем на зуб; i_z — число одновременно работающих зубьев.

Иногда [47] при протягивании вычисляют силу резания, приходящуюся на единицу длины режущей кромки:

$$P_{zb} = 1,155\sigma_{st}s_z \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{0,5 + \mu}{2k_c} \right] \cos\gamma + \right. \\ \left. + \frac{k_c}{4\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{s_z} \right\}. \quad (312)$$

Н. Ф. Пронкин, автор специализированной монографии [47], вывел собственную формулу для определения

** Список литературы — см. В. М. 1, с. 67.

Таблица 26

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений силы резания на единицу длины режущей кромки при протягивании жаропрочного сплава ХН77ТЮР при $\gamma = 15^\circ$, $k_c = 2,19$, $e_i = 1,54$, $\sigma_s = 1550$ МПа, $v = 2$ м/мин

s_z , мм	T , °C	σ_{st} , МПа	l_3 , мм	P_{zb} , Н/мм	P_{zb3} , Н/мм	δ , %	По Пронкину P_{zb} , Н/мм	δ , %	По Клушину P_{zb} , Н/мм	δ , %
0,01	300	1395,0	0,10	116,6	100	14,2	45	122,0	36	177,8
0,02	320	1384,7	0,10	151,5	144	4,9	88	63,6	72	100,0
0,03	340	1374,3	0,10	185,9	178	4,2	133	33,8	108	64,8
0,04	360	1364,0	0,10	219,7	208	5,3	177	17,5	144	44,4
0,05	380	1353,7	0,10	253,0	266	5,1	221	20,4	180	47,8
0,06	400	1343,3	0,14	316,8	323	2,0	265	21,9	216	49,5
0,07	420	1333,0	0,18	379,6	379	0,2	309	22,7	252	50,4
0,08	440	1322,7	0,22	441,3	429	2,8	353	21,5	288	49,0
0,09	460	1312,3	0,26	502,1	480	4,4	397	20,9	324	48,1
0,10	480	1302,0	0,30	561,9	550	2,1	445	23,6	360	52,8

Таблица 27

Сопоставление расчетных и экспериментальных значений силы резания на единицу длины режущей кромки при протягивании титанового сплава ВТ3-1 при $\gamma = 15^\circ$, $k_c = 2,19$, $e_i = 1,54$, $\sigma_s = 1450$ МПа, $v = 2$ м/мин

s_z , мм	T , °C	σ_{st} , МПа	l_3 , мм	P_{zb} , Н/мм	P_{zb3} , Н/мм	δ , %	По Пронкину P_{zb} , Н/мм	δ , %
0,01	300	1322,1	0,10	110,5	92	16,7	15	513,3
0,02	320	1313,5	0,10	143,7	135	6,1	29	365,5
0,03	340	1305,0	0,10	176,5	167	5,4	43	288,4
0,04	360	1296,5	0,10	208,8	212	1,5	57	271,9
0,05	380	1287,9	0,10	240,7	255	5,9	61	318,0
0,06	400	1279,4	0,14	301,7	297	1,6	85	249,4
0,07	420	1270,9	0,18	361,9	340	6,0	99	243,4
0,08	440	1262,4	0,22	421,2	375	11,0	113	231,9
0,09	460	1253,8	0,26	479,7	413	13,9	127	225,2
0,10	480	1245,3	0,30	537,4	448	16,6	141	217,7
0,15	580	1202,6	0,30	674,3	630	6,6	—	—
0,20	680	1160,0	0,30	800,2	800	0,0	—	—

ния силы резания при протягивании, привел результаты экспериментов [47, с. 67, табл. 6] и в отдельных таблицах [47, с. 67, табл. 7; с. 68, табл. 8] привел результаты теоретических расчетов по своей формуле и по ранее известной формуле М. И. Клушина. Укажем, что как в одну, так и в другую формулу входят такие параметры, как угол φ сдвига и напряжение τ_φ среза. Как определены эти параметры, а также какие их значения использованы для расчета в монографии [47] не указано. Процентные расхождения теоретических и экспериментальных результатов не подсчитывались. После этого сделаны выводы [47, с. 68, 69] о том, что "полученные аналитические зависимости для удельных сил резания хорошо согласуются не только с экспериментальными данными автора, но и с исследованиями М. И. Клушина" и что выведенные формулы "для любых новых материалов позволяют без экспериментов определять возникающие силы резания, заранее предусмотреть потребные мощности на оборудование, конструкцию приспособления и инструмент и сократить сроки между конструированием изделий и их освоением в производстве".

Но нам представляется, что у технолога-практика должен возникнуть обойденный молчанием вопрос о том, как "для любых новых материалов ... без экспериментов" определить необходимые для расчета по формулам Н. Ф. Пронкина и М. И. Клушина значения угла φ сдвига и напряжения τ_φ среза. Кроме того, нам кажется несколько сомнительными надежность и точность расчетных формул, предлагаемых в монографии [47]. Для наглядности приведем (табл. 26, 27) прямое

сопоставление указанных в монографии [47] экспериментальных данных с указанными там же результатами расчетов по формулам Н. Ф. Пронкина и М. И. Клушина. Заодно определим процентное расхождение δ этих экспериментальных результатов с расчетом по нашей формуле (312). Для расчета учтем указание, что температура резания жаропрочного сплава ХН77ТЮР в процессе медленного протягивания ($v = 2$ м/мин) менялась в диапазоне $T = 300 \div 500$ °C [47, с. 57], причем установлена ее линейная зависимость от величины подъема на зуб [47, с. 95, рис. 52]. Соответственно, для вычисления температур будем использовать выражение

$$T = 280 + 2000 \frac{s_z \text{ мм}}{1 \text{ мм}}, \text{ °C.} \quad (313)$$

При малых величинах подъема на зуб ($s_z = 0,01 \div 0,05$ мм) будем принимать критерий износа $l_3 = 0,1$ мм [47, с. 38]. При больших значениях s_z будем увеличивать критерий износа по линейной зависимости

$$l_3 = 0,1 + 4(s_z - 0,05). \quad (314)$$

По этой зависимости при $s_z = 0,1$ мм получается критерий износа $l_3 = 0,3$ мм. Данную величину будем считать предельно допустимой и для больших значений s_z .

Пример. Определить силу резания на единицу длины режущей кромки при протягивании заготовки из жаропрочного сплава ХН77ТЮР при $s_z = 0,1$ мм, $\gamma = 15^\circ$, $l_3 = 0,3$ мм, $T = 480$ °C и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{zb3} = 550$ Н.

Решение. Принимаем $\mu = \mu_1 = \mu_2 = 0,5$. По формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 2,19$. Затем по формуле (303) (см. В. М., 9, с. 70) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1,540$. По кривой 7 упрочнения [19, с. 108, рис. 5.29], находим напряжение текучести при нормальной температуре: $\sigma_s = 1550$ МПа. Далее по формуле (298) (см. В. М. 9, с. 69) определяем среднее напряжение текучести с учетом температуры резания

$\sigma_{st} = 1302$ МПа. После этого по формуле (312) вычисляем силу резания на единицу длины режущей кромки $P_z = 561,9$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z\vartheta} = 550$ Н на $\delta = 2,1\%$.

Из табл. 26 и 27 видно, что в отличие от нашей формулы (312) известные формулы Н. Ф. Пронкина и М. И. Клушина во всех случаях дают нежелательную для практики большую недооценку реальной силы резания при протягивании.

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ,
доктора технических наук (МГУПИ)

Разработка новой теории резания. 11. Расчет параметров цилиндрического фрезерования*

Приведены общие характеристики процессов фрезерования. На примере операций цилиндрического фрезерования подробно показана последовательность вычислений, результаты которых сопоставлены с большим числом независимых экспериментальных данных и подтверждают высокие точность и надежность полученных теоретических формул.

The milling processes overalls have been presented. On basis of the peripheral milling example the sequence of calculation processes has been shown in detail. Comparison of the calculation results with lot of independent experimental data shows high precision of the theoretical formulas obtained.

При расчетах окружной силы фрезерования следует иметь в виду, что если обозначения параметров цилиндрического фрезерования (рис. 71, а) в научной литературе единообразны, то в обозначениях параметров торцевого фрезерования существует некоторое противоречие. В соответствии с определением глубины t_r , резания приведенном в статье "8. Методика расчета стружеколомов" [см. В. М. 8, с. 61], верные обозначения параметров торцевого фрезерования, которых мы будем придерживаться, показаны на рис. 71, б. Такие обозначения используются, например, в работах [38, 39, 45, 46]**. Однако, например, в работах [7, 48] (вероятно с целью унификации расчетных формул) глубина резания при торцевом фрезеровании обозначена буквой B вместо t_r , а ширина фрезерования — наоборот, буквами t_r вместо B . Поскольку наши обозначения параметров и формулы

для расчета силы резания торцевыми и концевыми фрезами одинаковы, то далее мы будем говорить лишь о торцевых фрезах. Аналогично, изложенное далее про цилиндрические фрезы можно применять и для дисковых фрез.

Так же как и при точении, резание при фрезеровании может быть свободным (см. рис. 71, а, 73) и несвободным (см. рис. 71, б, 72). Кроме того, различают встречное и попутное фрезерование. При встречном фрезеровании (см. рис. 71, а) фреза в области резания вращается навстречу подаче s_z на зуб. При попутном фрезеровании направление вращения фрезы в области резания совпадает с направлением подачи.

Как известно, толщина h_{1i} (рис. 74) срезаемого каждым зубом фрезы слоя металла в процессе рабочего движения зуба непрерывно меняется, а, следовательно, также непрерывно меняется и действующая на зуб сила резания:

$$h_{1i} = s_z \sin \psi_i, \quad (315)$$

где ψ_i — угол, определяющий положение i -го зуба.

* Продолжение. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1—№ 10, (далее В. М. 1 — В. М. 10) за 2008 г., продолжение — № 11 за 2008 г.

** Список литературы — см. В. М. 1, с. 67.

При встречном фрезеровании (см. рис. 74) процесс резания начинается с нулевой толщины среза с постепенным ее нарастанием до максимального значения и соответствующим плавным повышением приходящейся на рассматриваемый зуб силы резания. При попутном фрезеровании, наоборот, процесс начинается с врезания зуба на максимальную толщину срезаемого слоя с последующим ее уменьшением. Это приводит к тому, что попутное фрезерование сопровождается

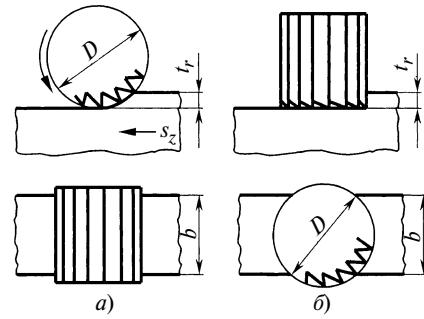


Рис. 71. Параметры резания цилиндрической (а) и торцовой (б) фрезами

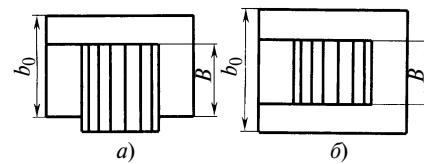


Рис. 72. Примеры несвободного резания цилиндрической фрезой уступа (а) и паза (б)

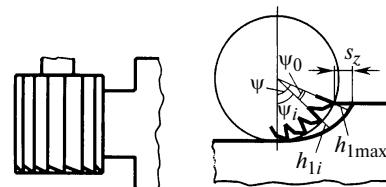


Рис. 73. Свободное резание торцовой фрезой

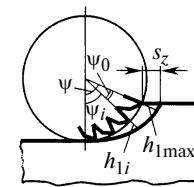


Рис. 74. Изменение толщины среза в процессе фрезерования

начальным ударным нагружением зуба фрезы, т. е. резким повышением силы резания с последующим ее плавным снижением. Поэтому зубья фрезы при встречном и попутном фрезеровании работают в разных динамических условиях.

Однако следует отметить, что значительные колебания суммарной величины окружной силы могут иметь место как при попутном, так и при встречном фрезеровании. Если при попутном фрезеровании происходит резкое увеличение силы в момент врезания очередного зуба фрезы в обрабатываемый металл, то при встречном фрезеровании происходит резкое падение силы при выходе очередного зуба из металла, поскольку этот выход сопровождается мгновенным изменением общей площади срезаемого в данный момент металла. Очевидно, что чем большее число зубьев фрезы участвует одновременно в работе, тем меньше будет сказываться на величине суммарной силы резания изменение силы на одном зубе в момент его входа в металл или выхода. Поэтому многозубые фрезы дают большую стационарность силы резания, чем фрезы с малым числом зубьев.

В работах [7, 46] указывается, что наибольшее значение для практических расчетов фрезерования имеет средняя величина силы резания $P_{z\text{ср}}$, поскольку по ней определяется необходимая эффективная мощность металорежущего станка. В связи с этим подавляющее большинство существующих эмпирических формул, сходных с формулами (305), (306) (см. В. М. 9, с. 75), предназначены для вычисления именно средней силы резания при фрезеровании.

Но следует иметь в виду, что стационарность силы резания при фрезеровании зависит не только от общего числа зубьев фрезы, но и от геометрических параметров процесса фрезерования. Например, при торцевом фрезеровании с $B/D = 1$ (рис. 75, а) в работе одновременно будет участвовать половина зубьев фрезы, а толщина срезаемого каждым зубом металла сначала будет плавно увеличиваться от 0 до $h_{1\text{max}} = s_z$ посередине ширины фрезерования, а затем также плавно

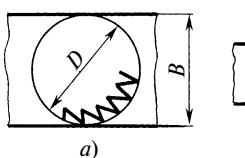


Рис. 75. Торцевое фрезерование при $B/D = 1$ (а) и $0,5$ (б)

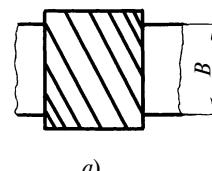
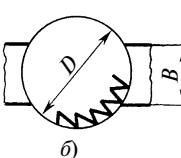
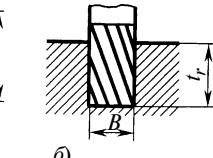


Рис. 76. Примеры цилиндрической (а) и концевой (б) фрез с винтовым зубом



уменьшаться до 0. Но если при торцевом фрезеровании (рис. 75, б) ширина B фрезерования будет значительно меньше диаметра D фрезы, то даже у многозубой фрезы одновременно в работе будет участвовать небольшое число зубьев, в связи с чем максимальное значение суммарной окружной силы будет значительно отличаться от ее среднего значения. При этом каждый зуб в момент внедрения в металл будет испытывать ударное нагружение, поскольку сразу же начнет срезать металл толщиной h_1 , близкой к s_z . Малое число зубьев будет одновременно участвовать в работе и при цилиндрическом фрезеровании (см. рис. 71, а) с малой глубиной резания t_r .

При работе быстрорежущими фрезами, имеющими значительное число зубьев, и при торцевом фрезеровании с большим отношением B/D максимальные окружные силы $P_{z\text{max}}$ незначительно отличаются от средних сил $P_{z\text{ср}}$. Но число зубьев у твердосплавных фрез обычно значительно меньше, чем у быстрорежущих. Кроме того, применение фрез с большим числом зубьев нередко лимитируется мощностью привода имеющегося станка. Как указано в работе [48], в этих случаях максимальные окружные силы часто превышают средние на 50–60 %, а при работе однозубой фрезой существующие формулы окружной силы оказываются совершенно непригодными, так как в этом случае максимальные значения окружной силы могут превосходить средние значения в 6–7 раз.

Для обеспечения стационарности окружной силы часто используют фрезы с винтовым зубом (рис. 76), называемые винтовыми или спиральными [7]. Эти фрезы обеспечивают более высокие производительность и качество обработки, чем

прямозубые [46]. Зуб винтовой фрезы выходит из обрабатываемого материала не сразу, а постепенно, тем самым сильно снижая перепады в нагрузках, а при определенном подборе осевого шага фрезы (равного или кратного ширине фрезерования) — полностью их устраняя.

Из сказанного следует, что для полноты описания силового режима резания при фрезеровании в общем случае нужно иметь формулы для вычисления трех параметров: 1) силы резания, приходящейся на один зуб (эта сила соответствует силе резания однозубой фрезой); 2) средней силы резания; 3) максимальной силы резания. Конкретные формулы для определения силы фрезерования можно получить, исходя из общей формулы (290). (см. В. М. 9, с. 68).

Сначала рассмотрим цилиндрическую фрезу. Сила свободного резания, приходящаяся на один зуб цилиндрической фрезы (см. рис. 71, а) в произвольный момент срезания металла, определяется по формуле

$$P_{z1} = 1,155 \sigma_{st} u h_1 B \left\{ \left[1 + \mu_1 (1 - \tan \gamma) + \frac{(0,5 + \mu) u}{2 k_c} \right] \cos \gamma + \frac{k_c}{4 u \cos \gamma} + \mu \sin \gamma + \mu_2 \frac{l_3}{u h_1} \right\}, \quad (316)$$

в которой соответствующая данному моменту текущая толщина срезаемого слоя определяется по формуле (315).

Максимальная толщина срезаемого слоя и, соответственно, максимальная сила резания, действующая на зуб, будет достигнута при угле ψ , называемом углом контакта фрезы со срезаемым металлом,

$$h_{1\text{max}} = s_z \sin \psi. \quad (317)$$

Для частного случая угла ψ_i , указанного на рис. 74, угол $\psi = \psi_i + \psi_0$, где ψ_0 — угол окружного шага зубьев фрезы, который определяется по формуле

$$\psi_0 = 360^\circ/z, \quad (318)$$

где z — общее число зубьев фрезы.

В общем же случае для цилиндрической фрезы угол контакта со срезаемым металлом определяется по формуле [7]

$$\psi = \arcsin \left[2 \sqrt{\frac{t_r}{D} - \left(\frac{t_r}{D} \right)^2} \right]. \quad (319)$$

Если подставить максимальную толщину среза (317), найденную с учетом равенства (319), в формулу (316), то можно получить максимальное значение $P_{z1\max}$ силы резания, действующей на один зуб.

Для проверки в табл. 28 сопоставлены результаты расчетов по формуле (316) с экспериментальными данными [39, с. 185, табл. 9], полученными для разных углов ψ_i поворота при фрезеровании стали 45 однозубой цилиндрической фрезой. Величины ψ_i , h_1 , $l_3 = 0,1$ мм и $T = 250^\circ\text{C}$ указаны в работе [39].

