ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

4

2018

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

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

Адрес редакции:

107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495)-661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз».
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: **www.aov.ru**

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Исследование характеристик центробежных погружных насосов . . . 3

Горленко О. А., Шалыгин М. Г., Макаров Г. Н. — Устранение защемления жидкости в межзубовом пространстве шестеренного насоса . . . 6

Нижегородов А. И. — Исследование параметрического режима вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний . . . 10

Рызванович А. Я., Шмулевский В. Б., Генералов В. А. — Приводы с крутильными колебаниями скорости для ударно-прерывистого резания . . . 16

Чувейко М. В., Синяк Д. В. — Использование синергетической концепции управления в классической задаче стабилизации системы "Ball and Beam" с учетом трения . . . 20

Шишкарев М. П. — Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт в приводах машин . . . 23

Стенин В. А. — Уточнение методики динамического расчета кривошипно-шатунного механизма дизеля . . . 31

Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Евельсон Л. И., Камынин В. В., Кузнецов С. С. — Влияние мультифрактальных параметров микроструктуры чугунов на их прочностные и трибологические показатели . . . 33

Железнов Г. С., Андреева С. Г. — Определение среднего коэффициента трения при резании металлов . . . 38

Кисель А. Г., Макашин Д. С., Аверков К. В., Ражковский А. А. — Зависимость эффективности СОЖ от их физических показателей . . . 41

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Седакова Е. Б., Козырев Ю. П. — Влияние дисперсности частиц полимерных композитов на их трибологические показатели и прочность . . . 45

Плотников А. Л., Сергеев А. С., Тихонова Ж. С., Уварова Т. В. — Вероятностная природа образования контактных пар при металлообработке и ее влияние на надежность процесса . . . 48

Железков О. С., Малаканов С. А., Галиахметов Т. Ш. — Компьютерное и натурное моделирование растяжения болта с лункой на торце головки . . . 55

Маслов А. Р., Мамотько А. И. — Средства повышения качества обработки отверстий в деталях из высокопрочного слоистого полимерного композита . . . 58

Проблемы теории и практики резания материалов

Большаков А. Н. — Цикл статей по теории прерывистого резания. 3. Разработка схемы резания для зоны выхода режущего клина из заготовки . . . 60

Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Каменева Т. Е. — Устранение негативных факторов, возникающих при прерывистом многоинструментальном нарезании резьбы . . . 66

Мокрицкий Б. Я., Верещагин В. Ю., Верещагина А. С. — Моделирование процесса резания с применением программы ANSYS . . . 69

Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А., Хомякова Н. В. — Зубофрезерование цилиндрических колес методом обката без применения СОЖ . . . 73

Обработка материалов без снятия стружки

Тамаркин М. А., Шведова А. С., Тищенко Э. Э. — Методика проектирования технологических процессов обработки деталей динамическими методами поверхностного пластического деформирования . . . 78

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Сухоруков А. И., Ерошкин С. Ю., Каллаур Г. Ю., Папикян Л. М. — Технологии информационного моделирования всех этапов жизненного цикла технического объекта . . . 84

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Яронов И. В., Ковалев А. Г., Рябиков Ю. Л. — Применение аддитивных технологий в ракетно-космической технике . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Velikanov N. L., Naumov V. A., Koryagin S. I. — Research of characteristics of centrifugal submersible pumps

Gorlenko O. A., Shalygin M. G., Makarov G. N. — Elimination of fluid pinching in inter-tooth space of gear pump

Nizhegorodov A. I. — Research of parametric mode of vibrating machine with hydrovolume excitation of oscillations

Ryzvanovich A. Ya., Shmulevskiy V. B., Generalov V. A. — Drives with torsional velocity oscillations for impact-interrupted cutting

Chuveyko M. V., Sinyak D. V. — Use of the synergetic control concept in classical stabilization problem of "Ball and Beam" system with account of friction

Shishkarev M. P. — Effectiveness of application of adaptive friction couplings in machine drives

Stenin V. A. — Refinement of dynamic calculation method of diesel engine crank gear

Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Evel'son L. I., Kamynin V. V., Kuznetsov S. S. — Influence of multifractal parameters of cast iron microstructure on their strength and tribological properties

Zheleznov G. S., Andreeva S. G. — Determination of average friction coefficient at metal cutting

Kisel' A. G., Makashin D. S., Averkov K. V., Razhkovskiy A. A. — Dependence of coolant effectiveness from their physical parameters

MANUFACTURING ENGINEERING

Sedakova E. B., Kozyrev Yu. P. — Influence of dispersion on tribological and strength characteristics of polymeric composites with spatial filler structure

Plotnikov A. L., Sergeev A. S., Tikhonova Zh. S., Uvarova T. V. — Probabilistic nature of formation of contact pairs at turning and its influence on process reliability

Zhelezkov O. S., Malakanov S. A., Galiakhmetov T. Sh. — Computer and full-scale modeling of bolt tension with end hole in head

Maslov A. R., Mamot'ko A. I. — Means for improvement of hole quality processing in parts made of high-strength laminated polymer composite

Problems of theory and practice of materials cutting

Bol'shakov A. N. — A series of articles on the theory of interrupted cutting. 3. Development of cutting scheme for output zone of cutting wedge from billet

Kudryashov E. A., Smirnov I. M., Kameneva T. E. — Elimination of negative factors arising at interrupted multi-tool thread cutting

Mokritskiy B. Ya., Vereshchagin V. Yu., Vereshchagina A. S. — Simulation of cutting process using ANSYS program

Kalashnikov A. S., Morgunov Yu. A., Kalashnikov P. A., Khomyakova N. V. — Gear milling of cylindrical wheels by rolling without use of lubricating-cooling liquids

Chipless processing of materials

Tamarkin M. A., Shvedova A. S., Tishchenko E. E. — Methodic of technological processes designing of parts processing by dynamic methods of surface plastic deformation

ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

Sukhorukov A. I., Eroshkin S. Yu., Kallaur G. Yu., Papikyan L. M. — Information modeling technologies of all stages of life cycle of technical object

TECHNICAL INFORMATION

Yaronov I. V., Kovalev A. G., Ryabikov Yu. L. — Application of additive technologies in rocket and space equipment

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 25.02.2018. Подписано в печать 19.03.2018.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

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

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2018

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 532.5:621.895

Н. Л. ВЕЛИКАНОВ, д-р техн. наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград), В. А. НАУМОВ, д-р техн. наук (Калининградский ГТУ), С. И. КОРЯГИН, д-р техн. наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград),
e-mail: monolit8@yandex.ru

Исследование характеристик центробежных погружных насосов

Рассмотрены основные этапы разработки эмпирических зависимостей для характеристик центробежных погружных насосов.

Ключевые слова: центробежный насос, подача, напор, погрешность аппроксимации.

The main stages of development of empirical dependences for characteristics of centrifugal submersible pumps are considered.

Keywords: centrifugal pump, feed, head, approximation error.

Совершенствование системы подачи смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) является важным фактором повышения эффективности работы станков с числовым программным управлением (ЧПУ) [1, 2]. Основной элемент таких систем — электронасос. Производителями разных стран [1—8] выпускается большое число электронасосов. При выборе конкретного насоса при проектировании затруднение представляет отсутствие аналитических или эмпирических зависимостей характеристик "напор — подача" для определенных обобщенных групп насосов. Алгоритм разработки одной из таких зависимостей приведен в данной статье.

Рассмотрим отдельные характеристики выпускаемых в настоящее время насосов. Электронасосы (помпы), предназначеные для подачи СОЖ в системе охлаждения инструмента металлорежущих станков, производимые в России [3], имеют: температуру рабочей жидкости $T = 10 \div 50$ °С; допустимый коэффициент кинематической вязкости перекачиваемой жидкости $\nu = 1 \div 90$ мм^2/с; концентрацию загрязненности рабочей жидкости не более 5 г/л. Другие параметры этих насосов приведены в табл. 1: δ_{max} — максимальный размер частиц в перекачиваемой жидкости, мм; P — мощность электродвигателя, кВт; $Q_{ном}$ — номинальная подача насоса, л/мин; $H_{ном}$ — номинальный напор насоса, м; $\eta_{ном}$ — номинальный КПД насоса, %.

В Турции и Болгарии предприятие [4] выпускает трехфазные электродвигатели, однофазные асинхронные электродвигатели, центробежные погружные насосы, широко используемые в системах подачи СОЖ, основные параметры которых приведены в табл. 2.

Погружные центробежные насосы используются для перекачки СОЖ и других жидкостей, как чистых, так и с загрязнениями. В зависимости от перекачиваемой жидкости и необходимых характеристик в насосах данного типа используются крыльчатки разных видов. Открытая и Vortex крыльчатки позволяют перекачивать жидкости с механическими загрязнениями, но имеют невысокий КПД. Закрытая крыльчатка имеет высокий КПД, но требует фильтрации СОЖ и в случае засорения трудно очищается. В крыльчатке периферийного вида лопасти расположены по периферии колеса, что позволяет создавать высокое давление при малой мощности мотора (небольшой подаче), например в помпе FP40.

Вертикальные центробежные электронасосы типа МС (Тайвань) (табл. 3) широко применяются

Таблица 1

Параметры насосов для СОЖ ОАО "Завод электронасосов г. Скопин" [3]

Модель насоса	$Q_{ном}$, л/мин	$H_{ном}$, м	$\eta_{ном}$, %	δ_{max}, мм	P, кВт
П-25М	25	4,0	14	0,5	0,18
П-32М	32	4,0	16	0,5	0,18
П-50М	50	4,0	18	0,5	0,18
П-100М	100	6,3	19	0,5	0,75
П-125М	125	6,3	25	0,5	0,75
П-200М	200	8,0	35	0,5	0,75

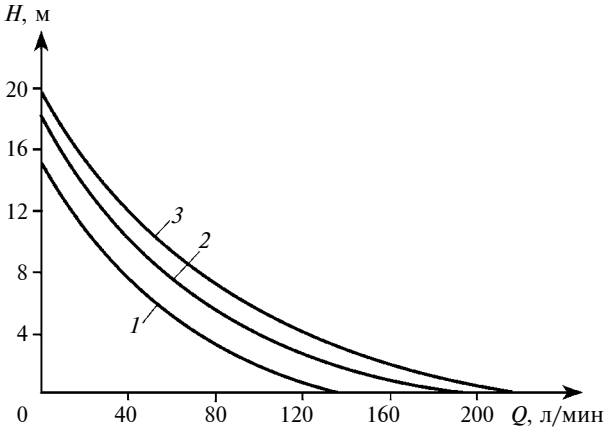


Рис. 1. Напорные характеристики насосов типа MC компании FLAIR [5]:
1 — MC-2150; *2* — MC-1250; *3* — MC-Y250

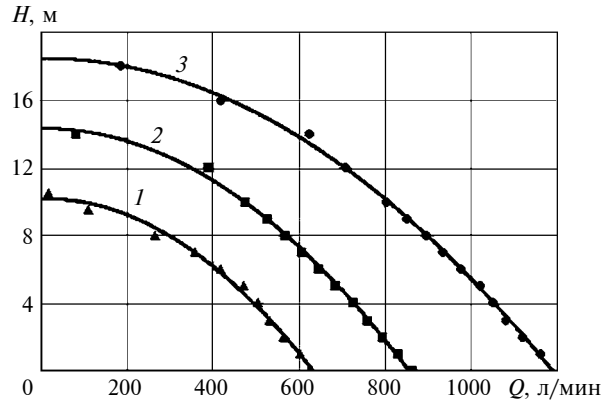


Рис. 2. Напорные характеристики насосов фирмы Sacemi-Gamar S. R. L. с большой подачей:
1 — IMM 90A; *2* — IMM 90B; *3* — IMM 100B; точки — данные испытаний [8], линии — результаты расчета по формуле (1)

для подачи СОЖ к режущему инструменту в металлорежущих станках. Энергопотребление у насосов компании FLAIR на 25 % меньше, чем у аналогичных моделей той же производительности [5].

Интересно, что напорные характеристики, которые приведены в публикации [5], имеют вид вогнутых кривых (рис. 1), а не выпуклых, как обычно (рис. 2).

Производитель из Саудовской Аравии выпускает несколько моделей центробежных погружных электронасосов для СОЖ [6]: используемые в контурах подачи и охлаждения СОЖ небольших обрабатывающих станков ES (подача Q до 16 л/мин, напор H до 5 м); SA-SC (Q до 10 л/мин, H до 4 м); PA-35 (Q до 35 л/мин, H до 4 м), PA-70 (Q до 65 л/мин, H до 5 м), SA-150 (Q до 110 л/мин, H до 10 м).

Итальянская фирма Saber Pumps Co выпускает погружные центробежные насосы для СОЖ серии AST [7]: AST-30 (Q до 30 л/мин, H до 4 м, мощность трехфазного электродвигателя $P = 0{,}09$ кВт); AST-60 (Q до 60 л/мин, H до 6 м, $P = 0{,}12$ кВт). В насосах серии ASM (ASM-30, ASM-60) этой фирмы используются однофазные электродвигатели мощностью $P = 0{,}075$ кВт. Остальные характеристики близки к приведенным для насосов серии AST.

Производственная программа итальянской фирмы Sacemi-Gamar S. R. L. [8] включает в себя широкий спектр погружных центробежных электронасосов низкого и среднего давления, большое число вариантов электронасосов, предназначенных для промышленного использования: для охлаж-

Таблица 2

Параметры насосов для СОЖ Miksan Motor [4]

Модель насоса	Q_{max}, л/мин	H_{max}, м	ν, мм^2/с	Крыльчатка	δ_{max}, мм	P, кВт
FP 40/FP 90	35/45	35/60	1÷90	Периферийная	0	0,4/0,9
MPS Series	50	1000	1÷400	3 Spindles	0	1,1÷11
DP Series AP/BP T Series	60/110/160 63/67 65	28 5,3/5,4 18	1÷12 1÷90 1÷60	Открытая	4 5 0	0,09÷0,55 0,09 0,37÷0,63
HCD/HDD HC/HD HCA/HAD HCB/HDB	85/150 85/150 85/150 85/150	250 72/60 72/60 250	1÷30 1÷30 1÷30 1÷30	Закрытая	2 2 2 2	0,74÷5,5 0,37÷1,1 0,37÷1,1 0,74÷5,5
KEP 25 CP EP 150/250/350	100/150 105 185/255/360	12 6,7 32/23,5/13	1÷30 1÷90 1÷90	Открытая	6 6 8	0,25/0,37 0,37 0,37÷1,1
HEB HED	300 300	235 235	1÷30 1÷30	Закрытая	2 2	0,74÷11 0,74÷11
GP/GPA/GPF IP/IPA/IPF	450 630	105 105	1÷90 1÷90	Откр. + осев.	8 8	1,1÷5,5 1,1÷11
J Series	1350	90	1÷90	Vortex	10÷50	1,5÷11

дения, смазывания, промывки, кондиционирования. Фирма выпускает модели погружных электронасосов для СОЖ серий: AP; AU; EPC; IMM; MP; MPC; PPI; SP; SPV; SQ; TR [8]. Параметры некоторых из них приведены в табл. 4.

Таблица 3

Параметры насосов для СОЖ компании FLAIR [5]

Модель насоса	Q_{max}, л/мин	H_{max}, м	δ_{max}, мм	P, кВт	ν, мм^2/с
MC-8000	25	5,0	0,5	0,09	1÷100
MC-4000	74	8,6	0,5	0,18	1÷100
MC-2000	120	16,3	0,5	0,37	1÷100
MC-1000	145	18,0	0,5	0,75	1÷100
MC-Y000	170	22,5	0,5	1,12	1÷100
MC-2150	137	14,8	0,5	0,37	1÷100
MC-1250	190	18,1	0,5	0,75	1÷100
MC-Y250	210	19,0	0,5	1,12	1÷100

Таблица 4

Параметры насосов для СОЖ фирмы Sacemi-Gamar S. R. L. [8]

Модель насоса	Q_{max}, л/мин	H_{max}, м	δ_{max}, мм	P_1, кВт	P_2, кВт	Крыльчатка
IMM 40 A	13	2	2÷3	0,08	0,03	Открытая
IMM 50 A	22	2	2÷3	0,11	0,06	
IMM 63 A	98	6	2÷3	0,30	0,18	
IMM 63 B	105	8	2÷3	0,40	0,25	
IMM 71 A	198	12	2÷3	0,53	0,37	
IMM 71 B	215	14	2÷3	0,78	0,55	
IMM 80 A	283	14	2÷3	1,15	0,75	
IMM 80 B	388	18	2÷3	1,47	1,10	
IMM 90 A	624	10	3÷4	1,85	1,50	
IMM 90 B	846	14	3÷4	2,80	2,20	
IMM 100 B	1200	18	3÷4	4,80	4,00	
EPC 63 C	40	30	0,03	0,54	0,37	Периферийная
EPC 71 B	55	40	0,03	1,10	0,75	
EPC 80 B	70	60	0,03	1,70	1,20	
EPC 80 C	70	90	0,03	2,60	1,80	
EPC 90 B	80	130	0,03	3,00	2,20	
MPC 80 B	116	25	1÷2	1,5	1,1	Закрытая
MPC 80 C	145	45	1÷2	2,0	1,5	
MPC 90 B	150	65	1÷2	3,1	2,2	
MPC 90 C	162	85	1÷2	3,7	2,5	
MPC 100 B	162	100	1÷2	5,6	4,0	

Таблица 5

Аппроксимация напорной характеристики насосов IMM

Модель насоса	Коэффициенты аппроксимации			ε, %
	a_0	a_1	a_2	
Размерная расходно-напорная характеристика (1)				
IMM 90 A	18,43	$2{,}091 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}320 \cdot 10^{-5}$	5,1
IMM 90 B	14,28	$2{,}713 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}982 \cdot 10^{-5}$	2,9
IMM 100 B	10,14	$4{,}859 \cdot 10^{-4}$	$-2{,}608 \cdot 10^{-5}$	3,3
Безразмерная расходно-напорная характеристика (4)				
IMM 90 A	1,0	0,022	−1,022	7,9
IMM 90 B				6,6
IMM 100 B				7,5

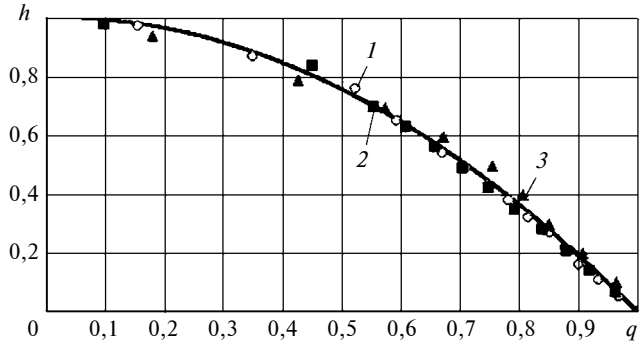


Рис. 3. Безразмерная напорная характеристика насосов Sacemi-Gamar S. R. L. с большой подачей:

точки — данные испытаний [3], пересчитанные по формулам (3): *1* — IMM 90 A; *2* — IMM 90 B; *3* — IMM 100 B; линия — результат расчета по формуле (4)

Известно (см., например, [9]) что зависимость напора центробежного насоса от подачи можно представить в виде параболы:

$$H = f(Q) = a_0 + a_1 Q + a_2 Q^2. \qquad (1)$$

В табл. 5 представлены найденные методом наименьших квадратов коэффициенты зависимости (1) для трех насосов подачи СОЖ фирмы Sacemi-Gamar S. R. L. самой большой производительности.

Средняя квадратическая погрешность аппроксимации второго порядка составляет [10]:

$$\varepsilon = 100 \sqrt{\frac{1}{n-3} \sum_{i=1}^{n} \left(1 - \frac{H_i}{f(Q_i)}\right)^2}, \qquad (2)$$

где n — объем выборки (число экспериментальных точек).

Согласно табл. 5 и рис. 2 погрешность аппроксимации невелика. Результаты расчета хорошо согласуются с данными испытаний [8].

Перейдем к безразмерным переменным:

$$h = H/H(0); \quad q = Q/Q_{max}. \qquad (3)$$

Экспериментальные данные [8] были пересчитаны по формулам (3). Методом наименьших квадратов был получен многочлен аппроксимации второго порядка для безразмерных результатов испытаний насосов IMM 90A, IMM 90B, IMM 100B:

$$h = \varphi(q) = 1 + 0{,}022q - 1{,}022q^2. \qquad (4)$$

Сравнить результаты расчета с безразмерными экспериментальными данными позволяет рис. 3, среднеквадратические погрешности аппроксимации представлены в табл. 5.

Таким образом, напорно-расходные характеристики исследованных центробежных погружных насосов для СОЖ большой производительности в безразмерных переменных с достаточно высокой точностью могут быть описаны одной зависимостью (4).

УДК 621.65.03 + 621.833.01:621.83.052.4

О. А. ГОРЛЕНКО, д-р техн. наук, М. Г. ШАЛЫГИН, канд. техн. наук, Г. Н. МАКАРОВ (Брянский ГТУ),
e-mail: makarov_g.n.89@mail.ru

Устранение защемления жидкости в межзубовом пространстве шестеренного насоса

Рассмотрено защемление жидкости в межзубовом пространстве шестеренных насосов. Приведен способ устранения отрицательного эффекта этого явления. Показано влияние кольцевых канавок на объемные потери в шестеренном насосе. Проведена оценка уменьшения КПД насоса при выполнении кольцевых канавок.

Ключевые слова: шестеренный насос, кольцевые канавки, межзубовый зазор, КПД насоса, объемные потери.

The liquid pinching in the inter-tooth space of gear pumps is considered. The method for eliminating the negative effect of this phenomenon is given. The influence of circumferential grooves on the volume losses in the gear pump is shown. The reduction in the efficiency of the pump during the execution of circumferential grooves is estimated.

Keywords: gear pump, circumferential grooves, inter-tooth gap, pump efficiency, volume losses.

Рост объемов жилищного строительства, а также ввод в эксплуатацию асфальтового покрытия класса А требуют увеличения производства гидроизоляционных материалов, кровельных и дорожных битумов. На предприятиях, производящих мягкие кровельные материалы, и асфальтобетонных заводах для подачи разогретого битума применяются битумные шестеренные насосы. При производстве мягких кровельных материалов используют битумные смеси, эмульсии и мастики, которые получают путем наполнения битума различными компонентами. Срок службы битумных насосов определяется потерей производительности насоса. Так, в соответствии с техническим паспортом насоса эксплуатацию следует прекратить при уменьшении производительности более чем на 10 %. Главные из требований к насосам — долговечность и надежность работы в течение продолжительного срока, сохранение высоких и стабильных значений объемного и механического коэффициентов полезного действия (КПД) в течение гарантированного срока службы. Основным качественным показателем работы шестеренного насоса является объемный КПД η, который представляет собой отношение фактической производительности $Q_ф$ насоса к ее теоретической величине $Q_т$: $\eta = Q_ф/Q_т$. Так, на практике принято считать, что КПД насоса при вводе в эксплуатацию не должен быть менее 97÷99 %.

Известно, что изменение объема отсеченного межзубового пространства, происходящее в ходе зацепления пары зубьев при одновременном контактировании двух пар зубьев, сопровождается изменением давления в этом пространстве [1]. Возникающая при этом пульсирующая нагрузка на опоры и зубья зубчатых колес достигает существенных значений и является причиной их преждевременного износа, увеличения потерь мощности и уменьшения КПД насоса. Кроме того, в конце периода существования отсеченного межзубового

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Hung W., Lamere R., SanMiguel G.** Impact of micromist in CNC machining // 4-th Annual HTEC Conference. USA, Detroit, MI (July, 13—15, 2010) [Electronic resource]. URL: http://www.nextgentooling.com/uploads/2/8/4/1/28413645/impact _of_micromist_in_cnc_machining.pdf
2. **Krimpenis A. A., Fountas N. A., Ntalianis I., Vaxevanidis N. M.** CNC micromilling properties and optimization using genetic algorithms // Int. Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2014. V. 70. N. 1. P. 157—171.
3. **ОАО "Завод электронасосов г. Скопин"** [Электронный ресурс]. URL: http: // sznskopin.ru
4. **Miksan Motor Pump Catalogue 2016** [Electronic resource]. URL: http://www.miksanmotor.com/images/Miksan_Motor_Pump_Catalogue_2016.pdf /
5. **Chang iron group** [Electronic resource]. URL: http: // www. changiron. com/eng/products/
6. **Saudi Perfect Pumps Co** [Electronic resource]. URL: http://www.sappumps.com/dewatering.html
7. **Saber Pumps Co** [Electronic resource]. URL: http:// www.saberpumps.com/portfolio-items/ast-series/
8. **Sacemi-Gamar S. R. L.** [Electronic resource]. URL: http: // www.sacemi.com/contenuti/allegati/sacemi-catalogo-italiano.pdf
9. **Проектирование** водозаборов подземных вод / А. И. Арцев, Ф. М. Бочевер, Н. Н. Лапшин и др. М.: Стройиздат, 1976. 292 с.
10. **Кобзарь А. И.** Прикладная математическая статистика. М.: Физматлит, 2006. 816 с.

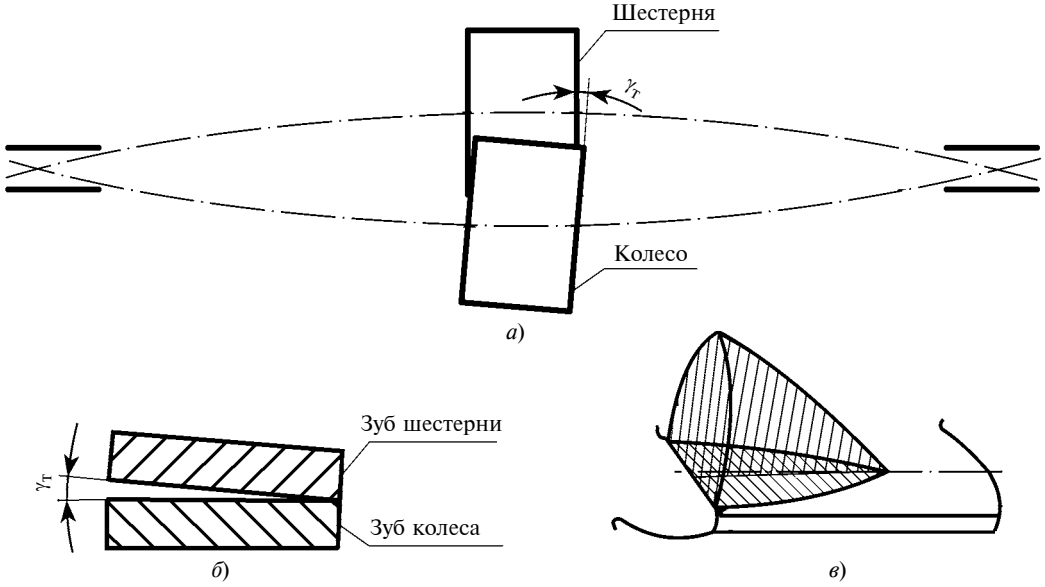


Рис. 1. Схемы перекоса осей взаимодействующих зубчатых колес (*а*), контакта зубьев без нагрузки по длине (*б*) и распределения нагрузки вдоль контактной линии (*в*)

пространства возникает кавитация вследствие расширения примешанного к перекачиваемой жидкости воздуха и выделения газовой составляющей. Межзубовая впадина в таких условиях заполняется жидкостью лишь частично, что вызывает дополнительный шум при работе насоса. В настоящее время основным средством снижения негативного воздействия запертого объема жидкости является выполнение пазов на торцах зубчатых колес. Однако выполнение таких пазов не всегда эффективно. Так, в процессе эксплуатации насоса торцы зубчатых колес изнашиваются и эффект от наличия пазов снижается. Кроме того, такие пазы увеличивают утечки через торцевой зазор.

При работе насосов в зубчатом зацеплении возникают дополнительные нагрузки из-за ошибок изготовления и монтажа деталей, деформаций зубьев, валов и их опор ("внутренняя динамика") или условий эксплуатации ("внешняя динамика"). Таким образом, неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий обусловлена как внутренними, так и внешними факторами. По мере изнашивания элементов насоса влияние этих факторов прогрессирует, ударные и вибрационные нагрузки увеличиваются, что влечет за собой перекос осей взаимодействующих зубчатых колес на угол $\gamma_т$ (рис. 1, *а*), при этом сопряженные поверхности профилей зубьев контактируют без нагрузки не по всей длине (рис. 1, *б*). Под действием разности давлений нагнетания и всасывания это приводит к прижатию торца зубчатого колеса к уплотняющей пластине (вставке), что неизбежно вызывает интенсивное изнашивание торцов зубчатого колеса и вставки и в критической ситуации может привести к заклиниванию.

При нагружении вращающими моментами зубья деформируются, нагрузка распределяется вдоль контактной линии неравномерно, так как перемещения сечений зуба неодинаковы (рис. 1, *в*). Наличие концентрации нагрузки у кромки зуба приводит к появлению трещин, сколов, повышенному изнашиванию. В связи с этим возникает необходимость разработки зубчатых колес с адаптивными свойствами, способных компенсировать влияние внешних и внутренних факторов и обеспечить при этом уменьшение избыточного давления между зубьями, вызванного наличием запертого объема жидкости. Средством адаптации зубчатой передачи может служить упругая деформация зубьев колес, когда зубья одного из них имеют значительную изгибную податливость. При этом венец зубчатого колеса получает дополнительную степень свободы, что ведет к более равномерному распределению нагрузки и уменьшению угла $\gamma_т$. Для того чтобы изготовить передачу с адаптивными свойствами, необходимо разрезать зубья ведомого зубчатого колеса плоскостями, параллельными плоскостям движения (рис. 2). При этом каждая часть зуба будет работать как отдельное зацепление и приспосабливаться к изменяющимся условиям работы, а ширина прорезей не повлияет на площадь контакта [2].

Наряду с очевидными положительными эффектами от разделения зубьев кольцевыми канавками могут проявиться и отрицательные эффекты, такие как снижение производительности насоса. Зачастую причиной этого являются объемные потери жидкости через технологические зазоры сопряженных деталей. Очевидно, что кольцевые канавки приведут к увеличению утечек через мужзубовый

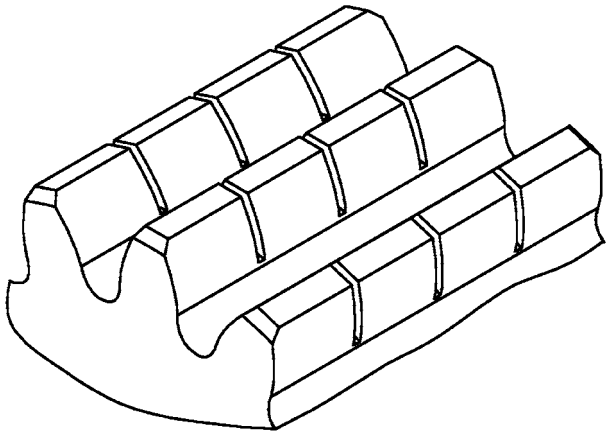


Рис. 2. Фрагмент зубчатого колеса с адаптивными свойствами

зазор. В целом выражение для расчета фактической производительности $Q_ф$ насоса имеет вид:

$$Q_ф = Q_т - Q_п,$$

где $Q_т$ — теоретическая производительность насоса; $Q_п$ — объемные потери.

Теоретическую производительность шестеренного насоса получим из выражения [3]

$$Q_т = 2\pi bn\left(R_e^2 - r^2 - k\frac{t_0^2}{12}\right)10^{-16}. \quad (1)$$

Здесь b — ширина шестерни, мм; n — частота вращения, мин$^{-1}$; $R_e = m(z + 2)/2$, m — модуль, z — число зубьев; $r = mz/2$; k — коэффициент, определяемый уравнением $k = 4 - 6\varepsilon + 3\varepsilon^2$, ε — коэффициент профильного смещения; $t_0 = m\pi\cos\alpha$, где α — угол зацепления, град.

Формула (1) является общей для любой пары зубчатых колес эвольвентного зацепления.

В шестеренном насосе при отсутствии кавитации объемные потери $Q_п$ определяются исключительно величиной зазоров между сопряженными поверхностями рабочих органов и уплотняющих деталей и объемными потерями на всасывании, которые, как правило, малы:

$$Q_п = Q_{вс} + Q_у,$$

где $Q_{вс}$ — потери на всасывании; $Q_у$ — утечки в зазорах между деталями корпуса и ротора.

Основными составляющими внутренних потерь при всасывании являются:

потери, обусловленные центробежной силой, препятствующей заполнению жидкостью рабочих камер;

потери на жидкостное трение во всасывающей камере;

потери на удар, вызываемый внезапным расширением пространства при переходе (на коротком участке) жидкости из трубы круглого сечения в камеру прямоугольного сечения большей площади, чем площадь всасывающей трубы;

потери на входе в мужзубовое пространство и при движении по межзубовой щели;

потери на ускорение жидкости при переходе от скорости во всасывающем трубопроводе к скорости на периферии роторов;

инерционные потери, обусловленные переменным (по времени) значением скорости подачи.

В процессе эксплуатации насоса потери на всасывании могут изменяться в значительной степени, только при износе всасывающего патрубка, что приведет к остановке линии подачи битума и ремонту насоса. Отсюда следует, что величина потерь на всасывании незначительна и при расчетах ею можно пренебречь.

Утечки жидкости из камеры нагнетания в камеру всасывания могут происходить по трем основным каналам:

через радиальный зазор между цилиндрическими поверхностями зубчатых колес и расточек в корпусе — $Q_р$;

через зону зацепления вследствие погрешностей межзубового контактирования — $Q_з$;

через зазор между торцевыми поверхностями зубчатых колес и поверхностями уплотняющих деталей — $Q_{тор}$.

Величины утечек определяются выражением:

$$Q_у = Q_р + Q_з + 4Q_{тор}. \quad (2)$$

Все расчетные зависимости для вычисления объема утечек выведены на основании предположения о ламинарном характере движения жидкости в узких щелях [4]. Очевидно, что кольцевые канавки приводят к увеличению утечек через зону зацепления. С учетом того, что в период приработки зубчатых колес утечки через зону зацепления являются основным видом утечек (рис. 3) [5], вызывает интерес увеличение данных утечек при разделении зубьев кольцевыми канавками.

Рассмотрим модель, когда вытекающая струя жидкости соприкасается только с острой кромкой канавки, расположенной ближе к камере всасывания насоса, и не касается боковой поверхности канавки. Такая модель имеет место, когда длина l участка кольцевого паза при определенных условиях не превышает его глубины h. Известно, что теоретическая скорость $u_т$ потока и расход Q жидкости через сопоставимое отверстие связаны уравнением [6]

$$Q = \mu_р f u_т,$$

где $\mu_р$ — коэффициент расхода; f — площадь сечения отверстия.

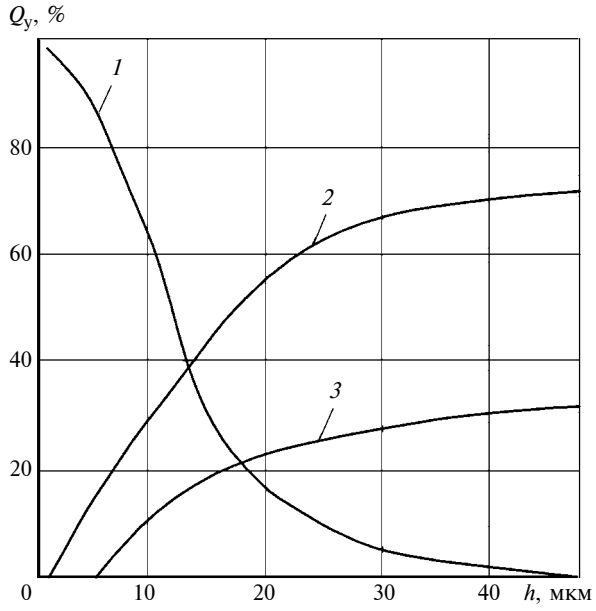


Рис. 3. Зависимости утечек $Q_у$ от величины h зазоров [5]:

1 — в зубчатом зацеплении; *2* — в осевом зацеплении (между торцами трущихся деталей); *3* — в радиальном направлении (между ротором и корпусом)

Коэффициент расхода равен произведению коэффициентов скорости и сжатия струи при выходе ее из канавки: $\mu_р = \varphi\varepsilon$. Коэффициент скорости при этом равен отношению фактической скорости потока к теоретической: $\varphi = u/u_т$. Коэффициент сжатия струи определяется как отношение площади $f_к$ канавки в самом узком месте к площади f сечения канавки: $\varepsilon = f_к/f$. После преобразования получим выражение для определения истечения жидкости через канавку:

$$Q = uf_к. \qquad (3)$$

Формулу для определения скорости потока жидкости найдем как сумму выражений приращения скорости и закона распределения скоростей [7]:

$$u = \frac{p_{тр}}{2\mu h}\left(\frac{k^2}{4} - y^2\right) \pm \left(\frac{1}{2} - \frac{y}{k^2}\right)v,$$

где $p_{тр}$ — потеря давления на трение, Н/м^2; μ — вязкость жидкости, Н · с/мм^2; h — глубина канавки, м; k — ширина канавки, м; y — координата точки потока; v — скорость вращения зубчатого колеса в заданной точке, мм/с.

Потерю давления на трение можно определить из выражения [4]

$$p_{тр} = \frac{12\mu k Q_т}{\delta_т^4},$$

где $\delta_т$ — суммарная ширина канавок зубчатого колеса, мм.

Проведем расчет для серийного промышленного битумного насоса НДМ/ИШ-30. Согласно выражению (1) теоретическая производительность насоса $Q_т$ = 29,9 м^3/ч. Примем, что потери на всасывании стремятся к нулю: $Q_{вс} \Rightarrow 0$, тогда $Q_п = Q_у$. Утечки насоса при постановке его на линию подачи битума согласно выражению (2) составляют: $Q_р = 9{,}44 \cdot 10^{-6}$ м^3/ч; $Q_з = 0{,}03$ м^3/ч; $Q_{тор} = 3{,}07 \cdot 10^{-3}$ м^3/ч. В то же время утечки через межзубовый зазор после выполнения канавок, рассчитываемые по выражению (2) с учетом выражения (3), составляют $Q_з = 0{,}18$ м^3/ч. Тогда уменьшение КПД насоса при выполнении канавок в период приработки составит менее 1 %, что при вводе насоса в эксплуатацию является допустимым.

Таким образом, разделение зубьев кольцевыми канавками приводит к более равномерному распределению нагрузки вдоль контактных линий и не вызывает значительного увеличения утечек через зазоры контактирующих деталей и существенного снижения КПД насоса. При этом повышается надежность насоса, уменьшаются виброактивность и шумность его работы. Кроме того, следует учесть, что перекачиваемая жидкость, утекающая через канавку, попадает в следующую межзубовую впадину, расположенную дальше от камеры нагнетания и ближе к камере всасывания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Рыбкин Е. А., Усов А. А.** Исследование и разработка конструкций шестеренных насосов. М.: Машгиз, 1956. 212 с.
2. **Макаров Г. Н., Шныриков И. О., Горленко О. А.** Повышение контактной выносливости зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых передач // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 6. С. 25—27.
3. **Юдин Е. М.** Шестеренные насосы. М.: Машиностроение, 1964. 236 с.
4. **Башта Т. М.** Гидравлические приводы и агрегаты металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
5. **Шалыгин М. Г.** Анализ причин потери работоспособности шестеренных насосов при подаче битумных смесей // Строительные и дорожные машины. 2012. № 12. С. 11—15.
6. **Башта Т. М.** Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1974. 606 с.
7. **Штеренлихт Д. В.** Гидравлика. М.: Энергоатомиздат, 1991. 351 с.

УДК (62-822 + 620.17.05).001.57

А. И. НИЖЕГОРОДОВ, д-р техн. наук (Иркутский национальный исследовательский технический университет),
e-mail: nastromo_irkutsk@mail.ru

Исследование параметрического режима вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний

Рассмотрен параметрический резонанс вибрационной машины с гидрообъемным виброприводом, выявлены области параметров системы с устойчивым режимом колебаний и особенности его рекулирования. Методом осреднения "быстрой" фазы проведен анализ фазочастотных характеристик колебательной системы. Установлены причины возникновения параметрического режима. Приведены технические решения, основанные на использовании свойств гидравлических рукавов высокого давления — упругих оболочек.

Ключевые слова: гидрообъемный генератор, упругая оболочка, параметрический резонанс, амплитудно-частотная характеристика, фазочастотная характеристика.

The parametric resonance of a vibrating machine with a hydrovolume vibrodrive is considered, the regions of the system parameters with a stable oscillation mode and the features of its regulation are revealed. By the "fast" phase averaging method the analysis of the phase-frequency characteristics of the vibrating system is carried out. The reasons for the appearance of the parametric mode are determined. The technical solutions based on the use of the properties of high pressure hydraulic hoses — elastic shells — are given.

Keywords: hydrovolume generator, elastic shell, parametric resonance, amplitude-frequency characteristic, phase-frequency characteristic.

Гидрообъемный виброприводс генератором колебаний на упругой оболочке и нелинейной гидравлической пружиной в структуре [1, 2] позволяет получать различные режимы вибрации и, в частности, режим параметрического резонанса, в котором собственная частота исполнительного механизма "захватывает" частоту возбуждения, а добротность системы возрастает в 1,5 раза [3]. Эффект перехода в параметрический резонанс и обратно (в обычный резонансный режим) позволяет реализовать не только процессы вибротранспортирования и вибросегрегации сыпучих сред благодаря выраженной несимметрии колебаний [4, 5], но и сложные колебательные процессы частотно-амплитудной модуляции, применяемые в технологиях испытаний на вибропрочность и виброустойчивость различных технических объектов [6—8].

Эти возможности достигаются существенно более простыми средствами в сравнении с уже имеющимися техническими решениями [8], хотя и при меньшей грузоподъемности.

Цель исследований — изучение параметрического резонанса вибрационной машины с гидрообъемным виброприводом, выявление области параметров системы с устойчивым режимом колебаний и особенностей его регулирования.

Конструктивно виброприводмашины отличается отсутствием регулятора объемной жесткости системы [3] (рис. 1). Это сделано для того, чтобы сконцентрировать внимание исключительно на эффекте параметрического резонанса.

Гидрообъемный генератор колебаний содержит упругую оболочку *1*, регулятор *2* ее поджатия, пластины *3* и *4*, размещенные в корпусе *5*. Оболочка сообщена с гидравлическим дросселем *6* и полостью *10* гидроцилиндра *7* с платформой *8* и пружинами *9*, образующими исполнительный механизм вибрационной машины. Гидромотор *11* обеспечивает вращение эксцентрикового вала *12*, пульсацию угловой скорости которого сглаживает маховик *13*. Плунжер *14* генератора, совершая возвратно-поступательное движение $x_1 = e\sin(\omega_1 t)$, циклически деформирует оболочку, а вытесняемая из нее жидкость поступает в полость *10*, возбуждая колебания плунжера и платформы *8*.

Экспериментальные исследования на физической модели показали, что на зарезонансном участке при определенном сочетании начального давления p_0 и поджатия h оболочки возникает второй резонансный режим (рис. 2). При частоте ω_1 возбуждения генератора, примерно равной $2\omega_{00}$ [3], где $\omega_{00} = \sqrt{c_1/m}$, происходит скачкообразное увеличение амплитуды A_2 колебаний платформы с од-

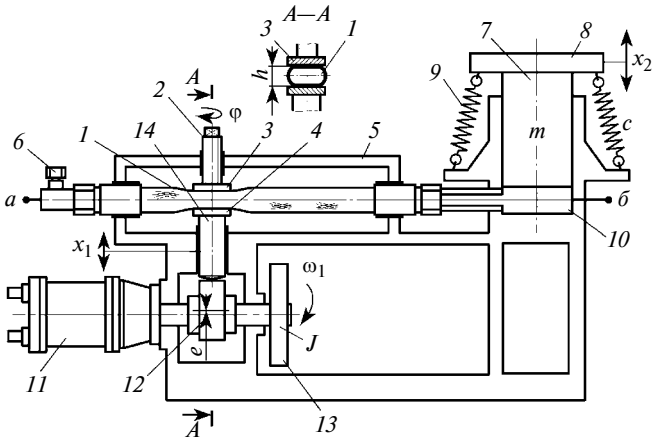


Рис. 1. Гидрообъемный виброприводс генератором колебаний на упругой оболочке и гидравлической пружиной

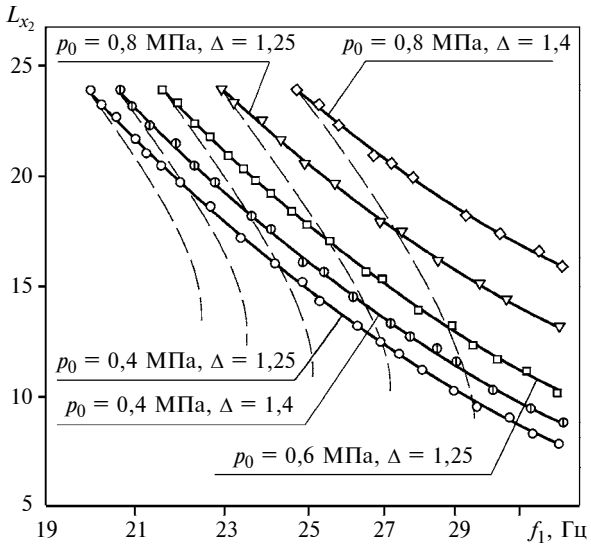


Рис. 2. Экспериментальные логарифмические амплитудно-частотные характеристики системы при параметрическом резонансе:
$\omega_1/\omega_2 = 2$; $\Delta = h/d_0$; $m = 40$ кг; $e = 1{,}25 \cdot 10^{-3}$ м

новременным захватыванием ее частотой ω_2 частоты ω_1 возбуждения генератора при их точном соотношении $\omega_1/\omega_2 = 2$, когда одному колебанию платформы (ω_2) соответствуют два оборота эксцентрикового вала генератора (ω_1). Здесь ω_{00} — собственная частота условно линейной системы при малых колебаниях, не зависящая от амплитуды колебаний платформы и определяемая массой m и жесткостью c_1 системы в целом, равной $c + k_1 f^2 + 2k_2 \Delta W_0 f^2$, где c — суммарная жесткость механических пружин, k_1 и k_2 — эмпирические коэффициенты для применяемого рукава высокого давления, f — площадь плунжера [3]. При этом ω_{00} — константа. Этот резонансный режим похож на параметрический резонанс, в котором теоретически происходит постоянное нарастание амплитуды колебаний [9—12]. Однако в данном случае система существенно нелинейна и переходный процесс (увеличение амплитуды) быстро устанавливается, а добротность системы достигает 24÷24,5 дБ.

В статье [3] было получено уравнение, описывающее динамику рассматриваемой системы:

$$m\frac{d^2x_2}{dt^2} + \alpha\frac{dx_2}{dt} + c_1x_2 + c_2x_1x_2 + c_3x_1^2x_2 - c_4x_2^2 = \\ = H_1x_1 + H_2x_1^2 + H_3x_1^3 + H_4x_1^4, \qquad (1)$$

в левой части которого содержатся члены с переменными параметрами:

$$c_2x_1x_2 = 2k_2a_1f^2e\sin(\omega_1t)x_2;$$

$$c_3x_1^2x_2 = 2k_2a_2f^2e^2\sin^2(\omega_1t)x_2,$$

что указывает на возможность дальнейшего исследования с использованием методов анализа параметрического резонанса.

Дифференцируя выражение объемной характеристики оболочки (давление p по объему ΔW деформации полости) [2]

$$p = k_1(\Delta W_0 + \Delta W) + k_1(\Delta W_0 + \Delta W)^2,$$

с учетом связи колебаний x_2 платформы и соответствующего объема $W(x_2) = fx_2$, закона движения плунжера генератора $x_1 = e\sin(\omega t)$, его кинематической характеристики $W(x_1) = a_1x_1 + a_2x_1^2$, в которой коэффициенты a_1 и a_2 составляют:

$$a_1 = \pi\left[\frac{B}{2}(d_н - h) + \frac{(d_н - h)^2}{4\mathrm{tg}\lambda}\right]; \qquad (2)$$

$$a_2 = \frac{\pi}{4}\left[B + \frac{d_н - h}{4\mathrm{tg}\lambda}\right],$$

получим объемную жесткость оболочки в виде:

$$c_{об} = k_1 + 2k_2\Delta W_0 - 2k_2fx_2 + 2k_2a_1e\sin(\omega_1t) + \\ + 2k_2a_2e^2\sin^2(\omega_1t), \qquad (3)$$

где B — длина пластин *3* и *4* (см. рис. 1); λ — угол скоса пластин в зонах их контакта с оболочкой; $d_н$ — наружный диаметр оболочки; h — ее поджатие; ΔW_0 — начальная объемная деформация полости, соответствующая начальному статическому давлению p_0.

Из выражения (3) видно, что объемная жесткость представляет собой быстро изменяющийся во времени t параметр системы. Если принять, что во втором резонансе система возбуждается параметрически, то можно пренебречь вынуждающей силой [12, 13]. Тогда уравнение (1) примет вид:

$$m\frac{d^2x_2}{dt^2} + \alpha\frac{dx_2}{dt} + c_1x_2 + c'\sin(\omega_1t)x_2 + \\ + c''\sin^2(\omega_1t)x_2 - c_4x_2^2 = 0, \qquad (4)$$

где переменные коэффициенты определяются по формулам:

$$c' = 2k_2a_1ef^2;$$

$$c'' = 2k_2a_2e^2f^2.$$

Отношение c''/c' при всех практически реализуемых значениях параметров системы не превышает 0,1. Пренебрегая c'' и нелинейным членом $c_4x_2^2$ в формуле (4) ввиду его малости, приведем это уравнение к форме Матье [10]:

$$\frac{d^2x_2}{dt^2} + 2\varepsilon\frac{dx_2}{dt} + \omega_{00}^2[1 - 2\mu\cos(\omega_1t)] = 0, \qquad (5)$$

где ε и μ — приведенный коэффициент вязкого трения и параметр возбуждения, определяемые выражениями:

$$\varepsilon = \frac{\alpha}{2m},$$

$$\mu = \frac{ek_2 f^2 a_1}{c + k_1 f^2 + 2k_2 f^2 \Delta W_0}. \qquad (6)$$

Определим границы области устойчивого параметрического резонанса с установившейся амплитудой A_2. Запишем уравнение ее границ в приближенном виде [10]:

$$\omega_1 = 2\omega_{00}\sqrt{1 \pm \mu + \frac{1}{8}\mu^2}. \qquad (7)$$

На рис. 3 линиями *1* и *2* показана область параметрического резонанса в координатах η — μ, построенная по формуле (7). Здесь $\eta = \omega_1/2\omega_{00}$ — относительная частота.

С учетом коэффициента α вязкого трения можно рассчитать критическое значение параметра μ:

$$\mu_{кр} = \frac{\alpha}{m\omega_{00}}, \qquad (8)$$

а также уточнить уравнения границ:

для нижней границы (см. рис. 3, линия *3*):

$$\omega_1 = 2\omega_{00}\left(1 + \sqrt{\mu^2 - \mu_{кр}^2}\right)^{\frac{1}{2}}; \qquad (9)$$

для верхней границы (линия *4*):

$$\omega_1 = 2\omega_{00}\left(1 - \sqrt{\mu^2 - \mu_{кр}^2}\right)^{\frac{1}{2}}. \qquad (10)$$

Границы заштрихованной области (см. рис. 3) построены по выражениям (9) и (10). Видно, что трение в системе суживает эту область и, следовательно, затрудняет возникновение параметрических колебаний.

Сравним расчетные результаты с экспериментальными. Параметрический режим реализуется при следующих значениях параметров физической модели:

$$B = 0{,}01 \text{ м}; \quad \mathrm{tg}\gamma = 0{,}76; \quad e = 0{,}0012 \text{ м};$$

$$p_0 = 0{,}6 \text{ МПа}; \quad \Delta = 1{,}2 \div 1{,}3.$$

Рассчитывая по формуле (5) параметр возбуждения μ при заданных значениях Δ, получим: $\mu = 0{,}152$ при $h = 0{,}024$ м, 0,131 при $h = 0{,}025$ м и 0,111 при $h = 0{,}026$ м.