Пример 1. Определить максимальную силу резания при фрезеровании однозубой цилиндрической фрезой заготовки из стали 45 при $D = 130$ мм, $B = 8$ мм, $t_r = 3$ мм, $s_z = 0,3$ мм/зуб, $\gamma = 5^\circ$, $l_3 = 0,1$ мм, $T = 250^\circ\text{C}$ и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{z1\max} = 2400$ Н [39].

Решение. Поскольку $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (219а) (см. В. М. 6, с. 65) $\mu = 1$. По табл. 7 (см. В. М. 9, с. 70) или по формуле (219) (см. В. М. 6, с. 64) при $\mu = 0,5$ находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 2,58$. Затем по формуле (303) (см. В. М. 9, с. 70) вычисляем среднее значение накопленной де-

формации $e_i = 1,576$. По кривой упрочнения на рис. 63, б (см. В. М. 8, с. 65) находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре $\sigma_s = 1100$ МПа. Далее по формуле (298) (см. В. М. 9, с. 69) с учетом температуры резания определяем среднее напряжение текучести $\sigma_{st} = 1008,3$ МПа. После этого находим по формуле (319) максимально возможный угол контакта зуба фрезы со срезаемым металлом $\psi = 17,5^\circ$ и по формуле (317) максимальную толщину срезаемого слоя $h_{1\max} = 0,090$ мм. Затем по формуле (316) вычисляем силу резания $P_{z1\max} = 2423,7$ Н, которая отличается от опытной величины $P_{z1\max} = 2400$ Н на $\delta = 1,0\%$.

Остальные теоретические значения величин, приведенные в табл. 28, определены аналогично, но с тем упрощением, что, так как в книге [39] указаны значения h_1 их не пришлось рассчитывать, а можно было сразу использовать формулу (316).

Для многозубой фрезы число зубьев, одновременно участвующих в процессе резания, определяется с учетом рис. 74 по формуле

$$i_{z0} = \psi/\psi_0. \quad (320)$$

При получении целого числа или округлении полученного значения до ближайшего большего целого числа находим максимальное число $i_{z\max}$ зубьев которые могут одновременно участвовать в процессе резания (далее для упрощения формул и таблиц индекс "max" у максимальных значений чисел зубьев и сил резания опущен). Ближайшее меньшее по отношению к найденному i_{z0} целое число определяет минимальное число $i_{z\min}$ зубьев. Например, если бы фреза с параметрами из табл. 28, рассмотренная в примере, имела общее число зубьев $z = 24$, то по формуле (318) $\psi_0 = 15^\circ$, с учетом чего по

Таблица 28

Расчетные и экспериментальные данные процесса фрезерования стали 45 однозубой цилиндрической фрезой из стали Р18 с $D = 130$ мм, $\gamma = 5^\circ$, $B = 8$ мм, $t_r = 3$ мм, $s_z = 0,3$ мм/зуб, $l_3 = 0,1$ мм, $\sigma_s = 1100$ МПа, $T = 250^\circ\text{C}$, $\sigma_{st} = 1008,3$ МПа, $v = 46$ м/мин

ψ_i°	h_1 , мм	P_{z1} , Н	$P_{z1\max}$, Н	δ , %
2,5	0,013	748,6	630	15,8
7,5	0,039	1314,2	1360	3,5
12,5	0,065	1879,8	1970	4,8
17,5	0,090	2423,7	2400	1,0

формуле (320) $i_{z0} = 17,5^\circ/15^\circ = 1,17$. Следовательно, максимальное число зубьев, которые могут одновременно участвовать в процессе резания, $i_z = 2$, а минимальное — $i_{z\min} = 1$.

Из рис. 74 видно, что при достижении максимальной суммарной толщины срезаемого слоя металла положение работающих зубьев цилиндрической фрезы определяется углами:

$$\begin{cases} \psi_1 = \psi; \\ \psi_2 = \psi_1 - \psi_0; \\ \psi_i = \psi_i - 1 - \psi_0. \end{cases} \quad (321)$$

По этим формулам для рассматриваемой нами фрезы $\psi_1 = 17,5^\circ$, $\psi_2 = 17,5^\circ - 15^\circ = 2,5^\circ$. Сравнивая эти значения с указанными в табл. 28, видим, что они точно соответствуют значениям углов начального и конечного положения зуба. Это позволяет выполнить экспериментальную проверку и для многозубой фрезы с $z = 24$. Максимальное экспериментальное значение окружной силы резания, соответствующее одновременной работе двух зубьев в момент, когда 1-й зуб находится перед выходом из обрабатываемого материала, $P_{z\max} = 2400 + 630 = 3030$ Н. Соответствующее теоретическое значение $P_z = 2423,7 + 748,6 = 3172,3$ Н и отличается от экспериментального на $\delta = 4,5\%$. В следующее мгновение при повороте фрезы 1-й зуб выйдет из контакта и в процессе резания останется только 2-й зуб, а сила резания станет минимальной. Ее экспериментальное значение $P_{z\min} = 630$ Н. Следовательно, среднее значение экспериментальной силы $P_{z\exp} = (3030 + 630)/2 = 1830$ Н. Теоретическое значение $P_{z\min} = 748,6$ Н. Следовательно, среднее значение теоретической силы $P_{z\th} = (3172,3 + 748,6)/2 = 1960,5$ Н и отличается от экспериментального на $\delta = 6,7\%$. Из этих расчетов видно, что при малом числе зубьев, участвующих в процессе резания (одном или двух), возникают резкие колебания нагрузки, вызывающие биения, которые снижают стойкость инструмента и чистоту обработанной поверхности.

Число зубьев, участвующих в процессе резания, можно увеличить

путем увеличения глубины t_r резания. Рассмотрим пример, который далее поможет сделать некоторые важные выводы.

Пример 2. Определить максимальную и среднюю силы резания при фрезеровании многозубой цилиндрической фрезой заготовки из стали 45 при $D = 130$ мм, $B = 8$ мм, $t_r = 13$ мм, $s_z = 0,3$ мм/зуб, $\gamma = 5^\circ$, $l_3 = 0,1$ мм, $z = 24$, $T = 250^\circ\text{C}$.

Решение. Поскольку $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (219а) $u = 1$. По табл. 7 или по формуле (219) при $\mu = 0,5$ находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 2,58$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1,576$. По кривой упрочнения на рис. 63, б находим напряжение текучести стали 45 при нормальной температуре: $\sigma_s = 1100$ МПа. Далее по формуле (298) с учетом температуры резания вычисляем среднее напряжение текучести $\sigma_{st} = 1008,3$ МПа. Теперь определим, сколько зубьев одновременно участвуют в процессе резания и под какими углами они расположены в момент достижения наибольшей суммарной площади среза. Для этого по формуле (318) находим $\psi_0 = 15^\circ$, а по формуле (319) получаем $\psi = 37^\circ$. При этих значениях по выражению (320) вычисляем $i_z = 37/15^\circ = 2,47$. Следовательно, максимальное число зубьев, которые могут одновременно участвовать в процессе резания, $i_z = 3$, а минимальное — $i_{z\min} = 2$. Далее по формулам (321) определяем углы положения каждого зуба в момент достижения наибольшей суммарной площади среза: $\psi_1 = 37^\circ$, $\psi_2 = 37^\circ - 15^\circ = 22^\circ$, $\psi_3 = 22^\circ - 15^\circ = 7^\circ$. Находим $\sin\psi_1 = 0,602$, $\sin\psi_2 = 0,375$, $\sin\psi_3 = 0,122$. По формуле (315) вычисляем $h_{11} = 0,181$ мм, $h_{12} = 0,112$ мм, $h_{13} = 0,037$ мм. После этого по формуле (316) вычисляем силы резания, действующие на каждый зуб: $P_{z1} = 4403,2$ Н, $P_{z2} = 2902,2$ Н, $P_{z3} = 1270,7$ Н. Следовательно, максимальная сила резания $P_z = P_{z1} + P_{z2} + P_{z3} = 8576,1$ Н. В следующее мгновение при повороте фрезы 1-й зуб выйдет из контакта и в процессе резания останутся только 2-й и 3-й зубья, а сила резания станет минимальной:

$P_{z\min} = P_{z2} + P_{z3} = 4172,9$ Н. С учетом этого среднее значение силы резания $P_{z\text{ср}} = (8576,1 + 4172,9)/2 = 6374,5$ Н.

Для практических расчетов фрезерования многозубыми фрезами было бы желательно иметь формулы для определения максимальной и средней сил резания, которые устранили бы необходимость приведенного выше детального расчета сил на каждом зубе.

Введем для многозубой фрезы понятие коэффициента k_S площади среза, под которым будем понимать величину, при умножении на которую номинальной площади среза B_{s_z} получается общая площадь S среза при одновременной работе нескольких зубьев многозубой фрезы:

$$k_S = S/B_{s_z} \quad (322)$$

При одновременной работе наибольшего числа зубьев с учетом формулы (315) максимальная площадь среза

$$S_{\max} = B \sum_{i=1}^{i_z} h_{1i} = B s_z \sum_{i=1}^{i_z} \sin\psi_i. \quad (323)$$

Подставив это значение в выражение (322), найдем максимальный коэффициент площади среза

$$k_S = \frac{i_z}{\sum_{i=1}^{i_z} \sin\psi_i}. \quad (324)$$

Как известно [7, 46], среднее значение суммарной площади сечения срезаемого слоя рекомендуется определять по зависимости

$$S_{\text{ср}} = B t_r s_z / \pi D. \quad (325)$$

Подставив выражение (325) в равенство (322), найдем средний коэффициент площади среза

$$k_{S\text{ср}} = 0,32 t_r z / D. \quad (326)$$

Из формулы (316) видно, что в ее последний член входит толщина h_1 срезаемого слоя, которая на каждом из одновременно работающих зубьев фрезы будет другой. Поэтому данную величину в целях упрощения также надо как-то усреднить. Примем, что средняя толщина срезаемого слоя определяется равенством

$$h_{1\text{ср}} = 0,05 + 0,25(s_z - 0,1). \quad (327)$$

Данное равенство отражает то обстоятельство, что с увеличением подачи s_z средняя толщина срезаемого слоя также увеличивается. При $s_z = 0,1$ мм получается $h_{1\text{ср}} = 0,05$ мм, т. е. $h_{1\text{ср}} = s_z/2$. С учетом изложенного максимальная сила свободного резания многозубой цилиндрической фрезой определяется по формуле

$$P_z = 1,155 \sigma_{st} u k_{S\text{ср}} s_z B \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \frac{k_c}{4u \cos\gamma} + \mu \sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{uh_{1\text{ср}}} \right\}. \quad (328)$$

Средняя сила свободного резания многозубой цилиндрической фрезой определяется по формуле

$$P_{z\text{ср}} = 1,155 \sigma_{st} u k_{S\text{ср}} s_z B \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \frac{k_c}{4u \cos\gamma} + \mu \sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{uh_{1\text{ср}}} \right\}. \quad (329)$$

Если имеет место одностороннее несвободное резание (фрезерование уступа, см. рис. 72, а), то это следует учесть введением добавки (289) (см. В. М. 9, с. 68). Тогда расчетные формулы можно записать в следующем виде:

$$P_z = 1,155 \sigma_{st} u k_{S\text{ср}} s_z B \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \frac{k_c}{4u \cos\gamma} + \mu \sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{uh_{1\text{ср}}} + \frac{k_c s_z}{4u B \cos\gamma} \right\}; \quad (330)$$

$$P_{z\text{ср}} = 1,155 \sigma_{st} u k_{S\text{ср}} s_z B \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \frac{k_c}{4u \cos\gamma} + \mu \sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{uh_{1\text{ср}}} + \frac{k_c s_z}{4u B \cos\gamma} \right\}. \quad (331)$$

Если имеет место двустороннее несвободное резание (фрезерование паза, см. рис. 72, б), то последний член в формулах (330), (331) следует удвоить:

$$P_z = 1,155 \sigma_{st} u k_{Scp} s_z B \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \frac{k_c}{4u \cos\gamma} + \mu \sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{uh_{1cp}} + \frac{k_c s_z}{2u B \cos\gamma} \right\}; \quad (322)$$

$$P_{zcp} = 1,155 \sigma_{st} u k_{Scp} s_z B \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \frac{k_c}{4u \cos\gamma} + \mu \sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{uh_{1cp}} + \frac{k_c s_z}{2u B \cos\gamma} \right\}. \quad (333)$$

Формулы (332), (333) целесообразно использовать для прорезных, отрезных и дисковых фрез.

Как указано выше, применение фрезы с винтовыми зубьями значительно повышает стационарность силового режима резания. Для наиболее рационального использования такой фрезы ширина B фрезерования должна быть равна или кратна осевому шагу фрезы. В этом случае обеспечивается полная равномерность фрезерования, выражаяющаяся равенствами $k_S = k_{Scp}$ и $P_z = P_{zcp}$. Следовательно, для фрез с винтовыми зубьями с высокой точностью можно использовать формулы (326)–(328), (331), (333).

Для червячных фрез, используемых для фрезерования зубчатых колес, с учетом полученного в работе [7] равенства, определяющего среднюю площадь срезаемого слоя как

$$S_{cp} = i_q S_{06} m^2 / D, \quad (334)$$

для определения средней силы резания можно использовать формулу

$$P_{zcp} = 1,155 \sigma_{st} u \frac{i_q S_{06} m^2}{D} \left\{ \left[1 + \mu_1(1 - \operatorname{tg}\gamma) + \frac{(0,5 + \mu)u}{2k_c} \right] \cos\gamma + \frac{k_c}{4u \cos\gamma} + \mu \sin\gamma + \mu_2 \frac{l_3}{uh_{1cp}} \right\}, \quad (335)$$

где i_q — число заходов червячной фрезы; S_{06} — подача на оборот; m — модуль нарезаемого зубчатого колеса, мм.

Например, для двухзаходной червячной фрезы диаметром $D = 100$ мм, предназначенной для нарезания с подачей $S_{06} = 3$ мм/об зубчатого колеса с модулем $m = 8$ мм, получим

$$S_{cp} = 2 \cdot 3 \cdot 8^2 / 100 = 3,84 \text{ мм}^2.$$

Теперь проведем пробный со-поставительный расчет по формулам (328), (329) для данных примера 2. По формуле (324) максимальный коэффициент площади среза $k_S = \sin\psi_1 + \sin\psi_2 + \sin\psi_3 = 0,602 + 0,375 + 0,122 = 1,099$, а по формуле (326) средний коэффициент пло-щади среза $k_{Scp} = 0,768$. По выражению (327) находим среднюю толщину срезаемого слоя $h_{1cp} = 0,1$ мм. После этого по формуле (328) находим максимальную силу резания $P_z = 8708,0$ Н. Это значение отличается от найденного в примере 2 путем строгого расчета значения $P_z = 8576,1$ Н на 1,5 % в сторону запаса. Далее по формуле (329) находим среднюю силу резания $P_{zcp} = 6058,3$ Н, которая на 4,8 % меньше $P_{zcp} = 6374,5$ Н, найденного в примере 2. Это объясняется тем, что общепринятая формула (325) несколько занижает действительную среднюю величину площади среза и, соответственно, средний коэффициент площади среза, получаемый по формуле (326), также будет меньше действительного. Покажем это. Следуя формуле (324), можно напи-сать, что $k_{Smin} = \sin\psi_2 + \sin\psi_3 = 0,375 + 0,122 = 0,497$ и $k_{Scp} = (k_S + k_{Smin})/2 = (1,099 + 0,497)/2 = 0,798$, что на 5 % больше значения $k_{Scp} = 0,768$, найденного по форму-

ле (326). Если провести расчет средней силы резания по формуле (329), используя уточненный коэффициент $k_{Scp} = 0,798$, то получим $P_{zcp} = 6323,0$ Н, которое отличается от строго определенного $P_{zcp} = 6374,5$ Н всего на 0,8 %.

В целом можно констатировать, что при значительной глубине резания и одновременной работе трех зубьев точность упрощенного расчета по формулам (328), (329) является вполне достаточной.

Для дальнейших выводов нам потребуется отношение t_r/D ; отметим, что в примере $2t_r/D = 0,1$.

Если провести расчет по формулам (328), (329) для рассмотренного до примера 2 случая с $t_r = 3$ мм, $D = 130$ мм, т. е. $t_r/D = 0,023$, когда в процессе резания одновременно участвуют не более двух зубьев фре-зы, то результат будет намного хуже. В этом случае по формуле (324) максимальный коэффициент площади среза

$$\begin{aligned} k_S &= \sin\psi_1 + \sin\psi_2 = \\ &= \sin 17,5^\circ + \sin 2,5^\circ = \\ &= 0,301 + 0,044 = 0,345, \end{aligned}$$

а по формуле (326) средний коэффициент площади среза $k_{Scp} = 0,177$. По выражению (327) находим среднюю толщину срезаемого слоя $h_{1cp} = 0,1$ мм. После этого по формуле (328) находим максимальную силу резания $P_z = 2733,6$ Н. Это зна-чение отличается от эксперимен-тального значения $P_{z\varphi} = 3030$ Н на 10,8 % в сторону недооценки. Далее по формуле (329) находим среднюю силу резания $P_{zcp} = 1404,3$ Н, кото-рая на 30,3 % меньше $P_{zcp\varphi} = 1830$ Н. На наш взгляд, такое рас-хождение является недопустимым. Оно обусловлено тем, что в рассмат-риваемом случае, с одной стороны, реальное h_{1cp} будет намного меньше найденного по выражению (327), поскольку с уменьшением отноше-ния t_r/D в соответствии с формулой (319) уменьшается угол контакта фрезы со срезаемым металлом, и в соотвествии с формулой (315) величины h_{1i} будут уменьшаться по срав-нению с подачей s_z . А с другой сто-роной, действительный средний ко-эффициент площасти среза будет существенно больше, чем опреде-

Таблица 29

Расчетные и экспериментальные данные процесса фрезерования стали 40Х многоузбой цилиндрической фрезой из быстрорежущей стали с $\gamma = 15^\circ$, $B = 10$ мм, $l_3 = 0,3$ мм, $z = 12$, $\sigma_s = 1170$ МПа, $T = 400$ °С, $\sigma_{st} = 1014$ МПа

t_r/D	D , мм	t_r , мм	s_z , мм	$P_{ср}$, Н	$P_{ср.э}$, Н	δ , %
0,050	200	10	0,05	701,2	720	2,7
			0,10	1177,4	1180	0,2
			0,15	1563,8	1590	1,7
			0,20	1905,2	1950	2,4
			0,25	2220,8	2290	3,1
			0,30	2520,4	2610	3,6
0,060	50	3	0,05	841,4	840	0,2
			0,10	1412,9	1390	1,6
			0,15	1876,5	1860	0,9
			0,20	2286,2	2285	0,0
			0,25	2665,0	2680	0,6
			0,30	3024,5	3060	1,2
0,063	80	5	0,05	876,4	870	0,7
			0,10	1471,8	1440	2,2
			0,15	1954,7	1930	1,3
			0,20	2381,4	2370	0,5
			0,25	2776,0	2780	0,1
			0,30	3150,6	3170	0,6
0,064	125	8	0,05	897,5	890	0,8
			0,10	1507,1	1470	2,5
			0,15	2001,6	1960	2,1
			0,20	2438,6	2420	0,8
			0,25	2842,7	2840	0,1
			0,30	3226,2	3230	0,1
0,072	250	18	0,05	1009,7	985	2,4
			0,10	1695,5	1620	4,5
			0,15	2251,9	2170	3,6
			0,20	2743,4	2670	2,7
			0,25	3198,0	3140	1,8
			0,30	3629,4	3580	1,4
0,075	160	12	0,05	1051,7	1020	3,0
			0,10	1766,2	1680	4,8
			0,15	2345,7	2250	4,1
			0,20	2857,7	2770	3,1
			0,25	3331,2	3250	2,4
			0,30	3780,7	3710	1,9
0,080	100	8	0,05	1121,8	1080	3,7
			0,10	1883,9	1780	5,5
			0,15	2502,1	2380	4,9
			0,20	3048,3	2930	3,9
			0,25	3553,3	3440	3,2
			0,30	4032,7	3920	2,8
0,088	160	14	0,05	1227,0	1170	4,6
			0,10	2060,5	1920	6,8
			0,15	2736,6	2570	6,1
			0,20	3334,0	3160	5,2
			0,25	3886,5	3720	4,3
			0,30	4410,8	4240	3,9
0,094	160	15	0,05	1314,7	1240	5,7
			0,10	2207,7	2040	7,6
			0,15	2932,1	2730	6,9
			0,20	3572,2	3360	5,9
			0,25	4164,1	3940	5,4
			0,30	4725,8	4500	4,8
0,100	100	10	0,05	1402,3	1310	6,6
			0,10	2354,9	2150	8,7
			0,15	3127,6	2880	7,9
			0,20	3810,3	3550	6,8
			0,25	4441,7	4160	6,3
			0,30	5040,9	4750	5,8

ляемый по формуле (326), ведь в данном случае $k_{S\min} = \sin \psi_2 = 0,044$ и, соответственно, $k_{Scp} = (k_S + k_{S\min})/2 = = (0,345 + 0,044)/2 = 0,195$, что на 10,2 % больше значения $k_{Scp} = 0,177$, найденного по формуле (326).

Следовательно, при очень малых отношениях t_r/D для получения надежных значений максимальной и средней силы резания нужно проводить строгий детальный расчет путем определения сил резания, действующих на каждый зуб, с их последующим суммированием и выполнением вычислений, подробно представленных в примере 2. Конкретно критерий перехода на детальный расчет можно задать условием $t_r/D < 0,04$. При $t_r/D \geq 0,04$ формулы (328), (329) дают достаточно точные результаты. Следует сказать, что в подавляющем большинстве практических случаев условие $t_r/D \geq 0,04$ соблюдается (например, при глубине резания $t_r = 2$ мм и диаметре фрезы $D = 50$ мм или при $t_r = 4$ мм и $D = 100$ мм).

В книге [7, с. 387] для расчета средней окружной силы фрезерования фрезами разных видов рекомендуются эмпирические формулы, подобранные по результатам экспериментов. При этом дана ссылка, что данные формулы получены автором книги [7] А. М. Вульфом совместно с В. Г. Подпоркиным, а в примечаниях к формулам указано, что рассчитываемая окружная сила учитывает затупление фрез. В частности, для расчета средней окружной силы фрезерования стали с пределом прочности $\sigma_b = 750$ МПа цилиндрической фрезой приведена формула

$$P_{ср.э} = 682 s_z^{0,72} B z t_r^{0,86} / D^{0,86}, \text{ Н. (336)}$$

В соответствии с данными книг [7, с. 380] и [46, с. 164] передний угол зуба фрезы $\gamma = 15^\circ$. В соответствии с табл. 19 [46, с. 116] наиболее часто встречающийся критерий износа $l_3 = 0,3$ мм.

Полагая, что эмпирическая формула (336) достаточно точно описывает экспериментальные данные, на основе которых она получена, сопоставим (табл. 29) расчетные значения средней окружной силы, полученные по нашей формуле (329), с экспериментальными значениями,

соответствующими формуле (336). Согласно табл. 32 [38, с. 182] указанный предел прочности $\sigma_B = 750$ МПа имеет конструкционная углеродистая сталь 40Х. На основании исследований, изложенных в работе [39], для расчетов нами выбрана температура резания $T = 400$ °С, которая для данной стали соответствует скорости резания $v = 50 \div 60$ м/мин.

Структуры теоретических формул (326), (329) и эмпирической формулы (336) свидетельствуют о том, что любое изменение параметров B и z не изменит величину расходления результатов расчетов. Поэтому величины $B = 10$ мм и $z = 12$ выбраны лишь с целью конкретизации расчетов. С тем же успехом для сопоставления можно было взять, скажем, $B = 50$ мм и $z = 24$ или $z = 6$. Кроме того, из структур упомянутых формул видно, что при равной величине отношения t_r/D расходление результатов будет одинаковым независимо от конкретных значений t_r и D . Поэтому указанные в табл. 29 значения t_r и D выбраны из обычно встречающихся при фрезеровании и приведены лишь для наглядности. Например, при $t_r/D = 0,05$ вместо $t_r = 10$ мм и $D = 200$ мм можно было бы указать $t_r = 5$ мм и $D = 100$ мм или $t_r = 2,5$ мм и $D = 50$ мм.

Пример 3. Определить среднюю силу резания при фрезеровании многозубой цилиндрической фрезой из быстрорежущей стали заготовки из стали 40Х при $D = 200$ мм, $B = 10$ мм, $t_r = 10$ мм,

$s_z = 0,15$ мм/зуб, $\gamma = 15^\circ$, $l_3 = 0,3$ мм, $z = 12$, $T = 400$ °С и сравнить теоретическую величину с экспериментальным значением $P_{zcp,\text{э}} = 1590$ Н.

Решение. Поскольку $\gamma > 0$, то в соответствии с равенствами (219а) $u = 1$. По табл. 7 или по формуле (219) при $\mu = 0,5$ находим коэффициент утолщения стружки $k_c = 2,19$. Затем по формуле (303) вычисляем среднее значение накопленной деформации $e_i = 1,540$. По кривой упрочнения на рис. 77 (соответствует кривой 2 на рис. 46, e [34, с. 68]) находим напряжение текучести стали 40Х при нормальной температуре: $\sigma_s = 1170$ МПа. Далее по формуле (298) с учетом температуры резания вычисляем среднее напряжение текучести $\sigma_{st} = 1014$ МПа. Затем по формуле (326) определяем средний коэффициент площади среза $k_{Scp} = 0,192$. По выражению (327) находим среднюю толщину срезаемого слоя $h_{1cp} = 0,063$ мм и по формуле (329) — среднюю силу резания $P_{zcp} = 1563,8$ Н, которая отличается от $P_{zcp,\text{э}} = 1590$ Н на $\delta = 1,7\%$.

Важно заметить, что если бы мы приняли в расчетах для табл. 29 температуру T резания, равной не 400 °С, а 300 или 500 °С, то хорошая сходимость с экспериментальными данными все равно бы сохранилась. Для наглядности выполним расчет при $D = 125$ мм, $B = 10$ мм, $t_r = 8$ мм, $s_z = 0,25$ мм/зуб, $\gamma = 15^\circ$, $l_3 = 0,3$ мм, $z = 12$ [из табл. 29 при этих данных видно, что для $T = 400$ °С получено практически полное совпадение теоретической величины

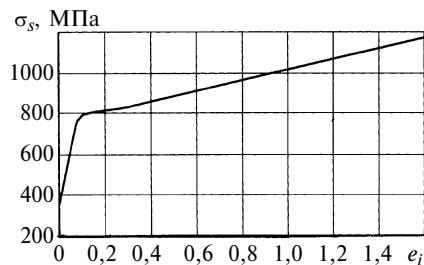


Рис. 77. Кривая упрочнения стали 40Х при температуре 20 °С

$P_{zcp} = 2842,7$ Н с экспериментальной величиной $P_{zcp,\text{э}} = 2840$ Н ($\delta = 0,1\%$). Проведя расчет аналогичный расчету в примере 3, при $T = 300$ °С получим $\sigma_{st} = 1053$ МПа и $P_{zcp} = 2952,0$ Н (отличается от $P_{zcp,\text{э}} = 2840$ Н на $\delta = 3,8\%$ в большую сторону), а при $T = 500$ °С — $\sigma_{st} = 915$ МПа и $P_{zcp} = 2733,3$ Н (отличается от $P_{zcp,\text{э}} = 2840$ Н на $\delta = 3,9\%$ в меньшую сторону). С учетом того, что в табл. 29 в подавляющем большинстве случаев получено некоторое завышение теоретических значений по сравнению с экспериментальными, можно сделать вывод, что при расчете для температуры $T = 500$ °С мы получили бы практически полное совпадение теоретических и экспериментальных результатов, а при расчете для температуры $T = 300$ °С теоретические значения сдвинулись бы на небольшую величину в сторону запаса. Отсюда можно сделать вывод, что полученные нами формулы обладают устойчивой надежностью.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:338.45

Т. Д. ДЗОЦЕНИДЗЕ, канд. техн. наук (ФГУП "НАМИ")

Концепция национальной программы "Создание новой экспортно-ориентированной автомобильной промышленности России"

Представлен анализ автомобильной промышленности России за последние годы. Для решения выявленных проблем предлагается создать новую экспортно-ориентированную автомобильную промышленность, которая должна стать основой развития и модернизации ряда смежных отраслей промышленности, обеспечить экономический рост и способствовать финансовой стабилизации. Обоснованы предпосылки для ее создания, определены ресурсы и предложен механизм реализации программы.

An analysis of the Russian motor-car industry state of late years has been presented. It is proposed for solving of the identified problems to create a new export-oriented motor-car industry, which should be as a base for modernization and development a number of allied industries, provide an economic growth, and promote of financial stability. The premises for its developing have been found, the recourses have been determined, and the program realization mechanism has been proposed.

Рынок автомобилей стремительно развивается. Отмечен скачкообразный рост продаж в сегменте легковых автомобилей как в количественном, так и в стоимостном выражении. Растут продажи и в сегменте грузовых автомобилей, автобусов, транспортных средств другого назначения. Предполагается, что отечественный автомобильный рынок сохранит такой же потенциал роста до 2010–2012 гг. Потом ожидается снижение, но наличие большого числа автомобилей старше 12 лет обеспечит дальнейший рост продаж вследствие замены парка устаревших и изношенных автомобилей новыми.

Бурный рост продаж автомобилей способствует развитию сферы услуг, инфраструктуры технического обслуживания, а также подъему продаж запасных частей, стимулирует рост вторичного рынка, производство и продажи горючесмазочных материалов, автохимии. Все это обуславливает подъем экономики страны.

Традиционное развитие автомобильной промышленности России, под которым понимается комплекс, состоящий из отечественных автомобильных производств и предприятий по сборке полнокомплектных автомобилей и автокомпонентов ведущих зарубежных автомобильных компаний, организованных в России, — результат политики, проводимой Правительством в этой сфере, кроме положительных моментов содержит в себе серьезные риски.

Анализ сегодняшнего состояния дел в автомобильной промышленности показал, что зарубежные производители к 2012 г. будут выпускать около 1 млн автомобилей в год и для этого должны вложить почти 3 млрд долл.

США. Реализация же этих планов обеспечит высокий темп замещения отечественных автомобилей импортной техникой. Так, доля иностранных грузовых автомобилей в общем объеме их производства в России в 2006 г. составила 3,6, в 2007 г. — 5,5 %; легковых автомобилей от общего объема производства в 2005 г. — 14,8, в 2006 г. — 23,7, а в 2007 г. — 35,1 %; автобусов в 2006 г. — 0,6, а в 2007 г. — 4,1 %. При общем росте рынка легковых автомобилей, который в 2007 г. составил 2 млн 746 тыс. автомобилей, что на 30,6 % больше чем в 2006 г., доля автомобилей российского производства снизилась с 37,3 до 26,1 %, а иномарок российской сборки увеличилась с 12,8 до 16 %. Подержанные иномарки на российском рынке сохранили свои позиции (14 %), а импорт возрос с 35 в 2006 г. до 43,9 % в 2007 г. и составил 1 млн 206,4 тыс. ед. [1].

Все большее замещение отечественных автомобилей иностранными наблюдается во всех сегментах рынка. Такая трансформация автомобильного парка вызывает обеспокоенность. В решении этих проблем заместитель главы Минэкономразвития РФ А. Клепач считает важным обозначить государственный подход к промышленной политике как к системной категории и перейти от отдельных методов стимулирования автомобильной промышленности к комплексным решениям наиболее актуальных проблем [2].

Более детальное изучение проблем традиционного автопрома России подтверждает вывод Владимира Мая — руководителя рабочего центра экономических реформ, о том, что развитие экономики в 2007 г. выглядит довольно противоречиво — крупные успехи не могут нивелировать внутреннюю неустойчивость ситуации [3].

В результате проверки выполнения федерального законодательства и решений Президента России, направленных на обеспечение дальнейшего развития отечественной автомобильной промышленности и ее интеграции в мировое автомобилестроение, были выявлены недостатки, которые дали основание Владимиру Путину в сентябре 2007 г. высказать в адрес Правительства недовольство по поводу того, что деятельность органов государственной власти по улучшению дел в отрасли недостаточно эффективна, и поручить выработать решения для устранения выявленных недостатков. Но, несмотря на это, на заседании Правительственной комиссии по вопросам развития промышленности, технологий и транспорта, состоявшемся 25 апреля 2008 г., где рассматривались проблемы развития отечественной автомобильной промышленности, о выполнении поручения Президента не сообщалось.

Такое состояние дел объяснимо, если учитывать логику проводимой правительством политики — снижение инфляционного навеса над российской экономикой, так как рост продаж иномарок (ввезенных и собранных) и использование отечественными производителями импортных комплектующих приводят к росту объемов легально вывозимых из страны валютных средств не только в качестве доходов иностранных производителей, но и в качестве кредитных ресурсов, привлеченных банками на зарубежных финансовых рынках для кредитования растущего спроса на новые импортные автомобили внутри страны.

Не секрет, что вместо того, чтобы стимулировать развитие стратегически важных отраслей промышленности с продолжительным циклом производства, правительство главным экономическим показателем своей деятельности выбрало низкий уровень инфляции, потратив для достижения этой ложной цели огромные ресурсы, которые так и не были направлены на модернизацию. Такой вывод может показаться жестким. Однако дискуссии, которые идут среди крупных представителей отечественной экономической школы подтверждают, что почти всегда существует та разумная альтернатива реализуемой правительством политике, которая почему-то не находит воплощения в жизни. Так, Глеб Фетисов в своих работах [4, 5] отмечает, что необходимо форсированно строить или радикально модернизировать технологии, в том числе и российских автозаводов, путем приобретения государством их акций и создания новых предприятий с полным производственным циклом. Он же высказался за существенное увеличение финансирования НИОКР в качестве антиинфляционной меры, которая обеспечила бы рост эффективности во всех секторах экономики на основе широкомасштабных инноваций. При этом предлагаются стимулировать создание высокотехнологичных отраслей, обеспечивать свободу рыночной конкуренции и гибкость заработной платы.

Л. Абалкин, анализируя такие принципиальные вопросы, как экономическая политика России, переход общества к экономике знаний, внешнеэкономические приоритеты страны и другие проблемы, заметил, что долгосрочная стратегия немыслима без четко обозначенной промышленной политики [6]. Рассмотрев ту же проблематику, А. Некипелов и Ю. Голанд предлагают отказаться от фактически ущербной политики и попытаться наверстать упущенное, расширив бюджетное финансирование и кредитование экономики [7].

Совершенно очевидно, что предпочтительным для традиционного автопрома России является осуществление стратегии "догоняющего" развития путем реализации мер по индикативному планированию. Особенности такого подхода широко освещены в работах В. Полтеровича, В. Попова, В. Дементьева [8–10]. Долгосрочный вариант стратегии развития автомобильной промышленности до 2020 г. разработало НП "Объединение автопроизводителей России", в котором изложены известные подходы для улучшения функционирования традиционного автопрома [11]. И хотя авторы работ [8, 9, 11] делают ставку на "технологические прорывы" не советуют, вопросы остаются. Дело в том, что даже после реализации рекомендемых мер нерешенными остаются две основные проблемы, которые, с нашей точки зрения, требуют пристального внимания.

Первая проблема — неконкурентоспособность отечественной автомобильной промышленности в сферах реализации продукции на рынках индустриально развитых стран и обеспечения притока валютных средств от продаж научноемкой и высокотехнологичной продукции — продукции высокого передела. Решение этой задачи в

рамках традиционной автомобильной промышленности России не представляется возможным в силу следующих причин:

отставание предложения от спроса на внутреннем рынке новых автомобилей (по экспертным оценкам на внутреннем рынке можно реализовывать от 3 до 5 млн новых автомобилей в год в различных ценовых сегментах, но нет соответствующего предложения);

так называемые "бюджетные" автомобили иностранного производства, собираемые в России, количественно не удовлетворяют спрос и в перспективе могли бы реализовываться только на развивающихся рынках;

собранные в России автомобили бизнес- и представительского классов выпускаются практически по заказу, имеют полные или более дорогие модификации на зарубежных рынках и не предназначены для экспорта;

автомобили (в том числе грузовые и автобусы) отечественных разработок и производства в настоящее время имеют ограниченный экспортный потенциал и нацелены на определенные ценовые ниши рынков развивающихся стран.