Все полученные значения располагаются в заштрихованной области, однако экспериментальные

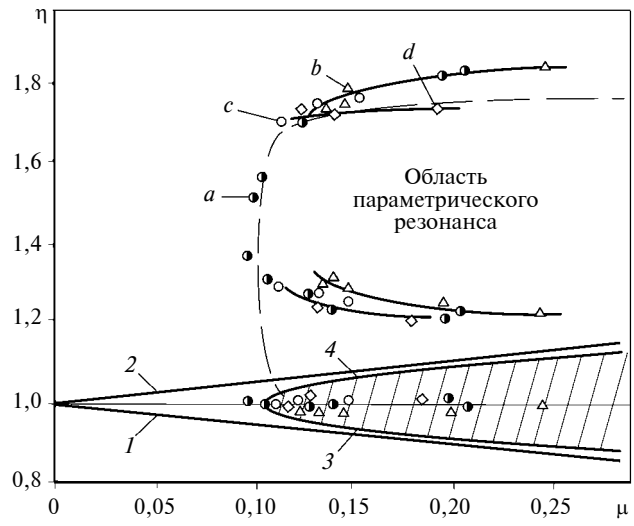


Рис. 3. Частотно-параметрическая область параметрического резонанса:

a: $e = 0{,}0017$ м, $p_0 = 0{,}6$ МПа, h = var; *b*: $e = 0{,}0017$ м, $h = 0{,}025$, p_0 = var; *c*: $e = 0{,}0012$ м, $p_0 = 0{,}6$ МПа, h = var; *d*: $e = 0{,}0012$ м, $h = 0{,}025$, p_0 = var

точки при тех же значениях μ и $e = 0{,}0012$ м смещены выше указанной области по оси частот.

Для уточнения границ области параметрических колебаний дополнительно провели эксперименты при $e = 0{,}0017$ м и различных сочетаниях параметров настройки системы $p_0 = 0{,}4 \div 1{,}65$ МПа и $\Delta = 1{,}25 \div 1{,}425$. Экспериментальная область имеет три границы: границу входа в резонанс при $\eta = 1{,}2 \div 1{,}4$, границу выхода при $\eta = 1{,}65 \div 1{,}85$ и границу "срыва" с резонанса при $\eta = 1$, т. е. при совпадении удвоенной собственной частоты колебаний с частотой возбуждения.

Экспериментальная область значительно шире, чем расчетная, а ее ширина мало зависит от параметра μ возбуждения. Несовпадения расчетной и экспериментальной областей закономерно, так как рассматриваемая система существенно нелинейна и к уравнению Матье сведена путем пренебрежения нелинейным членом в уравнении (4).

С другой стороны, определение области на частотной оси не вызывает трудностей, так как параметрический резонанс осуществляется при $\omega_1 = 2\omega_2$, а собственная частота может быть найдена по формуле [3]:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_1}{m} - \frac{c_4 A_2}{2m}}.$$

Параметр μ возбуждения зависит от двух настраиваемых параметров системы — p_0 и Δ, которые управляют режимом работы вибрационной машины с гидрообъемным виброприводом. Но начальное давление нежелательно использовать как управляющий сигнал, так как его изменение может

нарушить устойчивость колебаний в параметрическом режиме.

Для управления амплитудой A_2 колебаний платформы прибегают к изменению начального поджатия h, влияние которого на объемную жесткость оболочки несущественно.

Для построения области массива параметров, в которой осуществляются параметрические колебания, приравняем коэффициент μ (6) к его критическому значению $\mu_{кр}$ (8). После преобразований и соответствующих подстановок получим выражение

$$\Delta W_0 = \left[\frac{m(a_1 k_2 f^2 e)^2}{2\alpha^2} \left(1 \pm \sqrt{1 - \frac{2\alpha^2 k_2 f^3 A_2}{m(a_1 k_2 f^2 e)^2}} \right) - \right.$$

$$\left. - c - k_1 f^2 \right] \frac{1}{2k_2 f^2}.$$

Здесь a_1 определяется по формуле (2) для всех значений h в интервале $h_{min} \div h_{max}$ [3], где

$$h_{min} = d - 0{,}5d_0 + e; \quad h_{max} = d - e.$$

При заданном ΔW_0 можно определить объемную жесткость по формуле [2]:

$$c_{об} = \frac{dp}{d\Delta W} = (k_1 + 2k_2 \Delta W),$$

где p — давление в оболочке и полости гидроцилиндра.

Остается вопрос, связанный с усилением колебаний в параметрическом режиме до 24÷24,5 дБ.

Известно, что наибольшей информативностью об энергетических взаимодействиях в колебательных системах обладают фазовые соотношения входного и выходного сигналов [9, 12, 13]. Рассмотрим экспериментальные осциллограммы, полученные в параметрическом резонансе (рис. 4).

По временно́й развертке давления p видно, что динамическое взаимодействие в системе происходит на участке 1—2. Здесь давление достигает пикового значения. На участке 2—3 имеет место пауза: давление выдерживается нулевым или почти нулевым. Это объясняется тем, что плунжер гидроцилиндра, двигаясь вверх, "вытаскивает" из оболочки почти всю рабочую жидкость, которая была аккумулирована в ней при начальной деформации полости под действием начального давления p_0. В паузе имеет место лишь очень слабое взаимодействие.

Участок задающего сигнала x_1, охваченный импульсом взаимодействия (точки 1 и 2), соответствует углу 210÷235° поворота эксцентрикового вала генератора. Это значительно больше, чем угол в 135÷150° при первом резонансе (на рис. 4 не показан).

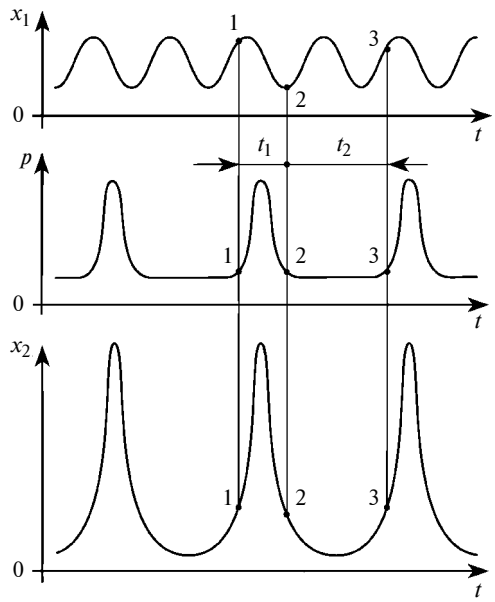


Рис. 4. Осциллограммы колебательного процесса при параметрическом резонансе:

x_1 и x_2 — колебания плунжера генератора и плунжера гидроцилиндра исполнительного механизма; p — давление в оболочке и полости гидроцилиндра

Очевидно, что углы взаимодействия и фазовый сдвиг выходного и входного сигналов связаны с энергообменом в системе. Однако в отличие от линейных систем измерение сдвига фаз по временно́му смещению пиков осцилляций здесь невозможно, так как фазовое соотношение изменяется и внутри периода колебаний ("быстрая фаза").

При обработке осциллограмм использовали следующую методику.

Гармоническое колебание можно представить вращающимся вектором, а колебания в нелинейной системе — вектором, вращающимся с переменной частотой. Представляя таким образом колебания x_1 и x_2, определяли последовательным построением "быструю фазу" в зависимости от угла поворота вектора входного сигнала x_1. На рис. 5 показаны ее изменение и среднеинтегральное значение $\psi_{ср}$ при параметрическом резонансе при ω_{00} = 59,7 рад/с, Δ = 1,2 и p_0 = 0,6 МПа.

Так как энергообмен в системе происходит в период взаимодействия, определяемом по осциллограмме $p(t)$, то и фазовый сдвиг следует определять на участке, ограниченном тонкими линиями, соответствующими точкам 1 и 2 на рис. 4.

Положение линии среднеинтегральной фазы определялось равенством заштрихованных площадей S_1 и S_2 (см. рис. 5). Так были обработаны несколько осциллограмм при различных частотах ω_1 возбуждения. Во всех точках максимальной амплитуды A_2 параметрического резонанса фазовое рассогласование между выходным и входным сигналами составило в среднем 39°, тогда как в обычном первом резонансе $\psi_{ср}$ было равно 74°.

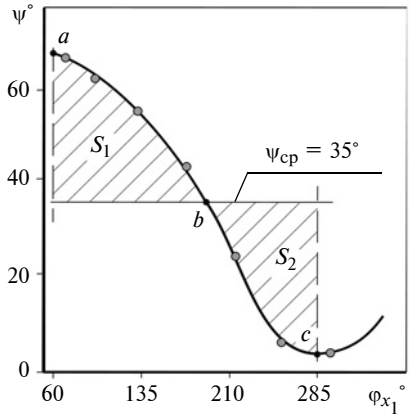


Рис. 5. Изменение "быстрой фазы" в зависимости от угла φ_{x_1} поворота вектора входного сигнала x_1 внутри одного периода колебаний выходного сигнала x_2

Так как взаимодействие происходит при переменной фазе, то следует рассмотреть несколько текущих значений — в начале взаимодействия (точка *a*), при среднеинтегральном значении фазы (точка *b*) и в конце взаимодействия (точка *c*). Этим точкам соответствуют векторные диаграммы на рис. 6, где $\overline{F}$ — вектор вынуждающей силы, эквивалентной кинематическому возбуждению; $\overline{\Phi}$, $\overline{R}$ и $\overline{F}_y$ — векторы сил инерции, вязкого сопротивления и силы упругости соответственно.

При линейной системе имеет место энергетический баланс на одном периоде колебаний:

$$T + \Pi + E_{акт} = E_0 + E_{вв},$$

где T и Π — кинетическая и потенциальная энергии; $E_{акт}$ и $E_{вв}$ — активная и вводимая энергии; E_0 — энергетический уровень системы при настройке ее на резонансный режим:

$$T + \Pi = E_0 = \text{const}.$$

Сохраняется баланс реактивных энергий (T и Π) и баланс активной $E_{акт}$ (диссипативной) и вводимой $E_{вв}$ энергий. Кроме того, в резонансе векторы сил упругости и инерции, так же как и вынуждающей силы и силы вязкого сопротивления, направлены противоположно друг другу, а фазовый сдвиг равен 90°.

Энергетические взаимодействия в рассматриваемой системе существенно отличаются. Взаимодействие генератора колебаний и гидроцилиндра исполнительного механизма начинается при $\psi = 64°$, а выход из него соответствует 8° (см. рис. 6). Так как все значения в интервале изменения ψ меньше 90°, то и на всех векторных диаграммах вынуждающая сила F не только компенсирует активную силу $\overline{R}$ вязкого сопротивления, но и добавляет свою часть — составляющую $F\cos\psi$ к реактивным силам $\overline{\Phi}$ и $\overline{F}_y$. Эта составляющая направлена точно вдоль оси x_2, поэтому совершает положительную работу. Следовательно, в период взаимодействия (точки 1 и 2 на рис. 4) гидрообъемный генератор вводит в систему дополнительную энергию ΔE_0 на каждом периоде колебаний x_2.

Для сравнения в первом резонансе взаимодействие в системе начинается при $\psi = 105°$, а выход из него соответствует 45° (см. рис. 6), поэтому в начале взаимодействия реактивная составляющая $F\cos\psi$ вынуждающей силы направлена противоположно оси x_2 и совершает отрицательную работу, затормаживая колебания плунжера гидроцилиндра. Среднеинтегральное значение "быстрой фазы" $\psi = 74°$ меньше, чем фазовый сдвиг у линейной системы (90°), поэтому амплитуда A_2 в первом резонансе больше, чем у линейной системы с эквивалентной активной, рассеиваемой за период колебаний энергией, но меньше, чем у той же системы, работающей в параметрическом режиме при $\psi = 35°$.

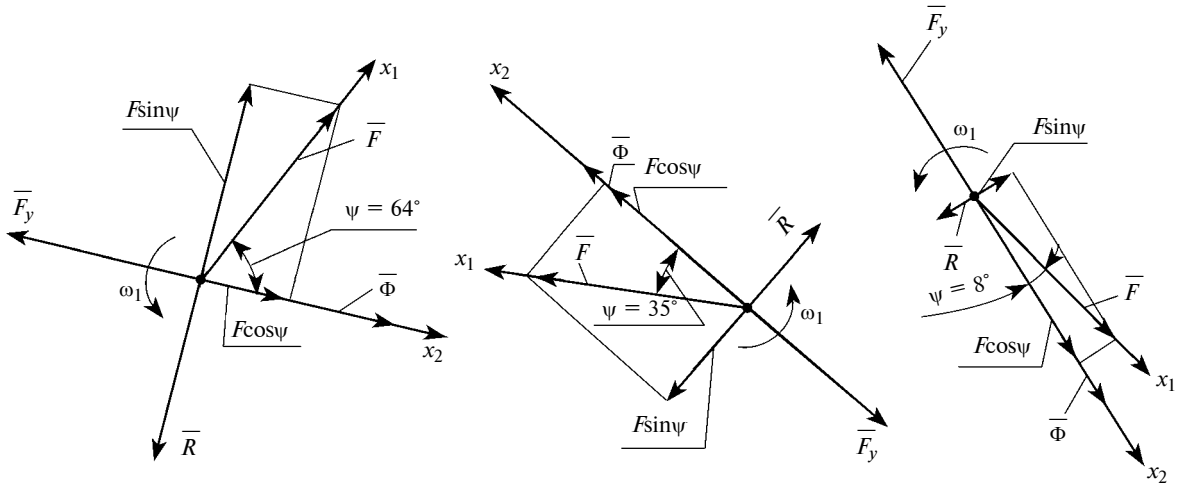


Рис. 6. Векторные диаграммы при параметрическом резонансе

Итак, в точку 1 (см. рис. 4) плунжер гидроцилиндра входит с энергией $E_{01} = T_1 + \Pi_1$, а из точки 2 выходит с возросшей энергией: $E_{02} = T_2 + \Pi_2 > E_{01}$. При этом имеем:

$$\Delta E_0 = E_{02} - E_{01}.$$

Таким образом, в результате энергообмена, генератором вводится энергия, компенсирующая активную энергию сил трения при взаимодействии, а другая часть вводимой энергии аккумулируется в виде реактивной энергии исполнительного механизма. Невозврат этой энергии обусловлен "отсоединением" плунжера гидроцилиндра в паузе, когда реактивная энергия ΔE_0 преобразуется в активную $E_{ак}$ на участке 2—3 (см. рис. 4).

Существенное увеличение добротности системы в параметрическом резонансе до 24÷24,5 дБ обусловлено ее нелинейностью и параметрическим ***довозбуждением***, обеспечивающим дополнительную "накачку" энергией системы гидрообъемным генератором.

Конструкция генератора вибромашины может варьироваться. Так, на рис. 7 приведена схема более простого, бесплунжерного генератора, когда циклическая деформация оболочки задается непосредственно эксцентриковым валом с подшипником качения. Он содержит корпус *1*, эксцентриковый вал *2* с подшипником *3*, оболочку *4*, поджатую винтом *5*, обеспечивающим регулирование амплитуды переменного объема $W(x_1)$, вытесняемого из оболочки. Через дроссель *6* компенсируются утечки и заполняется оболочка при создании начального давления в системе. На участке *7* оболочка *4* поджата пластинами и винтами *8*, обеспечивающими настройку собственной частоты присоединяемого колебательного контура. Через патрубок *9* генератор соединяется с исполнительным механизмом в виде гидроцилинра (см. рис. 1) или иным исполнительным устройством, например по-

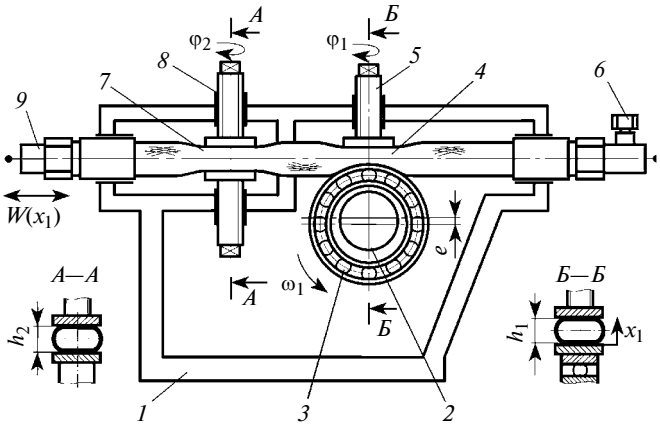


Рис. 7. Генератор с эксцентриковым вытеснителем рабочей жидкости

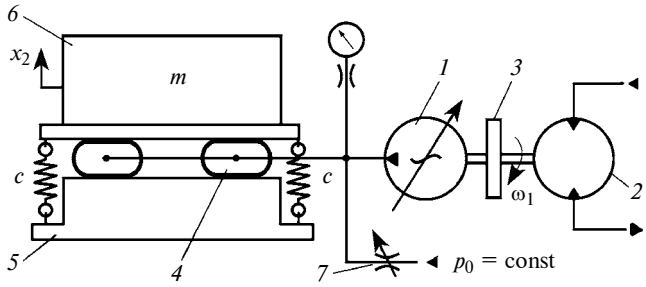


Рис. 8. Гидравлическая схема вибромашины с генератором и исполнительным механизмом на упругих оболочках

казанным на рис. 8. Здесь дана упрощенная гидравлическая схема вибромашины с исполнительным механизмом на поджатых оболочках. Генератор *1* приводится в действие от вала гидромотора *2* с маховиком *3*. Упругие оболочки исполнительного механизма *4* прижаты к основанию *5* пружинами жесткостью *c*. На рабочем столе может располагаться испытуемый объект *6* массой *m* или какой-либо рабочий орган: лоток, гравитационный спуск и т. п.

Эти примеры дополнительно показывают разнообразие технических решений вибрационных машин с гидрообъемным генератором колебаний на упругой оболочке, играющей одновременно роль нелинейной гидравлической пружины.

Заключение

Свойства рассмотренной вибрационной машины с гидрообъемным генератором на упругой оболочке при параметрическом довозбуждении колебаний, вызывающем устойчивый режим параметрического резонанса с захватом собственной частотой системы частоты кинематического возбуждения, обеспечивают ее дополнительные возможности. Добротность системы возрастает в 1,5 раза, система остается управляемой по амплитуде и собственной частоте колебаний.

Колебания системы отличаются существенной несимметричностью, что широко используется в технологиях, связанных с эффектом вибротранспортирования.

В такой вибромашине несложно организовать циклические и даже случайные переходы из основного резонанса в параметрический и обратно, создавая процессы амплитудно-частотной модуляции, применяемые в технологиях вибрационных испытаний различных технических объектов.

Новые технические решения, основанные на использовании свойств гидравлических рукавов высокого давления — упругих оболочек, предложенные в заключительной части статьи, требуют исследования и также могут дать новые интересные и технологически полезные эффекты.

УДК 621.838.1

А. Я. РЫЗВАНОВИЧ, канд. техн. наук, инж. В. Б. ШМУЛЕВСКИЙ, В. А. ГЕНЕРАЛОВ (Ярославское высшее военное училище противовоздушной обороны), e-mail: galia712@yandex.ru

Приводы с крутильными колебаниями скорости для ударно-прерывистого резания

Приведены результаты исследований и практического использования вибропередач различной конструкции. Даны основы проектирования передач с регулируемой неравномерностью хода.

Ключевые слова: ударно-прерывистое резание, виброобработка, вибропривод, шпиндель.

The results of research and practical use of vibro-transmissions of various designs are presented. The fundamentals of the design of gears with adjustable velocity fluctuation are given.

Keywords: impact-interrupted cutting, vibroprocessing, vibration drive, spindle.

Ударно-прерывистое резание с крутильными колебаниями шпинделя — недостаточно исследованный процесс. Более известно применение осевых или радиальных колебаний [1] вследствие сравнительной простоты исполнительных механизмов. Определенный интерес представляет ударно-прерывистое резание, при котором скорость неравномерного относительного вращательного движения инструмента и заготовки обеспечивается сложением равномерного вращательного движения с требуемой скоростью и возвратно-вращательного движения. Амплитуду скорости последнего можно задавать в пределах от 1 до 40 значений скорости равномерного движения, а частоту в пределах от (n + 0,3) до (n + 0,7), где n — целое число из ряда от 2 до 12, а отношение времени возвратного движения к времени попутного равномерного устанавливают равным или меньшим единицы [2].

На рис. 1 представлены кривые *1* суммарной скорости ω такого движения.

Механизмы, реализующие виброобработку, представлены на рис. 2, 3 и 4 [3, 4]. Трехдисковый привод с крутильными колебаниями виброшпинделя (см. рис. 2, *а*) состоит из двигателя *1*, коробки скоростей *2* и собственно устройства для модуляции тангенциальной скорости шпинделя, включающего в себя диск *3* с запрессованным в него пальцем *4*, который неповоротно установлен на выходном валу *5*, диск *6* с пальцем *7*, неповоротно установленный на виброшпинделе *8*, и промежуточный диск *9* с пальцами *10* и *11*, установленный в подшипнике *12*, обойма *13* которого выполнена с двумя проушинами, соединенными с кор-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 10)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 159615 Рос. Федерация:** МПК B 06 B 1/18. Вибростенд с гидрообъемным генератором колебаний.
2. **Нижегородов А. И.** Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 1 // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 31—36.
3. **Нижегородов А. И.** Анализ и синтез универсальной вибрационной машины с гидрообъемным возбуждением колебаний. Часть 2 // Вестник машиностроения. 2017. № 12. С. 3—9.
4. **Бауман В. А., Быховский И. И.** Вибрационные машины и процессы в строительстве. М.: Высшая школа, 1977. 255 с.
5. **Вибрации** в технике: Справочник / Под. ред. В. Н. Челомея. В 6 т. Т. 4. / Под. ред. Э. Э. Лавендела. М.: Машиностроение, 1981. 509 с.
6. **Испытательная** техника: Справочник. В 2 кн. / Под ред. В. В. Клюева. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1982. 560 с.
7. **Nizhegorodov A. I.** Radial piston hydraulic machine with amplitude-frequency modulation for drives of vibrational seismic testing platforms // Russian Engineering Research. V. 35. 2015. N. 3. P. 161—166.
8. **Nizhegorodov A. I., Gavrilin A. N., Moyzes B. B.** Hydraulic Power of Vibration Test Stand with Vibration Generator Based on Switching Device / Key Engineering Materials. V. 685. 2015. P. 320—325.
9. **Ден Гартог Дж. П.** Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960. 455 с.
10. **Хаяси Т.** Нелинейные колебания в физических системах. М.: Мир, 1968. 432 с.
11. **Якубович В. А., Старжинский В. М.** Параметрический резонанс в линейных системах. М.: Наука, 1987. 382 с.
12. **Гостев В. И., Чинаев П. Т.** Замкнутые системы с периодически изменяющимися параметрами. М.: Энергия, 1979. 272 с.
13. **Шмидт Г.** Параметрические колебания. М.: Мир, 1978. 337 с.
14. **Вибрации** в технике: Справочник / Под. ред. В. Н. Челомея. В 6 т. Т. 1 / Под. ред. В. В. Болотина. М.: Машиностроение, 1978. 352 с.

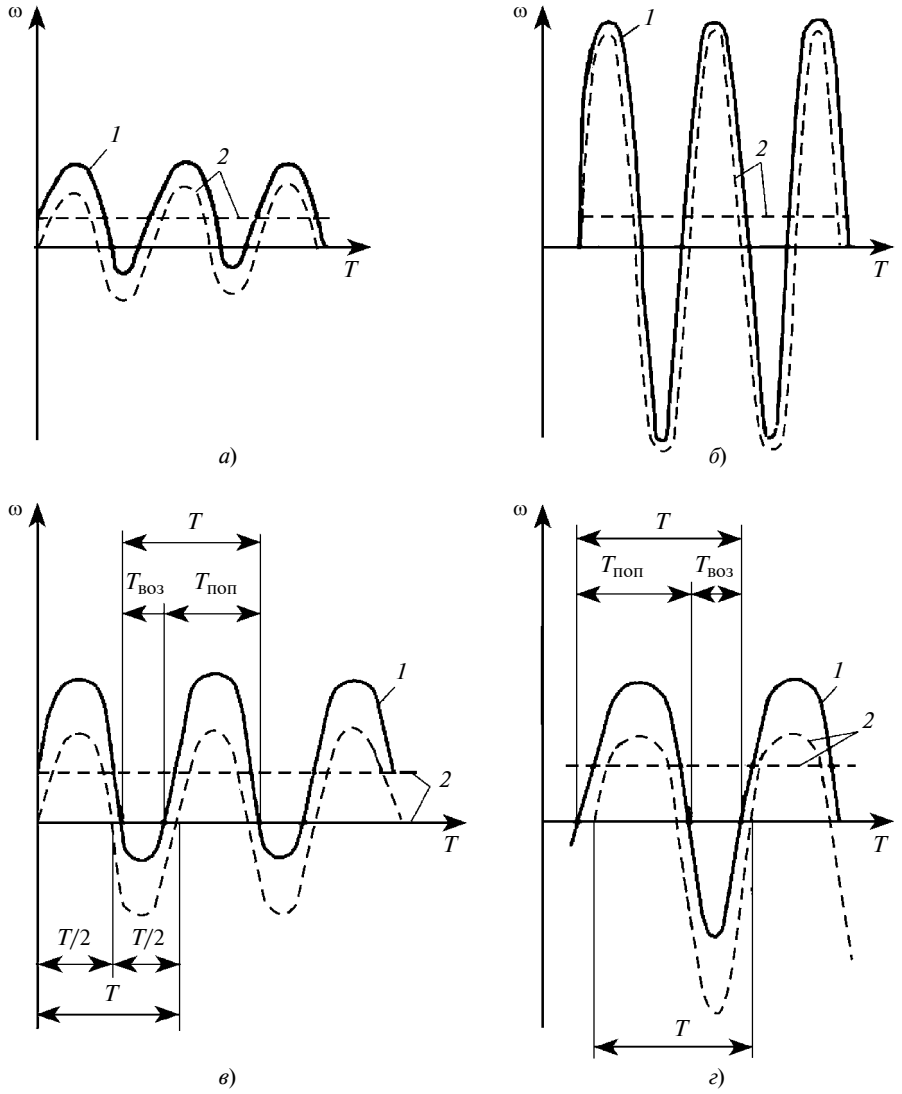


Рис. 1. Суммарные скорости (поз. *1*) неравномерного вращательного движения и их составляющие (поз. *2*):

а — при амплитуде, равной 1,5 скорости равномерного движения; *б* — при амплитуде, равной 5 скоростям равномерного движения; *в* — при отношении 1/3 времен возвратного и попутного движений; *г* — при функциях скорости, отличных от синусоидальных

пусом *14*: одна — шарнирно, осью *15*, другая — посредством гайки *16* и винта *17*.

Диски *3*, *6* и *9* вращаются относительно одной оси, кинематически связаны пальцами *4*, *7* и *10*, *11* и планками *18*, *19*. Когда диск *3* через пальцы и планки вращает диски *9* и *6* относительно общей оси (эксцентриситет *e* промежуточного диска *9* равен нулю), виброшпиндель вращается равномерно, осуществляя безвибрационное резание. Если сделать несколько оборотов винта *17* относительно корпуса *14*, например по часовой стрелке, обойма *13* повернется относительно общего центра на угол α, смещая промежуточный диск *9* на тот же угол (его эксцентриситет $e \neq 0$), и виброшпиндель начнет вращаться неравномерно, с тангенциальной модуляцией скорости. При этом чем больше угол отклонения диска *9*, тем больше величина тангенциальной модуляции скорости шпинделя.

На рис. 2, *б* показан усовершенствованный механизм [4], у которого пальцы входного *1* и выходного *2* дисков кинематически связаны с промежуточным диском *3* посредством соответствующих пазов (без планок).

Отметим важную особенность таких механизмов, которые, как и универсальные шарниры [5], передают безвибрационное вращение виброшпинделю в том случае, когда все диски расположены соосно.

Воспользовавшись схемой механизма (см. рис. 3), запишем систему уравнений

$$\begin{cases} a\sin\varphi_0 + c\sin\delta_1 = a\sin\varphi_1; \\ a\cos\varphi_0 + c\cos\delta_1 = a\cos\varphi_1 + e, \end{cases} \quad (1)$$

где $a = OA = BC = OD = CE$ — размер, определяющий положение пальцев на дисках; $e = OC$ — эксцентриситет промежуточного диска относительно ведущего и ведомого дисков; c — длина планок; φ_0, φ_1 — углы поворота соответственно ведущего и промежуточного дисков.

Дифференцируя по φ_1 уравнение, полученное после преобразований системы (1), имеем:

$$-2a\sin(\varphi_1 - \varphi_2)\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} - 1\right) + 2ae\left(\sin\varphi_2\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} + \sin\varphi_1\right) = 0.$$

Отсюда получаем:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1) + \frac{e}{a}\sin\varphi_0}{\sin(\varphi_2 - \varphi_1) - \frac{e}{a}\sin\varphi_2} \quad (2)$$

и, соответственно,

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi_0} = \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_0) + \frac{e}{a}\sin\varphi_0}{\sin(\varphi_1 - \varphi_0) - \frac{e}{a}\sin\varphi_1}. \quad (3)$$

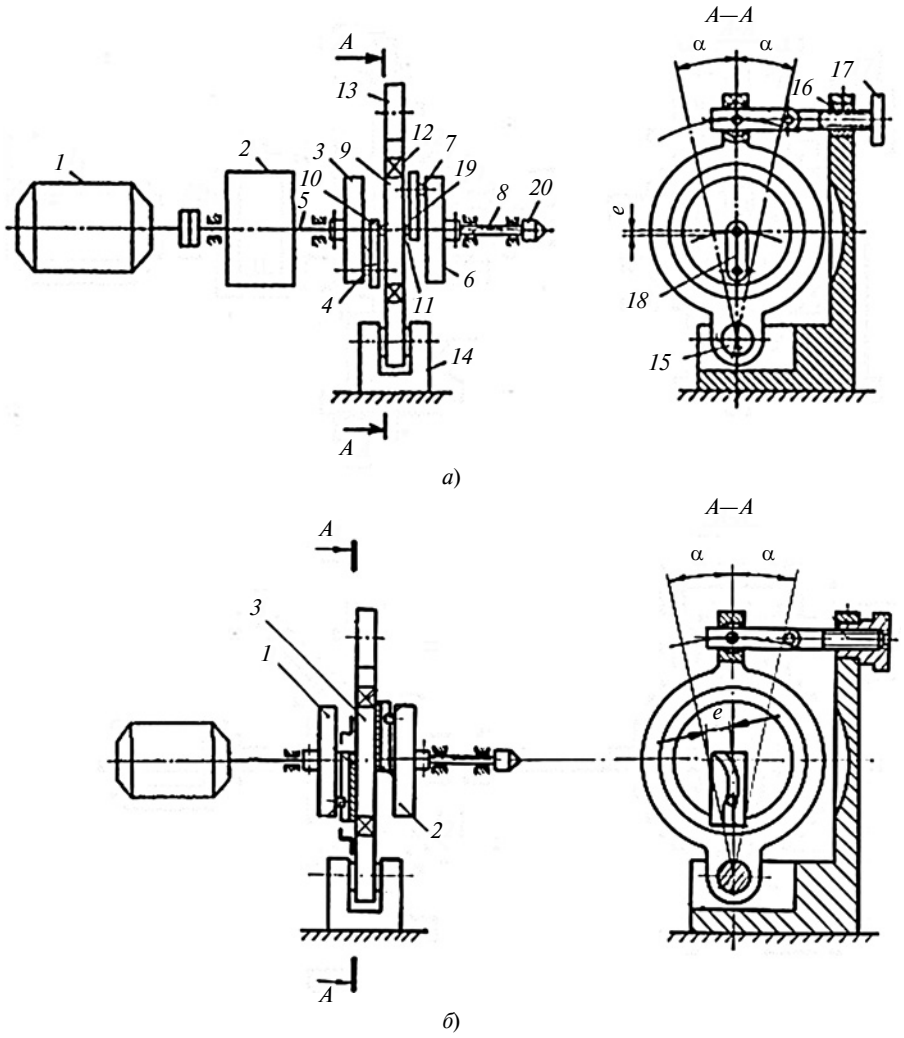


Рис. 2. Трехдисковый привод с крутильными колебаниями виброшпинделя (*а*) и его модификация (*б*)

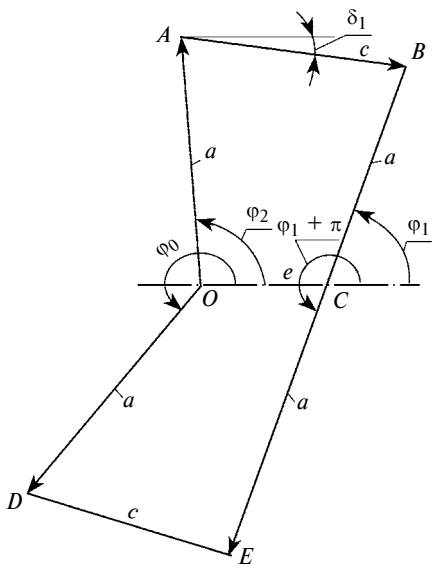


Рис. 3. Расчетная схема трехдисковой передачи

Из уравнений (2) и (3)следует:

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_0} = \frac{\left[\sin(\varphi_2-\varphi_1)+\frac{e}{a}\sin\varphi_1\right]\times}{\left[\sin(\varphi_2-\varphi_1)-\frac{e}{a}\sin\varphi_2\right]\times} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{\times\left[\sin(\varphi_1-\varphi_0)-\frac{e}{a}\sin\varphi_0\right]}{\times\left[\sin(\varphi_1-\varphi_0)-\frac{e}{a}\sin\varphi_1\right]}. \quad (4)$$

Анализ уравнения (4) показывает, что угол φ_2 поворота ведомого диска является функцией эксцентриситета e промежуточного диска, при изменении которого меняется неравномерность δ вращения ведомого диска, характеризующая модуляцию скорости виброшпинделя. Результат — неравномерное вращение виброшпинделя, сопровождающееся крутильными колебаниями, которые можно плавно регулировать при работающем механизме.

Приняв минимальное значение угла передачи $ABO_1 \le 20°$, имеем $e_{max} = c/1{,}5$. Пусть $AB = BC = CE = a$, среднее передаточное отношение $i_{ср} = 1$. Тогда для размеров механизма в относительных единицах $e_{max} = 1$, $c = 1{,}5$, $a = 2$ и из соотношения (4) получим:

$$\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_0}\right)_{\varphi_1=0} = 3;$$

$$\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_0}\right)_{\varphi_1=\frac{\pi}{2}} = 1;$$

$$\left(\frac{d\varphi_2}{d\varphi_0}\right)_{\varphi_1=\pi} = 3,$$

и максимальная неравномерность хода шпинделя определится как

$$\delta_{max} = \frac{i_{max}-i_{min}}{i_{ср}} = \frac{3-\frac{1}{3}}{1} = 2{,}67.$$

Описанная передача компактна, но ее сложно смонтировать на неразрезном валу. Однако предпринятые нами разработки показали возможность использования модификаций этой передачи для привода шпинделя вертикально-сверлильного станка [6]. На рис. 4, *а* представлена схема установки трехдискового привода на шпинделе вертикально-сверлильного станка, которая включает в себя электродвигатель *1*, коробку скоростей *2*, шпиндель *3* станка (он же является выходным валом коробки

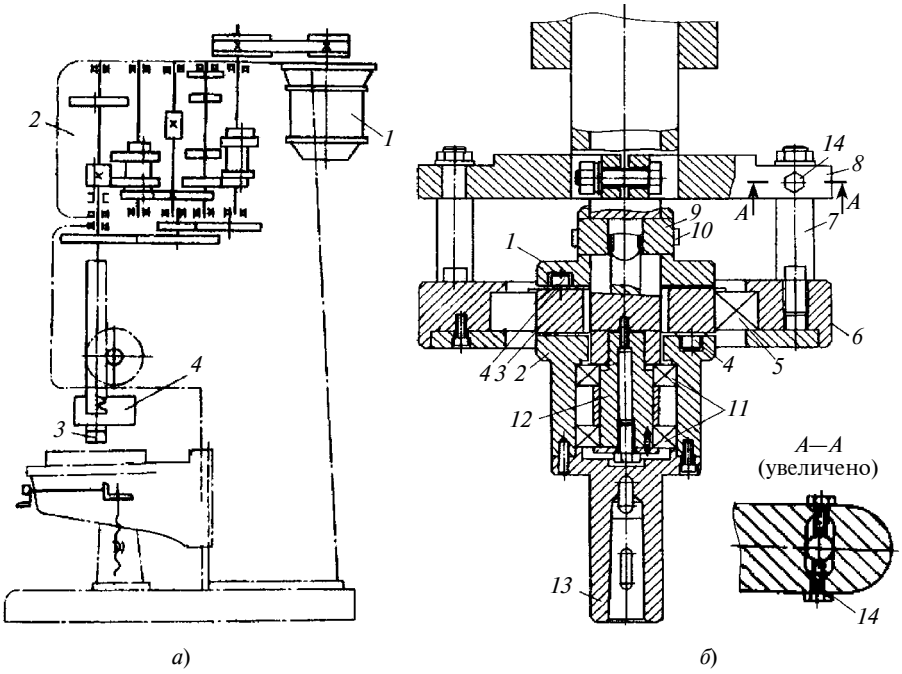


Рис. 4. Схема установки трехдискового вибропривода на шпинделе вертикально-сверлильного станка (*а*) и конструкция вибропривода (*б*)

скоростей) и устройство *4* для создания его крутильных колебаний. Конструкция этого устройства представлена на рис. 4, *б*.

На шпинделе станка без возможности поворота установлен диск *1*, с возможностью поворота — диск *2* и свободно надет с зазором промежуточный диск *3*. В диски *1* и *2* одним концом вставлены ступенчатые пальцы *4* с расположенными эксцентрично одна относительно другой ступенями. Другим концом пальцы *4* входят в соответствующие расточки диска *3*, установленного в подшипнике *5*. Наружная обойма подшипника *5* размещена в его корпусе *6* и шарнирно соединена с помощью шпилек *7* со стойкой *8*, установленной на пиноли шпинделя посредством клеммового зажима. Диски *1*, *2* и *3* связаны между собой только ступенчатыми пальцами *4*. Диск *1* зафиксирован на шпинделе с помощью клиньев *9*, которые фиксируются кольцом *10*.

Диск *2* выполнен в виде гильзы, которая установлена в подшипниках качения *11* на специальном удлинителе *12* шпинделя. Диск *2* жестко соединен с патроном *13*.

Устройство регулирования амплитуды крутильных колебаний скорости шпинделя на ходу и под нагрузкой включает шпильки *7*, ввернутые в корпус *6* подшипника, и регулировочные винты *14*.

Устройство для создания тангенциальных вибраций шпинделя вертикально-сверлильного станка работает следующим образом. Вращение от электродвигателя *1* (см. рис. 4, *а*) сообщается входному валу коробки скоростей *2* станка, редуцируется до величины, предусмотренной технологическим процессом, и передается шпинделю *3* (см. рис. 4, *а*) и жестко связанному с ним диску *1* (см. рис. 4, *б*), который через ступенчатый палец *4* вращает промежуточный диск *3*, передающий посредством пальца вращение диску *3* с патроном *13*.

Когда оси вращения всех дисков (*1*, *2* и *3*) совпадают (эксцентриситет промежуточного диска *2* равен нулю), шпиндель станка вращается равномерно и вибропривод шпинделя эквивалентен безвибрационному приводу, что является несомненным достоинством.

Если сделать несколько оборотов винтом *14*, например против часовой стрелки, то центр подшипника *5* сместится относительно оси шпинделя на некоторое расстояние. При этом благодаря наличию центрального отверстия вместе с подшипником сместится и промежуточный диск *3* на ту же величину. Его ось вращения теперь не будет совпадать с осью вращения дисков *1* и *2* и шпинделя станка, а его эксцентриситет составит некоторую величину. Благодаря этому эксцентриситету шпиндель будет вращаться неравномерно, создавая модуляцию скорости в тангенциальном направлении виброшпинделя вертикально-сверлильного станка.

Такой привод позволил сравнить вибрационное резание с безвибрационным, оценить процесс стружкообразования и стойкость инструмента в объединении Псковхимлегмаш при эксплуатации станка модели 2А-135 на производственном участке.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Подураев В. Н.** Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. 350 с.

2. **А. с. 878412 СССР:** МКИ^3 B23 B 1 /00. Способ ударно-прерывистого резания.

3. **А. с. 655481 СССР:** МКИ^2 B23B 47/04. Привод шпинделя для вибрационного резания.

4. **А. с. 831380 СССР:** МКИ^3 B23B 19/02. Привод шпинделя для вибрационного резания.

5. **Рызванович А. Я., Генералов В. А., Капралов В. В.** Вибрационная обработка с крутильными колебаниями шпинделя // Вестник машиностроения. № 6. 2016.

6. **А. с. 774822 СССР:** МКИ^3 B23B 47/04. Привод шпинделя для вибрационного резания.

УДК 681.5.013.001.573

М. В. ЧУВЕЙКО, канд. техн. наук, Д. В. СИНЯК (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: chuveyko@gmail.com

Использование синергетической концепции управления в классической задаче стабилизации системы "Ball and Beam" с учетом трения

Рассмотрена задача синтеза нелинейного регулятора для стабилизации системы "Ball and Beam" (шар на стержне) с учетом нелинейной характеристики трения, возникающей в зоне контакта шара и стержня. Регулятор синтезировали посредством формирования иерархии желаемых притягивающих многообразий в пространстве состояния системы.

Ключевые слова: система "Ball and Beam", синтез нелинейного регулятора, аналитическое конструирование агрегированных регуляторов.

The problem of nonlinear regulator synthesis for the stabilization of the "Ball and Beam" system (ball on a rod) is considered taking into account the nonlinear frictional characteristic arising in the contact zone of the ball and the rod. The regulator was synthesized by forming a hierarchy of desired attracting manifolds in the state space of the system.

Keywords: "Ball and Beam" system, nonlinear regulator synthesis, analytical design of aggregated regulators.

Постановка задачи. Стабилизация системы "Ball and Beam" — одна из задач, на которых традиционно проводят апробацию новых методов синтеза нелинейных регуляторов в теории автоматического управления. Сама система представляет собой прямолинейный стержень *1*, закрепленный в точке *O* подвеса (рис. 1). Стержень может свободно поворачиваться вокруг оси крепления. В точке подвеса приложен момент силы, позволяющий управлять углом α наклона стержня. На стержне расположен шар *2*, который под действием гравитационных сил может катиться по стержню без проскальзывания. Очевидно, что равновесие шара возможно только при горизонтальном расположении стержня. При этом данное равновесие не является строго устойчивым. Изменяя некоторым образом угол α поворота стержня, можно оказывать влияние на траекторию движения шара.

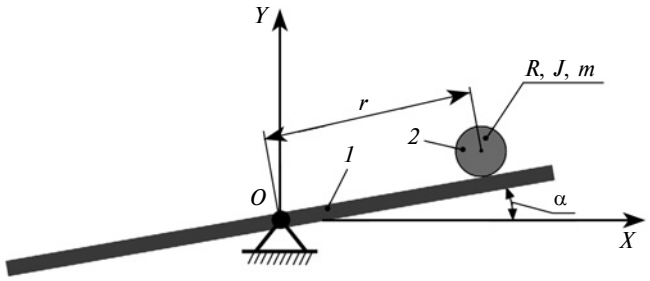


Рис. 1. Схема механической системы "Ball and Beam"

Классическая постановка задачи стабилизации системы "Ball and Beam" заключается в формировании закона изменения угла поворота стержня таким образом, чтобы шар стремился занять на стержне некоторое заданное положение. Существуют разнообразные подходы к решению данной задачи [1—3 и др.]. Однако многие из существующих методов не позволяют подойти к процессу решения задачи синтеза нелинейного регулятора обобщенно. Кроме того, в большинстве случаев синтезируемые законы управления не учитывают влияние трения, что на практике приводит к возникновению ошибки позиционирования шара в связи с "зоной нечувствительности". Данная зона фазового пространства расположена в области низких скоростей шара при малых углах отклонения стержня от горизонтальной оси. Ее появление обусловлено компенсацией процессами трения сил, направленных на позиционирование шара в требуемом положении. Рассмотрим решение задачи стабилизации посредством метода аналитического конструирования агрегированных регуляторов [4, 5].

Математическая модель системы. Пусть шар радиусом R и массой m, имеющий момент инерции J, представлен в пространстве двумя координатами — r и α, где r — расстояние от центра шара до оси вращения стержня, α — угол поворота стержня против часовой стрелки, отсчитываемый от горизонтальной плоскости. Будем считать, что шар движется по стержню безотрывно, а его жесткость достаточно велика, чтобы пренебречь эффектами упругого скольжения [6]. Кроме того, будем полагать, что динамические свойства управляющего привода позволяют отказаться от рассмотрения динамики его переходных процессов и считать угол α поворота стержня задаваемой величиной, т. е. будем рассматривать α в качестве управляющей переменной.

Математическая модель подобной системы с учетом трения имеет вид:

$$\left(m+\frac{J}{R^2}\right)\ddot{r}-\frac{J}{R}\ddot{\alpha}-mr\dot{\alpha}^2+mg\sin\alpha=-F(\dot{r}),\quad (1)$$

где g — ускорение свободного падения; $F(\dot{r})$ — сила трения качения, возникающая в зоне контакта шара и стержня.

Величина силы F зависит от скорости $\dot{r}$ и с некоторыми допущениями может быть записана в виде сигмоидальной функции, в качестве которой используем гиперболический тангенс:

$$F(\dot{r}) = f\mathrm{th}(\dot{r}\mu),$$

где f и μ — коэффициенты, определяющие соответственно величину трения качения и крутизну характеристики в области малых скоростей.

Упростим уравнение (1) с учетом пренебрежимо малого влияния членов $\ddot{\alpha}$ и $\dot{\alpha}^2$ на динамику синтезируемой асимптотически устойчивой системы. Также для удобства введем обозначение $m_2 = m + J/R^2$ и приведем уравнение (1) к системе уравнений Коши:

$$\begin{cases} \dot{r} = v; \\ \dot{v} = -\dfrac{f}{m_2}\mathrm{th}(v\mu) - \dfrac{m}{m_2}g\sin\alpha. \end{cases} \quad (2)$$

Синтез регулятора. Несмотря на сделанное ранее предположение о малом влиянии динамических свойств привода на динамику системы, фактическое изменение угла поворота стержня требует некоторого времени, а следовательно, формирование закона управления в виде функции $\alpha = \phi_1(r, v)$ будет неоправданным упрощением. В связи с этим в качестве управляющей переменной будем использовать не угол α, а угловую скорость ω, для чего добавим к системе (2) уравнение $\dot{\alpha} = \omega$:

$$\begin{cases} \dot{r} = v; \\ \dot{v} = -\dfrac{f}{m_2}\mathrm{th}(v\mu) - \dfrac{m}{m_2}g\sin\alpha; \\ \dot{\alpha} = \omega. \end{cases} \quad (3)$$

Подобный подход позволяет накладывать ограничения на "требуемую" синтезированным регулятором скорость изменения угла α, ограничивая ее рамками физической реализуемости.

Тогда постановка задачи синтеза формулируется следующим образом: требуется найти такую функцию $\omega(r, v, \alpha)$, которая при добавлении ее к системе (3) обеспечит выполнение требования $\lim\limits_{t\to\infty} r(t) = 0$.

Фазовое пространство системы (3) описывается тремя переменными состояния: r, v, α. Выделим в данном пространстве некоторое многообразие M_1, описываемое выражением:

$$\alpha - \phi_1(r, v) = 0. \quad (4)$$

Здесь $\phi_1(r, v)$ — функция так называемого внутреннего управления, которая определяет динамику системы на многообразии M_1. Выбор данной функции будет осуществлен ниже. Корректный выбор данной функции должен обеспечивать решение поставленной задачи для тех случаев, когда система начинает свое движение из точки $p_0 \in M_1$. В случае $p_0 \notin M_1$ необходимо обеспечить асимптотическое стремление изображающей точки к многообразию M_1. Для выполнения последнего требования введем переменную ψ_1:

$$\psi_1 = \alpha - \phi_1(r, v). \quad (5)$$

Для стремления изображающей точки к многообразию M_1 достаточно выполнения условия $\lim\limits_{t\to\infty} \psi_1(t) = 0$. Это условие может быть выполнено, если ψ_1 подчиняется закону:

$$T_1\dot{\psi}_1 + \psi_1 = 0. \quad (6)$$

Подставим в выражение (6) формулы (3) и (5):

$$T_1(\omega - \dot{\phi}_1(r, v)) + \alpha - \phi_1(r, v) = 0.$$

Выразим из полученного выражения угловую скорость:

$$\omega = \frac{1}{T_1}(\phi_1(r, v) - \alpha) + \dot{\phi}_1(r, v). \quad (7)$$

Таким образом, мы получили искомый закон изменения угловой скорости, который обеспечивает выполнение требования (6), а следовательно, и асимптотическое стремление изображающей точки к многообразию M_1.

Определим форму желаемого многообразия M_1. Для этого необходимо рассмотреть динамику системы на M_1. Система уравнений (3) с учетом выражения (4) примет вид:

$$\begin{cases} \dot{r} = v; \\ \dot{v} = -\dfrac{f}{m_2}\mathrm{th}(v\mu) - \dfrac{m}{m_2}g\sin(\phi_1(r, v)). \end{cases} \quad (8)$$

Размерность полученной системы на единицу меньше, чем исходной. При этом в качестве управляющей переменной имеем $\phi_1(r, v)$. Таким образом, можно говорить, что текущая задача синтеза идентична сформулированной ранее, но с меньшим порядком системы. В целях дальнейшей редукции размерности повторим рассуждения, аналогичные предыдущим.

Выделим на многообразии M_1 желаемое подмногообразие M_2, описываемое выражением:

$$v - \phi_2(r) = 0. \quad (9)$$

Введем переменную:

$$\psi_2 = v - \phi_2(r). \quad (10)$$

Для соблюдения условия $\lim\limits_{t\to\infty} \psi_2(t) = 0$ обеспечим выполнение равенства:

$$T_2\dot{\psi}_2 + \psi_2 = 0. \quad (11)$$

Подставив в выражение (11) формулы (8) и (10), получим:

$$T_2\left(-\frac{f}{m_2}\,\mathrm{th}(\upsilon\mu) - \frac{m}{m_2}g\sin(\phi_1(r,\upsilon)) - \dot{\phi}_2(r)\right) + \\ + \upsilon - \phi_2(r) = 0.$$

Выразим $\phi_1(r, \upsilon)$:

$$\phi_1(r,\upsilon) = \\ = \arcsin\frac{m_2\upsilon - T_2 f\,\mathrm{th}(\upsilon\mu) - m_2\phi_2 - m_2T_2\dot{\phi}_2}{T_2 mg}. \quad (12)$$

Рассмотрим динамику системы на M_2. Система уравнений (8) с учетом формулы (9) примет вид:

$$\dot{r} = \phi_2(r).$$

Несложно догадаться, что для выполнения требования исходной постановки задачи $\lim\limits_{t\to\infty} r(t) = 0$ достаточно, чтобы функция $\phi_2(r)$ имела вид:

$$\phi_2(r) = -\frac{1}{T_3}r. \quad (13)$$

Таким образом, форма всех желаемых многообразий определена. Действительно, продифференцируем по времени выражение (13):

$$\dot{\phi}_2 = -\frac{1}{T_3}\upsilon. \quad (14)$$

Подставим выражения (13) и (14) в функцию управления (12):

$$\phi_1(r,\upsilon) = \\ = \arcsin\frac{m_2(T_2+T_3)\upsilon + m_2 r - T_3T_2 f\,\mathrm{th}(\upsilon\mu)}{T_3T_2mg}. \quad (15)$$

Для упрощения записи введем следующие обозначения: $h_1 = \dfrac{m_2(T_2+T_3)}{T_3T_2mg}$, $h_2 = \dfrac{m_2}{T_3T_2mg}$, $h_3 = -\dfrac{f}{mg}$.