Особенно следует отметить существенное отставание России по объемам затрат на научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы. Ввиду высокой степени износа основных производственных фондов автомобильных производств большая часть инвестиций направляется на их обновление и модернизацию, в то время как ведущие иностранные автомобилестроительные фирмы в развитие НИОКР вкладывают 5–7 % средств от оборота.

На этом фоне было бы ошибочно считать, что главная задача традиционного автопрома состоит во встраивании в мировую экономику. Следовательно, для решения данной проблемы необходимо выбрать более эффективные подходы "прорывного" развития.

Вторая проблема — нерешенность задач, связанных с разработкой и производством новой военной автомобильной техники, во многом определяющей уровень боеготовности и боеспособности вооруженных сил Российской Федерации (ВС РФ).

В традиционной автомобильной промышленности превалирует коммерческая продукция и практически не ведутся работы по созданию научно-технического задела по автомобильной технике для ВС РФ. Все более широкое применение отечественными производителями автокомпонентов иностранного производства и фактический отказ от создания собственной агрегатной базы в обозримом будущем могут затронуть интересы государства в сфере обеспечения национальной безопасности. При определении путей решения данной проблемы следовало бы учесть яркий пример потенциальных конкурентов на рынках военной автомобильной техники. В индустриально развитых странах работы ведутся по трем основным направлениям.

Первое направление можно охарактеризовать как классическое и назвать "подходом фирмы Mercedes-Benz", когда достаточно широкая гамма армейских автомобилей полностью или в основном базируется на серийной гражданской продукции. В этом случае армейские автомобили являются доработанными вариантами транспортных средств, применяемых в различных отраслях промышленности. Причем глубина доработки может быть различной, а некоторые модели могут использоваться в армии без всяких переделок и модернизации. Эффективность такого подхода обусловлена широкой гаммой производимой автомобильной техники, фактически неограниченной номенклатурой современных и перспективных силовых агрегатов, узлов и агрегатов трансмиссии, элементов шасси, автокомпонентов и ма-

териалов. При отсутствии вышеназванных предпосылок данный подход реализовать невозможно.

Второе направление — рациональное, так называемый подход фирмы MAN. Здесь основной целью создания семейства многоцелевых автомобилей является решение военных задач, но автомобили технически настолько совершенны, что востребованы в различных отраслях промышленности и охотно приобретаются для гражданских нужд. Реализация такого подхода позволила фирме MAN стать крупнейшим европейским поставщиком специальных армейских автомобилей тактического назначения для вооружения армий всех стран—членов НАТО.

Реализация такого подхода может стать более приемлемой при наличии относительно большой армии, всех видов вооруженных сил и широкого спектра решаемых задач в оборонной отрасли. Осуществление данного подхода возможно при наличии значительной территории (одно государство или группа стран) с различными географическими зонами и климатическими условиями.

Третье направление — армейское, так называемый подход американских разработчиков, при котором разработка автомобилей ведется непосредственно для решения конкретных военных задач, что является наиболее эффективным с военной точки зрения; в других же областях эта техника может применяться эпизодически при решении специальных задач или в качестве эксклюзивного и престижного гражданского транспортного средства (например, тяжелые грузовые автомобили фирмы Oshkosh и автомобили HMMWV (Hummer), которые относятся к классу армейских автомобилей с оригинальными и не унифицированными с техникой гражданского назначения узлами и агрегатами, кроме двигателя).

Такой подход при разработке грузовых автомобилей многоцелевого назначения в наибольшей степени приемлем для решения военных задач, и напрямую зависит как от направлений, заложенных в оборонную доктрину государства, так и от объемов финансирования.

Следовательно, при создании новой автомобильной техники для военных нужд необходимо определить направление развития и перечень необходимых мероприятий, в том числе организационного характера.

Для решения основных двух проблем и представляется необходимой разработка концепции национальной инновационной программы (НИП) "Создание новой экспортноориентированной автомобильной промышленности России".

Предпосылки для разработки

У традиционной автомобильной промышленности России есть важная задача — удовлетворение внутреннего спроса в тех ценовых нишах, которые позволяет экономика, в том числе, обновление автомобильного парка страны и повышение мобильности населения. Попытки перестроить традиционный автопром для решения других задач, особенно после провальных 90-х годов прошлого века, последствия которых только-только устраняются, да еще в рамках стратегии "догоняющего" развития, экономически невыгодны и могут не принести ожидаемых результатов.

Поэтому дальнейшее развитие традиционного автопрома превращается в дело бизнес-структур, которые работают в отрасли, а функции государства могут быть ограничены элементами индикативного управления в том или ином объеме. Такой вывод тем более уместен, учитывая, что единственным субъектом организации производства автомобилей и автомобильных компонентов является Правительство России, которое формулирует и

реализует промышленную политику, исходя из парадигмы развития страны, ее места в мировой экономике, понимая необходимость обеспечения стратегических интересов государства и комплексного подхода к проблемам национальной безопасности.

Озвученная В. Путиным "Концепция социально-экономического развития страны до 2020 года", главным ориентиром которой является развитие экономики инновационного типа, а также предложение Д. Медведева, сформулированное им на V Красноярском экономическом форуме, — сконцентрироваться в ближайшие четыре года на основных направлениях: институты, инфраструктуры, инновации, инвестиции (так называемые четыре "и"), позволили определить в качестве главной задачи на ближайшие годы создание экспортно-ориентированной автомобильной промышленности России. Выполнение задач такого рода возможно в рамках реализации соответствующей национальной инновационной программы, дающей в экономике мультиплексный эффект:

дальняя диверсификация экономики и развитие машиностроения;

производство научноемкой и высокотехнологичной продукции высокого передела;

развитие интеллектуального капитала путем инвестирования в экономику знаний;

создание новых производств;

создание перспективной военной автомобильной техники для решения задачи обеспечения национальной безопасности;

обеспечение притока валютных средств.

Данная программа направлена на стимулирование роста многих отраслей экономики, и в том числе информационных технологий и связи. Ввиду комплексного характера автомобильной промышленности предполагается создание специализированных производств (например, внутри существующих многопрофильных компаний), выпускающих продукцию высокого передела и осуществляющих прямые поставки на конвейеры сборочных заводов.

Для успешной реализации национальной инновационной программы жизненно важен выбор приоритетов, например, выпуск:

перспективной высокотехнологичной продукции, вос требованной на рынках индустриально развитых стран;

конкурентоспособной продукции, содержащей опережающие технические решения в части экологии, энергосбережения и безопасности;

гибридных автомобилей (как промежуточного звена) и электромобилей различных классов для индивидуального и общественного пользования;

аккумуляторов новых видов, электрических машин, систем управления, создание зарядных станций, сети дорожных парковок с соединительными элементами для зарядки и т. п.

Новые автомобили должны обладать уникальными экологическими и эксплуатационными свойствами, которые уже востребованы на рынках индустриально развитых стран сегодня и в еще большей степени будут вос требованы в будущем, учитывая ужесточение требований по защите окружающей среды.

В сфере военного автомобилестроения следует учитывать ограниченное число закупаемой техники и делать ставку на создание новых производств двигателей, узлов и агрегатов, сборочных производств с малым объемом выпуска, т. е. использовать подход американских разработчиков.

Для реализации программы "Создание новой экспортно-ориентированной автомобильной промышленности России" имеются следующие предпосылки:

понимание на государственном уровне целей и средств, необходимых для обеспечения выпуска конкурентоспособной продукции для рынка индустриально развитых стран;

наличие политической воли и программы экономических преобразований;

наличие кадровых ресурсов (исследователей, инженеров, разработчиков, испытателей, способных решить столь грандиозные задачи в указанные сроки) при надлежащих организациях и финансировании необходимых работ, особенно НИОКР;

понимание приоритетов при создании автомобильной техники, удовлетворяющей перспективным требованиям в сферах безопасности, экологии и энергосбережения, национальной безопасности.

Организация, сроки и этапы реализации

Для реализации программы такого масштаба необходимо определить *оператора программы* — непосредственного исполнителя и *аккумулировать финансовые ресурсы*, как из государственного бюджета, так и на условиях государственно-частного партнерства.

В качестве *оператора национальной инновационной программы* может выступить вновь созданный на базе ФГУП "НАМИ" национальный научно-исследовательский, испытательный и сертификационный центр автомобилестроения, интегрированный в международную систему сертификации колесных транспортных средств и ГСМ (далее Центр), который координировал бы работы по НИОКР в автомобильной промышленности в целом и в новой отрасли в частности, а также в смежных отраслях с учетом разработки и коммерциализации прорывных технологических решений, в том числе двойного назначения. Кроме того, Центр должен заниматься системным мониторингом состояния и развития отечественного автомобилестроения (производство, рынок, парк), выработкой технологий осуществления этапов промышленной политики в условиях свободного предпринимательства, разработкой предложений по индикативному планированию и т. д.

Для *аккумулирования финансовых средств* и их расходования по целевому назначению необходимо создать Государственный Фонд поддержки автомобильной промышленности (далее Фонд), направляя туда:

долю полученных от приватизации (реализация акций) средств;

долю акцизов, полученных от продажи автомобильного топлива;

долю таможенных сборов, полученных при ввозе иномарок;

часть доходов от экспорта природных ресурсов, объем которых во многом зависит от состояния автопарка страны;

привлеченный под государственные гарантии "амнистрованный" капитал, вывезенный ранее из страны, как в денежном выражении, так и в виде оборудования и технологий, необходимых для модернизации или создания новых отраслей производства;

часть государственного бюджета, направленная на выполнение данной программы.

Фонд может развиваться по примеру зарубежных частных пенсионных фондов, выпуская ценные бумаги и привлекая средства граждан через банковскую систему, в том числе под товарное покрытие. Проводимые Фондом операции должны быть прозрачными, гласными и контролироваться счетной палатой [12, 13].

Фонд должен осуществлять финансирование Центра как по НИОКР, так и в части организационных расходов; организовывать прямые инвестиции в отрасль, выступать гарантом для привлечения иностранных инвесторов при создании или модернизации существующих заводов по производству комплектующих изделий, новых материалов, технологического оборудования. Сотрудничество с иностранным капиталом должно осуществляться в форме совместных предприятий с соотношением вкладов 50/50, в которых Фонд должен выступать как представитель государства.

Целесообразно применение различных методов стимулирования спроса на новую продукцию внутри страны со стороны муниципалитетов крупных городов (целевые закупки для нужд города и т. п.).

Реализацию национальной инновационной программы, рассчитанную на 2008 – 2020 гг., следует осуществлять в три этапа:

первый (2008 – 2012 гг.) — реализация комплексных инновационных проектов, базирующихся на уже имеющемся научно-техническом заделе по созданию гибридных автомобилей и электромобилей, нового семейства автомобилей военного назначения и их агрегатной базы;

второй (2012 – 2016 гг.) — реализация комплексных проектов по созданию новых производств, потребительской, сервисной и энергетической инфраструктур, продвижение новой продукции на зарубежные рынки, стимулирование потребления внутри страны;

третий (2016 – 2020 гг.) — участие в разработке международных стандартов в области гибридных автомобилей и электромобилей, поддержка НИОКР.

На первом этапе выполнения национальной инновационной программы предполагается реализация комплексных инновационных проектов, базирующихся на уже имеющемся научно-техническом заделе по созданию гибридных автомобилей и электромобилей, нового семейства автомобилей военного назначения и их агрегатной базы. В том числе: разработка энергетических установок в виде ДВС гибридных автомобилей со сверхнизкой эмиссией токсичных веществ, агрегатов трансмиссии, тяговых источников тока нового класса, агрегатной базы электромобилей нового поколения, систем безопасности автотранспортных средств данного класса; модернизация научно-исследовательской и экспериментально-технологической базы Центра; законодательное оформление Фонда и организация его функционирования.

На втором этапе предполагается реализация комплексных проектов по созданию новых производств, потребительской, сервисной и энергетической инфраструктур, продвижение продукции. В том числе предусматриваются государственные закупки первых образцов для опытной эксплуатации и отладки энергетических инфраструктур в крупных городах; стимулирование приобретения новой продукции частным сектором; проведение испытаний новых образцов; участие в международных автомобильных выставках и осуществление менеджмента отрасли и НИОКР для дальнейшего совершенствования продукции.

Третий этап предполагает участие в разработке международных стандартов в области гибридных автомобилей и электромобилей, поддержку НИОКР по совершенствованию продукции в условиях массового производства, в том числе: освоение технологий, обеспечивающих существенное снижение себестоимости продукции, эксплуатационных материалов и увеличение дальности пробега; стимулирование внутреннего спроса на данную технику в качестве общественного транспорта; развитие

энергетической инфраструктуры в таких направлениях, как быстрая зарядка и смена аккумуляторных батарей, повышение надежности и безопасности агрегатной базы, участие в разработке международных стандартов в данной области.

В рамках разработки концепции НИП сформулирован перечень мероприятий НИОКР первого этапа реализации данной программы. Предложенная концепция отвечает запросам и соответствует критериям, сформулированным в работе Р. Гринберга [14]:

стимулируется создание экспортно-ориентированной экономики и развивается внутренний рынок;

товарное наполнение экономического роста может иметь межотраслевую структуру;

экономический рост в заявлении сегменте может происходить на основе государственно-частного партнерства и путем целевого использования перечисленных выше ресурсов;

субъектом модернизации экономики для нового автопрома будет государство, стимулирующее крупный, средний и малый бизнес, привлекая иностранный капитал;

экономический механизм, обеспечивающий заинтересованность хозяйствующих субъектов в активном участии в проектах структурной модернизации национальной экономики, должен обеспечивать отбор приоритетов комплексного характера (подтягивая различные отрасли промышленности), выявлять актуальные проблемы, подлежащие решению с использованием бюджетных средств.

Мультиплексивный эффект, связанный с ростом целой группы отраслей промышленности, способен изменить общий вектор экономической политики страны и способствовать финансовой стабилизации. Кроме того, предложенные меры могут привести к усложнению взаимосвязей в экономике, и, как следствие, к повышению ее устойчивости. Предлагается увеличение объемов работ и в управленических структурах государства, но без целенаправленных воздействий вывести отечественную автомобильную промышленность из кризиса вряд ли удастся.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пашков В., Кравцов Ю. Автопром и авторынок в России: итоги 2007 года // Рынок СНГ. Автомобили, тракторы. ОАО "АСМ-холдинг". 2008. № 1. С. 16—29.
2. Клепач А. Автопром России 2007: что дальше? // Рынок СНГ. Автомобили, тракторы. ОАО "АСМ-холдинг". 2008. № 1. С. 5, 6.
3. May В. Экономическая политика 2007 года: успехи и риски // Вопросы экономики. 2008. № 2. С. 4—25.
4. Фетисов Г. Альтернативы "сырьевой" модели развития российской экономики // Российский экономический журнал. 2007. № 9—10. С. 3—15.
5. Фетисов Г. Динамика цен и антиинфляционная политика в условиях "голландской болезни" // Вопросы экономики. 2008. № 3. С. 36.
6. Абалкин Л. О новой концепции долгосрочной стратегии // Вопросы экономики. 2008. № 3. С. 38.
7. Некипелов А., Голанд Ю. От замораживания к инвестированию: новые подходы к денежно-кредитной и валютной политике // Вопросы экономики. 2008. № 3. С. 51.
8. Полтерович В., Попов В. Эволюционная теория экономической политики. Ч. 1: Опыт быстрого развития // Вопросы экономики. 2006. № 7; Ч. 2: Необходимость своевременного переключения // Вопросы экономики. 2006. № 8.
9. Полтерович В. Стратегии модернизации, институты и коалиции // Вопросы экономики. 2008. № 4.
10. Дементьев В. О характере российской "догоняющей модернизации" и ее институциональном обеспечении // Российский экономический журнал. 2005. № 2. С. 21—29.
11. Стратегия развития автомобильной промышленности России на 2008—2015 гг. и на период до 2020 года // Рынок СНГ. Автомобили, тракторы. ОАО "АСМ-холдинг". 2008. № 1. С. 32—43.
12. Дзоценидзе Т. Д. Перспективы развития российского автопрома // Металлург. 2005. № 8. С. 5—10.
13. Ипатов А. А., Дзоценидзе Т. Д. Технологии промышленной политики и перспективы отечественного автопрома // Грузовик &. 2007. № 12. С. 41—45.
14. Гринберг Р. Российская структурная политика: между неизбежностью и неизвестностью // Вопросы экономики. 2008. № 3. С. 56—63.

УДК 629.014

Х. А. ФАСХИЕВ, д-р техн. наук, М. Г. ЗАКИЕВ (ОАО "КАМАЗ", г. Набережные Челны)

Выбор параметров специальных автотранспортных средств при разработке

Важной особенностью процесса проектирования новой техники является ориентированность на конкретного потребителя. Основная задача разработчика на этапе проектирования заключается в обеспечении соответствия в научно-технической документации (НТД) технико-экономических параметров (ТЭП) изделия требованиям потребителей. Разработка изделия состоит из последовательного выполнения этапов: исследование рынка; научно-исследовательские разработки; техническое задание (ТЗ); техническое предложение; эскизный проект; технический проект; рабочая документация; испытание опытных образцов; корректировка НТД; изготовление образцов; сертификация изделия; организационно-технологическая подготовка производства. Каждый этап имеет "вход", "выход" и "обратную связь". На каждом этапе применяется системный подход с соблюдением следующих принципов: процесс принятия решения начинается с выявления и формулирования цели; цели отдельных подсистем не должны вступать в конфликт с целями всей системы; жизненный цикл изделия (ЖЦИ) рассматривается как целостная система, резуль-

таты процессов одного этапа являются входными данными для следующего этапа; для достижения цели рассматриваются и анализируются альтернативные варианты решений; система должна иметь структуру и все ее элементы должны подчиняться иерархии. Для того чтобы обеспечить качество и конкурентоспособность автомобиля с наименьшими затратами на всех этапах ЖЦИ, начиная с предпроектного, проводятся: технико-экономический и рыночный анализы, прогнозирование, многовариантный выбор и оптимизация ТЭП и конструкторских решений; оценка экономической эффективности и конкурентоспособности автомобильной техники. На каждом последующем этапе информация уточняется, расчеты корректируются.

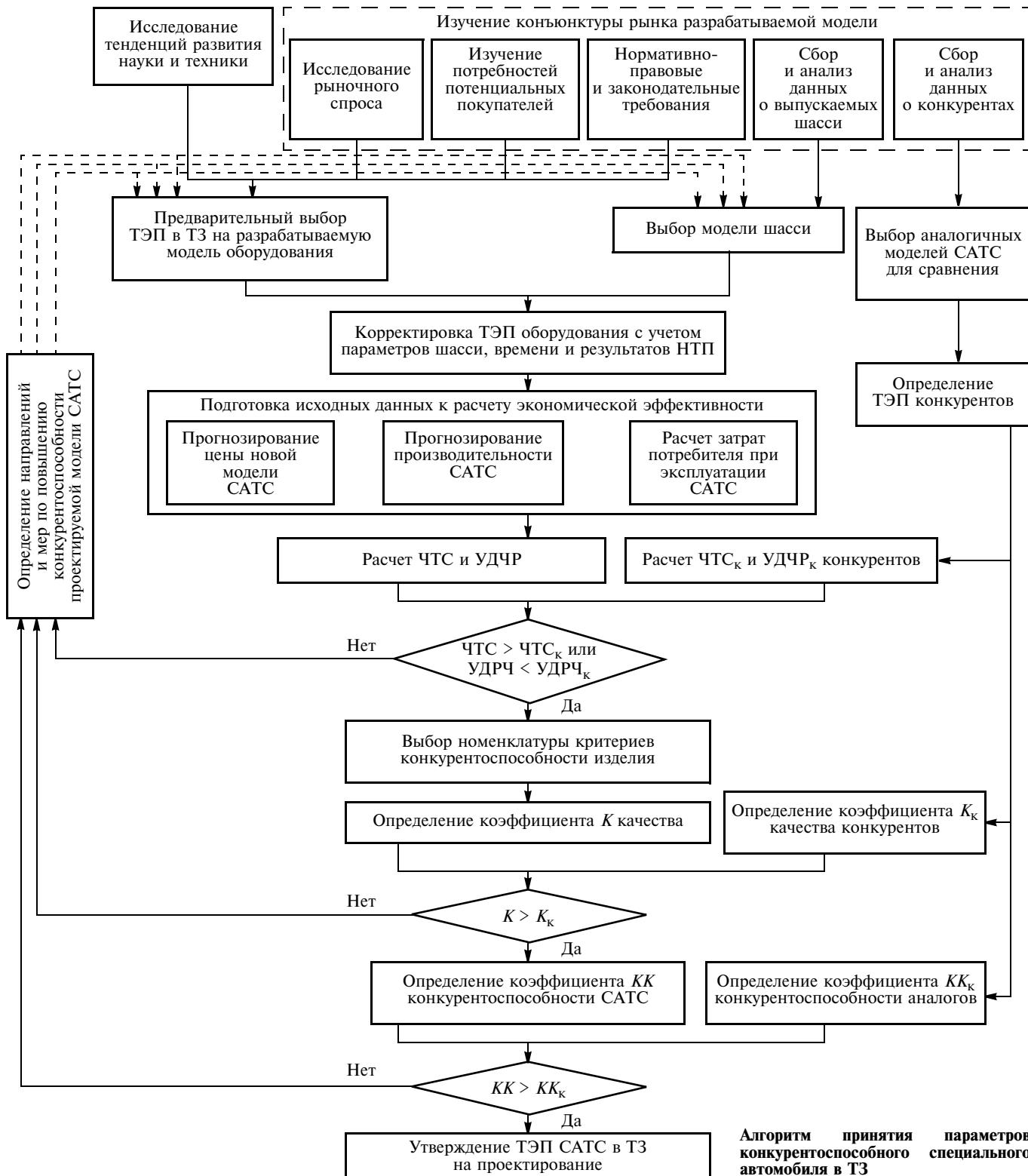
Эти принципы реализуются при составлении ТЗ. Содержание ТЗ и общий ход работ по его осуществлению в соответствии с ГОСТ 15.001—88 определяют заказчик и разработчик, а при инициативной разработке — только разработчик.

Однако в принятом по этому стандарту ТЗ не учитываются такие показатели экономичности новой модели, как

чистая текущая стоимость, удельные дисконтированные чистые расходы, внутренний коэффициент окупаемости, рентабельность инвестиций, а именно они являются наиболее важными для потребителя в рыночных условиях. К тому же ни в стандарте, ни в других нормативных документах не определен порядок принятия параметров проектируемых автотранспортных средств при составлении ТЗ.

Предварительно принятые в ТЗ по результатам исследований рынка и НИР параметры могут быть нерациональными, поэтому для выпуска экономически эффектив-

тивных, качественных и конкурентоспособных специальных машин предлагается алгоритм принятия ТЭП в ТЗ проектируемой модели (рисунок). Работа начинается с изучения конъюнктуры рыночного сегмента предполагаемых к освоению специальных машин. При этом проводится анализ результатов научно-технического прогресса (НТП). Основная трудность при разработке ТЗ, связанная со значительным риском, заключается в достоверной оценке требований рынка ко времени начала серийного производства новой модели и в течение по-



следующего периода ее выпуска. В рыночные исследования входят изучение спроса на товар, определение требований потребителя к данному товару и выбор ближайших конкурентов-аналогов. При оценке требований рынка следует учитывать возможность появления новых предписаний законодательных органов.

Принимать предварительные значения ТЭП в ТЗ проектируемой модели необходимо только после завершения этих исследований. В предлагаемом алгоритме в отличие от известного алгоритма принятия ТЭП в ТЗ грузовых автомобилей [1, 2] формирование ТЭП специальных автомобилей ведется в двух направлениях: назначение ТЭП устанавливаемого оборудования и принятие параметров наиболее подходящего для данного оборудования шасси. Необходимо отметить, что во время разработки ТЗ учитывают темпы НТП, результаты теоретических и экспериментальных исследований, а также накопленный опыт по проектированию и эксплуатации специальных и специализированных машин предыдущих моделей. Далее подготавливаются исходные данные для расчета экономической эффективности машины. Для этого проводится прогноз производительности, рыночной цены проектируемой модели, рассчитываются затраты потребителя в процессе эксплуатации проектируемой модели. Следующий этап — расчет экономической эффективности по критериям: чистая текущая стоимость (ЧТС); удельные дисконтированные чистые расходы (УДЧР) [3]. Параллельно определяются ТЭП машин-конкурентов в выбранном сегменте рынка и рассчитываются их ЧТС_к и УДЧР_к. Лучшие из этих показателей сравниваются с аналогичными показателями проектируемого автомобиля. Более подробно расчет экономической эффективности грузовых автомобилей изложен в работе [3].

Показатель "экономическая эффективность" является лишь одним из критериев качества автомобилей, поэтому, если условия ЧТС > ЧТС_к и УДЧР < УДЧР_к выполняются, проводится оценка качества сравниваемых моделей с точки зрения потребителей с учетом показателей экологичности, безопасности, комфорта, дизайна, эстетичности, развитости сети сервиса, доступности запасных частей. Методика оценки качества автомобилей и их агрегатов подробно изложена в работе [3]. Если эти условия не выполняются, то необходимо вернуться на стадию выбора ТЭП и подобрать такие параметры устанавливаемого оборудования или вид шасси, которые обеспечат превосходство новой модели автомобиля над аналогами по критериям ЧТС и УДЧР. При выполнении этих условий, рассчитывается коэффициент *K* качества как для проектируемого специализированного автотранспортного средства (САТС), так и для конкурента-аналога.

Глобальным критерием оценки изделий в рыночной экономике является конкурентоспособность, поэтому после достижения превосходства продукта по экономической эффективности и качеству на третьем этапе проверки следует рассчитать коэффициент конкурентоспособности *KK* сравниваемых моделей и аналогично качеству рационализировать новую модель по данному критерию. По величине коэффициента конкурентоспособности можно судить о перспективах рыночного успеха проектируемого автомобиля и целесообразности освоения его производством. Метод оценки коэффициента конкурентоспособности более подробно изложен в работе [4].

Учитывая длительность процесса разработки новой модели специальных автомобилей (в среднем он занимает от 3 до 5 лет), в течение которого возможны существенные изменения у конкурентов, в алгоритме преду-

смотрен этап корректировки ТЭП с учетом времени и исследований результатов НТП.

Выбор вышеизложенных критериев и трехступенчатость рационализации ТЭП обусловлены тем, что в иерархической структуре качество располагается на ступеньку ниже конкурентоспособности, а экономическая эффективность — на ступеньку ниже качества. Трехступенчатая корректировка ТЭП проводится потому, что каждый вышестоящий уровень содержит все оптимизируемые показатели нижестоящего, и оптимизированный по нижестоящему уровню объект превосходит аналоги без оптимизации по вышестоящему критерию. Предложенный алгоритм является новым научно-методическим инструментом обеспечения конкурентоспособности проектируемого изделия. Принятые на основе данного алгоритма ТЭП позволяют обеспечить конкурентные преимущества новой модели на ранних стадиях проектирования на выбранном сегменте рынка, так как учтены следующие факторы:

при решении технико-коммерческих проблем интересы потребителя поставлены на первое место;

по интегральному показателю качество/цена новая модель не уступает конкурентам-аналогам;

на всех стадиях разработки автомобиля, начиная с маркетинговых исследований, применяются прогрессивные методы анализа, прогноза, моделирования, оптимизации, оценки экономической эффективности, качества и конкурентоспособности;

проектирование ведется с учетом перспективных показателей, которые будут достигнуты к началу освоения новой модели;

разработка ТЗ ведется с учетом времени выхода новой модели на рынок;

предварительно выбранные параметры проходят трехуровневую рационализацию, и переход от одного уровня к другому осуществляется только при превосходстве выбранного критерия над аналогами.

Только при выполнении всех этих условий утверждаются ТЭП изделия в ТЗ на проектирование.

Достоверность данных принципиальных положений подтверждается полнотой и обстоятельностью анализа методов разработки автотранспортных средств, корректностью выбора исходных допущений и ограничений при определении оценочных критериев новой модели и конкурентов, корректным применением теории систем и принципов разработки конкурентоспособных изделий, адекватностью используемого алгоритма выбора параметров изделия исследуемой области. Практическая польза заключается в том, что алгоритм позволяет с минимальными затратами в кратчайшие сроки сформировать ТЭП конкурентоспособного специального автотранспортного средства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Фасхиев Х. А., Шайхутдинов И. Ф., Галимянов А. Д. Теоретические положения обеспечения конкурентоспособности грузовых автомобилей на этапе разработки технического задания // Сб. докл. 3-й Всероссийской НТК "Современные тенденции развития автомобилестроения в России". Тольятти: ТГУ, 2005. С. 172—174.
2. Фасхиев Х. А., Шайхутдинов И. Ф., Галимянов А. Д. Определение рациональных технико-экономических показателей при проектировании // Проектирование и исследование технических систем: Межвуз. сб. КамПИ, 2005. № 7.
3. Фасхиев Х. А., Нурутдинов Д. И., Гарифов А. Г. Оценка экономической эффективности и выбор подвижного состава. Набережные Челны: Изд-во Камской государственной инженерно-экономической академии, 2006. 306 с.
4. Фасхиев Х. А., Костин И. М. Обеспечение конкурентоспособности грузовых автомобилей на этапе разработки. Набережные Челны: Изд-во КамПИ, 2001. 349 с.

УДК 677.027

Р. Н. ТАЗМЕЕВА, Р. Р. ЗИГАНШИН, д-р техн. наук,
Х. К. ТАЗМЕЕВ, канд. техн. наук
(Камская инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны)

Жидкоэлектродные генераторы плазмы средней мощности для технологий переработки отходов

Приведено описание жидкоелектродных генераторов плазмы мощностью от 10 до 25 кВт. Даны рекомендации и предложены эмпирические формулы для определения геометрических размеров основных конструктивных элементов, исходя из заданной мощности. Представлены результаты апробации разработанных генераторов плазмы для конверсии полимерных отходов в синтез-газ.

A description of liquid-electrode plasma generators of 10–25 kW power has been presented. The guidelines and empirical formulae for determination of basic structural components geometry in terms of predetermined power are given. The appraisal results of designed plasma generators for conversion of polymer waste products to a synthesis gas are presented.

В настоящее время наблюдается возрастающий интерес к плазменным технологиям утилизации отходов производства и потребления [1–4]. Такое повышенное внимание вызвано в первую очередь тем, что по сравнению с "огневыми" способами, нашедшими широкое применение при сжигании твердых отходов, плазменные технологии позволяют осуществлять процессы при таких высоких температурах, при которых устраняются условия образования вредных выбросов в виде диоксинов и фуранов. Экологическим требованиям наиболее полно удовлетворяет плазма, получаемая из водяного пара. В пароводяной плазме подавляются механизмы образования оксидов азота и серы и тем самым исключается дополнительная техногенная нагрузка на окружающую среду, которая неизбежна при использовании традиционных плазмообразующих газов: воздуха и азота.

Однако в случае применения водяного пара как энергоносителя в электродуговых плазмотронах возникают технические сложности, связанные с генерацией пара и подачей его в разрядную камеру плазмотрона, а также с защитой электродов от попадания влаги [5]. В данной работе представлены генераторы плазмы принципиально нового типа. По сравнению с пароводяными дуговыми плазмотронами они менее требовательны к условиям эксплуатации.

В них плазменный поток образуется непосредственно из жидкофазного состояния рабочего вещества — электролита.

Схематично генератор плазмы изображен на рис. 1. Его катодом служит проточный электролит, являющийся слабо концентрированным водным раствором глауберовой соли. Наиболее оптимальные режимы генератора плазмы обеспечиваются при концентрации C электролита от 0,5 до 2,0 г/дм³. Как показали опыты, при повышенных значениях C уменьшается напряжение горения разряда, что приводит к снижению мощности генератора плазмы, а при пониженных значениях C увеличивается тепловыделение в жидким катоде, что способствует росту тепловых потерь. И то и другое нежелательно с практической точки зрения.

Электрическое питание к генератору плазмы подается от трехфазного двухполупериодного выпрямителя без использования каких-либо дополнительных коммутирующих элементов в электрической цепи, в том числе и балластного резистора, который практически всегда необходим для устойчивого горения газового разряда в случае питания от выпрямителя. Здесь роль балластного резистора играет электролит.

Вольт-амперные характеристики (ВАХ) генераторов плазмы являются возрастающими (рис. 2). Такие ВАХ формируются по следующим причи-

нам. Во-первых, из-за наличия омического сопротивления электролита для увеличения тока требуется повысить напряжение. Во-вторых, под воздействием газового разряда электролит продавливается. Чем больше ток, тем глубже становится "яма" в электролите. Поэтому с увеличением тока удлиняется разрядный промежуток, и, соответственно, повышается напряжение горения разряда. Таким образом, возрастающая ВАХ — это одна из особенностей жидкоелектродных генераторов плазмы. Благодаря ей существенно упрощается система электроснабжения.

В процессе разработки генератора плазмы важное значение имеет правильное конструктивное исполнение его внутренней геометрии. Результаты проведенных исследований позволили получить эмпирические формулы, связывающие базовые размеры конструктивных элементов электродных узлов с проектной мощностью генератора плазмы: $S_a = k_a P$; $S_t = k_t P$, где S_a и S_t — площади рабочих поверхностей анода и токопод-

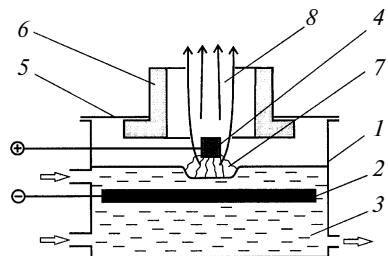


Рис. 1. Генератор плазмы:

1 — корпус; 2 — токоподвод; 3 — жидкий катод (электролит); 4 — водоохлаждаемый анод; 5 — крышка; 6 — выходное сопло из огнеупорного материала; 7 — газоразрядная зона; 8 — плазменный поток

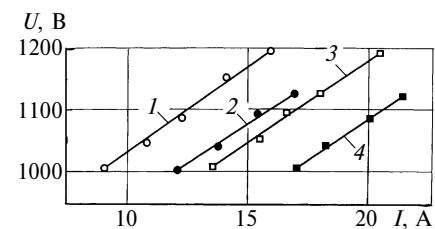


Рис. 2. Вольт-амперные характеристики генераторов плазмы:

$S_a = 12,3$ (1 и 2) и $15,7$ см² (3 и 4); $C = 0,75$ (1 и 3) и $1,5$ г/дм³ (2 и 4)

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 62-791.8

С. А. КУЗНЕЦОВ, В. А. ИВАНОВ, кандидаты технических наук
(Институт автоматики и электрометрии СО РАН, г. Новосибирск)

Новые конструкции устройств для сортировки твердых материалов по размерам

Как в машиностроении, так и в других отраслях промышленности, в том числе в сельском хозяйстве и медицине, для сортировки деталей и заготовок, а также для разделения, калибровки и классификации твердых сыпучих или кусковых материалов по размерам применяют устройства различных конструкций. Работа большинства этих устройств основана на многократном просеивании исходного материала последовательно через несколько сит (решета, ситовые сетки и т. п.), каждое из которых имеет ячейки определенного размера. Таким образом, осуществляется разделение на фракции разной крупности.

Существующие сортировочные устройства, базирующиеся на просеивании сыпучих и кусковых материалов, имеют следующие недостатки. Во-первых, они малоэффективны, так как одну партию исходных материалов приходится просеивать на одном и том же сите в несколько приемов; во-вторых, ненадежны в работе, так как сита требуется систематически очищать из-за неизбежного заклинивания и застревания отдельных фрагментов сортируемых материалов в их ячейках. Более того, в случае сортировки материалов на группы, фрагменты в которых незначительно отличаются размерами или

 (Окончание статьи. Начало см. на стр. 87)

вода, см^2 ; P — мощность, кВт; $k_a = 0,65 \div 0,70 \text{ см}^2/\text{kVt}$; $k_t = 2,5 \div 3,0, \text{ см}^2/\text{kVt}$. В число базовых размеров внутренней геометрии генератора плазмы входят толщина слоя электролита над токоподводом и высота расположения анода относительно токоподвода. Эти размеры оказались не зависящими от мощности. Они одинаковы для всех генераторов плазмы и находятся в пределах, соответственно, 10 ± 2 и 13 ± 2 мм.

Эффективность преобразования электрической энергии в тепловую характеризуют термический КПД генератора плазмы и приращение энталпии ΔH вещества, из которого образуется плазменный поток:

$$\eta = (P - \sum_i Q_i)/P,$$

$$\Delta H = P\eta/G,$$

где $\sum_i Q_i$ — суммарные потери энергии в систему охлаждения; G — массовый расход электролита на парообразование.