С учетом этого формула (15) приобретает вид:

$$\phi_1(r,\upsilon) = \arcsin(h_1\upsilon + h_2 r + h_3\mathrm{th}(\upsilon\mu)).$$

Продифференцируем последнее выражение по времени:

$$\dot{\phi}_1 = \\ = \frac{-(h_1 + h_3\mu\,\mathrm{ch}(\mu\upsilon)^{-2})(gm\sin(\alpha) + f\,\mathrm{th}(\mu\upsilon)) + h_2m_2\upsilon}{m_2\sqrt{1-(h_1\upsilon + h_2r + h_3\mathrm{th}(\mu\upsilon))^2}}.$$

Подставим функции ϕ_1 и $\dot{\phi}_1$ в выражение (7) для угловой скорости:

$$\omega(r,\upsilon,\alpha) = \frac{1}{T_1}(\arcsin(h_1\upsilon + h_2r + h_3\mathrm{th}(\upsilon\mu)) - \alpha) + \\ + \frac{-(h_1 + h_3\mu\,\mathrm{ch}(\mu\upsilon)^{-2})(gm\sin(\alpha) + f\,\mathrm{th}(\mu\upsilon)) + h_2m_2\upsilon}{m_2\sqrt{1-(h_1\upsilon + h_2r + h_3\mathrm{th}(\mu\upsilon))^2}}.$$

Таким образом, задача синтеза нелинейного регулятора решена.

Компьютерное моделирование. Для проведения численного моделирования использовали следующие параметры модели: $g = 9{,}8$ м/с^2, $m = 0{,}05$ кг, $R = 0{,}01$ м, $J = 2\cdot10^{-6}$ кг·м^2, $f = 0{,}03$, $\mu = 25$, а также параметры регулятора: $T_1 = 0{,}5$ с, $T_2 = 1$ с, $T_2 = 1$ с. Стоит отметить, что величины параметров T_i определяются из условий физической реализуемости и существенным образом зависят от характеристик используемого электропривода.

В ходе серии численных экспериментов установлена асимптотическая устойчивость положения системы в точке $r = 0$, $\upsilon = 0$, $\alpha = 0$. На рис. 2 представлен типовой переходный процесс системы, полученный при следующих начальных условиях: $r_0 = 0{,}5$ м, $\upsilon_0 = 0$, $\alpha_0 = 0$. Здесь кривая *1* соответствует функции $r(t)$, характеризующей отклонение шара от требуемого положения, а кривая *2* — функции $\alpha(t)$, характеризующей угол наклона стержня.

Также была проведена апробация полученного закона управления на неупрощенной математической модели (1). Численное моделирование показало незначительные отклонения в динамике движения шара. Данный результат косвенным об-

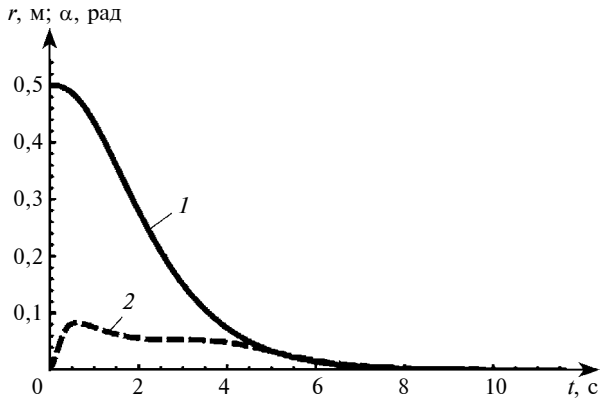


Рис. 2. Типовой переходный процесс системы "Ball and Beam"

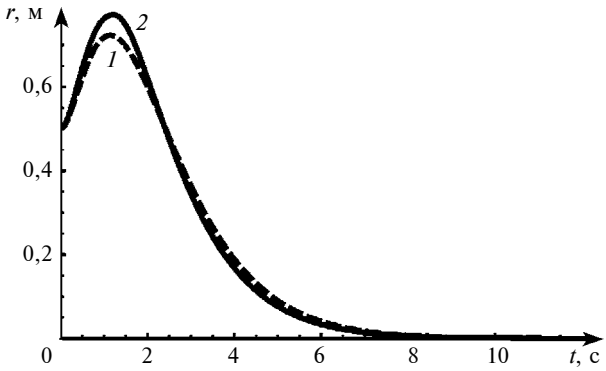


Рис. 3. Переходные процессы в упрощенной (*1*) и изначальной (*2*) математических моделях системы "Ball and Beam"

разом указывает на робастность синтезированного регулятора. Переходные процессы обеих систем при идентичных начальных условиях $r_0 = 0{,}5$ м, $v_0 = 0$, $\alpha_0 = -0{,}3$ рад представлены на рис. 3. Здесь кривой *2* отображена функция $r(t)$ для неупрощенной математической модели (1), а кривой *1* — функция $r(t)$ для математической модели (3).

Заключение

В статье рассмотрено применение метода аналитического конструирования агрегированных регуляторов для решения задачи стабилизации положения шара в системе "Ball and Beam". Данный метод позволил синтезировать закон управления, формирующий в фазовом пространстве иерархию вложенных аттракторов вплоть до аттрактора нулевой размерности, представляющего собой стабилизируемое положение системы. Таким образом, закон управления обеспечил асимптотическую устойчивость заданного положения шара. Кроме того, регулятор продемонстрировал свойство робастности, что было подтверждено посредством численного моделирования.

Метод аналитического конструирования агрегированных регуляторов может быть распространен на ряд важных задач, связанных с управлением технологическими процессами. Например, в работе [7] рассматриваются условия возникновения автоколебательных движений процесса резания, которые недопустимы с позиции обеспечения требуемой геометрической точности обрабатываемой поверхности. Вполне естественно применить метод аналитического конструирования агрегированных регуляторов для синтеза нелинейного закона управления, обеспечивающего процесс резания с экономически обоснованными режимами резания и без возникновения автоколебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Matching** control laws for a ball and beam system / F. Andreev, D. Auckly, L. Kapitanski et al. // URL: http://arxiv.org/abs/math/0003177v1.
2. **Guo Y., Hill D. J., Jiang Z.-P.** Global Nonlinear Control of the Ball and Beam System // Decision and Control. 1996. Proceedings of the 35th IEEE Conference on. V. 3. P. 2818—2823.
3. **Koo M.-S., Choi H.-L., Lim J.-T.** Adaptive non linear control of ball and beam system using the centrifugal term // International Journal of Innovative Computing, Information and Control. V. 8. N. 9. S. 2012. P. 5999—6009.
4. **Колесников А. А.** Синергетические методы управления сложными системами: теория системного синтеза. М.: Едиториал УРСС, 2005.
5. **Лапшин В. П., Кравец В. С.** Анализ и синтез методом АКАР системы управления колесного транспортного средства // Динамика технических систем. Сб. тр. XII междунар. науч.-техн. конф. 2016. С. 397—408.
6. **Чувейко М. В., Носачев С. В.** Модель упругого скольжения в системе "колесо — поверхность дороги"// Вестник Донского государственного технического университета. 2013. Т. 13. № 3, 4 (72—73). С. 111—116.
7. **Быкадор В. С., Костенко Г. Ю., Бабенко Т. С.** Возникновение автоколебаний в простейшей системе резания металлов// Вестник Воронежского государственного технического университета. 2016. Т. 12. № 2. С. 119—123.

УДК 621.838.222

М. П. ШИШКАРЕВ, д-р техн. наук, заслуженный изобретатель РФ (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: shishkarevm@mail.ru

Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт в приводах машин

Установлено влияние точности ограничения нагрузки и места установки адаптивных предохранительных муфт различных типов на общую массу привода машины и массу его защищаемой части.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, коэффициент усиления, масса, привод машины, коэффициент точности.

The influence of the accuracy of the load limitation and the location of the adaptive safety couplings of various types on the total mass of the machine drive and the mass of its protected part is determined.

Keywords: adaptive friction coupling, gain factor, mass, machine drive, accuracy factor.

Состояние вопроса и постановка задачи исследования

Адаптивные фрикционные муфты (АФМ) по сравнению с предохранительными фрикционными муфтами обладают повышенной стабильностью предельного вращающего момента и возможностью выбора величины его рассеяния. Указанные особенности позволяют повысить надежность защиты узлов и деталей приводов машин от преждевременного выхода из строя и увеличить ресурс их работы [1, 2].

Эксплуатационные достоинства АФМ не ограничиваются указанными особенностями. В работах [3, 4] показано влияние места установки АФМ в

кинематической цепи привода машины на его массогабаритные характеристики. Установлено, что существует оптимальное место установки АФМ, когда общая масса привода машины становится минимальной.

В работах [3, 4] при определении оптимального места установки АФМ в приводе точность ее срабатывания принята постоянной, а изменение массы муфты в результате варьирования места ее установки обусловлено изменением величины передаваемого муфтой вращающего момента. Последнее объясняется установленной в работе [5] зависимостью массы предохранительной муфты, в том числе АФМ, от величины передаваемого вращающего момента.

Возможность установки АФМ в определенном месте привода машины зависит не только от необходимости минимизации общей массы привода. При определении места установки АФМ в приводе машины следует учитывать места расположения узлов колебаний [6] и другие индивидуальные особенности привода.

В связи с этим представляется целесообразным определение влияния точности срабатывания АФМ на массу защищаемой части привода. Напомним, что согласно определению, приведенному в работе [7], защищаемой является часть привода, расположенная между АФМ и приводным двигателем.

Поскольку в зависимости от размеров защищаемой части привода место установки АФМ в приводе не фиксировано, первоначальная масса муфты, соответствующая минимальной точности срабатывания, зависит от величины передаваемого муфтой вращающего момента, если число механических передач, изменяющих частоту вращения и входящих в состав защищаемой части привода, переменное.

Кроме того, как установлено в работе [8], масса АФМ зависит от ее точности срабатывания, увеличиваясь при возрастании последней. Это обусловлено тем, что при увеличении коэффициента усиления (КУ) обратной связи АФМ, который влияет на повышение точности срабатывания, требуется увеличение силы натяжения пружины (группы пружин), замыкающих фрикционную группу, что сопровождается увеличением габаритных размеров муфты.

Увеличение точности срабатывания АФМ, приводящее к росту массы муфты, обусловливает возможность уменьшения совокупной массы элементов, составляющих защищаемую часть привода.

Результаты исследования предполагается использовать при расчетах и проектировании компоновочных схем приводов машин, а также применяемых в них предохранительных муфт, в том числе АФМ, для оптимизации массогабаритных характеристик приводов и эффективной защиты элементов приводов от перегрузок.

В связи с этим задачей исследования является определение значения КУ АФМ, при котором точность срабатывания муфты обеспечивает минимальную совокупную массу элементов защищаемой части привода, включая АФМ.

Решение задачи

Указанная задача решается для случая применения АФМ первого поколения [9] и АФМ второго поколения (базовый вариант) [10]. При исследовании будем оперировать математической базой, использованной в работе [7] в процессе оптимизации величины КУ модифицированного варианта АФМ второго поколения.

Согласно этому совокупная масса элементов защищаемой части привода, включающая массу АФМ, определяется по формуле [7]

$$M_{\text{о}.i} = M_{\text{п}.i} + M_{\text{м}.i}. \quad (1)$$

В уравнении (1) $M_{\text{о}.i}$ — совокупная текущая масса элементов защищаемой части привода и АФМ; $M_{\text{п}.i}$ — совокупная текущая масса элементов защищаемой части привода; $M_{\text{м}.i}$ — текущая (в зависимости от величины КУ и точности срабатывания) масса АФМ.

Для обычного состава защищаемой части привода (механические зубчатые редукторы, соединенные между собой жесткими компенсирующими муфтами) выражение, по которому определяется совокупная текущая масса элементов защищаемой части привода, имеет вид [7]:

$$M_{\text{п}.i} = \sum_{i=1}^{a} (M_{\text{ш}.i} + M_{\text{к}.i}) + \sum_{i=1}^{b} M_{\text{кор}.i} + \sum_{i=1}^{c} M_{\text{в}.i}, \quad (2)$$

где $M_{\text{ш}.i}$, $M_{\text{к}.i}$ — массы соответственно i-й шестерни и i-го колеса редуктора, считая от вала двигателя; $M_{\text{кор}.i}$ — масса корпуса i-го редуктора, считая от вала двигателя; $M_{\text{в}.i}$ — масса i-го вала редуктора и жесткой компенсирующей муфты, считая от вала двигателя; a — общее число шестерен и зубчатых колес редукторов; b — число редукторов в защищаемой части привода; c — общее число валов редукторов и жестких компенсирующих муфт.

Как показано в работе [11], массу шестерен, колес, корпусов редукторов, валов можно представить через коэффициент точности АФМ [12] следующими формулами:

$$M_{\text{ш}.i} = q_i K_{\text{т}}; \quad (3)$$

$$M_{\text{к}.i} = p_i K_{\text{т}}; \quad (4)$$

$$M_{\text{кор}.i} = s_i K_{\text{т}}; \quad (5)$$

$$M_{\text{в}.i} = n_i K_{\text{т}}, \quad (6)$$

где q_i, p_i, s_i, n_i — текущие размерные коэффициенты, кг; $K_{\text{т}}$ — коэффициент точности АФМ.

Масса АФМ также может быть выражена через коэффициент точности. Запишем формулу для оп-

ределения величины номинального вращающего момента АФМ первого поколения (типа муфты Н. Д. Вернера) [9]:

$$T_н = z\beta_н F_п R_{ср} \frac{f_{min}}{1 + zCf_{min}}, \quad (7)$$

где z — число пар трения фрикционной группы муфты; $\beta_н$ — коэффициент запаса [9]; $F_п$ — сила натяжения замыкающей пружины или группы замыкающих пружин; $R_{ср}$ — средний радиус поверхностей трения фрикционной группы; f_{min} — минимальный коэффициент трения; $C = (R_{ср}/r)\text{tg}\alpha$ — КУ обратной связи; α, r — конструктивные параметры устройства управления.

Формула (7) записана с учетом обоснованной в работе [13] настройки муфты по минимальному коэффициенту трения.

Поскольку формула (7) отражает прямо пропорциональную зависимость силы $F_п$ натяжения пружины от номинального вращающего момента $T_н$, можно заключить, что согласно работе [5] масса АФМ практически пропорциональна параметру $F_п$. В соответствии с этим выразим $F_п$ через $T_н$, используя формулу (7):

$$F_п = \frac{T_н(1 + zCf_{min})}{zR_{ср}f_{min}}. \quad (8)$$

Коэффициент точности АФМ первого поколения с учетом формулы (7) определяется по соотношению

$$K_т = \frac{f_{max}(1 + zCf_{min})}{f_{min}(1 + zCf_{max})}, \quad (9)$$

где f_{max} — максимальный коэффициент трения.

Выразим из соотношения (9) КУ через коэффициент точности:

$$C = \frac{f_{max} - K_т f_{min}}{zf_{max}f_{min}(K_т - 1)}. \quad (10)$$

Подставим правую часть выражения (10) в формулу (8). После преобразований имеем:

$$F_п = \frac{T_н K_т (f_{max} - f_{min})}{zR_{ср}f_{max}f_{min}(K_т - 1)}. \quad (11)$$

Первая производная функции (11) по аргументу $K_т$ без учета постоянных членов z, $T_н$, $R_{ср}$ и положительного знаменателя имеет вид:

$$(F_п)'_{K_т} = -f_{max}f_{min}(f_{max} - f_{min}).$$

Производная отрицательна, поэтому при уменьшении $K_т$, т. е. при увеличении точности срабатывания АФМ, сила $F_п$ натяжения пружины должна быть увеличена, если необходимо сохранить прежнюю величину номинального вращающего момента $T_н$. Необходимо заметить, что именно эта задача — сохранение величины $T_н$ — должна быть решена, когда речь идет о неизменном месте установки АФМ в приводе. Следовательно, и масса АФМ, практически прямо пропорциональная силе натяжения пружины, будет увеличиваться при уменьшении коэффициента $K_т$ точности.

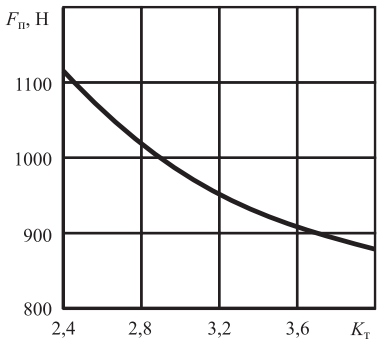


Рис. 1. Зависимость силы $F_п$ пружины от коэффициента $K_т$ точности АФМ

Зависимость силы $F_п$ от $K_т$ (рис. 1) построена по соотношению (11) при исходных данных: $T_н = 60$ Н · м, $z = 8$, $R_{ср} = 0{,}1$ м, $f_{min} = 0{,}1$, $f_{max} = 0{,}8$. При предельном для АФМ первого поколения значении $C = 0{,}625$ (согласно рекомендациям, изложенным в работе [14]) минимальный коэффициент точности в соответствии с формулой (9) составляет $K_т = 2{,}4$. Это учтено при построении зависимости $F_п$ ($K_т$).

Согласно рис. 1 при уменьшении коэффициента точности в 1,67 раза сила натяжения пружины и, следовательно, масса АФМ увеличивается в 1,29 раза. Следует отметить, что при уменьшении коэффициента точности в интервале $K_т = 2{,}4 \div 1{,}6$ масса АФМ увеличивается в 1,56 раза, а в интервале $K_т = 4 \div 2{,}4$ (интервал больше) увеличение массы АФМ меньше. Это подтверждает целесообразность ограничения значения КУ, принятого в работе [14].

Учитывая упомянутый выше характер зависимости массы АФМ от силы натяжения пружины и формулу (11), запишем:

$$M_{м.i} = d\frac{K_т}{K_т - 1}, \quad (12)$$

где d — размерный коэффициент, кг.

Подставив правые части выражений (3)—(6) и (12) в формулу (2), найдем зависимость общей массы защищаемой части привода машины, включая массу АФМ, от коэффициента точности муфты:

$$M_{п.i} = K_т\left[\sum_{i=1}^{a}(q_i + p_i) + \sum_{i=1}^{b}\frac{s_i}{K_т^{1/3}} + \sum_{i=1}^{c} n_i + \frac{d}{K_т - 1}\right]. \quad (13)$$

Исследуем характер влияния точности срабатывания АФМ на общую массу $M_{\text{п}.i}$ для случая, когда защищаемая часть привода машины состоит из двигателя, соединенного через жесткую компенсирующую муфту с одноступенчатым механическим редуктором, имеющим зубчатые цилиндрические колеса. АФМ установлена на выходном валу редуктора. Для жесткой компенсирующей муфты характерна примерно та же, что и для валов, зависимость массы от коэффициента точности [11], поэтому данная муфта в формуле (13) отнесена к группе валов.

С учетом указанного состава защищаемой части привода первую производную функции (13) по аргументу $K_{\text{т}}$ запишем в виде:

$$(M_{\text{п}.i})'_{k_{\text{т}}} = (q_1 + p_1) - \frac{s_1}{3K_{\text{т}}^{4/3}} + \\ + (n_1 + n_2 + n_3) - \frac{d}{(K_{\text{т}} - 1)^2}, \qquad (14)$$

где q_1, p_1 — размерные коэффициенты соответственно для шестерни и колеса редуктора; s_1 — размерный коэффициент для корпуса редуктора, включая его крышку, подшипники и крепежные элементы; n_1, n_2, n_3 — размерные коэффициенты соответственно жесткой компенсирующей муфты, входного и выходного валов редуктора.

Функция (13) принимает минимальное значение, если $(M_{\text{п}.i})'_{k_{\text{т}}} = 0$. Определение аналитическим способом значения $K_{\text{т}}$, соответствующего указанному условию, затруднительно, поэтому воспользуемся графическим способом. На рис. 2 показано графическое решение уравнения (14) при указанном условии. Кривые *1* и *2* построены по зависимостям:

$$\left.\begin{aligned} A &= (q_1 + p_1) + (n_1 + n_2 + n_3) - \frac{s_1}{3K_{\text{т}}^{4/3}}; \\ B &= \frac{d}{(K_{\text{т}} - 1)^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (15)$$

При построении кривых *1* и *2* использованы следующие значения размерных коэффициентов (взяты из работы [7]): $q_1 = 0{,}86$ кг, $p_1 = 1{,}62$ кг, $n_1 = 1{,}42$ кг, $n_2 = 0{,}76$ кг, $n_3 = 1{,}04$ кг, $s_1 = 9{,}6$ кг, $d = 32{,}3$ кг. Величина $K_{\text{т}}$ варьировалась в пределах, принятых при построении зависимости $F_{\text{п}}(K_{\text{т}})$ (см. рис. 1).

Согласно рис. 2 при $K_{\text{т}} \approx 1{,}73$ производная функции (13) обращается в ноль. Следовательно, при указанном значении коэффициента точности общая масса элементов защищаемой части привода, включая АФМ, становится минимальной.

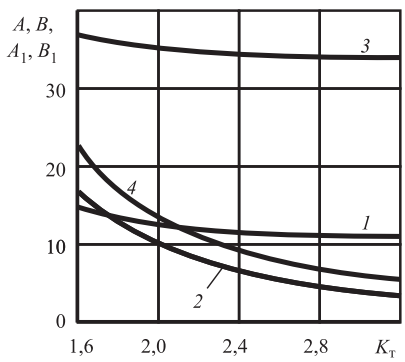


Рис. 2. Графическое решение уравнений (15) и (16)

Если число узлов и элементов защищаемой части привода увеличивается по сравнению с числом, приведенным выше, это означает удаление АФМ от двигателя, увеличение вращающего момента, передаваемого АФМ, ее габаритных размеров и массы.

В связи с этим рассмотрим пример, когда в состав защищаемой части привода входят два редуктора: одноступенчатый с аналогичными приведенным выше характеристиками и двухступенчатый, имеющий следующие весовые коэффициенты: $q_2 = 1{,}12$ кг, $q_3 = 1{,}54$ кг, $p_2 = 1{,}48$ кг, $p_3 = 1{,}92$ кг, $s_2 = 14{,}4$ кг, $n_4 = 1{,}86$ кг, $n_5 = 1{,}12$ кг, $n_6 = 1{,}48$ кг, $n_7 = 1{,}69$ кг.

Коэффициенты q_2 и q_3 соответствуют шестерням двухступенчатого редуктора, коэффициенты p_2 и p_3 — его колесам, коэффициенты n_4—n_7 — соответственно жесткой компенсирующей муфте, соединяющей выходной вал одноступенчатого редуктора с входным валом двухступенчатого редуктора, входному, промежуточному и выходному валам двухступенчатого редуктора. Коэффициент s_2 характеризует массу корпуса двухступенчатого редуктора.

При расчетах в данном случае и выше принято передаточное число элементарных зубчатых передач редукторов $u = 2$. Коэффициент d составлял в данном случае 44,7 кг, что объясняется удалением АФМ от двигателя в кинематической цепи привода, увеличением передаваемого муфтой вращающего момента, ее габаритных размеров и массы. Это же относится и к значениям коэффициентов q_2, q_3, p_2, p_3, s_2 и n_4—n_7.

Кривые *3* и *4*, приведенные на рис. 2, отражают соответственно функции:

$$\left.\begin{aligned} A_1 &= (q_1 + q_2 + q_3 + p_1 + p_2 + p_3) + \\ &+ (n_1 + n_2 + n_3 + n_4 + n_5 + n_6 + n_7) - \frac{s_1 + s_2}{3K_{\text{т}}^{4/3}}; \\ B_1 &= \frac{d}{(K_{\text{т}} - 1)^2}. \end{aligned}\right\} \qquad (16)$$

В данном случае, как и выше, не учитывается влияние точности срабатывания АФМ на мощность двигателя и, следовательно, на его габаритные размеры и массу. Также не принято во внимание влияние точности срабатывания АФМ на габаритные размеры и массу рамы привода, поскольку, строго говоря, изменение массы узлов привода влияет на их габаритные размеры и на габаритные размеры рамы привода. Данное допущение представляется вполне корректным, поскольку не искажает общую картину влияния точности срабатывания АФМ на совокупную массу защищаемой части привода и на массу привода в целом. Следовательно, учет перечисленных выше факторов обеспечивает в настоящей работе оценку лишь минимального эффекта от изменения точности срабатывания АФМ.

Кривые *3* и *4* на рис. 2 не имеют общей точки в пределах значений коэффициента $K_т$ точности, приведенных на оси абсцисс. Однако согласно рис. 2 с уменьшением $K_т$ разность $A_1—B_1$ также уменьшается, что свидетельствует об уменьшении массы защищаемой части привода, включая АФМ.

Очевидно, что с увеличением числа узлов, входящих в защищаемую часть привода, будет возрастать величина A в первом из выражений (15) и (16), величина B также возрастает, однако не так быстро, как A, о чем свидетельствует рис. 1. Поэтому для такого варианта компоновки привода оптимально минимальное значение коэффициента точности АФМ. Это объясняется тем, что с увеличением размеров защищаемой части привода растет и совокупная масса ее элементов, поэтому уменьшение этой массы вследствие увеличения точности срабатывания АФМ будет более значительным, чем рост массы муфты.

Исследуем влияние точности срабатывания АФМ второго поколения на весовые показатели защищаемой части привода. Для базового варианта АФМ формула номинального вращающего момента имеет вид [10]:

$$T_н = F_п R_{ср} f_{min} \frac{z + 1 - Cf_{min}}{1 + zCf_{min}}. \qquad (17)$$

В формуле (17) все обозначения соответствуют обозначениям, принятым в формуле (7).

Сила $F_п$ натяжения пружины, необходимая для передачи номинального вращающего момента $T_н$ при заданных параметрах АФМ, определяется из соотношения (17) как

$$F_п = \frac{T_н(1 + zCf_{min})}{R_{ср} f_{min}(z + 1 - Cf_{min})}. \qquad (18)$$

Исходная формула (17) записана для варианта АФМ, в котором $z_1 = 1$ (z_1 — число пар трения дополнительной фрикционной группы) [10]. Указанное условие принято с целью обеспечения наибольшего значения КУ и наиболее высокой точности срабатывания муфты [10].

Значение коэффициента точности для базового варианта АФМ второго поколения находим по выражению, вытекающему из формулы (17):

$$K_т = \frac{f_{max}(z + 1 - Cf_{max})(1 + zCf_{min})}{f_{min}(z + 1 - Cf_{min})(1 + zCf_{max})}. \qquad (19)$$

Поскольку параметры $K_т$ и C функционально связаны между собой, из соотношения (19) имеем:

$$\frac{1 + zCf_{min}}{z + 1 - Cf_{min}} = \frac{K_т f_{min}(1 + zCf_{max})}{f_{max}(z + 1 - Cf_{max})}. \qquad (20)$$

Подставим правую часть равенства (20) в соотношение (18), в результате чего получим выражение для определения силы $F_п$ натяжения пружины в зависимости от значений коэффициента $K_т$ точности и КУ:

$$F_п = \frac{T_н K_т(1 + zCf_{max})}{R_{ср} f_{max}(z + 1 - Cf_{max})}. \qquad (21)$$

На основе соотношения (21) запишем формулу для определения текущей массы АФМ второго поколения:

$$M'_{м.i} = \frac{d_1 K_{тi}(1 + zCf_{max})}{z + 1 - Cf_{max}}. \qquad (22)$$

Для установления зависимости массы АФМ от одного переменного — коэффициента точности, найдем зависимость коэффициента усиления от коэффициента точности, воспользовавшись для этого соотношением (19), из которого после решения квадратного уравнения относительно C получим следующий положительный корень:

$$C = \frac{\sqrt{D^2 + E} - D}{2zf_{min}f_{max}(f_{max} - K_{тi}f_{min})}, \qquad (23)$$

где

$$D = z(z + 1)(K_{тi} - 1)f_{min}f_{max} + f_{max}^2 - K_{тi}f_{min}^2;$$

$$E = 4z(z + 1)f_{min}f_{max}(f_{max} - K_{тi}f_{min})^2.$$

Используем, как и ранее, графический способ для оценки влияния точности срабатывания на общую массу элементов защищаемой части привода и АФМ. При этом будем учитывать принятое в исследованиях ограничение величины КУ: $C \le 1/f_{max}$ [10]. При $f_{max} = 0{,}8$ имеем $C \le 1{,}25$.

Кривая *1*, приведенная на рис. 3, построена по формуле (22) при исходных данных, которые использовали при построении графиков, приведенных на рис. 2. При построении кривой *1* использованы значения КУ, вычисленные по соотношению (23). Минимальный коэффициент точности АФМ при этих данных составил $K_т = 1{,}6$. Размерный коэффициент $d_1 = 33{,}6$ кг, что отражает увеличение

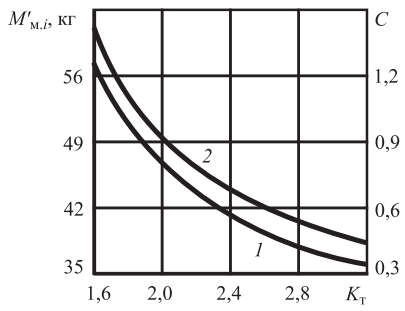


Рис. 3. Зависимости общей массы $M'_{м.i}$ элементов защищаемой части привода и коэффициента усиления C от коэффициента $K_т$ точности АФМ

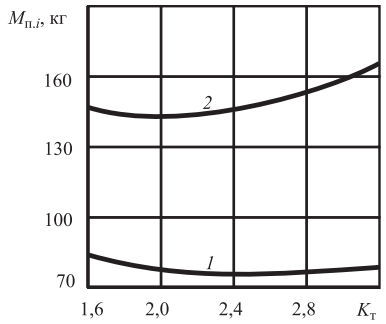


Рис. 4. Зависимости общей массы $M_{п.i}$ защищаемой части привода от коэффициента $K_т$ точности АФМ

массы АФМ второго поколения по отношению к массе АФМ первого поколения из-за дополнительной пары трения.

Кривая *2* отражает изменение величины КУ в зависимости от коэффициента точности муфты.

Кривая *1* свидетельствует о резком увеличении массы АФМ при приближении коэффициента $K_т$ точности к предельному минимальному значению.

Для выявления влияния точности срабатывания АФМ на общую массу защищаемой части привода и АФМ проанализируем рис. 4, на котором кривые *1* и *2* соответствуют зависимости $M_{п.i}(K_т)$ для варианта компоновки защищаемой части привода с одноступенчатым редуктором и для варианта с одноступенчатым и двухступенчатым редукторами.

Зависимости *1* и *2* построены с использованием размерных коэффициентов, значения которых приняты выше, по следующей формуле:

$$M_{п.i} = K_т\left[\sum_{i=1}^{a}(q_i + p_i) + \sum_{i=1}^{b}\frac{s_i}{3K_т^{4/3}} + \sum_{i=1}^{c} n_i + \frac{d_1(1 + zCf_{max})}{z + 1 - Cf_{max}}\right].$$

При построении кривой *1* размерный коэффициент d_1 принят равным 33,6 кг, при построении кривой *2* — 47, 2 кг.

Анализ графиков показал:

обе кривые в пределах заданного интервала значений коэффициента точности АФМ имеют точки минимума, которым соответствуют оптимальные значения $K_т$;

с увеличением числа элементов защищаемой части привода (кривая *2*) для достижения минимальной общей массы $M_{п.i}$ необходима более высокая точность срабатывания АФМ;

с увеличением числа элементов защищаемой части привода возрастает абсолютное снижение общей массы $M_{п.i}$. Так, для первого варианта компоновки привода (кривая *1*) абсолютное уменьшение общей массы элементов защищаемой части привода и АФМ составляет 7,9 кг, а для второго варианта (кривая *2*) — 19,6 кг.

Для сопоставления эффективности различных типов АФМ с точки зрения снижения общей массы $M_{п.i}$ в зависимости от точности срабатывания обратимся к рис. 5, на котором изображены графики функции

$$K = \frac{M_п(K_{т\,max})}{M_п(K_{т.i})}, \qquad (24)$$

где $M_п(K_{т\,max})$ — общая масса элементов защищаемой части привода и АФМ при максимальном значении коэффициента точности муфты; $M_п(K_{т.i})$ — общая масса элементов защищаемой части привода и АФМ при текущем значении коэффициента точности муфты.

Кривая *1* соответствует функции (24) для АФМ первого поколения и построена с учетом формулы (13) по исходным данным, принятым при построении графиков на рис. 2. Кривая *3* построена для АФМ второго поколения по исходным данным, принятым при построении графиков на рис. 4.

Кривые *1* и *3* показывают, что для первого варианта компоновки защищаемой части привода рациональнее с точки зрения относительного снижения ее массы, включая массу АФМ, применение АФМ первого поколения. При оптимальном значении коэффициента точности относительное уменьшение общей массы $M_{п.i}$ при применении АФМ первого поколения составляет 1,06 раза, а при применении АФМ второго поколения — 1,04 раза. Такая же картина наблюдается и для второго варианта компоновки защищаемой части привода, однако уменьшение общей массы $M_{п.i}$ в этом случае более

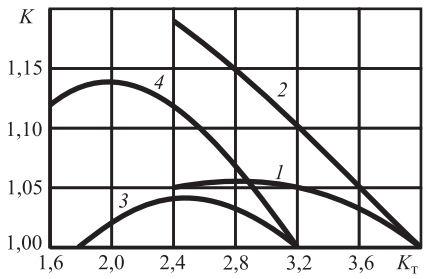


Рис. 5. Зависимости эффективности K различных типов АФМ от коэффициента $K_т$ точности

значительное: соответственно в 1,18 раза (кривая *2*) и в 1,14 раза (кривая *4*).

Однако данные по абсолютным значениям $M_{п.i}$ сравниваемых АФМ показывают, что как для первого, так и для второго вариантов компоновки защищаемой части привода с точки зрения снижения общей массы $M_{п.i}$ выгоднее применение АФМ второго поколения, обладающей более высокой точностью срабатывания. Об этом свидетельствует рис. 6, на котором кривые *1* и *2* соответствуют функции (13) для первого и второго вариантов компоновки защищаемой части привода. Так, для оптимальной точности срабатывания АФМ первого поколения ($K_т$ = 2,8) и АФМ второго поколения ($K_т$ = 2,4) разность между общими массами $M_{п.i}$ составляет ≈10 кг для первого варианта компоновки и ≈19 кг для второго варианта компоновки (соответственно при $K_т$ = 2,4 и $K_т$ = 2,0).

В работе [7] введена эксплуатационная характеристика АФМ — коэффициент соответствия, вычисляемый по формуле:

$$K_с = T_{max}/T_i, \qquad (25)$$

где T_{max} — максимальный вращающий момент, при котором может сработать АФМ; T_i — вращающий момент АФМ, соответствующий оптимальному коэффициенту точности при силе натяжения замыкающей пружины, соответствующей номинальному вращающему моменту муфты.

Значение КУ обратной связи АФМ второго поколения, соответствующее оптимальному коэффициенту точности, найдено выше, и с его учетом вращающий момент T_i можно вычислить по формуле (17). С учетом найденного значения КУ вращающий момент T_i = 49,14 Н · м для первого варианта компоновки защищаемой части привода и T_i = 64,94 Н · м для второго варианта. Соответствующие значения вращающего момента T_{max} составляют 117,65 Н · м и 129,66 Н · м.

Для определения аналогичных вращающих моментов АФМ первого поколения подставим правую часть равенства (10) в формулу (7), в результате чего получим:

$$T_н = zF_п R_{ср} f_{min} \frac{(K_т - 1)}{K_т(f_{max} - f_{min})}. \qquad (26)$$

Используя оптимальные значения коэффициента точности, согласно рис. 2 и 3 (соответственно $K_т$ ≈ 1,73 и $K_т$ = 1,6) для первого и второго вариантов компоновки защищаемой части привода найдем вращающий момент АФМ по формуле (26): T_i = 45,54 Н · м и 64 Н · м.

Для определения соответствующих значений вращающего момента T_{max} найдем, используя формулу (10), значения КУ, соответствующие оптимальной точности срабатывания АФМ: C = 0,32 и C = 0,625. С учетом найденных значений КУ по

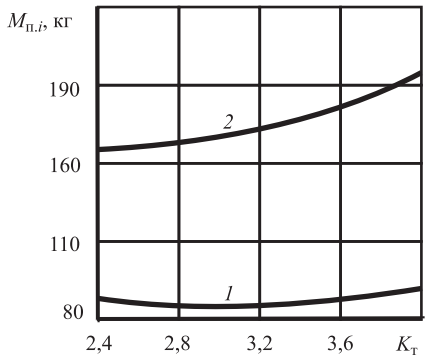


Рис. 6. Зависимости массы $M_{п.i}$ защищаемой части привода от коэффициента $K_т$ точности АФМ

формуле (7) определим (после замены f_{min} на f_{max}) соответствующие максимальные значения вращающего момента: T_{max} = 168 Н · м и 153,6 Н · м.

На основе найденных значений вращающих моментов T_i и T_{max} для АФМ первого поколения и для АФМ второго поколения определим по формуле (25) значения коэффициента соответствия:

для АФМ первого поколения: $K_с$ = 3,69 и 2,4;

для АФМ второго поколения: $K_с$ = 2,39 и 2,0.

Согласно полученным результатам значения коэффициента соответствия для двух вариантов компоновки защищаемой части привода неодинаковы. Также различны значения коэффициента соответствия для АФМ первого поколения и АФМ второго поколения.

Формула для определения коэффициента соответствия представляет собой произведение коэффициента точности АФМ и коэффициента уменьшения вращающего момента, который показывает кратность уменьшения значения номинального вращающего момента АФМ в результате увеличения КУ с целью повышения точности срабатывания муфты.

Поскольку при повышении точности срабатывания АФМ для сохранения значения номинального вращающего момента требуется увеличение массы муфты, критерием оптимальности совокупных эксплуатационных свойств — нагрузочной способности и точности срабатывания — является минимальное значение коэффициента соответствия. Следовательно, согласно полученным результатам, для применения в приводах машин предпочтительной является АФМ второго поколения. При этом для большей защищаемой части привода будет иметь место наиболее эффективное сочетание нагрузочной способности и точности срабатывания, что вполне согласуется со сформулированным выше выводом о предпочтительном с точки зрения снижения $M_{п.i}$ использовании АФМ, если место ее установки удалено от двигателя.

Анализ найденных значений $K_с$ для различных вариантов компоновки защищаемой части привода

показал, что более существенную роль в уменьшении этого коэффициента играет повышение точности срабатывания АФМ.

Таким образом, результаты исследования показали, что для наиболее эффективного применения АФМ в приводах машин при расчетах и проектировании не следует обязательно стремиться к достижению максимальной точности срабатывания. Наиболее оптимальный способ эффективного применения АФМ в приводах машин заключается в рациональном сочетании минимальной совокупной массы привода и высокого уровня защиты элементов привода от перегрузок при приемлемой точности срабатывания муфт.

Исследования также показали, что на оптимизацию массогабаритных характеристик приводов влияет компоновочная схема привода и, в частности, место установки в ней АФМ.

Выводы

1. Массы АФМ первого поколения и АФМ второго поколения зависят от коэффициента точности, увеличиваясь при уменьшении последнего.

2. При увеличении точности срабатывания АФМ первого поколения за счет повышения значения КУ выше установленного увеличивается скорость роста массы муфты по отношению к росту массы при значениях КУ, меньших установленных, что подтверждает обоснованность ограничения максимального значения КУ.

3. При определенных размерах защищаемой части привода минимум общей массы указанной части и АФМ первого поколения может быть достигнут при некотором значении коэффициента точности, которое находится внутри интервала его возможных значений.

4. С увеличением размеров защищаемой части привода минимум общей массы указанной части и АФМ первого поколения достигается при уменьшении коэффициента точности, в том числе до минимального допустимого значения для муфт данного типа.

5. При приближении коэффициента точности к предельному минимальному значению происходит резкое увеличение массы АФМ второго поколения (базовый вариант).

6. АФМ второго поколения (базовый вариант) позволяет увеличивать размеры защищаемой части привода, при которых абсолютный минимум общей массы указанной части привода и АФМ достигается при предельном минимальном значении коэффициента точности муфты или при значении, большем указанного.

7. С точки зрения уменьшения общей массы защищаемой части привода и АФМ наиболее эффективным способом является применение муфт для бóльших размеров упомянутой части.

8. Независимо от размеров защищаемой части привода АФМ первого поколения обеспечивает при увеличении точности срабатывания наибольшее относительное уменьшение общей массы упомянутой части и АФМ.

9. АФМ второго поколения (базовый вариант) независимо от размеров защищаемой части привода обеспечивает наибольшее абсолютное уменьшение общей массы упомянутой части и АФМ.

10. АФМ второго поколения при одинаковых размерах защищаемой части привода имеет меньшие значения коэффициента соответствия по сравнению с АФМ первого поколения, что свидетельствует о наилучшем сочетании ее нагрузочной способности и точности срабатывания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Есипенко Я. И., Паламаренко А. З., Афанасьев М. К.** Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. Киев: Техніка, 1972. 168 с.
2. **Дьяченко С. К., Киркач Н. Ф.** Предохранительные муфты. Киев: Гостехиздат УССР, 1962. 122 с.
3. **Запорожченко Р. М.** К вопросу об эффективности фрикционных предохранительных муфт с точки зрения снижения веса приводов // Вестн. Харьк. политех. ин-та. 1971. Вып. I. XIV. № 58. С. 16—19.
4. **Шишкарев М. П.** Компоновочные решения приводов машин с адаптивными фрикционными муфтами // Вестник машиностроения. 2003. № 7. С. 7—12.
5. **Шишкарев М. П.** Улучшение эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт: Монография. Ростов н/Д: Ростовская-на-Дону гос. акад. с.-х. машиностроения, 2008. 148 с.
6. **Петриченко В. А.** Разработка и исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: Киев. 1982. 19 с. Машинопись.
7. **Шишкарев М. П.** Теоретические основы применения двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 19—21.
8. **Запорожченко Р. М.** О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. 1971. № 1. С. 48—52.
9. **Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.** Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1974. 352 с.
10. **Шишкарев М. П.** Об ограничениях при выборе параметров некоторых типов адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2001. № 7. С. 8—11.
11. **Шишкарев М. П.** Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 3. С. 6—12.
12. **Тепинкичиев В. К.** Предохранительные устройства от перегрузки станков. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1968. 112 с.
13. **Шишкарев М. П.** Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 1. С. 27—31.
14. **Шишкарев М. П.** Распределение нагрузки в муфте Н. Д. Вернера и выбор ее параметров // Вестник машиностроения. 2001. № 6. С. 8—11.

УДК 621.436.001.573

В. А. СТЕНИН, д-р. техн. наук (Северный Арктический федеральный университет, г. Архангельск),
e-mail: stenin61@yandex.ru

Уточнение методики динамического расчета кривошипно-шатунного механизма дизеля

Предложена математическая модель шатуна дизеля как деформируемого элемента кривошипно-шатунного механизма. Выполнено модельное исследование динамики шатуна в программе VisSim 6.0. Выявлены вибрационные колебания поршня в момент действия максимальной силы давления газов.

Ключевые слова: кривошипно-шатунный механизм, шатун, поршень, деформируемый элемент, вибрационные колебания, демпфирование, упругость.

The mathematical model of the connecting rod of a diesel engine as a deformable element of a crank mechanism is proposed. The model study of the dynamics of the connecting rod in the VisSim 6.0 program is performed. The vibrational oscillations of the piston are detected at the time when the maximum pressure force of the gases acts.

Keywords: crank mechanism, connecting rod, piston, deformable element, vibration oscillations, damping, elasticity.

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма (КШМ) является важнейшим этапом проектирования поршневого двигателя внутреннего сгорания (ДВС). На основании его результатов выполняют прочностные расчеты узлов и деталей двигателя, определяют его резонансные (критические) режимы работы и выбирают схемы уравновешивания сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс [1].

Практически все известные подходы в исследовании динамики КШМ основаны на следующих допущениях: расчетная схема шатуна принимается в виде статически подобной модели; не учитываются силы тяжести и силы трения в узлах КШМ. При использовании статически подобной модели шатуна, как правило, принимаются во внимание две основные внешние силы, действующие на КШМ: сила избыточного давления газов на поршень и сила инерции поступательно движущихся масс. При динамическом анализе КШМ силами трения обычно пренебрегают [2—4].

Анализ публикаций в этой области свидетельствует об устойчивом интересе к совершенствованию математических моделей КШМ [1, 5—7]. В частности, предлагается учитывать силы тяжести узлов КШМ, рассматривать переменное напряженно-деформированное состояние пары поршень-цилиндр, а также активно использовать CAD/CAE-технологии, которые позволяют повысить точность кинематических, динамических, прочностных расчетов и качество проектирования ДВС.

Однако в большинстве современных численных методов, моделирующих динамические системы, уравнения движения формируются на основе уравнений Лагранжа 1-го рода с учетом изменения только кинетической энергии механизма. Реальная конструкция достаточно точно заменяется расчетной схемой, в которой недеформируемые тела (их массы можно считать сосредоточенными) соединены между собой недеформируемыми невесомыми стержнями; при этом изменением потенциальной энергии пренебрегают. Такие алгоритмы реализуются в среде многих профессиональных программных продуктов (ADAMS, Cosmos Motion, UM и др.) [3, 7].

Поэтому представляет интерес расчетная схема КШМ (в частности, шатуна) как система деформируемых элементов. В этом случае должно быть обеспечено равенство и кинетической, и потенциальной энергий деформации действительной системы и расчетной схемы. Для составления полной системы уравнений вынужденных колебаний необходимо уравнения свободных колебаний, содержащие силы инерции и упругости, дополнить силами $F_д$ демпфирования и возмущающими силами $F(t)$ [3]:

$$M\frac{d^2x_1(t)}{dt^2} + kx_1(t) + F_D = F(t); \quad (1)$$

$$F_д = \xi\frac{dx_1(t)}{dt}, \quad (2)$$

где M — масса поступательно движущихся частей в КШМ, кг; k — коэффициент упругости шатуна, Н/м; $x_1(t)$ — смещение поршня вследствие демпфирования и упругости шатуна, м; ξ — коэффициент демпфирования, Н · с/м.

Существует большое число методик определения коэффициентов демпфирования, но все они основаны на обработке экспериментальных данных. Для расчетов можно воспользоваться ориентировочным значением удельного коэффициента ξ_0 демпфирования. Для судового дизеля в соответствии с работой [3] можно принять $\xi_0 = 0{,}5 \cdot 10^6$ Н · с/м^3, при этом коэффициент демпфирования в формуле (2) определится по зависимости [3]:

$$\xi = \xi_0 S_п, \quad (3)$$

где $S_п$ — площадь поршня, м^2.

Коэффициент упругости шатуна определяется по формуле [6]:

$$k = \frac{ES_{ш}}{L}, \qquad (4)$$

где $S_{ш}$ — площадь расчетного сечения шатуна, м^2; E — модуль Юнга (для стали можно принять $E = 2 \cdot 10^5$ МПа); L — длина шатуна, м.

$$S_{ш} = \frac{\pi(d_{ср}^2 - d_0^2)}{4}, \qquad (5)$$

где $d_{ср}$ и d_0 — диаметры расчетного сечения и отверстия для подачи масла в головной подшипник, м: $d_{ср} = (0{,}25 \div 0{,}4)D$; $d_0 = (0{,}2 \div 0{,}5)d_{ср}$ (D — диаметр поршня, м).

Для предварительных расчетов удельные значения массы поступательно движущихся частей примем в соответствии с работой [7] для тронковых ДВС в пределах $m_п = 0{,}03 \div 0{,}06$ кг/см^2. Тогда в целом масса поступательно движущихся частей составит $M = m_п S_п$.

Уравнение движения шатуна с учетом зависимостей (1) и (2) представим в виде:

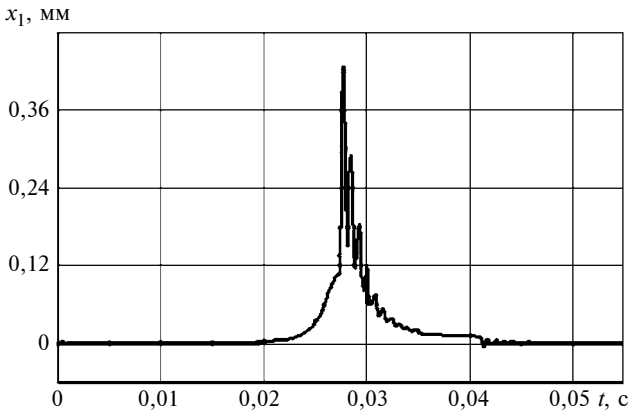
$$M\frac{d^2x_1(t)}{dt^2} + \xi\frac{dx_1(t)}{dt} + kx_1(t) = F(t). \qquad (6)$$

К уравнению (6) применим преобразование Лапласа:

$$Mp^2x_1(p) + \xi px_1(p) + kx_1(p) = F(p). \qquad (7)$$

Зависимость (7) позволяет выполнить модельное исследование динамики шатуна при воздействии сил давления газов на поршень ДВС с использованием прикладной компьютерной программы VisSim 6.0. При создании модели шатуна условного дизеля приняты следующие значения величин в формулах (1)—(5): $D = 0{,}15$ м; $d_{ср} = 0{,}25D$; $d_0 = 0{,}2d_{ср}$; $M = 0{,}035S_п$; $S_п = 0{,}018$ м^2; $L = 0{,}338$ м; частота вращения вала четырехтактного дизеля $n = 2180$ мин$^{-1}$. Диаграмма движущих усилий строилась в соответствии со стандартными рекомендациями [2, 3]. Максимальное давление в конце сгорания составило 11,3 МПа.

Результаты моделирования представлены на рисунке, где показана зависимость смещения x_1 поршня от времени t при возвратно-поступательном движении поршня. На кривой смещения поршня наблюдаются колебания амплитуды в области существенных значений сил давления газов на поршень. Максимум амплитуды смещения поршня в модельном эксперименте достиг 0,43 мм. Если учесть результаты экспериментальных исследований, то в стандартную формулу определения пути



Смещение поршня вследствие демпфирования и упругости шатуна

$x(t)$ поршня следует ввести поправку $x_1(t)$ на демпфирование и упругость шатуна [3]:

$$x(t) = R\left[1 - \cos(\omega t) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos(2\omega t))\right] + x_1(t),$$

где R — радиус мотыля, м; $\lambda = R/L$; ω — угловая скорость, с$^{-1}$.

Таким образом, при исследовании динамики КШМ целесообразно учитывать поправку не только на конечную длину шатуна $R\lambda[1 - \cos(2\omega t)]/4$, но и на смещение поршня $x_1(t)$, вызванное демпфированием и упругостью шатуна. Кроме того, в момент действия максимальной силы давления газов наблюдаются вибрационные колебания поршня, амплитудные значения которых при резонансных частотах могут отрицательно сказаться на надежности и долговечности КШМ дизеля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Панченко М. Н.** Повышение точности моделирования динамики кривошипно-шатунного механизма тепловозного дизеля // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2009. № 3. С. 1—12.
2. **Двигатели** внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев, М. Г. Шатров и др. Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. М.: Высшая школа, 2007. 400 с.
3. **Чистяков В. К.** Динамика поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 256 с.
4. **Ржепецкий К. Л., Сударева Е. А.** Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судостроение, 1984. 168 с.
5. **Динамика** поршневых двигателей внутреннего сгорания / И. Н. Москаленко, В. Н. Доценко, А. В. Белогуб, А. А. Дойкин // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение, 2013. Т. 13. № 2. С. 28—36.
6. **Саргсян А. Е.** Сопротивление материалов, теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 2000. 286 с.
7. **Жуков В. А., Яманин А. И.** Анализ алгоритмов расчета кинематики кривошипно-шатунных механизмов с прицепными шатунами // Вестник ГУМиРФ им. адмирала Макарова. 2016. Вып. 2. С. 109—118.
8. **Булатов Л. А., Бертяев В. Д., Бертяев В. В.** Динамическое поведение упругих элементов двигателей внутреннего сгорания / Известия ТулГУ. Технические науки. 2013. Вып. 9. Ч. 2. С. 407—415.

УДК 620.168.36

Л. И. ЕВЕЛЬСОН, В. В. КАМЫНИН, кандидаты технических наук, С. С. КУЗНЕЦОВ (Брянский государственный инженерно-технологический университет), e-mail: stas.kuznecov@mail.ru

Влияние мультифрактальных параметров микроструктуры чугунов на их прочностные и трибологические показатели

Рассматриваются возможности использования фрактальных и мультифрактальных показателей микроструктуры чугунов для управления их трибологическими свойствами. Показано, что использование средних монофрактальных параметров недостаточно, необходим мультифрактальный анализ. Выявлены мультифрактальные характеристики, имеющие наиболее сильную связь с прочностными и трибологическими свойствами.

Ключевые слова: мультифракталы, чугун, микроструктура, трение, износ, свойства.