В рабочих режимах генераторов плазмы данные параметры менялись в достаточно узких интервалах: $\eta = 0,67 \div 0,72$ и $\Delta H = 4,9 \div 5,4 \text{ МДж}/\text{кг}$. Следует отметить, что по этим па-

метрам разработанные генераторы плазмы находятся на уровне электродуговых плазмотронов разных модификаций [6], в том числе и тех, которые нашли применение в плазмотренических установках для утилизации отходов [4]. Это обстоятельство является достаточно веским обоснованием для того, чтобы считать энергетические характеристики жидкоелектродных генераторов плазмы благоприятными с точки зрения плазменных технологий переработки отходов.

Генераторы плазмы были опробованы для газификации отходов полимерных материалов. В плазменный поток подавались летучие продукты термического разложения отходов полиэтилена и полиэтилентерефталата. В качестве транспортирующего газа использовался водяной пар. Состав полученного синтез-газа анализировался хроматографом "Кристалл 2000М". Синтез-газ состоял из водорода, оксидов углерода и газообразных углеводородов. Содержание балластного компонента — диоксида углерода — было сравнительно небольшим. В случае отходов полиэтилена он составил $10 \div 12$ об. %, а в случае отходов полиэтилентерефталата содержание CO_2 было несколько больше и находилось в пределах $15 \div 25$ об. %.

Таким образом, результаты исследований показали перспективность использования жидкоелектродных генераторов плазмы для получения товарного газа из отходов, содержащих органику.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Туманов Ю. Н. Плазменные технологии в формировании нового облика промышленного производства // Вестник РАН. 2006. № 6. С. 491—502.
2. Братцев А. Н., Попов В. Е., Рутберг А. Ф., Штенгель С. В. Установка для плазменной газификации различных видов отходов // ТВТ. 2006. Т. 44, № 6. С. 832—837.
3. Витик Н. В. Исследование теплофизических процессов переработки радиоактивных отходов в шахтной печи с плазменным источником нагрева // ЭКИП. 2006. № 8. С. 36—38.
4. Лукашов В. П., Ващенко С. П., Багрянцев Г. И., Пак Х. С. Плазмотреническая переработка твердых отходов // ЭКИП. 2005. № 11. С. 4—9.
5. Жуков М. Ф., Калиненко Р. А., Левинский А. А., Полак Л. С. Плазмохимическая переработка угля. М.: Наука, 1990. 200 с.
6. Даутов Г. Ю., Дзюба В. Л., Карп И. Н. Плазмотроны со стабилизованными электрическими дугами. Киев: "Наукова думка", 1984. 167 с.

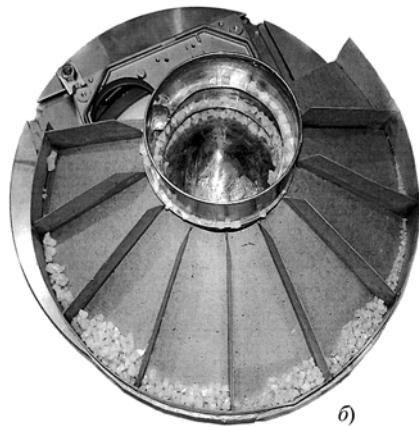
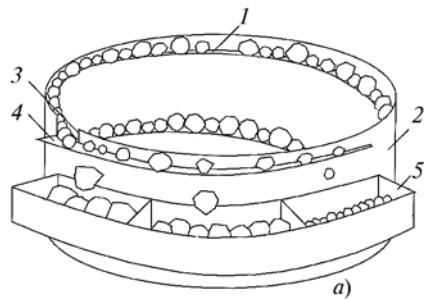


Рис. 1

существенно различаются конфигурацией, эти устройства становятся практически неработоспособными.

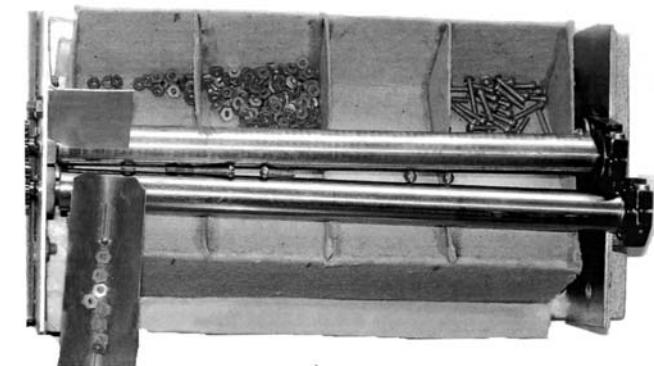
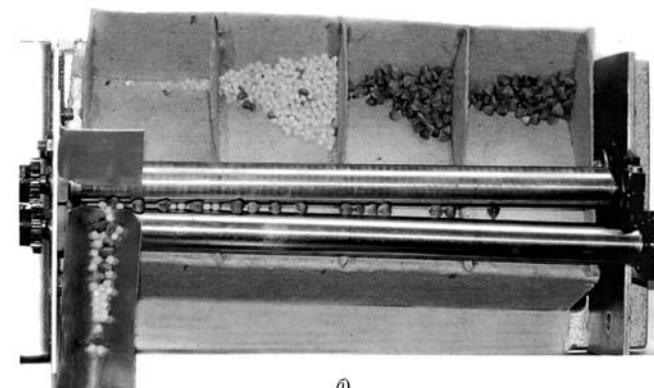
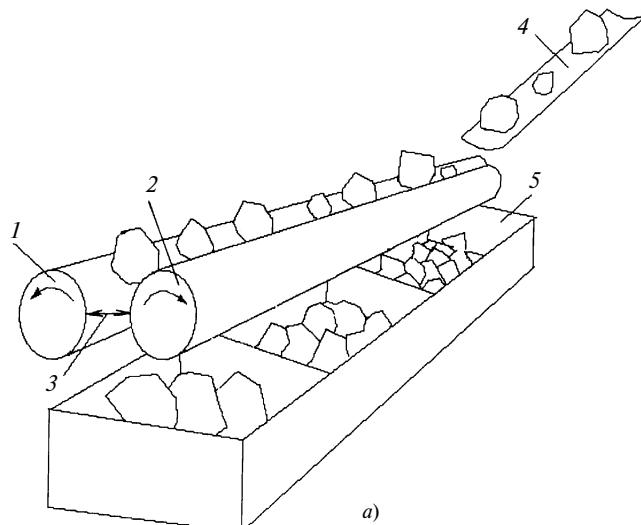
Авторами настоящей статьи предложены такие конструктивные исполнения устройств для сортировки твердых материалов по размерам (смотри заявки 2007124447/03 и 2007128538/1 на патенты), которые позволяют устранить указанные выше недостатки существующих устройств аналогичного назначения.

Суть предложенного технического решения сортировочного устройства по заявке 2007124447/03 (рис. 1, а) состоит в том, что оно включает в себя обычный круглый вибробункер 2, в котором конец спирального лотка 1 бункера стыкуется с началом горизонтально расположенного кольцеобразного лотка 4, образуемого наружной боковой стенкой бункера и днищем, выполненным наклонно к боковой стенке и сужающимся к концу лотка, под которым располагаются приемные емкости. Спиральный и горизонтальный лотки стыкуются посредством прорези 3. Под лотком 4 установлен набор емкостей 5, служащих для приема отсортированного на размерные фракции материала.

Предлагаемое устройство работает следующим образом. Исходный твердый материал в виде россыпи или кусков разных размеров, навалом загруженный в бункер 2, подается непрерывным потоком по спиральному лотку 1 в верхнюю часть бункера. Через прорезь 3 исходный материал направляется на наиболее широкую часть днища лотка 4 и далее перемещается вдоль лотка в сторону его сужения. Благодаря горизонтальному расположению лотка 4 скорость движения отдельных фракций, поступающих на него со спирального лотка 1, увеличивается и поэтому по лотку 4 они перемещаются уже с некоторым интервалом. При дальнейшем перемещении исходного материала по лотку 4 разные по размеру фракции, движущиеся вразрядку, будут свободно, не создавая каких-либо помех друг другу, падать с него в соответствующие емкости 5 сообразно с шириной днища лотка 4. Таким

образом, вся партия загруженного в вибробункер исходного материала за один прием будет рассортирована на группы разных по размеру фракций. На рис. 1, б представлена фотография действующего макета этого устройства. В качестве исходного материала, подлежащего сортировке, в вибробункер была загружена партия разных по размеру кристаллов соли. На рис. 1, б хорошо видно распределение кристаллов соли на семь размерных групп за один прием.

Суть технического решения сортировочного устройства по заявке 2007128538/11 заключается в том, что предлагаемое устройство (рис. 2, а) содержит два наклонно размещенных и вращающихся во взаимно противоположных направлениях валка 1 и 2. Валки расположены относительно друг друга под углом таким обра-



б)

Рис. 2

зом, что просвет 3 между ними увеличивается в сторону их наклона. Такое конструктивное исполнение устройства позволяет одновременно с транспортировкой исходного материала осуществлять и его сортировку или разделение, благодаря тому, что различные по размеру фракции будут проваливаться в просвет между валками во вполне определенных местах по длине валков. Над валками установлен загрузочный лоток 4, а под ними вдоль просвета размещены емкости 5, служащие для приема отсортированного по размерам материала. При работе валки вращаются в противоположных направлениях.

Изменением угла наклона валков или скорости их вращения можно в широком диапазоне изменять скорость транспортировки исходного материала по валкам и, соответственно, скорость его сортировки по размерам. Изменением угла между валками можно в широком интервале менять как число необходимых размерных групп для исходного материала, так и заданную точность размеров для каждой группы.

На рис. 2, б, в показаны действующие макеты описанного устройства для сортировки исходных материалов, в состав которых могут входить фракции, отличающиеся как по размерам, так и по форме. На рис. 2, б — это загруженные в устройство вперемешку зерна гречихи и проса с неизначительно отличающимися размерами, которые разделяются на три различные группы. В результате сортировки в одной группе оказываются только зерна проса, а в двух других группах — зерна гречихи, разделенные по размерам. На рис. 2, в показана сортировка твердых материалов, в ча-

стности деталей разной формы: в данном случае это были винты и гайки. После завершения процесса сортировки в группах не оказалось ни одной чужой детали. Следует отметить, что такое разделение исходного материала на существующих устройствах, базирующихся на способе просеивания, было бы невозможным.

Преимущество предложенных устройств для сортировки твердых материалов по размерам по сравнению с известными устройствами, работа которых основана на многократном просеивании исходного материала, заключается, во-первых, в том, что вся партия исходного материала сортируется на размерные фракции за один прием, что повышает эффективность процесса сортировки. Во-вторых, предложенные устройства просты по конструкции и надежны в работе, так как нет проблемы, связанной с очисткой ячеек сит от застрявших в них фрагментов сортируемых материалов. В-третьих, предложенные устройства надежно сортируют такие исходные материалы, которые по размерам и форме принадлежат к разным группам, чего не позволяют сделать известные устройства, базирующиеся на просеивании.

Все это говорит о том, что благодаря простоте конструктивного исполнения и высокой надежности работы, предлагаемые устройства могут найти самое широкое применение при сортировке и разделении сыпучих и кусковых твердых материалов, а также заготовок и деталей в разных отраслях промышленности и, в частности, при сортировке и разделении кристаллов и алмазов по крупности.

УДК 621-752:681.586.4

С. И. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук (г. Ижевск)

Средства для акустических испытаний машин

Представлен пакет средств в виде усилителя заряда, компрессора, АЦП, конвертора и математической модели вибрационной оценки состояния износа подшипников качения для использования с пьезоэлектрическими акселерометрами и микрофонами при испытаниях и регистрации вибрации и шума машин. Данные средства могут использоваться и при технической диагностике машин.

A set of facilities involving a charge amplifier, compressor, A/D converter, and mathematical model of vibration-based estimation of a rolling bearing wear state for use with the piezoelectric accelerometers and microphones at the testing and registration of machine's vibration and noise. These facilities may be used also at technical diagnostics of machines.

Одной из актуальных технических проблем является измерение параметров вибраций, ударов и шумов машин. Под влиянием длительно действующих нагрузок, вызывающих вибрации и шум, сокращается срок службы оборудования, ухудшается качество его работы. Они также оказывают вредное воздействие и на человека. Но, с другой стороны, известно, что, например, вибрации в строительстве можно использовать для раннего обнаружения неисправностей машин.

В данной статье рассмотрены используемые в настоящее время средства для сбора информации о вибрациях и шумах, позволяющие эффективно преобразовывать данные акселерометров и пьезоэлектрических микрофонов в цифровые значения их амплитуд с целью управления и хранения результатов акустических испытаний машин. Так, предварительная обработка может быть обес-

печена усилителем заряда [1], который может работать с кабелем длиной до $50 \div 100$ м в полосе частот $5 \div 60\,000$ Гц.

Операционный усилитель (ОУ) (рис. 1) при подключении к его инвертирующему входу электретного резистора (R_1 , R_2 , R_3 , конденсатор C_1) обеспечивает с помощью конденсатора C_2 глубокую отрицательную обратную связь. Поэтому длина кабеля почти не влияет на изменение коэффициента усиления в диапазоне рабочих частот пьезоэлектрических акселерометров и микрофонов, а наличие ОУ обеспечивает коэффициент усиления $K \approx C^0/C_2$ (C^0 — емкость датчика). С целью расширения полосы рабочих частот в низкочастотной области возможно введение положительной обратной связи — до возбуждения автоколебаний ОУ в радиочастотной области. При этом можно использовать логические элементы микросхем 1554.

Для передачи информации на заданное расстояние от датчиков физических величин до приборов анализа и обработки может служить также конвертор [2], представленный

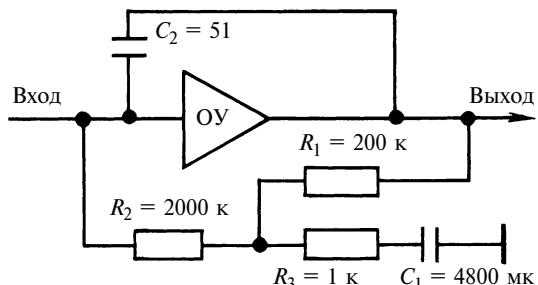


Рис. 1



Рис. 2



Рис. 3

на рис. 2. Генератор тока (или датчик физической величины) через резистор управляет генератором на дифференциальном усилителе. Последний вырабатывает пропорциональные электрические колебания (или последовательность импульсов напряжения), которые передаются по кабелю или радиочастоте к приемнику шины ПЭВМ.

При испытаниях машин на вибростендах обычно требуется, чтобы уровень воздействия энергии колебаний был постоянным. Такое постоянство может быть создано с помощью нового линейного компрессора, схема которого приведена на рис. 3. Сигнал от акселерометра проходит через усилитель заряда и поступает на компаратор энергии, который управляет реверсивным счетчиком. Код счетчика воздействует на цифроаналоговый преобразователь (ЦАП), который компенсирует изменения сигнала на выходе усилителя вибростенда до необходимого значения. Новым в данном устройстве является возможность контроля мощности воздействия по двоичному коду реверсивного счетчика. Схема простого компаратора энергии сигнала приведена на рис. 4. Она включает ОУ, в цепь отрицательной обратной связи которого входит выпрямительный мост V с транзистором T , выполненным по схеме генератора тока. С транзистора T напряжение поступает на ОУ₂, включенный по схеме дифференциального усилителя. Напряжение ОУ₂ сглаживается интегрирующей цепочкой RC . Далее напряжение RC (энергия сигнала) с помощью аналогового компаратора Ко сравнивается с нужным и поступает на управляющий вход счетчика СЧ. Компрессор может быть использован при измерении вибраций и шумов с целью предотвращения перегрузки аналого-цифрового преобразователя (АЦП).

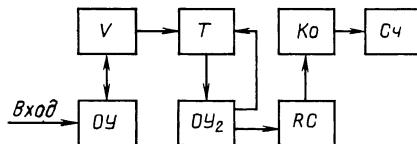


Рис. 4

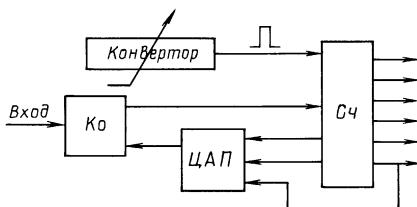


Рис. 5

По аналогичной схеме может быть изготовлен и АЦП [4] с повышенной до 32 разрядностью (рис. 5). Конвертор генерирует последовательность импульсов, управляющих входом реверсивного счетчика СЧ, а компаратор Ко напряжения, сравнивая значения напряжения сигналов на выходах усилителя заряда и ЦАП, управляет напряжением сложения-вычитания СЧ.

При акустических измерениях могут использоваться и типовые звуковые платы (ТЗП) ПЭВМ с соответствующим программным пакетом, например SAWStudio. Интерфейс SAWStudio [www.SAWStudio.com] похож на панель управления 10-дорожечным магнитофоном с микшером и 16-ти полосным эквалайзером. Необходимо отметить, что ТЗП обычно обеспечивают частоту квантования сигналов до 48 кГц при желательной в диагностике частоте 80÷120 кГц.

Драйвер связи АЦП и компрессора с ПЭВМ может быть разработан на основе контроллера прерываний и буферного регистра.

Например, для прерывания IRQ-23 и диапазона ввода-вывода I/O B800÷B8FF с диапазоном памяти FA020000÷FA0200FF выбираем драйвер Realtek RTL8139 Family PCI для ввода-вывода данных. Далее с помощью пакета DriverWizard [www.jungo.com] модернизируем и испытаем полученный машинный код применительно к установленным АЦП и компрессору.

Далее представим метод выявления значений износа механизмов, основываясь на обработке значений сигналов вибрации, например, методами SPM (S) и пик-фактора (P). Эти методы имеют шкалу оценки степени повреждений в виде трех интервалов от 0 до 100 %. Составим соответствующие зависимости указанных оценок с величиной износа 33, 70 и 100 %:

$$X = 0,1P + (0,1P)^2 + 0,055S + (0,055S)^2 + 100;$$

$$P = \{X + 0,07P + (0,07P)^2 + 0,03S + (0,03S)^2 + 70\};$$

$$S = \{X + 0,04P + (0,04P)^2 + 0,02S + (0,02S)^2 + 33\}.$$

Заменим квадраты переменных с целью осуществления итерации: $P^2 = N$, $S^2 = M$. Расчеты на QBasic:

```

X = 0,1; P = 0,1; S = 0,1; N = 0,1 M = 0,1
FOR I = 1 TO 9000 STEP 1
X = [0,1P + (0,1 · 0,1N) + 0,055S + (0,055 · 0,055M) + 100];
P = [X + 0,07P + (0,07 · 0,07N) + 0,03S + (0,03 · 0,03M) + 70];
S = [X + 0,04P + (0,04 · 0,04N) + 0,02S + (0,02 · 0,02M) + 33];
N = [X - 0,1P - 0,055S - 100 - (0,055 · 0,055M)]:(0,1 · 0,1);
M = [S - X - 0,04P - (0,04 · 0,04N) - 33 -
- (0,02S)]:(0,02 · 0,02).
NEXT I

```

Расчеты на QBasic дают следующий результат:

$$Y = 90,933 + 187,2836P + 150,4268S - 2698,534P^2 + 3278,292S^2,$$

где Y — износ подшипников качения, %, а показания Р и S приборов уменьшены в 10^3 раза для сходимости итерации.

Таким образом, мы получили дополнительное средство для акустического испытания состояния подшипников качения в процессе эксплуатации.

Данная схема измерения вибраций и шумов бытовой техники внедрена на ЗАО "ДС" г. Ижевска.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Усилитель заряда: заявка 20021144567 РФ.
2. Компрессор: заявка 2002112056/20 РФ.
3. Конвертор: заявка 2003107152 РФ: МПК G 01H/08.
4. Вульвет Дж. Датчики в цифровых системах. М.: Энергоиздат, 1981.

Международный форум "Высокие технологии XXI века" проходил с 22 по 25 апреля в Центральном выставочном комплексе "Экспоцентр". В подготовке и проведении форума приняли участие: Правительство Москвы, Министерство промышленности и энергетики РФ, Российская академия наук, ЦВК "Экспоцентр" и др. Форум проходил под патронажем Торгово-промышленной палаты РФ. В выставке приняли участие отечественные и зарубежные предприятия, специализирующиеся в области создания научноемкой продукции, а также государственные научные центры, вузы и академии. Свою продукцию на выставке показали 550 экспонентов из России и зарубежных стран. В статье приведено краткое описание экспонатов и предложений предприятий-разработчиков, а также сбытовых организаций.

Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН (ИМАШ) г. Москва показал на выставке новые разработки — системы и технологии для упрочнения и наплавки.

Технологии лазерного упрочнения наплавки поверхностей трения, а также системы управления лазерным лучом в пространстве являются одним из приоритетных направлений повышения износостойкости и надежности узлов трения и рабочих органов машин. Лазерные технологии обеспечивают локальный нагрев с минимальными деформациями и охлаждение по механизму "теплопроводность вглубь материала без применения охлаждающих сред". Получение высоких физико-механических свойств связано с высокими скоростями нагрева $10^4 \div 10^6 \text{ }^{\circ}\text{C}/\text{s}$. при этом плотность мощности может меняться в пределах $10^4 \div 10^5 \text{ Вт}/\text{см}^2$.

Технологии лазерного упрочнения и наплавки разработаны с применением сканирующих устройств для выравнивания и регулирования плотности мощности по сечению лазерного пятна при колебаниях луча с частотой $150 \div 600 \text{ Гц}$.

Лазерная наплавка — технология наплавки порошковых металлических покрытий на поверхности трения, применяется для нанесения на новые и восстановления изношенных поверхностей деталей. Толщина наплавленного слоя $0,5 \div 2 \text{ мм}$, его твердость от 25 до 75 HRC в зависимости от состава порошкового материала.

Лазерный раскрой металлических и неметаллических материалов. Толщина разрезаемого материала: низкоуглеродистая сталь — до 20 мм, коррозионно-стойкая сталь — до 15 мм, алюминий — до 10 мм, — при мощности лазерной установки до 13 кВт.

В институте также разработаны лазерные системы: с подвижным порталом с размещенной на нем кареткой с неподвижным столом (три одновременно управляемые координаты, рабочее поле обработки $1500 \times 1200 \times 200 \text{ мм}$ и $3000 \times 1500 \times 500 \text{ мм}$);

с неподвижным порталом, с размещенной на нем кареткой с подвижным столом (две одновременно управляемые координаты, вертикальная координата со следящей системой, зона обработки $1200 \times 1700 \times 200$ и $1500 \times 3000 \times 300 \text{ мм}$);

с подвижной консолью и устройством для вращения детали (три одновременно управляемые координаты), размеры детали — $\varnothing 300 \times 1500 \text{ мм}$;

автоматизированная линия для лазерного упрочнения и наплавки деталей сложной пространственной формы и тел вращения. Габаритные размеры линии $5600 \times 2200 \times 1900 \text{ мм}$.

Лазерная система для упрочнения деталей и точного раскроя листового материала осуществляет лазерную закалку сталей 45 и 40Х с твердостью упрочненного слоя $57 \div 60 \text{ HRC}$, что невозможно обеспечить традиционными методами термической обработки. Глубина закалки $0,9 \div 1,2 \text{ мм}$. Мощность излучения 2,5 кВт; перемещения по осям: X — 1700 мм, Y — 1200 мм, Z — 300 мм при скорости перемещения 20 м/мин; точность позиционирования 0,05 мм. Применение лазерной резки дает возможность отказаться от применения дорогостоящих вырубных и просечных штампов, кондукторов и шаблонов. Скорость лазерной резки стального листа толщиной 1 мм при мощности излучения 2,5 кВт достигает 10 м/мин.

ОАО "ЛЕНПОЛИГРАФМАШ" демонстрировал свои новые разработки.

Вентильный дисковый двигатель для использования в качестве сервопривода или компактного бесконтактного двигателя постоянного тока с программируемым управлением. Для управления вращением ротора двигателя использован преобразователь напряжения — трехфазный конвертор тока с высокочастотной широтно-импульсной модуляцией. Управление конвертором осуществляется с помощью электронного модуля-контроллера; электропитание двигателя — от однофазной сети переменного тока или от сети постоянного тока напряжением $60 \div 120 \text{ В}$. Частота вращения ротора до 3000 мин^{-1} , момент на валу ротора двигателя не менее $3 \text{ Н} \cdot \text{м}$, мощность двигателя 1,5 кВт, его габаритные размеры $160 \times 160 \times 190 \text{ мм}$.

Запоминающее устройство мод. СЭНЗУ-512 для хранения информации в электронном виде в энергонезависимой памяти при эксплуатации в жестких условиях. Устройство сохраняет свои параметры даже после погружения в воду и падении с высоты 1 м. Оно обеспечивает запись, чтение и стирание файла. Максимальный размер записываемого файла до 458717 байт. Скорость обмена информацией с ПЭВМ устанавливается программным обеспечением со скоростью 115200 бит/с. Время чтения файла максимального объема при скорости обмена 115200 бит/с не более 60 с, время ее хранения не менее трех лет. Габаритные размеры устройства $55 \times 85 \times 9 \text{ мм}$.

Государственное научно-производственное объединение точного машиностроения "Планар" (г. Москва) предложило на выставке свои разработки: оптико-механическое и контрольно-измерительное оборудование; линейные приводы, шаговые электродвигатели, различные системы управления. Приведем краткое описание лишь некоторых.

Пост микроконтроля мод. МК-3 — инспекционный и измерительный комплекс на базе микроскопа МИ-1 для контроля и измерения структуры, состава и свойств металлов и сплавов при производстве, при входном контроле металлов в машиностроении. Пост микроконтроля оснащен высококачественной оптикой с увеличенным полем наблюдения. Пятипозиционная электромеханическая револьверная головка позволяет рассматривать объекты без существенных потерь времени на их поиск при изменении увеличения (при смене объектива резкость остается практически неизменной, а наблюдаемый элемент остается в центре поля зрения). Пост позволяет осуществлять TV контроль и компьютерный анализ изображения. Рабочий стол имеет ручное управление, ход стола по координатам X и Y не менее 25 мм, поворот стола вокруг

оси $\pm 15^\circ$, величина фокусировки 7 мм. Питающее напряжение 220 В. Габаритные размеры $750 \times 350 \times 420$ мм, масса до 34 кг.

Манипулятор мод. ЭМ-4725 для размещения ЧИП компонентов на печатных платах методом поверхностного монтажа. Базовый вариант манипулятора оснащен X—Y позиционером с головкой присоединения компонентов. В зависимости от собираемого изделия манипулятор может оснащаться различными приспособлениями: оптико-телеизационной системой совмещения; поворотным многоместным столом со специальными столиками для компонентов россыпью; устройством ручной подачи компонентов; дозатором для размещения и нанесения клея или паяльной пасты; устройством для пайки струей горячего газа; электрическим вакуумным насосом для автономной работы. Размер печатных плат 50×50 мм и 250×350 мм, мощность 80 Вт. Габаритные размеры $730 \times 600 \times 230$ мм, масса 20 кг.

Лазерная установка мод. ЭМ-237 для маркировки или гравировки широкой номенклатуры изделий из металла, керамики, пластика и других материалов методом управляемого испарения материала в зоне воздействия излучения. Средняя мощность излучения лазера 25 Вт. Размеры рабочего поля 100×100 мм. Тип формирования изображения — контурный растровый. Время маркировки 10 знаков/с. Питающее напряжение установки 380 или 220 В, потребляемая мощность 6,5 кВт. Ее габаритные размеры $2000 \times 850 \times 1200$ мм, масса 250 кг.

Линейный шаговый прецизионный привод серии МКС-2005 для транспортирования инструментов и материалов в зону выполнения технологических операций в специальном технологическом оборудовании. Планарная двухосевая конструкция привода обеспечивает высокую точность перемещений и реализацию сложных траекторий движения одновременно нескольких индукторов. Точность позиционирования ± 5 мкм. Максимальное перемещение индуктора по оси X — 295 мм, по оси Y — 210 мм; максимальная скорость перемещения 0,25 м/с. Привод оснащен интерфейсом дистанционного управления PS-232. Габаритные размеры привода $640 \times 426 \times 105$ мм, масса 68 кг.

Московский институт стали и сплавов (г. Москва) представил на выставке *коррозиметр мод. КМ-МИСиС*, предназначенный для эксплуатации в производственных и лабораторных условиях. Он оснащен интерфейсом управления и ввода/вывода данных. Прибор выполнен на современных микропроцессорных микросхемах с аналогоцифровым вводом/выводом данных и результатов измерений. Интерфейс прибора разработан на базе управляющих программ для микропроцессоров с AVP архитектурой. Программой коррозиметра предусмотрена возможность введения параметров, позволяющих оценивать скорость коррозии различных марок сталей и установку нуля. Прибор осуществляет измерение скорости коррозии в электропроводных агрессивных средах на основе метода поляризационного сопротивления и определение марок сталей в эксплуатационных условиях. Длительность измерений 30 мин. Электропитание прибора от батареек или аккумулятора напряжением 9 В. Рабочие условия эксплуатации: температура окружающей среды $10 \div 35^\circ\text{C}$ при относительной влажности $30 \div 80\%$. Габаритные размеры коррозиметра $190 \times 105 \times 55$ мм, масса без электродов 0,35 кг.

ЦНИИ технологии судостроения (г. Санкт-Петербург) предложил для предприятий машиностроения различное оборудование.

Машину мод. РИТМ-МА для тепловой резки листового проката и плит шириной до 2 м. Машина оснащена: новыми источниками питания дуги, обеспечивающими высокое качество плазменной резки и повышенный ресурс быстроизнашающихся частей плазмотрона; устройством стабилизация высоты плазмотрона; системой автоматического режима подачи кислорода в процессе резания; современной системой ЧПУ и приводами. Толщина разрезаемого металла: микроплазменной резкой $1 \div 20$ мм; плазменной резкой $1 \div 60$ мм; кислородной резкой $4 \div 200$ мм. Максимальный ток при плазменной резке 400 А. Ширина разрезаемого листа 2 м, длина от 6 м до ∞ . Скорость перемещения резака $0,1 \div 12$ м/мин. Питающее напряжение машины 380 В.

Трубогибочный станок мод. СТГ-ИН с нагревом током высокой частоты для гибки труб из углеродистых и коррозионно-стойких сталей, цветных металлов и сплавов титана. Оснащен системой водяного или воздушного охлаждения зоны нагрева трубы и устройством контроля температуры нагрева на базе пиromетра с лазерным целеуказателем. Диаметр изгибаемых труб $45 \div 377$ мм, длина 9000 мм. Максимальный угол гибки 180° . Установленная мощность станка 250 кВт, его масса 9,8 т.

Многофункциональный гибочно-правильный станок мод. МГПС-25 для холодной гибки и правки листовых деталей сложной формы из сталей различных марок и цветных металлов толщиной до 20 мм методом бесштампового ротационно-локального деформирования. Использование роликовой гибочной оснастки или универсальной матрицы обеспечивает возможность получения необходимой постоянной или переменной одинарной или двойной кривизны поверхности листовой детали. Максимальная ширина обрабатываемого листа 2,5 м, длина листа ограничена возможностями кранового оборудования для поддержания листа в процессе гибки. Наибольшее усилие гибки 250 кН. Скорость подвода верхнего гибочного ролика 30 мм/с. Установленная мощность станка 11 кВт. Его габаритные размеры без пульта управления и гидростанции $4920 \times 5300 \times 3500$ мм, масса 10 т.

Машину термической резки "РИТМ М ПКП2,5 ЗР" для резания листового проката из углеродистых сталей с одновременной разделкой кромок под сварку. Оснащение машины системой управления на базе промышленного компьютера с цифровыми приводами и вентильным двигателем обеспечивает высокую надежность при эксплуатации. Толщина разрезаемого листа одним резаком до 100 мм, толщина разрезаемого листа с разделкой кромок до 60 мм, ширина разрезаемого листа до 2500 мм, угол обрабатываемой фаски $15 \div 55^\circ$. Машина оснащена тремя резаками, скорость их перемещения $0,1 \div 12$ м/мин. Питающее напряжение машины 380 В.

Компания "Вакуум ЭСТО" (г. Москва, Зеленоград) демонстрировала свои новые разработки. Приведем краткое описание некоторых экспонатов.

Вакуумно-технологическая установка мод. Caroline 12A предназначена для магнетронного напыления на керамические, кремниевые и другие подложки диаметром до 100 мм. Установка может быть укомплектована четырьмя магнетронами (например, PC, Cr, Cu, Ni) или тремя магнетронами и источником термического испарения. На установке можно производить напыление: резистивных пленок из материалов PC-3710, PC-5406, PC-1004 и т. п.;

пленок титана, нитрида или окиси титана; нитрида тантала; алюминия толщиной до 15 мкм; меди толщиной до 15 мкм; двуокиси и нитрида кремния. Перед напылением, с целью улучшения адгезии напыляемых слоев поверхность изделия очищают ионным источником постоянного тока. Кроме того, изделие нагревают до 50÷250 °С. Работает установка при температуре окружающей среды 15÷30 °С и относительной влажности до 65 %. Питание установки осуществляется от трехфазной четырехпроводной сети с нулевым проводом переменного тока, напряжением 380 В. За один рабочий цикл на установке можно обработать 12 подложек. Время подготовки установки к работе с учетом "разгона" крионасоса не более 110 мин. Ее габаритные размеры 1300 × 850 × 2000 мм, масса 1,85 т.

Вакуумно-технологическая установка мод. Caroline 12B1 представляет собой автоматизированную установку для магнетронного напыления на металлические изделия — лопатки турбин, инструменты и др. Установка укомплектована четырьмя парами магнетронов с размерами мишени 440 × 100 × 6 мм. Она имеет автономный нагрев изделий и ионный источник для очистки. Установка напыляет материалы типа многослойных периодических нанослоев (суперлатик) различных материалов (например TiN—AlN) или 3-D нанокомпозитные покрытия на основе нитридов титана, алюминия и кремния. Установка обеспечивает: очистку поверхности изделий перед напылением для улучшения адгезии напыляемых слоев с помощью ионного источника постоянного тока; стабилизацию заданного расхода технологических газов по трем каналам и контроль расхода газа по каждому каналу; выполнение технологического цикла в автоматическом режиме по заданной программе. Установка оснащена двумя блоками питания магнетрона, блоком питания ионного источника и блоком подачи смещения на барабан-подложодержатель. Питающее напряжение установки 380 В. Размеры обрабатываемых подложек Ø 80 × 400 мм. Мощность генератора смещения 4 кВт.

Регулируемый рабочий ток магнетронов 3÷30 А. Время подготовки установки к работе с учетом "разгона" крионасоса не более 100 мин. Габаритные размеры установки 1300 × 850 × 3000 мм, масса 2,5 т.

Компания BUEHLER LTD (США) — лидирующий производитель научного оборудования предложила для российского рынка свою продукцию. Приведем краткое описание некоторых образцов.

Абразивный отрезной станок мод. Power Met 3000 с автоматическим управлением и перемещением рабочего диска и столика с образцом по осям X и Z для параллельных резов и линейной резки. Микрометрическое автоматическое перемещение отрезного круга по оси X до 120 мм для серийной резки и параллельных резов. Станок оснащен рабочей камерой размерами 410 × 310 мм и двумя люминисцентными лампочками. Электронный тормоз быстро останавливает рабочий диск в случае открытия кожуха (нажатие кнопки STOP). Диаметр отрезного диска до 400 мм. Максимальная глубина реза на станке до 140 мм, длина реза до 210 мм. Мощность двигателя привода станка 5,5 кВт, питающее напряжение 380÷415 В. Габаритные размеры станка 1540 × 1010 × 1020 мм, масса 400 кг.

Пресс мод. Simplimet 1000 для горячей запрессовки образцов. Загрузка, нагрев, сжатие, охлаждение и выгрузка образцов происходят в автоматическом режиме. Стандартная двойная пресс-форма с промежуточным цилиндром позволяет запрессовывать два образца одновременно. Жидкокристаллический дисплей и сенсорная панель управления упрощают работу пресса. Питающее напряжение пресса 220 В. Его габаритные размеры 405 × 520 × 580 мм, масса 33 кг.

Выставка прошла с большим успехом, ее посетили специалисты различных отраслей промышленности. В рамках выставки прошла Международная конференция "Высокие технологии — стратегия XXI века", на которой обсуждались стратегические вопросы развития российского высокотехнологического комплекса.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Обзорение зарубежных изданий

American Machinist. 2008. Nr. 3

Новые фрезы, с. 11, ил. 1.