The possibilities of using fractal and multifractal parameters of the cast iron microstructure for controlling of their tribological properties are considered. It is shown, that the use of average monofractal parameters is not enough, the multifractal analysis is required. The multifractal characteristics, having the strongest relation with strength and tribological properties, are revealed.

Keywords: multifractals, cast iron, microstructure, friction, wear, properties.

Прочность и трибологические свойства материалов во многом определяет микроструктура их поверхностного слоя, которая зависит от химического состава материала и его термообработки, т. е. изменением структуры поверхностного слоя можно управлять трибологическими показателями материала. К основным показателям структуры материала можно отнести физические свойства элементов структуры, размеры и формы элементов (морфологические параметры) и их упорядоченность.

Такие детали узлов трения, как втулки, вкладыши, подшипники, уплотнения, как правило, изготовляют из антифрикционных чугунов. Поэтому исследовали упорядоченность элементов микроструктуры антифрикционных чугунов на основании мультифрактального анализа для отработки методики оценки влияния параметров структуры материала на его трибологические свойства, а также для установления наиболее информативных для этих целей показателей упорядоченности микроструктуры.

В табл. 1 представлены химические составы шести исследуемых чугунов, условно разделенных на две группы. Чугуны второй группы имеют более высокое легирование, обеспечивающее формирование половинчатой структуры с большим количеством карбидов и преобладанием аустенитной метастабильной матрицы [1].

В ходе испытаний литых и термически обработанных образцов определяли пределы прочности при растяжении и твердость исследуемых материалов. Для испытаний на разрыв использовали машину УММ-20. Испытывали образцы диаметром 10 мм с пятикратной расчетной длиной (тип 2, ГОСТ 1497—84), для каждого исследуемого чугуна испытывали по три образца. Предел прочности определяли как среднеарифметическое по трем результатам.

Твердость определяли на приборе ТК-2 методом Роквелла и на прессе Бринелля ТШ-2 при нагрузке 30 кН и диаметре шарика 10 мм. Испытания проводили на темплетах, вырезанных из заготовок.

При исследовании трибологических свойств чугунов определяли износ и коэффициент трения f. Испытания проводили на модернизированной машине трения МИ-1М в условиях сухого трения. Пара трения — испытуемый образец и стальной диск диаметром 50 мм из закаленной стали 45 (45 *HRC*). Частота вращения диска — 250 мин$^{-1}$. Нагрузку на

Таблица 1

Химические составы чугунов, % мас.

Группа сплавов	Номер сплава	C	Si	Mn	Cr	V	Cu	Al
1	1	3,79	2,73	1,50	1,77	0,48	1,35	0,06
	2	3,62	3,98	0,52	1,44	0,20	0,96	0,35
	3	3,46	3,05	0,30	1,26	0,80	0,64	0,23
	4	3,28	3,30	0,84	1,00	0,57	0,91	0,60
2	5	4,10	3,49	6,30	1,59	1,32	2,97	0,21
	6	4,39	2,97	6,60	0,73	3,25	3,16	0,28

образец варьировали от 1,5 до 20 МПа. Данные испытания подробно описаны в работе [1]. Результаты испытаний сведены в табл. 2.

Мультифрактальные показатели материалов

Для изучения микроструктуры чугуна использовали мультифрактальный анализ микроструктур, полученных рентгеноспектральным анализом на установке Стереоскан-180.

Основы фрактального анализа заложены Б. Мандельбротом [2]. Он предложил использовать фрактальную размерность D, которая показывает насколько плотно и равномерно элементы данного множества заполняют Евклидово пространство с размерностью E ($E = \{1, 2, 3\}$; $D \le E$). Фрактальная размерность принимает нецелые значения.

Возможность фрактального анализа для управления прочностными свойствами с помощью моделирования показана в работах [3, 4], где отмечается, что одна обобщенная фрактальная размерность для этих целей недостаточно информативна ввиду существенной неоднородности микроструктуры. Поэтому очевидна перспективность мультифрактального анализа, который позволяет адекватно описывать неоднородность.

Подробно основные положения теории мультифракталов изложены в работе [5].

Рассмотрим подробнее используемые мультифрактальные параметры.

Пусть некоторая ограниченная область d-мерного Евклидова пространства A разбита на кубические ячейки со стороной ε и объемом ε^d. Нас интересуют только ячейки, в которых содержится хотя бы одна точка. Число таких ячеек N. Очевидно, что N зависит от ε. Число точек в i-й ячейке составляет n_i. Запишем вероятность содержания некоторой случайной точки в i-й ячейке:

$$p_i(\varepsilon) = \lim_{N \to \infty} \frac{n_i(\varepsilon)}{N}. \quad (1)$$

По правилу нормирования вероятностей имеем:

$$\sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i(\varepsilon) = 1. \quad (2)$$

Таблица 2

Результаты механических и трибологических испытаний

Номер сплава	*HB*	Предел прочности, МПа	Износ, мг	Коэффициент трения
1	298	645	8	0,69
2	239	670	16	0,68
3	267	680	10	0,67
4	266	670	13	0,69
5	347	740	7	0,63
6	326	775	6	0,62

Введем обобщенную статистическую сумму, характеризуемую показателем q:

$$Z(q, \varepsilon) = \sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i^q(\varepsilon), \quad (3)$$

где $-\infty \le q \le +\infty$.

Спектром обобщенных фрактальных размерностей Реньи, характеризующих распределение точек в области A, является совокупность

$$d_q = \frac{\tau(q)}{q-1}, \quad (4)$$

где

$$\tau(q) = \lim_{\varepsilon \to 0} \frac{\ln Z(q, \varepsilon)}{\ln \varepsilon}. \quad (5)$$

Для однородного фрактала все данные размерности совпадают, т. е. если $d_q = \text{const}$, то рассматриваемое множество точек представляет собой обычный фрактал (монофрактал), который характеризуется всего лишь одной величиной — хаусдорфовой фрактальной размерностью d_H. Если значение функции d_q как-то меняется с изменением q, то рассматриваемое множество точек является мультифракталом, который характеризуется нелинейной функцией $\tau(q)$, определяющей поведение статистической суммы $Z(q, \varepsilon)$ при $\varepsilon \to 0$:

$$Z(q, \varepsilon) = \sum_{i=1}^{N(\varepsilon)} p_i^q(\varepsilon) \approx \varepsilon^{\tau(q)}. \quad (6)$$

В случае фрактала имеем:

$$\tau(q) = (q-1)d. \quad (7)$$

Если распределение точек по ячейкам неодинаковое, то фрактал неоднородный, т. е. представляет собой мультифрактал, и для его описания необходим спектр обобщенных фрактальных размерностей d_q, число которых, в общем случае, бесконечно.

Функция d_q показывает, насколько неоднородным является исследуемое множество точек A.

Выясним значения обобщенных фрактальных размерностей d_q для конкретных значений q.

Из выражения (6) при $q = 0$ следует:

$$Z(0, \varepsilon) \approx N(\varepsilon), \quad (8)$$

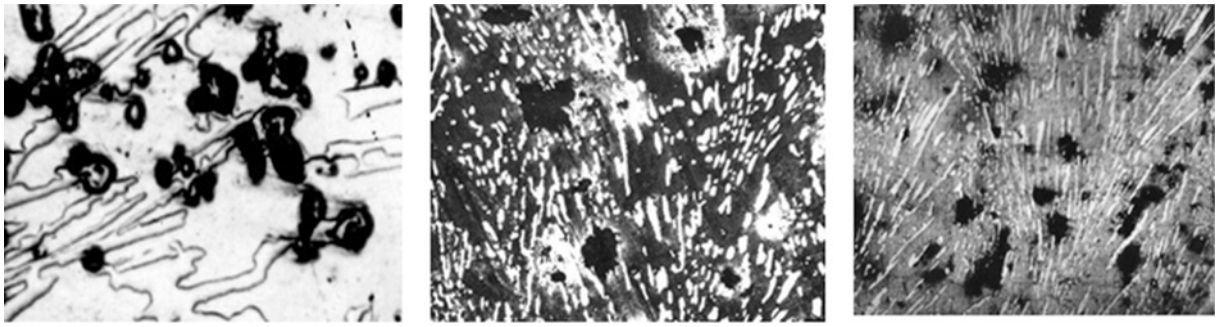
при этом

$$Z(0, \varepsilon) \approx \varepsilon^{\tau(q)} = \varepsilon^{-d_0}. \quad (9)$$

Сопоставив выражения (8) и (9), получим:

$$N(\varepsilon) \sim \varepsilon_{d0}. \quad (10)$$

Это означает, что величина d_0 представляет собой хаусдорфову размерность множества A, является наиболее грубой характеристикой мультифрактала и не несет статистической информации о свойствах. Для характеристики мультифрактального множества наряду с обобщенными фракталь-



а) *б*) *в*)

Рис. 1. Микроструктуры чугунов:
а — сплав 6 после закалки в воде; *б* — сплав 5 в литом состоянии; *в* — сплав 6 после закалки на воздухе

а) *б*) *в*)

Рис. 2. Микроструктура сплава 3 в литом состоянии (*а*), изображение после бинаризации (*б*), выделение контуров (*в*)

ными размерностями используют функцию мультифрактального спектра (спектр сингулярностей мультифрактала) [5].

Как уже отмечалось, одной из основных характеристик мультифрактала является степенная зависимость вероятности p_i от размера ε ячейки:

$$p_i(\varepsilon) \approx \varepsilon^{\alpha_i}, \qquad (11)$$

где α_i — показатель сингулярности.

При этом для регулярного (однородного) фрактала все показатели степени α_i одинаковы и равны фрактальной размерности D:

$$p_i = 1/N(\varepsilon) \approx \varepsilon^D. \qquad (12)$$

Однако для такого более сложного объекта, как мультифрактал, вследствие его неоднородности вероятности заполнения ячеек в общем случае неодинаковые, и для разных ячеек степень может иметь разные значения.

При подсчете статистической суммы в спектре Реньи суммируются ячейки с разной заполненностью. Функция $f(\alpha)$ мультифрактального спектра характеризует хаусдорфову размерность однородного фрактального подмножества $A_\alpha \subset A$, имеющего одинаковые вероятности заполнения ячеек $p_i \approx \varepsilon^\alpha$. Таким образом, мультифрактал объединяет разные однородные фрактальные подмножества A_α, каждое из которых имеет свою фрактальную размерность $f(\alpha)$.

Мультифрактальный анализ предполагает разбиение изображения на ячейки и нахождение зависимости средней суммы μ пикселей от размера ε ячейки. Рассматривается распределение вероятностей для пикселей при некотором ε. Для анализа вводится произвольная величина q и расчетом определяется, как ее изменение влияет на распределение вероятностей [5], т. е. строится мультифрактальный спектр. Несомненно, при этом возникает ряд нюансов, часть из которых рассмотрена в работе [4].

Для сканирования использовали 11 снимков микроструктуры антифрикционных чугунов (рис. 1) и алгоритм обработки снимков микроструктур чугунов, ранее отработанный на строительных материалах [3].

Рассмотрим мультифрактальный анализ микроструктур чугунов с помощью программы ImageJ [6] и плагина FracLab [7]. Пример микроструктуры чугуна представлен на рис. 2, *а*. Сначала выполняли бинаризацию изображения (рис. 2, *б*) и выделяли контуры закрашенных областей (рис. 2, *в*). По расчетным данным строили графики, которые использовали для статистического анализа, устанавливающего связь между мультифрактальными параметрами микроструктур чугунов и прочностными и трибологическими показателями исследуемого материала.

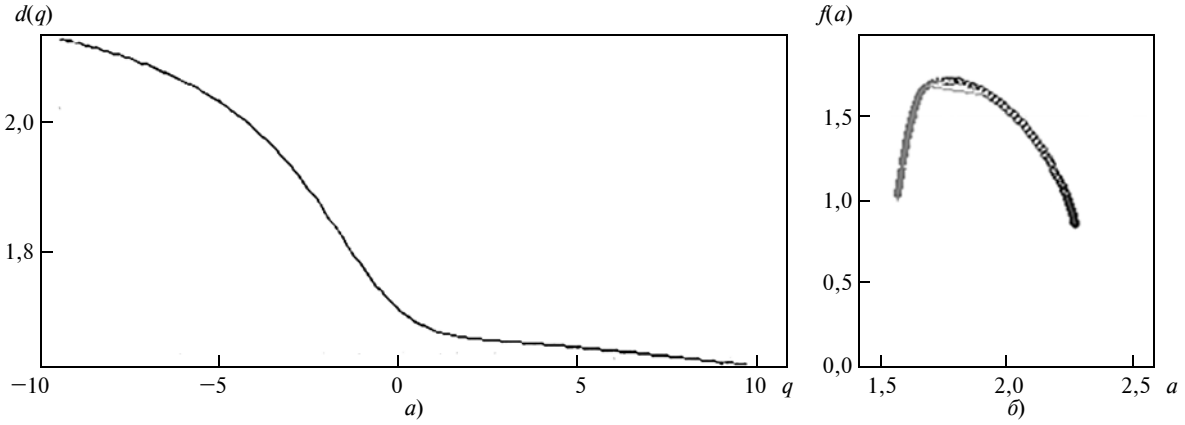


Рис. 3. Графики мультифрактального спектра: функции *d*(*q*) (*а*) и *q*(α) (*б*) для сплава 1 после графитизирующего отжига и нормализации

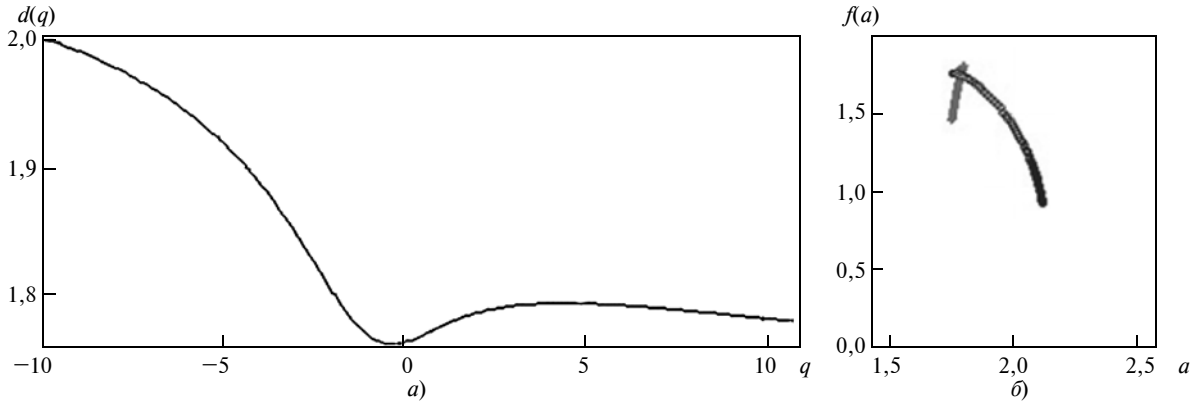


Рис. 4. Графики мультифрактального спектра: функции *d*(*q*) (*а*) и *q*(α) (*б*) для сплава 6 после закалки в воде

Анализировали 11 изображений. Полученные фрактальные размерности и лакунарности (обобщенные характеристики по монофрактальному описанию) представлены в табл. 3.

Таблица 3

Результаты мультифрактального анализа

Группа сплава	Номер сплава	Состояние	Фрактальная размерность D	Лакунарность
1	1	После графитизирующего отжига и нормализации	1,7168 1,7939	0,3500 0,2319
		Литое	1,8058	0,2452
	2	После графитизирующего отжига и нормализации	1,7881	0,1970
	3		1,7259	0,2492
	4		1,7528	0,2569
2	5	Литое	1,7986	0,1950
		После закалки на воздухе	1,7821	0,2126
		После отжига	1,8076	0,1967
	6	После закалки на воздухе	1,7369	0,2816
		После закалки в воде	1,6862	0,3311

На рис. 3 и 4 показаны функции $f(\alpha)$ и $d(q)$. Зависимость $f(\alpha)$ представляет собой плавную несимметричную унимодальную кривую с максимумом в точке $f = \alpha$ (см. рис. 3) или пересекающиеся кривые вблизи данной точки (см. рис. 4). Зависимость $d(q)$ — унимодальная кривая с минимумом вблизи точки $q = 0$ и несколькими точками перегиба. Координаты и их разности для характерных точек могут служить параметрами математической модели, которые с другими величинами, рассчитанными в программе ImageJ, можно использовать при оценке зависимости прочностных и трибологических показателей от мультифрактальных характеристик (табл. 4 и 5).

Для определения попарной взаимосвязи двух показателей, один из которых относится к прочностным или трибологическим параметрам, а другой — к мультифрактальным выполняли корреляционный анализ, т. е. анализировали сформированные выборки, элементами которых являются значения соответствующих показателей для разных сплавов.

Использовали коэффициент ранговой корреляции Спирмена [8], вычисляемый по формуле

$$\rho_{xy} = 1 - \frac{6\sum d^2}{n(n^2 - 1)}, \qquad (13)$$

где n — объем выборки из пары ранжируемых признаков; d — разность между рангами по двум признакам x и y.

Результаты представлены в табл. 6. Наиболее значимая связь с прочностными и трибологическими показателями наблюдается у показателей α_1, α_2 (особенно α_2) и разности ($\alpha_2 - \alpha_1$). Остальные мультифрактальные характеристики (в частности, обобщенные монофрактальные) оказались менее информативными.

Для сравнения выполнен расчет коэффициента парной линейной корреляции Пирсона [8] по формуле

$$r_{xy} = \frac{\sum(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{n\sigma_x\sigma_y}, \qquad (14)$$

где σ_x и σ_y — среднеквадратические отклонения x и y.

Параметр GD и CO это — параметры мультифрактального спектра, характеризующие взаимное положение ветвей графика функции $f(\alpha)$, вычисляемые в программе ImageJ. Результаты представлены в табл. 7.

Таблица 4

Данные по мультифрактальным спектрам

Группа сплавов	Номер сплава	CO	GD	α_1	α_2
1	1	0 −0,04 −0,05	26,53 4,39 7,59	1,5778 1,7494 1,7911	2,3834 2,1120 2,2099
	2 3 4	−0,04 0 −0,07	1,40 30,75 15,43	1,7448 1,6346 1,6251	2,2582 2,2452 2,0914
2	5	−0,04 0 −0,04	7,85 19,89 1,67	1,6760 1,6303 1,7991	2,2179 2,2600 2,2780
	6	0 0	26,24 21,37	1,5657 1,4945	2,2645 2,2990

Таблица 5

Данные по мультифрактальным спектрам

Группа сплавов	Номер сплава	$f(\alpha_1)$	$f(\alpha_2)$	$D(-10)$	$D(0)$	$D(10)$
1	1	1,1007 1,4608 1,3693	0,8736 0,9314 0,8125	2,2461 2,0047 2,0829	1,7558 1,7613 1,8423	1,6306 1,7812 1,8377
	2 3 4	1,5017 1,0193 1,0982	0,5209 0,9728 0,9014	2,1002 2,1295 1,9832	1,7536 1,7832 1,6616	1,7716 1,7026 1,6832
2	5	1,1750 1,2083 1,5426	0,5225 0,9405 0,5816	2,0638 2,1404 2,1238	1,7472 1,7536 1,8189	1,7314 1,6769 1,8274
	6	1,0174 1,0179	0,8626 0,5687	2,1371 2,1417	1,7133 1,6874	1,6262 1,5472

Таблица 6

Результаты расчета

Показатель	*HB*	Предел прочности, МПа	Износ, мг	Коэффициент трения
Фрактальная размерность	0,270	−0,184	0,044	0,225
Лакунарность	−0,284	−0,048	−0,173	0,089
GD	0,043	0,234	−0,205	−0,193
α_1	0,025	−0,384	0,244	0,425
α_2	0,402	0,465	−0,460	−0,425
$f(\alpha_1)$	0,052	−0,384	0,235	0,425
$f(\alpha_2)$	−0,102	−0,238	0,103	0,280
$\alpha_2 - \alpha_1$	0,279	0,515	−0,356	−0,475
$f(\alpha_2) - f(\alpha_1)$	0,193	−0,061	0,026	0,102

Таблица 7

Результаты расчета парной линейной корреляции

Показатель	*HB*	Предел прочности, МПа	Износ, мг	Коэффициент трения
Фрактальная размерность	0,127	−0,229	0,139	0,137
Лакунарность	−0,053	−0,007	−0,286	0,078
GD	0,011	0,203	−0,278	−0,158
α_1	−0,122	−0,448	0,269	0,360
α_2	0,258	0,289	−0,303	−0,347
$f(\alpha_1)$	−0,073	−0,334	0,269	0,256
$f(\alpha_2)$	−0,177	−0,379	−0,080	0,391
$\alpha_2 - \alpha_1$	0,222	0,457	−0,344	−0,430
$f(\alpha_2) - f(\alpha_1)$	0,058	0,003	0,220	−0,061

Анализ данных табл. 7 показал, что наиболее значимая связь с прочностными и трибологичскими показателями имеется у α_1, α_2 и разности ($\alpha_2 - \alpha_1$) по коэффициенту ранговой корреляции Спирмена, которая совпадает с результатами по коэффициенту парной линейной корреляции Пирсона.

Таким образом, выявлены наиболее информативные мультифрактальные характеристики для математических моделей микроструктур чугунов, используемые для управления прочностными и трибологическими свойствами. Установлено, что обобщенные усредненные монофрактальные параметры недостаточно информативны для данных моделей.

Целесообразны дальнейшие исследования по расширению числа образцов и объема экспериментальных данных для получения адекватных регрессионных моделей, связывающих прочностные и трибологические показатели с мультифрактальными. На основании данных моделей можно получать сплавы с оптимальными свойствами.

УДК 621.9.02

Г. С. ЖЕЛЕЗНОВ, канд. техн. наук, С. Г. АНДРЕЕВА (Сызраньский филиал Самарского ТТУ),
e-mail: zgs1931@mail.ru

Определение среднего коэффициента трения при резании металлов

Получена аналитическая зависимость для определения коэффициента трения в контакте лезвия инструмента и стружки, на основании уравнений резания, угла сдвига и верификации экспериментальных данных, которую можно использовать для расчета параметров резания без ограничения значений значимых факторов.

Ключевые слова: резание, обрабатываемые материалы, угол сдвига, передний угол, предел прочности, угол трения, верификация.

The analytical dependence is obtained to determine the coefficient of friction in the contact between the tool blade and the chips, based on the cutting equations, the shear angle, and the verification of the experimental data, which can be used to calculate the cutting parameters without limiting the values of significant factors.

Keywords: cutting, processed materials, shear angle, front angle, tensile strength, friction angle, verification.

Средний коэффициент трения в контакте стружки с передней поверхностью лезвия режущего инструмента определяет основные показатели процесса резания. Однако даже в публикациях [1—3], содержащих наиболее полную информацию о среднем коэффициенте трения, отсутствуют зависимости для его определения с учетом значимых факторов, так как нет надежных средств для измерения силы трения и нормальной силы, действующей на переднюю поверхность инструмента.

Для определения влияния значимых факторов на коэффициент трения, необходимо учитывать особые условия трения при образовании стружки. В отличие от процесса трения, создаваемого нормальной силой, сила трения при резании обусловлена силой сдвига, воздействующей на стружку со стороны срезаемого слоя по поверхности сдвига. При этом поверхность сдвига часто явно не выражена. В общем случае ее можно представить как поверхность, образованную движением прямой по двум направляющим линиям, одна из которых является режущей кромкой, а другая — линией пересечения поверхности срезаемого слоя с внешней поверхностью стружки, проходящей по вершинам ее выступов. При прямолинейной режущей кромке поверхность сдвига является плоскостью. Угол наклона, образующий поверхность сдвига к вектору скорости резания, называется углом сдвига, он определяет минимальное расстояние от поверхности срезаемого слоя до режущей кромки. Для любого вида стружки, образующейся при резании, можно установить поверхность сдвига. Это граница, разделяющая срезаемый слой, параллельный скорости резания, и стружку, расположенную параллельно передней поверхности инструмента. Поверхность сдвига для прямоугольного резания по форме близка к плоскости и в процессе резания самоустанавливается под таким углом к скорости резания, при котором затрачивается минимальная энергия. Из этого условия К. А. Зворыкин, а позднее М. Е. Мерчант получили формулу угла сдвига:

$$\beta_1 = 45 + \frac{\gamma}{2} - \frac{\rho + \rho_1}{2}, \qquad (1)$$

где γ — передний угол; ρ и ρ_1 — угол трения между стружкой и лезвием инструмента и угол внутреннего трения.

На основании уравнений механики резания, выражения (1) и экспериментальных данных была построена зависимость для определения среднего угла трения от значимых параметров процесса резания. С учетом того, что экспериментально установлена [1, 2] инвариантность средней удельной

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 33)

БИБЛИОГАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Камынин В. В.** Разработка и использование антифрикционных чугунов для тяжелонагруженных узлов трения: Дис. ... канд. техн. наук. 2000. Брянский гос. инженерно-технологический университет, 2000. 209 с.
2. **Башкуев Ю. Б.** Основы фрактальной геометрии и фрактального исчисления. Улан-Удэ: Бурятский гос. ун-ет, 2013. 224 с.
3. **Evelson L., Lukuttsova N.** Application of Statistical and Multifractal Models for Parameter Optimization of Nano-Modified Concrete // International Journal of Applied Engineering Research. 2015. Vol. 10. N. 5. P. 12363—12370.
4. **Изучение** статистической устойчивости результатов фрактального моделирования на примере структуры наномодифицированного бетона / Л. И. Евельсон, Н. П. Лукутцова, А. А. Пыкин и др. // Строительные материалы. 2016. № 1, 2. С. 48—54.
5. **Божокин С. В., Паршин Д. А.** Фракталы и мультифракталы. Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", 2001. 128 с.
6. **ImageJ:** http://imagej.net/Welcome.
7. **FracLac:** http://sites.imagej.net/Akarperien/plugins/
8. **Кобзарь А. И.** Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. 816 с.

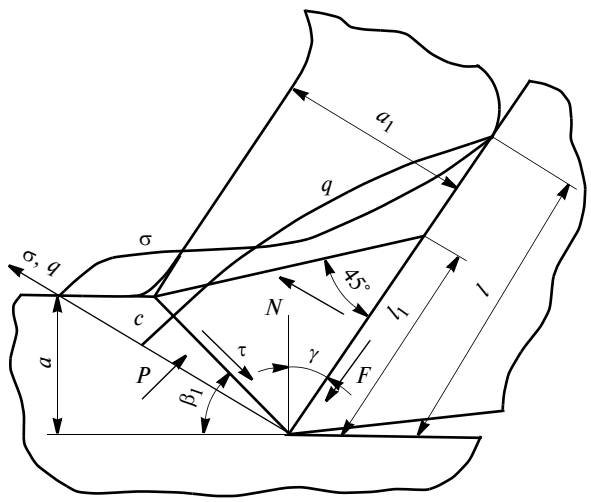


Схема сил, действующих на стружку, и эпюры их распределения по длине контакта стружки с лезвием инструмента

силы q трения стружки по передней поверхности инструмента, однозначно определяемой истинным пределом прочности $S_к$ обрабатываемого материала: $q = 0{,}28S_к$, то очевидно, что средний коэффициент трения при резании металлов зависит от механических показателей обрабатываемого материала.

Уравнения резания базируются на общепринятой модели процесса стружкообразования с одной плоскостью сдвига. Для прямоугольного резания модель строится в главной секущей плоскости, а для косоугольного резания — в плоскости стружкообразования, определяемой векторами скоростей резания и движения стружки по передней поверхности лезвия инструмента [1].

Из представленного рисунка получим уравнение равновесия стружки:

$$N\cos(\beta_1 - \gamma) - F\sin(\beta_1 - \gamma) - T = 0, \qquad (2)$$

где N и F — соответственно нормальная сила и сила трения стружки по передней поверхности инструмента; T — сила сдвига, действующая в условной плоскости сдвига.

При этом справедливы следующие зависимости:

$$\left.\begin{aligned} N &= F/\mathrm{tg}\rho; \\ N &= qlb; \\ T &= \tau ab/\sin\beta_1; \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

$$a_1 = a\cos(\beta_1 - \gamma)/\sin\beta_1, \qquad (4)$$

где ρ — средний угол трения; $\mathrm{tg}\rho = \mu$ — средний коэффициент трения на передней поверхности; a и b — толщина и ширина срезаемого слоя; a_1 — толщина стружки; l — длина контакта стружки с передней поверхностью лезвия инструмента; l_1 — длина пластического контакта стружки с лезвием инструмента [5]:

$$l_1 = a_1[1 + \mathrm{tg}(\beta_1 - \gamma)]. \qquad (5)$$

С учетом выражений (1, 3—5), приняв $\rho_1 = 0$ ввиду его малого значения [4], уравнение (2) примет вид:

$$\sin^2\rho - \frac{2B(\cos\gamma + \sin\gamma)}{B^2 + 1}\sin\rho + \frac{\sin 2\gamma}{B^2 + 1} = 0,$$

где

$$B = 1 + 2\tau/(Kq), \quad K = l/l_1. \qquad (6)$$

Решение данного уравнения:

$$\sin\rho = \frac{B(\cos\gamma + \sin\gamma) \pm \sqrt{B^2 - \sin 2\gamma}}{B^2 + 1}. \qquad (7)$$

Рассчитаем средние значения угла и коэффициента трения по формуле (7) при корне со знаком плюс перед радикалом.

Для упрочняемых при резании материалов предел прочности определяем по формуле

$$S_к = \sigma_в(1 - \delta + \psi_ш), \qquad (8)$$

где $\sigma_в$ — предел прочности обрабатываемого материала; δ и $\psi_ш$ — относительные удлинение и сужение стандартного образца из обрабатываемого материала.

Касательное напряжение находим по формуле [6]

$$\tau = \sigma_в[\ln(1/(1 - \psi_ш)]^{0,6\delta}. \qquad (9)$$

В табл. 1 приведены данные, подтверждающие возможность использования формул (8) и (9), в которой $S_{к\ э}$ — экспериментальные значения истинного предела прочности [1, 2]; $S_{к\ р}$ — рассчитанный по формуле (8) предел прочности; τ — касательные напряжения по формуле (9) при v = 50 м/мин; $\tau_{2,5}$ — касательное напряжение в плоскости сдвига при относительном сдвиге 2,5, который характерен для резания конструкционных сталей [1, 2].

Из формул (6) и (7) следует, что средний коэффициент трения зависит от параметров δ и $\psi_ш$, переднего угла γ инструмента, скорости резания, отношения длины контакта стружки с лезвием инструмента к длине его пластического участка: $K = l/l_1$. Наибольшее влияние оказывают угол γ и отношение K, так как отношение τ/q изменяется незначительно. Длина пластического контакта с повышением пластичности обрабатываемого материала возрастает, следовательно величина K уменьшается. Увеличение переднего угла приводит к уменьшению длины участка пластического контакта в большей степени, чем к уменьшению длины контакта, что приводит к увеличению K.

С учетом вышеизложенного и экспериментальных данных [2, 4], получена аппроксимация зависимости для K:

$$K = 42(90 - \gamma)^{-0,75}\psi^{-0,25}v^{-0,1}. \qquad (10)$$

Для верификации зависимости (5) сопоставили результаты расчета угла трения по формулам (5)—(8)

Таблица 1

Значения $S_{к\ э}$ и $S_{к\ р}$

Обрабатываемый материал	Источник	$\sigma_в$, МПа	δ	$\Psi_ш$	$S_{к\ э}$, МПа	$S_{к\ р}$, МПа	ε, %	τ, МПа	$\tau_{2,5}$, МПа
Сталь 10	[2]	364	0,22	0,64	680	652	−3,2	376	410
Сталь 50	[2]	640	0,14	0,40	955	985	+3,0	568	580
Сталь 60	[1]	690	0,12	0,35	1000	968	−7,8	558	590
Сталь 12ХН3А	[2]	490	0,32	0,65	970	965	−0,3	556	510
Сталь 1Х18Н9Т	[1]	634	0,63	0,63	1570	1438	−8,8	827	910
Сталь 4Х13	[1]	661	0,28	0,61	1200	1249	−4	720	680
Медь	[1, 2]	219	0,42	0,75	460	475	+3	274	270
Титановый сплав ВТ2	[2]	1060	0,10	0,132	1152	1300	+12	750	780
Кадмий	[2]	64,5	0,56	0,83	153	154	+6	89	—
Бронза Б2	[2]	480	0,41	0,61	965	969	0	55	—

Таблица 2

Значения коэффициентов трения $\mu_р$ и μ

Обрабатываемый материал (материал инструмента)	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_т$, МПа	δ	Ψ	γ^o	v, м/мин	a, мм	$\mu_р$	μ	Источник
Сталь 20Х-Р9	480	250	0,35	0,58	0 10 20 30 40 50	0,7	0,2	0,51 0,62 0,71 0,97 1,15 1,38	0,48 0,57 0,75 0,94 1,20 1,30	[1] с. 71
Сталь 00-Р9 Медь Р9 Сталь 10-Р9 Сталь 1Х18Н9	318 213 360 630	213 140 22 300	0,32 0,47 0,36 0,63	0,38 0,89 0,48 0,66	20	0,2	0,1	0,83 0,70 0,83 0,78	0,72 0,78 0,74 0,71	[1] с. 101
Сталь У12 (Т15К6)	720	530	0,07	0,05	10	50 90	0,2	0,75 0,70	0,80 0,60	[2] с. 93
Бронза Бр2 (Р9)	480	230	0,40	0,60	10	50 90	0,2	0,64 0,63	0,70 0,60	
	780	560	0,20	0,40		50 90		0,64 0,59	0,60 0,50	
Кадмий (Р9)	64	25	0,52	0,83	−40 0 40	40	0,2	0,23 0,50 1,00	0,16 0,53 1,10	[2] с. 89
Титановый сплав ВТ1—ВК4 Медь Р9	890 219	690 85	0,25 0,42	0,40 0,75	10 10	12 90	0,2 0,2	0,47 0,74	0,40 0,80	[2] с. 93
30ХГСА (Т15К6)	560	300	0,21	0,50	−10 0 10	14	0,2	0,49 0,60 0,71	0,53 0,67 0,78	[4] с. 383

с результатами, приведенными в работах [1—3], в которых выполнены наиболее полные экспериментальные исследования среднего коэффициента трения при резании металлов.

В табл. 2 приведены значения коэффициентов трения для сухого резания [$\mu_р$, рассчитанный по формулам (7—9, 11)] и значения μ из публикаций [1, 2, 4].

По данным работы [1] глубина резания и толщина срезаемого слоя незначительно влияют на средний коэффициент трения.

Средние значения коэффициента трения по приведенным выше формулам согласуются с экспериментальными данными, что подтверждает инвариантность средней удельной силы трения стружки по передней поверхности инструмента.

Поученные формулы можно рекомендовать для расчетов при проектировании элементов систем обработки резанием.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Зорев Н. Н.** Вопросы механики процесса резания металлов. М.: Машгиз, 1956. 364 с.
2. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 150 с.
3. **Нодельман М. О.** К вопросу о структуре среднего коэффициента трения при резании пластичных металлов // Вестник машиностроения. 1996. № 1. С. 27—32.
4. **Клушин М. И.** Резание металлов. М.: Машгиз, 1958. 453 с.
5. **Абуладзе Н. Г.** Характер и длина пластического контакта стружки с передней поверхностью режущего инструмента // Тр. конф. "Обрабатываемость жаропрочных и титановых сплавов". Куйбышев: КуАИ, 1962. С. 68—78.
6. **Абуладзе Н. Г.** О напряжении сдвига и связи между углами сдвига и трения при образовании сливной стружки // Тр. конф. "Обрабатываемость жаропрочных и титановых сплавов". Куйбышев: КуАИ, 1962. С. 306—317.
7. **Розенберг А. М., Розенберг О. А.** Механика пластического деформирования в процессах резания и деформирующего протягивания / Отв. ред. П. Р. Родин. Институт сверхтвердых материалов. Киев: Наук думка, 1990. 320 с.

УДК 621.91.01

А. Г. КИСЕЛЬ, Д. С. МАКАШИН, канд. техн. наук (ОмГТУ),
К. В. АВЕРКОВ, А. А. РАЖКОВСКИЙ, кандидаты технических наук
(ОмГУПС), e-mail: kisel1988@mail.ru

Зависимость эффективности СОЖ от их физических показателей

Исследована эффективность четырех смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) на водной основе с учетом их физических показателей. Получены математические зависимости, позволяющие оптимизировать выбор СОЖ.

Ключевые слова: токарная обработка, режущий инструмент, смазочно-охлаждающая жидкость, интенсивность изнашивания.

The effectiveness of four lubricating-cooling liquids (coolants) on the water base taking into account their physical characteristics is studied. The mathematical dependencies, which allow to optimize the coolant selection, are obtained.

Keywords: turning, cutting tools, cutting-cooling fluid, wear rate.

При обработке металлов резанием, как правило, применяют смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ), которые способствуют повышению качества обработанной поверхности и стойкости инструмента. В настоящее время выпускается широкая гамма СОЖ с разными физическими показателями. Для обеспечения высокой эффективности обработки необходимо выбирать СОЖ с оптимальными свойствами для каждой операции. Однако единой методики, позволяющей подобрать наиболее эффективную СОЖ для конкретного сплава, на сегодня нет.

Одним из основных свойств СОЖ является смазочный фактор, который улучшает почти все параметры обработки: повышает стойкость инструмента, уменьшает шероховатость обработанной поверхности, силы трения и фрикционное нагревание, стабилизирует образование нароста [1, 2].

Несмотря на то что прямой зависимости между физическими свойствами СОЖ и их функциональностью не выявлено [3], между данными факторами можно найти эмпирическую зависимость.

СОЖ в зоне резания снижает трение стружки о переднюю поверхность и заготовки о заднюю поверхность режущей пластины [1—5]. В результате снижения сил трения и высокой теплоотдачи СОЖ температура в зоне обработки снижается, уменьшаются деформации в технологической системе, что повышает точность обработки и уменьшает шероховатость обработанных поверхностей.

При оценке смазочного эффекта СОЖ на машинах трения определяют показатели, характеризующие противозадирные, противоизносные и антифрикционные их свойства [3].

В данном исследовании применяли:

водоэмульсионные СОЖ с процентным содержанием C = = 10 %: Смальта-3, Смальта-3*ЕР, Биосил М, AddinolWH430, Blasocut 2000, Blasocut 4000, Росойл-500;

полусинтетическую СОЖ Смальта-11 (C = 10 %);

синтетические СОЖ (C = = 10 %): Биосил С, Isogrind-130ЕР, 1,5 %-й водный раствор кальцинированной соды (ВРКС).

Для сравнения проводили исследования без применения СОЖ на воздухе.

При испытании детали придается вращательное движение, а контакт режущего инструмента с деталью и стружкой происходит не в одной точке, а по линии. Поэтому при проведении экспериментов необходимо применять машину трения, которая позволяет создать условия, близкие к процессу резания.

Наиболее близкими к условиям токарной обработки являются испытания на машинах трения по схеме диск—колодка, при которых происходит трение вращающегося диска (ролика) и неподвижной колодки, прижатой к диску с определенным усилием. В данных исследованиях выполняли испытания на машине трения ИИ 5018, на которой можно проводить испытания образцов из любых материалов (сплавы, пластмассы, композиты). Определяли коэффициент трения в паре колодка—ролик, колодка изготовлена из сплава Т15К6. Ролики были выполнены из четырех разных материалов: сталь 45, алюминиевый сплав Д16, титановый сплав ВТ3, жаропрочный сплав ХН77ТЮР.

Схема испытаний колодка—ролик на машине трения показана на рис. 1. При испытаниях ста-

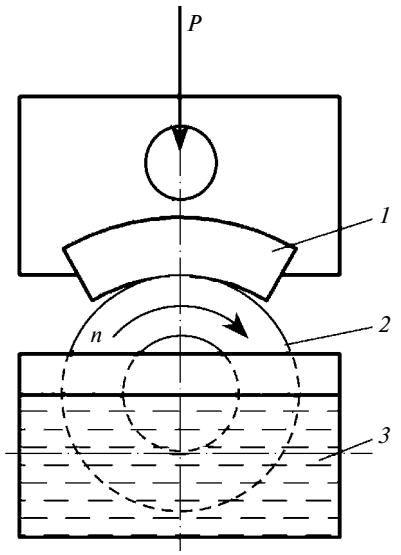
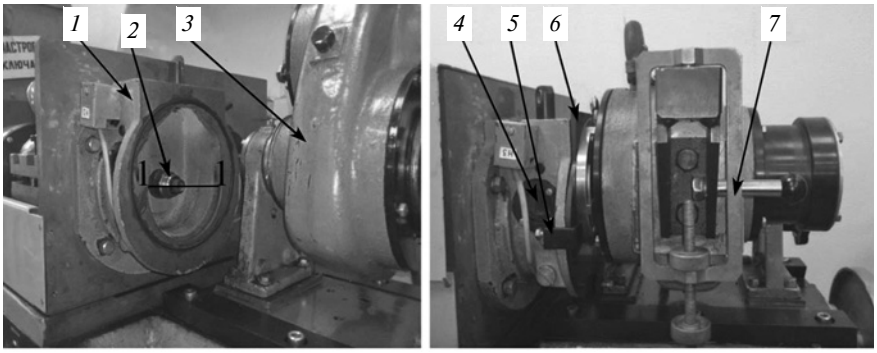


Рис. 1. Схема колодка—ролик для испытаний на машине трения:
1 — колодка; *2* — ролик; *3* — СОЖ



а) *б*)

Рис. 2. Испытательная камера без крышки (*а*) и с крышкой (*б*) для работы в жидких средах:

1 — испытательная камера; *2* — диск; *3* — каретка; *4* — смотровое окно; *5* — струбцина; *6* — крышка; *7* — механизм нагружения

ли 45, сплавов ВТ3 и ХН77ТЮР нагрузка на колодку составляла $P = 800$ Н при частоте вращения ролика $n = 250$ мин$^{-1}$, при испытаниях сплава Д16 — $P = 400$ Н, $n = 500$ мин$^{-1}$, что соответствовало условиям резания данных материалов.

Для создания условий работы в жидкой среде исследования проводили в испытательной камере *1* (рис. 2). Ролик устанавливали на вал и обеспечивали контакт с колодкой. Камеру закрывали крышкой и заполняли испытуемой СОЖ. Ролик вращался с заданной частотой n, а колодку плавно нагружали до нагрузки P. Затем определяли максимальное и минимальное значения момента M трения, по которому рассчитывали коэффициент трения:

$$f = 10^3 2M/(PD),$$

где D — диаметр ролика.

В табл. 1 приведены результаты исследований — среднеарифметические значения коэффициентов трения по результатам пяти опытов. СОЖ, обеспечивающий наименьший коэффициент трения, считается оптимальным для данного материала.

В технической документации на СОЖ производители указывают некоторые физические показатели. В табл. 2 представлены такие показатели исследуемых СОЖ, как плотность ρ при температуре 20 °С, кинематическая вязкость ν при разных температурах и показатель pH.

В смазочной пленке, разделяющей два трущихся тела, возникает давление [6], т. е. в СОЖ, попадающей в зону контакта ролика и колодки, создается давление, оказывающее расклинивающее действие в паре трения. Распределение данного давления описывается уравнением Рейнольдса:

$$\mathrm{d}p/\mathrm{d}x = 6\eta V(h_0 - h)/h^3, \qquad (1)$$

где h_0 — толщина слоя жидкости в зоне трения; η — абсолютная вязкость, Па · с.

Уравнение Рейнольдса справедливо только для жидкостного трения, которое возможно лишь при клиновидном зазоре между трущимися поверхностями при высоких скоростях скольжения.

В проведенных экспериментах возникало граничное трение, при котором толщина слоя СОЖ меньше высоты микронеровнос-

Таблица 1

Значения среднего коэффициента трения при использовании разных СОЖ

СОЖ	Сталь 45	ВТ3	Д16	ХН77ТЮР
—	0,37	0,41	0,68	0,62
Смальта-3	0,16	0,52	0,12	0,56
Смальта-3*ЕР	0,15	0,52	0,10	0,55
Биосил М	0,18	0,45	0,09	0,60
Addinol WH430	0,12	0,51	0,08	0,55
Blasocut 2000	0,16	0,51	0,09	0,55
Blasocut 4000	0,17	0,49	0,10	0,55
Росойл-500	0,11	0,51	0,07	0,56
Смальта-11	0,17	0,41	0,17	0,53
Биосил С	0,16	0,45	0,37	0,59
Isogrind-130ЕР	0,15	0,50	0,09	0,56
1,5 %-й ВРКС	0,80	0,40	0,37	0,59

Таблица 2

Показатели физических свойств СОЖ

СОЖ	ρ при $t = 20$ °С, г/см^3	ν при $t = 20$ °С (при $t = 40$ °С), мм^2/с	pH
Росойл-500	0,88÷0,95	60 (15)	8,0÷10,0
Isogrind-130ЕР	1,16	71	9,3
Addinol WH430	0,86	12,2 (при $t = 100$ °С)	8,0÷10,0
Blasocut 2000	0,96	133 (39)	8,8÷9,2
Blasocut 4000	0,99	(58)	8,3÷9,0
Смальта-3	0,87÷0,93	(55)	8,0÷10,0
Биосил М	1,0÷1,1	(85)	7,0÷9,0
1,5 %-й ВРКС	1,0	1,004 (0,658)	7,0÷8,0

тей поверхностей, и расклинивающее давление возникает только в местах, где есть СОЖ.

Схема сил, действующих на колодку и ролик, представлена на рис. 3.

Силу трения $F_{СОЖ}$, возникающую при применении СОЖ, можно разложить на две составляющие — силу трения $F_{б\ СОЖ}$ без применения СОЖ, т. е. силу сухого трения, и силу $F_{рас}$ расклинивающего давления:

$$F_{СОЖ} = F_{б\ СОЖ} \pm F_{рас}. \quad (2)$$

Знак "±" объясняется теорией Дерягина—Ландау—Фервея—Овербека, согласно которой параметр, характеризующий расклинивающее действие жидкости, может иметь как положительное, так и отрицательное значение (составляющими расклинивающего действия могут быть электростатические силы, силы упругого сопротивления сольватных или адсорбционно-сольватных слоев, силы межмолекулярного взаимодействия) [6].

Разделив обе части уравнения (2) на силу P, получим уравнение коэффициента трения:

$$f_{СОЖ} = f_{б\ СОЖ} \pm F_{рас}/P. \quad (3)$$

Произведение расклинивающего давления на площадь контакта равно силе расклинивающего давления. Подставив выражение (1) в формулу (3), получим уравнение действительного коэффициента трения:

$$f_{СОЖ} = f_{б\ СОЖ} + 6\eta V a^2 l X/(h^2 P), \quad (4)$$

где X — поправочный коэффициент, учитывающий проникновение СОЖ в зону трения в результате низкой вязкости, который может принимать и положительное, и отрицательное значения, поэтому перед вторым слагаемым оставляем знак "+"; a — ширина контакта; l — длина контакта.

На рис. 4 представлены зависимости поправочного коэффициента X от кинематической вязкости ν.

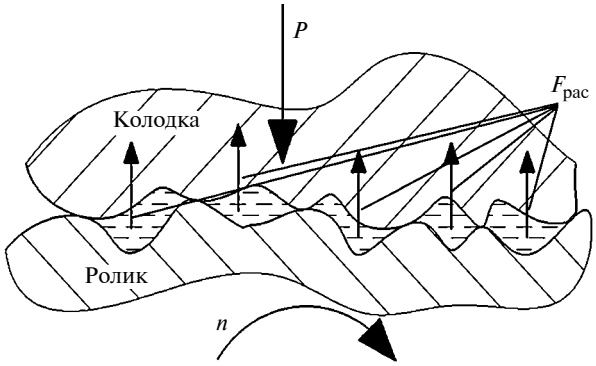


Рис. 3. Схема сил, действующих на колодку и ролик при испытаниях на машине трения

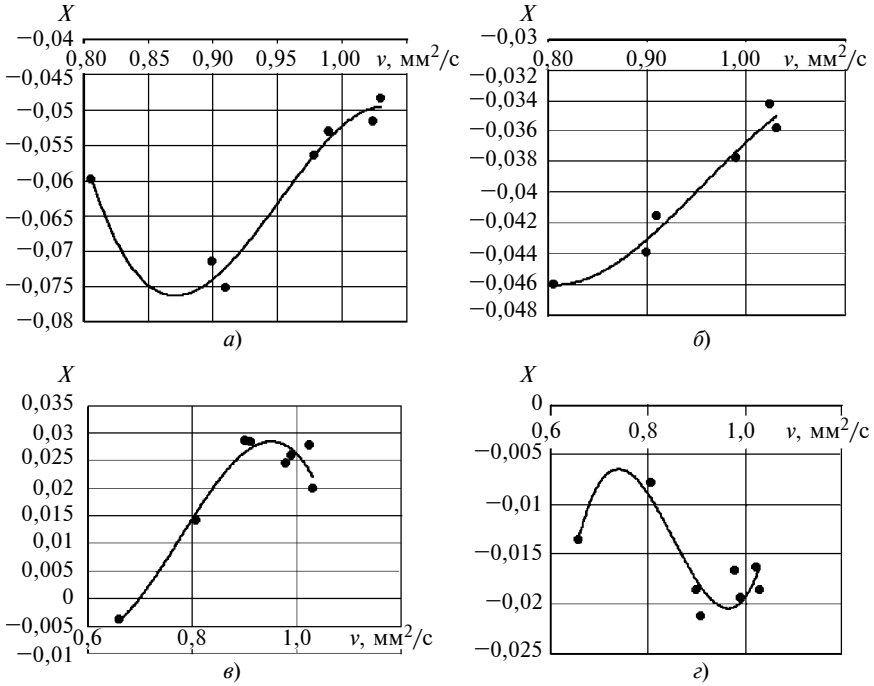


Рис. 4. Зависимости коэффициента X от кинематической вязкости ν растворов СОЖ для стали 45 (*а*); сплавов Д16 (*б*); ВТ3 (*в*); ХН77ТЮР (*г*)

Знак коэффициента X определен экспериментально. При расчете коэффициента трения для обработки титанового сплава ВТ3 используем значение $X > 0$, для других материалов $X < 0$.

При расчете коэффициента трения ширину a контакта в формуле (4) принимали равной ширине площадки износа на твердосплавной колодке, которая определена экспериментально, т. е. $a = 0{,}5$ мм. Длина контакта равна толщине ролика: $l = 10$ мм. Толщина слоя жидкости при граничном трении менее 0,1 мкм [7], поэтому принята средняя толщина смазочного слоя 0,05 мкм.

Динамическую вязкость η компонентов СОЖ рассчитывали по формуле

$$\eta_i = \rho_i \nu_i / 10^{-6},$$

где ρ_i — плотность i-го компонента СОЖ, кг/м^3; ν_i — кинематическая вязкость i-го компонента СОЖ, мм^2/с.

Динамическую вязкость СОЖ определяли согласно методу Аррениуса по формуле

$$\eta = 10^{x_1 \lg \eta_1 + x_2 \lg \eta_2},$$

где x_1 и x_2 — содержания первого и второго компонентов СОЖ; η_1 и η_2 — динамические вязкости первого и второго компонентов СОЖ, Па · с.

Плотность раствора СОЖ рассчитывали по формуле

$$\rho = x_1\rho_1 + x_2\rho_2,$$

где ρ_1 и ρ_2 — плотности первого и второго компонентов СОЖ, кг/м^3.

Для определения физической величины, от которой зависят коэффициенты X для испытуемых материалов, получены математические зависимости данных коэффициентов от таких показателей, как плотность, кинематическая и динамическая вязкости. По полученным зависимостям выведены аппроксимирующие функции и рассчитаны достоверности аппроксимации. В результате установлено, что коэффициент X зависит от кинематической вязкости раствора СОЖ, так как данная достоверность имеет наибольшую величину.

Кинематическую вязкость СОЖ рассчитывали по формуле

$$\nu = 10^6\eta/\rho.$$

Построенные по экспериментальным данным зависимости коэффициента X от кинематической вязкости ν СОЖ и аппроксимирующие функции представлены на рис. 4.

Аппроксимирующие функции имеют вид:

для стали 45:

$$X = -12{,}8624\nu^3 + 36{,}7011\nu^2 - 34{,}6576\nu + 10{,}7666; \quad (5)$$

для сплава Д16:

$$X = -1{,}0209\nu^3 + 2{,}9285\nu^2 - 2{,}7339\nu + 0{,}7898; \quad (6)$$

для сплава ВТ3-1:

$$X = -1{,}6413\nu^3 + 3{,}8173\nu^2 - 2{,}8093\nu + 0{,}66; \quad (7)$$

для сплава ХН77ТЮР:

$$X = 2{,}4626\nu^3 - 6{,}2961\nu^2 + 5{,}2723\nu - 1{,}4578. \quad (8)$$

При расчете по зависимостям (5)—(8) некоторые значения коэффициента трения получены с высокой погрешностью ε по сравнению с экспериментальными, поэтому были исключены из расчета. В частности, при расчете коэффициента трения для стали 45 с применением 1,5 %-й ВРКС погрешность составила 44,15 %, поэтому данную СОЖ в расчетах не учитывали. С применением остальных СОЖ погрешности колебались от −8,07 до +10,35 %. При расчете коэффициента трения для сплава Д16 с применением 1,5 %-й ВРКС и 10 %-й Isogrind-130EP погрешности составили соответственно −37,81 и −87,60 %, поэтому для данного материала эти СОЖ в расчетах не учтены. С применением остальных СОЖ погрешности колебались от −15,23 до +18,86 %. Для сплава ВТ3-1 погрешность расчета коэффициента трения составляет −3,58 и +2,58 %, а для сплава ХН77ТЮР составляет −2,55 и +1,89 %.

Таким образом, коэффициент трения можно предварительно рассчитать с учетом определенной погрешности, которая зависит от материалов ролика и колодки.

Высокие погрешности, возможно, обусловлены склонностью стали и алюминиевого сплава к налипанию на инструмент. Применение ВРКС при трении стали 45 и твердого сплава не обеспечивает снижения коэффициента трения из-за высокого содержания воды, не обладающей смазочным эффектом. Применение ВРКС и Isogrind-130EP для сплава Д16 незначительно снижает коэффициент трения в связи с отсутствием в их составе минеральных масел.

Известно, что СОЖ, предотвращающие адгезию между режущей пластиной и стружкой, попадают в зону контакта и создают граничное трение [8]. При этом коэффициент трения зависит только от плотности, кинематической и абсолютной вязкостей СОЖ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шашин А. Д.** Исследование влияния СОЖ на процесс взаимодействия инструмента и заготовки при обработке металлов резанием. Дис. ... канд. техн. наук. М., 2003. 118 с.

2. **Selection** of cutting fluids in machining processes / O. Cakir, A. Yardimeden, T. Ozben, E. Kilickap // Journal of achievements in materials and manufacturing engineering. 2007. V. 25. P. 99—102.

3. **Смазочно-охлаждающие** технологические средства и их применение при обработке резанием: Справочник / Л. В. Худобин, А. П. Бабичев, Е. М. Булыжев и др. / Под общ. ред. Л. В. Худобина. М.: Машиностроение, 2006. 544 с.

4. **Итинская Н. И., Кузнецов Н. А.** Топливо, масла и технические жидкости: Справочник. М.: Агропромиздат, 1989. 304 с.

5. **Examining** the role of cutting fluids in machining and efforts to address associated environmental/health concerns / D. P. Adler, W. W.-S. Hii, D. J. Michalek, J. W. Sutherland // Machining science and technology / Marcel Dekker Inc. 2006. V. 10. P. 23—58.

6. **Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Муллер В. М.** Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. 398 с.

7. **Джерихов В. Б.** Автомобильные эксплуатационные материалы. Ч. II. Масла и смазки. СПб.: СПб. гос. архит.-строит. ун-т. 2009. 256 с.

8. **Гордон М. Б., Беккер М. С., Лосева Н. Р.** Контактные явления и действие СОЖ при обработке металлов резанием // Вопросы теории трения, смазки и обрабатываемости металлов: Сб. статей. Вып. 2. Чебоксары. Чувашский государственный университет им. И. Н. Ульянова, 1975. С. 21—28.

УДК 621.892

Е. Б. СЕДАКОВА, д-р техн. наук, Ю. П. КОЗЫРЕВ, канд. техн. наук (Институт проблем машиноведения РАН, г. Санкт-Петербург), e-mail: elenasedakova2006@yandex.ru

Влияние дисперсности частиц полимерных композитов на их трибологические показатели и прочность

Исследована износостойкость полимерных композитов с компонентами разных размеров и при разном содержании наполнителя. Получены зависимости, уточняющие границы эффективности поддерживающей функции наполнителя с учетом дефектности его многослойной структуры. Определена предельная толщина стенки структуры, формируемой наноразмерным наполнителем.

Ключевые слова: композит, нанонаполнитель, пороговая концентрация, износостойкость, дисперсность.

The wear resistance of polymer composites with components of various sizes and at different filler percentage is studied. The dependencies are obtained, that refine the boundaries of the effectiveness of the supporting function of the filler, taking into account the defectiveness of its multilayer structure. The limiting wall thickness of the structure, formed by the nanosized filler, is determined.

Keywords: composite, nanofiller, percentage, wear resistance, dispersity.

Среди полимерных материалов можно выделить композиты, при изготовлении которых применяют механическое перемешивание крупных гранул полимера со значительно более мелкими частицами наполнителя [1—3] и последующее формование композита при определенном давлении и температуре. Данная технология характерна для производства композитов на основе ряда полимеров, в том числе политетрафторэтилена (ПТФЭ), полиэфирэфиркетона (ПЭЭК), полифениленсульфида (ПФС) и сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ), которые обладают низким коэффициентом трения, высокой износостойкостью и химической стойкостью к агрессивным средам. Значимым фактором, определяющим свойства композита, является размер гранул полимерной матрицы. По размеру компонентов смеси данные композиты можно разделить на две группы: первая — композиты с наполнителями микронных размеров со средним диаметром 1÷10 мкм; вторая — композиты с наполнителями наноразмеров со средним диаметром частиц 2÷100 нм. Кроме того, дополнительным фактором, влияющим на свойства композитов, является средний размер гранул полимерной матрицы, который в большинстве случаев находится в диапазоне от 20 до 150 мкм.

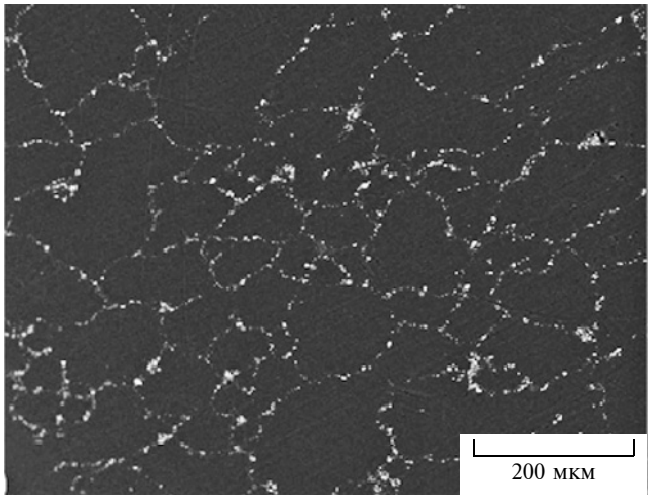
При разработке композитов с заданными трибологическими свойствами необходимо обеспечить оптимизацию не только состава смеси, но и размеров ее составляющих. В настоящее время разработано аналитическое описание расчета поддерживающей функции наполнителя с учетом особенностей формируемых структур компонентов композита [3]. Установлено, что от структуры наполнителя в значительной степени зависит износостойкость композита. Экспериментальные исследования изнашивания композитов показали, что при превышении определенных значений концентрации наполнителя снижается износостойкость материала. Это может быть обусловлено наличием дефектов в дисперсной структуре наполнителя, которая является квазисплошной средой.

В данной работе исследуются физические аспекты возникновения дефектности на границе структуры наполнителя и полимерной фазы, а также исследуется возможная связь дефектности с износостойкостью композита.

Рассмотрим условия образования тонких хрупких слоев на поверхности термопластичных полимеров. Это рассмотрено в работе [4], в которой образцы из разных полимеров обрабатывали ультрафиолетовым излучением, в результате на поверхности полимеров образовывался охрупченный слой толщиной ≈1 мкм. Испытания на прочность при растяжении и небольших отрицательных температурах показали, что образовавшийся слой инициирует разрушение всего образца толщиной в несколько миллиметров.

Данные разрушения возможны и в композитах с пространственной структурой, особенно при значительных концентрациях наполнителя. В этом случае наполнитель плотным слоем окружает частицы полимера и не оставляет пространства для развития деформаций сдвига.

Пример пространственной структуры, сформированной наполнителем в композите на основе СВМПЭ с содержанием циркония 3,4 % об., при-



Структура композита на основе СВМПЭ, наполненного цирконием, при $\varphi_н$ = 0,034; средний размер частиц СВМПЭ составляет 140 мкм, а циркония — 3 мкм [5]

веден на рисунке [5]. На микрофотографии отчетливо просматриваются чередующиеся области полимерной матрицы и участки скопления частиц наполнителя, а также отдельные дефекты в слое наполнителя.

Исследуем пространственную структуру композита. В исследовании принимаем допущение: частицы полимера и наполнителя имеют кубические формы с размерами ребер соответственно $r_п$ и $r_н$. Тогда число частиц наполнителя в композите можно найти по формуле

$$n_н = \frac{\varphi_н V_к}{r_н^3}. \quad (1)$$

Здесь $\varphi_н = V_н/V_к$ — объемная доля наполнителя в композите, где $V_н$ — объем наполнителя; $V_к$ — объем композита, включая объем полимерной матрицы.

Аналогично выражению (1) для полимера справедлива формула

$$n_п = \frac{(1-\varphi_н)V_к}{r_п}. \quad (2)$$

Согласно модели, полученной в работе [3], каждая частица наполнителя входит в контакт с двумя частицами полимера, контактируя с каждой полимерной гранулой одной гранью. Площадь поверхности одной гранулы полимера, контактирующей с наполнителем, с учетом перекрытия поверхности соседних гранул составляет $3r_p^2$.

Из формулы (1) получим площадь граней частиц наполнителя, входящих в контакт с полимерной гранулой:

$$S_н = r_н^2 \frac{\varphi_н V_к}{r_н^3} = \frac{\varphi_н V_к}{r_н}. \quad (3)$$

Площадь граней частиц полимера, контактирующих с наполнителем, составит:

$$S_п = 3r_п^2 \frac{(1-\varphi_н)V_к}{r_п^3} = \frac{3(1-\varphi_н)V_к}{r_п}. \quad (4)$$

Запишем условие полного покрытия каждой частицы полимера слоем частиц наполнителя: $S_п = S_н$. Приравняв формулы (3) и (4) и заменив $\varphi_н$ на величину $\varphi_{н0}$, при которой вся поверхность каждой частицы полимера будет покрыта слоем частиц наполнителя, получим:

$$\frac{\varphi_{н0}}{(1-\varphi_{н0})} = \frac{3r_н}{r_п}. \quad (5)$$

Решив уравнение (5) относительно $\varphi_{н0}$, получим:

$$\varphi_{н0} = \frac{3r_н r_п}{r_п^2 + 3r_н r_п}. \quad (6)$$

При использовании наноразмерного наполнителя его объемная доля должна значительно превышать величину $\varphi_{н0}$, так как однослойный нанонаполнитель не обеспечит заметного повышения износостойкости композита. Однако большое число слоев наполнителя может привести к снижению прочности композита. Поэтому необходимо определить оптимальное число слоев наполнителя, т. е. толщину структуры наполнителя, формируемую вокруг частиц полимера, которая обеспечивает требуемую износостойкость материала и не приведет к распространению трещин.

Рассмотрим расчет числа слоев наполнителя. Приняв в формуле (2) $n_п = 1$, для единицы объема композита получим:

$$V_к = \frac{r_п^3}{(1-\varphi_н)}. \quad (7)$$

Подставив формулу (7) в формулу (1), найдем число частиц наполнителя на поверхности одной частицы полимера:

$$n_{п1} = \frac{\varphi_н r_п^3}{(1-\varphi_н)r_н^3}. \quad (8)$$

Для определения числа частиц наполнителя в случае одного плотного слоя вокруг частицы полимера ($n_{п0}$) заменим в формуле (8) $\varphi_н$ на $\varphi_{н0}$. Тогда число слоев в структуре наполнителя можно определить как отношение $n_{п1}/n_{п0}$, следовательно, имеем:

$$\xi_н = \frac{\varphi_н(1-\varphi_{н0})}{\varphi_{н0}(1-\varphi_н)}. \quad (9)$$

Величина $\xi_н$ может принимать только положительные значения. Подставив их в формулу (9), по-

Таблица 1

Значения предела прочности $\sigma_р$ для композитов на основе СВМПЭ и ПТФЭ при разном содержании наполнителя

Материал	$\varphi_н$ ($\gamma_н$)	$\sigma_р$, МПа
СВМПЭ	0	33,5
СВМПЭ + AL0(OH)	0,029 (0,1) 0,064 (0,2) 0,154 (0,4)	27,9 29,0 18,6
ПТФЭ	0	31,0
ПТФЭ + КЛ-1	0,1 0,2 0,25	23,3 18,5 4,1

Примечание. Расчетные значения по формуле (6): для композита на основе СВМПЭ $\varphi_{н0}$ = 0,191; для композита на основе ПТФЭ $\varphi_{н0}$ = 0,253.

лучим выражение, связывающее $\varphi_н$ с пороговым значением объемной доли наполнителя:

$$\varphi_н = \frac{\xi_н \varphi_{н0}}{(1 + (\xi_н - 1)\varphi_{н0})}, \qquad (10)$$

то есть, используя формулу (9), можно определить толщину структуры наполнителя вокруг частиц полимера:

$$\Delta_W = \xi_н r_н. \qquad (11)$$

Иногда при выборе состава композита применяют массовую долю наполнителя $\gamma_н$ [6]. Для возможности сравнительной оценки структурных особенностей и трибологических свойств композитов используем выражение, связывающее $\gamma_н$ и $\varphi_н$:

$$\gamma_н = \frac{m_н}{m_п + m_н}, \qquad (12)$$

где $m_н$ и $m_п$ — массы соответственно наполнителя и полимера в композите.

Разделим в выражении (12) массы на плотности $\rho_н$ и $\rho_п$ соответствующих составляющих:

$$\gamma_н = \frac{m_н/\rho_н}{m_п/\rho_п + m_н/\rho_н}. \qquad (13)$$

Из формулы (13) получим:

$$\gamma_н = \frac{m_н \rho_п}{m_п \rho_н + m_н \rho_п}. \qquad (14)$$

В табл. 1 приведены значения предела прочности $\sigma_р$ при растяжении для композита на основе СВМПЭ с наполнителем из оксигидроксида алюминия ALO(OH), размер частиц СВМПЭ ≈20 мкм, размер частиц AL0(OH) ≈2 мкм [6]. Алгоритм перерасчета массовой доли наполнителя в объемную долю приведен в работе (14).

Исследовали также композит ПТФЭ на основе литейного кокса КЛ-1 [7]. Средние размеры частиц: для ПТФЭ ≈70 мкм, для кокса КЛ-1 ≈10 мкм. Образцы композитов на основе ПТФЭ изготовляли по стандартной технологии сухого перемешивания с последующим формованием. Прочностные испытания проводили на разрывной машине Instron 5982.

Данные, приведенные в табл. 1, показывают, что с увеличением доли наполнителя снижается прочность и композита на основе СВМПЭ, и композита на основе ПТФЭ. Плотность частиц наполнителя на поверхности частицы полимера в одном слое повышается по мере приближения к концентрации $\varphi_{н0}$, так как уменьшается свободное пространство, позволяющее развиваться деформации, приводящей к деформации сдвига. Особенно это проявляется в композите на основе ПТФЭ, прочность которого при достижении объемной доли наполнителя $\varphi_н$ = 0,25 ниже почти на порядок. Такая низкая прочность связана с невозможностью реализации сдвиговых напряжений и повышением вероятности образования хрупких трещин. При этом изнашивание композита на основе ПТФЭ при укзанной объемной доли наполнителя резко возрастает.

Для композита на основе СВМПЭ также наблюдается снижение прочности при $\varphi_н$ = 0,154. Таким образом, экспериментально установлены пороговые значения объемных долей наполнителей для исследованных композитов.

Для проверки правильности формулы (6) получены расчетные значения $\varphi_{н0}$ (см. табл. 1). Хорошее совпадение расчетных и экспериментальных данных подтверждает возможность в композитах с наполнителем микроразмеров формировать однослойную структуру наполнителя без снижения прочности и износостойкости материала.

В табл. 2 приведены данные, полученные в результате трибологических исследований композитов на основе ПТФЭ и ПФС с наполнителем наноразмеров, приведенные в работах [1, 2, 8], а также результаты расчетов по формулам (6), (9) и (11),

Таблица 2

Значения параметров структуры композитов с разными наполнителями

Матрица	Наполнитель	$r_п$, мкм	$r_н$, нм	$\varphi_{н0}$ [формула (6)]	$\varphi_н$ при K_{min}*	$\varepsilon_н$ [формула (9)]	Δ_W, мкм [формула (11)]
ПТФЭ	Al_2O_3	20	38	0,00570	0,12	23,9	0,80
ПТФЭ	Углерод	100	20	0,00053	0,25	47,8	0,83
ПФС	Al_2O_3	140	33	0,00066	0,02	30,9	0,93

K_{min}* — минимальный коэффициент изнашивания, полученный по формулам работ [1, 2, 8].

анализ которых показал, что для всех рассмотренных композитов наночастицы наполнителя при объемном содержании, обеспечивающем значения $K_{\min}$, образуют структуру из несколько десятков плотных слоев вокруг частицы полимера, что может обусловливать образование хрупких трещин, при этом $\Delta_W \approx 1$ мкм. В работах [1, 2, 8] показано, что при превышении указанных концентраций износостойкость композитов снижается, что, по-видимому, обусловлено распространением хрупких трещин, т. е. снижением прочности композита. Таким образом, установлено, что $\Delta_W \approx 1$ мкм является критической величиной для многослойной структуры нанонаполнителя в композите, так как при данной толщине структуры наполнителя зарождаются хрупкие трещины, которые могут распространяться и повреждать полимерные частицы композита.

Поэтому для обеспечения высокой износостойкости полимерных композитов с микроразмерными наполнителями их объемная доля должна быть на 0,03÷0,05 ниже порогового содержания, а толщина многослойной структуры наполнителя не должна превышать 1 мкм.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **A study** on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles / W. G. Sawyer, K. D. Freudenberg, P. Bhimaraj, L. S. Schadler // Wear. 2003. V. 254. P. 573—580.

2. **Shwartz S. J., Bahadur S.** Studies on the tribological behavior and transfer film — counterface bond strength for polyphenylene sulfide filled with nanoscale alumina particles // Wear. 2000. V. 237. P. 261—273.

3. **Седакова Е. Б., Козырев Ю. П.** Теоретический и экспериментальный анализ эффекта повышения износостойкости политетрафторэтилена при его наполнении дисперсными частицами // Вестник машиностроения. 2015. №. 2. С. 52—55.

4. **Бабенко Ф. И., Козырев Ю. П., Семенов В. А.** Температурные зависимости прочности неоднородно стареющих полимерных и композитных материалов // Механика композитных материалов. 1987. № 2. С. 353—355.

5. **Plumlee K., Schwartz Ch. J.** Improved wear resistance of orthopaedic UHMWPE by reinforcement with zirconium particles // Wear. 2009. V. 267. P. 710—717.

6. **Абразивное** изнашивание микро- и нанокомпозитов на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ). Ч. 1. Композиты на основе СВМПЭ, наполненного микрочастицами ALO(OH) и Al_2O_3 / С. В. Панин, Л. А. Корниенко, Н. Сонджайтам и др. // Трение и износ. 2012. Т. 33. № 5. С. 521—527.

7. **Козырев Ю. П., Седакова Е. Б.** Применение модели "расслоенных сеток" для анализа влияния поверхностной структуры на износостойкость композитов политетрафторэтилена с мелкодисперсным наполнителем // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 3. С. 49—53.

8. **Адериха В. Н., Шаповалов В. А., Плескачевский Ю. М.** Прочностные свойства, структура и износостойкость композитов ПТФЭ-технический углерод // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 2. С. 160—168.

УДК 621.9.015

А. Л. ПЛОТНИКОВ, д-р техн. наук, А. С. СЕРГЕЕВ, канд. техн. наук, Ж. С. ТИХОНОВА, Т. В. УВАРОВА (Волгоградский ГТУ), e-mail: tihonova-ganna@rambler.ru

Вероятностная природа образования контактных пар при металлообработке и ее влияние на надежность процесса

Рассматривается обеспечение надежности токарной обработки на стадии проектирования выбором допустимой скорости резания с учетом вероятностной природы образования контактных пар. С помощью растрового электронного микроскопа исследован механизм диффузионного изнашивания твердосплавных режущих пластин с разным фазовым составом.

Ключевые слова: надежность токарной обработки, допустимый разброс свойств, диффузионное изнашивание, электронная микроскопия, термоЭДС, пробный проход, расчет скорости.

The assurance of reliability of turning at the design stage by selection of the allowable cutting speed, taking into account the probabilistic nature of the formation of contact pairs, is considered. Using the scanning electron microscope, the mechanism of diffusion wear of hard-alloy cutting inserts with different phase composition is studied.

Keywords: reliability of turning, allowable variation of properties, diffusion wear, electron microscopy, thermoEMF, test pass, speed calculation.

При проектировании технологического процесса металлообработки всегда стоит задача определения допустимой скорости резания, обеспечивающей заданную стойкость инструмента, с учетом технических требований к детали, известных глубине резания, обрабатываемом и инструментальном материалах и выбранной подаче. Правильно выбранная скорость резания определяет производительность и качество обработки.

Технологические задачи инженеры-технологи решают, используя справочники для технологов-машиностроителей, изданные в разные годы. Кроме того, на ведомственных машиностроительных предприятиях наряду с общемашиностроительными нормативами существуют узковедомственные руководящие технологические материалы (РТМ) по выбору рациональных режимов обработки. В конечном итоге, разработчики технологического процесса для одинаковых условий обработки с учетом субъективных поправок могут получить значительно отличающиеся друг от друга скорости резания.

Так, в статье [1] приведены результаты расчета скорости резания при токарной обработке стали 35ХГСА резцом из сплава Т15К6 в одних и тех же условиях с использованием восьми разных справочников. Авторы статьи использовали как аналитический, так и табличный способ расчета скорости резания, которые дали результаты, отличающиеся в 1,6—1,9 раза.

Проблема надежности (точности) расчета этой базовой величины металлообработки по существующим математическим моделям связана с технологическими особенностями металлургического производства, наличием неизбежного, допустимого по техническим условиям (ТУ), разброса физико-механических свойств обрабатываемых и инструментальных материалов и неадекватностью математических моделей расчета. Использование в этих моделях средних значений поправочных коэффициентов на физико-механические свойства инструмента и заготовки, отсутствие учета влияния фазового состава твердых сплавов на количественную величину скорости резания приводит к значительному отклонению заданного периода стойкости от фактического.

В практике металлообработки нередки ситуации, когда механические характеристики и химический состав поставляемых сталей и твердосплавных инструментов соответствуют установленному допуску, но разное (неблагоприятное) сочетание контактных пар "инструмент — стальная заготовка" создает условия невыполнения заложенных на стадии проектирования показателей. Используя терминологию теории надежности, А. С. Проников определил "надежность технологического процесса", как его свойство в определенном, наперед заданном отрезке времени, обеспечивать изготовление продукции в заданном объеме и надлежащего качества [2].

Разброс режущих свойств определенной марки твердосплавных пластин в партиях поставки и разброс обрабатываемости сталей одного марочного состава в большинстве случаев можно описать нормальным законом распределения [3, 4].

Контактная пара ("стальная заготовка — режущий инструмент") при металлообработке подбирается случайным образом, а сочетание физико-механических свойств материалов (рис. 1) определяет характер контактных и тепловых процессов, интенсивность изнашивания инструмента, силовые нагрузки на инструмент, его фактическую стойкость, точность и качество обработки. Разработчики технологического процесса используют среднестатистические значения физико-механических свойств поставляемых инструментальных и обрабатываемых материалов — на рис. 1 это зоны 2—6 и 3—7 или их перекрестное сочетание. Но часто возникают ситуации, когда стальные заготовки с худшей обрабатываемостью ($\sigma_{в\ max}$) сочетаются с твердым

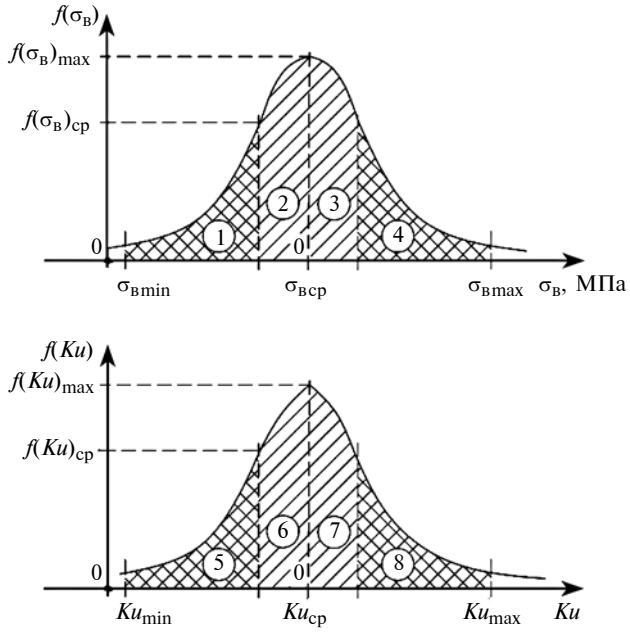


Рис. 1. Плотности распределения механических свойств обрабатываемых сталей $f(\sigma_в)$ и режущих свойств инструмента $f(Ku)$

сплавом с низкими режущими свойствами (минимальный коэффициент Ku_{min}) — на рис. 1 это сочетание зон 4—5. Речь идет не об одном случае такого сочетания, а о партиях поставки режущего инструмента и стальных заготовок с таким неблагоприятным сочетанием. Ситуация может быть диаметрально противоположной — это благоприятное сочетание зон 1—8. Но если при сочетании зон 1—8 можно говорить о недоиспользовании ресурса инструментального материала и скрытого резерва повышения производительности за счет увеличения скорости резания по сравнению с расчетной скоростью, то сочетание зон 4—5 приводит к простоям оборудования по причине преждевременного выхода из строя.

Расчетная скорость резания для этих контактных пар окажется завышенной, что приведет к большой интенсивности изнашивания инструмента или его поломке. Такая неоднородность свойств контактных пар в условиях производства приводит к снижению надежности механической обработки в целом. В частном случае надежным результатом определения скорости резания считается совпадение заданного и фактического периодов стойкости инструмента в пределах обоснованного допуска.

Надежные режимы резания [2] и надежную работу механизмов и узлов как универсального, так и автоматизированного станочного оборудования обеспечивают системы управления. Если причины низкой надежности станка можно устранить применением организационно-технических мероприятий, то причины проявления низкой надежности выбранных режимов обработки невозможно учесть на стадии проектирования технологического про-

цесса. В работе [4] автор указывает, что применение "детерминированного подхода к оптимизации процесса резания с учетом математического ожидания возмущающих факторов обеспечивает уровень надежности, равный 0,6 (вероятность безусловного выполнения требований к обработке)...", что явно недостаточно для работы станочного оборудования. Технологические особенности металлургического производства допускают неизбежный разброс физико-механических свойств обрабатываемых и инструментальных материалов, что подтверждают ГОСТы или ТУ, указывая их допустимый диапазон.

Например, ГОСТ 4543—71 на производство стали 40Х допускает изменение содержания углерода в пределах 0,36÷0,44 %, хрома 0,8÷1,1 %. Это значит, что физико-механические свойства заготовок из стали 40Х формируются еще на стадии выплавки соблюдением соотношения (в пределах допуска) содержания углерода и хрома как основных компонентов данной марки стали. Лучшей по обрабатываемости будет заготовка, содержащая 0,36 % C и 0,8 % Cr, т. е. их нижние пределы. Худшую обрабатываемость имеют заготовки с содержанием 0,44 % C и 1,1 % Cr. Поэтому интуитивно лучше выбрать заготовку со средним содержанием элементов.

Твердосплавный инструмент одного марочного состава имеет для всей гаммы сплавов большой разброс режущих свойств. Это связано с изменением растворимости вольфрама в кобальтовой связке (качество связки) при спекании от 2 до 17÷18 %, что допускается ТУ на изготовление. В свою очередь это приводит к тому, что режущие свойства твердого сплава изменяются до 100 % и более [5]. Возникает парадокс, суть которого состоит в том, что в методиках расчета скорости резания используют постоянный поправочный коэффициент Ku для каждого твердого сплава. Так, справочник [6] в известной аналитической модели расчета скорости резания рекомендует для сплава ВК8 принимать $Ku = 0{,}4$, для сплава Т5К10 — $Ku = 0{,}65$, для сплава Т15К6 — $Ku = 1$, для сплава Т30К4 — $Ku = 1{,}4$. Постоянный поправочный коэффициент для одной марки твердого сплава приводят и другие справочники, т. е. в справочниках принято условие, что режущие свойства твердосплавного инструмента одинаковы для одного марочного состава. Но это противоречит ТУ на изготовление твердосплавного инструмента (ОСТ 48-99—84), которые допускают изменение режущих свойств для каждой марки сплава в среднем в 2 раза при переходе от двухфазного состава кобальтовой связки к фазе с содержанием графита [5, 7].

На этапе проектирования разработчики технологического процесса не могут оперативно оценить сочетание физико-механических свойств инструментального и обрабатываемого материалов (контактных пар) и гарантировать большую надежность процесса резания. Добавляется к тому же фактор использования разных значений безразмерного скоростного эмпирического коэффициента Cv, которые рекомендуют различные справочники для одних и тех же условий обработки. Так, справочник [6] при аналитическом расчете скорости резания токарной обработки конструкционных сталей рекомендует два значения коэффициента: $Cv = 420$ при подаче $s < 0{,}3$ мм/об и $Cv = 350$ при подаче $s > 0{,}3$ мм/об; справочник [8] для тех же подач рекомендует соответственно $Cv = 350$ и 290.

Отметим, что обрабатываемость конструкционных и низколегированных сталей в пределах одного марочного состава достигает 10÷20 % и увеличивается по мере расширения их химического состава [9]. Допустимый диапазон режущих свойств твердосплавного инструмента составляет 100 % и более (справочник инструментальщика). Таким образом, наибольшая вероятность изменения свойств контактной пары связана с твердосплавным инструментом, который во многих научно-технических публикациях отнесен к наиболее слабому звену станочной системы.

Задача данной статьи — установить механизм влияния переменных свойств случайной контактной пары на работоспособность инструмента в задаваемый период его стойкости в диапазоне скоростей резания, бóльших скорости в зоне наростообразования (>50÷60 м/мин), т. е. там, где интенсивность изнашивания формируют диффузионные процессы на границе "твердый сплав — сталь". На основании проведенных исследований выработать рекомендации по обеспечению достаточной надежности процесса резания при его вероятностном характере на стадии проектирования и разработать алгоритмы целенаправленной коррекции режима резания при работе станка.

Неоднородность свойств твердосплавного инструмента конкретной партии поставки — одна из главных причин уменьшения надежности процесса резания.

Особенность технологического процесса спекания твердосплавных режущих пластин состоит в том, что их режущие свойства при очень небольшом допустимом содержании углерода (0,1÷0,5 %) значительно изменяются. В работах отечественных [10, 11] и зарубежных авторов, касающихся специфики технологии спекания твердосплавных изделий и связанным с ней разбросом эксплуатационных характеристик, указывается на решающее значение содержания углерода в формировании свойств связующей кобальтовой фазы и сплава в целом.

Для выяснения причин разной интенсивности изнашивания твердых сплавов одной марки с разным фазовым составом (разным содержанием растворенного вольфрама в кобальтовой связке), ис-

следовали перераспределение железа и углерода на границе "твердый сплав — сталь". Исследовали шлифы корней стружки, вырезанные под углом 15° к контактным поверхностям, на растровом электронном микроскопе Camebax. Влияние содержания углерода в твердом сплаве на интенсивность его проникновения в обрабатываемый материал изучали на сплаве ВК8. Для этого спеканием получили три группы пластин формы 243А с фазовым составом: первая — с η_1-фазой ($\eta_1 + \gamma + WC$); вторая — двухфазная ($\gamma + WC$); третья — с графитом ($\gamma + WC + C$). По ТУ изготовления в сплаве не допускается наличие дополнительной η_1-фазы (W_3Co_3C), чтобы сплав не стал хрупким. Однако по методике проведения исследования важно было иметь образец с гарантированным содержанием общего углерода на нижней (недопустимой) границе, т. е. 20 % растворенного вольфрама в кобальтовой связке. Твердый раствор углерода и вольфрама в кобальте (кобальтовая связка или γ-фаза) относится к растворам с ограниченной растворимостью. Растворимость вольфрама в кобальте при спекании зависит от содержания углерода в смеси, а также от науглероживающего или обезуглероживающего действия среды, в которой спекается сплав, и составляет от 2 % в сплавах с графитом до 20 % в сплавах с η_1-фазой [11]. Дополнительно сплавы рассортировали по величине термоЭДС, которую использовали как косвенную характеристику режущих свойств инструмента [12].

Предположили, что состав и свойства связующей кобальтовой фазы влияют на интенсивность диффузионных процессов в контактной зоне. Источниками диффузии углерода в сталь могут быть: свободный углерод; связующая кобальтовая фаза (γ-фаза); карбид вольфрама (WC); дополнительная η_1-фаза (W_3Co_3C). Предположительный порядок расположения этих составляющих введен с учетом концентрации углерода в этих фазах и их способности отдавать углерод. В табл. 1 приведены результаты микрозондирования корней стружки стали 40Х, полученные при скорости резания v = 90 м/мин, подаче s = 0,4 мм/об и глубине резания t = 2 мм сплавом ВК8 с разным содержанием углерода. Размер зерен карбида вольфрама и пористость в этих сплавах были одинаковыми.

Таблица 1

Глубина *h* диффузии углерода в сталь 40Х

Сплав (фазовый состав)	ТермоЭДС, мВ	Участок (см. рис. 1)	*h*, мкм
ВК8 (η_1-фаза)	10,2	C_3	0,7 1,1
ВК8 (η_1-фаза)	10,5	C_3	0,8 1,1
ВК8 (двухфазный)	12,3	C_3	0,9 1,4
ВК8 (двухфазный)	12,6	C_3	1,0 1,6
ВК8 (с графитом)	14,6	C_3	1,8 1,9
ВК8 (с графитом)	14,9	C_3	1,9 1,95

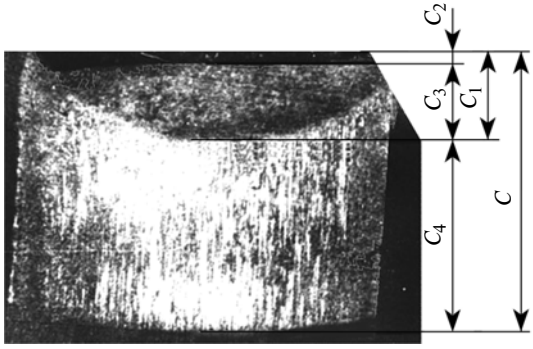


Рис. 2. Передняя поверхность резца Т5К10 после обработки стали 45:

C — полная длина контакта; C_1 — участок пластического контакта, C_2, C_3, C_4 — участки соответственно упрочнения, разупрочнения, упругого (вязкого) контакта

Зондирование проводили на косых срезах шлифов корней стружек в начале участка C_3 разупрочнения пластического контакта и в конце участка C_1 пластического контакта (рис. 2). Глубину h проникновения определяли визуально с методической ошибкой измерения не более 0,5 мкм, которая связана с возможным захватом зондом слоев, лежащих под вершиной клина.

Получили зависимость глубины h проникновения углерода в сталь от его содержания C в твердом сплаве: чем больше углерода в сплаве, тем больше глубина его диффузии. Как предполагали, свободный углерод — самый большой источник атомов. Присутствие η_1-фазы значительно уменьшает глубину проникновения углерода. Двухфазный сплав занимает промежуточное положение. В зависимости от содержания углерода в твердом сплаве глубина его проникновения в стружку изменяется от 0,7 до 1,95 мкм. Диффузия углерода в приграничные контактные объемы стружки приводит к их легированию, но как сильный легирующий элемент углерод повышает сопротивление пластическому деформированию в приграничных объемах. Поэтому в условиях установившейся устойчивой адгезионной связи между обрабатываемым и инструментальным материалом, по всей длине контакта по передней поверхности инструмента повышаются контактные касательные напряжения и, следовательно, интенсивность изнашивания.

С другой стороны, логично предположить, что интенсивность проникновения железа из стали в твердые сплавы с разным химическим составом кобальтовой связки (с различной растворимостью вольфрама в связующей кобальтовой фазе) должна

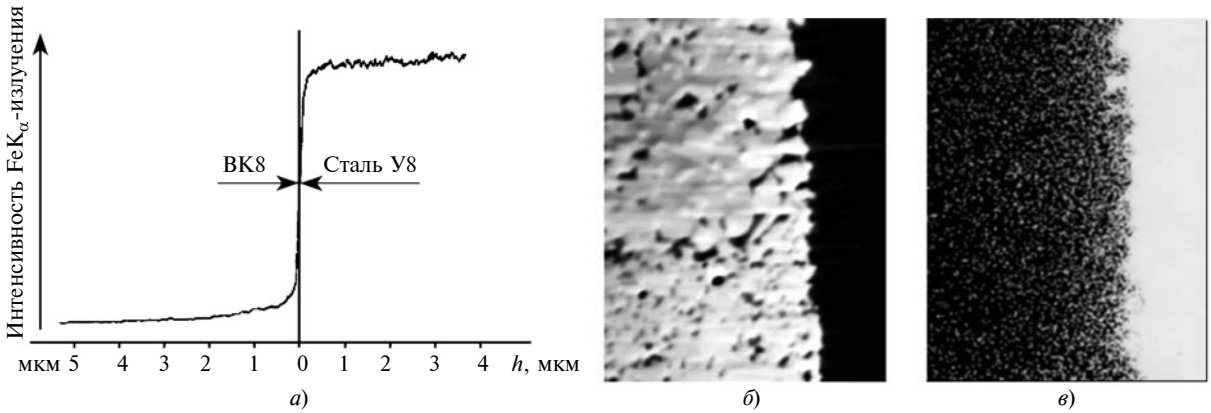


Рис. 3. Участок пластического контакта пары "сплав ВК8 (η_1-фаза) — сталь У8":

а — кривые концентрации железа в диффузионном контактном слое (v = 120 м/мин; s = 0,2 мм/об; t = 1,5 мм); *б* — изображение в отраженных электронах (×2000); *в* — распределение железа в твердом сплаве по площади сканирования в характеристическом FeK_α-излучении

быть разной. Для проверки данного предположения исследовали разные контактные пары. Результаты исследования приведены в табл. 2: сечение 2 — конец пластического контакта; сечение 3 — начало лунки. Исследования проводили на косых срезах (угол 15°) шлифованных корней стружек, полученных при обработке стали У8 со скоростью v = 120 м/мин твердым сплавом ВК8, содержащим η_1-фазу, и сплавом, содержащим фазу графита и корней стружек, полученных при обработке стали 45 сплавом Т5К10 с разным фазовым составом (v = 90 м/мин). В обоих случаях зонд проходил по стали и пересекал несколько приграничных зерен и кобальтовых прослоек между ними. На образце с твердым сплавом ВК8, содержащим η_1-фазу (рис. 3, *а*), в пределах чувствительности прибора всплесков интенсивности FeK_α-излучения в приграничных объемах твердого сплава не наблюдалось. На шлифе с твердым сплавом, содержащим графит (рис. 4, *а*), видны всплески интенсивности FeK_α-излучения в кобальтовых прослойках и в связке обнаружено железо на глубине 1,5÷2 мкм. Это свидетельствует о более интенсивной диффузии железа в связующую кобальтовую фазу, слабо легированную вольфрамом. Содержание железа в кобальтовой фазе сплавов с графитом (верхняя допустимая граница по углероду) составляет 2 % по сравнению со сплавами, содержанием 18÷19 % углерода (нижняя допустимая граница).

Таблица 2

Глубина *h* диффузии железа в твердый сплав

Сплав (фазовый состав) — сталь	ТермоЭДС, мВ	Участок (см. рис. 2)	*h*, мкм
ВК8 (η_1-фаза) — сталь У8	10,3	C_2	—
ВК8 (с графитом) — сталь У8	14,5	C_2	1,5
Т5К10 (двухфазный) — сталь 45	9,8	C_2	0,8 1,0
Т5К10 (с графитом) — сталь 45	12,2	C_2	1,4 1,8

На рис. 3, *б* и 4, *б* в рентгеновском FeK_α-излучении показаны контактные зоны, в которых отчетливо видна разница в интенсивности диффузии железа в твердый сплав с разным фазовым составом. Выявленная особенность диффузии железа в сплав была проверена при резании образцов из стали 45 сплавом Т5К10 с разным фазовым составом: в конце участка пластического контакта — сечение 2 (рис. 5, *а*) и в начале лунки износа — сечение 3 (рис. 6, *а*). При резании и стали У8 сплавом ВК8, и стали 45 сплавом Т5К10 наблюдается одно и то же: железо из стали в сплав проникает значительно глубже по слаболегированным кобальтовым прослойкам, чем по кобальтовым прослойкам, сильнолегированным вольфрамом, что проявляется как в конце участка пластического контакта, так и в начале лунки. Проникновение железа в кобальтовую связку — явление отрицательное. При резании напряжения, возникающие в сплаве, складываются с напряжениями, возникающими в контактной зоне, что приводит к разупрочнению и разрушению кобальтовой связки и способствует отрыву и уносу отдельных зерен карбидов.

Сравнение рис. 3, *б* и рис. 4, *б* указывает на качество кобальтовой связки сплава ВК8: "рыхлая" связка — у сплава с графитом и "монолитная" — у сплава с η-фазой. Сравнение рис. 3, *в* и рис. 4, *в* показывает различие интенсивности диффузионных процессов, определяющих работоспособность сплавов. На рис. 4, *б* (сплав с графитом) видны 5—6 зерен карбида вольфрама (WC), уносимые стружкой из слаболегированной разупрочненной связки. На рис. 3, *б* (сплав с η-фазой) уносимых стружкой зерен WC не видно. Это же просматривается и на шлифах корней стружек при обработке стали 45 твердым сплавом Т5К10 с разным фазовым соста-

вом (см. рис. 5, *б* и рис. 6, *б*). Таким образом, исследования механизма влияния фазового состава твердых сплавов на их работоспособность показали, что в моделях расчета скорости резания необходим информационный параметр, учитывающий изменение свойств контактной пары — основную причину значительного отклонения заданного периода стойкости твердосплавного инструмента от фактического.

В работах В. К. Старкова [4, 13] рассматриваются вероятностная природа процесса резания и концепция обеспечения его стабильности и качества, которая базируется на предварительной информации о свойствах каждого инструмента и обрабатываемой заготовки и приводятся способы ее получения, основанные на применении неразрушающих методов контроля как вне станка, так и при его работе.

Например, получение информации о свойствах пары при настройке станка — это способ предварительного пробного прохода инструментом по заготовке на строго постоянных режимах обработки (v = 100 м/мин, s = 0,1 м/об, t = 1 мм) с измерением величины термоЭДС, вырабатываемой естествен-

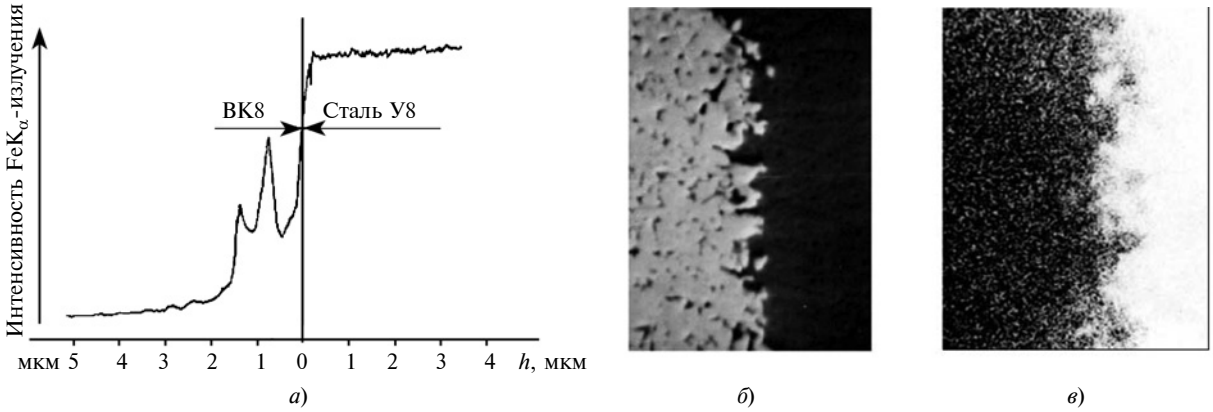


Рис. 4. Участок пластического контакта пары "сплав ВК8 (с графитом) — сталь У8" (*а*, *б*, *в* и режим обработки см. подпись к рис. 3)

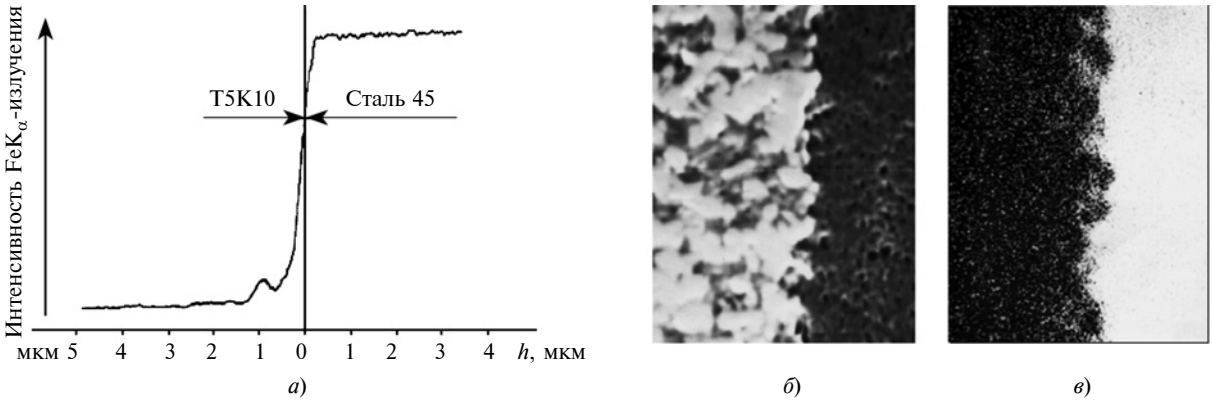


Рис. 5. Участок лунки контактной пары "сплав Т5К10 (двухфазный) — сталь 45" (*а*, *б*, *в* и режим обработки см. подпись к рис. 3)

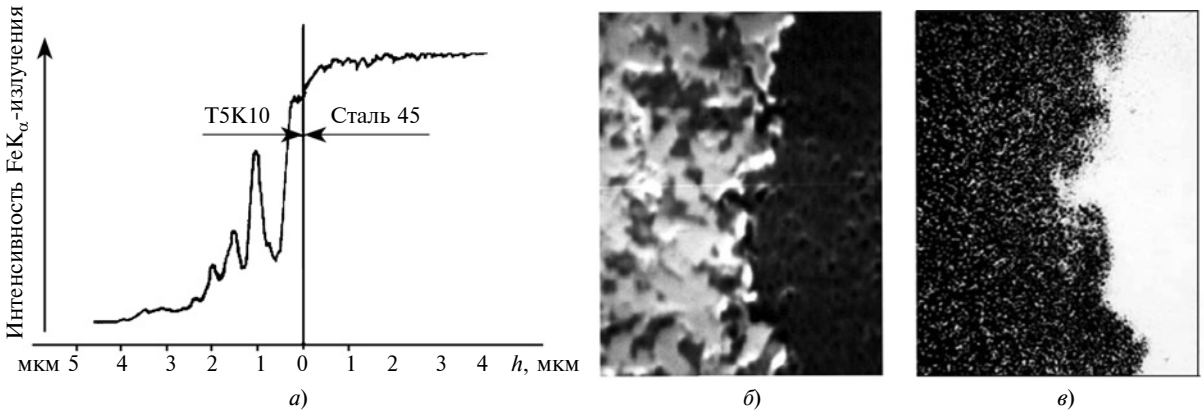


Рис. 6. Участок лунки контактной пары "сплав Т5К10 (с графитом) — сталь 45" (*а*, *б*, *в* и режим обработки см. подпись к рис. 3)

ной термопарой "инструмент — стальная заготовка" [14]. Здесь термоЭДС используется не как традиционная характеристика температуры в зоне резания, а как интегральный показатель физико-механических свойств контактирующих пар, что подтверждается анализом физических основ генерирования этого сигнала [15].

Способ предусматривает, что расчету скорости резания на любой стадии токарной обработки предшествует операция пробного резания, т. е. предварительно обрабатывают металл (стальную заготовку) и измеряют термоЭДС в паре "инструмент — деталь". Далее по величине термоЭДС пары и рабочим параметрам технологического процесса (подаче s, глубине резания t и задаваемой стойкости T) определяют допустимую скорость v резания, обеспечивающую задаваемую стойкость. Например, для обработки углеродистых и конструкционных сталей скорость определяют по формуле

$$v = \frac{A - kE}{T^{0,2} s^{0,35} t^{0,15}}, \qquad (1)$$

где E — термоЭДС пары "твердосплавный инструмент — обрабатываемый металл", мВ [16]; A — постоянная, равная 202 при черновом точении, 378 — при получистовом и чистовом точении и 239 — при тонком чистовом точении; k — коэффициент, равный 1,8 для черновой обработки, 16,2 — для получистовой и чистовой обработки и 6 — для тонкого чистового точения.

Формула (1) от существующих формул отличается тем, что содержит информационный параметр E — величину термоЭДС, учитывающий свойства конкретной пары. Это позволяет решать как прямую задачу выбора надежной скорости резания, так и обратную — по выбранной скорости резания, принятым величинам s, t и E пробного прохода определять (прогнозировать) работоспособность резца и при необходимости корректировать скорость резания.

Ожидаемый период T стойкости нового (сменного) инструмента с учетом термоЭДС пробного прохода определяется путем обратного пересчета его из формулы (1):

$$T = \left(\frac{A - kE}{v s^{0,35} t^{0,15}} \right)^5. \qquad (2)$$

Такую информацию при наличии аппаратного обеспечения можно выводить на пульт оператора и использовать как метод диагностирования режущих свойств инструмента до начала его работы.

Выводы

1. Фазовый состав твердосплавного инструмента определяет интенсивность диффузионного изнашивания в диапазоне скоростей выше скорости зоны наростообразования.

2. Введение величины термоЭДС пробного прохода в формулу расчета скорости резания позволяет оперативно учитывать изменение свойств контактной пары и назначать скорость резания, которая вместе с выбранной подачей и глубиной резания обеспечит заданную стойкость с погрешностью не более 10 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Проблемы** обеспечения точности расчета скорости резания и силы резания при проектировании технологического процесса токарной обработки сталей и пути их решения / А. Л. Плотников, А. С. Сергеев, Т. В. Уварова, И. И. Бровкин // Известия ВолгГТУ. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении. 2016. № 8 (187). С. 41—46.

2. **Проников А. С.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

3. **Плотников А. Л., Таубе А. О.** Управление режимами резания на токарных станках с ЧПУ: Монография ВолгГТУ. Волгоград: Политехник, 2003. 184 с.

4. **Старков В. К.** Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. М.: Машиностроение, 1989. 296 с.

5. **Металлообрабатывающий** твердосплавный инструмент: Справочник / В. С. Самойлов, Э. Ф. Эйхманс, В. А. Фальковский и др. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

6. **Справочник** технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 2 под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

7. **ГОСТ 4872—75.** Изделия для режущего инструмента из твердых спеченных сплавов. М.: Стандартинформ, 2005. 5 с.

8. **Справочник** технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 1 под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова, А. Г. Суслова. 5-е изд. Исправленное. М.: Машиностроение, 2003. 912 с.

9. **Вульф А. М**. Резание металлов. Изд. 2-е, перераб. и доп. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

10. **Бабич М. М.** Неоднородность твердых сплавов по содержанию углерода и ее устранение. Киев: Наукова думка, 1975. 174 с.

11. **Третьяков В. И.** Основы металловедения и технологии производства спеченных твердых сплавов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Металлургия, 1976. 527 с.

12. **А. с. 1009609 СССР:** МПК B23 B1 / 00. Способ определения режущих свойств твердосплавных инструментов.

13. **Старков В. К.** Физика и оптимизация режимов резания материалов. М.: Машиностроение, 2009. 640 с.

14. **Пат. 2063307 Рос. Федерация:** МПК С1 6 В 23 В 25/06. Способ определения допустимой скорости резания при механической обработке детали твердосплавным инструментом.

15. **Епифанов Г. И.** Физика твердого тела: Учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1977. 288 с.

16. **Плотников А. Л., Сергеев А. С., Зайцева Н. Г.** Использование информативной способности сигнала естественной термопары для обеспечения надежности автоматизированного определения режимов лезвийной обработки // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2013. № 5. С. 35—40.

УДК 620.173.25

О. С. ЖЕЛЕЗКОВ, д-р техн. наук, С. А. МАЛАКАНОВ, канд. техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова),
Т. Ш. ГАЛИАХМЕТОВ (ОАО "Белебеевский завод "Автонормаль"), e-mail: ferumoff@mail.ru

Компьютерное и натурное моделирование растяжения болта с лункой на торце головки

Методами компьютерного и натурного моделирования определено напряженное состояние в зонах концентрации напряжений на резьбовом участке и участке соединения головки со стержнем при растяжении болта с шестигранной головкой и лункой на торцевой поверхности. Установлены условия их разрушения.

Ключевые слова: болт, шестигранная головка с торцевой лункой, моделирование растяжения, метод конечных элементов, напряженное состояние, разрушение.

By methods of computer and full-scale simulation, the stressed state is determined in the stress concentration zones on the threaded section and the connection section of the head with the stem when the bolt with the hexagon head and the socket on the end surface are in tension. The conditions for their failure are determined.

Keywords: bolt, hexagon head with end hole, modeling of tension, finite element method, stressed state, failure.

Стержневые крепежные изделия с шестигранной головкой и торцевой лункой в ней широко используются в машиностроении и других отраслях промышленности [1]. Применение таких болтов обеспечивает 2÷4 % экономии металла (в зависимости от длины болта). Согласно нормативно-технической документации (ГОСТ 7798—70, ГОСТ 7805—70 и др.) лунка выполняется цилиндрической формы 0,7÷0,8 размера "под ключ" и глубиной 0,2÷0,4 высоты головки. Как правило, такие болты изготовляют безоблойной штамповкой [2, 3], но они имеют низкое качество, обусловленное плохим формированием ребер шестигранной головки [2]. Кроме того, есть проблемы с обеспечением необходимой прочности соединения головки со стержнем [4, 5]. Получить качественный шестигранник можно более интенсивным вытеснением металла в зоны формирования ребер за счет увеличения глубины лунки и изменения ее формы, но при этом необходимо исключить вероятность отрыва головки от стержня.

Проведено компьютерное и натурное моделирование нагружения осевой растягивающей нагрузкой крепежного соединения с болтами, на торцах головок которых выполнены лунки разной глубины.

При компьютерном моделировании использовали программный комплекс DEFORM-3D, основанный на методе конечных элементов [6—8]. Математическая задача сводилась к решению известных уравнений механики сплошной среды, теорий упругости и пластичности при заданных начальных и граничных условиях в виде напряжений, перемещений или их совместного действия. Рассматривали растяжение болта с лункой, имеющей цилиндрический и конический участки (рис. 1). Высота головки $H = 10$ мм, диаметр лунки $d = 19$ мм, угол $\alpha = 6°$, высота h цилиндрического участка лунки от 4 до 7 мм. Рассматривали две зоны концентрации напряжений: резьбовой участок и участок соединения головки со стержнем. На основании выполненных расчетов определили параметры напряженно-деформированного состояния в зонах вероятного разрушения болта при нагружении. На рис. 2 (см. обложку) показано распределение интенсивности напряжений в продольном сечении болта с торцевой лункой.

Установлено, что с увеличением глубины лунки происходит перераспределение интенсивности напряжений — наибольшая концентрация напряжений из стержневой части болта переходит в область под головкой. На рис. 3 (см. обложку) показаны точки, в которых определяли осевые σ_z и касательные τ_{yz} напряжения в продольном осевом сечении болта. По данным моделирования построены графики распределения осевых напряжений σ_z в продольном сечении болта в зависимости от глубины h лунки (рис. 4).

На рис. 5 показано изменение максимальных растягивающих напряжений $\sigma_{z\,\max}$ в зоне концен-

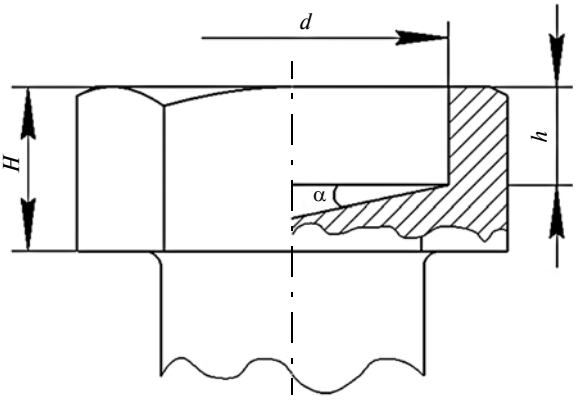


Рис. 1. Головка болта с торцевой лункой

трации напряжений на резьбовом участке в зависимости от глубины h лунки. Видно, что с увеличением глубины h с 4 до 7 мм на резьбовом участке напряжения $\sigma_{z\ \max}$ уменьшаются на ≈12 %, что может привести к смещению опасного сечения из стержневой части в область соединения головки со стержнем.

Построены также графики распределения по ширине зоны концентрации напряжений осевых напряжений σ_z на участке соединения головки со стержнем в зависимости от глубины h лунки (рис. 6). Установлено, что напряжения σ_z достигают максимальных значений $\sigma_{z\ \max}$ в наиболее удаленных от оси стержня точках, т. е. на поверхности стержня болта.

На рис. 7 приведено распределение растягивающих напряжений $\sigma_{z\ \max}$ на поверхностях стержня

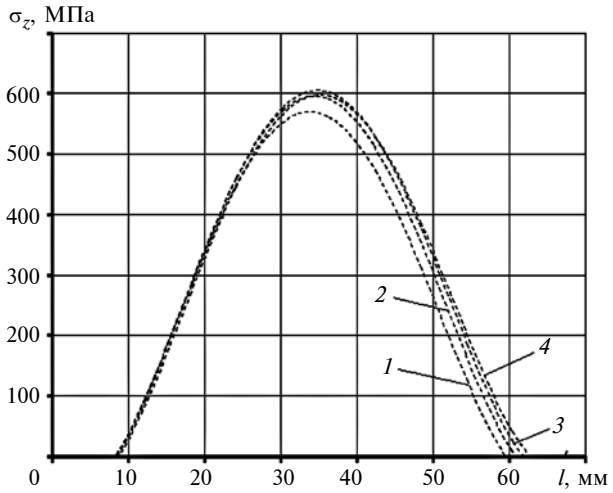


Рис. 4. Изменение осевых напряжений σ_z по длине болта при растяжении в зависимости от глубины лунки h = 4 (*1*), 5 (*2*), 6 (*3*) и 7 мм (*4*)

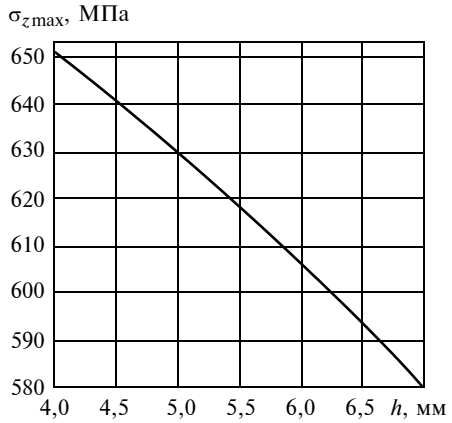


Рис. 5. Изменение максимальных растягивающих напряжений $\sigma_{z\ \max}$ в зоне концентрации напряжений на резьбовом участке в зависимости от глубины h лунки

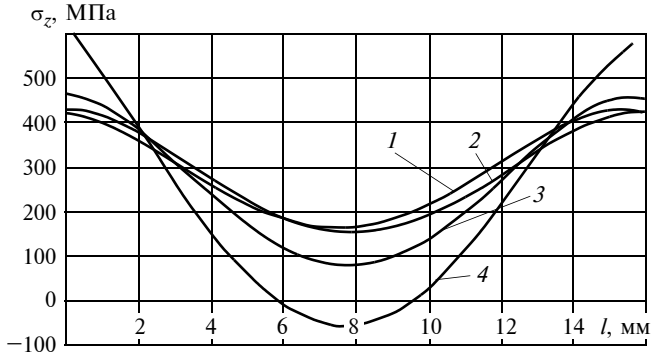


Рис. 6. Распределение по ширине зоны концентрации осевых напряжений σ_z на участке соединения головки со стержнем в зависимости от глубины лунки h = 4 (*1*), 5 (*2*), 6 (*3*) и 7 мм (*4*)

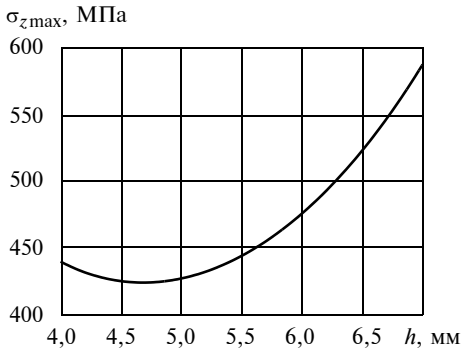


Рис. 7. Изменение максимальных растягивающих напряжений $\sigma_{z\ \max}$ в зоне концентрации на участке соединения головки со стержнем в зависимости от глубины h лунки

болта в зависимости от глубины h лунки. С изменением глубины лунки h от 4 до 7 мм напряжения $\sigma_{z\ \max}$ увеличиваются на ≈30 % и наиболее интенсивно при глубине лунки $h > 6$ мм, что может привести к разрушению болта вследствие отрыва головки от стержня из-за существенного роста касательных напряжений.

На рис. 8 (см. обложку) показано распределение касательных напряжений τ_{yz} в продольном сечении головки болта при глубине лунки $h = 4$ и 7 мм. С увеличением глубины лунки h с 4 до 7 мм касательные напряжения τ_{yz} увеличиваются на ≈28 %.

Таким образом, конечно-элементное моделирование показало значительное влияние глубины h лунки на напряженное стояние болта при одноосном растяжении. С увеличением глубины h увеличиваются как осевые, так и касательные напряжения в соединении головки болта со стержнем. При относительной глубине лунки $h/H > 0{,}6$ повышается вероятность разрушения болта по головке, а при $h/H < 0{,}55 \div 0{,}60$ разрушение происходит по резьбовому участку без разрушения головки.

Для оценки достоверности теоретических результатов провели серию экспериментов по оценке влияния формы и размеров торцевой лунки на про-

Результаты испытаний на прочность болтов с торцевой лункой на головке

Высота h цилиндрического участка лунки, мм	Образец	Усилие P разрушения, кН	Место разрушения	Напряжения, МПа	
				σ	τ
3,22 3,30 3,25	1 2 3	10,2 10,0 10,1	Резьба	649,7 636,9 643,3	299,3 296,9 297,7
4,50 4,33 4,41	1 2 3	10,1 10,0 9,9	Резьба	643,3 636,9 630,9	365,3 350,9 352,3
5,32 5,42 5,36	1 2 3	10,0 10,2 10,0	Резьба	636,9 649,7 636,9	425,1 443,1 428,7
6,48	1	9,8	Резьба	624,2	553,8
6,53	2	8,0	Головка	509,6	458,6
6,45	3	10,1	Резьба	643,3	566,0
7,24 7,32 7,27	1 2 3	5,9 6,0 5,9	Головка	375,8 382,1 375,8	425,9 445,3 429,9

чность болтов. Болты М16×50 из стали 20 изготовляли холодной объемной штамповкой на четырехпозиционном автомате-комбайне QPBA-161 (фирма Malmedi, Германия). Технология изготовления болтов включала: подачу калиброванного металла; отрезку заготовки; предварительную высадку конической головки; окончательную высадку бочкообразной головки; редуцирование участка стержня под накатку резьбы; обрезку головки на шестигранник; накатку резьбы.

Болты на растяжение до разрушения испытывали с использованием поверочной испытательной машины EU-100 (Германия). Было установлено, что часть болтов разрушается по резьбовому участку, часть — по головке. Для обобщения результатов экспериментов определяли:

средние нормальные напряжения на резьбовом участке по формуле

$$\sigma = P/A_{\text{р}},$$

где $A_{\text{р}} = 157$ мм^2 — площадь поперечного сечения резьбы М16;

средние касательные напряжения на поверхности сдвига в головке по формуле

$$\tau = P/A_{\text{с}},$$

где $A_{\text{с}} = \pi d_{\text{с}}(H - h)$ — площадь поверхности среза; $d_{\text{с}}$ — диаметр стержня болта.

Результаты испытаний болтов на прочность и расчетные напряжения приведены в таблице. Сравнение теоретических и экспериментальных данных показало хорошее совпадение результатов (погрешность не более 12 %).

В качестве выводов можно отметить следующее. Болты с торцевой лункой, имеющей цилиндрический и конический участки, при отношении $h/H < 0{,}55 \div 0{,}60$ разрушаются по резьбовому участку без разрушения головки. В случае безоблойной штамповки за счет формирования в головке болта лунки рекомендуемой формы и размеров можно повысить качество формирования ребер шестигранника и снизить расход металла на 2÷4 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мокринский В. И.** Производство болтов холодной объемной штамповкой. М.: Металлургия, 1978. 78 с.
2. **Мокринский В. И., Железков О. С.** Новые прогрессивные виды и технологические процессы изготовления крепежных изделий / Серия. Метизное производство. Вып. 2. М.: Ин-т Черметинформация, 1990. С. 22—24.
3. **Железков О. С., Морозов Н. П., Семашко В. В.** Малоотходные технологии изготовления крепежных изделий с головками // Моделирование и развитие процессов обработки металлов давлением; Под ред. В. М. Салганика. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорского ГТУ им. Г. И. Носова, 2011. С. 135—139.
4. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
5. **Жернаков В. С., Петров Е. Н., Якупов Р. Г.** Ресурс и надежность резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 2003. 292 с.
6. **Stiffness** and deflection analysis of complex structures / L. J. Turner, R. W. Clough, H. C. Martin, L. J. Topp // J. Aeronaut Sci. 1956. V. 23. N. 9. P. 805—824.
7. **Zienkiewicz O. C.** Numerical analysis of Forming Pronsses Swansa // J. Wiley and Sons, 1984. P. 1—44.
8. **Kobayashi S., Oh S.-I., Altan T.** Metal Forming and the Finite Element Method // Oxford University Press, Oxford. 377 p.

УДК 621.914.1

А. Р. МАСЛОВ, д-р техн. наук, А. И. МАМОТЬКО (МГТУ "СТАНКИН"), e-mail: vestnik@stankin.ru

Средства повышения качества обработки отверстий в деталях из высокопрочного слоистого полимерного композита

Определены характер и величины расслоений на входе в отверстие при сверлении стандартным сверлом комлевых частей лопастей винта вертолета, выполненных из стеклоуглеволоконного слоистого полимерного композита, армированного титановой фольгой. Установлена зависимость величин расслоений от скорости резания при разных подачах.

Ключевые слова: лопасти винта вертолета, комлевая часть, стеклоуглеволокно, титановая фольга, сверление, расслоение, скорость резания, подача.

The character and sizes of the delaminations at the entrance to the hole are determined when drilling by the standard drill of the end parts of helicopter screw blades made of glass-fiber-fibrous layered polymeric composite reinforced by titanium foil. The dependence of the size of the delaminations from the cutting speed is determined for different feeds.

Keywords: helicopter screw blades, end part, glass-carbon fiber, titanium foil, drilling, delamination, cutting speed, feed.

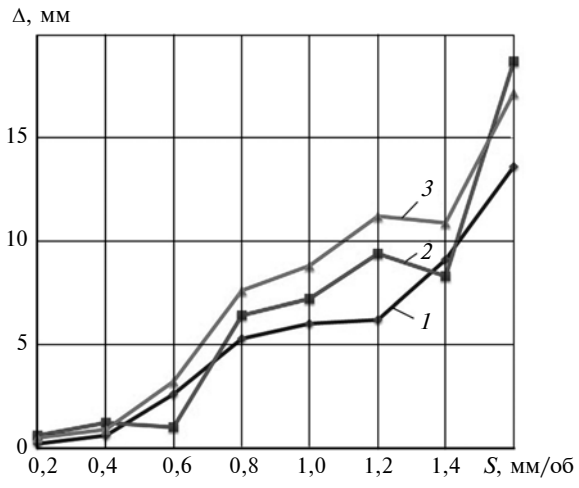
Использование полимерных композиционных материалов в таких наукоемких отраслях, как авиастроение, кораблестроение, ракетно-космическая промышленность, автомобилестроение и другие, во многом определяет развитие технологий. В настоящее время широко применяются детали из высокопрочных слоистых полимерных композитов (ВСПК), имеющие D-образное сечение, которое обеспечивает их наибольшую крутильную жесткость [1].

Однако возникает много технологических проблем, например, при сверлении отверстий в ВСПК — это образование дефектов, характерных только для механической обработки композитов, невозможность использования смазочно-охлаждающих жидкостей, усадка отверстий, повышенный износ режущего инструмента, сложность получения отверстий высокого качества ввиду низкой адгезионной связи наполнителя со связующим. При сверлении отверстий в композитах характерными дефектами являются: расслоения, растрескивания, термические повреждения и оплавления полимерной матрицы, микротрещины между волокном и связующим [2].

Как отмечается в работах [3—5], наиболее опасны часто возникающие расслоения в местах входа в отверстие и выхода из него (рисунок). Для каждого изделия из ВСПК величины дефектов строго регламентируются. Расслоения снижают усталостную прочность изделия [6], повышают влагопоглощение из-за нарушения целостности поверхности [7]. Так как отверстия выполняют для получения болтовых соединений "композит—металл" и "композит—композит", то важной характеристикой надежности сборки является прочность на смятие. В работе [8] экспериментально доказано, что снижение предела прочности на смятие связано с увеличением расслоений.

В работах [3, 5, 9] отмечается, что на образование расслоений оказывают влияние режимы обработки, причем в большей степени подача, чем скорость резания. При увеличении подачи повышается осевая сила резания, под действием которой сминаются несрезанные слои композита.

В данной работе решали задачу, какими средствами можно уменьшить расслоения на входе в отверстие при сверлении комлевых частей лопастей винтов вертолетов, которые изготовляют спиральной намоткой однонаправленного стеклоугольного препрега — гибридной ткани, представляющей собой ленту, состоящую из чередующихся слоев углеродного жгута и стекложгута. Толщина одного препрега может составлять от 0,01 до 0,15 мм. Слои пропитывают эпоксидным расплавленным связующим. Для повышения прочности комлевую часть лопасти усиливают многослойными пакетами из титановой фольги толщиной 0,1 мм и однонаправленного стекловолоконного препрега.



Зависимости величины Δ расслоения на входе в отверстие от подачи *S* при сверлении отверстий ∅10 мм со скоростью *v* = 15 (*1*), 30 (*2*) и 60 м/мин (*3*)

Обрабатывали сквозные отверстия в заготовках комлевых частей из ВСПК сверлом ∅10 мм из быстрорежущей стали Р6М5 (ГОСТ 10902—77) с одноугловой заточкой с $\varphi = 118°$ на многоцелевом станке DMC 630eco при скорости резания $v = 15 \div 60$ м/мин и подаче $S = 0{,}2 \div 1{,}6$ мм/об. Эксперименты проводили на технологическом полигоне МГТУ "СТАНКИН".

Расслоения при механической обработке полимерных композиционных материалов в исследованиях контролировали тремя методами: 1) по величине диаметральных и радиальных размеров поврежденных участков; 2) по величине площади поврежденного участка вокруг отверстия; 3) по отношению диаметров.

Анализ работ [3, 5, 9] показал, что механическая обработка отверстий в изделиях из углепластиков сопровождается образованием расслоений, имеющих неправильную геометрическую форму. В этом случае для получения корректных результатов рекомендуются выражения, учитывающие площадь дефектных участков. Расслоения при сверлении отверстий в полимерных композитах на основе стеклянных волокон, напротив, имеют относительно правильную, близкую к окружности, форму.

Эксперименты, проведенные авторами статьи, показали, что расслоения на входе и выходе отверстий при сверлении стеклоуглеволоконного ВСПК, армированного титановой фольгой, имеют геометрически правильную форму, близкую к окружности. Поэтому величину Δ расслоений измеряли путем определения разности максимального диаметра $D_{\max}$ окружности, описывающей поврежденный участок, и номинального диаметра D обрабатываемого отверстия, т. е. $\Delta = D_{\max} - D$.

Параллельная видеосъемка процессов образования титановой стружки и пылевидных отходов обработки препрегов в ходе экспериментов показала, что практически для всех отверстий наблюдается зависимость величины расслоений на входе отверстий от ухудшения отвода титановой стружки из зоны резания и ее пакетирования вместе с пылевидными продуктами стеклоугольных волокон и связующего в канавках сверла. Отвод ухудшается с увеличением подачи, соответственно увеличиваются расслоения. Это подтверждает меньшее влияние скорости резания на рост расслоений (см. рисунок).

Выводы

На дефекты отверстий, получаемых в слоистом полимерном композите, образованном послойной намоткой стеклоуглеволоконного препрега, титановой фольги и стеклоткани, основное влияние оказывает величина подачи.

Для управления величиной расслоения на входе в отверстия (их качеством) необходимо моделировать осевую силу и крутящий момент с целью формирования требований к режущей части сверла.

Необходимо также исследовать влияния кинематики движения режущих лезвий на качество отверстий, обрабатываемых в высокопрочных слоистых полимерных композитах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чигринец Е. Г.** Оптимизация процесса сверления стеклопластикового лонжерона лопасти несущего винта вертолета // Вестник МАИ. Т. 23. № 1. 2016. С. 177—188.
2. **Иванов Ю. Н., Чапышев А. П., Каверзин Е. Я.** Экспериментальное влияние теплового расширения обрабатываемых материалов при сухом сверлении отверстий в пакетах структуры "полимерный композиционный материал — титановый сплав" // Вестник ИрГУ. 2013. № 10 (81). С. 36—42.
3. **Шевцов С. Н., Сибирский В. В., Чигринец Е. Г.** Повышение производительности и качества в слоистом армированном титаном стеклопластике за счет снижения виброактивности процесса сверления // Вестник ДГТУ. № 1 (84). 2016. С. 119—126.
4. **Kilickap E.** Analysis and modeling of delamination factor in drilling glass fiber reinforced plastic using response surface methodology // Journal of Composite Materials. 45 (6). 2010. P. 727—736.
5. **Shyha I. S.** The effect of peel ply layer on hole integrity when drilling carbon fibre-reinforced plastic // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part B. Journal of Engineering Manufacture. 2011. P. 1217—1223.
6. **Касьянов К. Г.** Оценка несущей способности и ресурса конструкционных элементов из композиционных материалов, содержащих расслоения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: МАИ. 2010. 20 с.
7. **Степанов А. А.** Обработка резанием высокопрочных композиционных полимерных материалов. Л.: Машиностроение. 1987. 175 с.
8. **Durao L. M.** Comparative analysis of drills for composite laminates // Journal of Composite Materials. 46 (14). 2011. P. 1649— 1659.
9. **Чигринец Е. Г.** Совершенствование процесса сверления многослойных полимерных композитов типа "стеклопластик—титан": Дис. ... канд. техн. наук. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2016. 199 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**

УДК 621.9.01

А. Н. БОЛЬШАКОВ, канд. техн. наук (Елецкий государственный университет им. И. А. Бунина),
e-mail: atbasarets@mail.ru

Цикл статей по теории прерывистого резания. 3. Разработка схемы резания для зоны выхода режущего клина из заготовки[1]

На основании метода пластического течения А. Л. Воронцова разработана модель резания в зоне выхода инструмента. Определены напряженное и деформированное состояния заготовки, а также размеры очага пластической деформации. Показан переменный характер основных параметров процесса резания.

Ключевые слова: резание, инструмент, зона выхода, коэффициент усадки стружки, напряжение, пластическая деформация.

Based on the A. L. Vorontsov method of plastic flow, the model of cutting in the tool output zone is developed. The stressed and strain states of the billet, as well as the dimensions of the center of plastic deformation, are determined. The variable character of the main parameters of the cutting process is shown.

Keywords: cutting, tool, output zone, chip shrinkage coefficient, stress, plastic deformation.

В данном исследовании за основу модели процесса резания в зоне выхода инструмента была принята модель резания, разработанная А. Л. Воронцовым с соавторами. Для сокращения объема будем приводить только необходимые для расчетов выражения, адаптированные для процесса резания в зоне выхода. Для более глубокого изучения теоретических исследований целесообразно ознакомиться с теорией для зоны установившегося резания (ЗУР), опубликованной в монографии [1] и статьях [2—14].

Установившееся резание — процесс, основные показатели которого (усадка стружки, угол наклона условной плоскости сдвига, сила и температура резания) постоянные или изменяются очень медленно [15].

Важным отличием ЗУР от ЗВИ является постоянное поступление еще недеформированного металла в зону интенсивной пластической деформации (рис. 10, *а*, зона *OABC*).

При движении режущего клина инструмента к свободному торцу заготовки в некоторый момент времени зона интенсивной пластической деформации (*OABC*) достигает поверхности торца (рис. 10, *б*). Это положение режущего клина будем считать началом перехода из ЗУР в зону выхода, с этого момента поступление еще недеформированного металла в зону *OABC* будет уменьшаться и постепенно достигнет нулевого значения, при этом будет уменьшаться и сама зона. С прекращением поступления недеформированного металла заканчивается переходная зона (рис. 10, *в*) и начинается зона выхода (рис. 10, *г*). При этом прекращается поступление недеформированного металла в зону *OABC*, в результате чего ее объем будет уменьшаться, а режущий клин продолжит перемещение в направлении выхода из заготовки.

Так как для резания характерно образование трещины вдоль условной плоскости сдвига, то при положении режущего клина на некотором расстоянии от торца заготовки из-за образовавшейся трещины произойдет отделение стружки от передней поверхности (рис. 10, *д*). В результате этого силовое взаимодействие режущего клина с заготовкой будет обусловлено контактом обработанной поверхности с задней поверхностью инструмента и процесс резания прекратится (рис. 10, *е*).

Перейдем к исследованию процесса резания в краевой зоне в момент отрыва стружки от заготовки и передней поверхности режущего клина. Подробная расчетная схема резания для данного момента представлена на рис. 11, которая справедлива и при положительных, и при отрицательных передних углах γ. Для облегчения математического анализа процесса будем считать, что имеет место плоское деформированное состояние, т. е. деформация в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа, равна нулю.

Кроме того, были приняты следующие допущения. Резец внедряется в материал заготовки со скоростью v_0. При этом вектор скорости v_0 режущего клина считаем перпендикулярным к торцу заготовки (отрезок *AB*) (если в ходе исследования не

[1] Продолжение, начало см. в журналах № 2, 3 за 2018 г.

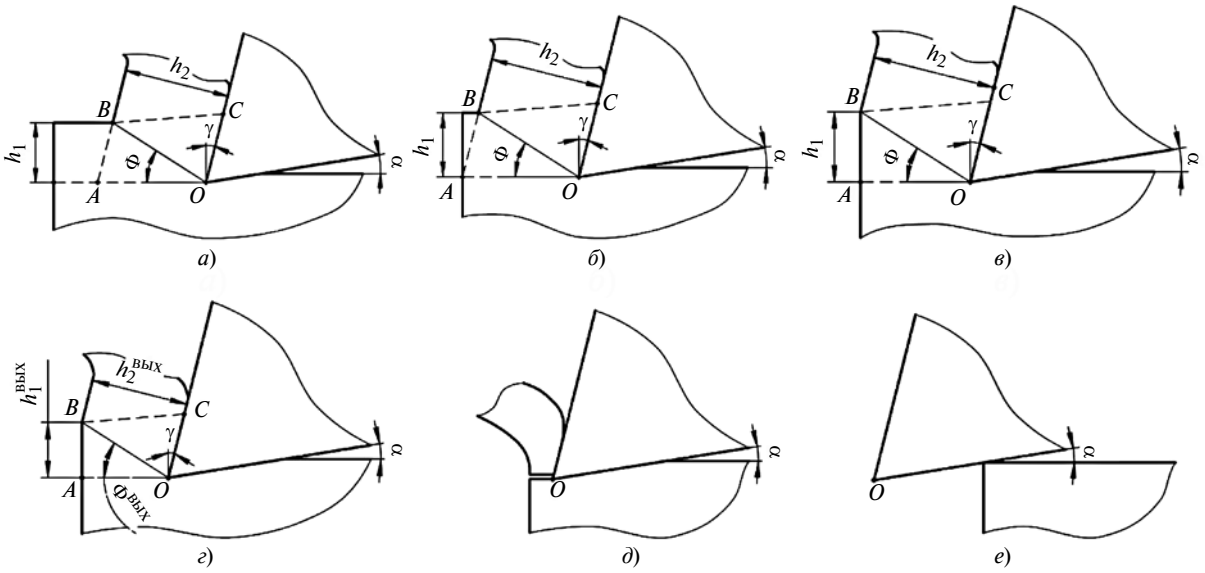


Рис. 10. Схемы разных моментов процесса резания:

а — установившееся резание; *б* и *в* — начало и окончание перехода от установившегося резания к выходу инструмента из заготовки; *г* — выход инструмента из заготовки; *д* — прекращение контакта режущего клина со стружкой; *е* — полный выход режущего клина из заготовки

будет указано иное). Возникающий при этом очаг интенсивной пластической деформации заключен в объеме, ограниченном поверхностью резца (отрезок *OC*), поверхностью свободного торца заготовки (отрезок *AB*) и отрезками *AO* и *BC*. Поверхность торца заготовки при выходе на нее очага пластической деформации будем считать плоской, т. е. не будем учитывать ее формоизменение под действием пластической деформации. Поверхность стружки на участке *BK* параллельна передней поверхности резца. Ее удаленность от поверхности резца определяется толщиной h_2 стружки, которая заранее не задается, а находится математическим решением. Форма кривой *AO* также не задается, найдем ее после определения кинематики течения в очаге интенсивной пластической деформации. При этом определится и глубина h_4 упрочненного слоя обработанной поверхности, вышедшей из-под резца. Выше отрезка *BC* образующаяся стружка контактирует с передней поверхностью резца на длине *l*, а выше точки *D* она изгибается и отходит от поверхности резца. Когда пластически деформированная зона высотой h_4 оказывается правее острия резца (точка *O*), происходит ее упругая разгрузка, обусловливающая контакт с задней поверхностью резца на длине l_3 [6].

Рассмотрим граничные условия для касательного напряжения, которые аналогичны условиям, приведенным в работе, взятой за основу, но запишем их в более общем виде:

$$\begin{cases} \tau_{xy} = \mu\beta\sigma_s \text{ при } y = 0; \\ \tau_{xy} = -0{,}5\beta\sigma_s \text{ при } y = y_{\text{к}}, \end{cases}$$

где $y_{\text{к}}$ — координата по оси *y* края очага пластической деформации (отрезок *AB*); из рис. 11 следует, что имеет место функция $y_{\text{к}} = f(x)$.

Проведя те же математические процедуры, что и в работе [6], получим напряжение, действующее по оси *x*:

$$\sigma_x = \beta\sigma_s + \beta\sigma_s\left(\frac{0{,}5 + \mu}{y_{\text{к}}}\right)x + C_1. \qquad (7)$$

По оси *x* со стороны зоны *BCDK* на верхнюю границу очага интенсивной пластической деформации (отрезок *BC*) действуют сжимающие напряжения, обусловленные силой контактного трения, действующего на длине *l*. Среднее по толщине

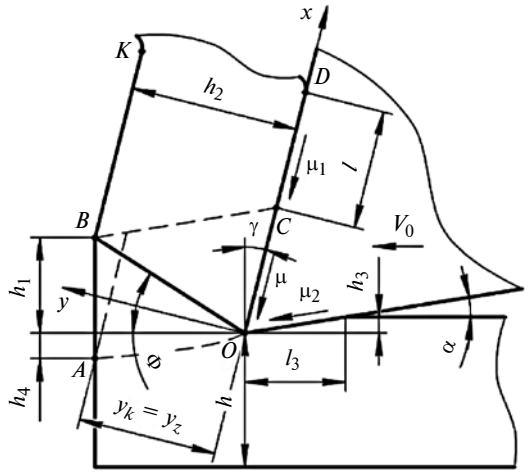


Рис. 11. Расчетная схема процесса резания в зоне выхода режущего клина из заготовки

стружки напряжение, вызываемое трением, находим по формуле

$$\sigma_{\text{ср}} = -\mu_1\beta\sigma_s l/h_2.$$

Длину контакта стружки с передней поверхностью инструмента [7] определяет выражение

$$l = h_2(1 - \text{tg}\gamma) + uh_1\left(\frac{1}{u\cos\gamma} - 1\right). \quad (8)$$

Слагаемым $uh_1[1/(u\cos\gamma) - 1]$ пренебрегаем ввиду его малости. Тогда имеем систему уравнений

$$\begin{cases} u = 1 \text{ при } \gamma \geq 0; \\ u = 1 - \sin\gamma \text{ при } \gamma < 0. \end{cases}$$

Для напряжения σ_x в зоне пластической деформации ($OABC$) для точки C, координату которой представим в виде $x = uh_1$, напишем граничное условие: $\sigma_x = \sigma_{\text{ср}}$ или

$$\sigma_x = -\mu_1\beta\sigma_s l/h_2 \text{ при } x = uh_1. \quad (9)$$

Произвольную постоянную в выражении (7) находим из граничного условия (9):

$$C_1 = -\beta\sigma_s\left[1 + \mu_1\frac{l}{h_2} + (0{,}5 + \mu)\frac{uh_1}{y_{\text{к}}}\right]. \quad (10)$$

С учетом выражения (10) из выражения (7) получим нормальное напряжение по оси x:

$$\sigma_x = -\beta\sigma_s\left[\mu_1\frac{l}{h_2} + (0{,}5 + \mu)\left(\frac{uh_1}{y_{\text{к}}} - \frac{x}{y_{\text{к}}}\right)\right]. \quad (11)$$

Подставив выражение (11) в условие пластичности

$$\sigma_x - \sigma_y = \beta\sigma_s,$$

получим нормальное напряжение по оси y:

$$\sigma_y = -\beta\sigma_s\left[1 + \mu_1\frac{l}{h_2} + (0{,}5 + \mu)\left(\frac{uh_1}{y_{\text{к}}} - \frac{x}{y_{\text{к}}}\right)\right]. \quad (12)$$

Гидростатическое давление определяем по формуле

$$\sigma = (\sigma_x + \sigma_y)/2, \quad (13)$$

из которой с учетом выражений (11) и (12) получим:

$$\sigma = -\beta\sigma_s\left[0{,}5 + \mu_1\frac{l}{h_2} + (0{,}5 + \mu)\left(\frac{uh_1}{y_{\text{к}}} - \frac{x}{y_{\text{к}}}\right)\right].$$

Пропустим пояснения к формулам работы, взятой за основу, и, используя алгоритм работы [6], получим формулу силы резания:

$$P = \beta\sigma_s uh_1\left\{\left[1 + \mu_1\frac{l}{h_2} + \frac{(0{,}5 + \mu)uh_1}{2y_{\text{к}}}\right]\cos\gamma + \right.$$

$$\left. + \frac{y_{\text{к}}}{4uh_1\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2\frac{l_3}{uh_1}\right\}. \quad (14)$$

С учетом принципа минимальной энергии деформации, соответствующей минимальному значению силы резания по формуле (14), толщину h_2 стружки найдем из условия

$$\partial P/\partial h_2 = 0. \quad (15)$$

С учетом формулы (14) условие (15) принимает вид:

$$\frac{\partial}{\partial h_2} = \left\{u\sigma_s\left[\left(1 + \mu_1\frac{l}{h_2} + \frac{(0{,}5 + \mu)uh_1}{2y_{\text{к}}}\right)\cos\gamma + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{y_{\text{к}}}{4uh_1\cos\gamma} + \mu\sin\gamma + \mu_2\frac{l_3}{uh_1}\right]\right\} = 0. \quad (16)$$

В момент выхода инструмента из контакта с заготовкой возникает трещина и срезаемый слой мгновенно отрывается от обрабатываемой заготовки [16], т. е. отрыв стружки от режущего клина произойдет в тот момент, когда его вершина будет находиться на расстоянии $y_{\text{к}} = y_{\text{г}}$. Для процесса установившегося резания $y_{\text{к}} = h_2$.

Для примера рассчитаем коэффициент усадки стружки в момент ее отрыва от режущего клина при точении стали 10 резцом с углом $\gamma = 0$. Расчет коэффициента утолщения стружки для установившегося резания при этих условиях обработки приведены в статье [7]. Оттуда же возьмем аппроксимации кривых упрочнения для обрабатываемой стали.

Среднюю накопленную деформацию будем определять при рабочем ходе резца, равном толщине срезаемого слоя, т. е. при $s = h_1$ по формуле [6]

$$e_i = \frac{1}{\sqrt{3}}\frac{s\cos\gamma}{y_{\text{к}}}\left(2 + \frac{1}{\sqrt{1 - 3\mu^2}}\right). \quad (17)$$

В момент отрыва стружки от резца во всем очаге пластической деформации накопленная деформация будет одинаковая и составит $e_{\text{р}}$. Координату $y_{\text{к}}$ для момента отделения стружки будем считать равной $y_{\text{г}}$, которая определяется по формуле [6]

$$y_{\text{г}} = h_2 e^{-s\cos\gamma/h_2}. \quad (18)$$

Если использовать в расчетах накопленную деформацию $e_{\text{р}}$, при которой происходит разрушение

обрабатываемого материала, то выражение (18) примет вид:

$$y_г = h_2 e^{-e_р/2,31}. \quad (19)$$

Данное преобразование подробно описано в работе [7].

Тогда при $\gamma = 0$; $\mu = 0,5$; $s = h_1$ и $y_к = y_г$ средняя накопленная деформация по формуле (17) примет вид:

$$e_{i\ вых} = \frac{4}{\sqrt{3}K_с} e^{1/K_с}. \quad (20)$$

Так же как и в работе [7] для численного решения уравнения (16) не будем вычислять производную, а задавая коэффициент $K_с$ усадки стружки с определенным шагом, найдем такое значение $K_с$, при котором выражение в фигурных скобках примет минимальное значение.

Подставим выражение (8) в уравнение (16). Не учитывая трение по задней поверхности резца ($l_3 = 0$), при $\gamma = 0$, $\mu = \mu_1 = 0,5$ и $y_к = y_г$ выражение, стоящее в фигурных скобках уравнения (16), примет вид:

$$m = \sigma_s\left(1,5 + \frac{e^{1/K_с}}{2K_с} + \frac{K_с}{4e^{1/K_с}}\right).$$

Сначала, используя аппроксимацию кривой упрочнения, выполним расчет для температуры 20 °С:

$$\sigma_s = 480 + 462e_i. \quad (21)$$

Изменяя $K_с$ с шагом 0,1 и последовательно используя формулы (20), (21) и (16), получим: $m_1 = 1959,37$ МПа при $K_с = 5$; $m_2 = 1959,16$ МПа при $K_с = 5,1$; $m_3 = 1959,54$ МПа при $K_с = 5,2$, т. е. минимальное значение при $K_с = 5,1$.

Повторим расчет для температуры 400 °С, используя аппроксимацию кривой упрочнения $\sigma_s = 450 + 312,5e_i$, получим: $m_1 = 1651,44$ МПа при $K_с = 4,5$; $m_2 = 1651,42$ МПа при $K_с = 4,6$; $m_3 = 1652,01$ МПа при $K_с = 4,7$, минимальное значение при $K_с = 4,6$.

Используя аппроксимацию кривой упрочнения $\sigma_s = 350 + 212,5e_i$ МПа, выполним расчет для температуры 500 °С, получим: $m_1 = 1234,35$ МПа при $K_с = 4,3$; $m_2 = 1234,3$ МПа при $K_с = 4,4$; $m_3 = 1234,75$ МПа при $K_с = 4,5$, минимальное значение при $K_с = 4,4$.

Для температуры 600 °С используем аппроксимацию кривой упрочнения $\sigma_s = 230 + 87,5e_i$ МПа, получим: $m_1 = 718,61$ МПа при $K_с = 3,7$; $m_2 = 718,45$ МПа при $K_с = 3,8$; $m_3 = 718,69$ МПа при $K_с = 3,9$, минимальное значение при $K_с = 3,8$.

Расчетом для температуры 900 °С с аппроксимацией кривой упрочнения $\sigma_s = 120 + 25e_i$ МПа получим: $m_1 = 332,8$ МПа при $K_с = 3,1$; $m_2 = 332,55$ МПа при $K_с = 3,2$; $m_3 = 332,56$ МПа при $K_с = 3,3$, минимальное значение при $K_с = 3,2$.

Сравним коэффициенты усадки стружки для установившегося резания и момента отрыва стружки от режущего клина (табл. 1).

Относительное увеличение коэффициента усадки стружки определяем по формуле

$$\Delta = \frac{K_{с\ вых} - K_{с\ уст}}{K_{с\ уст}}. \quad (22)$$

Увеличение коэффициента усадки стружки в краевой зоне резания сопровождается уменьшением угла Ф наклона условной плоскости сдвига, который определяется по выражению (6) [см. журнал № 3 за 2018 г.]. Результаты расчетов по данному выражению для ЗУР и зоны выхода приведены в табл. 1.

Относительное уменьшение угла Ф наклона условной плоскости сдвига определяем по формуле

$$\Delta_Ф = \frac{Ф_{уст} - Ф_{вых}}{Ф_{уст}}. \quad (23)$$

Экспериментально установить увеличение коэффициента усадки стружки измерением невозможно, но можно определить косвенным методом, т. е. измерением угла наклона текстуры стружки и вычислением угла наклона условной плоскости сдвига.

Угол наклона текстуры зависит от угла наклона условной плоскости сдвига:

$$\mathrm{ctg}(\psi) = \mathrm{tg}(Ф - \gamma) + \mathrm{ctg}(Ф) + 1; \quad (24)$$

$$\psi = 90° - Ф - (\chi - \gamma), \quad (25)$$

где ψ — угол текстуры стружки (рис. 12); χ — угол между касательной к прирезцовой стороне стружки и направлением ее текстуры (см. рис. 12).

Таблица 1

Расчетные значения коэффициента $K_с$ утолщения стружки и угла Ф наклона условной плоскости сдвига для ЗУР и момента отрыва стружки от резца

Температура резания, °С	$K_{с\ уст}$	$K_{с\ вых}$	$\Delta_{кс}$, %	$Ф_{уст}$, градус	$Ф_{вых}$, градус	$\Delta_Ф$, %
20	3,70	5,1	37,8	15,12	11,09	26,65
400	3,25	4,6	40,6	17,10	12,26	28,30
500	3,00	4,4	46,6	18,43	12,80	30,54
600	2,50	3,8	52,0	21,80	14,74	32,38
900	2,10	3,2	52,4	25,46	17,35	31,85

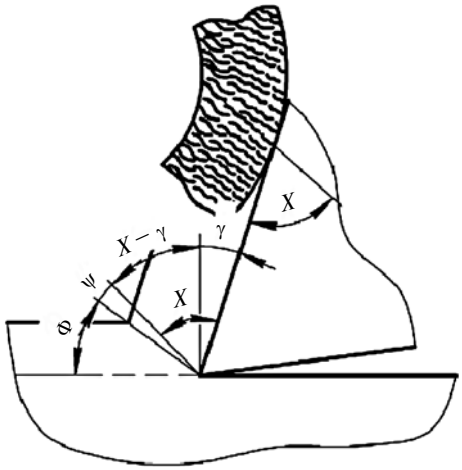
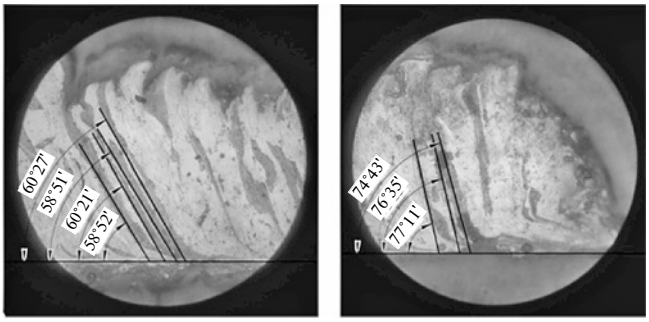


Рис. 12. Схема определения угла ψ текстуры стружки



а) *б*)

Рис. 13. Текстуры стружки в зонах установившегося резания (*а*) и выхода режущего клина из заготовки (*б*)

Для экспериментального определения угла наклона плоскости сдвига использовали фотографии текстуры стружки стали 20 при точении резцом с углом $\gamma = 10°$ (рис. 13) [17].

Для расчетов использовали формулы (24) и (25) при среднем значении угла $\chi_{уст} = 59{,}65°$ и при угле $\chi_{вых} = 76{,}16°$, измеренном на микрошлифе стружки (см. рис. 13). Определили углы наклона условной плоскости сдвига в зоне установившегося резания: $\Phi_{уст} = 24{,}28°$, и в зоне выхода: $\Phi_{вых} = 13{,}2°$. По формуле (5) [см. журнал № 3 за 2018 г.] для рассматриваемых зон резания при $\Phi_{уст} = 24{,}28°$, $\Phi_{вых} = 13{,}2°$ и $\gamma = 10°$ получены: $K_{с\ уст} = 2{,}35$ и $K_{с\ вых} = 4{,}37$.

По выражению (22) при экспериментальном коэффициенте $K_с = 2{,}39$ для установившегося резания получен угол $\Phi_{уст} = 23{,}95°$, который близок расчетному значению $\Phi_{уст} = 24{,}28°$.

Рассчитав относительное увеличение коэффициента усадки стружки по выражению (22) и уменьшение угла наклона условной плоскости сдвига по выражению (23) для экспериментальных данных, получим: $\Delta_{K_с} = 82{,}8$ %, $\Delta_\Phi = 44{,}9$ %.

Результаты теоретических исследований процесса резания в зоне выхода согласуются с результатами экспериментов.

Установленный закон роста коэффициента усадки стружки в краевой зоне указывает на то, что в данной зоне увеличивается пластичность обрабатываемого материала. Для подтверждения этого вывода, как и в работе [8], рассмотрим резание одинаковым резцом, например, с передним углом $\gamma = 20°$ при $\mu = \mu_1 = 0{,}5$ и одинаковой толщине $h_1 = 1$ мм срезаемого слоя разных материалов: малопластичного чугуна, среднепластичного алюминиевого сплава АМг5В и высокопластичной коррозионностойкой стали 12Х18Н10Т.

Для учета пластичности этих материалов при определении коэффициента усадки стружки среднюю накопленную деформацию в ЗУР будем определять по формуле

$$e_{i\,ср} = 0{,}5\left(1 + \frac{y_к}{h_2}\right)e_р, \qquad (26)$$

которая с учетом выражения (19) примет вид:

$$e_{i\,ср} = 0{,}5\left(1 + \frac{1}{e^{e_р/2{,}31}}\right)e_р. \qquad (27)$$

А для момента отделения стружки от резца средняя накопленная деформация составит:

$$e_{i\,ср} = e_р.$$

Накопленную деформацию $e_р$, при которой произойдет разрушение материала, будем определять по диаграммам пластичности, предварительно рассчитав относительное гидростатическое давление p, действующее на вершину резца при $x = 0$ [8]:

$$p = -1{,}155\left[0{,}5 + \mu(1 - \mathrm{tg}\gamma) + (0{,}5 + \mu)\frac{uh_1}{y_к}\right]. \qquad (28)$$

Для установившегося резания $y_к = h_2$. Для вычисления относительного гидростатического давления, действующего на вершину резца в момент отрыва стружки, необходимо определить величину $y_к = y_г$ по формуле (18). Параметр s, входящий в выражение (18), определим, подставив определенную по диаграмме пластичности величину $e_р$ для установившегося резания:

$$S_р = \frac{e_р y_к}{2{,}31\cos\gamma}. \qquad (29)$$

Таким образом, пропорции между перемещением резца $s_р$ от окончания разрушения в предыдущем цикле стружкообразования до начала образования трещины в следующем цикле и толщиной

Таблица 2

Расчетные показатели процесса для ЗУР и момента отрыва стружки от резца

Материал	$\rho_{уст}$	$\rho_{вых}$	$\Delta_р$, %	$\sigma_{s\,уст}$, МПа	$\sigma_{s\,вых}$, МПа	$\Delta_{\sigma\,s}$, %	$\sigma_{n\,уст}$, МПа	$\sigma_{n\,вых}$, МПа	$\Delta_{\sigma\,n}$, %
Чугун	−1,62	−1,63	0,6	370	382	3,2	−815	−848	4,0
АМг5В	−1,77	−1,77	0	449	459	2,2	−1054	−1085	2,9
12Х18Н10Т	−1,71	−1,74	1,7	1620	1765	8,9	−3714	−4129	11,1

стружки h_2 равны для зоны выхода и зоны установившегося резания.

После определения всех необходимых параметров определяем коэффициент усадки стружки по формуле (16), используя вышеизложенную методику.

Выполним вычисления для коррозионностойкой стали 12Х18Н10Т. Аппроксимация диаграммы пластичности имеет вид: $e_р = 1{,}84 - 0{,}75p$ [18, с. 395; рис. П4.6; кривая *2*], аппроксимация кривой упрочнения при температуре 20 °С имеет вид: $\sigma_s = 1830 - 1500e^{-e_i} - 80e^{-20e_i}$ [19, с. 93]. Здесь мы использовали уже готовую аппроксимацию для стали 12Х18Н9Т, полученную А. Л. Воронцовым, которая незначительно отличается от аппроксимации для стали 12Х18Н10Т. В дальнейших расчетах получим аппроксимации для других материалов по методике, описанной в работе [19; п. 3,1].

Сначала определим коэффициент усадки стружки для ЗУР ($y_к = h_2$, $\mu = \mu_1 = 0{,}5$; $l_3 = 0$), задав первое значение $K_с = 1{,}4$, получим: $p = -1{,}77$; $e_р = 3{,}16$; $e_{i\,ср} = 1{,}98$; $\sigma_s = 1624$ МПа; $m_1 = 3439{,}87$. При $K_с = 1{,}5$ получим: $p = -1{,}71$; $e_р = 3{,}09$; $e_{i\,ср} = 1{,}96$; $\sigma_s = 1620$ МПа; $m_2 = 3438{,}5$. При $K_с = 1{,}6$ получим: $p = -1{,}66$; $e_р = 3{,}09$; $e_{i\,ср} = 1{,}95$; $\sigma_s = 1617$ МПа; $m_3 = 3442{,}5$. Из этого следует, что минимальное значение для выражения (16) $m_2 = 3438{,}5$ будет при $K_с = 1{,}5$.

Выполним аналогичные вычисления для момента отделения стружки от резца, используя для определения величины $y_к$ и значение $e_р = 3{,}03$.

Для $K_с = 5{,}4$ получим: $p = -1{,}75$; $e_р = 3{,}15$; $\sigma_s = 1766$ МПа; $m_1 = 3739{,}39$. При $K_с = 5{,}5$ имеем: $p = -1{,}74$; $e_р = 3{,}14$; $\sigma_s = 1765$ МПа; $m_2 = 3739{,}36$. При $K_с = 5{,}6$ имеем: $p = -1{,}72$; $e_р = 3{,}13$; $\sigma_s = 1764$ МПа; $m_3 = 3739{,}98$.

Для момента отделения стружки от резца минимальное значение $m_2 = 3739{,}36$ будет при $K_с = 5{,}5$.

Для алюминиевого сплава будем использовать аппроксимацию диаграммы пластичности: для алюминиевого сплава $e_р = 0{,}79 - 1{,}1p$, для чугуна $e_р = -0{,}46p$ [8]. Аппроксимация кривой упрочнения алюминиевого сплава при температуре 20 °С имеет вид: $\sigma_s = 466 - 100e^{-e_i} - 130e^{-20e_i}$ [20, с. 81, рис. 162]; для чугуна: $\sigma_s = 488 - 221e^{-e_i} - 12e^{-3e_i}$ [21, с. 107, рис. 5.25, *е*].

Сравним нормальное напряжение, действующее на острие режущего клина ($x = 0$) при тех же исходных параметрах резания в ЗУР ($y_к = h_2$) и в зоне выхода в момент отрыва стружки ($y_к = y_г$). Подставив выражения (8), (19) и $\mu_1 = \mu$, $\beta = 1{,}155$ в формулу (12), получим окончательное выражение для ЗУР:

$$\sigma_n = -1{,}155\sigma_s\left[1 + \mu(1 - \mathrm{tg}\gamma) + (0{,}5 + \mu)\frac{uh_1}{h_2}\right], \quad (30)$$

и в момент отрыва стружки от режущего клина:

$$\sigma_n = -1{,}155\sigma_s\left[1 + \mu(1 - \mathrm{tg}\gamma) + (0{,}5 + \mu)\frac{uh_1}{h_2}e^{e_р/2{,}31}\right]. \quad (31)$$

Анализ полученных результатов (табл. 2) показал, что в краевой зоне растет напряжение текучести обрабатываемого материала, это подтверждают эксперименты для стали 20 [22]. Также возрастает нормальное напряжение, действующее на резец. Чем больше обрабатываемый материал склонен к упрочнению, тем больше увеличивается нормальное напряжение.

Время, за которое режущий клин пройдет всю зону выхода, определяет выражение

$$t_{вых} = \frac{h_2}{v_0\cos\gamma} = \frac{h_1K_с}{v_0\cos\gamma}. \quad (32)$$

Рассчитаем время $t_{вых}$ для обработки стали 12Х18Н10Т со скоростью резания 100 м/мин. Подставив в выражение (32) рассчитанный коэффициент $K_с = 1{,}5$ для установившегося резания, а также $h_1 = 1$ мм и $\gamma = 20°$, получим $t_{вых} = 9{,}57 \cdot 10^{-4}$ с. Время, за которое происходит значительное повышение нормального напряжения на режущий клин со стороны обрабатываемого материала, так мало, что этот процесс носит ударный характер.

Таким образом, одной из основных причин снижения стойкости режущего инструмента, работающего в условиях прерывистого резания, является резкое повышение нормального напряжения, действующего на режущую кромку инструмента.

(Продолжение следует)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л., Албагачиев А. Ю., Султан-заде Н. М.** Теоретические основы обработки металлов в машиностроении. Старый Оскол: ТНТ, 2014. 552 с.

2. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 1. Введение // Вестник машиностроения. 2008. № 1. С. 57—67.

3. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 2. Состояние вопроса // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 56—66.

4. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 3. Современная теория разрушения при пластической деформации // Вестник машиностроения. 2008. № 3. С. 56—66.

5. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 4. Обоснование и общие положения нового метода теоретического исследования процессов резания // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 69—74.

6. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 5. Определение кинематического, напряженного и деформированного состояний обрабатываемой заготовки // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 61—69.

7. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 6. Определение основных параметров процесса резания // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 64—70.

8. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 7. Математическое описание образования различных видов стружки, пульсации силы резания, а также параметров контакта обработанной поверхности заготовки с задней поверхностью резца // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 56—61.

9. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 8. Методика расчета стружколомов // Вестник машиностроения. 2008. № 8. С. 61—68.

10. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 67—76.

11. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 10. Строгание и протягивание // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 71—73.

12. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 11. Расчет параметров цилиндрического фрезерования // Вестник машиностроения. 2008. № 10. С. 73—79.

13. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 12. Расчет параметров фасонного фрезерования // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 75—78.

14. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 13. Расчет параметров торцевого фрезерования // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 65—73.

15. **Солодков В. А.** Влияние диффузионных процессов на работоспособность твердосплавного инструмента при прерывистом резании // СТИН. 2006. № 6. С. 13—15.

16. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

17. **Амбросимов С. К., Большаков А. Н.** Процесс выхода режущего клина из зоны обработки при прерывистом свободном ортогональном резании // СТИН. 2014. № 2. С. 24—27.

18. **Субич В. Н., Шестаков Н. А., Демин В. А.** и др. Расчет и проектирование процессов объемной штамповки. М.: МГИУ, 2007. 414 с.

19. **Воронцов А. Л.** Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением. Т. 1. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 396 с.

20. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.

21. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

22. **Большаков А. Н.** Краевой эффект, возникающий при выходе зуба из зоны обработки // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 10. С. 41—45.

УДК 621.9

Е. А. КУДРЯШОВ, И. М. СМИРНОВ, доктора технических наук (АО "НИИИ", г. Балашиха), Т. Е. КАМЕНЕВА (ЮГЗУ, г. Курск), e-mail: kea-swsu@mail.ru

Устранение негативных факторов, возникающих при прерывистом многоинструментальном нарезании резьбы

Предложен расчет настроечных параметров режущего инструмента для прерывистого резания винтовых поверхностей, повышающий стойкость инструмента.

Ключевые слова: прерывистое резание, резьба, резец, многоинструментальная головка, режущий элемент.

The calculation of the adjusting parameters of the cutting tool for discontinuous cutting of helical surfaces, which increases the tool resistance, is proposed.

Keywords: discontinuous cutting, thread, cutter, multi-tool head, cutting element.

Нарезание резьбы одним резцом по сравнению с другими способами формообразования обеспечивает более высокую точность шага и профиля, а также соосность с сопрягаемыми деталями. Данный способ применим для широкой номенклатуры материалов и любого участка обрабатываемой детали. При этом эффективность обработки во многом зависит от качества инструмента.

Процесс нарезания резьбы может иметь прерывистый характер, так как винтовые поверхности могут прерываться пазами, отверстиями и други-

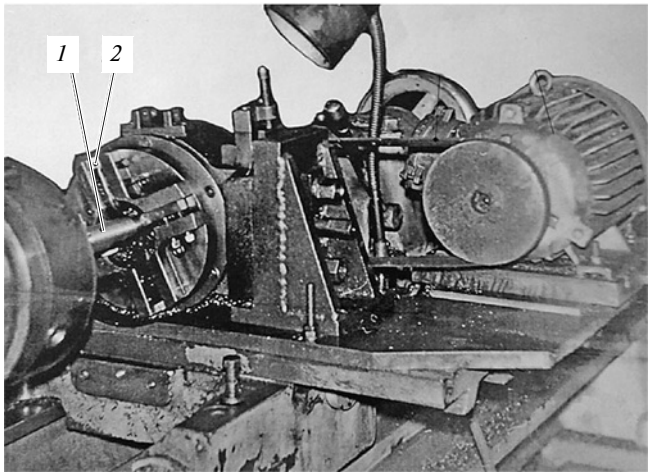


Рис. 1. Приспособление для многоинструментального нарезания резьбы

ми элементами, перпендикулярными оси вращения резьбовой детали [1—5]. При выборе инструментального материала для прерывистого резания необходимо чтобы он обеспечивал прочность режущего элемента, имел высокую сопротивляемость усталостному разрушению и тепловому удару, обладал высокой износостойкостью, твердостью, трещиностойкостью и исключал возникновение химических реакций с обрабатываемым материалом [6].

Анализ инструментальных материалов, применяемых для нарезания резьб, показал, что наиболее эффективными для данной обработки являются композиты с оптимальным комплексом таких показателей, как прочность на изгиб, коэффициент трещиностойкости, модуль упругости, термостойкость на воздухе [7—10].

Практика показала, что при традиционных способах точения, растачивания, торцевого фрезерования и нарезания резьбы при прерывистом контакте инструмента с обрабатываемой деталью сложной конфигурации вследствие удара о конструктивные элементы происходит выкрашивание инструментального материала, что ведет к быстрому разрушению режущих элементов [11—13], т. е. композиты и другие инструментальные материалы (металло- и минералокерамика) не обладают требуемой стойкостью.

Для повышения стойкости инструмента на базе универсального токарно-винторезного станка разработано приспособление, обеспечивающее работу четырех резцов, которые формируют профиль резьбы за один проход на участке, соответствующем круговой подаче на резец (рис. 1).

Заготовку ходового винта *1* пропускают через центральное отверстие многоинструментальной головки *2* и закрепляют в трехкулачковом патроне станка с упором центра задней бабки. Нарезание резьбы осуществляется четырьмя резцами с режущими вставками из композита *10*.

На рис. 2 представлена многоинструментальная головка, где использованы следующие обозначения: $v_г$ — частота вращения многоинструментальной головки; $v_д$ — частота вращения заготовки; $d_р$ — диаметр вершин резцов; d — наружный диаметр нарезаемой резьбы; d_1 — внутренний диаметр нарезаемой резьбы; e — эксцентриситет; O_1 и O — оси вращения соответственно многоинструментальной головки и вала.

При многоинструментальной обработке, как и при нарезании винтовой поверхности одиночным резцом, прерывистый характер резания, снижающий качество и производительность обработки, обусловлены следующими факторами:

1) прерывистость нарезания винтовой поверхности;

2) ударная нагрузка на резец вследствие кинематики процесса обработки с использованием многоинструментальной головки;

3) дополнительная ударная нагрузка на режущий элемент из-за сложной поверхности заготовки (пазы, отверстия и пр.).

Последний фактор является основным.

Особенно сложный процесс обработки наблюдается при нарезании трапецеидальной резьбы многоинструментальной головкой с одинаковыми резцами полного профиля.

Цель данного исследования — повысить стойкость хрупкого инструментального материала изменением положения режущего элемента относительно обрабатываемой поверхности, направленное на перераспределение ударной нагрузки, возникающей при врезании инструмента, т. е. сместить ее от вершины инструмента и режущих кромок в более удаленные зоны передней поверхности режущего элемента [14].

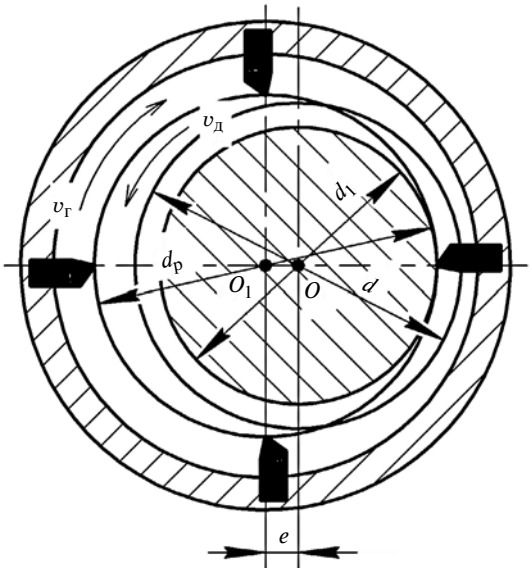


Рис. 2. Многоинструментальная головка

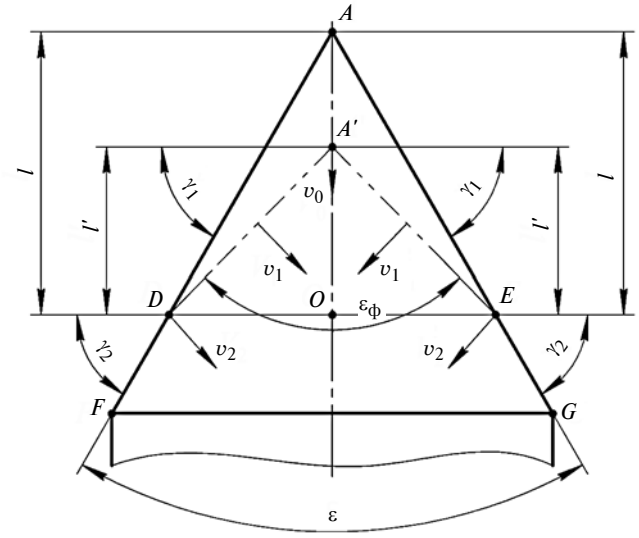


Рис. 3. Изменение формы передней поверхности режущего элемента

На рис. 3 показано изменение формы передней поверхности режущего элемента. Исходная форма передней поверхности (контур *FAG*) под действием потока стружек (скорости v_0, v_1, v_2), перпендикулярно направленном к режущим кромкам инструмента, изменяется (контур *FDA′EG*). При этом вероятность возникновения погрешности профиля резьбы определяется выражением

$$\Delta\varepsilon = \varepsilon_ф - \varepsilon, \qquad (1)$$

где $\varepsilon_ф$ — фактический угол профиля резьбы, образованный вследствие изнашивания режущего элемента; $\varepsilon = 60°$ — номинальный угол при вершине режущего элемента.

При этом

$$\sin\varepsilon_ф = \frac{K\mathrm{tg}\alpha}{\sin 2\gamma}, \qquad (2)$$

где K — коэффициент конструктивной сложности обрабатываемой поверхности (для винтовой поверхности без элементов, вызывающих прерывистое резание, $K = 1$); α и γ — задний и передний углы режущего элемента.

Тогда

$$\Delta\varepsilon = 2\mathrm{arctg}\left(\frac{l\mathrm{tg}\varepsilon/2}{(r_д - 0{,}5d_2) + h}\right) - \varepsilon, \qquad (3)$$

где l — расстояние от вершины режущего элемента A до точки O (первоначальный контакт режущего элемента с обрабатываемой поверхностью); h — высота головки резьбы; $r_д$ — радиус детали.

Порядок определения настроечных углов режущего элемента для оптимального первоначального контакта с обрабатываемой винтовой поверхностью с целью повышения стойкости инструмента:

1) определение конструктивной сложности обрабатываемой поверхности, т. е. определение коэффициента $K = (S - S_э)/S$, где S — площадь обрабатываемой винтовой поверхности без элементов, вызывающих прерывистое резание; $S_э$ — площадь конструктивных элементов, вызывающих прерывистое резание;

2) определение на передней поверхности максимально возможного расстояния l (от вершины инструмента до точки O);

3) расчет по формулам (2)—(3) переднего угла γ, при котором первоначальный контакт инструмента с обрабатываемой поверхностью произойдет в заданном положении настройки, т. е. в точке O.

Испытания подтвердили высокую эффективность предлагаемого решения. При использовании предложенного расчета настроечных углов режущего элемента по формулам (1)—(3) для нарезания резьбы одиночным резцом погрешности профиля резьб составляли 20÷25', что не превышает нормативного значения (±30') по ГОСТ 16093—81.

Таким образом, предлагаемый способ расчета настроечных параметров режущего инструмента для прерывистого резания винтовых поверхностей повышает стойкость инструмента, а следовательно, производительность обработки без снижения качества изготовляемых деталей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Using** Superhard Tools in Discontinuous Cutting / E. A. Kudriashov, A. M. Nikonov, V. S. Rogovskii, A. V. Stetsurin // Russian Engineering Research. 2009. Vol. 29. N. 2. P. 210—213.
2. **Kudriashov E. A., Nikonov A. M.** Machining Parts Made from Diverse Material By Means of a Composite Tool // Russian Engineering Research. 2009. Vol. 29. N. 3. P. 313—315.
3. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Каменева Т. Е.** Основные операции и характеристика методов изготовления резьб // Известия ЮЗГУ. 2013. №2. С. 28—35.
4. **Кудряшов Е. А., Каменева Т. Е.** Выбор базовой детали для экспериментального исследования метода обработки конструктивно сложных винтовых поверхностей деталей класса Валы // Известия ЮЗГУ. 2014. № 6 (57). С. 26—32.
5. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М.** Классификация конструктивно сложных поверхностей деталей как подготовительный этап проектирования технологии механической обработки // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2015. № 2 (310). С. 89—94.
6. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М.** К вопросу выбора предпочтительной марки инструментального материала // Системы. Методы. Технологии. 2014. № 2 (22). С. 118—125.
7. **Кудряшов Е. А., Смольников Н. Я., Яцун Е. И.** Резание материалов. М.: Альфа-М, ИНФРА-М, 2014. 224 с.
8. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М., Яцун Е. И.** Выбор инструментального обеспечения процессов чистовой обработки конструктивно сложных поверхностей деталей // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2014. № 12 (42). С. 10—14.

УДК 621.9

Б. Я. МОКРИЦКИЙ, д-р техн. наук, В. Ю. ВЕРЕЩАГИН,
А. С. ВЕРЕЩАГИНА, канд. техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГТУ),
e-mail: boris@knastu.ru

Моделирование процесса резания с применением программы ANSYS

Рассматривается возможность сокращения материальных и времени затрат на выбор рациональных условий процесса резания путем его моделирования с использованием программы ANSYS. Актуальность подхода подтверждена эффективным стружкообразованием и обеспечением требуемой работоспособности металлорежущего инструмента при обработке заготовок деталей из материалов авиационного назначения, конструкционных материалов общемашиностроительного назначения и твердосплавных материалов.

Ключевые слова: электронная модель, напряженно-деформированное состояние, моделирование.

The possibility of reducing the costs of material and time on selection of rational conditions of the cutting process by its modeling using the ANSYS program. The relevance of the approach is confirmed by effective chip formation and by ensuring the required working ability of the metal cutting tool when processing parts billets from aviation materials, construction materials of general engineering designation and hard-alloy materials.

Keywords: electronic model, stress-strain state, modeling.

При производстве изделий необходимо учитывать особенности процесса резания, в том числе точность и производительность обработки, работоспособность инструмента, а также оценивать эффективность стружкообразования, температуру в зоне резания, силы резания и т. д.

Проверка рациональности разрабатываемого процесса резания путем натурных испытаний становится все проблематичнее из-за высокой стоимости 1 станко-ч современного оборудования, достигающей 30÷50 тыс. руб. Еще большей проблемой является невозможность проведения даже столь дорогих испытаний из-за того, что заготовка детали — единственная, и испортить ее означает сорвать производственный процесс.

Изложенное говорит о необходимости предварительного моделирования процесса резания для оптимизации любого его параметра или комплекса параметров.

Разработкой моделей процесса резания занимаются давно. Каждая модель строится под конкретную задачу. Разрабатываются все новые модели. Электронные модели хороши тем, что позволяют численным методом моделировать разные условия эксплуатации и именно в них оценивать поведение системы резания. Чем совершеннее модель, тем сложнее ее реализация. Рассмотрим примеры моделирования процесса резания с применением широкоуниверсальной программы ANSYS.

В настоящее время математическое описание напряженно-деформированного состояния (НДС) металла при резании совершенствуется и основывается на большом объеме экспериментальных данных, полученных разными методами. В статье приведены результаты исследования НДС обрабатываемого материала при резании с помощью программы ANSYS, предназначенной для моделирования процессов, связанных с механикой деформируемого твердого тела. Рассмотрена задача [1] кинетики врезания резца, оснащенного твердым сплавом.

Моделирование процесса резания выполнено на основании расчета НДС заготовки с использованием приведенных ниже допущений:

не учитывалось выделение теплоты в зоне резания;

коэффициент трения по передней поверхности резца принят постоянным по всей ее длине и

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 66)

9. **Кудряшов Е. А.** Эффективность инструментального материала композит 10 при обработке конструктивно сложных поверхностей деталей машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2010. № 2 (26). С. 245—247.

10. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М.** Эффективная работа инструмента из композита при скоростном фрезеровании резьбы // Обработка материалов. 2013. № 2 (59). С. 25—32.

11. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М.** Скоростное фрезерование резьбы вращающимися резцами // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2013. № 1 (58). С. 4—8.

12. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М.** Вихревое нарезание резьб вращающимися резцами из композита 10 // Известия ЮЗГУ. 2012. № 6 (45). С. 119—122.

13. **Кудряшов Е. А., Смирнов И. М.** Применение метода управления режущей частью инструмента для повышения эффективности процесса прерывистого резания // Известия ЮЗГУ. Сер. Техника и технологии. 2013. № 4. С. 23—28.

14. **Пат. 2016111239/02 Рос. Федерации:** Способ обработки винтовых поверхностей резанием с ударом.

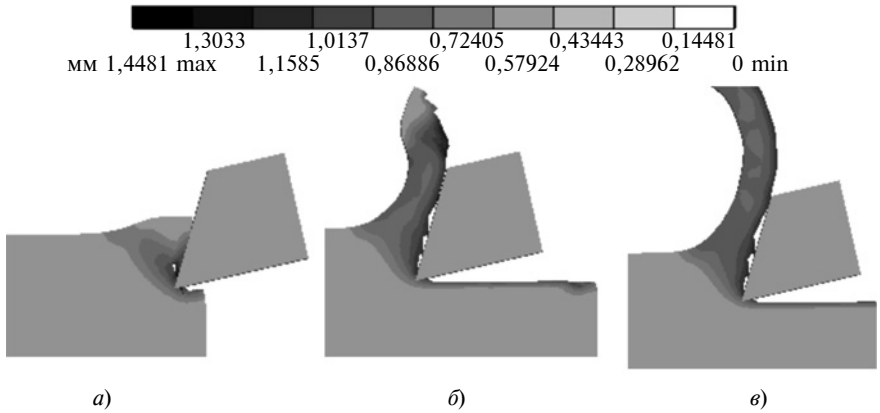


Рис. 1. Картина полей деформаций ε в заготовке из сплава АМг6 при врезании инструмента (*а*) и в моменты резания на 1/4 (*б*) и 1/2 (*в*) длины *l* заготовки

не зависящим от касательных напряжений;

коэффициент трения по задней поверхности принят постоянным и равным коэффициенту трения на передней поверхности.

Для моделирования выбран комплекс ANSYS Workbench, режим — 3D, тип расчета — динамический. Цель расчета — определение НДС заготовки и резца в текущие моменты резания. Шаги моделирования:

разработка 3D-моделей резца и заготовки в CAD системе SolidWorks;

импортирование геометрической модели из SolidWorks в ANSYS;

задание свойств материалов резца и заготовки;

задание исходных данных;

задание граничных условий;

выполнение расчета;

обработка полученных результатов.

Для моделирования использовали заготовки из алюминиевого сплава АМг6, конструкционной стали 40Х и титанового сплава ВТ6. В качестве инструментального материала выбрали сплав ВК8.

Характеристики материалов:

сплав АМг6 — предел текучести $\sigma_т = 190 \cdot 10^6$ Па, плотность $\rho = 2640$ кг/м^3, коэффициент линейного расширения $\lambda = 2{,}4 \cdot 10^{-6}$, исходная температура $t_0 = 22$ °С, модуль Юнга $E = 71 \cdot 10^9$ Па, коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}32$, модуль сдвига $27 \cdot 10^9$ Па;

сталь 40Х — $\sigma_т = 2{,}5 \cdot 10^8$ Па, $\rho = 7820$ кг/м^3, $\lambda = 11{,}8 \cdot 10^{-6}$, $t_0 = 22$ °С, $E = 2{,}14 \cdot 10^{11}$ Па, $\mu = 0{,}3$, модуль сдвига $85 \cdot 10^9$ Па;

сплав ВТ6 — $\sigma_т = 2{,}5 \cdot 10^8$ Па, $\rho = 4505$ кг/м^3, $\lambda = 8{,}15 \cdot 10^{-6}$, $t_0 = 22$ °С, $E = 11{,}5 \cdot 10^{11}$ Па, $\mu = 0{,}32$, модуль сдвига $4{,}1 \cdot 10^{10}$ Па;

сплав ВК8 — $\rho = 14\,800$ кг/м^3, коэффициент температурного расширения $5 \cdot 10^{-6}$, $t_0 = 22$ °С, $\mu = 0{,}2$, модуль объемной упругости $5{,}2 \cdot 10^{11}$ Па, модуль сдвига $1{,}7 \cdot 10^{11}$ Па, касательный модуль упругости $1 \cdot 10^9$ Па, предел текучести, равный пределу прочности, $\sigma_т = \sigma_в = 1{,}5 \cdot 10^9$ Па.

Режим обработки: глубина резания $t = 4 \cdot 10^{-3}$ м; скорость резания $v = 500$ для АМг6, 300 для 40Х и 100 м/мин для ВТ6.

Для моделирования 3D-объектов в среде ANSYS использовали конечно-элементную сетку на основе стандартного элемента SOLID186, который может иметь четырехгранную, призматическую и пирамидальную форму. Положительное по знаку давление действует нормально к поверхности и направлено "внутрь" элемента. Данный тип элементов применяется в задачах, учитывающих пластичность, ползучесть, вязкоупругость и вязкопластичность, а также при больших деформациях и перемещениях [2].

Граничные условия, принятые при исследованиях:

запрещены любые перемещения узлов конечно-элементной сетки, лежащих на нижней и торцевой поверхностях заготовки;

запрещены перемещения узлов, лежащих на боковых поверхностях заготовки, по осям принятой системы координат;

запрещены перемещения узлов, лежащих на торцевых поверхностях модели резца.

Исследования показали, что принятые метод и методика позволяют выявить распределение нормальных эквивалентных и касательных напряжений и в материале инструмента, и в материале заготовки. Далее нами учитывались только напряжения в материале заготовки. По известным напряжениям можно определить пластические деформации материала заготовки на протяжении всего процесса резания с необходимой дискретизацией процесса по времени.

В первой серии численных с экспериментов электронной моделью процесса резания рассматривали особенности НДС материала заготовки из алюминиевого сплава АМг6. На рис. 1 приведены примеры (раскадровки) расчета и построения полей деформаций, полученные при моделировании процесса резания в разные моменты времени.

Анализ полученных полей деформаций показал:

а) максимальные деформации достигаются в первые моменты резания, затем они стабилизируются и остаются постоянными;

б) положение зоны с максимальными деформациями изменяется относительно режущего лезвия, изменяются ее конфигурация и протяженность, что свидетельствует о многоэтапности и многовариантности плоскости сдвига;

в) принятая модель достаточно чувствительна к изменению состояния материала, что позволяет зафиксировать моменты: разделения стружки на сегменты; отделения стружки от материала заготовки; образования заусенца в момент выхода инструмента из материала заготовки; изменения радиуса завивания стружки при разных режимах резания или изменении материала заготовки [3].

Возможность изменения масштаба электронной модели позволяет более детально изучить процессы на передней и задней поверхностях режущего инструмента. Например, на рис. 2 видны зоны "застоя" напряжений, приводящего к образованию нароста на передней поверхности инструмента. Зоны перепада напряжений способствуют завиванию стружки, легко прогнозируется область плоскости сдвига, можно прогнозировать сдвиг стружки сразу по нескольким плоскостям или по криволинейной траектории.

Такой предметный анализ напряжений в области режущего клина позволяет прогнозировать состояние обработанной поверхности и механизм стружкообразования. Это может послужить также основанием для проектирования геометрии режущей части инструмента (топографии его передней поверхности, стружколомов и др.).

Для оценки адекватности используемого подхода сопоставлены результаты, полученные при анализе электронной модели процесса резания, с фотографиями корней стружек, полученными при исследованиях на электронном микроскопе (рис. 3). Видно, что моделирование и реальный процесс резания достаточно адекватны.

Во второй серии численных экспериментов использовали заготовки из конструкционной стали 40Х. На рис. 4 показано распределение напряжений (раскадровка) в материале заготовки, по-

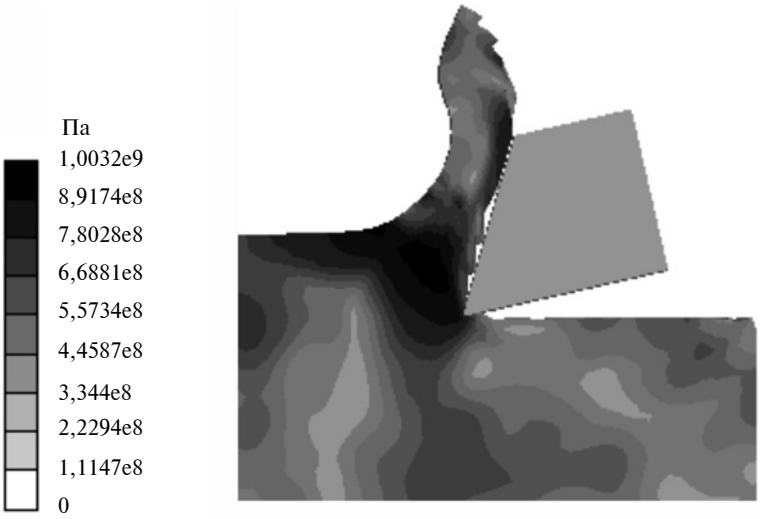
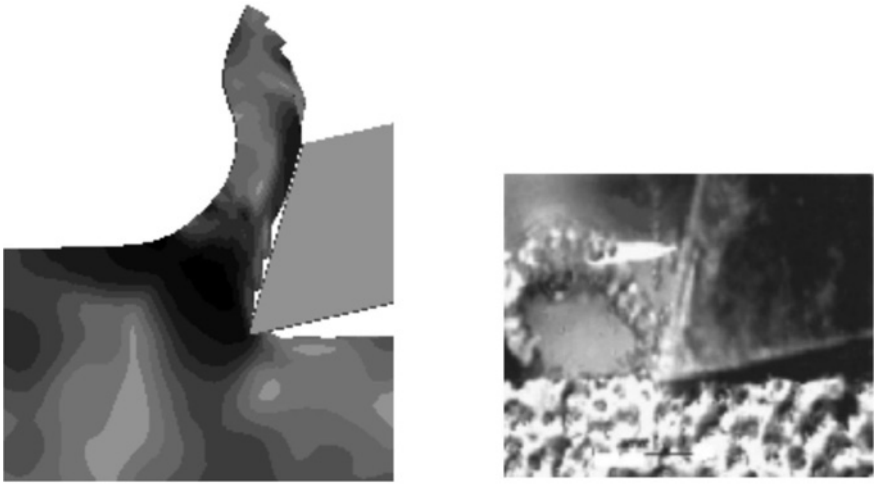
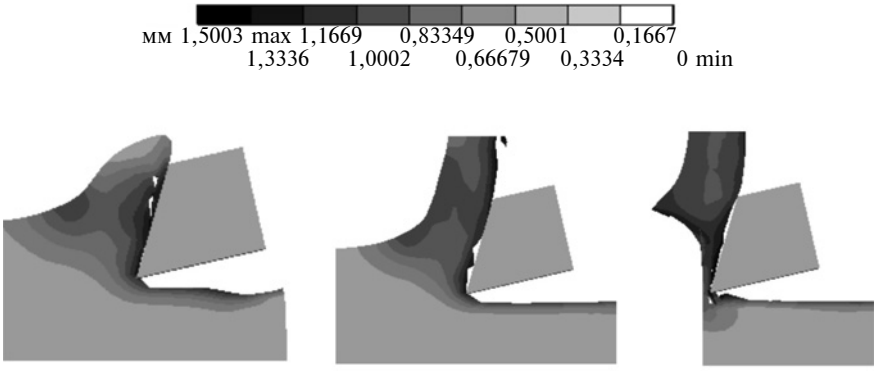


Рис. 2. Картина полей напряжений σ в области режущего клина



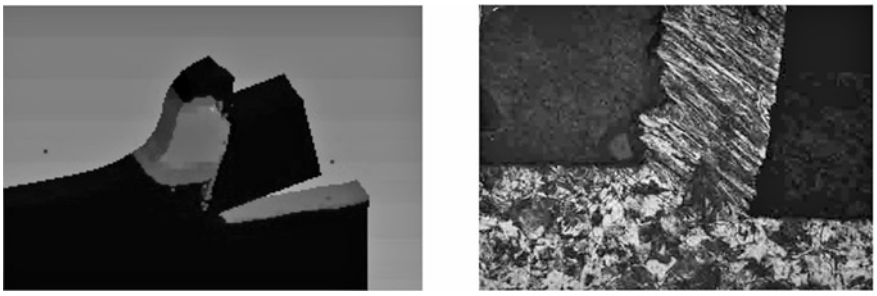
а) *б*)

Рис. 3. Результаты моделирования резания заготовки из сплава АМг6, полученные по экспериментальным данным [4]:
а — компьютерная модель; *б* — электронное фото корня стружки



а) *б*) *в*)

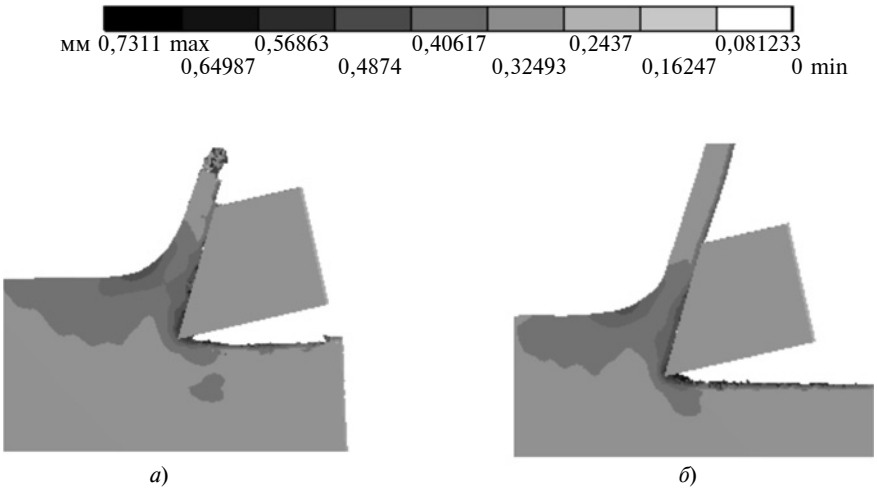
Рис. 4. Картина полей деформаций ε в заготовке из стали 40Х в моменты резания на 1/4 (*а*), 1/2 (*б*) и всей длине *l* заготовки (*в*)



а) *б*)

Рис. 5. Результаты моделирования резания заготовки из стали 40Х, полученные по экспериментальным данным [5]:

а — компьютерная модель; *б* — электронное фото корня стружки



а) *б*)

Рис. 6. Картина полей деформаций ε в заготовке из сплава ВТ6 в моменты резания на 1/4 (*а*) и 3/4 длины *l* заготовк*и* (*б*)

лученное моделированием процесса резания. Их анализ показал возможность образования заусенца в момент выхода инструмента и развитие зоны "застоя" напряжений по передней поверхности инструмента.

Сопоставление деформаций стали 40Х с деформациями сплава АМг6 показал: деформации в заготовке из стали 40Х меньше деформаций в заготовке из сплава АМг6, что обусловлено более высоким пределом прочности стали; изменение радиуса завивания стружки.

В третьей серии численных экспериментов исследовали заготовки из сплава ВТ6. На рис. 5 показано сопоставление натурных экспериментальных данных [5] с расчетной картиной деформаций. Анализ напряжений показал возможность образования стружки надлома и многоэтапность образования стружки.

Сопоставление напряжений в сплаве ВТ6 (рис. 6) показало, что по сравнению со сталью 40 и сплавом АМг6 в нем возможно образование стружки надлома и изменение радиуса завивания стружки.

Адекватность электронной модели подтверждена натурными испытаниями, в том числе реализацией стружкообразования путем формирования стружек надлома при обработке титанового сплава марки ВТ6, что в обычной практике удается редко.

Заключение

Полученные результаты подтвердили возможность определения НДС заготовки и резца с помощью программы ANSYS. Результаты не противоречат данным, полученных другими авторами [7, 8] с использованием других методов. Использованные в работе подход и программа по сравнению с другими подходами и программами позволяют моделировать разные процессы механической обработки и отслеживать механизмы стружкообразования в разные моменты времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Термомеханическая** модель процесса резания резцом с износостойким покрытием / А. Г. Нарыжный, Ю. Н. Куценко, М. В. Гром, Д. Р. Степаненко // Авиационно-космическая техника и технология, 2014. № 5 (112). С. 4—10.
2. **Брасов К. А.** Графический интерфейс ANSYS. М.: ДМК Пресс, 2006. 248 с.
3. **Кравченко Е. Г.** Управление процессом завивания стружки при резании в условиях автоматизированного производства: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Комсомольск-на-Амуре: КнАГТУ, 1999. 23 с.
4. **Kunio Ueharaa, Hideo Takeshitaa, Hiromi Kotaka.** Hydrogen gas generation in the wet cutting of aluminum and its alloys // Journal of Materials Processing Technology. 2002. N. 127. P. 174—177.
5. **Оглавление** [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://frezabor.ru/1.htm Заглавие с экрана. (Дата обращения: 10.11.2016).
6. **Корчагин А. В.** Исследование процесса резания в газовых контролируемых средах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. М.: РУДН, 2009. 18 с.
7. **Криворучко Д. В., Залога В. А.** Моделирование процессов резания методом конечных элементов: методологические основы: монография. Сумы: Университетская книга, 2012. 496 с.
8. **Залога В. А., Криворучко Д. В.** Обзор способов экспериментального определения параметров уравнения состояния пластических материалов для моделирования методом конечных элементов их механической обработки // Резание и инструмент в технологических системах. 2005. № 69. С. 193—202.

УДК 621.914.5

А. С. КАЛАШНИКОВ, д-р техн. наук, Ю. А. МОРГУНОВ,
П. А. КАЛАШНИКОВ, кандидаты технических наук,
Н. В. ХОМЯКОВА (Московский политехнический университет),
e-mail: alexandr_kalashnikov45@rambler.ru

Зубофрезерование цилиндрических колес методом обката без применения СОЖ

Рассматриваются зубофрезерование цилиндрических колес внешнего зацепления методом обката червячными фрезами без применения СОЖ и условия экспериментальных исследований, а также обработка червячной фрезой из порошковой быстрорежущей стали. Приводятся оптимальные режимы резания и достигаемая точность цилиндрических зубчатых колес.

Ключевые слова: зубофрезерование, червячная фреза, СОЖ, скорость резания, осевая подача.

The gear milling of cylindrical wheels of external gearing by the method of rolling with worm cutters without the use of cutting and cooling fluids and the conditions of experimental research, as well as the processing by a worm cutter from powder high-speed steel, are considered. The optimum cutting modes and achievable accuracy of cylindrical gear wheels are given.

Keywords: gear milling, worm milling cutter, cutting and cooling fluid, cutting speed, axial feed.

Зубофрезерование методом обката червячными фрезами несмотря на более чем 100-летнюю историю широко применяют в современном машиностроении благодаря его универсальности и высоким показателям точности и производительности. На зубофрезерных станках червячными фрезами нарезают зубчатые колеса внешнего зацепления с эвольвентным и циклоидным профилем прямых и косых зубьев, червячные колеса, шлицевые соединения и другие детали. Условия зубофрезерования методом обката значительно отличаются от условий обработки зубопротягиванием, зубодолблением, зубошевингованием и другими методами.

Для зубофрезерования методом обката характерна также значительная трудоемкость при удалении большого объема металла в сложных условиях резания, когда затруднено образование стружки главной и вспомогательными режущими кромками зубьев червячной фрезы. Поэтому технические решения, направленные на повышение производительности, надежности и экономической эффективности обкатного зубофрезерования, весьма актуальны для промышленного производства.

Цилиндрические колеса внешнего зацепления нарезают на зубофрезерных станках червячными фрезами с исходным контуром производящей зубчатой рейки. Эвольвентный профиль зубьев колеса образуется режущими кромками фрезы с прямолинейным или модифицированным профилем при их взаимном обкате [1]. При зубофрезеровании зубья червячной фрезы *3* и обрабатываемая заготовка *1* совершают винтовое станочное движение (рис. 1). При резании образуется трехкомпонентная стружка *2*, средняя часть которой во впадине зубьев имеет максимальную толщину. Наибольшее распространение получили методы зубофрезерования червячной фрезой с осевым (рис. 2), радиально-осевым и диагональным движениями подачи, а также зубофрезерование за два рабочих хода [2, 3].

В настоящее время при зубофрезеровании широко применяют СОЖ, в качестве которых используют дорогостоящие минеральные и синтетические масла. Испарения масел вредны для окружающей среды, так как содержат хлор, тяжелые металлы и ароматические углеводороды. Поэтому зубофрезерные станки, на которых они используются, должны быть оснащены мощными установками для удаления масляного тумана, не допускающими его эмиссию в окружающую среду, а также устройствами для очистки и охлаждения СОЖ.

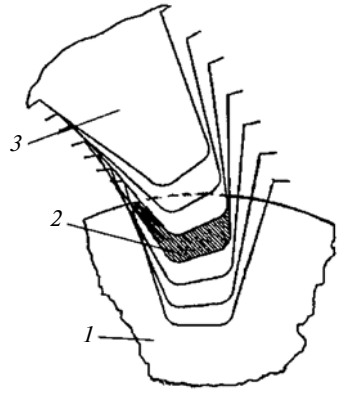


Рис. 1. Схема нарезания зубьев червячной фрезой

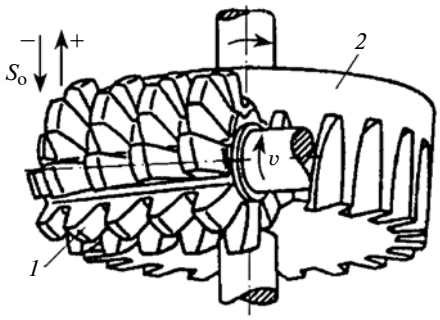


Рис. 2. Схема зубофрезерования заготовки *2* зубчатого колеса методом обката червячной фрезой *1*:
S_o — осевая подача

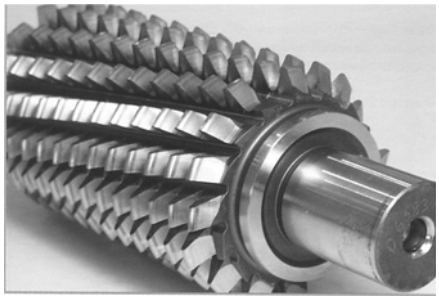


Рис. 3. Цельная червячная фреза

Подача СОЖ уменьшает износ от трения, охлаждает инструмент и заготовку, отводит стружку из зоны обработки. Однако неравномерное охлаждение и разные условия резания на входящей и выходящей из зацепления режущей кромки зубьев червячной фрезы повышают изнашивание входящей кромки зубьев фрезы. Снижается стойкость червячных фрез и увеличивается расход режущего инструмента. В этих условиях сложно добиться стабильности процесса. Обычно разброс точности фрезерованных цилиндрических колес достаточно большой (7—9 степень точности по ГОСТ 1643—81), что затрудняет проведение последующих чистовых операций. Кроме того, в последние годы значительно повысилась стоимость утилизации СОЖ, достигающая в цеховой себестоимости 15÷20 %. Поэтому некоторые производители цилиндрических зубчатых колес выбирают обкатное зубофрезерование без подачи СОЖ.

Для изучения зубофрезерования без подачи СОЖ экспериментально исследовали обработку термически не упрочненных цилиндрических колес из легированной стали 18ХГТ (m_n = 2,75 мм, z = 27, α = 20°, β = 18°, b = 16 мм, d = 74,25 мм) коробки передач легкового автомобиля.

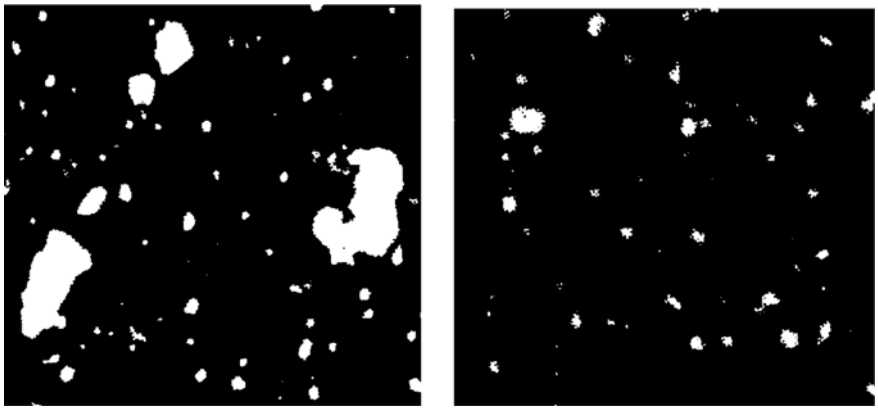
Для зубофрезерования использовали современный зубофрезерный станок ($d_{\max}$ = 250 мм, $m_{\max}$ = 4,5 мм) с высокоэффективной системой управления СИНУМЕРИК 840D, повышенными статической и динамической жесткостью основных узлов, большим диапазоном осевого перемещения фрезы 160÷320 мм. Частоты вращения червячной фрезы (225÷3000 мин$^{-1}$) и стола с заготовкой (5÷600 мин$^{-1}$), а также большая мощность привода фрезерного шпинделя 18,5 кВт позволяют применять однозаходные и многозаходные быстрорежущие или твердосплавные червячные фрезы. Общее число осей с ЧПУ — шесть, в том числе четыре одновременно управляемые оси [4].

В качестве инструмента использовали цельные червячные фрезы класса АА из порошковой быстрорежущей вольфрамокобальтовой стали Р6М5К5 повышенной теплостойкости (до 620÷670 °С) с параметрами (m_0 = = 2,75 мм, α = 20°, d_{a0} = 125 мм, z_0 = 2, i = 15). Для более плавного резания стружечные канавки фрезы выполнены наклонными (рис. 3). Особенность конструкции этой цельной червячной фрезы — короткие конусные хвостовики с обоих торцов, которые при установке на фрезерный шпиндель используются в качестве базовых поверхностей вместо центрального отверстия. Такая более жесткая конструкция позволяет сократить время установки и снятия фрезы и повысить точность ее позиционирования на станке.

Для изготовления таких фрез основные и легирующие элементы измельчают до порошкового состояния в среде инертного газа и прессуют в газостатах методом горячего изостатического прессования. Газостат представляет собой сосуд высокого давления с системами подачи и нагрева газа. Прессование проводят при температурах 900÷2250 °С и давлениях 100÷200 МПа [3, 4]. Высокое давление газа действует равномерно во всех направлениях, что обеспечивает 100 %-ную плотность и изотропные свойства порошкового прессованного материала.

Исследования и опыт эксплуатации червячных фрез показали, что микроструктура быстрорежущей стали Р6М5К5, полученной традиционным методом (рис. 4, *а*), имеет разноразмерность и неравномерное распределение карбидной фазы (светлые пятна). Такая сталь, как правило, имеет неоднородные металлургические характеристики, избыточную твердость, хрупкость в отдельных зонах и другие дефекты [5].

В то же время микроструктура прессованных деталей из распыленных металлических порошков отличается высокой дисперсностью и однородностью, а инструмент из прессованного материала обладает повышенными прочностью и вязкостью. Карбиды небольших размеров



а) *б*)

Рис. 4. Микроструктуры кованой (*а*) и порошковой (*б*) быстрорежущих сталей

хорошо распределены по всей массе материала (рис. 4, *б*), что позволяет существенно повысить стойкость червячных фрез из порошковых быстрорежущих сплавов по сравнению с коваными и обеспечивает их конкурентоспособность с твердосплавными инструментами.

Важным для червячных фрез из порошковых сталей, используемых при обработке зубьев без подачи СОЖ, считается сбалансированная часть углерода, которая, с одной стороны, повышает твердость и износостойкость, а с другой, снижает вязкость. Это имеет решающее значение при зубофрезеровании методом обката, обусловленным входом и выходом зубьев фрезы из резания при высоких термических нагрузках.

Для повышения режущих свойств на зубья червячной фрезы наносили износостойкие покрытия из нитрида титана алюминия (TiAlN) толщиной 3÷5 мкм методом физического (PVD) осаждения из газовой фазы. Покрытие фиолетово-черного цвета имеет высокую твердость (по Виккерсу до 3000 *HV*) при низкой теплопроводности, коэффициент трения по стали 0,35 и максимальную температуру при резании до 800 °С. Значительное содержание двуокиси алюминия (Al_2O_3) в этом покрытии — основная причина высокой износостойкости режущего инструмента при обработке резанием без подачи СОЖ.

Для восстановления режущей способности затупленных червячных фрез зубья затачивали по передней поверхности, полностью снимая изношенный слой. Затем удаляли оставшееся покрытие с зубьев и подготавливали их к нанесению нового износостойкого покрытия. Это позволило существенно повысить стойкость инструмента.

В процессе работы червячные фрезы изнашиваются по задней

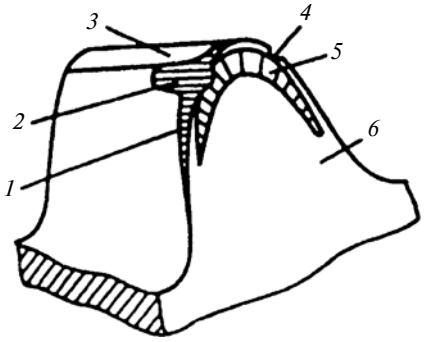


Рис. 5. Виды износа зубьев червячной фрезы

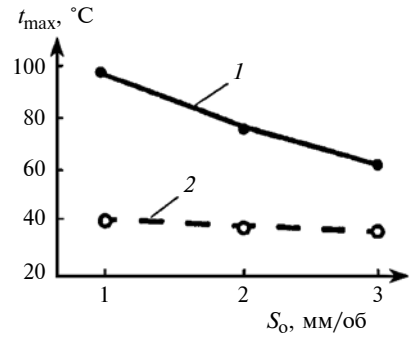


Рис. 6. Максимальная температура заготовок в зависимости от осевой подачи при зубофрезеровании без подачи (*1*) и с подачей СОЖ (*2*)

поверхности *3*, боковой режущей кромке *1* и по передней поверхности *6* (рис. 5). При этом преобладает износ *2* в области пересечения задней поверхности *3* и боковой режущей кромки *1*, который называют износом $h_з$ по задней поверхности. Износ по передней поверхности *6* имеет форму лунки *5*, ширина и глубина которой по мере изнашивания фрезы увеличиваются. Износ твердосплавных червячных фрез характеризуется образованием сколов *4* на боковых режущих кромках зубьев при срезании стружки, которая сваривается с поверхностью заготовки при высоких температуре и давлении.

Зубофрезерование косозубого цилиндрического колеса выполняли цельной червячной фрезой (см. рис. 3) с осевой подачей. Центрирование и закрепление заготовки осуществляли с помощью гидропластового зажимного приспособления в результате деформации тонкостенной эластичной втулки твердостью 52÷60 *HRC*. Заготовку базировали по отверстию и торцу. Под действием гидравлической пластмассы диаметр посадочной втулки приспособления увеличивался на 3÷5 % и закреплял заготовку.

При обработке применяли попутное зубофрезерование, когда червячная фреза вращается в направлении подачи заготовки. При этом толщина стружки максимальная в начале резания и минимальная в конце. В этом случае обеспечиваются благоприятные условия резания, зубофрезерный станок менее нагружен и спокойно работает при съеме большого объема металла. Сила резания направлена вниз и прижимает заготовку к столу станка, обеспечивая ее надежное закрепление [6].

При встречном зубофрезеровании фреза вращается в противоположном относительно подачи заготовки направлении. Толщина стружки в начале резания минимальная. Режущие кромки зубьев фрезы скользят по поверхности с выделением большого количества теплоты, обрабатываемый металл уплотняется и стойкость фрезы снижается. Встречное зубофрезерование применяют, как правило, для чистовой обработки со снятием незначительного припуска. Обеспечивается хорошая шероховатость боковых поверхностей зубьев.

При зубофрезеровании без СОЖ очень важно, чтобы независимо от режимов резания, геометрии зубчатого колеса и червячной фрезы температура заготовки не превышала 50÷80 °С. Для обеспечения термического баланса зубофрезерного станка при исследованиях для охлаждения зоны резания и удаления образующейся стружки использовали мощный поток воздуха (давление 0,4÷1,0 МПа) [4, 7].

Испытания показали, что при обкатном зубофрезеровании без подачи СОЖ со скоростью реза-

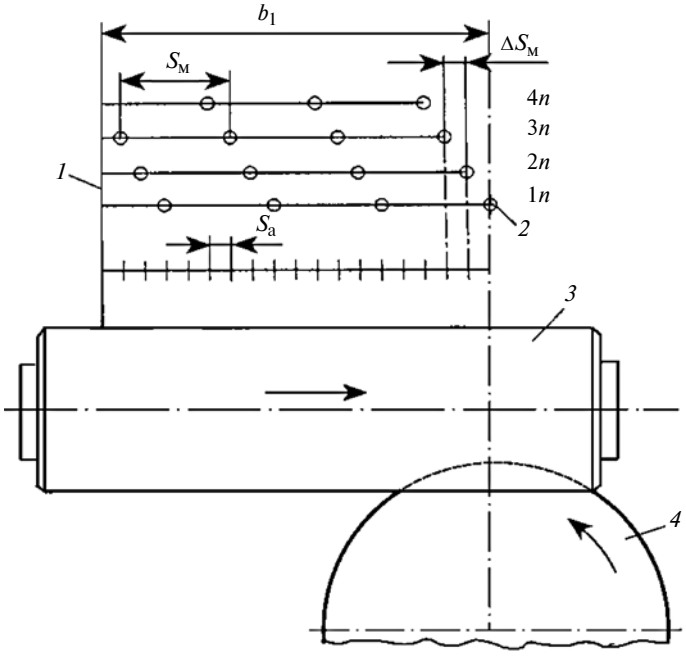


Рис. 7. Схемы одноциклового и многоциклового осевого перемещения червячной фрезы

ния 135 м/мин и осевой подачей $S_о$ = 1 мм/об червячной фрезы температура отдельных заготовок составляла 95 °С (рис. 6). При увеличении осевой подачи фрезы до 2 и 3 мм/об максимальная температура заготовок снижалась соответственно до 75 и 60 °С. Это объясняется тем, что при увеличении подачи улучшаются условия резания главной и вспомогательных режущих кромок зубьев фрезы и уменьшается их изнашивание. При обработке с применением СОЖ на тех же режимах резания максимальная температура заготовок во всем диапазоне подач оставалась приблизительно одинаковой и не превышала 40 °С.

Для равномерного изнашивания по всей рабочей длине червячную фрезу периодически перемещают вдоль оси против направления вращения. Величина перемещения определяется максимально допустимым износом зубьев фрезы и зависит от модуля, числа зубьев, угла наклона зубьев обрабатываемого колеса, а также условий обработки.

При зубофрезеровании с СОЖ применяют, как правило, одноцикловый способ перемещения фрезы. После обработки одной или нескольких заготовок червячную фрезу *3* из начального положения *2* автоматически перемещают вдоль оси на величину $S_а$ = 2÷3 мм в направлении к конечному положению *1* и вводят в работу неизношенные или частично изношенные зубья фрезы (рис. 7). При достижении конечного положения рабочей зоны червячную фрезу снимают со станка. Недостатком одноциклового способа перемещения является высокая локальная термическая нагрузка на зубья фрезы.

С целью снижения теплонапряженности процесса при термически интенсивном зубофрезеровании без СОЖ применили многоцикловой способ перемещения фрезы. После обработки одной заготовки фрезу перемещали на величину $S_м$, значительно большую величины $S_а$ при одноцикловом способе. В этом случае износ зубьев незначителен, и фрезу можно использовать еще в течение нескольких циклов *n* осевого перемещения. Фрезу *3* перемещали по стрелке в направлении, противоположном вращению заготовки *4*. После достижения фрезой конца рабочей длины b_1 в зоне *1* первый цикл 1*n* заканчивается, фреза возвращается в начальное положение в зону *2* и со смещением $\Delta S_м$ начинается второй цикл 2*n*. Число *n* циклов перемещений фрезы составляет, как правило, 4—5 и более, что зависит от режимов резания, качества и геометрии режущего инструмента, жесткости станка и других факторов.

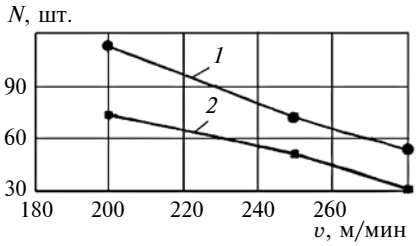


Рис. 8. Число заготовок, обработанных зубофрезерованием при многоцикловом (*1*) и одноцикловом (*2*) способах перемещения червячной фрезы

Исследования показали, что при зубофрезеровании без подачи СОЖ и многоцикловом (рис. 8, линия *1*) способе перемещения ($S_м$ = 9,2 мм) стойкость червячной фрезы между переточками при допустимом износе $h_з \le 0{,}5$ мм по задней поверхности зубьев повысилась в 1,5—1,7 раза по сравнению с одноцикловым способом (линия *2*). После фрезерования без СОЖ точность зубьев по колебанию измерительного межосевого расстояния за оборот колеса составила F_i'' = 0,04÷0,063 мм и на одном зубе — f_i'' = 0,02÷0,036 мм [8].

Для постоянного удаления стружки при зубофрезеровании без подачи СОЖ необходима специальная конструкция станины станка [4], крутых вертикальных стен рабочей зоны для этого недостаточно. Поэтому, кроме потока сжатого воздуха через несколько форсунок, на станке устанавливают дополнительные, чаще шнековые, транспортеры, которые перемещают стружку в магнитный транспортер.

Параметр	Значения параметра при скорости резания, м/мин					
	160	140	120	100	85	70
Предел прочности при растяжении, Н/мм^2	600	700	800	900	1000	1100
Твердость *HB*	174	203	232	261	290	320

Таким образом, исследования позволили определить оптимальные скорости резания (таблица) при зубофрезеровании червячными фрезами из порошковой быстрорежущей стали с износостойким покрытием без подачи СОЖ в зависимости от прочности при растяжении и твердости по Бринеллю обрабатываемой заготовки зубчатого колеса.

Заключение

Применение зубофрезерования методом обката без подачи СОЖ позволило:

снизить на 15÷20 % цеховую себестоимость зубофрезерования одной заготовки за счет исключения установки для удаления масляного тумана и устройства для очистки и охлаждения СОЖ, а также расходов на СОЖ и ее утилизацию;

устранить эмиссию хлора, тяжелых металлов и ароматических углеводородов в окружающую среду при испарении СОЖ;

обеспечить стабильную степень точности 7—8 по ГОСТ 1643—81 и параметр шероховатости Ra = = 1,6÷3,2 мкм поверхности зубьев по ГОСТ 2789—73.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Полохин О. В., Тарапанов А. С., Харламов Г. А.** Нарезание зубчатых профилей инструментами червячного типа: Справочник. М.: Машиностроение, 2007. 236 с.

2. **Калашников А. С.** Тенденции развития зубообработки // Ритм. 2016. № 3. С. 14—18.

3. **Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А.** Анализ методов чистовой обработки зубьев цилиндрических колес, применяемых в промышленности // Справочник. Инженерный журнал. 2010. № 4. С. 21—27.

4. **Johannes Abler, Klaus Felten, Claus Kobialka.** Verzahntechnik. Informationen fur die Praxis. 2003. Druckerei Diet, 87474 Buchenberg. P. 220.

5. **Локтев Д. А.** Инструментальные материалы современных червячных фрез // Металлообработка. 2007. № 6. С. 16—24.

6. **Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А.** Повышение эффективности изготовления колес цилиндрических зубчатых передач // Автомобильная промышленность. 2010. № 11. С. 26—28.

7. **Микрообработка** поверхностных рельефов с применением физико-химических методов воздействия на материал / Ю. П. Астахов, С. А. Кочергин, Ю. А. Моргунов и др. // Наукоемкие технологии в машиностроении. 2012. № 7. С. 33—38.

8. **Калашников А. С., Моргунов Ю. А., Калашников П. А.** Современные методы зубошлифования цилиндрических колес // Справочник. Инженерный журнал. 2010. № 5. С. 28—31.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

УДК 621.793.79.015

М. А. ТАМАРКИН, д-р техн. наук, А. С. ШВЕДОВА, Э. Э. ТИЩЕНКО, кандидаты техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону), e-mail: kazimirovas@mail.ru.

Методика проектирования технологических процессов обработки деталей динамическими методами поверхностного пластического деформирования

Приведены уточненные зависимости для определения параметров качества поверхностного слоя, влияющих на эксплуатационные свойства деталей. Зависимости можно использовать при проектировании высокоэффективных технологических процессов обработки динамическими методами поверхностного пластического деформирования (ППД). Предложена методика оптимизации процессов по критерию максимального предела сопротивления усталости.

Ключевые слова: динамические методы ППД, глубина упрочненного слоя, степень деформации, оптимизация технологического процесса.

The refined dependences for determination of the quality parameters of the surface layer that affect the operational properties of the parts are given. The dependencies can be used at the design of highly effective technological processing by dynamic methods of surface plastic deformation (SPD). The methodic for optimization of the processes by the criterion of the maximum limit of fatigue resistance is proposed.

Keywords: dynamic SPD methods, depth of the strengthened layer, deformation rate, technological process optimization.

В современном производстве одной из основных проблем является выпуск конкурентоспособных изделий, что ставит перед научными школами ряд задач, решение которых связано с разработкой и внедрением новых эффективных методов обработки и современного оборудования, обеспечивающих высокие производительность и качество изделия. Установлено, что на долговечность деталей непосредственное влияние оказывают качественные характеристики поверхностного слоя, которые позволяют повысить эксплуатационные свойства деталей — износостойкость, контактную жесткость, коррозионную устойчивость и усталостную долговечность [1].

Эксплуатационные свойства изделий формируются на всех этапах изготовления, особенно на этапе финишной обработки [2]. Наиболее перспективным методом повышения эксплуатационных свойств деталей на финишных этапах обработки является поверхностное пластическое деформирование (ППД). Применение разных методов ППД позволяет изменять такие характеристики поверхностного слоя деталей, как структура, микротвердость (H), знак и глубина (h) залегания остаточных напряжений (ОН), шероховатость (Ra), глубина ($h_п$) упрочненного слоя, степень деформации ε.

По характеру прилагаемой нагрузки согласно ГОСТ 18296—72 методы ППД разделяют на статические и динамические. При статических методах ППД деформирующий инструмент или рабочие среды воздействуют на обрабатываемую поверхность детали с постоянным усилием P, при этом происходит плавное перемещение инструмента и, соответственно, очага деформации под ним по всей поверхности. При динамических методах ППД рабочие среды, как правило, стальные полированные шарики, воздействуют на поверхность детали многократными ударами. При этом в каждом цикле сила P_1 удара изменяется от минимального до максимального значения, а обрабатывать можно или всю поверхность детали, или отдельные участки при местном упрочнении, перемещая последовательно зону воздействия по поверхности детали [3].

Отметим, что обработка методами ППД тонкого поверхностного слоя по сравнению с другими финишными методами обработки имеет ряд преимуществ [3—5]:

создаются сжимающие ОН, отсутствуют концентраторы напряжений;

отсутствуют термические дефекты;

образуется мелкозернистая структура, сохраняется целостность волокон металла;

обеспечивается стабильное качество поверхности;

при сохранении исходной формы заготовки достигаются минимальные высотные параметры шероховатости обработанной поверхности детали;

обеспечивается большая опорная площадь на уровне вершин микронеровностей, образуются регулярные микрорельефы с требуемыми площадью и топографией углублений для удержания смазочного материала;

обеспечиваются большие деформация и глубина упрочнения слоя, при этом граница между упрочненной и не упрочненной зонами имеет плавный переход;

повышается плотность дислокаций.

Динамические методы ППД в отличие от статических способов позволяют энергетически более выгодно воздействовать на материал детали, обрабатывать фасонные поверхности с требуемыми точностью и качеством поверхностного слоя при высокой производительности.

Наиболее распространенными методами, обеспечивающими перечисленные преимущества и позволяющими обрабатывать фасонные детали, являются: вибрационная отделочно-упрочняющая обработка (ВиОУО); центробежно-ротационная отделочно-упрочняющая обработка (ЦРОУО); обработка шарико-стержневым упрочнителем (ШСУ). Результаты многолетних экспериментальных исследований показали, что методы ВиОУО, ЦРОУО и ШСУ позволяют обеспечить высокое качество поверхностных слоев обрабатываемых деталей [6].

Как отмечалось, основная задача технологов — изготовление конкурентоспособных изделий с требуемыми качественными характеристиками, способных длительно функционировать без текущего и капитального ремонтов.

При проектировании технологии отделочно-упрочняющей обработки одной из основных задач является аналитический расчет ожидаемой степени деформации, глубины упрочненного слоя и шероховатости поверхности. Эффективность обработки, т. е. требуемая усталостная прочность деталей, определяется комплексом физических факторов и в первую очередь величиной и знаком ОН в детали после ППД, степенью деформации поверхностного слоя и глубиной упрочнения, для управления которыми необходимо обеспечить рациональное сочетание технологических параметров обработки. Расчет глубины упрочненного слоя и степени упрочнения в зависимости от технологических параметров процесса обработки представляет сложную задачу. Технологические зависимости, представленные в известных работах, получены с учетом многочисленных допущений. Основополагающие исследования проведены И. В. Кудрявцевым, М. С. Дроздом, М. М. Матлиным и Ю. И. Сидякиным.

Одна из первых попыток расчетного определения глубины упрочненного слоя представлена в работе [7]:

$$h_{\text{п}} = \sqrt{P/2\sigma_{\text{т}}}, \qquad (1)$$

где P — контактная нагрузка; $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести материала детали.

При моделировании взаимодействия сферического индентора с плоской поверхностью получена обобщающая зависимость. Данная модель описывает влияние размеров площади контакта индентора с плоскостью на глубину $h_{\text{п}}$ упрочненного слоя [7]:

$$h_{\text{п}} = \sqrt{\frac{P}{2\sigma_{\text{т}}} - 0{,}5\left(\frac{d}{2}\right)^2}, \qquad (2)$$

где d — диаметр отпечатка сферического индентора.

В работе [8] получена уточненная и пригодная для прогнозирования результатов обработки зависимость, учитывающая форму пятна контакта сферического индентора с плоскостью, которая в большинстве случаев является эллиптической:

$$h_{\text{п}} = K\sqrt{\frac{P}{2\sigma_{\text{т}}} - 1{,}42ab}, \qquad (3)$$

где K — коэффициент, учитывающий влияние формы пятна контакта; a и b — полуоси эллипса пятна контакта.

Для применения зависимостей (1)—(3) необходимо знать контактную нагрузку и усилие соударения. Однако в некоторых случаях, особенно при динамических методах обработки, определить эти величины достаточно трудно. Поэтому величину $h_{\text{п}}$ желательно определять через параметры, которые легко рассчитать или получить опытным путем. При выводе теоретических зависимостей для определения глубины упрочненного слоя и степени деформации авторы учитывали условие пластичности Генки — Мизеса, при котором $\sigma_i = \sigma_{\text{т}}$, где σ_i — интенсивность напряжений.

В работе [7] выражение (3) преобразовано к виду:

$$h_{\text{п}} = 2{,}5K\sqrt{D_{\text{ш}}h_{\max}}, \qquad (4)$$

где $D_{\text{ш}}$ — диаметр шарика; $h_{\max}$ — максимальная глубина внедрения шарика.

Также в работе [7] для определения коэффициента K приведена зависимость:

$$K = 1 - \frac{1}{2}\left(1 - \frac{b}{a}\right)^4. \qquad (5)$$

Учитывая зависимости (4) и (5), для обработок ЦРОУО и ВиОУО можно записать:

$$h_{\text{п}} = 3{,}8R_{\text{ш}}\left[1-\frac{1}{2}\left(1-\frac{b}{a}\right)^4\right]\sqrt{V_{\text{эф}}\sin\alpha}\,\sqrt[4]{\frac{\rho_{\text{ш}}}{k_{\text{с}}c\sigma_{\text{т}}}}, \quad (6)$$

где $R_{\text{ш}}$ — радиус шарика; $V_{\text{эф}}$ — эффективная скорость шарика; α — угол соударения индентора с поверхностью детали; $\rho_{\text{ш}}$ — плотность материала шарика; $k_{\text{с}}$ — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности детали на площадь фактического контакта; c — коэффициент несущей способности контактной поверхности.

В отличие от обработок ВиОУО и ЦРОУО на формирование качественных характеристик поверхностного слоя при ШСУ необходимо учитывать следующие параметры: энергию единичного удара ударника пневмомолотка; число стержней в насадке; диаметр заточки стержня; возможную потерю энергии при прохождении ударного импульса через шарики.

Расчет параметров пластического отпечатка на поверхности детали от удара сферического индентора (стержня) подробно описан в работе [9], в которой диаметр отпечатка определяется по формуле

$$d = \left(\frac{D_{\text{ин}}E_{\text{ин}}}{0{,}1HD}\right)^{1/4}. \quad (7)$$

Здесь $D_{\text{ин}}$ — диаметр заточки стержня (индентора) ШСУ; HD — динамическая твердость материала детали; $E_{\text{ин}}$ — энергия удара индентора, определяемая по формуле

$$E_{\text{ин}} = \frac{E_{\text{у}}}{N}\eta, \quad (8)$$

где $E_{\text{у}}$ — энергия единичного удара ударника пневмомолотка; N — число стержней в насадке; η — КПД устройства, зависящий от потерь энергии.

На практике довольно часто используют перерасчет одних чисел твердости в другие, который проводят исключительно на основании эмпирических зависимостей, не полностью описывающих внутренние связи между числами твердости. В работе [8] для перевода твердости HB по Бринеллю в динамическую твердость HD предлагается одна из наиболее часто используемых зависимостей:

$$HB = 0{,}2HD^{0{,}89}. \quad (9)$$

Максимальную глубину внедрения индентора при ШСУ можно определить по зависимости, предложенной в работе [10]:

$$h_{\max} = \frac{1}{4}\sqrt{\frac{E_{\text{у}}\eta}{0{,}1N\cdot HD\cdot D_{\text{ин}}}}. \quad (10)$$

С учетом формул (3), (4), (8) и (10) глубину упрочненного слоя при ШСУ можно определить по зависимости (в этом случае полуоси отпечатка равны, т. е. $a = b$):

$$h_{\text{п}} = 1{,}68\sqrt[4]{\frac{E_{\text{у}}\eta D_{\text{ин}}}{N\cdot HB^{1{,}12}\cdot 10^6}}. \quad (11)$$

Для определения степени деформации используем зависимость, полученную в работе [9]:

$$\varepsilon = d/D, \quad (12)$$

где D — диаметр вдавливаемой сферы.

Тогда с учетом результатов работы [9] получим:

$$d = (DE_{\text{у}}/0{,}1HD)^{1/4}. \quad (13)$$

Для динамических методов ППД с использованием металлических шариков энергию удара определим по формуле

$$E_{\text{у}} = m_{\text{ш}}V_{\text{эф}}^2/2, \quad (14)$$

где $m_{\text{ш}}$ — масса индентора.

С учетом формул (12) и (13) после преобразований определим степень деформации при ППД шариками по формуле

$$\varepsilon = 0{,}8\sqrt{V_{\text{эф}}}\sqrt[4]{\frac{\rho_{\text{ш}}}{HB^{1{,}12}\cdot 10^6}}. \quad (15)$$

Степень деформации при ШСУ с учетом равенств (7)—(9) определим по формуле

$$\varepsilon = 0{,}67\sqrt[4]{\frac{E_{\text{у}}\eta}{N\cdot HB^{1{,}12}R_{\text{ин}}^3\cdot 10^6}}, \quad (16)$$

где $R_{\text{ин}}$ — радиус заточки индентора.

При обработке динамическими методами ППД, кроме упрочнения, изменяется шероховатость поверхности детали — от исходного значения до величины, определяемой режимами обработки, характеристиками оборудования и инструмента, которая сохраняется в дальнейшем и называется установившейся. Параметры такой шероховатости формируются при случайном пересечении профилей отпечатков инструмента на поверхности детали. В результате многочисленных теоретических и экспериментальных исследований были получены зависимости для определения установившейся шероховатости:

при ВиОУО [11]

$$Ra_{\text{уст}} = 0{,}0022\sqrt{h_{\max}abl_{\text{ед}}/R^2}; \quad (17)$$

при ЦРОУО [12]

$$Ra_{уст} = 0{,}006k_з\sqrt{h_{max}abl_{ед}/R^2}, \qquad (18)$$

где $l_{ед}$ — значение единичной длины, применяемое для сохранения размерности; $k_з$ — коэффициент загрузки рабочей камеры.

В работе [10] получена зависимость для определения параметра $Ra_{уст}$ при ШСУ:

$$Ra_{уст} = \frac{0{,}095}{D_{ст}}\sqrt{\frac{E_у \eta l_{ед}}{N \cdot HD \cdot K_{сф}}}, \qquad (19)$$

где $D_{ст}$ — диаметр стержня; $K_{сф}$ — коэффициент, учитывающий влияние радиуса заточки индентора.

Установлено также, что сформированные при обработке динамическими методами ППД в поверхностном слое ОН значительно влияют на эксплуатационные свойства деталей при знакопеременных нагрузках, в основном это их величина, знак и характер распределения по глубине поверхностного слоя.

В настоящее время существует много широко используемых методик экспериментального определения ОН, в большинстве своем основанных на послойном удалении поверхностного слоя материала и измерении остаточных деформаций с последующим расчетом величины ОН. Многие из таких методик достаточно трудоемки и не дают оперативной оценки распределения ОН в поверхностном слое обрабатываемых деталей.

С учетом изложенного одним из перспективных направлений прогнозирования знака и глубины ОН в поверхностном слое является разработка расчетного аппарата, позволяющего сократить число трудоемких экспериментальных исследований. Для определения ОН провели моделирование НДС очага деформации методом конечных элементов (МКЭ) с получением эпюры полей напряжений, что позволило значительно уменьшить трудоемкость расчета величины и глубины ОН при упрочняющей обработке. Результаты моделирования приведены в данной статье. Для проверки адекватности теоретических зависимостей провели комплексные экспериментальные исследования динамических методов ППД.

Результаты сравнения экспериментальных и теоретических исследований изменений глубины упрочненного слоя детали в зависимости от диаметра шарика, угловой скорости дна рабочей камеры и материала образцов при ЦРОУО приведены на рис. 1—3, на которых сплошная линия — теоретическая кривая, точки — экспериментальные данные, полученные с доверительными интервалами 95 %.

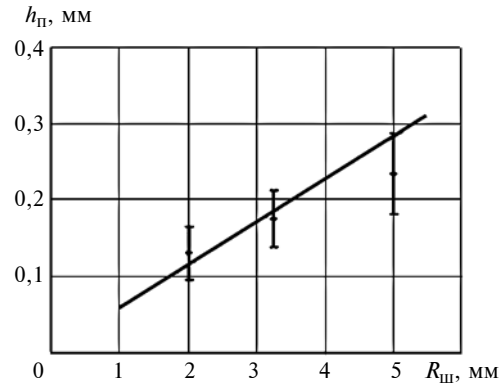


Рис. 1. Зависимость глубины $h_п$ упрочнения от радиуса $R_ш$ шарика при обработке сплава Д16, ω = 10 Гц, $σ_т$ = 240 МПа

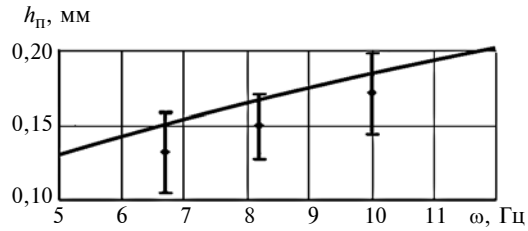


Рис. 2. Зависимость глубины $h_п$ упрочнения от угловой скорости ω дна рабочей камеры при обработке сплава Д16, R = 3,25 мм, $σ_т$ = 240 МПа

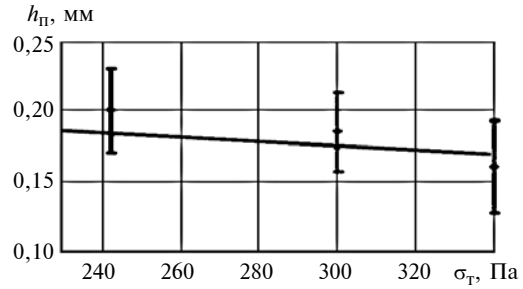


Рис. 3. Зависимость глубины $h_п$ упрочнения от предела $σ_т$ текучести материала при обработке стали 45, R = 3,25 мм; ω = 10 Гц

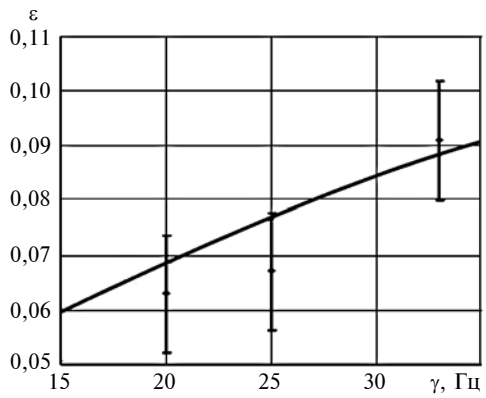


Рис. 4. Зависимость ε степени деформации поверхностного слоя от частоты γ колебаний рабочей камеры при обработке стали 45, A = 1 мм; R = 4 мм; HB = 1190 МПа

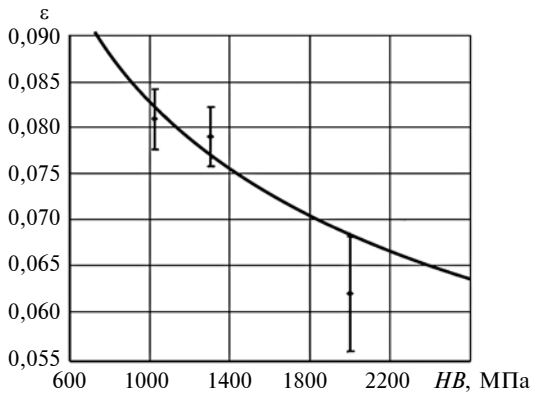


Рис. 5. Зависимость степени ε деформации поверхностного слоя от твердости *HB* материала при *A* = 1 мм; ω = 20 Гц

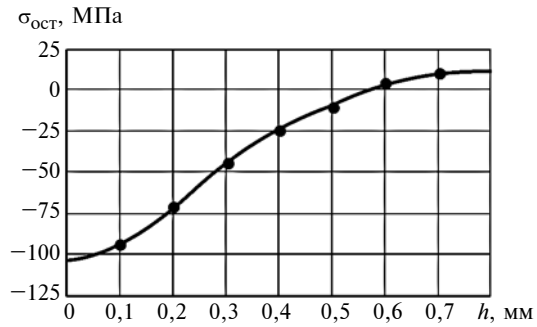


Рис. 6. Распределение $\sigma_{ост}$ по глубине *h* поверхностного слоя образцов из сплава Д16 после ЦРОУО при *R* = 2,5 мм и ω = 10 Гц

Результаты сравнения теоретических и экспериментальных исследований изменения степени деформации в зависимости от частоты колебаний рабочей камеры и материала образцов при ВиОУО приведены на рис. 4 и 5, на которых сплошная линия — теоретическая кривая, точки — экспериментальные данные, полученные с доверительными интервалами 95 %.

Как было сказано, ОН в поверхностном слое влияют на эксплуатационные свойства деталей, поэтому при проектировании технологических процессов наряду с показателями качества поверхностного слоя важно прогнозировать величину, глубину и знак ОН. Результаты экспериментальных исследований ОН в поверхностном слое обработанных деталей из алюминиевого сплава Д16 при ЦРОУО и ШСУ приведены на рис. 6 и 7, где линия — аппроксимирующая кривая, точки — экспериментальные данные.

Величину и знак ОН определяли с помощью прибора АСКОН-3-КАИ (автоматизированный стенд контроля остаточных напряжений), который относится к механическим средствам определения ОН. Основной принцип метода — последовательное удаление поверхностных слоев с ОН подготовленного образца (метод Давиденкова), равнозначен приложению напряжений с обратным знаком на вновь образовавшихся поверхностях оставшейся части образца. Остаточные напряжения при постепенном удалении поверхностного слоя образца определяются по известной совокупности деформаций его оставшейся части.

В связи с тем что экспериментальное определение ОН требует значительных временных и материальных затрат, дополнительно провели компьютерное моделирование их распределения в поверхностном слое с помощью конечно-элементного пакета. При моделировании однократного и многократного взаимодействий индентора с поверхностью детали получили зависимости распределения радиальных ОН от технологических параметров (рис. 8). Видно, что в поверхностном слое напряжения являются сжимающими и составляют 140÷180 МПа, максимальные напряжения формируются на глубине ≈0,2 мм [13]. Для более детального анализа распределения ОН в поверхностном слое при компьютерном моделировании получили

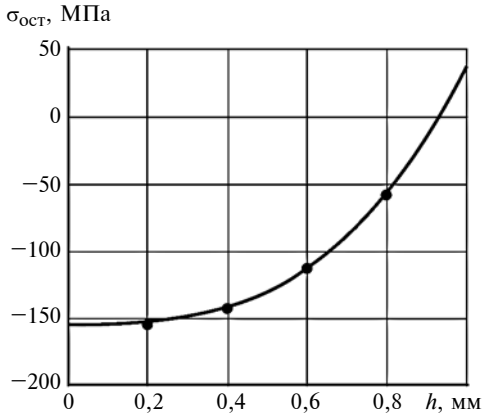


Рис. 7. Распределение $\sigma_{ост}$ по глубине *h* поверхностного слоя образцов из сплава Д16 после ШСУ при *R* = 4 мм и натяге 1,5 мм

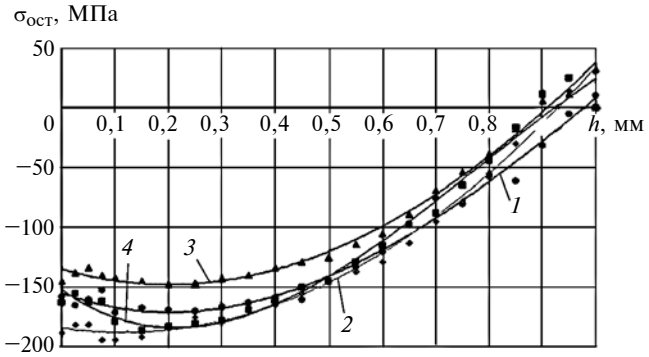


Рис. 8. Распределение $\sigma_{ост}$ по глубине *h* поверхностного слоя:
1 — $R_{ин}$ = 4 мм, натяг 1,5; *2* — $R_{ин}$ = 4 мм, натяг 4,5; *3* — $R_{ин}$ = 8 мм, натяг 1,5; *4* — $R_{ин}$ = = 8 мм, натяг 4,5 мм

эпюры полей напряжений в детали из сплава Д16 (рис. 9, см. обложку), на которых видно, что число ударов мало влияет на глубину ОН, но увеличивается площадь их распространения.

Сравнение результатов экспериментальных исследований ОН в поверхностном слое детали и компьютерного моделирования показало незначительное (≈5 %) их расхождение. Исследования показали, что прогнозирование НДС поверхностного слоя деталей, обработанных динамическими методами ППД, МКЭ дает достаточно точный результат и позволяет значительно сократить время и затраты на определение ОН в поверхностном слое.

На основании результатов теоретических и экспериментальных исследований разработана методика проектирования технологических процессов обработки динамическими методами ППД. Для расчета использовали представленные в данной статье математические зависимости. Лучшее из множества проектных решений искали на базе комплекса теоретических моделей процесса.

В большинстве известных работ по проектированию технологических процессов динамических методов обработки ППД в качестве критерия оптимизации используется его максимальная производительность. Однако результаты теоретических исследований позволяют использовать в качестве критерия оптимизации повышение эксплуатационных свойств. В связи с этим для оптимизации обработки динамическими методами ППД в качестве целевой функции выбрана разница τ между интенсивностью деформации и предельной равномерной деформацией, т. е. из множества проектных решений нужно выделить решение, обеспечивающее при определенном сочетании технологических факторов минимальное значение τ.

В качестве данных, необходимых для начала расчета, используются параметры определенного вида обработки ППД. Исходными данными являются значения: заданных глубины упрочненного слоя и степени деформации; исходной и заданной шероховатости поверхности; характеристики материала детали; диапазон радиусов используемых инденторов; режимы обработки. В качестве ограничительной функции, в зависимости от решаемых технологических задач, используют заданную глубину упрочненного слоя, степень деформации или шероховатость поверхности. При переборе и анализе вариантов принимают во внимание лишь подмножество проектных решений, удовлетворяющих заданным техническим условиям.

После установления заданных значений параметров качества поверхностного слоя осуществляют перебор и анализ показателей интенсивности деформации ε_i, удовлетворяющих условиям $|\varepsilon_i - \varepsilon_p| \le \tau''$, а затем выбирают вариант технологического процесса, при котором $|\varepsilon_i - \varepsilon_p| = \min$. После расчетов фиксируют параметры: заданную глубину упрочненного слоя, степень деформации, шероховатость поверхностного слоя, показатели интенсивности деформации и предельной равномерной деформации, параметры обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Rajendran R., Nagar C.-V. Raman.** Strain hardening exponents and strength coefficients for aeroengine isotopic metallic materials — a reverse engineering approach // Gas Turbine Research Establishment. 2014. N. 2. P. 1—2.
2. **Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Lebedenko V. G.** Surface-layer quality in shot treatment // Russian Engineering Research. 2010. V. 30. N. 2. P. 144—148.
3. **Одинцов Л. Г.** Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. М.: Машиностроение, 1987. 327 с.
4. **Горохов В. А.** Обработка деталей пластическим деформированием. Киев: Техника, 1978. 192 с.
5. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
6. **Лебедев В. А.** Энергетические аспекты упрочнения деталей динамическими методами поверхностного пластического деформирования. Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 2007. 245 с.
7. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
8. **Сидякин Ю. И.** Разработка методов расчета упругопластических контактных деформаций в процессах упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. М.: ВНИИМАШ, 2002. 34 с.
9. **Кудрявцев И. В.** Основы выбора режима упрочняющего поверхностного наклепа ударным способом // Повышение долговечности деталей машин методами поверхностного наклепа. М.: ЦНИИТМАШ, 1965. Вып. 108. С. 6—34.
10. **Щерба Л. М.** Проектирование технологических процессов виброударной отделочной обработки шарикостержневым упрочнителем с учетом снижения шума в рабочей зоне: Дис. ... канд. техн. наук. Ростов н/Д: ДГТУ, 2003. 164 с.
11. **Сухов М. В.** Оптимизация технологических параметров вибрационной отделочно-упрочняющей обработки: Дис. ... канд. техн. наук. Ростов н/Д: ДГТУ, 2014. 165 с.
12. **Тищенко Э. Э.** Повышение эффективности отделочно-упрочняющей центробежно-ротационной обработки: Дис. ... канд. техн. наук. Ростов н/Д: ДГТУ, 2004. 151 с.
13. **Шведова А. С., Шенштейн В. Ю.** Моделирование напряженно-деформированного состояния поверхностного слоя при динамических методах поверхностного пластического деформирования // Сб. науч. тр. XI Междунар. науч.-практ. конф. "Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации". Курск: Изд-во Юго-западного ТУ, 2014. С. 102—105.

УДК 338.2

А. И. СУХОРУКОВ, д-р техн. наук, С. Ю. ЕРОШКИН, Г. Ю. КАЛЛАУР, кандидаты экономических наук, Л. М. ПАПИКЯН (Российский экономический университет им. Г. В. Плеханова), e-mail: Eroshkin.SY@rea

Технологии информационного моделирования всех этапов жизненного цикла технического объекта

Представлен анализ опыта внедрения PLM-решений в машиностроении. Обоснована актуальность перехода отечественных компаний на технологии информационного моделирования жизненного цикла объекта. Рассмотрены основные тенденции развития концепции PLM в сопоставлении с BIM-технологиями в инвестиционно-строительных проектах.

Ключевые слова: информационное моделирование, инвестиционный проект, жизненный цикл, эффективность.

The analysis of adoption experience of PLM-solutions in mechanical engineering is presented. The topicality of the transition of domestic companies to the technologies of information modeling of an object life cycle is substantiated. The main trends of PLM concept development in comparison with BIM-technologies in investment-construction projects are considered.

Keywords: information modeling, investment project, life cycle, effectiveness.

В последние годы в машиностроении широко применяются технологии информационного моделирования на всех этапах жизненных циклов машин и механизмов. Понятие "информационное моделирование" (Building Information Modeling — BIM) впервые было использовано в 1975 г. при проектировании зданий, его появление связано с развитием теорий архитектурных и машиностроительных САПР. Первым практическим применением BIM-технологии можно считать систему RUCAPS, которую использовали при реконструкции терминала-3 лондонского аэропорта Хитроу в середине 80-х годов. Активно ее начали применять с 2002 г. как основу программного обеспечения в архитектурных проектах, что обусловило развитие национальных нормативных документов, регламентировавших информационное моделирование, а в дальнейшем, и международные стандарты [1, 2].

С 1985 г. в США создается глобальная автоматизированная система цифрового описания этапов проектирования, производства, эксплуатации и утилизации продуктов военного назначения, т. е. технология информационной поддержки жизненного цикла изделия (Continuous Acquisition and Lifecycle Support — CALS). В 1998 г. машиностроительной компанией Dassault Systemes это понятие было сформулировано как технология управления объектом на всех этапах жизненного цикла (Product Lifecycle Management — PLM). Последнее время все активнее PLM-технологии применяют при проектировании машин, судов, оборудования нефтегазовой отрасли, в авиа- и ракетостроении.

PLM-технологии позволяют значительно сократить проектные работы и повысить их качество, снизить риски при принятии решений и погрешности в расчетах смет, что значительно экономит материальные средства. Кроме того, повышается ответственность обслуживающих структур при эксплуатации объекта. Таким образом, предприятия, использующие PLM-технологии, получают значительные конкурентные преимущества и повышают профессиональную компетентность [3, 4].

Установлено, что эффективность данных технологий зависит от уровня их внедрения. Это подтверждают данные, например, приведенные в отчете McGraw Hill Construction Report за 2014 г. [5] об инвестициях, доходах и уровнях внедрения PLM-технологий на предприятиях компании.

3D-модель начинают формировать уже с технико-экономического обоснования объекта, далее усложняют и совершенствуют при проектировании, изготовлении образца и его испытаниях. При отработке и испытаниях технических устройств также все чаще применяют 3D-моделирование, что снижает расходы на натурные испытания и устранение ошибок при реализации проекта. При этом повышается управляемость проекта. PLM-модель позволяет оптимизировать последовательность выполняемых в рамках проекта работ и перераспределение ресурсов, минимизируя простои оборудования. Моделирование используют и при разработке режимов эксплуатации объекта, что снижает затраты на содержание технического устройства.

В России принят и реализуется план поэтапного внедрения технологий информационного моделирования в промышленном и гражданском строительстве, а также смежных отраслях. В связи с этим важным становится разработка стандартов PLM для разных отраслей промышленности. Препятствием к комплексному внедрению PLM-технологий является несовершенство нормативно-технической базы. Отсутствие единой нормативной базы становится причиной применения предприятиями программного обеспечения частных фирм, например, Autodesk, Ascon, Bentley [6]. Однако это противоречит одному из принципов PLM — независимости форматов данных. На российском рынке большая часть проектов выполняется с помощью отечественных программных продуктов. Использование продуктов зарубежных фирм ведет к автоматическому принятию их форматов данных, что не приемлемо при концепции импортозамещения.

Сегодня PLM — широко применяемая технология на предприятиях аэрокосмической, машиностроительной, оборонной, энергетических отраслей.

Концепция PLM предполагает создание единой информационной базы, описывающей три основных компонента: продукт, процессы, ресурсы, и их взаимосвязи, создавая единую модель, обеспечивающую возможность оптимизации всей системы.

Информационное моделирование (BIM) отражает и уточняет концепцию PLM в архитектурно-строительном проектировании. Поэтому по аналогии с PLM появился термин "управление жизненным циклом здания" (Building Lifecycle Management — BLM).

Сложнейшей задачей при информационном моделировании объекта является выработка методических и технологических основ преобразования проектной модели (САПР-модели) в эксплуатационную модель (ГИС-модель). При этом возникает ряд подзадач: преобразование плоского координатного пространства этапа проектирования в глобальное координатное пространство этапа эксплуатации; изменение структуры модели (слоев) в связи с разными поддерживающими их программными средствами; настройка средств отображения и совмещение информационной составляющей геопространственной базы данных. Серьезной проблемой является совместимость множества управляющих систем, используемых в проекте. В этом случае необходимо разработать интегральную модель взаимодействия информационных систем разных классов в единой проектной парадигме [6].

В процессе проектирования создаются не только чертежи и описания будущего объекта, а и информационная модель, которая является общим ресурсом знаний для получения информации об объекте, обеспечивая принятие оптимальных решений на всех этапах его жизненного цикла. Данная технология позволяет перейти к практике оптимизации проектных решений, исходя из имеющихся финансовых средств для производства, эксплуатации и утилизации объекта.

Все это положено в основу методологии оценки жизненного цикла объекта (ЖЦО), получившей широкое распространение, согласно которой под моделирование подпадают все расходы на проект от концепции до утилизации объекта и предполагаемые доходы в течение его жизненного цикла [7]. С одной стороны, применение данной методологии может быть не вполне оправданным в силу долговечности многих машиностроительных объектов и высокого уровня неопределенности. Однако при правильном сочетании моментов проведения оценки и уровня ее детализации можно получить обоснованные результаты. По мере последовательного прохождения этапов жизненного цикла уровень детализации будет возрастать. Так, если оценка выполняется на момент разработки идеи проекта для принятия стратегического решения относительно проекта, то применяемая модель оценки будет максимально укрупненной, а значит, будет иметь минимальную стоимость. Если оценка проводится на этапе проектирования или производства, то уровень детализации и стоимость применяемой модели выше.

Однако практика показала, чем раньше проводится оценка жизненного цикла объекта, тем эффективнее ее проведение ввиду получения бóльших доходов от объекта. Данная зависимость стоимости от времени называется эффектом фильтрации.

При оценке жизненного цикла объекта во время внедрения BLM возникает два вопроса: В какой момент проводить оценку? Каким должен быть горизонт расчета?

В зарубежных публикациях рекомендуется проводить оценку при стратегическом принятии решения о необходимости реализации проекта (укрупненная оценка) и при утверждении окончательной версии проекта и объемов финансирования [7]. Обоснованным горизонтом расчета считается срок до 20 лет, если только не имеются какие-то исключительные причины. Для России можно ориентироваться на средний срок экономического функционирования объектов аналогов, или нормированный срок существования создаваемого объекта.

Заметим, что повышение качества проекта (в данном случае информационной модели объекта, создаваемого с применением BLM-технологий) повышает затраты на его внедрение и снижает эксплуатационные расходы. Можно оценить общие затраты, связанные с внедрением технологий информационного моделирования, на всех этапах

жизненного цикла объекта для их обоснования и сопоставления с ожидаемыми доходами от их применения.

Стоимость жизненного цикла технологии BLM включает в себя все затраты по внедрению (ее стоимость, сопутствующие единовременные расходы, эксплуатационные затраты).

При внедрении информационного моделирования должны учитываться и дополнительные затраты для смежных отраслей. Кроме того, следует также учитывать экологические, социальные и качественные изменения, связанные с ее внедрением.

В работе [1] предлагается инвестиции в BIM оценивать тремя составляющими:

затраты на реинжиниринг процессов на предприятии, взаимодействия персонала и управления процессами;

затраты на создание новой организационной структуры с новым персоналом, обладающим новыми компетенциями, и изменения компетенций имеющегося персонала (тренинги, обучение);

затраты на материально-техническое обеспечение (в том числе на программное обеспечение).

Для инвестора эти затраты опосредованно выражены в стоимости BLM, т. е. в единовременных расходах на ранних этапах проекта, которые в сравнении с традиционным проектированием существенно увеличивают инвестиции. Эти затраты в совокупности с затратами на этапах производства и эксплуатации составляют стоимость жизненного цикла BLM.

Если все эффекты (экономические и неэкономические) от внедрения BLM представить в материальных затратах и сопоставить их с затратами, то можно оценить экономическую эффективность от применения информационного моделирования. Для этого можно использовать традиционный показатель эффективности инвестиционных проектов в виде чистого дисконтированного дохода:

$$NPV = \sum_{i=0}^{n} CF_{iLC}(1 + i)^n,$$

где NPV — чистый дисконтированный доход; CF_{iLC} — суммарный денежный поток за i-й этап жизненного цикла объекта; i — ставка дисконта за этот этап; n — число этапов.

Следовательно, суммарный денежный поток можно отобразить выражением

$$CF_{iLC} = I_{iLC} - C_{iLC} = \\ = (I_{\text{эк } iLC} + I_{\text{неэк } iLC}) - C_{iLC}.$$

Здесь CF_{iLC} — суммарный денежный поток за период i-го этапа жизненного цикла объекта; I_{iLC} — суммарный денежный приток за период i-го этапа жизненного цикла объекта; $I_{\text{эк } iLC}$ — денежный приток от экономических эффектов при внедрении BIM за i-й этап (прединвестиционный, инвестиционный или эксплуатационный этапы); $I_{\text{неэк } iLC}$ — монетизированные неэкономические эффекты от внедрения BIM за i-й этап (прединвестиционный, инвестиционный или эксплуатационный этапы ИСП); C_{iLC} — суммарный денежный отток за i-й этап жизненного цикла объекта, к которым можно отнести затраты: на реинжиниринг процессов, на новые организационные структуры и персонал, на материально-техническое и программное обеспечение, на обслуживание BIM-модели во время проектирования, строительства, эксплуатации, ликвидации объекта.

Для оценки неэкономических эффектов можно применять методы: выявления предпочтений, условной оценки, подстановки (переноса выгод), альтернативных издержек, которые используют для оценки готовности потребителя платить. Если эффекты на этапах строительства, эксплуатации и ликвидации объекта затруднительно выразить в денежном выражении, для обоснования внедрения BLM можно применять анализ множественных критериев, которые определяются экспертами с учетом специфики проекта.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бачурина С. С., Голосова Т. С.** Инвестиционная составляющая в проектах внедрения BIM-технологий // Вестник МГСУ. 2016. № 2. С. 126—134.

2. **Особенности** управления российскими инвестиционно-строительными проектами / В. И. Ресин, С. С. Бачурина, Н. Д. Корягин и др. // Мир новой экономики. 2016. № 4. С. 115—126.

3. **Скворцов А. В.** BIM для дорожной отрасли: что-то новое или мы этим уже занимаемся? // САПР и ГИС автомобильных дорог. 2014. № 1 (2). С. 8—11.

4. **Талапов В. В.** Основы BIM. Введение в информационное моделирование зданий. М.: ДМК Пресс, 2011. 392 с.

5. **Талапов В. В.** BIM: что под этим обычно понимают. http://isicad.ru/ru/articles.php?article_num=14078.

6. **The Paradigm** of the Integration of Different Types of Management Information Systems in Investment and Construction Company Implementing the Project Approach / S. Yu. Eroshkin, N. D. Koryagin, D. V. Kovkov an et. Procedia Computer Science. 103: 605—608, doi: 10.1016/j.procs.

7. **Каллаур Г. Ю., Папикян Л. М.** Анализ затрат жизненного цикла в управлении проектами, реализуемыми с применением BIM-технологий // Современные проблемы управления проектами в инвестиционно-строительной сфере и природопользовании: VII Междунар. науч.-практ. конф. "110-летие РЭУ им. Г. В. Плеханова" // Под ред. В. И. Ресина. М.: РЭУ им. Г. В. Плеханова, 2017. С. 313—320.

УДК 621.91

И. В. ЯРОНОВ, А. Г. КОВАЛЕВ (НПО "Искра", г. Пермь), Ю. Л. РЯБИКОВ (АО "Композит", г. Королев), e-mail: yiv720@iskra.perm.ru

Применение аддитивных технологий в ракетно-космической технике

Показаны возможности изготовления деталей из титанового порошка методом селективного лазерного спекания. Подтверждены работоспособность полученных деталей при штатной нагрузке, а также сокращение времени их изготовления и расхода материала.

Ключевые слова: селективное лазерное спекание, работоспособность, расход материала.

The possibilities of manufacturing of parts from titanium powder by the method of selective laser sintering are shown. The working capacity of the obtained parts under operating load, as well as the reduction in the time of their manufacture and the consumption of the material, are confirmed.

Keywords: selective laser sintering, working capacity, material consumption.

Метод селективного лазерного спекания — одна из наиболее перспективных технологий, которая в настоящее время вытесняет современные методы прототипирования и изготовления готовых изделий как из металлов (сталь, титан, алюминий, никель и др.), так и неметаллов (пластмассы, стекло, дерево и др.).

Этапы селективного лазерного спекания: на рабочий стол наносится тонкий слой порошка; луч лазера, повторяя контуры сечения компьютерной модели, спекает порошок; устройство наносит новый слой порошка; процесс повторяется. Процесс проходит в бескислородной среде. Толщину слоя печати при необходимости можно изменять в зависимости от исходного сырья.

В течение 2016 г. НПО "Искра" совместно с ОАО "Композит" проводили работы по изготовлению деталей из титанового порошка и их испытанию. Кронштейн, изготовленный в ОАО "Композит" методом селективного лазерного спекания из гранул титанового порошка, представлен на рис. 1. Прочностные параметры образцов-свидетелей (предел прочности $\sigma_в$, предел текучести $\sigma_т$, относительное удлинение δ), полученных селективным лазерным спеканием, не уступают прочностным параметрам металла того же состава в литом состоянии:

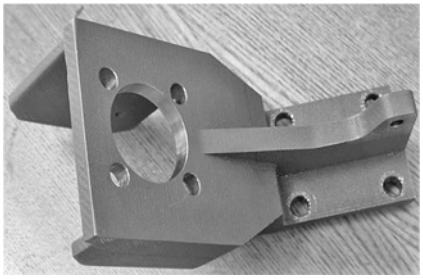


Рис. 1. Кронштейн, изготовленный методом селективного лазерного спекания

	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{0,2}$, МПа	δ, %
Селективное лазерное спекание	1063	1003	7,16
Литой металл	1000÷1100	980	10,0

Для определения возможности изготовления работоспособного кронштейна с применением аддитивных технологий в НПО "Искра" провели следующие работы:

1. Контроль размеров кронштейна на соответствие конструкторской документации.

2. Необходимую механическую обработку изделия для обеспечения присоединительных размеров.

3. Автономные статические испытания кронштейна при расчетных нагрузках, соответствующих эксплуатационным нагрузкам изделия. Разрушений кронштейна не зафиксировано.

4. Металлографический анализ металла детали. Химический состав соответствует требованиям ОСТ1 90013—71 (табл. 1). Дефектов металла в виде несплошностей, расслоений на поверхности среза не обнаружено. Зафиксированы микронеровности поверхности и подповерхностные поры размером до 0,06 мм, соответствующие заявленной шеро-

Таблица 1

Состав материала	Содержание элемента, %						
	Ti	V	Al	Fe	C	Si	N_2
Фактический	Основа	4,30	5,60	0,27	—	—	—
По ОСТ1 90013—71		4,2÷6,0	5,5÷7,0	≤ 0,3	≤ 0,10	≤ 0,15	≤ 0,05

Таблица 2

Операции изготовления	Механическая обработка	Селективное лазерное спекание
Разработка 3D-модели детали	Требуется	Требуется
Разработка чертежа	То же	—
Разработка (отработка) технологии изготовления	—"—	—
Подбор режущего инструмента, оснастки	—"—	—
Подготовка производства (оснастка)	—"—	—
Вид заготовки	Индивидуальные заготовки	Универсальное сырье
Изготовление	Фрезерование, сверление	Электронно-лучевое сплавление
Время изготовления детали, нормо-ч	58,6 Без учета времени на подготовку производства	40 Возможна печать до трех деталей одновременно
Расход материала, кг	14,9	0,7

ховатости Ra = 6,3 мкм (рис. 2). Несплавлений металла в угловых переходах не обнаружено. Микроструктура металла кронштейна имеет однородное пластическое строение.

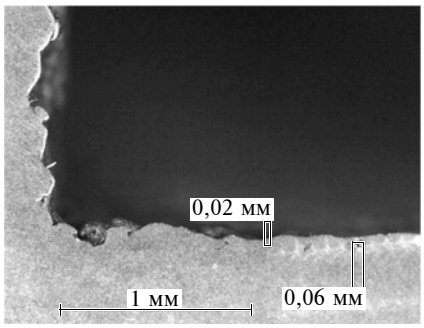


Рис. 2. Рельеф поверхности одного из угловых переходов кронштейна

По результатам совместных работ НПО "Искра" и ОАО "Композит" провели сравнительный анализ методов изготовления детали "кронштейн" (табл. 2). При использовании селективного лазерного спекания в 20 раз сокращается расход материала по сравнению с механической обработкой, время изготовления — на 50 %, исключается ряд подготовительных операций.

Таким образом, аддитивные технологии дают новые подходы к конструированию изделий ракетно-космической техники. Технология селективного лазерного спекания позволяет получать из порошковых материалов детали с однородной структурой, без внутренних дефектов в виде пор и несплавлений, с механическими характеристиками, соответствующими характеристикам металла того же состава в литом состоянии, а также уменьшить массу деталей.