Описаны фасочные фрезы C-Cutter Mini с режущей частью минимального диаметра фирмы BIG Kaiser для обработки с очень высокими частотой вращения и подачей. Предлагаются фрезы с одной квадратной режущей пластиной и с четырьмя режущими пластинами.

Микросверла, с. 14, ил. 1.

Продукция серии MiquDrill фирмы Mikron Tool включает центровочные сверла диаметром от 0,1 до 6 мм, которые одновременно снимают фаску под углом 90° или 120°, короткие микросверла MiquDrill 200 диаметром до 1,5 мм без покрытия для сверления отверстий глубиной до 3Д и универсальные микросверла MiquDrill 210 диаметром до 3 мм.

Фрезы для обработки алюминия, с. 15, ил. 3.

Торцевые насадные фрезы KSCM AluMill фирмы Kennametal диаметром от 63 до 315 мм предназначены для высокоскоростной и высокопроизводительной обработки блока и головки блока цилиндров автомобиля. Конструкция корпуса фрезы обеспечивает уменьшение массы, увеличение жесткости и демпфирование вибраций.

Фрезы для обработки титана, с. 16—19, ил. 3.

Фирма MAG Maintenance Technologies выпускает концевые фрезы Mega-Flute диаметром 50,8 мм с цилиндрическим хвостовиком для обработки глубоких полостей в деталях из тита-

нового сплава Ti-5553. Фрезы работают с подачей 2540 мм/мин и обеспечивают съем материала до 50 см³/мин.

Система охлаждения, с. 24, 25, ил. 1.

Система охлаждения фирмы Dorian Tool International использует корпус токарного резца Jet-Stream для подачи охлаждающего воздуха или СОЖ в зону резания, что позволяет выполнять токарную обработку и нарезание резьбы с высокими скоростью резания и подачей.

Охлаждающее средство, с. 25, ил. 1.

СОЖ KoolRite 2580 фирмы JTM Products сочетает многие положительные свойства традиционных синтетических СОЖ и масляных эмульсий. Она представляет собой химическую эмульсию и не содержит растительных и минеральных масел. Применение этой СОЖ при обработке сплава алюминия 6061 T6 повышает стойкость сверл и метчиков на 10÷15 % по сравнению с высококачественными синтетическими СОЖ.

Haftl L. Модернизация ПО системы CAM, с. 32—35, ил. 4.

Под модернизацией ПО понимают изменения, способствующие повышению качества обработки без увеличения времени обработки, позволяющие обрабатывать более сложные детали и упрощающие создание надежных программ. Приведен краткий анализ рынка и разработчиков ПО системы CAM.

Программное обеспечение, с. 40, ил. 1.

Фирма Datron Dynamics выпустила ПО на базе Windows версии 8 для управления многоцелевыми станками, шпиндель которых вращается с частотой до 60 000 мин⁻¹. Новая версия имеет

функцию библиотеки, в которой оператор может создавать свои собственные библиотеки, содержащие множество макросов. Доступ в библиотеку возможен непосредственно через меню.

Bates Ch. Загрузка шлифовальных станков, с. 52—54, ил. 3.

Фирмы Studer Mikrosa (Германия) и Ewag AG (Швейцария) выпускают новые шлифовальные станки с возможностью дальнейшей автоматизации загрузки. Так, фирма Ewag располагает своими мелкими внутришлифовальными станками вокруг робота со специальными зажимными устройствами, обслуживающего эти станки. Станки фирмы Studer Mikrosa могут иметь встраиваемые высокоскоростные устройства для загрузки, а бесцентрово-шлифовальные станки загружаются с помощью ременных транспортеров или роликовых склизов.

Установка для резки лазером, с. 54—56, ил. 2.

Ультраскоростная установка фирмы Pima North America для резки лазером с синхронизацией перемещения главной и вспомогательных осей, спаренная с автоматизированной системой подачи обрабатываемого материала, представляет конкурентоспособную альтернативу механическим ножницам и установкам плазменной резки. Описываемая установка способна вырезать 1000 отверстий в минуту, а скорость может достигать 20,3 м/мин при разрезании листов толщиной до 3,2 мм.

Benes J. Установки для маркировки лазером, с. 58—60, ил. 4.

Лазерная маркировка режущих инструментов, деталей и узлов, представляющая собой бесконтактный термический процесс, имеет ряд преимуществ. Процесс осуществляется твердым лазером в газовой среде (CO_2 или гелий—неон). Описываются принцип работы и способы контроля лазерных установок, а также типы лазеров и влияние материала детали на результаты маркировки. В качестве примера рассматривается установка Express 10EV фирмы Telesis Technologies.

Крупные токарные станки, с. 63, 64, ил. 2.

Описываются крупные токарные станки фирмы Doosan Infracore. Станок Puma 480 предназначен для обработки деталей диаметром 650 мм и длиной 1016 мм. Мощность привода шпинделя 44,5 кВт, врачающий момент 4046 Н·м, рабочее усилие по оси Z — 20 кН. Станок Top-Turn S50 имеет патрон диаметром 305 мм, высоту центров 635 мм, длину перемещения по оси X — 660 и по оси Z — 6000 мм.

Обработка на поддонах, с. 68, 69.

Описывается опыт фирмы Bombardier Aerospace по применению поддонов при механической обработке деталей. Речь идет о производственном участке, включающем четыре горизонтальных четырехосных станка с системой на 28 поддонах и один вертикальный пятикоординатный станок с системой из восьми поддонов, на котором обрабатываются 240 разных деталей.

ASME. Journal Manufacturing Science and Engineering. 2007. Vol. 129. Nr. 2

Fathima T. et al. Моделирование прецизионного шлифования с правкой круга в процессе шлифования, с. 296—302, ил. 7, табл. 3, библ. 13.

Сообщается о модели электролитического прецизионного шлифования с правкой шлифовального круга. В ней учтены изменения электрохимической реакции во время процесса шлифования, а также показано влияние электрохимического окисления активной поверхности шлифовального круга, выражющееся в снижении контактных модулей и коэффициентов трения между кругом и поверхностью шлифуемой детали.

European Tool and Mould making. 2007. Vol. 9. Nr. 6

Программа управления производством для повышения эффективности и прибыльности, с. 16, ил. 1.

Представлено ПО MyWorkPlan Scheduler версии 2 фирмы Sescoi International SAS (Франция), предназначенное для контроля производственных расходов на мелких и средних предприятиях по производству литейных форм, штампов, опытных образцов и пр. Отмечена возможность повышения эффективности их производства на основе анализа работы за предшествующий период и принятия предупредительных мер, направленных на исключение перегрузки.

Электроэррозионные станки для прошивки отверстий, с. 69, ил. 1.

Фирма Heun GmbH (Германия) выпускает серию станков для прошивки отверстий диаметром до 0,1 мм на глубину до

1800 мм при скоростях подач до 200 мм/мин. Изготавляются специальные станки с ЧПУ, имеющие до девяти управляемых координат. В сочетании с разработанной фирмой ЧПУ типа APos используются средства детектирования повреждения электродов в процессе прошивки.

European Tool and Mould making. 2007. Vol. 9. Nr. 7 (сентябрь)

Пятикоординатный многоцелевой станок фирмы Kitamura Machinery, с. 48.

На многоцелевом станке MyTrunnion-1 сложные прецизионные детали обрабатываются при тяжелых и чистовых режимах резания. Плоские направляющие скольжения обеспечивают, с одной стороны, высокие жесткость и демпфирующую способность, с другой — быстрые перемещения на скоростях до 50 м/мин по осям X и Y и до 36 м/мин по вертикальной оси Z . В результате образуются обработанные поверхности высокой чистоты. Такие характеристики станка позволяют выполнять резание на тяжелых режимах и финишную обработку.

Серия крупногабаритных фрезерных центров, с. 51, ил. 1.

На выставке EMO 2007 фирма Breton S. p. A. (Италия) представила серию Matrix крупногабаритных фрезерных центров портальной компоновки, предназначенных для высокоскоростной обработки (как черновой, так и чистовой) форм и штампов для аэрокосмических изделий. Используются три или пять управляемых осей. Конструкция станка рассчитана МКЭ, что обеспечивает получение высокой точности обработки при быстрых перемещениях, в том числе при высоких нагрузках и напряжениях.

Вертикальный обрабатывающий центр, с. 54.

Вертикальный центр мод. CFV-1050Si британской фирмы Cincinnati Machine Ltd оснащен шпиндельным узлом с верхним пределом частоты вращения 20 000 мин⁻¹. На нем осуществляется высокоскоростное резание при изготовлении форм, штампов и изделий для аэрокосмической отрасли. Скорость быстрых перемещений составляет 36 м/мин (по заказу 46 м/мин). Перемещения по осям X , Y и Z равны соответственно 1050, 540, 560 мм.

Сверлильный станок для глубоких отверстий, с. 57, ил. 1.

На выставке EMO 2007 в Ганновере фирма IMSA S. r. I. (Италия) экспонировала центр мод. MF 1000/2F для глубокого сверления, оснащенный также фрезерным шпинделем. Станок предназначен для сверления глубоких отверстий в формах среднего размера. Наибольший диаметр заготовки составляет 1600 мм, масса 4500 кг. За один проход сверлятся отверстия глубиной до 1000 мм. В цельной заготовке обрабатываются отверстия диаметром от 4 до 25 мм, рассверливаются — до диаметра 32 мм. Фрезерный узел расположен на одной бабке со сверлильным, но узлы имеют разные приводы.

Пятикоординатные обрабатывающие центры, с. 58, ил. 3.

Швейцарская компания GF AgieCharmilles представила на выставке EMO 2007 пятикоординатные обрабатывающие центры дочерней фирмы Mikron. Станок мод. HPM 600 U модульной конструкции предназначен для изготовления инструментов, форм и других высококачественных изделий. Для перемещения по двум круговым осям применяются прямые приводы от двигателей. Центр имеет рабочую зону размерами 800 × 800 мм. Расстояние от торца вертикального шпинделя до стола (ось Z) составляет 700 мм.

Система CAD/CAM для программирования контурной обработки, с. 59, ил. 1.

Система CAD/CAM WorkNC G3, которую французская фирма Sescoi International SAS экспонировала на выставке EMO 2007, предназначена для программирования обработки по пяти управляемым координатам. Разработан эргономичный графический интерфейс, реализующий геометрические построения, анализ, подготовку и верификацию программ обработки.

Устройство для размерной настройки инструмента, с. 76, ил. 1.

Характерной особенностью устройства для размерной настройки инструмента 35 40 Pick Up, которое германская фирма M&H Ivtessstechnik GmbH экспонировала на выставке EMO 2007, является его установка вне рабочей зоны станка рядом со столом на небольшом фланце. Устройство для настройки (с точностью 2 мкм) вручную или автоматически инструмента из инструментального магазина обрабатывающего центра устанавливается перед началом обработки и убирается после обработки.

Информация передается инфракрасными лучами. Исключается попадание на устройство стружки и СОЖ.

European Tool and Mould making. 2007. Vol. 9. Nr. 8 (октябрь)

Серия обрабатывающих центров, с. 35, ил. 2.

Швейцарская фирма GF AgieCharmilles поставляет серию трехкоординатных вертикальных обрабатывающих центров Mikron HPM, предназначенных для высокоскоростного резания. Встроенные инструментальные магазины имеют 30 или 60 гнезд; смена инструментов занимает менее 2 с. Станки эффективны в широкой области работ — от прототипирования до изготовления форм и инструментов, в том числе и в автоматизированном режиме. Предусмотрена круглогодичная работа центров.

Токарный станок с ЧПУ, с. 39, ил. 1.

Фирма Emco Maier GmbH (Австрия) выпустила станок мод. EmcoMATIC E160, оснащенный обучаемой системой ЧПУ Easy Cycle. При программировании оператор получает указания от специального руководства; осуществляется графическое моделирование характеристик обрабатываемых деталей. Станок эффективен в условиях мелкосерийного производства, а также при изготовлении единичных изделий.

Роботизированная система манипулирования спутниками, с. 40, ил. 1.

На выставке EMO 2007 швейцарская компания Erowa AG экспонировала автоматизированную систему Robot Heavy, которая может доставлять спутники с деталями массой до 500 кг к трем станкам. Транспортируются спутники Erowa MTS размерами 600 × 800 мм на расстояния до 1500 мм. Робот поворачивается в пределах 350°. Число загружаемых деталей — до 10. Несколько обрабатывающих центров обслуживаются одновременно.

Werkstatt und Betrieb. 2007. Nr. 12

Hobohm M. Новая продукция фирмы Iscar Germany, с. 26, 27, ил. 3.

Режущие пластины серии Sumo-Tec эффективно сочетают новый твердосплавный субстрат и покрытие, наносимое комбинированным методом CVD-PVD. Двусторонние пластины типа Helido с положительной геометрией предназначены для фрез.

Зажимные устройства, с. 28, 29, ил. 2.

В зажимных устройствах фирм Mapal и Aradex для закрепления режущих инструментов применяется мехатронное устройство Clamp-by-Wire, контролирующее и регулирующее усилия зажима и разжима инструмента с помощью линейного двигателя, т. е. исключительно с помощью электрического тока. Это позволяет бесступенчато регулировать усилие зажима и закреплять инструменты, при работе которых возникает поперечная сила. Для инструмента любых размеров время зажима 150–200 мс, разжима — 30 мс.

Werkstatt und Betrieb. 2008. Nr. 1/2

Стратегия изготовления элементов приводов, с. 13, ил. 1.

На 9-й конференции в Дармштадте (октябрь 2007 г.) рассматривались производственные возможности и технологические проблемы, связанные с изготовлением элементов приводов новой концепции. Речь шла об обработке резанием новых высокопрочных материалов, включая сплавы титана, о новациях в области режущих инструментов, металлорежущих станков и измерительного оборудования.

Оборудование фирмы Heller Automotive, с. 14, ил. 2.

Описано оборудование, предназначенное для загрузки обрабатываемых деталей и узлов в автомобильной промышленности. Предлагаются три варианта загрузки, отличающиеся степенью автоматизации: ModuleLineManual MLM — ручная загрузка с помощью роликового транспортера; ModuleLineAutomated MLA — автоматическая загрузка с помощью робота или грузоподъемного устройства; ModuleLineSystem MLS — автоматическая загрузка с помощью отдельно стоящего автоматического устройства MHS.

Зажимные устройства, с. 32, 33, ил. 2.

Описываются специальные зажимные устройства фирмы Röhm GmbH, обеспечивающие автоматизацию не только закрепления, но и загрузки/выгрузки при обработке зубчатых колес на хонинговальном станке (вместо шлифования).

Шлифование режущих инструментов, с. 34, 35, ил. 3.

Описаны регулируемые люнеты со сменным базовым вкладышем и гидравлические люнеты Arobotech фирмы Alca GmbH,

обеспечивающие высокую точность размеров и качество поверхности при шлифовании режущих инструментов, например сверл, длина которых достигает 30Д.

Klingauf W. Современные шлифовальные станки, с. 36—38, ил. 5.

Описаны шлифовальные станки Helitronic Basic и Helitronic Vision фирмы Walter Maschinenbau с ЧПУ серии 310i-A5 фирмы Fanuc, которые эффективны при шлифовании и заточке концевых режущих инструментов с различной геометрией режущей части.

Многоцелевой шлифовальный станок, с. 39, ил. 1.

Фирма Fienmechanik Michael Deckel предлагает многоцелевой шлифовальный станок Flexus, сочетающий универсальность и высокую производительность. Станок эффективен при шлифовании сложных режущих инструментов, включая твердосплавные многоугольные режущие пластины и расточные головки.

Itterheim C. Моделирование режущих инструментов, с. 40—42, ил. 3.

Фирма ISBE GmbH разработала программу Tool-Designer "WinNut" для быстрого и точного моделирования и расчета профиля стружечных канавок ступенчатых сверл как объемной поверхности. Это позволяет существенно уменьшить затраты при шлифовании.

Werkstatt und Betrieb. 2008. Nr. 3

Poscharsky H. Инструменты фирмы Fette, с. 36—39, ил. 6.

Фирма Fette разработала многослойное покрытие "IQ Plus", сенсорные радиальные роликовые головки типа ES для автоматизации накатывания резьбы, микрофрезы и насадные фрезы с многоугольными режущими пластинами "MultiEdge 4Feed".

Biermann D. et.al. Первые сверла, с. 44, 46, 48, 49, ил. 5.

Описываются новые первые сверла конструкции института обработки резанием технического университета г. Дортмунда. Сверла отличаются скруглением режущих кромок, что уменьшает их износ и повышает стабильность процесса резания. Исследования при обработке улучшенной легированной стали 42CrMo4 + QT и аустенитно-ферритной коррозионно-стойкой стали X2CrNiMoN22-5-3 со скоростью 60 м/мин и подачей 0,03 мм/об показали, что скругление режущих кромок не оказывает заметного влияния на вращающий момент при сверлении.

Программное обеспечение, с. 84, 86, ил. 4.

ПО версии G3 системы CAM/CAM "WorkNC", разработанное фирмой Sescoi GmbH, расширяет возможности моделирования, визуализации и редактирования. Описывается применение ПО при моделировании траектории фрезы и процесса фрезерования до начала обработки, а также при выборе стратегии обработки с учетом простоты обслуживания и точного выполнения задачи обработки.

Программное обеспечение, с. 88, 90, ил. 4.

Экономичность, надежность и долговечность — требования, которым удовлетворяет ПО системы CAM фирмы Camtech GmbH. Практическое применение ПО рассматривается на примере моделирования формы лопастей крыльчатки паровой турбины.

Фрезерная головка, с. 95, ил. 1.

Фирма F. Zimmermann GmbH предлагает трехосную фрезерную головку M3 ABC. Головка обычного исполнения имеет ось C, которая поворачивается относительно оси Z, и горизонтальную ось A, перпендикулярную оси C. В позиции A = 0 головка имеет жесткий упор, т. е. при повороте оси C отсутствуют вибрации шпинделя.

Stolzer A. Изготовление гидравлических цилиндров, с. 100, 102, 104, ил. 5.

Описывается оптимизация изготовления гидравлических цилиндров для вилочного погрузчика путем внедрения комплексной автоматической производственной системы фирмы Kasto Maschinenbau GmbH & Co. KG, обеспечивающей подготовку заготовок, отрезку на пильном станке, механическую обработку, мойку, сварку корпуса и крышки и окончательную сборку. Система управляет процессором, определяющим последовательность операций обработки и подачу заготовок.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru