



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

2
2010

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
"Аллerton Пресс" (США)*



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

Адрес редакции:

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

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г.
за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации
по печати

Учредитель: А.И. Савкин

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

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., 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 об-
работки материалов без снятия стружки), Драгунов Ю.Г.,
д-р техн. наук, член-корр. РАН, Древаль А.Е., д-р техн.
наук (председатель секции технологии машиностроения),
Дроздов Ю.Н. д-р техн. наук, акад. РИА и РАК (пред-
седатель секции конструирования и расчета машин),
Кутин А.А., д-р техн. наук, Омельченко И.Н. д-р техн. и
 экон. наук (председатель секции организации и экономики
производства), Пименов А.Ф., д-р техн. наук, Попов Д.Н.,
д-р техн. наук, Рыбин В.В., д-р техн. наук, член-корр. РАН,
Салтыков М.А., д-р техн. наук, Трегубов Г.П., д-р техн.
наук, Цыганкова И.А. (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН		DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES	
Гуреев В. М., Дружинин А. М., Строганов В. А., Гумеров И. Ф., Законов М. А. — Цилиндр ДВС с рабочей поверхностью конической формы	3	Gureev V. M., Druzhinin A. M., Stroganov V. A., Gumerov I. F., Zakonov M. A. — Conical form of the internal-combustion engine's cylinder working face	
Рязанцев В. М., Плясов В. В. — Осевая сила, действующая на винт одновинтового однопоточного высоконапорного погружного насоса	7	Ryazantsev V. M., Plyasov V. V. — Axial force, acting on a rotor of single-rotor single-flow high-pressure submersible pump	
Гончаров А. А. — Численное моделирование кинематических состояний клинового механизма свободного хода в фазе активного нагружения	10	Goncharov A. A. — Modeling of kinetic state of wedge overrunning clutch in the active loading phase	
Попов В. А. — Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей и плавности работы эвольвентной червячной передачи	16	Popov V. A. — Research of steadiness of initial geometry of active surfaces and of work smoothness of the involute worm gearing	
Александров И. К., Несголовор Е. В., Раков В. А. — Тяговый расчет транспортных средств с адаптивным приводным двигателем	18	Aleksandrov I. K., Nesgoverov E. V., Rakov V. A. — Traction calculation of the transportation facilities with adaptive driving motor	
Наджафов А. М., Абдулаев А. И. — Определение критической частоты вращения ведущего вала пакетного редуктора	21	Nadzhafov A. M., Abdullaev A. I. — Evaluation of critical rotation frequency of the batch reducer's drive shaft	
Цвик Л. Б., Храменок М. А., Шапова М. В. — Напряженное состояние и усталостная прочность осесимметричных патрубковых зон сосудов высокого давления	24	Tsvik L. B., Khramenok M. A., Shapova M. V. — A stressed state and fatigue strength of the jet zone of high-pressure vessels	
Полушкин О. О. — Обоснование метода балансировки изделия	29	Polushkin O. O. — A foundation of the item balance method	
Цыбулько А. Е., Бахтин Д. Е., Романенко Е. А. — Оценка конструктивной прочности сварных соединений по обобщенным критериям	32	Tsybul'ko A. E., Bakhtin D. E., Romanenko E. A. — Estimation of the constructive strength of welded joints by the generalized criteria	
Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"			
Безносов А. В., Бокова Т. А., Антоненков М. А., Махов К. А., Дроздов Ю. Н., Пучков В. Н., Макаров В. В. — Виды изнашивания трущихся поверхностей в вы- сокотемпературных свинцовом и свинцово-висмутовом теплоносителях	34	Beznosov A. V., Bokova T. A., Antonenkov M. A., Makarov K. A., Drozdov Yu. N., Puchkov V. N., Makarov V. V. — Types of friction faces wear in the high-temperature lead and lead-bismuthic heat carriers	
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ		MANUFACTURING ENGINEERING	
Петрушин С. И., Проскоков А. В. — Теория несвободного резания материалов. Рас- чет напряженно-деформированного состояния в зоне резания	40	Petrushin S. I., Proskokov A. V. — Constrained cutting theory of the materials. Calculation of the deflected mode in the cutting zone	
Козлов А. А., Дерябин М. Н. — Ультразвуковая обработка жаропрочных материалов с обдувом зоны резания сжатым воздухом	45	Kozlov A. A., Deryabin M. N. — Ultrasonic machining of high-temperature materials with air-cooling of cutting zone by the compressed air	
Агадов С. И., Ткаченко И. Г. — Определение оптимальных амплитуды и направле- ния ультразвуковых колебаний при зубодолблении мелкомодульных зубчатых колес	48	Agapov S. I., Tkachenko I. G. — Determination of an optimal amplitude and direction of ultrasonic oscillations at the gear shaping of fine-module gear wheels	
Исмаилов Н. Ш. — Особенности образования и устранения пригара на отливках при использовании местных формовочных материалов	51	Ismailov N. Sh. — Features of a burnt-on forming and removal on the casts at use of local molding materials	
Обработка материалов без снятия стружки			
Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Лебеденко В. Г. — Исследование параметров ка- чества поверхностного слоя при обработке дробью	54	Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Lebedenko V. G. — Research of the quality parameters of surface layer at the grit blasting	
Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"			
Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И. — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 2. Распределение температуры по толщине стружки	59	Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Elaboration of a new theory of thermal processes of cutting. 2. Temperature distribution along the chip thickness	
В порядке обсуждения		chipless materials working	
Новоселов Ю. А. — Методология оптимальных исследований процессов лезвийного резания	62	Tamarkin M. A., Tishchenko E. E., Lebedenko V. G. — Research of the quality parameters of surface layer at the grit blasting	
ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА		Series of articles "Theory and practice problems of materials cutting"	
Кашковский В. В., Тихий И. И. — Назначение ресурса невосстанавливаемым техни- ческим объектам	73	Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I. — Elaboration of a new theory of thermal processes of cutting. 2. Temperature distribution along the chip thickness	
Ерошкин С. Ю. — Проблемы модернизации экономики на основе конкурентоспособ- ных технологий	79	Novoselov Yu. A. — Methodology of optimal investigations of the edge cutting processes	
Шебаров А. И. — Индикаторы инновационного потенциала и инновационной активно- сти промышленного предприятия	85	PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS	
ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ		Kashkovsky V. V., Tikhyy I. I. — Resource assignment to non-recoverable technical objects	
Дядченко Н. П. — Колесо бесступичное и бесконечная гусеница для колесно-гусе- ничных средств передвижения-реабилитации	89	Eroshkin S. Yu. — Problems of the economics update on the basis of the competitive technologies	
Вниманию авторов и читателей	6, 39	Shebarov A. I. — Innovation potential and innovation activity indicators of the industrial enterprise	
Художественный редактор Т. Н. Галицина		TECHNICAL INFORMATION	
Технический редактор О. А. Ефремова		Dyachenko N. P. — A hubless wheel and never-ending track chain for the wheel-caterpillar rehabilitation vehicles	
Корректор Е. В. Комиссарова			

Художественный редактор Т. Н. Галицина

Сдано в набор 01.12.2009. Подписано в печать 21.01.2010.

Технический редактор О. А. Ефремова

Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Корректор Е. В. Комиссарова

Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,01. Заказ 91.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании

с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.43

В. М. ГУРЕЕВ, А. М. ДРУЖИНИН, кандидаты технических наук, В. А. СТРОГАНОВ
(КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань),

И. Ф. ГУМЕРОВ, канд. техн. наук (ОАО КамАЗ, г. Набережные Челны),

М. А. ЗАКОНОВ, канд. техн. наук (ООО "КЭР — ХОЛДИНГ", г. Казань), e-mail: stroganovva@yandex.ru

Цилиндр ДВС с рабочей поверхностью конической формы

Предложена коническая форма рабочей поверхности цилиндра ДВС, позволяющая повысить эффективность уплотнения между поршнем и цилиндром, уменьшить потери на трение, расход топлива и масла, увеличить мощность и ресурс двигателя, улучшить его технико-экономические и экологические показатели.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, цилиндр, рабочая поверхность, уплотнение, коническая форма, технико-экономические показатели.

Conical form of the internal-combustion engine's cylinder working face is proposed. The form being proposed permits to enhance the tightening efficiency between the piston and cylinder, to reduce the friction loss, fuel and lubricant consumption, to rise the power and recourse of the engine, and to improve its economic and ecology showings.

Keywords: internal-combustion engine, cylinder, working face, tightening, conical form, technical and economic showings.

Низкие КПД современных двигателей (КамАЗ-4308 — 0,33; МАЗ-437040 — 0,32; ГАЗ-3307 — 0,31), большие расходы топлива и масла, высокое содержание токсичных веществ в отработавших газах обусловливают необходимость совершенствования их конструкций.

Одной из основных причин низких технико-экономических и экологических характеристик современных двигателей является несовершенство цилиндропоршневой группы, где имеют место большие потери. Возникающие вследствие воздействия высоких рабочих температур термодинамические деформации цилиндра и поршня требуют обеспечения гарантированного зазора между поршнем и цилиндром, а следовательно, и применения уплотнений.

Поршневые уплотнения также должны учитывать термодинамические изменения форм и размеров цилиндра, поршня и поршневых колец. Поэтому предусматриваются гарантированные зазоры

между полками поршневой канавки и торцами колец, поверхностью внутреннего диаметра колец и дном поршневой канавки. Для возможности установки колец в поршневую канавку они выполняются разрезными и с гарантированным зазором в замке, величина которого с учетом максимальных рабочих давлений и температур варьируется в широком диапазоне (для двигателя марки КамАЗ — от 0,4 до 0,65 мм). Задается зазор для холодного двигателя. С увеличением температуры двигателя зазор увеличивается, что является причиной неодинакового срабатывания рабочего давления в цилиндрах, что вызывает газодинамический дисбаланс (наиболее характерный для двухрядных дизелей), приводящий к нежелательным вибрациям и снижению работоспособности и ресурса двигателя.

Увеличение диаметра цилиндра вследствие теплового расширения в процессе работы двигателя вызывает расширение компрессионного кольца в диаметре, которое, "раскрываясь", увеличивает зазор в замке. Так как коэффициент теплового расширения алюминиевого поршня больше коэффициента чугунных или стальных колец, то поршневая канавка увеличивается больше, чем высота кольца. В работающем двигателе зазор между полкой поршневой канавки и торцом компрессионного кольца существенно больше значения $0,06 \div 0,08$ мм по чертежу. Это ухудшает процесс сгорания топливовоздушной смеси из-за больших утечек сжимаемого свежего заряда.

Традиционное поршневое уплотнение характеризуется не только большими газодинамическими потерями, но и механическими. При эксплуатации рассматриваемые зазоры увеличиваются как вследствие теплового расширения, так и вследствие изнашивания контактных поверхностей, что увеличивает газодинамические потери, снижая мощность двигателя. Эксплуатация такого двигателя

становится нерентабельной, а в дальнейшем и невозможной.

От поршневого уплотнения зависят технико-экономические и экологические показатели ДВС. Поэтому перспективы развития двигателестроения связаны, в частности, и с совершенствованием этого элемента [1–3].

На трение поршневых колец приходится до 60 % механических потерь [4]. Анализ динамики компрессионных колец и условий их работы позволил установить возможности значительного снижения не только механических, но и газодинамических потерь, что важно для совершенствования цилиндропоршневой группы двигателя. При расчете поршневого уплотнения и цилиндра двигателя следует учитывать газодинамические и термодинамические процессы.

С целью уменьшения потерь на трение поршневых колец о гильзу цилиндра и повышения эффективности уплотнения предлагается внутреннюю рабочую поверхность цилиндра выполнять в форме усеченного конуса. Конусность должна зависеть от разницы температур верхней части (зона высоких температур) и нижней части, которая охлаждается моторным маслом [5].

Особое значение имеют термодинамические изменения формы и размеров поршня и цилиндра в месте расположения поршневого уплотнения (критическая зона). Тепловые изменения верхней части поршня в зоне поршневой канавки учитываются конструкцией поршневых колец. С цилиндром сложнее, его внутренняя поверхность — самая ответственная часть, при обработке которой необходимо соблюдать жесткие требования по точности и шероховатости поверхности (минимальные овальность и конусность и т. п.). Если овальность для отверстий — абсолютно вредная погрешность, то конусность — погрешность не столь однозначная.

Внутренняя поверхность цилиндра при работе двигателя вследствие термодинамических изменений приобретает форму усеченного конуса (рис. 1) с основанием в верхней части цилиндра — зоне максимальных рабочих температур. В результате нагревания верхней части цилиндра увеличивается его диаметр, плотность прижатия рабочей поверхности компрессионного кольца уменьшается, зазор в замке кольца, как было отмечено выше, увеличивается. Эффективность поршневого уплотнения ухудшается на самых ответственных участках рабочих тактов: сжатие и рабочий ход. Увеличиваются газодинамические потери, снижается мощность двигателя, увеличивается расход топлива и масла, ухудшаются экологические характеристики двигателя.

При расчете формы внутренней поверхности цилиндра верхний и нижний диаметры рабочей поверхности цилиндра следует задавать такими, чтобы

при нагревании двигателя форма цилиндра восстанавливалась, т. е. изначально изготавливать цилиндр с обратным конусом (рис. 2). С учетом того, что большая часть механических потерь приходится на компрессионные кольца, не следует исключать из этого процесса потери, связанные с цилиндром.

Даже без учета термодинамических деформаций, изменив форму цилиндра, можно снизить механические потери на трение между стенкой цилиндра и компрессионными кольцами. Для этого необходимо:

обеспечить нормальную работу компрессионных колец, т. е. сохранить их упругие свойства на всех режимах работы двигателя [1–2];

исключить влияние меняющихся при эксплуатации двигателя зазоров в замках колец;

рабочую поверхность цилиндра выполнить конусной без учета тепловых расширений (см. рис. 2).

Для выполнения первых двух условий были разработаны конструкции поршневых уплотнений для различных двигателей на основе пакета колец в одной поршневой канавке [5–7]. Кроме того, предлагается изменить форму компрессионного кольца, выполнив рабочую поверхность конической с углом α_k конуса, равным углу $\alpha_{\text{ц}}$ наклона образующей конуса цилиндра при нагревании (см. рис. 2, штриховая линия). Увеличение площади контакта рабочей поверхности компрессионного кольца со стенкой цилиндра улучшит уплотнение и снизит газодинамические потери.

Конусность внутренней поверхности цилиндра зависит от давлений при нижнем, верхнем и промежуточных положениях поршня на такте сжатия. При положении поршня в НМТ компрессионные кольца большой роли не играют, но по мере продвижения поршня к ВМТ их влияние на работу двигателя усиливается. Конусность внутренней поверхности цилиндра зависит также от наружного и внутреннего диаметров, длины цилиндра, физических показателей материала, например коэффициента теплового расширения, и происходящих в нем термодинамических процессов.

Кроме того, следует учитывать рабочий ход поршня и максимальный зазор в замке компрессионного кольца при положении поршня в НМТ (при пакетных компрессионных кольцах в одной поршневой канавке последним можно пренебречь). Угол наклона образующей может составлять для малолитражных двигателей несколько десятков минут, для мощных дизелей и силовых установок от 1,5 до 3°. Для уточнения конусности рабочей поверхности цилиндра конкретных двигателей следует проводить дальнейшие исследования и испытания.

За основной параметр внутренней поверхности цилиндра, т. е. диаметр цилиндра в ВМТ, можно принять диаметр уже известного цилиндра. Пред-

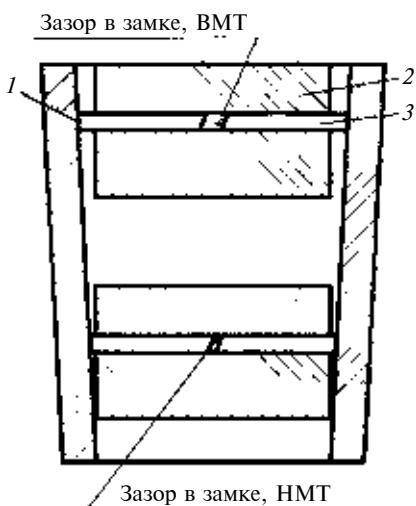


Рис. 1. Изменение формы цилиндра под воздействием рабочих температур:

1 — образующая конуса рабочей поверхности цилиндра; 2 — поршень; 3 — компрессионное кольцо

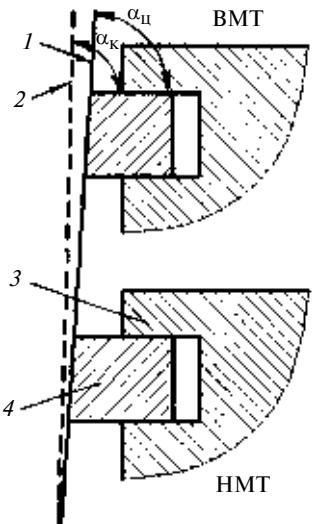


Рис. 2. Восстановление рабочих поверхностей цилиндра и поршневого кольца:

1 — образующая конуса без температурного воздействия; 2 — образующая при воздействии температуры; 3 — поршень; 4 — поршневое кольцо

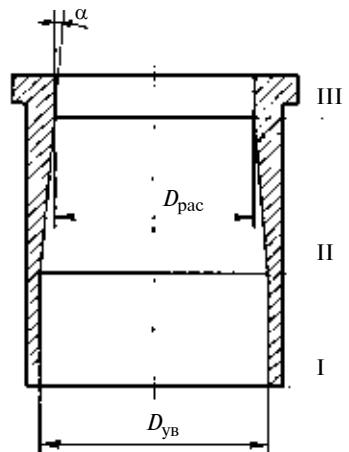


Рис. 3. Цилиндр двигателя со сложной формой рабочей поверхности:

I — зона минимальных механических потерь — начало формирования давления сжимаемого воздуха; II — зона минимальных газодинамических потерь — начало формирования расчетного давления сжатия; III — зона достижения расчетного давления свежего заряда воздуха

лагаемое решение эффективно даже без учета тепловых деформаций цилиндра. При движении поршня из НМТ на такте сжатия давление над поршнем минимально, поэтому можно уменьшить радиальные силы, призывающие рабочую поверхность кольца к стенке цилиндра, уменьшив тем самым силы трения и механические потери. Это легко осуществить путем увеличения диаметра цилиндра до значений, при которых усилия со стороны кольца обеспечивают эффективное уплотнение.

Можно принять диаметр нижней части цилиндра (местоположение компрессионного кольца при положении поршня в НМТ) больше расчетного значения на величину максимально допустимого износа компрессионного кольца. Например, диаметр цилиндра двигателя марки КамАЗ равен 120 мм, при его усовершенствовании это значение сохраняется в верхней части (ВМТ). В нижней части цилиндра (НМТ) исходный диаметр увеличивают на 3 мм, т. е. он равен 123 мм, так как допустимый износ кольца больше 1,5 мм, при этом замок раскрывается на 9,42 мм. Такой зазор в замке кольца не ухудшит его упругих свойств, так как допускаемый максимальный зазор в замке кольца, находящегося в свободном состоянии, для компрессионного кольца двигателя равен 6 мм.

Таким образом, известны диаметры цилиндра в ВМТ и НМТ, однако в этом случае угол наклона образующей незначителен (менее 0,5°), что усложняет изготовление цилиндра. Для цилиндров не-

больших размеров можно внутреннюю рабочую поверхность разделить на три зоны: I–III (рис. 3).

У всех верхних компрессионных колец износ приблизительно одинаков, следовательно, где бы не находился поршень (в ВМТ, НМТ или в промежуточных положениях), отрицательный фактор увеличенных зазоров в замках колец постоянен.

При эксплуатации двигателя с изношенными компрессионными кольцами зазор в замке слишком большой, что уменьшает усилия прижатия колец к рабочей поверхности цилиндра. Для устранения этого недостатка следует использовать пакет поршневых колец в одной поршневой канавке [5–7].

По мере продвижения поршня в верхнее положение давление сжимаемого воздуха над поршнем увеличивается, достигая максимума в ВМТ, соответственно, уменьшаются диаметр цилиндра и наружный диаметр компрессионных колец до их расчетных значений, что приводит к увеличению радиального давления рабочей поверхности колец на стенки цилиндра и уменьшению зазоров в замках колец. Таким образом, повышается эффективность уплотнения между поршнем и цилиндром на самом ответственном участке и выполняется третье условие нормальной работы компрессионных колец без учета термодинамического влияния на изменение формы цилиндра.

Предлагаемая форма внутренней поверхности цилиндра обеспечивает эффективное уплотнение, уменьшает механические и газодинамические потери.

Однако в процессе работы двигателя внутренний диаметр верхней части цилиндра, находящейся в зоне максимальных рабочих температур, увеличивается, в то время как нижняя часть цилиндра остается практически неизменной. Поэтому конусность внутренней поверхности цилиндра уменьшается и требуется корректировка диаметра цилиндра в ВМТ (принимать следует минимальное значение).

Так как основная часть работы компрессионных колец происходит при прогревом двигателе, конусность рабочей поверхности колец должна определяться конусностью цилиндра при работе двигателя.

Обратная конусность цилиндра регулирует работу поршневого уплотнения по ходу поршня в верхнее и нижнее положения на каждом такте рабочего цикла двигателя в зависимости от давления над поршнем. Чем больше давление в цилиндре, тем больше прижатие рабочей поверхности компрессионного кольца к стенке цилиндра и тем меньше зазор в замке компрессионного кольца, а следовательно, и газодинамические потери, что важно не только на такте сжатия, но и особенно при рабочем ходе поршня в нижнее положение, когда при угле 120° поворота коленчатого вала открываются выпускные окна и поршневое уплотнение не выполняет своего основного назначения.

Рабочая поверхность цилиндра конической формы улучшает работу всех поршневых колец, включая и маслосъемные кольца. При сжатии при ходе поршня в верхнее положение и разжатии на обратном ходе поршня с компрессионных колец "стремятся" микрочастицы сажи и нагара, что снижает нагарообразование на торцах и полках поршневой канавки. Кроме того, маслосъемные кольца эффективнее освобождаются от излишков снимаемого со стенки цилиндра свежего масла при ходе поршня в нижнее положение и от масла и продуктов горения, снятых с гильзы цилиндра, побывавших в зоне высоких температур и оставшихся после компрессионных колец при ходе поршня в верхнее положение. Все это увеличивает ресурс двигателя.

Поршневые кольца работают в режиме постоянных вибраций в плоскости, перпендикулярной к

оси цилиндра. Параметры вибрации зависят от угла конуса, длины хода поршня и частоты вращения коленчатого вала. Амплитуда колебаний максимальна при положении поршня в НМТ и равна нулю в ВМТ. Для данного примера максимальная амплитуда смещения поршневого кольца относительно полок поршневой канавки составляет 1,5 мм, частота колебаний при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин⁻¹ составляет 6000 мин⁻¹, т. е. равна удвоенной частоте вращения коленчатого вала (за один оборот коленчатого вала поршень совершают двойной ход).

Предлагаемую конструкцию цилиндра можно использовать для всех типов ДВС. Увеличение диаметра цилиндра и хода поршня повышает эффективность двигателя, особенно мощных и сверхмощных дизелей.

Данный способ повышения эффективности ДВС можно использовать не только при создании новых двигателей, но и при их капитальном ремонте. Для этих целей можно наладить выпуск модернизированных ремонтных комплектов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дружинин А. М.** Как сделать двигатели лучше? // Вестник машиностроения. 2004. № 8. С. 87–89.
2. **Дружинин А. М.** Определение высоты "нормальных" компрессионных колец // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 17–19.
3. **Влияние** газодинамических процессов на КПД и ресурс двигателя / Ю. Ф. Гортышов, В. М. Гуреев, А. М. Дружинин, М. А. Законов // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 14–17.
4. **Трение** и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие / Р. М. Петриченко, М. Р. Петриченко, А. Б. Канищев, А. Ю. Шабанов. Под ред. Р. М. Петриченко. Л.: Изд-во Ленинградского университета, 1990. 248 с.
5. **Пат. 76082 U1 RU** на полезную модель. Цилиндроворшневая группа для двигателя внутреннего сгорания.
6. **Пат. 2243396 C2** Рос. Федерации. Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.
7. **Пат. 76081 U1 RU** на полезную модель. Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания (варианты).
8. **Пат. 2341671 C2** Рос. Федерации. Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.



В. М. РЯЗАНЦЕВ, канд. техн. наук, В. В. ПЛЯСОВ (ОАО "ЛИВГИДРОМАШ", г. Ливны),
e-mail: ruzanцев@livgidromash.ru

Осевая сила, действующая на винт одновинтового однопоточного высоконапорного погружного насоса

Приведено сравнение расчетных и экспериментальных осевых сил, действующих на винты высоконапорных одновинтовых однопоточных насосов ЭВНОП 5-16-1200, ЭВНОП 5-30-1200. Насосы используются в установках для добычи нефти. Приведены результаты испытания однопоточных насосов с опорой, которая дает возможность измерить фактическую осевую силу, что позволило скорректировать формулу осевой силы на винте, приведенную в отечественных работах.

Ключевые слова: одновинтовые однопоточные насосы, осевые нагрузки.

A comparison of calculated and experimental axial forces acting on the rotor of high-pressure single-flow pump has been carried out as applied to the submersible crude pumps ЭВНОП 5-16-1200 and ЭВНОП 5-30-1200 types. The test results of single-flow pumps with a bearer enabling to measure the real axial force are presented. As a result, the calculated formula for axial force on the rotor, presented in the domestic publications, has been corrected.

Keywords: single-flow single-rotor pumps, axial loads.

Данная статья является продолжением публикаций [1–6], в которых приведены анализ характеристик и сил многозаходных рабочих органов (МРО) и однозаходных рабочих органов (РО) одновинтовых насосов при разных режимах работы. Ниже дается анализ расчетных и эмпирических осевых сил, действующих на винт высоконапорных одновинтовых однопоточных насосов ЭВНОП 5-16-1200 и ЭВНОП 5-30-1200 с подачей соответственно 16 м³/сут (0,667 м³/ч) и 30 м³/сут (1,25 м³/ч) при номинальном дифференциальном давлении $\Delta p = 120$ бар ($120 \cdot 10^5$ Па). Эти насосы применяются в установках для добычи нефти с частотами вращения $n = 500 \div 1380$ мин⁻¹. Насосы должны работать в широком диапазоне кинематической вязкости перекачиваемой жидкости от $\nu = 10^{-6}$ м²/с (1° ВУ) до $\nu = 10^{-3}$ м²/с (135° ВУ). Отечественные погружные насосы выпускаются в двухпоточном исполнении, что позволяет уравновешивать осевые силы на винтах. Зарубежные фирмы применяют однопоточную конструкцию, которая проще, имеет меньшие габаритные размеры и массу, позволяет установить на входе газосепаратор, исключает передавливание одной пары рабочих органов другой. Все это повышает надежность и ресурс насоса. Препятствием для внедрения однопоточной схемы является отсутствие надежной осевой опоры. В данной статье приведены результаты испытания однопоточных насосов с опорой [7]. Фактическая осевая сила, воспринимаемая опорой, определяется путем

измерения давления в камерах гидравлической системы выравнивания сил, действующих на ряд гидродинамических упорных подшипников скольжения. Это позволило откорректировать формулу осевой силы, приведенную в работе [8].

На винт действует статическая гидравлическая осевая сила от перепада давления в камерах выхода и входа насоса: $F_1 = \Delta p f_0$, где $\Delta p = p_{\text{вых}} - p_{\text{вх}}$ — перепад давления насоса [$p_{\text{вых}}(p_{\text{вх}})$ — давление на выходе (входе) насоса]; $f_0 = [\pi d^2/4 + 4ed]$ — площадь отверстия под винт в обойме (d и e — соответственно диаметр и эксцентриситет торцевого сечения винта).

Кроме того, на ротор действует перекашивающий момент $M_{\Pi} = D t_2^2 p/(4\pi)$, где $D = 2ez_1$, t_2 — ход винта.

Окружная сила $F_3 = 2M/D_{\text{ср}}$. С гидравлической силой F_1 суммируется осевая составляющая F_2 нагрузки зацепления, возникающая в результате разложения нормальной к поверхности винтовых зубьев силы F_N на окружную F_3 и осевую F_2 силы: $F_2 = F_3 \operatorname{tg} \beta = 2\pi M/t_1$, где $\beta = \operatorname{arctg}(\pi D_{\text{ср}}/t_1)$ — угол наклона винтовой линии зuba ротора по среднему диаметру; t_1 — ход обоймы (статора); M — крутящий момент на винте.

Динамическая осевая сила на винте

$$F_2 = 2\pi M/t_1. \quad (1)$$

В экспериментах измеряли крутящий момент на винте и по формуле (1) определяли силу F_2 . Крутящий момент можно определить и по величине потребляемой мощности: $M = N/\omega$, где N — потребляемая мощность на валу насоса; ω — его угловая скорость. При проектировании насоса сначала определяют теоретическую гидравлическую мощность $N_T = \Delta p Q_T$, где $Q_T = t_1 f n$ ($f = 4ed$ — площадь живого сечения РО); n — частота вращения вала.

Потребляемую мощность определяют по формуле $N = N_T / \eta_M$, где η_M — механико-гидравлический КПД насоса, определяемый по методике, изложенной в работе [9], или из опыта испытаний подобных насосов.

Общая расчетная осевая сила на винте равна сумме статической и динамической сил:

$$F_p = F_1 + F_2. \quad (2)$$

В работе [8] приведена формула осевой силы

$$F_K = \Delta p (\pi d^2)/4 + F_2. \quad (3)$$

В эксперименте осевая опора представляла собой пять пар колец из карбида кремния — пять упорных динамических подшипников скольжения, подпятники которых являются плунжерами, опирающимися на масло, заполняющее замкнутую гидравлическую систему. Таким образом, общая осевая сила на винте делится на пять равных частей, воспринимаемых опорами. Площадь одного плунжера $f_{\Pi} = 20,42035 \text{ см}^2$, площадь пяти плунжеров соответственно $5f_{\Pi} = 102,10175 \text{ см}^2 = 0,010210175 \text{ м}^2$.

Экспериментальная (фактическая) сила на плунжере

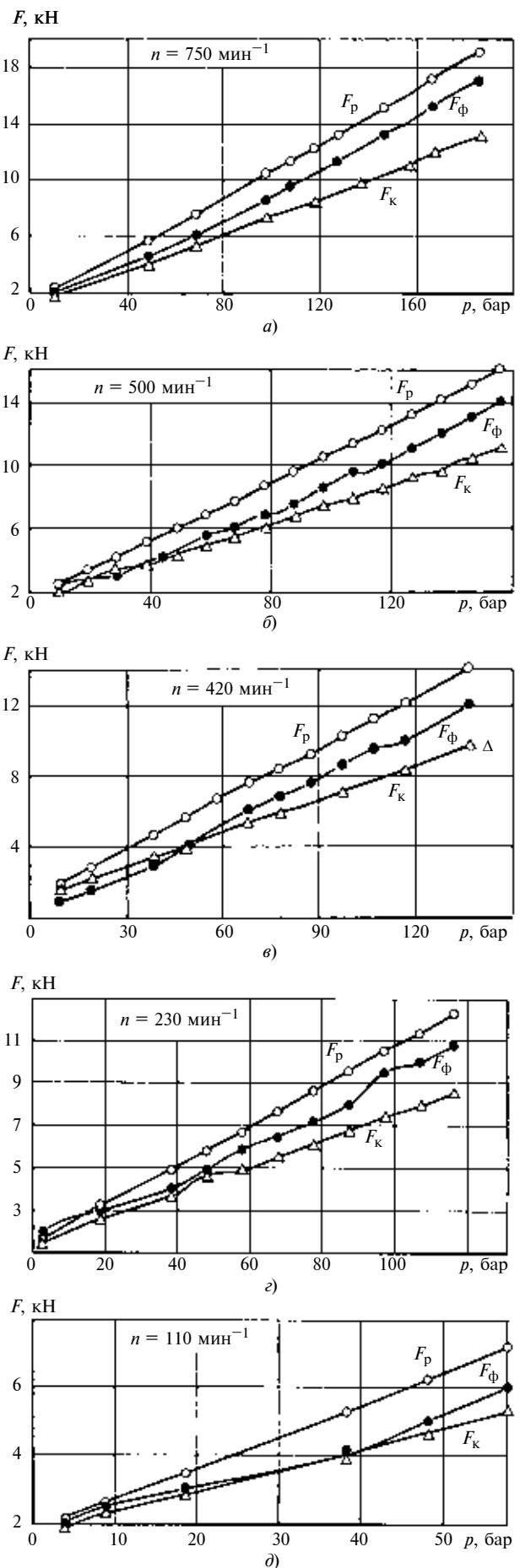
$$F_{\Phi} = 5f_{\Pi}p_{\Pi}, \quad (4)$$

где p_{Π} — давление в камере плунжера.

На рисунке, а—д приведены зависимости расчетной $F_p = f(\Delta p)$ и фактической $F_{\Phi} = f(\Delta p)$ осевой нагрузки (осевой силы на винте), действующей на осевую опору насоса ЭВНОП 5-16-1200 при частоте n вращения вала, мин⁻¹: 750; 500; 420; 230; 110. В большинстве случаев $F_p > F_{\Phi}$. В процентном выражении это будет: при $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ $\Delta F = (F_p - F_{\Phi})/F_{\Phi} = 8 \div 26 \%$; при $n = 500 \text{ мин}^{-1}$ $\Delta F = -1 \div 35 \%$; при $n = 420 \text{ мин}^{-1}$ $\Delta F = 17,3 \div 90 \%$; при $n = 230 \text{ мин}^{-1}$ $\Delta F = -15 \div 23,8 \%$; при $n = 110 \text{ мин}^{-1}$ $\Delta F = -1,2 \div 31,5 \%$. Наибольшее отклонение наблюдается при малых давлениях, поэтому по абсолютной величине силы отличаются незначительно. Зависимости расчетной силы $F_k = f(\Delta p)$ лежат ниже зависимости экспериментальной силы $F_{\Phi} = f(\Delta p)$. Отклонение $\Delta F = (F_k - F_{\Phi})/F_{\Phi}$ лежит в пределах от -2% (при давлении 20 бар) до -24% (при давлении 190 бар). Следовательно, опора, рассчитанная по формуле (3), может быть перегружена. При этом необходимо учитывать, что F_{Φ} будет несколько больше, чем рассчитанная по формуле (4), так как не учитывается сила трения плунжеров о цилиндры.

Заметим, что формула динамической силы $F_2 = 2\pi M/t_1$ является весьма приближенной, так как сложно учесть величину и направление сил взаимодействия винта и обоймы, включая силы трения. Также сложно учесть влияние осциллирующего движения шарнира эксцентриковой муфты на конце винта, который в нашем случае имеет амплитуду по оси винта, равную 0,021 мм. В большинстве случаев зубья винта и обоймы имеют натяг по боковым поверхностям, поэтому возникает переменная дополнительная осевая нагрузка, которая также зависит от жесткости резины обоймы. В эксперименте использовали обойму с резиной Н409 твердостью 68 по Шору.

Экспериментальная (фактическая) зависимость силы $F_{\Phi} = f(\Delta p)$ лежит между зависимостями, рассчитанными по формулам (2) и (3). Насос ЭВНОП 5-16-1200 имеет геометрию насоса ВНО 7-800 и размеры, мм: $d = 20$; $e = 4$; $t_1 = 100$; $t_2 = 50$;



Сравнение расчетных и экспериментальных осевых сил на винте однопоточного насоса ЭВНОП 5-30-1200

n , мин ⁻¹	Δp , кгс/см ²	Δp , бар	M , Н · м	F_p	F_Φ	F_k	$\frac{F_p - F_\Phi}{F_\Phi}$, %	$\frac{F_k - F_\Phi}{F_\Phi}$, %
				Н				
1500	160	157	81	21 622	19 532	16 208	10,7	-17,0
1380	160	157	83	21 771	19 532	16 357	11,4	-16,2
1200	160	157	82	21 697	19 532	16 283	11,1	-16,6
1000	160	157	85	21 921	19 532	16 507	12,2	-15,5
750	160	157	83	21 771	19 532	16 357	11,5	-16,3
500	140	137,3	76	19 295	17 226	14 560	12,0	-15,5

$D_{e1} = 36$; $D_{e2} = 28$. Реальные размеры, мм: $d = 20,54$; $e = 3,95$; $t_1 = 100$; рабочая длина РО $L = 1960$. Насос испытывался на воде.

В таблице приведено сравнение расчетных и экспериментальных (фактических) осевых сил насоса ЭВНОП 5-30-1200 (с опорой по [7]) при дифференциальном давлении 160 кгс/см² = 157 бар и частоте n вращения, мин⁻¹: 1500, 1380, 1200, 1000, 750, 500. Насос ЭВНОП 5-30-1200 имеет геометрию насоса ЭВН 5-63-1500 и размеры, мм: $d = 28$; $e = 3$; $t_1 = 84$; $t_2 = 42$; $D_{e1} = 40$; $D_{e2} = 34$. Реальные размеры, мм: $d = 28,69$; $e = 3,005$; $t_1 = 84$; рабочая длина РО $L = 1350$, $f = 4ed = 3,448538$ см²; $V = f t_1 = 28,967719$ см³, площадь отверстия в обойме $F = 9,913276$ см²; при $n = 1380$ мин⁻¹ геометрическая подача $Q_r = Vn = 2,398527$ м³/ч = 57,565 м³/сут. Насос испытывался на воде. Расчетные силы получены с учетом измерения крутящего момента, фактическую силу замеряли на опоре, так же как и для насоса ЭВНОП 5-16-1200. Видно, что $F_p > F_\Phi$ на 10,7÷12,2 % (что вполне допустимо для расчетов) и что $F_k < F_\Phi$ на 15,5÷17 %.

Вывод

По результатам испытаний насосов ЭВНОП 5-16-1200 и ЭВНОП 5-30-1200 рекомендуется осевую силу на винте рассчитывать по формуле (2): $F_p = F_1 + F_2 = \Delta p f_0 + 2\pi M/t_1$. По этому расчету запас прочности опоры ≈ 10 %. Заметим, что для многозаходных РО площадь отверстия под винт в обойме $f_0 = \pi(D_k - 2e)^2/4$, где $D_k = d_l$ — контурный диаметр отверстия обоймы, равный диаметру дна впадин зубьев обоймы. В работе [1] для точного определения площади f_0 на компьютере строили торцевое сечение обоймы с помощью программы AutoCAD. Отметим также, что в работе

[8] площадь винта, на которую действует давление жидкости, равна площади его торцевого сечения. Так как винт герметично перекрывает всю площадь отверстия обоймы, то при расчете осевой силы на винте следует брать площадь отверстия обоймы.

Насосы ЭВНОП 5-30-1200 показали надежную работу в нефтяных скважинах (один насос имеет ресурс 400 сут).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Рязанцев В. М. Некоторые вопросы теории одновинтовых насосов // Вестник машиностроения. 1998. № 11. С. 45–48.
- Рязанцев В. М. Одновинтовой высоконапорный насос с многозаходными рабочими органами // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 7–11.
- Рязанцев В. М. Геометрия многозаходных рабочих органов одновинтовых насосов // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 8–12.
- Рязанцев В. М., Плясов В. В. Влияние геометрии рабочих органов одновинтовых насосов на их характеристики // Вестник машиностроения. 2006. № 8. С. 3–12.
- Рязанцев В. М., Плясов В. В. Влияние хода и натяга многозаходных рабочих органов одновинтовых насосов на их характеристики // Вестник машиностроения. 2007. № 5. С. 10–13.
- Рязанцев В. М. Роторно-вращательные насосы с циклоидальными зацеплениями. М.: Машиностроение, 2005. 346 с.
- Филиппов Е. А. Осевая опора для погружных винтовых насосов // Официальный бюллетень "Изобретения. Полезные модели". 2009. № 14.
- Забойные винтовые двигатели для бурения скважин / М. Т. Гусман, Д. Ф. Балденко, А. М. Кочнев, С. С. Никомаров. М.: Недра, 1981. 232 с.
- Винтовые насосы / Д. Ф. Балденко, М. Г. Бидман, В. Л. Калишевский и др. М.: Машиностроение, 1982. 224 с.

Численное моделирование кинематических состояний клинового механизма свободного хода в фазе активного нагружения

В рамках плоской статической задачи теории упругости исследуется контактное взаимодействие элементов клиновых механизмов свободного хода в фазе активного нагружения. Разработаны методика реализации поставленной задачи методом граничных элементов и итерационный алгоритм.

Ключевые слова: клиновый механизм свободного хода, нагружение, скольжение, заклинивание, метод граничных элементов, моделирование.

In the context of plane static problem of the elasticity theory a contact interaction of elements of the wedge overrunning clutches in the active loading phase is investigated. The realization technique of the problem by the boundary elements method and the iteration algorithm was elaborated.

Keywords: wedge overrunning clutch, loading, sliding, jamming, the boundary elements method, modeling.

Клиновые механизмы свободного хода (МСХ) с дополнительной кинематической связью ведущего и ведомого элементов [1] по таким критериям, как быстродействие, нагрузочная способность, угловая жесткость и износостойкость, следует отнести к наиболее перспективным для бесступенчатых импульсных приводов, принцип действия которых основан на передаче крутящего момента за счет сил трения. Основная проблема конструкционного анализа таких механизмов — исследование механики контактного взаимодействия элементов, т. е. процесса, определяющего эксплуатационные свойства и функционирование МСХ.

Клиновые МСХ представляют собой неконсервативные механические системы переменной структуры, поведение которых зависит от истории нагружения. Силовое взаимодействие их элементов осуществляется в условиях скользящего контакта при переменных нагрузках, приведенных к ведущему и ведомому звеньям механизма. Замкнутый эксплуатационный цикл МСХ в соответствии с характером приложения функциональной нагрузки можно разделить на четыре периода, в пределах которых механизм имеет определенную структуру, а его элементы находятся в определенных кинематических состояниях.

При заклинивании происходит совместное движение элементов и передача крутящего момента. В период свободного хода ведущие и ведомые элементы МСХ движутся независимо друг от друга. Во время заклинивания и расклинивания осуществляются переходные процессы. Поэтому использование исследований механики контактного взаи-

модействия должно быть связано не только с анализом прочности, жесткости и износостойкости конструкции, следует также оценивать их работоспособность, т. е. способность МСХ включаться в работу при функциональной нагрузке и выходить из рабочего состояния после ее снятия.

Традиционно условия работоспособности клиновых МСХ определяются соотношениями, связывающими при заданных коэффициентах трения геометрические параметры элементов [1]. Однако соотношения, определяющие конфигурацию элементов МСХ, нельзя использовать для нахождения абсолютных размеров механизма, выбор которых при проектировании связан с прочностью и жесткостью конструкции, а также с моментом трения, реализуемым МСХ. Кроме этого, такой подход не позволяет исследовать поведение механизма при сложном нагружении, которое часто имеет место при эксплуатации.

Очевидно, что дальнейшее совершенствование клиновых МСХ должно базироваться на более точном математическом моделировании механики деформирования твердого тела. Принципиально важным для адекватного моделирования поведения механической системы является определение сил трения. При постановке контактных задач трение, как правило, учитывается феноменологическими соотношениями нормальных и касательных усилий в области контакта. Наиболее часто используют закон сухого трения Амонтона [2], который налагает ограничения на касательные поверхностные усилия в контактных зонах и определяет два состояния фрикционного взаимодействия — жесткое сцепление и относительное проскальзывание:

$$\left. \begin{array}{l} |\sigma_s| < f|\sigma_n|; \\ |\sigma_s| \geq f|\sigma_n|, \end{array} \right\} \quad (1)$$

где σ_n , σ_s — соответственно нормальные и касательные поверхностные усилия; f — коэффициент трения скольжения.

Рассмотрим численное моделирование фазы активного нагружения клиновых МСХ, определим условия их самозаклинивания при различных историях нагружения. Для исследования контактного взаимодействия элементов клиновых МСХ используем модель, рассмотренную в работе [3].

Постановка задачи. Сформулирована обратная статическая контактная задача, суть которой заключается в том, чтобы, задавшись условиями на-

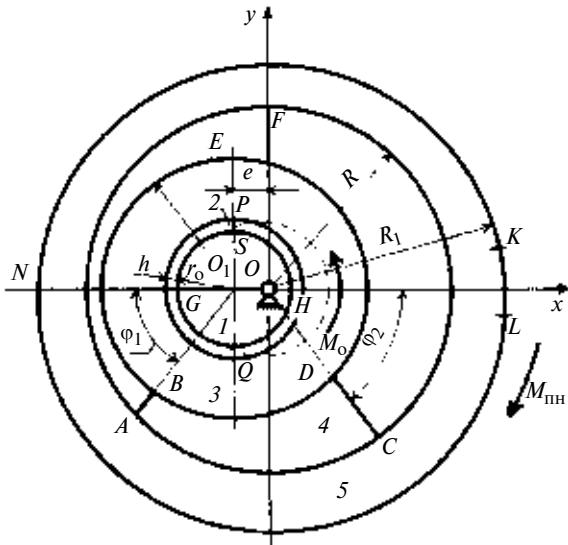


Рис. 1. Расчетная схема клинового МСХ:

1 — вал-эксцентрик; 2 — подшипник; 3 — ведущая обойма;
4 — клин; 5 — ведомая обойма

гружения, исследовать напряженно-деформированное состояние (НДС) неконсервативной механической системы, определить распределения контактных параметров и на основе критериев фрикционного контакта твердых тел сделать заключение о кинематическом состоянии системы. Основные конструктивные элементы МСХ и их параметры показаны на рис. 1. Упругие свойства тел определяются модулем Юнга и коэффициентом Пуассона. Механизм находится в статическом равновесии под действием крутящих моментов внешней (M_o) и полезной ($M_{\text{пп}}$) нагрузок, приведенных к валу-эксцентрику и ведомой обойме.

Считалось, что нагрузка передается только через фрикционный контакт клина с обоймами и распределяется по ширине тел равномерно; элементы МСХ находятся в условиях плоского напряженного состояния и имеют идеально сопрягаемые контактные поверхности; вал-эксцентрик — абсолютно жесткое тело, подшипник, обоймы и клин — идеально упругие; в области контакта вала-эксцентрика с жестко закрепленным в ведущей обойме радиальным подшипником отсутствует трение; в областях контакта клина с обоймами силы трения подчиняются закону Амонтона.

Формулируя контактную задачу, используем метод граничных интегралов [4], базирующийся на теореме взаимности Бетти, при котором неизвестные функции НДС на границах элементов МСХ имеют явный физический смысл контактных напряжений и перемещений. Кроме того, граничные функции играют роль плотностей источников, определяющих НДС во внутренних точках взаимодействующих тел в соответствии с тождеством Сомильяны. Границно-элементная аппроксимация

контактной задачи приводит к системе алгебраических уравнений для узловых значений нормальных (u_n) и касательных (u_s) перемещений и соответствующих поверхностных усилий (σ_n и σ_s):

$$\left\{ \begin{array}{l} Y_s^i = \sum_{j=1}^N C_{ss}^{ij} X_s^j + \sum_{j=1}^N C_{sn}^{ij} X_n^j; \\ Y_n^i = \sum_{j=1}^N C_{ns}^{ij} X_s^j + \sum_{j=1}^N C_{nn}^{ij} X_n^j, \end{array} \right. \quad (2)$$

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

Краевая задача для рассматриваемой механической системы формулируется заданием имитирующих действие внешней нагрузки граничных условий на "свободной части" контуров элементов МСХ и соответствующих контактных условий в зонах сопряжений вала-эксцентрика с ведущей обоймой и клином. Схематично история нагружения МСХ представлена как $M_o = 0, \dots, M_{o \text{ max}}$; $M_{\text{пп}} = \text{const}$. Действие крутящего момента M_o описывают условия контактного взаимодействия вала-эксцентрика с ведущей обоймой. При малых коэффициентах трения и низких скоростях скольжения контактные поверхности тел считались идеально гладкими. Допущение абсолютной жесткости вала-эксцентрика позволяет рассматривать нагружение МСХ с геометрических позиций. Под действием крутящего момента происходит внедрение эксцентрика в тело подшипника. В отсутствие сил трения упругие перемещения происходят по нормали к недеформированной поверхности подшипника: $u_n = f(\varepsilon, \phi)$, где ε — угол поворота эксцентрика; ϕ — центральный угол, определяющий положение исследуемой точки в формируемой области контакта.

Расчетные схемы и зависимости для определения перемещений и размеров области контакта эксцентрика с обоймой приведены в работах [3, 5]. Распределения нормальных давлений связаны с моментом внешней нагрузки выражением $M_o = r_o e \int_{GH} \sigma_n \sin \phi d\phi$.

Приведенная к ведомой обойме МСХ полезная нагрузка моделируется приложением равномерно распределенных касательных усилий на участке KL наружного контура: $M_{\text{пп}} = R_1 \sigma_{sl} l$, где l — длина участка.

Следовательно, смешанные граничные условия на внешних контурах элементов МСХ имеют вид: $u_n = u_n^*(x, y)$, $\sigma_s = 0$, $(x, y) \in GH$; $\sigma_n = \sigma_s = 0$, $(x, y) \in GSH, BED, KNL, AB, DC$; $\sigma_s = \sigma_s^*(x, y)$, $u_n = 0$, $(x, y) \in KL$, где x, y — декартовы координаты граничных

Таблица 1
Границные условия в контактных зонах МСХ

Зона	Контактная пара	Тип контакта	Условия	
			кинематические	статические
<i>GH</i>	Вал 1, подшипник 2	Без трения	$u_n^1 = -u_n^2$	$\sigma_s^2 = 0$
<i>QP</i>	Подшипник 2, обойма 3	Жесткое сцепление	$u_n^2 = -u_n^3$	$\sigma_n^2 = \sigma_n^3$
<i>BD</i>	Обойма 3, клин 4	С учетом сил трения	$u_s^2 = -u_s^3$ $u_n^3 = -u_n^4$	$\sigma_s^2 = \sigma_s^3$ $\sigma_n^3 = \sigma_n^4$ $\sigma_s^3 \leq f_{BD}\sigma_n^3$ $\sigma_s^4 \leq f_{BD}\sigma_n^4$
<i>AC</i>	Клин 4, обойма 5	То же	$u_n^4 = -u_n^5$	$\sigma_n^4 = \sigma_n^5$ $\sigma_s^4 \leq f_{AC}\sigma_n^4$ $\sigma_s^5 \leq f_{AC}\sigma_n^5$

точек; $u_n^*(x, y)$, $\sigma_s^*(x, y)$ — соответственно перемещения и усилия на контурах тел от действия моментов M_o и $M_{\text{пп}}$ (см. рис. 1). Условия нагружения МСХ в режиме "стоп" соответствуют случаю закрепления ведомой обоймы по наружному контуру: $u_n = u_s = 0$, $(x, y) \in KLNK$ при $M_{\text{пп}} = 0$.

Условия контактного взаимодействия элементов МСХ представлены в табл. 1. Знак "минус" в условиях непрерывности перемещений является следствием противоположных направлений локальных координат на поверхностях контакта; f_{AC} и f_{BD} — реализуемые коэффициенты трения на границах клина.

Таким образом, расчетная модель воспроизводит условия нагружения МСХ, конфигурацию элементов, механические показатели конструкционного материала, наложенные внутренние и внешние связи. Так как при нагружении возможна реализация двух состояний (самозаклинивание и проскальзывание МСХ), необходимым для анализа работоспособности МСХ является выбор критериев, определяющих каждое кинематическое состояние, и построение алгоритма численного решения, позволяющего моделировать поведение механизма в условиях скользящего контакта.

Критерий самозаклинивания МСХ. Самозаклинивание механизма определяется как его состояние, при котором не происходит относительного скольжения ведущих и ведомых элементов при передаче функциональной нагрузки. Оно возникает при контакте клина с обоймами исключительно за счет внутренних сил трения относительно механизма и в отсутствие силового воздействия на тело заклинивания со стороны дополнительных устройств.

Условия самозаклинивания МСХ, полученные в работе [1] при использовании геометрического критерия самоторможения тел [6], не зависят от ха-

рактера нагружения. Таким образом, включение МСХ отождествляется с процессом самоторможения механизма, что является справедливым только в частном случае, т. е. на режиме останова, и реализуется простое нагружение. В режиме выпрямления механических колебаний [1] МСХ находится в условиях сложного нагружения. Входное и выходное звенья МСХ испытывают действия переменных крутящих моментов, влияющих на распределение сил трения в зонах контакта клина с обоймами. Поэтому универсальный критерий самозаклинивания должен устанавливать связь между основными конструктивными параметрами механизма, условиями нагружения и его кинематическим состоянием. В этом случае нет альтернатив выражениям (1) для оценки работоспособности МСХ. Данные условия связывают кинематические состояния механизма с распределениями контактных напряжений, соответствующими или сцеплению клина с обоймами, или их относительному проскальзыванию.

Признаком самозаклинивания МСХ является наличие на каждой границе клина зоны жесткого сцепления или хотя бы одной точки, в которой тела деформируются совместно [3]. В механике контактного взаимодействия такое состояние элементов по обе стороны контакта определяют локальные касательные и нормальные поверхностные усилия: $|\sigma_s| < f|\sigma_n|$, что можно интерпретировать и через функции деформационных перемещений: на участках сцепления все точки тел имеют одинаковые тангенциальные смещения [2]. Полное отсутствие зон жесткого сцепления или их вырождение в процессе нагружения хотя бы на одной границе клина означает нарушение статического равновесия МСХ и переход системы в состояние относительного скольжения.

Алгоритм контакта. Поведение рассматриваемой неконсервативной механической системы зависит от истории нагружения, детальное исследование которого возможно при выполнении достаточно сложного динамического анализа. Однако для теоретической оценки работоспособности достаточно определить кинематическое состояние МСХ в заданных условиях нагружения, что было реализовано при разработке алгоритма статической контактной задачи. Нелинейные свойства объекта обусловили построение двух итерационных процедур, выполняемых при инкрементальном нагружении МСХ, одна из которых связана с моделированием нагружения, вторая — с определением кинематического состояния механизма.

В качестве параметра, управляющего деформированием в рамках принятой истории нагружения, использовали малый угол ϵ поворота эксцентрика относительно общего центра механизма. На каждом этапе нагружения момент M_o пропорционален этому углу, который определяют и размеры области контакта, и интегральное значение момента.

Кинематические состояния МСХ связывали с реализацией контактных ограничений (1), установлением наличия зон жесткого сцепления и относительного проскальзывания на границах клина с обоймами, используя часто применяемое в механике контактного взаимодействия допущение об отсутствии влияния касательных сил на нормальные давления в зонах контакта [2].

Дискретизацию контуров геометрической модели МСХ выполняли прямолинейными граничными элементами (ГЭ), в пределах которых имели место постоянный закон распределения напряжения и смещения. Для моделирования состояний жесткого сцепления или относительного скольжения применяли контактные ГЭ с соответствующим статусом. По обе стороны контакта набор контактных ГЭ формирует два множества элементов в данных состояниях. Верификация статуса контактного ГЭ на каждом этапе нагружения осуществлялась в зависимости от соотношений локальных нормальных и касательных усилий в центре элемента, согласно приведенным в табл. 1 ограничениям. Матрицу коэффициентов влияния формировали для задаваемого множества ГЭ, находящихся на "свободных" контурах элементов модели и областях контакта. В процессе нагружения МСХ выполнялось поэтапное решение системы уравнений (2) с последовательным изменением граничных условий в областях контакта согласно ограничениям модуля касательных напряжений [см. условия трения (1)] и трансформации матрицы коэффициентов влияния. На каждой итерации статус ГЭ и значения контактных функций соответствовали условиям равновесия механической системы и совместности деформаций.

Алгоритм контакта:

Шаг 1 — анализ НДС континуальной модели, образованной элементами МСХ, при заданных условиях нагружения. При жестком сцеплении обойм с клином матрица коэффициентов влияния формируется как для одного неоднородного тела. С каждым граничным элементом поверхностей контакта связаны четыре неизвестные величины: σ_n , u_n , u_s (σ_n^* , u_n^* , u_s^* — для сопряженного ГЭ).

Условия непрерывности поверхностных усилий и перемещений, предоставляемые для сопряженных элементов по обе стороны контакта еще четыре соотношения, обеспечивают решение системы уравнений (2). Найденные узловые контактные перемещения и усилия используются в качестве начальных на следующем шаге.

Шаг 2 — проверка полученных решений в рамках закона трения, определяются наличие и размеры участков с различными условиями фрикционного контакта тел. В зонах относительного проскальзывания, признаком которого является теоретическое выполнение условия $|\sigma_s| > f|\sigma_n|$, ГЭ изменяют свой статус. На последующей итерации максимальный уровень касательных усилий опре-

деляется на основании закона Амонтона в зависимости от нормальных давлений на предыдущей итерации. Неизвестными для контактной пары элементов являются шесть величин: σ_n , u_n , u_s , σ_n^* , u_n^* , u_s^* . Нормальные компоненты поверхностных усилий и перемещений в силу указанного выше допущения, по-прежнему, связывают условия непрерывности. Окончательно в области контакта имеем четыре неизвестные величины: σ_n , u_n , u_s , u_s^* , значения которых находят решением аппроксимирующей системы уравнений (2) после соответствующей перестройки матрицы коэффициентов влияния.

Шаг 3 — решение контактной задачи с новыми граничными условиями. При наличии хотя бы одного ГЭ, статус которого изменился на текущей итерации, производится переход к шагу 2. Итерации продолжаются до тех пор, пока в состоянии контактирующих элементов не прекратятся изменения.

Шаг 4 — дополнительная итерация, которая окончательно определяет поверхностные усилия и перемещения в областях контакта клина с обоймами.

Полное отсутствие зон жесткого сцепления или их вырождение в процессе нагружения хотя бы на одной границе клина означает нарушение статического равновесия МСХ, переход системы в состояние относительного скольжения и окончание решения задачи.

Пошаговые изменения граничных условий в области контакта и статуса контактных элементов приведены в табл. 2. Статусы контактных ГЭ, моделирующих состояние жесткого сцепления и относительного проскальзывания, обозначены соответственно *ST* и *SL*.

Результаты математического моделирования.

Предложенную математическую модель использовали для анализа клиновых МСХ. Было определено, что поведения МСХ при простом и сложном нагружениях различны [3]. Поэтому условия самозаклинивания следует определять для каждого режима в отдельности. Установлено, что при нагружении МСХ реализуются различные условия фрикционного контакта клина с обоймами. Сцепление клина с ведущей обоймой обеспечивается при любом действующем коэффициенте трения. Неблагоприятной для фрикционного сцепления является лишь зона контакта клина с ведомой обоймой. И возникновение самозаклинивания МСХ зависит только от распределения контактных усилий в данной зоне.

Простое нагружение имеет вид: $M_o = 0, \dots, M_{o\ max}$; $M_{ph} = 0$. Крутящий момент M_o создает нормальное давление на элементы МСХ и одновременно инициирует их относительное скольжение. Сопротивление относительному движению тел оказывают только формируемые под действием момента M_o силы трения в области контакта клина с ведомой обоймой. Если механизм является самотормозящим, то распределение сил трения должно иметь

Таблица 2

Реализация контактных ограничений и изменение граничных условий

Шаг	Начальный статус ГЭ	Контактные граничные условия	Неизвестные величины	Проверка решения	
				Контактные условия	Новый статус ГЭ
1	ST	$\sigma_n^1 = \sigma_n^{1*}$ $\sigma_s^1 = \sigma_s^{1*}$ $u_n^1 = -u_n^{1*}$ $u_s^1 = -u_s^{1*}$	σ_n^1 σ_s^1 u_n^1 u_s^1	$ \sigma_s^1 \geq f \sigma_n^1 $ $ \sigma_s^1 < f \sigma_n^1 $ $ \sigma_s^{1*} \geq f \sigma_n^{1*} $ $ \sigma_s^{1*} < f \sigma_n^{1*} $	SL ST SL ST
2	ST	$\sigma_n^2 = \sigma_n^{2*}$ $\sigma_s^2 = \sigma_s^{2*}$ $u_n^2 = -u_n^{2*}$ $u_s^2 = -u_s^{2*}$	σ_n^2 σ_s^2 u_n^2 u_s^2	$ \sigma_s^2 \geq f \sigma_n^2 $ $ \sigma_s^2 < f \sigma_n^2 $ $ \sigma_s^{2*} \geq f \sigma_n^{2*} $ $ \sigma_s^{2*} < f \sigma_n^{2*} $	SL ST SL ST
SL		$\sigma_n^2 = \sigma_n^{2*}$ $u_n^2 = -u_n^{2*}$ $\sigma_s^2 = f \sigma_n^1$ $\sigma_s^{2*} = f \sigma_n^{1*}$	σ_n^2 u_n^2 σ_s^2 u_s^2	$ \sigma_s^2 = f \sigma_n^2 $ $ \sigma_s^{2*} = f \sigma_n^{2*} $	SL
⋮					
k	ST	$\sigma_n^k = \sigma_n^{k*}$ $\sigma_s^k = \sigma_s^{k*}$ $u_n^k = -u_n^{k*}$ $u_s^k = -u_s^{k*}$	σ_n^k σ_s^k u_n^k u_s^k	$ \sigma_s^k \geq f \sigma_n^k $ $ \sigma_s^k < f \sigma_n^k $ $ \sigma_s^{k*} \geq f \sigma_n^{k*} $ $ \sigma_s^{k*} < f \sigma_n^{k*} $	SL ST SL ST
SL		$\sigma_n^k = \sigma_n^{k*}$ $u_n^k = -u_n^{k*}$ $\sigma_s^k = f \sigma_n^{k-1}$ $\sigma_s^{k*} = f \sigma_n^{k-1*}$	σ_n^k u_n^k σ_s^k u_s^k	$ \sigma_s^k = f \sigma_n^k $ $ \sigma_s^{k*} = f \sigma_n^{k*} $	SL

знакопеременный характер. В пределах зоны жесткого сцепления тел располагается совпадающая с центром давления точка, в которой $\sigma_s = 0$. Выполнение данного условия означает полное отсутствие относительного смещения тел и наличие по обе стороны от этой точки зон с противоположно направленными касательными усилиями.

Простое нагружение эквивалентно поэтапному увеличению касательной и нормальной нагрузок, отношение которых сохраняется постоянным. Поэтому процессы самозаклинивания и самоторможения МСХ будут идентичными, т. е. включение механизма в условиях простого нагружения не зависит от момента M_o . Решение контактной задачи позволяет при заданном коэффициенте трения f_{AC} определить геометрические параметры элементов МСХ, при которых механизм является самотормозящим.

При сложном нагружении переменная нагрузка $M_o = 0, \dots, M_{o\max}$; $M_{\text{пп}} = \text{const}$ определяет множество состояний МСХ. В отличие от рассмотренного ранее случая в области контакта клина с ведомой обоймой действуют касательные нагрузки, создаваемые моментом $M_{\text{пп}}$, что приводит к изменению соотношения нормальных и касательных усилий в данной области и, следовательно, условий фрикционного сцепления тел. Если максимальный момент $M_{\text{тр max}}$ трения, соответствующий максимальному моменту $M_{o\max}$, реализуемый на границе клина с ведомой обоймой, и $M_{\text{тр max}} < M_{\text{пп}}$, то элементы МСХ находятся в условиях скользящего контакта вплоть до реализации самозаклинивания, т. е. до условия $M_{\text{тр max}} = M_{\text{пп}}$, что является состоянием статического равновесия МСХ. При сложном нагружении это является условием самозаклинивания самотормозящегося механизма. Следователь-

но, в этом случае условия включения зависят от уровня внешней нагрузки, действующей на входное и выходное звенья механизма.

Решение контактной задачи позволяет не только установить кинематическое состояние системы при различных крутящих моментах ($M_{\text{тр max}} = M_{\text{пп}}$ или $M_{\text{тр max}} < M_{\text{пп}}$), но и определить момент M_o , обеспечивающий самозаклинивание МСХ при заданном $M_{\text{пп}}$. Так как $M_{\text{тр max}} < M_{o \text{ max}}$, то силовое условие, приводящее к передаче нагрузки посредством сил трения, имеет вид: $M_{o \text{ max}} > M_{\text{пп}}$.

Момент $M_{\text{тр max}}$ ограничивает предельный момент, передаваемый МСХ, являясь важнейшим триботехническим показателем и обуславливая выбор конструктивных параметров механизма и всего привода. Интеграл момента трения — распределение касательных усилий (сил трения) в зоне контакта клина с ведомой обоймой: $M_{\text{тр max}} = R \int_{AC} \sigma_s dl$.

Таким образом, можно сформулировать необходимые и достаточные условия самозаклинивания клиновых МСХ при сложном нагружении. Включение МСХ возможно при выполнении следующих условий: кинематическое — соотношение угловых скоростей $\omega_1 > \omega_2$, где ω_1, ω_2 — угловые скорости соответственно ведущих и ведомых частей механизма; геометрические — соотношение параметров ($r, R, e, \varphi_1, \varphi_2$) элементов и определенные значения коэффициента f_{AC} трения, обеспечивающие эффект самоторможения МСХ; силовые — соотношение крутящих моментов на входном и выходном звеньях: $M_{o \text{ max}} > M_{\text{пп}}$. При простом нагружении самозаклинивание МСХ возможно при выполнении первых двух условий.

Получены результаты решения контактных задач с помощью системы автоматизированного моделирования НДС элементов клиновых МСХ для различных условий нагружения на сетке из 720 граничных элементов, при следующих параметрах: $e = 5 \text{ мм}; r_0 = 12 \text{ мм}; h = 2 \text{ мм}; r = 29 \text{ мм}; R = 35 \text{ мм}; R_1 = 50 \text{ мм}; \varphi_1 = \varphi_2 = 60^\circ; E_2 = 1,05 \cdot 10^5 \text{ МПа}; E_3 = E_4 = E_5 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}; v_2 = 0,3; v_3 = v_4 = v_5 = 0,27$. Для получения полей напряжений и перемещений использовали $\approx 2 \cdot 10^5$ точек.

На рис. 2 и 3 приведены трансформации кинематических состояний МСХ при различном нагружении и условиях сцепления. При простом нагружении в условиях жесткого сцепления элементы МСХ образуют материальный континуум, деформированное состояние которого соответствует деформированному состоянию механизма при заклинивании (см. рис. 2, а). Картина трансформации свидетельствует о выполнении условий совместной деформации обойм и клина. При наличии сил трения в областях контакта клина с обоймами имеют место относительные макроскольжения элементов МСХ от внешней нагрузки (см. рис. 2, б). Имеет место кинематическое смещение ведущей обоймы

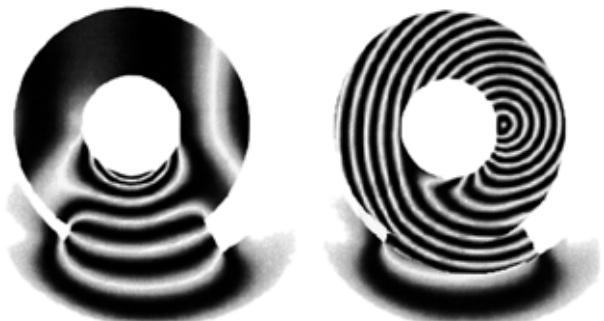


Рис. 2. Трансформация кинематического состояния МСХ при простом нагружении ($M_o = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}, M_{\text{пп}} = 0$):
а — жесткое сцепление; б — $f_{AC} = 0,1$

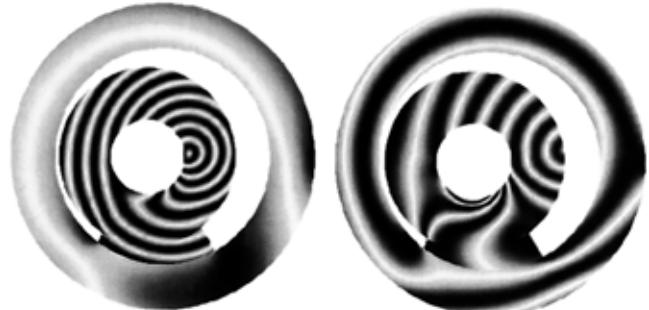


Рис. 3. Трансформация кинематического состояния МСХ при сложном нагружении ($M_o = 26,8 \text{ Н} \cdot \text{м}, M_{\text{пп}} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м}$):
а — $f_{AC} = 0,1$; б — $f_{AC} = 0,12$

и клина как единого целого относительно ведомой обоймы.

При нагружении МСХ крутящими моментами M_o и $M_{\text{пп}}$ и коэффициенте трения $f_{AC} = 0,1$ имеет место проскальзывание контактных поверхностей под действием внешней нагрузки (см. рис. 3, а), а при $f_{AC} = 0,12$ — заклинивание (см. рис. 3, б). Изоповерхности перемещений на обоймах и клине имеют деформационный характер и определяют положение зон жесткого сцепления и относительного проскальзывания. Признаком первых является полное совпадение полос в областях контакта трех взаимодействующих элементов МСХ. На границе клина с ведущей обоймой практически отсутствует микроскольжение. В заостренной части клина на границе с ведомой обоймой наблюдается протяженная зона микропроскальзывания (несовпадение полос), что свидетельствует о различных тангенциальных перемещениях деформируемых тел.

Высокий реализуемый момент трения ($M_{\text{тр max}} \approx 0,74 M_o$) опровергает распространенное мнение о том, что для передачи касательной нагрузки в клиновых МСХ, как и в поступательной кинематической паре, прежде всего требуется значительное нормальное давление на клин. Во вращающейся паре реализуемый момент трения зависит от радиуса ведомой обоймы. В МСХ данного типа обеспечивается возможность передачи крутящего момента при

Исследование устойчивости исходной геометрии активных поверхностей и плавности работы эвольвентной червячной передачи

Установлено, что результатом неравномерного изнашивания активных поверхностей эвольвентной червячной передачи является существенное ухудшение ее эксплуатационных свойств. Малоизношенная зона полюса зацепления мешает плавной работе передачи, поэтому в зоне полюса зацепления происходит заедание при повышенных нагрузках или образование питтинга при нагрузках, меньших допускаемых для данной передачи. Основой улучшения эксплуатационных свойств эвольвентной червячной передачи является повышение устойчивости ее исходной геометрии.

Ключевые слова: устойчивость исходной геометрии, плавность работы, входные и выходные контактные линии, граничное и жидкостное трение, неравномерность изнашивания, заедание, питтинг.

It was stated that non-uniform wear of active faces of the involute worm gearing deteriorates substantially its operating ability. The little-worn zone of the pitch point hinders to smooth operation of the gearing, and therefore the jamming effect in the pitch point zone occurs at enhanced loads, or pitting arises at loads lesser than safe ones for given gearing. It was shown that the foundation of the involute worm gearing's operating ability improvement is the steadiness enhancement of the gear's initial geometry.

Keywords: steadiness of initial geometry, operation smoothness, input and output contact lines, boundary and liquid friction, non-uniformity of wear, jumming, pitting.

Устойчивость исходной геометрии активных поверхностей и плавность работы эвольвентной червячной передачи исследовали методом контроля кинематической точности в процессе изнашивания передачи с помощью прибора конструкции ЦНИИТМАШа¹. Прибор помещали на притироч-

ном устройстве токарного станка, в центрах которого устанавливали червяк, а на свободно вращающемся диске притирочного устройства — червячное колесо. Вращающийся диск был снабжен тормозным устройством, с помощью которого можно было создавать крутящий момент на колесе.

Параллельно экспериментальной червячной передаче устанавливали передачу с высокой кинематической точностью, которая состояла из двух ажурных барабанов, связанных между собой стальной струной. Колебания экспериментального колеса относительно номинального положения, которое всегда занимал барабан дублирующей передачи, фиксировались емкостным датчиком, связанным с самописцем БВ-662. После каждой приработки экспериментальной передачи определяли ее циклическую кинематическую погрешность.

В качестве объекта исследований использовали эвольвентную червячную передачу с параметрами: $a_w = 150$ мм; $z_1 = 1$; $z_2 = 29$; $m = 6$ мм. Червяк был изготовлен из стали 45 и улучшен до твердости $38 \div 40$ HRC, венец колеса — из бронзы АЖ9-4 твердостью 135 HB.

Экспериментальная передача подвергалась четырем приработкам. В качестве смазочного материала использовали смесь машинного масла и керосина, в которую добавляли порошок карбида Бора с частицами размером до 1 мкм. Первую и вторую приработку левой и правой сторон витка

¹ Сагин Л. И. Улучшение методов производства и эксплуатационных качеств глобоидных передач // Тр. ЦНИИТМАШа. № 14. М.: ОНТИ, 1960.



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

низком напряженном состоянии в областях контакта клина с обоймами, что обусловливает создание высокоэффективных МСХ большой долговечности.

Установленный критерий самозаклинивания, феноменологическое задание соотношения нормальных и касательных усилий и предлагаемая гранично-элементная модель позволяют на уровнях микро- и макроскольжения исследовать контактное взаимодействие элементов клиновых МСХ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Благонравов А. А. Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 145 с.

2. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1986. 510 с.
3. Гончаров А. А. Неконсервативная гранично-элементная модель клиновых механизмов свободного хода // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. 2008. № 2. С. 28—36.
4. Крауч С., Старфилд А. Методы граничных элементов в механике твердого тела. М.: Мир, 1987. 328 с.
5. Гончаров А. А. Статический анализ напряженно-деформированного состояния элементов клиновых механизмов свободного хода // Проблемы машиностроения и надежности машин. РАН. 2005. № 5. С. 80—87.
6. Тимофеев Г. А., Панюхин В. В. Анализ критерии самоторможения // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 3—8.

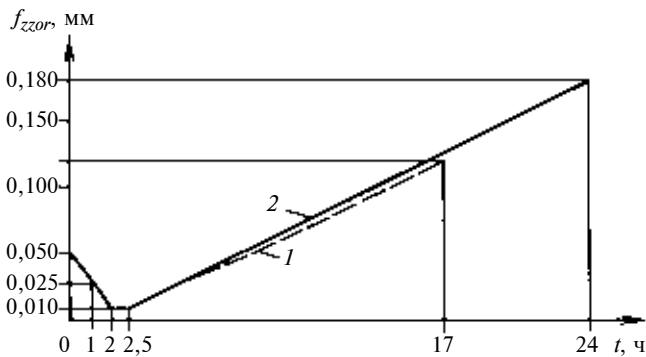


Рис. 1. Изменение циклической кинематической погрешности f_{zzor} зубцовой частоты левой (1) и правой (2) сторон витка червяка при приработке в течение t часов

червяка проводили в течение 1 ч каждую при нагрузке 3,75 Н·м и частоте вращения червяка 28 мин⁻¹. Продолжительность третьей приработки была сокращена до 30 мин и выполнялась она с пастой гои. Четвертую приработку левой стороны витка выполняли в течение 17 ч, а правой — в течение 24 ч при нагрузке 50 Н·м.

На рис. 1 представлено изменение циклической кинематической погрешности f_{zzor} зубцовой частоты экспериментальной червячной передачи в процессе ее изнашивания: после изготовления передачи перед первой приработкой погрешность составляла $f_{zzor} = 0,05$, а после третьей приработки она, оставаясь одинаковой при работе левой и правой сторонами витка червяка, составила $f_{zzor} = 0,01$; после четвертой приработки эта погрешность на левой стороне витка достигла 0,12 мм, а на правой — 0,18 мм. Таким образом, в начале изнашивания эвольвентной червячной передачи циклическая кинематическая погрешность зубцовой частоты в результате устранения при первой — третьей приработках погрешностей изготовления и монтажа передачи уменьшалась, а при дальнейшем изнашивании активных поверхностей витка червяка и зубьев колеса резко возросла и на левой, и на правой (больше всего) сторонах витка.

На рис. 2 представлена диаграмма f_{zzor} при работе правой стороны витка червяка после четвертой приработки передачи.

В результате исследования устойчивости исходной геометрии активных поверхностей и плавности работы эвольвентной червячной передачи установлено, что передача обладает недостаточной устойчивостью исходной геометрии активных поверхностей витков червяка и зубьев колеса, так как в процессе изнашивания приобретает возрастающую циклическую кинематическую погрешность зубцовой частоты.

На рис. 3 приведена схема боковой поверхности зуба колеса эвольвентной червячной передачи. Активные поверхности 1—5—M и 2—5'—M зубьев колеса изнашиваются существенно больше остальной боковой поверхности M—5—N—5'—M зубьев. Мини-

мальное изнашивание активной поверхности зубьев наблюдается примерно в середине выходной стороны червячного колеса — в зоне полюса P зацепления.

В червячной передаче необходимо различать входную 1—5 и выходную 2—5' стороны зубьев колеса от входных 1—5—M, 2—5'—M и выходного M—5—N—5'—M участков контактных линий на активной поверхности зубьев колеса. Контактные линии проходят по боковой поверхности зубьев от вершинной кромки 1—M—2 к поверхности впадин зубьев колеса.

Причиной образования циклической кинематической погрешности зубцовой частоты в червячной передаче является неравномерное изнашивание активных поверхностей зубьев в результате разных условий трения зубьев колеса и витков червяка на входных и выходном участках контактных линий. На разрывных контактных линиях боковых по-

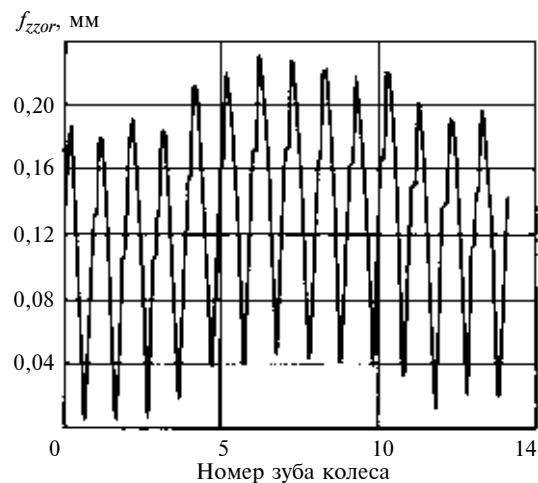


Рис. 2. Фрагмент диаграммы f_{zzor} при работе правой стороны витка червяка после четвертой приработки червячной передачи

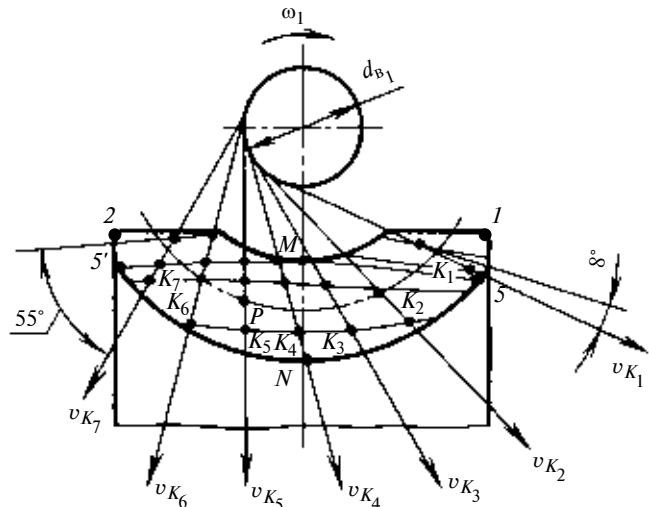


Рис. 3. Схема боковой поверхности зуба колеса эвольвентной червячной передачи:
 d_{b1} — диаметр основного цилиндра эвольвентного червяка;
 1—5 и 2—5' — входная и выходная стороны зуба колеса;
 $v_{K_1} \div v_{K_7}$ — скорости движения контактных точек $K_1 \div K_7$

верхностей $1-5-M$ и $2-5'-M$ зуба колеса имеет место граничное трение, так как угол между касательной к контактной линии и вектором ее скорости движения составляет $8 \div 55^\circ$.

В зоне полюса P зацепления указанный угол составляет около 90° , поэтому на входных участках $1-5-M$ и $2-5'-M$ контактных линий зубьев колеса изнашивание существенно больше, чем в зоне полюса P зацепления, где в соответствии с гидродинамической теорией смазки имеют место жидкостное трение и чистое качение.

Выполненные исследования позволили раскрыть механизм образования циклической кинематической погрешности зубцовой частоты червячной передачи. В соответствии с рис. 3 контактная линия $5-5'$ делит боковую поверхность зуба на две части: входную — между линией $5-5'$ и вершинной кромкой зуба, и выходную — между той же контактной линией и поверхностью впадин зубьев колеса.

Во время контакта наиболее изношенных участков $1-5-M$ и $2-5'-M$ зубьев колеса и соответствующих им участков витка червяка червячное колесо отстает от номинального положения. При дальнейшем вращении червяка червячное колесо вынуждено вращаться ускоренно, чтобы достичь номинального положения в полюсе P зацепления, где изнашивание активных поверхностей передачи минимальное.

Полюс P зацепления в эвольвентной червячной передаче находится в точке пересечения начальной окружности колеса с торцевой плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка. После достижения полюса P зацепления колесо вращается замедленно до наступления контакта между наиболее изношенными участками зуба колеса и витка червяка. Такое крутильное колебание колесо совершает с зубцовой частотой. Амплитуда циклической кинематической погрешности червячной передачи

равна разности максимального и минимального значений износа боковой поверхности зуба.

Выполненные исследования позволяют объяснить, почему в червячных передачах заедание и образование питтинга на зубьях колеса, как правило, начинается в середине выходной стороны зубьев на участке $2-5'-M-5-N$: на этом участке износ минимальен. По мере изнашивания входного и выходного участков зубьев контактные напряжения в зоне полюса P зацепления на минимально изношенном участке постепенно увеличиваются, так как максимально и минимально изношенные участки боковой поверхности зубьев колеса находятся в разных фазах зацепления с червяком.

Малоизношенная зона полюса P зацепления мешает плавной работе передачи, поэтому заедание активных поверхностей червячной передачи происходит на боковой поверхности в середине выходной стороны зубьев червячного колеса — в окрестности полюса P зацепления. Если передача эксплуатируется при нагрузке больше номинальной, происходит заедание активных поверхностей передачи в зоне полюса P зацепления. Если же передача эксплуатируется при нагрузке, существенно меньшей номинальной, и длительное время, в зоне полюса P зацепления образуются питтинги.

Выполненные исследования показали, что как бы точно ни была изготовлена и смонтирована червячная передача из-за объективно существующего неравномерного изнашивания активных поверхностей зубьев колеса и витков червяка в процессе эксплуатации передачи плавность работы, нагрузочная способность, долговечность и КПД червячной передачи неизбежно снижаются при возрастающих динамических силах. Поэтому в основе решения проблемы повышения эксплуатационных свойств червячных передач должно быть повышение устойчивости исходной геометрии активных поверхностей передачи.

УДК 629.113.62-235:621.85

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, Е. В. НЕСГОВОРОВ, канд. техн. наук, В. А. РАКОВ
(ВоГТУ, г. Вологда), e-mail: alex.mh.vstu.edu.ru

Тяговый расчет транспортных средств с адаптивным приводным двигателем

Представлена модернизированная методика тягового расчета автотранспортных средств, учитывающая адаптивные свойства тягового электродвигателя к нагрузке при постоянном передаточном отношении трансмиссии.

Ключевые слова: тяговый расчет, модернизированная методика, автотранспортные средства, адаптивный приводной двигатель.

An advanced traction calculation technique of the motor transport facilities taking into account the adaptive properties of traction motor to the load at constant transmission ratio is presented.

Keywords: traction calculation, advanced technique, motor transport facilities, adaptive driving motor.

В связи с очевидной тенденцией к массовому применению на современных автотранспортных средствах (АТС) электрифицированных приводов (электромеханические трансмиссии, гибридные

силовые установки и т. п.) возникла необходимость модернизации тягового расчета АТС. Традиционная методика расчета не учитывает высокую приспособляемость тягового электродвигателя к

нагрузке (крутящему моменту на валу). Механическая характеристика этих электродвигателей в отличие от ДВС изменяется в очень широких пределах в зависимости от условий движения АТС. Именно благодаря этой адаптивной способности тяговых электродвигателей исключается потребность в устройствах, изменяющих передаточное отношение трансмиссии (коробка передач, гидромуфта, гидротрансформатор, вариаторы различных конструктивных видов), а это также обуславливает необходимость корректирования методики тягового расчета.

В статье предлагается модернизированная методика тягового расчета АТС, позволяющая учесть адаптивные свойства тягового электродвигателя к нагрузке при постоянном (выбранном) передаточном отношении трансмиссии (именно такая упрощенная трансмиссия и применяется на АТС, оборудованных адаптивным электроприводом). При этом в целях оптимизации конструктивного решения предполагается выполнять итерационный расчет с использованием компьютера (программа TRANS_3 — разработана авторами статьи), при котором варьируются параметры электродвигателя и передаточное отношение трансмиссии. Много-вариационный расчет позволяет учесть весь параметрический ряд существующих электродвигателей, который значительно шире параметрического ряда ДВС.

При выполнении тягового расчета принимаем начальное условие — равномерное движение АТС на подъеме. Тогда суммарное сопротивление движению транспортного средства (сила тяги на ведущих колесах):

$$P_k = F_k + F_b + F_i, \text{ Н,} \quad (1)$$

где P_k — сила тяги на ведущих колесах, Н; F_k , F_b , F_i — силы сопротивления соответственно качению, воздуха и от наличия уклона, Н.

Используем известные зависимости традиционного тягового расчета [1]:

$$P_k = mgf + KFV_a^2 + mgsin\alpha, \quad (2)$$

где m — масса автомобиля, кг; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; f — коэффициент сопротивления качению; K — коэффициент обтекаемости; F — лобовая площадь автомобиля, м^2 ; V_a — скорость автомобиля, $\text{м}/\text{с}$; α — угол продольного уклона участка дороги, градус.

Крутящий момент на ведущих колесах АТС $M_k = P_k = R_k$, где R_k — радиус качения колеса, м.

Следовательно,

$$M_k = mgfR_k + KFV_a^2 R_k + mgsin\alpha R_k. \quad (3)$$

Известно:

1) $M_k = MU_{\eta_{tp}}$, где M — крутящий момент двигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}$, U — передаточное отношение трансмиссии; η_{tp} — КПД трансмиссии;

2) $V_a = \omega_k R_k = \omega R_k / U$, где ω_k — угловая частота вращения ведущих колес, $\text{рад}/\text{с}$; ω — угловая частота вращения двигателя, $\text{рад}/\text{с}$.

Перепишем уравнение (3) с учетом приведенных выше зависимостей:

$$MU_{\eta_{tp}} = mgfR_k + KF(\omega R_k / U)^2 R_k + mgsin\alpha R_k. \quad (4)$$

Решаем уравнение (4) относительно α :

$$\sin\alpha = \frac{MU_{\eta_{tp}}}{mgR_k} - f - \frac{KF(\omega R_k / U)^2}{mg}; \\ \alpha = \arcsin\alpha. \quad (5)$$

Уклон можно выразить в процентах: $\operatorname{tg}\alpha \cdot 100\%$.

Если по результатам расчета получаем отрицательное значение α , это означает, что движение АТС возможно только под уклоном.

Согласно выражению (5) искомая функция является зависимостью двух переменных: $\alpha = f(M, \omega)$. Следовательно, для математического анализа необходимо располагать вторым уравнением, которое устанавливало бы функциональную зависимость между аргументами M и ω . Такая функциональная зависимость существует и определяется она таким физическим понятием, как **механическая характеристика привода**, которая чаще всего представляется в виде графика (рис. 1).

Полученная в результате расчета величина α уклона поверхности по существу определяет запас (или дефицит при отрицательных значениях) тяговой силы на ведущих колесах при заданных параметрах M и ω двигателя. Следовательно, если движение осуществляется по горизонтальной поверхности, то установленный в результате расчета запас

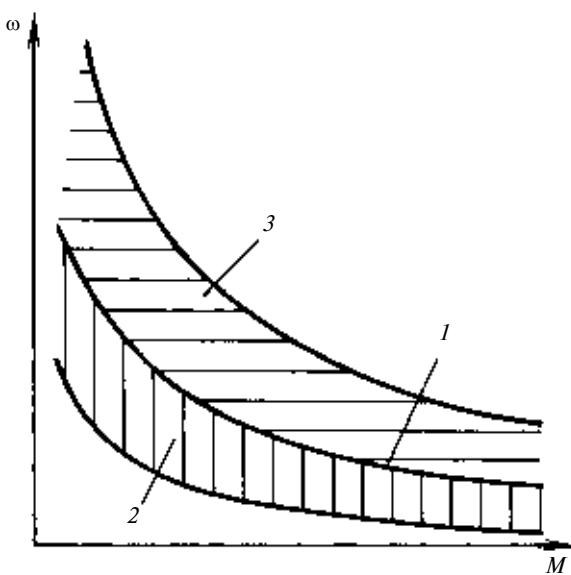


Рис. 1. Механические характеристики электродвигателя постоянного тока последовательного возбуждения:
1 — естественная характеристика; 2, 3 — области, соответствующие усиленному и ослабленному полям возбуждения

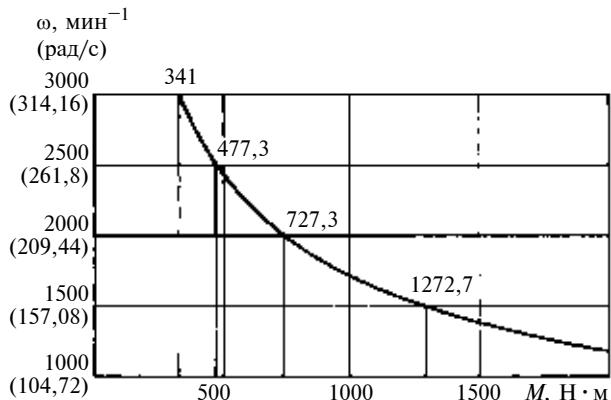


Рис. 2. Естественная механическая характеристика электродвигателя ДК211БМ

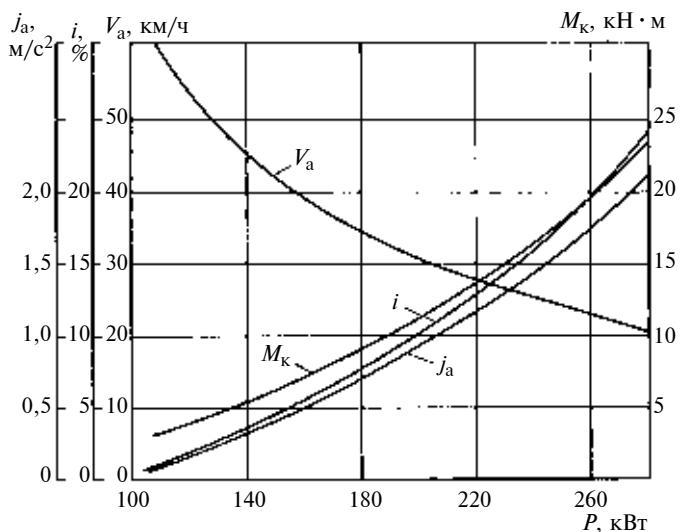


Рис. 3. Динамические характеристики АТС в зависимости от мощности тягового электродвигателя ДК211БМ, работающего в режиме естественной механической характеристики

тяговой силы обеспечит ускоренное движение АТС. При этом ускорение j_a автомобиля, движущегося по горизонтальной поверхности, определяем из соотношения $mg \sin \alpha = \delta m j_a$:

$$j_a = g \sin \alpha / \delta, \quad (6)$$

где δ — коэффициент, учитывающий влияние сил инерции вращающихся деталей АТС.

Коэффициент δ , согласно работе [1], может быть определен по формуле

$$\delta = 1,04 + 0,04 u_{\text{КП}}^2, \quad (7)$$

где $u_{\text{КП}}$ — передаточное отношение коробки передач (КП).

Следовательно, если КП в трансмиссии отсутствует (что имеет место в рассматриваемом случае), то $\delta = 1,08$.

Вернемся к понятию механическая характеристика привода.

Многолетний опыт эксплуатации электрифицированных транспортных средств доказал эффективность применения тяговых электродвигателей, механическая характеристика которых имеет гиперболический вид, т. е. приближается к характеристике, обеспечивающей режим работы привода с постоянной мощностью. Такой механической характеристикой обладают, например, электродвигатели постоянного тока с последовательным возбуждением.

Как уже отмечалось, регулирование скоростного режима АТС с электроприводом обеспечивается управляемым изменением механической характеристики тягового электродвигателя. Например, в двигателях постоянного тока последовательного возбуждения этого можно достичь управляемым изменением поля возбуждения или регулированием напряжения, приложенного к якорной цепи двигателя. При регулировании магнитного потока относительно естественной механической характеристики появляются два семейства характеристик: а) с усиленным полем возбуждения; б) с ослабленным полем возбуждения (см. рис. 1). Благодаря этому у водителя транспортного средства возникает возможность обеспечить желаемый скоростной и нагрузочный режим АТС.

Продемонстрируем применение предлагаемой методики результатами тягового расчета для троллейбуса, выпускаемого ОАО "Транс-Альфа" г. Вологда, при использовании на нем тягового электродвигателя ДК211БМ с номинальной мощностью 190 кВт, естественная механическая характеристика которого приведена на рис. 2.

Таблица 1
Силовые параметры привода

Расчетная точка	Крутящий момент двигателя M , кН·м	Угловая частота вращения двигателя ω , рад/с	Мощность двигателя, P , кВт	Крутящий момент на ведущих колесах M_K , кН·м
1	341,0	314,16	107,1286	3,0131
2	477,3	261,8	124,9571	4,2174
3	727,3	209,44	152,3257	6,4264
4	1272,7	157,08	199,9157	11,2455
5	2000,0	123,92	247,8400	17,6719
6	2681,8	104,72	280,8381	23,6962

Таблица 2
Силы сопротивления при равномерном движении АТС на подъеме (уклоне)

Расчетная точка	Сила сопротивления качению F_K , кН	Сила сопротивления воздуха F_B , кН	Сила сопротивления от уклона F_i , кН
1	3,1255	1,1592	1,3472
2	3,1255	0,8050	3,9525
3	3,1255	0,5152	8,3712
4	3,1255	0,2898	17,6043
5	3,1255	0,1804	29,7257
6	3,1255	0,1288	41,0377

Таблица 3
Динамические характеристики АТС

Расчетная точка	Скорость движения АТС V_a , км/ч	Угол подъема α , градус	Преодолеваемый подъем i , %	Ускорение АТС на горизонтальном участке j_a , м/с ²
1	61,635	0,4444	0,7756	0,0704
2	51,363	1,3041	2,2765	0,2067
3	41,090	2,7631	4,8262	0,4379
4	30,818	5,8185	10,1902	0,9208
5	24,312	9,8565	17,3745	1,5549
6	20,545	13,6697	24,3213	2,1466

Исходные данные: 1) полная масса АТС — 17 700 кг; 2) механический КПД трансмиссии — 0,9; 3) передаточное отношение трансмиссии — 9,817; 4) диаметр ведущего колеса — 1,07 м; 5) коэффициент сопротивления качению — 0,018; 6) лобовая площадь АТС — 6,592 м²; 7) коэффициент обтекае-

УДК 621.81

А. М. НАДЖАФОВ, канд. техн. наук, А. И. АБДУЛЛАЕВ, д-р техн. наук, (АзТУ, г. Баку),
e-mail: ali.najafov@rohe.az

Определение критической частоты вращения ведущего вала пакетного редуктора

Получено выражение для определения критической частоты вращения ведущего вала удвоенного двухпоточного пакетного редуктора.

Ключевые слова: пакетный редуктор, вал, частота вращения, прогиб, рабочий режим.

An expression for determining of critical rotation frequency of twofold double-flow batch reducer's drive shaft has been obtained.

Keywords: batch reducer, shaft, rotation frequency, flexure, operating condition.

При использовании в механическом приводе штангового насоса (МПШН) электродвигателя высокой частоты вращения и низкой мощности важное значение имеет такой показатель, как частота вращения ведущего вала двухпоточного трехступенчатого пакетного редуктора [1–3].

При исследовании данного показателя ведущий вал пакетного редуктора на двух опорах представляется как вал с неподвижными зубчатыми колесами и вращающимися вокруг своей оси двухвенцовыми блоками шестерен в виде ступенчатого ротора, произвольно нагруженного распределенными массами и моментами инерции. Расчетные сечения выбираются с учетом резких изменений в распределении масс и показателей жесткости данной механической системы (рисунок).

Для оценки критической частоты вращения вала с прямолинейной осью с точки зрения устойчи-

мости — 0,6 Н·с²/м⁴; 8) коэффициент влияния инерции вращающихся деталей привода — 1,08.

Результаты расчета представлены в табл. 1–3 и на рис. 3.

Анализируя динамические свойства АТС при установке на нем тягового электродвигателя ДК211БМ, приходим к заключению, что (с учетом указанных выше возможностей регулирования изменением режимных параметров) номинальная мощность данного двигателя выбрана с определенным запасом и имеет смысл рассмотреть иные варианты приводного двигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. М.: Транспорт, 1985. 224 с.
2. Александров И. К. Энергетический КПД машины с частичной рекуперацией энергии // Вестник машиностроения. 2007. № 9. С. 17, 18.

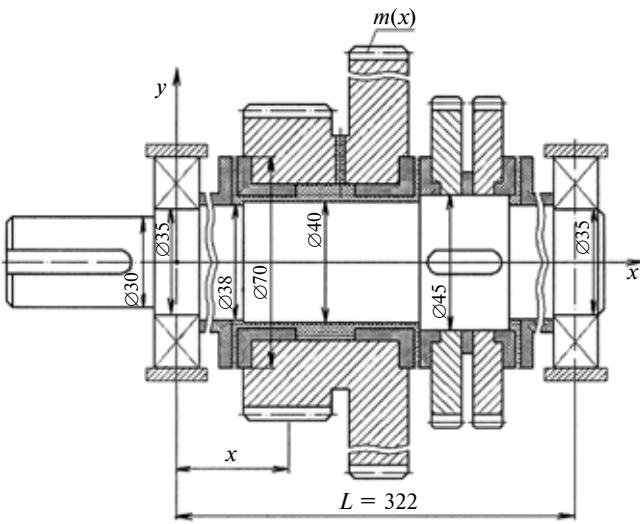
ности процесса предположим, что вал имеет некоторое отклонение и центры тяжести зубчатых колес и блоков шестерен двигаются по окружностям с радиусами $y(x)$. При этом на конструктивные элементы данной исследуемой системы действуют центробежная сила $F_{ц}$ и сила F_y упругости [4]:

$$\left. \begin{aligned} F_{ц}(x) &= \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 m(x) y(x); \\ F_y(x) &= \frac{1}{\lambda} y(x) \approx \frac{48 E J(x)}{L^3} y(x), \end{aligned} \right\}$$

где $m(x)$, $J(x)$ — массы и моменты инерции конструктивных элементов; λ — коэффициент податливости вала (прогиб среднего сечения); L — расстояние между опорами; n — частота вращения вала; E — модуль Юнга.

Очевидно, что если сила упругости больше центробежной силы, то ось вала после отклонения снова возвратится в исходное положение, что указывает на его устойчивость. В момент равновесия, т. е. когда сила упругости равна центробежной силе, прогибы вала могут резко возрастать. Частота вращения, при которой сила упругости будет равна центробежной силе, называется критической. При этом вал теряет жесткость на изгиб и даже небольшая сила может вызвать его значительные прогибы.

В общем случае конструктивные элементы, установленные на ведущем валу пакетного редуктора,



Расчетная схема ведущего вала двухпоточного удвоенного трехступенчатого пакетного редуктора МПШН

следует рассматривать как точечные массы. Для упрощения в настоящей расчетной схеме конструктивные элементы, установленные на валу, представим как произвольные распределенные непрерывные локальные массы. При этом показатель $m(x)$ учитывает и массу конструктивных элементов, установленных на валу, и массу самого вала на заранее выбранных участках, величина $EJ(x)$ принимается постоянной на каждой ступени ведущего вала.

В изогнутом положении вала на него действует распределенная локальная нагрузка:

$$q(x) = Cn^2 m(x) y(x), \quad (1)$$

где $C = (30/\pi)^2$.

Поперечную силу в установленных сечениях находим по формуле

$$Q(x) = R_1 + \int_0^x q(x_1) dx_1,$$

где x_1 — переменная интегрирования ($0 \leq x_1 \leq x$); R_1 — опорная силы реакции.

Принимая во внимание, что $Q(x) = dM(x)/dx$, для изгибающего момента имеем:

$$M(x) = \int_0^x Q(x_1) dx_1 = R_1 x + \int_0^x \int_0^{x_1} q(x_2) dx_2 dx_1. \quad (2)$$

Так как изгибающий момент в сечении $x = l$ равен нулю, получим:

$$R_1 = -\frac{1}{L} \int_0^L \int_0^{x_1} q(x_2) dx_2 dx_1. \quad (3)$$

Подставив выражение (3) в формулу (2), получим изгибающий момент шарнирно закрепленной на концах балки при произвольной эпюре $q(x)$:

$$M(x) = \int_0^x \int_0^{x_1} q(x_2) dx_1 dx_2 - \frac{x}{L} \int_0^L \int_0^{x_1} q(x_2) dx_2 dx_1. \quad (4)$$

С учетом выражения (1) для рассматриваемого случая имеем:

$$M(x) = Cn^2 \left\{ \int_0^x \int_0^{x_1} m(x_2) y(x_2) dx_2 dx_1 - \right. \\ \left. - \frac{x}{L} \int_0^L \int_0^{x_1} m(x_2) y(x_2) dx_2 dx_1 \right\}.$$

Выражение (4) запишем в более краткой форме:

$$M(x) = Cn^2 A_y(x),$$

$$\text{где } A_y(x) = \int_0^x \int_0^{x_1} m(x_2) y(x_2) dx_2 dx_1 - \\ - \frac{x}{L} \int_0^L \int_0^{x_1} m(x_2) y(x_2) dx_2 dx_1. \quad (5)$$

Далее будем использовать основное дифференциальное уравнение изгиба вала:

$$d^2y/dx^2 = M(x)/[EJ(x)]. \quad (6)$$

Проинтегрировав дважды обе части равенства (6) в диапазоне от 0 до x с учетом условий $y(0) = 0$; $y(L) = 0$, получим:

$$y(0) = -\frac{1}{L} \int_0^L \int_0^{x_1} \frac{M(x_2)}{EJ(x_2)} dx_2 dx_1 - \frac{x}{L} \int_0^L \int_0^{x_1} \frac{M(x_2)}{EJ(x_2)} dx_2 dx_1. \quad (7)$$

Полученное уравнение характеризует прогибы вала при произвольном распределении изгибающего момента. Подставив формулу (5) в уравнение (7), получим:

$$y(x) = Cn^2 K_y,$$

$$\text{где } K_y = \left| \int_0^x \int_0^{x_1} \frac{A_y(x_2)}{EJ(x_2)} dx_2 dx_1 - \frac{x}{L} \int_0^L \int_0^{x_1} \frac{A_y(x_2)}{EJ(x_2)} dx_2 dx_1 \right| -$$

интегральный оператор.

Выражение (7) представляет собой интегральное уравнение для оценки критической частоты вращения ведущего вала пакетного редуктора, которое решается методом последовательных приближений. Исходное приближение y_0 выбирается в виде плавной кривой, удовлетворяющей условиям $y(0) = 0$, $y(L) = 0$:

$$y_0(x) = 4x(L - x)/L_2. \quad (8)$$

Окончательный результат не зависит от выбора исходного приближения. Последующее приближение для прогибов y_L определяется согласно выражению $y_L = Cn^2 K_{y_0}$.

Для вычисления вышеуказанных интегралов используется правило трапеций. Оценка критической частоты вращения осуществляется в характерном сечении $x = 0,5L$, где имеет место наибольший прогиб вала:

$$n_{kp} = C(y_0/K_{y_0})^{1/2}|_{x=1/2}. \quad (9)$$

Частота вращения, близкая к критическому значению, может оказаться опасной. Поэтому для пакетного редуктора частот вращения в интервале от $0,7n_{kp}$ до $1,3n_{kp}$ не рекомендуется использовать в качестве рабочих режимов. Следовательно, условие работы пакетного редуктора с жестким ведущим валом $n < 0,7n_{kp}$.

Для численного эксперимента был выполнен расчет ведущего вала удвоенного двухпоточного трехступенчатого пакетного редуктора применительно к станкам-качалкам СКРЗ и СКДР. Исходные данные: номинальный вращающий момент на выходном валу $T^* = 7100 \text{ Н} \cdot \text{м}$; фактическое передаточное число $u_\Sigma = 64$; диаметр выходного вала $d^* = 90 \text{ мм}$. Диаметр ведущего вала в середине пролета $d_1 = 0,5d^* = 45 \text{ мм}$, следовательно, $d_2 = d_3 = 40 \text{ мм}$, $d_4 = 35 \text{ мм}$. Передаточное число одной ступени пакетного редуктора $u = 4$; диаметр начальной окружности шестерни $d_{w_1} = 117 \text{ мм}$. Коэффициент v — отношение ширины одной ступени выходного вала к другой, равен 0,5. Допускаемое напряжение кручения выходного вала $[\tau]_k = 50 \text{ МПа}$.

Результаты расчетов приведены в таблице (вал разбит на тринадцать расчетных сечений, графы 2–18 заполняются по приведенным в них формулам).

$x, \text{мм}$	$0,5\Delta x, \text{мм}$	$m(x), (\text{Н} \cdot \text{с}^2)/\text{м}$	$EJ(x) \cdot 10^{-8}, 1/(\text{Н} \cdot \text{мм}^2)$	$y_0(x)$	$m(x)y(x)$	$[K_{6i} + K_{(6i+1)}] \frac{1}{2} \Delta x_i$	$\int_0^x m(x)y_0(x)dx$	$[K_{8i} + K_{(8i+1)}] \frac{1}{2} \Delta x_i$	$\int_0^x \int_0^{x_1} m(x_2)y(x_2)dx_2 dx_1$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0,0	18,0	1,665	1,583	0,0000	0,0000	1,2366	0,0000	22,2588	0,0000
36,0	15,0	1,729	1,583	0,3972	0,0687	3,2970	1,2366	86,5530	22,2588
66,0	16,5	2,319	1,583	0,6518	0,1511	5,8113	4,5336	245,4952	87,7896
99,0	10,0	2,361	2,700	0,8517	0,2011	19,4170	10,3449	401,0680	333,2848
119,0	9,5	18,678	2,700	0,9319	1,7406	34,0442	29,7619	888,8960	734,3528
138,0	11,5	18,814	2,700	0,9796	1,8430	22,8056	63,8061	1729,8050	1 623,2488
161,0	11,5	1,401	4,326	1,0000	0,1401	3,2487	86,6117	2029,4290	3 353,0538
184,0	9,5	1,454	2,700	0,9796	0,1424	18,0092	89,8604	1878,4350	5 382,4825
203,0	10,0	18,814	2,700	0,9319	1,7533	33,4410	107,8696	2445,2670	7 260,9178
223,0	16,5	18,676	2,700	0,8517	1,5908	28,7875	136,6571	4988,6780	9 706,1878
256,0	15,0	2,361	2,700	0,6518	0,1539	3,6900	165,4446	5014,0380	14 690,8658
286,0	18,0	2,319	1,583	0,3972	0,0921	1,6578	169,1346	6118,6860	19 704,9038
322,0	—	1,665	1,583	0,0000	0,0000	0,0000	170,7924	—	25 823,5898

Продолжение таблицы

$\frac{x}{l} \int_0^x \int_0^x my_0 dx_1 dx_2$	$A_y(x)$	$\frac{A_y}{EJ} 10^8$	$[K_{13i} + K_{(13i+1)}] \frac{1}{2} \Delta x_i 10^8$	$\int_0^l \frac{A_y}{EJ} dx_1 10^8$	$[K_{15i} + K_{(15i+1)}] \times \frac{1}{2} \Delta x_i 10^8$	$\int_0^l \int_0^{x_1} \frac{A_y}{EJ} \times \frac{1}{2} \Delta x_i 10^8$	$\int_0^x \int_0^l \frac{A_y}{EJ} dx_1 dx_2 \cdot 10^8$	$K_{y_0} \cdot 10^8$	$y_1(x)$
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
0,00	0,0	0,0	0,3258	0,0000	5,8644	0,0000	0,0000	0,000	0,000
2 887,00	2865,0	181,0	0,7650	0,3259	21,2490	5,8644	142,4779	136,614	0,372
5 293,00	5205,0	329,0	1,0082	1,0908	52,6320	27,1134	261,2094	234,096	0,637
7 940,00	7607,0	282,0	0,6080	2,0990	48,0600	79,7454	391,8141	312,069	0,850
9 544,00	8810,0	326,0	0,6422	2,7070	57,5300	127,8054	470,6985	343,163	0,934
11 068,00	9445,0	350,0	0,6566	3,3492	84,5800	185,3354	546,1651	360,830	0,982
12 912,00	9559,0	221,0	0,6532	4,0058	99,6400	269,9154	637,1927	367,277	1,000
14 757,00	9375,0	347,0	0,6469	4,6590	94,6700	369,5554	728,2208	358,656	0,978
16 281,00	9021,0	334,0	0,6370	5,3059	112,5000	454,2254	803,4169	339,192	0,924
17 885,00	8179,0	303,0	0,8564	5,9429	210,2000	576,7254	882,5712	305,849	0,833
20 531,00	5841,0	216,0	0,6300	6,7993	213,4000	786,9254	1013,9075	226,251	0,616
22 937,00	3233,0	204,0	0,3672	7,4293	274,1000	1000,3254	1131,9075	131,580	0,358
25 823,00	0,0	0,0	—	7,7965	—	1274,3854	1274,3854	0,000	0,000

Примечание. K_{6i} , $K_{(6i+1)}$; K_{8i} , $K_{(8i+1)}$; K_{13i} , $K_{(13i+1)}$; K_{15i} , $K_{(15i+1)}$ — сокращенное обозначение текущих (i) и последующих ($i+1$) значений параметров в графах 6, 8, 13 и 15 соответственно.

Первое приближение для критической частоты вращения ведущего вала определяется по формуле

$$n_{kp} = C(y_0/K_{y_0})^{1/2}|_{x=1/2} = 4983,18 \text{ мин}^{-1}.$$

Рекомендуемая частота вращения ведущего вала пакетного редуктора $n < 0,7n_{kp}$. Эксперименты показали, что при критической частоте вала прогибы остаются конечными, поэтому для пакетного редуктора рекомендуется $n < 3488,23 \text{ мин}^{-1}$.

УДК 621.772:539.4

Л. Б. ЦВИК, д-р техн. наук (Иркутский ГУПС), М. А. ХРАМЕНОК (ОАО "ИркутскНИИХиммаш"),
М. В. ШАПОВА (Иркутский ГУПС), e-mail: xramax@himash.irk.ru

Напряженное состояние и усталостная прочность осесимметричных патрубковых зон сосудов высокого давления

Рассмотрены вопросы по обеспечению прочности патрубковых зон выпуклых (эллиптических и сферических) днищ сосудов высокого давления. Установлено, что расположение очага разрушения эллиптического днища обусловлено видом напряженного состояния, а сферического — уровнем напряжения.

Ключевые слова: напряженное состояние, прочность, сосуды высокого давления, патрубковые зоны, очаг разрушения.

The matters of the strength assurance of jet zones of convex (elliptical and spherical) bottoms of high-pressure vessels are considered. It was stated, that the location of fracture center of elliptical bottom is conditioned by type of the stressed state, and that of spherical one depends on the stress level.

Keywords: stressed state, strength, high-pressure vessels, jet zones, center of fracture.

Сосуды высокого давления применяются в энергетике, химической и нефтедобывающей отраслях промышленности, где обеспечение прочности оборудования с каждым годом становится все более актуальным, так как его старение значительно опережает темпы технического перевооружения, а выход его из строя может стать причиной экологических катастроф.

Статистические данные указывают на то, что очаги разрушения в сосудах высокого давления, как правило, располагаются в зоне соединения патрубков с корпусом, т. е. в наиболее нагруженных зонах. Расположение очага разрушения определяется уровнем напряжений и видом напряженного состояния (НС). [1, 2]. Уровень максимальных напряжений характеризуется коэффициентом K_σ концентрации эквивалентных напряжений, а вид НС — коэффициентом П жесткости [2, 3]:

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

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Евразийский пат. 012103: МПК B1 F04B 47/02. Механический привод скважинных насосов.
2. Абдулаев А. И., Наджафов А. М. Качественная оценка технического уровня пакетного редуктора // Вестник машиностроения. 2008. № 12. С. 6–9.
3. Наджафов А. М., Абдулаев А. И. Оптимизация конструкции пакетного редуктора механического привода штанговых насосов // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 9–11.
4. Иосилевич Г. Б. Детали машин. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения; σ_i — интенсивность напряженного состояния:

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

Используемые в настоящее время методы расчета прочности по предельным нагрузкам не учитывают характер и вид объемного НС как патрубковой зоны в целом, так ее основных участков: наружной галтели, внутренней поверхности патрубка (на уровне наружной галтели) и внутренней кромки отверстия патрубка. В случае близких значений коэффициентов K_σ для этих участков вид НС становится ключевым, определяющим расположение очага разрушения в одном из них [1, 2]. В ряде случаев НС этих участков может быть относительно невысоким. Например, на кромке отверстия два главных напряжения отрицательны, так как они равны по абсолютной величине внутреннему давлению. Как показано в работах [3, 4], такая особенность может повысить предельную пластическую деформацию материала этого участка и, соответственно, его ресурс, что в настоящее время учитывается при расчетах косвенно — коэффициентом асимметрии цикла напряжений в очаге разрушения [5]. Использование критериев прочности, предложенных в работах [3, 4] и основанных на коэффициенте, отражающем вид НС, представляется для патрубковых зон более обоснованным.

Основные закономерности изменения вида НС осесимметричных патрубковых зон эллиптических днищ, рассмотренные в работах [6, 7], базируются на результатах численного моделирования их деформирования в зависимости от изменения конструктивных параметров патрубковых зон, при этом по-

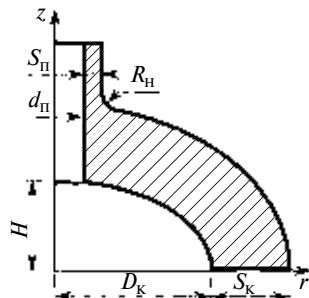


Рис. 1. Сечение осесимметричной патрубковой зоны днища сосуда высокого давления с угловой внутренней кромкой отверстия

ложительные значения коэффициента Π соответствуют "жесткому" НС, отрицательные — "мягкому".

Было выполнено численное моделирование деформирования осесимметричных патрубковых зон сферических днищ, рассмотрены особенности НС патрубковых зон эллиптических и сферических днищ в зависимости от их конструктивных параметров. Установлено, что для обоих типов днищ наиболее жесткое НС имеет наружная галтель патрубка. Полученные результаты позволяют определить оптимальные конструкции патрубковых зон, которые предотвращают развитие очагов разрушения на наружной галтели и внутренней кромке отверстия патрубка.

Моделирование выполнялось с помощью программного комплекса "МАКРАМЕ" [8, 9] методом конечных элементов (МКЭ) для участков: наружной галтели, внутренней поверхности патрубка, внутренней кромки отверстия патрубка. Рассматривался осесимметричный узел патрубковых зон эллиптических и сферических днищ (рис. 1) с отношениями $H/D_k = 0,25$ и $0,50$ соответственно. Данная конструкция характеризуется безразмерными параметрами, которые изменялись при моделировании НС патрубковых зон в следующих диапазонах:

$\alpha_1 = S_k/D_k \in [0,005...0,1]$ — относительная толщина стенки корпуса;

$\alpha_2 = S_n/S_k \in [0,2...1,0]$ — относительная толщина стенки патрубка;

$\alpha_3 = d_n/D_k \in [0,1...0,3]$ — относительный внутренний диаметр патрубка;

$\alpha_4 = R_h/S_n \in [0,15...0,6]$ — относительный радиус галтельного перехода от наружной поверхности патрубка к наружной поверхности днища.

Диапазоны параметров $\alpha_1 \div \alpha_4$ принимали в соответствии с существующей практикой конструирования сосудов [10]. Параметры α_1 и α_3 рассматривали как основные, определяемые внутренним давлением в сосуде и его технологическими особенностями, их значения варьировались в относительно небольших пределах. Параметры α_2 и α_4 рассматривали как параметры укрепления отверстий, их значения устанавливали, исходя из условий укрепления отверстий по ГОСТ 24755—89. Материал патрубковой зоны — низкоуглеродистая

конструкционная сталь, для которой модуль Юнга $E = 200\,000$ МПа и коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$.

В процессе моделирования НС патрубковых зон для каждого типа днища было проанализировано около 7000 различных вариантов сочетания промежуточных значений конструктивных параметров $\alpha_1 \div \alpha_4$. Варианты с $K_\sigma \geq 4$ не рассматривали в связи с их нерациональностью. Коэффициент Π жесткости находили по формуле (1). Максимальные погрешности аппроксимации K_σ и Π не превышали 5 %.

Для каждого участка определяли варианты, при которых коэффициент Π достигал максимального значения. Полученные Π_{max} и соответствующие им значения K_σ приведены в табл. 1—3.

В табл. 1 представлены результаты моделирования НС наружной галтели патрубка, т. е. значения коэффициента Π_{max} для наружной галтели патрубка, которые имеют место при следующих параметрах: $S_k/D_k = 0,01$; $S_n/S_k = 0,5$; $d_n/D_k = 0,1$; $R_h/S_n = 0,6$.

В табл. 2 представлены значения коэффициента Π_{max} для внутренней поверхности патрубка при следующих параметрах: для эллиптических днищ — $S_k/D_k = 0,005$; $S_n/S_k = 0,850$; $d_n/D_k = 0,1$; $R_h/S_n = 0,6$; для сферических днищ — $S_k/D_k = 0,01$; $S_n/S_k = 0,850$; $d_n/D_k = 0,1$; $R_h/S_n = 0,51$.

В табл. 3 приведены Π_{max} для внутренней кромки отверстия при следующих параметрах: для эл-

Таблица 1
Максимальные значения коэффициентов Π и K_σ
для наружной галтели патрубка

Днище	Наружная галтель		Внутренняя поверхность патрубка		Внутренняя кромка отверстия	
	Π_{max}	K_σ	Π	K_σ	Π	K_σ
Эллиптическое	2,0277 2,0124	2,401 2,725	0,0973 0,0874	2,443 2,757	0,9731 0,5235	2,075 2,440
Сферическое						

Таблица 2
Максимальные значения коэффициентов Π и K_σ
для внутренней поверхности патрубка

Днище	Наружная галтель		Внутренняя поверхность патрубка		Внутренняя кромка отверстия	
	Π	K_σ	Π_{max}	K_σ	Π	K_σ
Эллиптическое	2,0219 2,0025	2,272 2,185	0,9864 1,0025	2,135 2,110	0,9909 0,9627	2,193 2,175
Сферическое						

Таблица 3
Максимальные значения коэффициентов Π_{max} и K_σ
для внутренней кромки отверстия

Днище	Наружная галтель		Внутренняя поверхность патрубка		Внутренняя кромка отверстия	
	Π	K_σ	Π_{max}	K_σ	Π	K_σ
Эллиптическое	1,9940 1,9271	3,423 3,775	0,0272 0,4804	3,485 2,284	1,0063 0,9969	2,835 2,300
Сферическое						

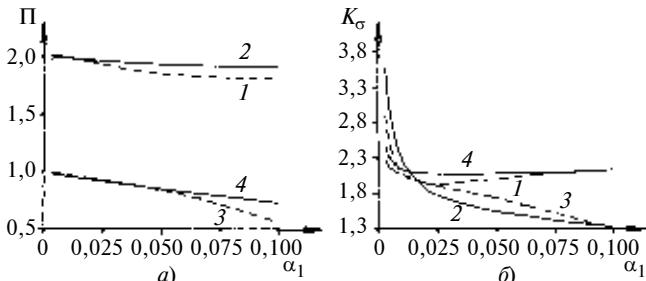


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициентов Π (а) и K_σ (б) основных участков патрубковых зон от параметра α_1 :

1, 2 — для наружной галтели; 3, 4 — для внутренней кромки отверстия; сплошные линии — для сферических единиц, штриховые — для эллиптических

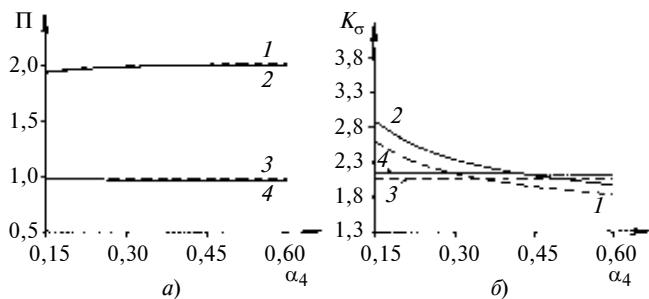


Рис. 3. Зависимости изменения коэффициентов Π (а) и K_σ (б) основных участков патрубковых зон от относительного параметра α_4 :

обозначения кривых те же, что на рис. 2

липтических днищ — $S_K/D_K = 0,005$; $S_\Pi/S_K = 1,0$; $d_\Pi/D_K = 0,3$; $R_H/S_\Pi = 0,6$; для сферических днищ — $S_K/D_K = 0,005$; $S_\Pi/S_K = 1,0$; $d_\Pi/D_K = 0,1$; $R_H/S_\Pi = 0,15$.

Зависимости изменения коэффициентов Π и K_σ от конструктивных параметров α_1 и α_4 для наружной галтели патрубка и внутренней кромки отверстия показаны на рис. 2 и 3. Функции изменения коэффициентов Π и K_σ построены для фиксированных значений основных конструктивных параметров патрубковой зоны, которым соответствует наиболее жесткое НС основных участков: $\alpha_1 = 0,01$; $\alpha_3 = 0,1$. Параметр $\alpha_2 = 1,0$ принят из условия равномерного распределения напряжений в патрубке и днище. Параметр $\alpha_4 = 0,33$ соответствует минимальному из допустимых значений для сосудов высокого давления [10].

Анализ результатов моделирования показал, что при сопоставимых видах НС основных участков патрубковых зон выпуклых днищ наиболее жесткое НС наблюдается на наружной галтели патрубка обоих типов днищ. Для одних и тех же участков патрубковых зон коэффициент K_σ в случае сферических днищ больше, чем эллиптических.

Напряженные состояния внутренней поверхности патрубка (см. табл. 2) и внутренней кромки отверстия (см. табл. 3) более мягкие по сравнению с наружной галтелью патрубка. Для этих участков максимальные коэффициенты Π_{\max} жесткости незначительно отличаются друг от друга, а наиболее

мягкое НС имеет место в случае эллиптических днищ, и в частности, на внутренней поверхности патрубка (см. табл. 2). При этом для эллиптических днищ выбор конструктивно оптимальных вариантов (с коэффициентом $K_\sigma < 4$) больше, чем в случае сферических днищ. Это подтверждается исследованиями НС методом предельных нагрузок [12]: максимальные эквивалентные напряжения для эллиптических днищ ($H/D_K = 0,25$) больше почти в 2 раза, чем для сферических ($H/D_K = 0,50$).

Наиболее жестким НС и максимальным уровням напряжений на всех участках патрубковых зон обоих типов днищ соответствуют минимальные значения относительного параметра α_1 в интервале от 0,005 до 0,01 (см. рис. 2÷5). Для обоих типов днищ увеличение параметра α_1 приводит к снижению коэффициента Π жесткости на наружной галтели патрубка и внутренней кромке отверстия (см. рис. 2, а). При этом максимальное значение K_σ смешается с наружной поверхности галтельного перехода на внутреннюю кромку отверстия (см. рис. 2, б) при $\alpha_1 > 0,01$, что особенно характерно для сферических днищ. В этом случае расположение зоны нарушения сплошности материала определяет жесткость НС.

В интервале значений α_1 от 0,005 до 0,01 при увеличении параметра α_2 уровень максимальных напряжений на наружной галтели патрубка снижается и становится равным максимальному напряжению на внутренней кромке отверстия. В этом случае расположение очага разрушения при прочих равных условиях определяет параметр α_2 :

при $0,2 \leq \alpha_2 < 0,5$ — Π_{\max} на наружной галтели патрубка;

при $0,5 < \alpha_2 \leq 0,85$ — Π_{\max} на внутренней поверхности патрубка;

при $0,85 < \alpha_2 \leq 1,0$ — Π_{\max} на внутренней кромке отверстия.

При этом патрубковая зона сферического днища при одинаковом параметре α_2 характеризуется более высоким K_σ , чем эллиптического днища, а максимальная жесткость НС при увеличении α_2 практически не изменяется.

Зависимости Π_{\max} от параметров α_3 и α_4 одних и тех же участков патрубковых зон разных типов днищ различны. Для наружной галтели и внутренней поверхности патрубка Π_{\max} наблюдаются при $d_\Pi/D_K = 0,1$; $R_H/S_\Pi = 0,51 \div 0,6$ и не зависят от типа днища. На внутренней кромке отверстия Π_{\max} соответствуют следующим сочетаниям параметров α_3 и α_4 (см. табл. 3):

для сферических днищ — $d_\Pi/D_K = 0,1$; $R_H/S_\Pi = 0,15$;

для эллиптических днищ — $d_\Pi/D_K = 0,3$; $R_H/S_\Pi = 0,6$.

С увеличением параметра α_3 значения K_σ увеличиваются для всех рассматриваемых патрубковых зон обоих типов днищ, а жесткость НС практичес-

ски не изменяется. Наименьшие значения K_{σ} соответствуют минимальным значениям относительного параметра $\alpha_3 = 0,1$.

Увеличение относительного параметра α_4 снижает K_{σ} на наружной галтели патрубка до значений, соответствующих концентрации эквивалентных напряжений на внутренней кромке отверстия (см. рис. 3, б). В интервале значений $0,33 < \alpha < 0,45$ точка максимальных значений K_{σ} смещается с наружной галтели патрубка на внутреннюю кромку отверстия. При этом незначительное изменение схемы НС (см. рис. 3, а) будет существенно влиять на расположение очага разрушения на одном из участков патрубковой зоны.

Исследования показали, что на расположение очага разрушения патрубковой зоны эллиптического днища в большей степени влияет коэффициента Π_{\max} ее основных участков (см. рис. 2, а и 3, а). Разрушение патрубковой зоны сферического днища обуславливает коэффициент K_{σ} основных участков (см. рис. 2, б и 3, б). Это согласуется с результатами ранее выполненных исследований моделирования деформирования выпуклых днищ [6, 7, 12].

Примеры разрушений основных участков патрубковых зон приведены на рис. 4.

На рис. 4, а показана трещина на наружной поверхности галтели при статическом нагружении, которая ориентирована вдоль меридиана патрубковой зоны. При статическом нагружении, например повышенном давлении опрессовки, разрушение патрубка может быть вызвано исчерпанием ресурса пластичности по всей зонестыка патрубка и корпуса. При этом момент и место возникновения трещины, направление ее развития определяются деформационным критерием и соотношением главных деформаций в очаге разрушения [2]. В этом случае трещина распространяется перпендикулярно направлению развития растягивающих главных деформаций, в данном случае кольцевых для патрубка. Поэтому она ориентирована вдоль оси патрубка.

На рис. 4, б и в показаны усталостные трещины, вызванные циклическим нагружением сосуда внутренним давлением. Момент появления трещин определяется (при заданном числе нагрузений) интенсивностью напряжений, трещины ориентированы перпендикулярно направлению действия максимальных главных напряжений, очаг зарождения трещины располагается в зоне максимальных напряжений в патрубковой зоне.

Анализ НС в деформируемых высоконагруженных узлах показал, что в зоне конструктивной неоднородности деформируемой детали могут возникать как мягкие, так и жесткие НС, характеризуемые критерием A [14, 15]. Проведем оценку НС по критерию Π в сравнении с критерием A , с точки зрения ее жесткости на примере нарушений сплошности (трещин) на внутренней кромке отверстия (см. рис. 4, в). Конструктивные параметры пат-

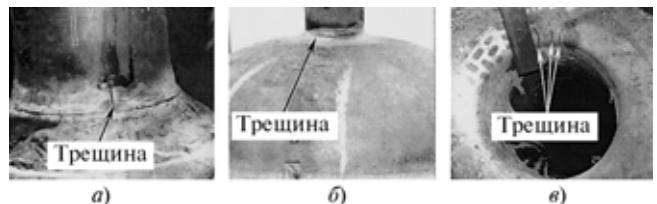


Рис. 4. Примеры разрушений патрубковых зон в сосудах высокого давления:

а — на наружной галтели из-за нарушения условий статической прочности; б — усталостное на наружной галтели; в — усталостное на внутренней кромке отверстия

рубковой зоны: $D_K = 1800$, $S_K = 95$ мм, $d_{\Pi} = 135$ мм, $S_{\Pi} = 12$ мм, материал — низкоуглеродистая конструкционная сталь марки 16ГНМ. Механические свойства материала обечайки барабана (по результатам испытаний вырезки металла): $\sigma_{0,2} = 390$ МПа, $\sigma_B = 555$ МПа [15]. Главные напряжения на кромке отверстия (по результатам оценки напряжений по сечению обечайки) с учетом концентрации напряжений в зоне отверстий: $\sigma_1 = 476,82$ МПа; $\sigma_2 = 71,72$ МПа; $\sigma_3 = -15,5$ МПа. Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}} = 492,32$ МПа.

Критерий A [14] выведен путем преобразований натурального критерия предельного состояния материала [13] и в данном случае при локализованной пластической деформации определяется выражением

$$A = D/J. \quad (3)$$

Здесь D и J — факторы соответственно сдвига и отрыва на опасной площадке с нормалью v :

$$D = \sqrt{k_1} \tau_v; \quad (4)$$

$$J = \sqrt{k_2} \sigma_v, \quad (5)$$

где $\sigma_v = 357,3$ МПа, $\tau_v = 212,2$ МПа — функции соответственно нормальных и касательных напряжений на опасной площадке с нормалью v рассчитаны по формулам, приведенным в работе [14], для которых $\cos \alpha_1 = 0,8711$; $\cos \alpha_2 = -0,1722$; $\cos \alpha_3 = -0,3968$, где k_1 и k_2 — коэффициенты влияния свойств материала на сопротивление касательным и нормальным напряжениям:

$$k_1 = \frac{3}{2} \frac{(2 + \chi^2)^2}{4 - \chi^2}; \quad (6)$$

$$k_2 = \frac{(2 + \chi^2)^2}{4 - \chi^2} (1 - \chi^2), \quad (7)$$

где $\chi = \sigma_p / \sigma_c = 0,7027$, $0 < \chi \leq 1$ — характеристика хрупкопластических свойств материала (σ_p , σ_c — предельные напряжения соответственно при растяжении и сжатии; в рассматриваемом примере при растяжении $\sigma_p = \sigma_{0,2} = 390$ МПа, $\sigma_c = \sigma_B = 555$ МПа).

Определим коэффициенты влияния свойств материала на сопротивление касательным и нормальным напряжениям из выражений (6) и (7): $k_1 = 2,7$; $k_2 = 0,9$.

Найдем значения факторов сдвига и отрыва на опасной площадке с нормалью σ по формулам (4) и (5): $D = 348,7 \text{ МПа}$; $J = 339,0 \text{ МПа}$.

Критерий A находим из выражения (3): $A = 1,03 > 1$, что соответствует мягкому НС материала на кромке отверстий патрубков [14].

Коэффициент Π напряженного состояния патрубковой зоны в местах выявления трещин (на внутренней кромке отверстий) находим по формуле (1): $\Pi = 1,1715$, что соответствует жесткому НС [3]. Вид НС на внутренней кромке отверстий соответствует при этом промежуточному состоянию между одноосным растяжением и плоским двухосным растяжением.

Выводы

1. Расположение очага разрушения рациональных конструктивных патрубковых зон с параметрами $\alpha_1 > 0,01$ определяется относительным радиусом галтельного перехода: $\alpha_4 < 0,33$ — на наружной галтели патрубка; $\alpha_4 > 0,33$ — на внутренней кромке отверстия.

2. Конструктивно патрубковые зоны не рациональны по условию усталостной прочности при следующем сочетании параметров: $\alpha_1 < 0,01$; $\alpha_3 = 0,1$. Для данных конструкций расположение очага нарушения сплошности патрубковой зоны определяется жесткостью НС основных участков (наружная галтель, внутренняя поверхность патрубка на уровне галтели, внутренняя кромка отверстия патрубка) в зависимости от параметра α_2 .

3. Расположение очага возможного разрушения патрубковой зоны эллиптического днища определяется коэффициентом Π_{\max} жесткости основных участков, а патрубковой зоны сферического днища — коэффициентом K_{σ} концентрации эквивалентных напряжений.

4. Анализ вида НС по критерию A показал, что при деформировании патрубка на внутренней кромке отверстия имеет место мягкое НС, что соответствует результатам, полученным по критерию Π лишь для некоторых сочетаний конструктивных параметров патрубковой зоны. Это указывает на то, что оценка вида НС для каждого из сочетаний требует дополнительного анализа на основании выбора обоснованного критерия жесткости НС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Цвик Л. Б., Пимштейн П. Г., Борсук Е. Г. Экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния многослойного цилиндра с монолитным вводом // Проблемы прочности. 1978. № 4. С. 74—77.
2. Укрепление отверстий и статическая прочность осесимметричных штуцерных узлов / Л. Б. Цвик, Б. А. Щеглов, С. И. Федотова, Е. Г. Борсук // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. № 1. С. 58—65.
3. Смирнов-Аляев Г. А. Механические основы пластической обработки металлов. Инженерные методы расчета. Л.: Машиностроение, 1968. 272 с.
4. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.
5. ПНАЭ Г-7-002—86. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. М.: Энергоатомиздат, 1989. 523 с.
6. Цвик Л. Б., Храменок М. А., Шапова М. В. О влиянии основных конструктивных параметров осесимметричных патрубковых зон сосудов давления на вид их напряженного состояния // Вестник ИрГТУ. 2006. № 4 (28). Т. 1. С. 30—34.
7. Цвик Л. Б., Храменок М. А., Шапова М. В. О влиянии параметров укрепления отверстий патрубковых зон сосудов давления на вид их напряженного состояния // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2008. № 1. С. 18—24.
8. Деформирование плавных переходов, соединяющих патрубок и корпус сосуда высокого давления / Л. Б. Цвик, Г. Г. Зорина, М. В. Шапова и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. Вып. 2. С. 111—117.
9. Осесимметричное деформирование и прочность патрубковых зон плоских крышек сосудов давления / Л. Б. Цвик, О. Г. Зеленая, М. В. Шапова и др. // Изв. ВУЗов. Машиностроение. 2004. Вып. 7. С. 71—79.
10. Сосуды и трубопроводы высокого давления: Справочник / А. М. Кузнецов, В. И. Лившиц, Л. Б. Цвик и др. Иркутск: ГП "Иркутская областная типография № 1", 1999. 600 с.
11. Татаринов В. Г. Напряженное состояние, прочность и ресурс сосудов и теплообменников высокого давления: Монография. Иркутск: Изд-во ИрГУ, 2004. 583 с.
12. Цвик Л. Б., Храменок М. А., Шапова М. В. Исследование уровня и жесткости напряженного состояния патрубковых зон выпуклых днищ сосудов при их деформировании внутренним давлением // Тяжелое машиностроение. 2009. № 4. С. 24—26.
13. Цыбулько А. Е., Козлов П. Н. Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.
14. Цыбулько А. Е., Романенко Е. А., Козлов П. Н. Характеристика вида напряженного состояния конструкционных материалов // Вестник машиностроения. 2008. № 1. С. 19, 20.
15. Заключение экспертизы промышленной безопасности на барабан котлоагрегата ТП-85 ст. № 2, установленного на ТЭЦ-9 ОАО "Иркутскэнерго". М.: ГНЦ НПО "ЦНИИТМАШ", 2003. 23 с.

Обоснование метода балансировки изделия

Получено достаточное условие эффективной статической балансировки вращающихся тел. Рассмотрен пример обоснования метода балансировки.

Ключевые слова: статическая и динамическая балансировки, вращающееся тело, опоры, нагруженность.

A sufficient condition of effective static balancing of rotating bodies has been obtained. An example of the method vindication has been considered.

Keywords: static and dynamic balancing, rotating body, bearers, stress loading.

В зависимости от принятой организации балансировки изделия (подетальная, в сборе, комплексная, последовательная) [1] назначается метод балансировки — статический или динамический [2]. В отдельных случаях для значительных начальных дисбалансов статическая балансировка предваряет динамическую. Теоретически возможна так называемая моментная балансировка [2], однако она не нашла практического применения.

В зависимости от отношения габаритных размеров (длины l и диаметра d) роторы делятся на дисковые (плоские) и цилиндрические [1]. Однако обоснованного деления роторов по отношению l/d до настоящего времени не сформулировано. Во всех публикациях по балансировке роторов предлагается дисковые изделия балансировать статически, цилиндрические —динамически.

В работе [3] приведено обобщение существующих подходов к выбору метода балансировки изделий. Рекомендация — использовать статическую балансировку для изделий с $l/d < 0,2$, согласуется с рекомендациями, изложенными в работе [4].

Четких обоснований по разграничению областей использования статической и динамической балансировок для изделий с $l/d < 0,2$ нет, нет их и в справочной литературе [1, 5]. В работе [1] дополнительно вводятся условия в виде неравенства, не содержащего показателя l/d , о допустимости статической балансировки, однако отсутствие каких-либо обоснований и невозможность определения некоторых входящих в него показателей делают его непригодным для использования.

Стоимость оборудования и трудоемкость статической балансировки существенно ниже динамической [3]. Однако необоснованное применение статической балансировки может не только не обеспечить требуемую уравновешенность ротора, но и оказаться вредным.

Рассмотрим двухпорный ротационный агрегат сборной конструкции, который включает в себя несколько сборочных единиц на общем валу, балансируемых в отдельности. Для каждой сбороч-

ной единицы следует обосновать метод балансировки с учетом особенностей ее конструкции и места установки в агрегате. Аналогичная задача решается, если требуется балансировка в сборе.

Будем рассматривать балансируемое изделие как однородный гладкий цилиндр диаметром d и длиной l . Показатели неуравновешенности изделия моделируем в виде эксцентрикситета e , массы и угла α наклона главной оси инерции цилиндра относительно оси посадочного отверстия изделия на валу ротора. Размерами, выходящими за размер l обода, пренебрегаем. Все модели роторов с балансируемыми сборочными единицами можно привести к одной из схем, показанных на рис. 1.

Как уже отмечалось, в определенных условиях статическая балансировка может увеличивать динамическую нагруженность опор. При этом дисбаланс ротора, приведенный к наиболее нагруженной опоре после статической балансировки, может оказаться больше дисбаланса, приведенного к той же опоре до балансировки.

Для межпорного ротора (см. рис. 1, а) максимальный возможный дисбаланс, приведенный к опоре до балансировки, находим по формуле

$$D_{1\max} = D_{\text{ст.н}} \frac{L - l_S}{L} + \frac{M_D}{L},$$

где l_S — расстояние от центра S масс балансируемой сборочной единицы до ближайшей опоры ($l_S \leq 0,5L$); $D_{\text{ст.н}}$ — главный вектор начальных дисбалансов; M_D — главный момент начальных дисбалансов.

Идеальная статическая балансировка изделия (с валом ротора или без него) теоретически должна полностью устранять $\bar{D}_{\text{ст.н}}$ в центральной плоскости приведения вне зависимости от принятой плоскости, в которой устанавливается корректирующий дисбаланс $\bar{D}_K = -\bar{D}_{\text{ст.н}}$. Однако, если \bar{D}_K устанавливается в торцевой плоскости коррекции изделия, то возникает дополнительный моментный дисбаланс:

$$M_{D_K} = 0,5D_{\text{ст.н}}l. \quad (1)$$

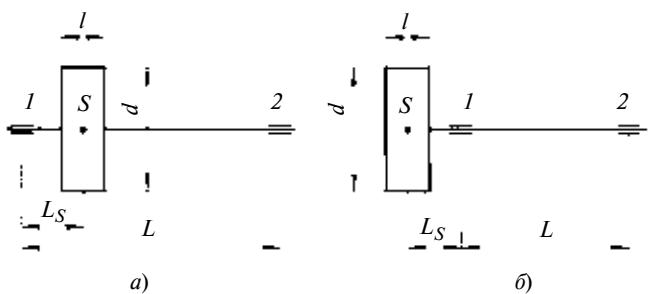


Рис. 1. Схемы межпорного (а) и консольного (б) роторов

В наиболее неблагоприятном случае последний может суммироваться с M_D , обеспечивая наибольший дисбаланс, приведенный к каждой из опор:

$$D_{\max}^{\Sigma} = \frac{M_D + M_{D_K}}{L} = \frac{M_D}{L} + \frac{0,5 D_{\text{ст.н}} l}{L}. \quad (2)$$

Данная статическая балансировка не дает положительного эффекта, если $D_{\max}^{\Sigma} \geq D_{1\max}$.

Подставив полученные значения, имеем:

$$l/2 \geq L - l_S. \quad (3)$$

Для консольного ротора (см. рис. 1, б) наибольший дисбаланс, приведенный к наиболее нагруженной опоре 1 до балансировки, имеет вид:

$$D_{1\max} = D_{\text{ст.н}} \frac{L + l_S}{L} + \frac{M_D}{L}.$$

Для статической балансировки консольного ротора так же, как и для рассмотренного выше межпорного ротора, справедливо выражение (2) для максимально возможного дисбаланса, приведенного к опорам. Условие использования статической балансировки консольного ротора имеет вид:

$$l/2 \geq L + l_S. \quad (4)$$

Условия (3) и (4) используют для ротационных агрегатов, опоры которых (1 и 2) лежат внутри тела ротора. Для таких роторов статическая балансировка с корректировкой $\bar{D}_{\text{ст.н}}$ в торцевой плоскости недопустима, так как ухудшает динамическое состояние ротора. В этом случае применяется динамическая балансировка в двух плоскостях коррекции.

Статическая балансировка с корректировкой $\bar{D}_{\text{ст.н}}$ в одной центральной плоскости или в двух торцевых плоскостях не приводит к возникновению момента M_{D_K} по формуле (1). Однако даже в этом случае статическая балансировка будет недопустима, если после ее идеального выполнения ($\bar{D}_K = -\bar{D}_{\text{ст.н}}$) значения остаточного дисбаланса хотя бы в одной из плоскостей приведения, совпадающих с опорами 1 и 2, будут превышать допустимое значение. Поэтому условия (3) и (4) являются необходимыми, но недостаточными.

Достаточное условие эффективного использования статической балансировки имеет вид:

$$D_{\text{oc1,2}} \leq D_{\text{доп1,2}}, \quad (5)$$

где $D_{\text{oc1,2}}$, $D_{\text{доп1,2}}$ — остаточный и допустимый дисбалансы в плоскостях, совпадающих с опорами агрегата, после статической балансировки изделия.

При раскрытии последнего условия для схем, приведенных на рис. 1, учитываем следующие допущения:

статическая балансировка изделия выполняется идеально ($\bar{D}_K = -\bar{D}_{\text{ст.н}}$) и корректно ($M_{D_K} = 0$);

максимальный центробежный момент инерции I_{xy} , равный моменту M_D дисбаланса неуравновешенного ротора, определяется как $M_D = I_{xy} = \frac{m\alpha_{\max}}{4} \left(\frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right)$ [8], где m — масса балансируемого изделия; α_{\max} — максимальный возможный угол между главной центральной осью инерции и осью вращения (ось посадочного отверстия на валу агрегата), который может иметь место вследствие анизотропии масс сборочной единицы, погрешностей изготовления и сборки;

класс точности балансировки ротационного агрегата устанавливают стандарты [6, 7], заданным считается максимально допустимое значение критерия $[e\omega]_{\max}$ качества балансировки для данного класса, одинаковое для агрегата в сборе и каждой его сборочной единицы;

эксплуатационными и технологическими дисбалансами как от погрешностей сопряжения каждой балансируемой сборочной единицы агрегата с валом, так и от погрешностей самого вала, пренебрегаем.

После статической балансировки с учетом первого допущения равные по величине остаточные дисбалансы в плоскостях приведения, совпадающих с опорами агрегата, имеют вид:

$$D_{\text{oc1,2}} = \frac{|M_D|}{L} = \frac{m\alpha_{\max}}{4L} \left| \frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right|. \quad (6)$$

Предельно допустимое значение главного вектора дисбалансов, соответствие найденному с критерием $[e\omega]_{\max}$ качества балансировки [6, 7], находим по формуле

$$D_{\text{ст. доп}} = me = m[e\omega]_{\max}/\omega_{\max}, \quad (7)$$

где ω_{\max} — максимальная угловая скорость агрегата при эксплуатации.

Распределяя статически $D_{\text{ст. доп}}$ между плоскостями приведения, совпадающими с опорами 1 и 2, получим допустимые дисбалансы: для межпорного ротора (см. рис. 1, а) при $l_S \leq 0,5L$: $D_{\text{доп1}} = D_{\text{ст. доп}}/(L - l_S)/L$, $D_{\text{доп2}} = D_{\text{ст. доп}}l_S/L$, $D_{\text{доп1}} > D_{\text{доп2}}$; для консольного ротора (см. рис. 1, б): $D_{\text{доп1}} = D_{\text{ст. доп}}(L + l_S)/L$, $D_{\text{доп2}} = D_{\text{ст. доп}}l_S/L$, $D_{\text{доп1}} > D_{\text{доп2}}$.

Подставив в условие (5) выражение (6) и наименьшее из найденных значений $D_{\text{доп1,2}}$ с учетом формулы (7) и выполнив сокращения, независимо от типовой схемы ротора получим условие:

$$\frac{1}{l_S} \left| \frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right| \leq \frac{120}{\pi n_{\max}} \frac{[e\omega]_{\max}}{\alpha_{\max}}, \quad (8)$$

где n_{\max} — максимальная частота вращения ротационного агрегата в эксплуатации.

Правая часть выражения (8) содержит величины α_{\max} и $[e\omega]_{\max}$, характеризующие точность изготовления и балансировки ротационного агрегата, его сборочных единиц и деталей. Для изделия, изготовленного с низкой точностью (большое значение α_{\max}) нельзя выполнить балансировку с высоким классом точности (малое значение $[e\omega]_{\max}$), как и нельзя для изделия, изготовленного с высокой точностью, выполнять балансировку по низкому классу точности. Поэтому справедлива прямая корреляционная зависимость $[e\omega]_{\max} = k\alpha_{\max}$, где k — коэффициент корреляционной связи, полученный в результате анализа балансируемых роторов и роторных систем.

Для нахождения точного значения k необходимы многочисленные исследования. На кафедре "Теория механизмов и машин" Донского государственного технического университета были проведены исследования для ротационных агрегатов, сборочных единиц и деталей зерноуборочных машин [4], в ходе которых было установлено, что для принятого в комбайностроении класса точности производства максимальные значения $\alpha_{\max} = 3^\circ = 0,0524$ рад.

ГОСТ рекомендует балансировать детали сельскохозяйственных машин по пятому классу точности, т. е. для этих деталей $[e\omega]_{\max} = 16 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$, следовательно, для $k = 305,6 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1}$. Принимая в первом приближении тоже значение k для машин иного назначения и класса точности изготовления и подставив его формулу (8), получим:

$$\frac{1}{l_S} \left| \frac{d^2}{4} - \frac{l^2}{3} \right| \leq \frac{11672}{n_{\max}}. \quad (9)$$

Данное условие связывает выбор метода балансировки любого изделия с его конструктивными (l_S, d, l) и кинематическими (n_{\max}) параметрами. Если данное условие выполняется, то изделие можно балансировать статически с корректировкой главного вектора его дисбалансов в двух плоскостях коррекции по торцам изделия, как рекомендовано в работе [1].

Достаточное условие эффективной статической балансировки выполняется для сборочной единицы или агрегата в сборе при $l/d = 0,866$, если левая часть условия (9) равна нулю. Изделия с $l/d \approx 0,866$, а не как это принято на сегодняшний день от 0,2, до 0,25, можно балансировать статически с обеспечением требований стандартов качества балансировки [6, 7] ротационного агрегата в сборе.

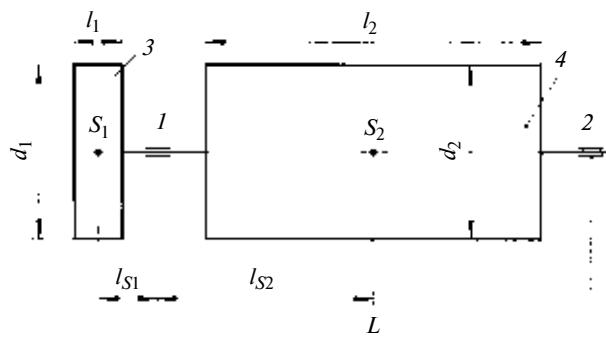


Рис. 2. Схема агрегата сельскохозяйственной машины:
1, 2 — опоры; 3 — шкив привода вращения агрегата;
4 — барабан

Для примера рассмотрим обоснование метода балансировки сборочных единиц агрегата, схема которого представлена на рис. 2. Организация балансировки — подетальная [1], что предусматривает отдельную балансировку шкива 3 и барабана 4. На машине данный агрегат собирается из сбалансированных сборочных единиц, дополнительно балансировку в сборе не выполняют. Максимальная частота вращения агрегата $n_{\max} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Необходимые условия (3) и (4) статической балансировки обеспечивают для каждой сборочной единицы, так как опоры не находятся в теле ни одной из них. Поэтому статическая балансировка каждой сборочной единицы в одной произвольной плоскости коррекции не ухудшит динамического состояния агрегата по сравнению с его состоянием до такой балансировки.

Проверив достаточность условия эффективной статической балансировки шкива 3, составим расчетную схему по рис. 1, б с параметрами: $d_1 = 500 \text{ мм}$, $l_1 = 100 \text{ мм}$, $l_{S1} = 200 \text{ мм}$. Подстановка этих данных в выражение (9) показала, что для шкива 3 это условие не выполняется ($295,8 > 11,672$). Для барабана 4 (см. рис. 2) с параметрами: $d_2 = 300 \text{ мм}$, $l_2 = 1200 \text{ мм}$, $l_{S2} = 750 \text{ мм}$, условие (9) также не выполняется ($610 > 11,672$). Следовательно, шкив 3 и барабан 4 данного ротационного агрегата необходимо балансировать динамически и раздельно.

Таким образом, существующий критерий обоснования статической балансировки изделия с $l/d \leq 0,2 \div 0,25$, предлагаемый справочной литературой, следует признать несостоительным. Изделие, опоры которого располагаются внутри тела, необходимо балансировать только динамически в двух плоскостях коррекции. Статическая балансировка такого изделия ухудшает динамическое состояние агрегата. Выполнение условия (9) эффективной статической балансировки обеспечивает требования стандартов. Если это условие не выполняется, то следует выполнять только динамическую балансировку изделия.

А. Е. ЦЫБУЛЬКО, Д. Е. БАХТИН, Е. А. РОМАНЕНКО

(ЗАО "Новокраматорский машиностроительный завод", г. Краматорск, Украина), тел. 84323 (06264) 782-03

Оценка конструктивной прочности сварных соединений по обобщенным критериям

Предлагается оценивать конструктивную прочность сварных соединений лишь по обобщенным критериям прочности, в формулы которых включена характеристика хрупко-пластических свойств материала с учетом того, что материал сварных швов по-разному сопротивляется растяжению и сжатию.

Ключевые слова: сварные соединения, конструктивная прочность, обобщенные критерии прочности.

It is proposed to estimate the constructive strength of welded joints only by the generalized strength criteria, the formulae of which encloses a characteristic of fragile-plastic material's properties with regard to that the joint material shows different resistance to a stretching and pressure.

Keywords: welded joints, constructive strength, generalized strength criteria.

Сварные соединения — это неразъемные соединения, основанные на силах молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагревания деталей до расплавленного состояния (сварка плавлением: электродуговая, электрошлаковая и др.). Сварные соединения являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как их применение более всего приближает составные детали к целым. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках практически доведена до прочности деталей из целого металла [1].

Однако, как показывают эксперименты, способность к деформации материала сварных швов намного меньше, чем материала составных деталей конструкции, поэтому они разрушаются при весьма малых остаточных деформациях; при этом материал сварных швов по-разному сопротивляется растяжению и сжатию. Так, для материала сварных швов конструкции из стали Ст. 3 допускаемые на-

пржения при растяжении $[\sigma_3^+]$ и сжатии $[\sigma_3^-]$ составляют [2]:

при ручной сварке электродами с тонкой обмазкой $[\sigma_3^+] = 100$ МПа, $[\sigma_3^-] = 110$ МПа;

при автоматической сварке и ручной сварке электродами с толстой обмазкой $[\sigma_3^+] = 130$ МПа, $[\sigma_3^-] = 145$ МПа.

При этом характеристика χ хрупко-пластических свойств материала сварных швов [2] будет соответственно иметь значения: $\chi = [\sigma_3^+]/[\sigma_3^-] = 100/110 = 0,91$; $\chi = [\sigma_3^+]/[\sigma_3^-] = 130/145 = 0,89$.

С учетом этого конструктивную прочность сварных соединений необходимо оценивать по критериям, в формулы которых включена характеристика χ [3—5], например:

по критерию Писаренко—Лебедева [3]

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \chi\sigma_i + (1 - \chi)\sigma_1 \leq \sigma_p; \quad (1)$$

по натуральному критерию [4]

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{ЭКВ}} &= \sqrt{K_1\tau_v^2 + K_2\sigma_v^2} \leq \sigma_p \text{ при } \sigma_v > 0; \\ \sigma_{\text{ЭКВ}} &= \sqrt{K_1\tau_v^2 + K_3\sigma_v^2} \leq \sigma_p \text{ при } \sigma_v \leq 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В выражениях (1), (2) использованы обозначения:

$\sigma_{\text{ЭКВ}}$ — эквивалентное напряжение;

$$\sigma_i = \frac{3}{\sqrt{2}}\tau_{\text{окт}} =$$

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

интенсивность напряжений;



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 29)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Справочник по балансировке / М. Е. Левит, Ю. А. Агафонов, Л. Д. Вайнгортин и др. Под общ. ред. М. Е. Левита. М.: Машиностроение, 1992. 464 с.
2. ГОСТ 19534—74. Балансировка вращающихся тел. Термины. М.: Изд-во стандартов, 1974. 79 с.
3. Беркович М. Д. Силы инерции в технике и их уравновешивание. М.; Киев: Машгиз, 1963. 101 с.
4. Ryan D. Field Balancing of Rotors // Elec. J. Petts. 1928. V. 25. N 12.
5. Вибрации в технике: Справочник. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К. В. Фролова. М.: Машиностроение, 1981. 456 с.

6. ГОСТ ИСО 1940—73. Требования к качеству балансировки жестких роторов. М.: Изд-во стандартов, 2008. 22 с.

7. ГОСТ 22061—76. Машины и технологическое оборудование. Система классов и точности балансировки. Основные положения. М.: Изд-во стандартов, 1984. 136 с.

8. Ден-Гартог Дж. П. Механические колебания. М.: Физматгиз, 1960. 580 с.

9. Полушкин О. А. Изыскание и разработка методики оптимального нормирования остаточного дисбаланса ротационных узлов зерноуборочных машин: Дис. ... канд. техн. наук. Ростов н/Д: РИСХМ, 1968. 185 с.

$\chi = \sigma_p/\sigma_c$, $1 \leq \chi < 0$ (здесь σ_p и σ_c — предельные для данного материала напряжения соответственно при одноосном растяжении и сжатии);

σ_v, τ_v — функции нормальных и касательных напряжений на опасной площадке с нормалью v : $\sigma_v = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3$ и

$$\tau_v = \sqrt{(\sigma_1 \cos \alpha_1)^2 + (\sigma_2 \cos \alpha_2)^2 + (\sigma_3 \cos \alpha_3)^2 - \sigma_v^2},$$

где $\cos \alpha_1 = \Sigma_1/\Sigma_p$, $\cos \alpha_2 = \Sigma_2/\Sigma_p$, $\cos \alpha_3 = \Sigma_3/\Sigma_p$ — направляющие косинусы нормали v опасной площадки — поверхности разрушения (здесь: $\Sigma_1 = 2\sigma_1 - \chi(\sigma_2 + \sigma_3)$; $\Sigma_2 = 2\sigma_2 - \chi(\sigma_1 + \sigma_3)$; $\Sigma_3 = 2\sigma_3 - \chi(\sigma_1 + \sigma_2)$; $\Sigma_p = \sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)]}$; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ — углы, которые образует нормаль v с направлениями главных напряжений $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$);

K_1, K_2, K_3 — коэффициенты, зависящие от свойств материала и его способности оказывать сопротивление нормальным и касательным напряжениям: $K_1 = \frac{3(2+\chi^2)^2}{2(4-\chi^2)}$, $K_2 = \frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2)$, $K_3 = \frac{(2+\chi^2)^2}{4(4-\chi^2)}(1-\chi^2)\chi^2$.

Ниже приведены два примера оценки конструктивной прочности сварных соединений по критериям (1), (2).

Пример 1. Элемент сварного шва конструкции из стали Ст. 3 имеет следующее напряженное состояние: $\sigma_1 = 130$ МПа, $\sigma_2 = 65$ МПа, $\sigma_3 = 0$. Допускаемые напряжения для материала шва $[\sigma_3^+] = 100$ МПа, $[\sigma_3^-] = 110$ МПа, $\chi = 0,91$.

Оценим конструктивную прочность сварного соединения:

по критерию Писаренко—Лебедева

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \chi\sigma_i + (1 - \chi)\sigma_1 = 114,2 \text{ МПа} > [\sigma_3^+] = 100 \text{ МПа};$$

по натуральному критерию

$$\cos \alpha_1 = 0,7491; \cos \alpha_2 = 0,0441; \cos \alpha_3 = -0,6610;$$

$$\sigma_v = 73,1 \text{ МПа} > 0; \tau_v = 64,4 \text{ МПа};$$

$$K_1 = 3,7760; K_2 = 0,4369;$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{K_1 \tau_v^2 + K_2 \sigma_v^2} = 134,2 > [\sigma_3^+] = 100 \text{ МПа}.$$

Следовательно, конструктивная прочность сварного соединения не обеспечивается. Расхождение результатов по двум критериям составляет:

$$\Delta = \frac{134,2 - 114,2}{134,2} 100 \% \approx 14,9 \%.$$

Если в данном случае провести оценку прочности сварного соединения как единого целого из пластичного материала Ст. 3 ($[\sigma^+] = [\sigma^-] = 160$ МПа), например по критерию Писаренко—Лебедева, который при $\chi = 1$ переходит в критерий Губера—Мизеса—Генки [2], то получим неверный результат, показывающий, что прочность сварного соединения обеспечивается:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} = 112,6 < [\sigma^+] = 160 \text{ МПа}.$$

Пример 2. Элемент сварного шва конструкции из стали Ст. 3 имеет следующее напряженное состояние: $\sigma_1 = 45$ МПа, $\sigma_2 = 0$, $\sigma_3 = -85$ МПа. Допускаемые напряжения для материала шва $[\sigma_3^+] = 130$ МПа, $[\sigma_3^-] = 145$ МПа, $\chi = 0,89$.

Оценим конструктивную прочность сварного соединения:

по критерию Писаренко—Лебедева

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \chi\sigma_i + (1 - \chi)\sigma_1 = 106,7 \text{ МПа} < [\sigma_3^+] = 130 \text{ МПа};$$

по натуральному критерию

$$\cos \alpha_1 = 0,5800; \cos \alpha_2 = 0,1790; \cos \alpha_3 = -0,7947;$$

$$\sigma_v = -34,4 \text{ МПа} < 0; \tau_v = 62,7 \text{ МПа};$$

$$K_1 = 3,6453; K_3 = 0,1;$$

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{K_1 \tau_v^2 + K_3 \sigma_v^2} = 122,3 < [\sigma_3^+] = 130 \text{ МПа}.$$

Следовательно, конструктивная прочность сварного соединения обеспечивается. Расхождение результатов по двум критериям составляет:

$$\Delta = \frac{122,3 - 106,7}{122,3} 100 \% \approx 12,7 \%.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
2. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Г. С. Писаренко. Киев: Вища шк., 1986. 775 с.
3. Писаренко Г. С., Лебедев А. А. Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
4. Цыбулько А. Е., Романенко Е. А., Козлов П. Н. Оценка прочности конструкций по натуральному критерию предельного состояния материалов // Вестник машиностроения. 2007. № 7. С. 10—12.
5. Цыбулько А. Е., Козлов П. Н. Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.

Цикл статей

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

УДК 621.039.534

А. В. БЕЗНОСОВ, д-р техн. наук, Т. А. БОКОВА, канд. техн. наук, М. А. АНТОНЕНКОВ, К. А. МАХОВ
(Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева, e-mail: beznosov@nntu.sci-nnov.ru),
Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, В. Н. ПУЧКОВ, канд. техн. наук, e-mail: puchkov@imash.ru
(ИМАШ им. А. А. Благонравова),
В. В. МАКАРОВ, канд. техн. наук, e-mail: makarov@grpress.podolsk.ru
(ОАО ОКБ "ГИДРОПРЕСС")

Виды изнашивания трущихся поверхностей в высокотемпературных свинцовом и свинцово-висмутовом теплоносителях¹

Приводятся результаты экспериментальных исследований изнашивания трущихся стальных и чугунных поверхностей конструкционных материалов в среде высокотемпературных (400—550 °C) жидкокометаллических теплоносителей перспективных ядерных энергетических установок типа БРЕСТ и СВБР. Показано, что длительная ресурсная работоспособность материалов поверхностей в рабочих условиях реакторных контуров может быть обеспечена при формировании и поддержании на них оксидных защитных покрытий.

Ключевые слова: узлы трения, экспериментальные исследования, ядерные установки, тяжелые высокотемпературные теплоносители, трибологические характеристики, коэффициенты трения, износ, схватывание.

The experimental investigation results of wear of interacting steel and cast-iron faces of structural materials in the medium of high-temperature (400...550 °C) liquid-metal heat carriers of perspective nuclear power facilities BREST and SVBR types are presented. It was shown that long-term resource serviceability of interaction materials in the working conditions of the reactor contours can be assured by forming and maintenance of oxide protective coatings on the interaction faces.

Keywords: friction assemblies, experimental investigations, nuclear facilities, hard high-temperature heat carriers, frictional characteristics, friction coefficient, wear, grip.

Основными теплоносителями в реакторах на быстрых нейтронах, обеспечивающих наработку вторичного ядерного топлива, наряду с натриевыми являются свинцовый и свинцово-висмутовый. В настоящее время в России проектируются реакторные установки типа БРЕСТ (со свинцовым теплоносителем) и СВБР (со свинцово-висмутовым теплоносителем). Работы, направленные на создание реакторов на быстрых нейтронах, охлаждаемых тяжелыми жидкокометаллическими теплоносителями,

ведутся в Европе (Элси), США, Японии, Южной Корее. В реакторных контурах с этими теплоносителями имеются конструкции с парами трения, работающими при температуре 400÷550 °C. Работоспособность и надежность узлов таких конструкций (насосы, хвостовики твэлов, дистанционирующие элементы парогенераторов и др.) наряду с другими факторами определяются физико-химическими характеристиками теплоносителя, в котором они работают.

В Нижегородском ГТУ ведутся исследования зависимости характеристик изнашивания контактирующих поверхностей в среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей от рабочих условий (температуры, относительных скоростей поверхностей, условий нагружения, материалов, скорости теплоносителя и др.), состава защитного газа, конструктивного исполнения узла. Работы ведутся при финансовой поддержке фонда "Научный потенциал".

Вид износа и интенсивность изнашивания определяются совокупностью процессов, сопровождающих трение. При работе реакторов трение поверхностей имеет место не только в механизмах, работающих в контурах с тяжелыми жидкокометаллическими теплоносителями (ТЖМТ), но и в оборудовании, на которое действуют вибрации, гидродинамические силы и др. В первом приближении об изнашивании можно судить по внешнему виду поверхностей трения. В среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей изнашивание, в традиционном понимании, сопровождается повреждением поверхностей пар трения под физико-химическим воздействием компонентов самого теплоносителя и содержащихся в нем примесей.

Как правило, вид повреждения не является присущим данной паре трения, а определяется условиями работы узла трения, изменение которых вызывает изменение вида изнашивания или разрушение

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 09-08-00079-а.

поверхностей трения. Исследования различных видов разрушения являются необходимым условием разработки методов борьбы с ними и их предотвращения.

Ниже приводятся результаты анализа и экспериментальных исследований разрушения конструкционных материалов (сталей, чугунов) контактирующих пар в среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей при работе в контурах реакторов на быстрых нейтронах, охлаждаемых этими теплоносителями, на основе традиционной классификации разрушения рабочих поверхностей.

Водородное изнашивание

В обычных условиях работы водородное изнашивание наблюдается в узлах трения различных машин и обусловлено следующими процессами, происходящими в зоне трения:

интенсивным внедрением водорода в поверхностный слой деталей при трении в результате трибодеструкции водородосодержащих материалов, создающих источник непрерывного его поступления;

адсорбцией водорода на поверхностях трения; диффузией водорода в деформируемый слой стали, скорость которой определяется градиентами температур и напряжений, так называемый эффект накопления водорода в процессе трения;

особым видом разрушения поверхности, связанным с одновременным развитием большого числа зародышей трещин по всей зоне деформирования.

Характерным признаком разрушения является мгновенное образование мелкодисперсного порошка материала.

В реакторных контурах со свинцовыми и свинцово-висмутовыми теплоносителями применение смазочных материалов, в том числе и водородосодержащих, исключено. Образование водорода и его адсорбция на поверхностях трения при работе контура на номинальной и частичных мощностях возможно только при аварии ("межконтурная неплотность парогенератора"), радиолизе или диссоциации молекул пара (воды), поступающего в теплоноситель. При работе контура в регулярном технологическом режиме возможно повышение содержания водорода в защитном инертном газе до 30 % и поступление его в теплоноситель. При этом поверхности трения могут контактировать с газообразным водородом. Очевидным условием водородного изнашивания является прямой контакт и адсорбция водорода на поверхностях трения. Элементы конструкций сарами трения в рассматриваемых условиях всегда находятся ниже уровня ТЖМТ. Обычно поверхности твердого металла имеют защитное оксидное покрытие, через которое диффузия атомов водорода маловероятна,

а следовательно, маловероятен механизм водородного изнашивания. При изнашивании, сопровождающемся постоянным или периодическим разрушением защитной оксидной пленки, адсорбция водорода возможна на поверхности обнаженного твердого металла и, соответственно, возможен механизм водородного изнашивания.

Основными направлениями предупреждения водородного изнашивания в системах с ТЖМТ в рассматриваемых условиях могут быть рекомендованы устранение условий для разрушения защитных оксидных покрытий и оптимальный выбор материалов пар трения. Формирование и сохранение оксидных пленок на поверхностях трения может быть гарантировано при рабочей температуре теплоносителя, содержащего не менее 10^{-4} термодинамически активного кислорода. Следует отметить, что содержание кислорода в ТЖМТ, находящегося в узких щелевых зазорах, при отсутствии интенсивного обмена с основным объемом контура может быть на несколько порядков меньше, чем в основном объеме, в месте установки соответствующих датчиков. Это объясняется раскислением теплоносителя примесями — компонентами сталей, поступающими при изнашивании в теплоноситель в зазоре, с дальнейшим разрушением оксидных покрытий и интенсивной коррозией соответствующих поверхностей. Этот негативный эффект может быть устранен организацией интенсивного обмена ТЖМТ в зазоре пар трения и основном объеме контура.

При возможных условиях обнажения поверхностей сталей целесообразно оптимизировать выбор материала пар трения. Введение в сталь хрома, титана, ванадия способствует снижению проникновения в нее водорода. Наклеп может увеличивать поглощение сталью водорода. Водородная хрупкость в большей степени проявляется в сталях ферритного класса. В закаленных и слабоотпущеных углеродистых и низколегированных сталях хрупкое разрушение может происходить даже при ничтожно малом количестве водорода.

Абразивное изнашивание

Общим для абразивного изнашивания является механический характер разрушения поверхностей конструкционных материалов. В реакторных контурах со свинцовыми и свинцово-висмутовыми теплоносителями в качестве твердых частиц, разрушающих поверхности пар трения, могут быть: абразивные частицы, попавшие в контур при изготовлении и монтаже (частицы песка — кремнезема, частицы, образовавшиеся при сварке, частицы стружки и продуктов разрушения конструкционных материалов).

В особых условиях находятся пары трения, работающие в среде ТЖМТ при температуре ниже

температуры плавления их материалов. Зафиксированы случаи "перерезания" вала насоса с замораживающимся уплотнением.

На рис. 1 представлен пример абразивного изнашивания колеса насоса с разрушением защитных оксидных покрытий, интенсифицированным коррозионным воздействием свинцового теплоносителя. Показано центробежное колесо (рис. 1, а) и участок диска (рис. 1, б) центробежного насоса НЦС-04 со следами коррозионного (1) и абразивного (2) изнашивания: температура перекачивающего свинца $350 \div 510^{\circ}\text{C}$; термодинамическая активность кислорода в свинце $10^{-5} \div 10^2$; максимальная окружная скорость 12 м/с; время эксплуатации 1670 ч.

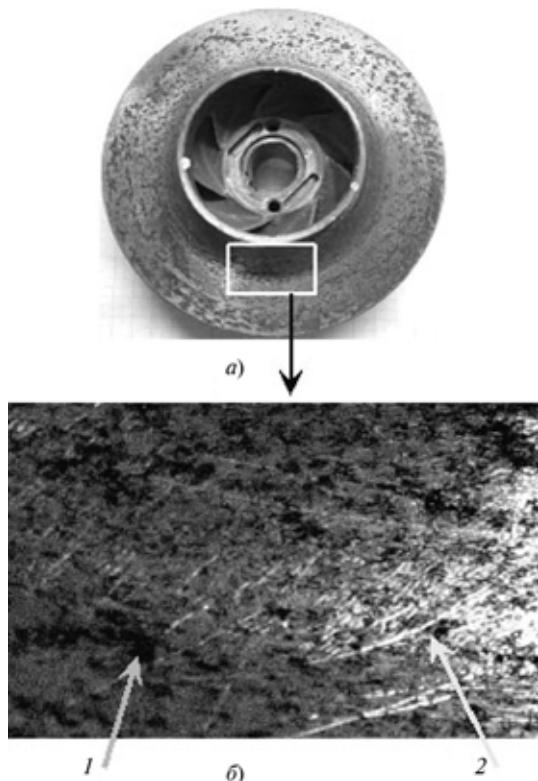


Рис. 1

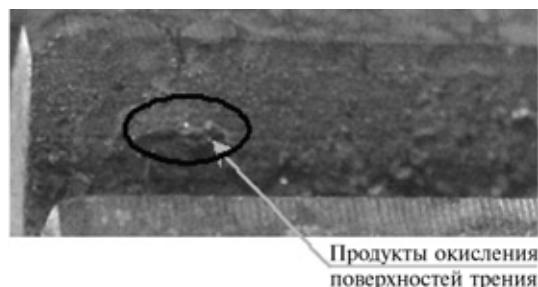


Рис. 2

Окислительное изнашивание

Окислительное изнашивание возникает вследствие деформации, диспергирования и выкрашивания. Для него характерно постоянное или периодическое разрушение пленок окислов на поверхностях трения, т. е. в процессе трения пленки образуются, разрушаются и образуются вновь. Материал продуктов изнашивания — оксиды компонентов материалов труящихся поверхностей. От других видов коррозионно-механического изнашивания этот вид отличается тем, что протекает при трении без смазочного материала или при его недостаточном количестве. Поверхности трения сохраняют небольшую шероховатость. Вырывы металла, кратеры и налипание металла с одной поверхности на другую отсутствуют.

В условиях работы контуров с ТЖМТ необходимо, чтобы промежуток времени между циклами нагружения (с последовательными разрушением и формированием новой оксидной пленки) был достаточен для ее формирования. Авторами было зафиксировано окислительное изнашивание рабочих поверхностей зубчатых зацеплений, изготовленных из стали 40Х13, при работе в среде свинца с температурой 450°C . На рис. 2 показана рабочая поверхность зуба шестерни со следами окислительного изнашивания через 40 ч после начала эксперимента (поверхности темно-бурового цвета не смочены теплоносителем, дефектов не обнаружено): температура свинца 450°C ; частота вращения шестерни 100 мин^{-1} (окружная скорость шестерни на делительной окружности $0,21 \text{ м/с}$); контактное напряжение 758 МПа ; число циклов нагружения зуба $0,24 \cdot 10^6$, материал — сталь 40Х13.

При таком виде изнашивания (смятии) изменяется геометрия (форма и/или размеры) детали в результате пластической деформации. В условиях работы реакторных контуров с ТЖМТ смятие является характерным видом повреждения контактных поверхностей шпонок, шпоночных пазов, шлицевых и резьбовых соединений и др. Пластическая деформация вызывается чрезмерными напряжениями. Смятие характерно также для деталей, входящих в контакт с ударом, например для зубчатых зацеплений при нарушении межосевого расстояния. Этот вид изнашивания более характерен для пластичных сталей (например для стали 08Х18Н10Т) и менее характерен для сталей типа 40Х или чугуна. Пример изнашивания со смятием участка внутренней поверхности втулки в среде свинца при температуре 450°C представлен на рис. 3. Показана втулка подшипника сухого трения колеса редуктора со следами пластической деформации (смятия) на рабочей поверхности после 7 ч работы в среде свинца: частота вращения вала 1500 мин^{-1} ; термодинамическая активность кислорода в свинце — на линии насыщения; материал втулки под-

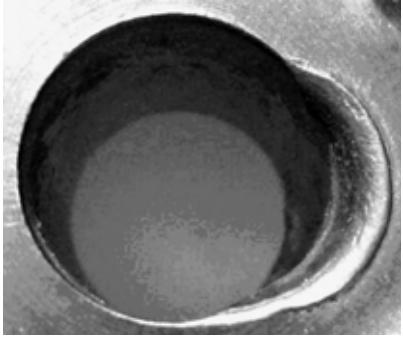


Рис. 3



Рис. 4

шипника — сталь 12Х18Н10Т; материал цапфы вала — сталь 12Х18Н10Т.

На рис. 4 представлено характерное изнашивание зубьев шестерни с пластической деформацией после 7 ч работы в среде свинца при 450 °С. Видны вершины зубьев, подвергшиеся смятию из-за катастрофического изнашивания подшипников колеса и увеличения межосевого расстояния зацепления: термодинамическая активность кислорода в свинце — на линии насыщения; частота вращения шестерни 3000 мин⁻¹ (окружная скорость шестерни на делительной окружности 4,71 м/с); контактное напряжение 591 МПа; число циклов нагружения зуба $1,26 \cdot 10^6$; материал — сталь 40Х.

Изнашивание вследствие диспергирования

При этом виде изнашивания на площадках фактического контакта сопряженных поверхностей материал подвергается многократной упругопластической деформации. Это приводит в отдельных местах к разупрочнению, разрыхлению структуры металла с последующим отделением небольших частиц. Поверхностная пластическая деформация может приводить также к охрупчиванию материала на отдельных микроучастках и его выкрашиванию. Возможны повреждения, связанные со взаимным внедрением микроучастков без разрушения оксидной пленки. Обычно этот вид изнашивания характерен для жидкостной и граничной смазок, интенсивность его невысока.

Для контуров со свинцовыми и свинцово-висмутовыми теплоносителями, работающих при высоких температурах, изнашивание вследствие диспергирования характерно для гидростатических подшипников с жидкостной прослойкой теплоносителя. Сопряженные поверхности при вращении вала, при переходе из ненагруженной зоны в нагруженную, испытывают переменное давление и, соответственно, циклические нагрузжения. При рабочих частотах вращения и ресурсах суммарное число циклов исчисляется десятками миллионов и более. При этом возможно накопление субмикроскопи-

ческих дефектов даже при относительно малых напряжениях, что в совокупности с адсорбционно-раскисляющим воздействием жидкого металла приводит к износу поверхностей при малой интенсивности изнашивания.

При значительных нагрузжениях на поверхностях трения могут происходить физико-химические и структурные превращения материала на отдельных участках.

Условия для такого вида изнашивания в среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей имеются.

Коррозия в среде свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей

Такое разрушение происходит в результате химического взаимодействия металла с теплоносителем и содержащимися в нем примесями. Это своего рода растворение твердого металла или его отдельных компонентов. Тяжелые жидкometаллические теплоносители коррозионно агрессивны относительно стали и чугуна, не защищенным оксидными или другими покрытиями, при температуре 400–450 °С и выше в зависимости от физико-химического состава твердого металла. При наличии кислорода, растворенного в ТЖМТ, либо содержащегося в оксидах свинца и висмута, на поверхности твердого металла образуется защитная оксидная пленка (покрытие), изолирующая поверхность конструкционного материала от коррозионного воздействия теплоносителя. Коррозия в ТЖМТ сопровождает все виды изнашивания, при которых разрушаются и не успевают восстанавливаться оксидные пленки (при истирании и др.). Пример коррозионного воздействия жидкого металла на диск насоса НЦС-04 представлен на рис. 1. На рис. 5 показан участок верхнего фланца лабиринтного уплотнения напорной камеры лабиринтно-винтового жидкometаллического электронасоса НЛВ-01 со следами коррозии через 150 ч с начала эксперимента: температура теплоносителя 200–480 °С; термодинамическая активность кислорода в теплоносителе $10^{-4} \div 10^{-2}$; материал — сталь 08Х18Н10Т.

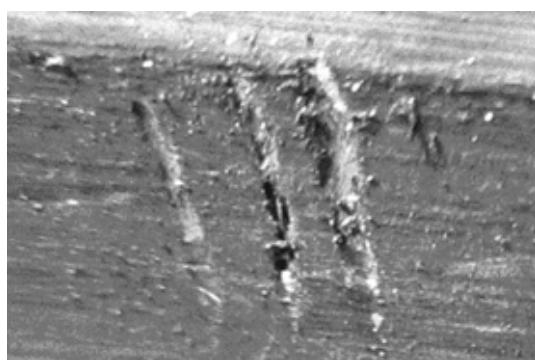


Рис. 5

Кавитационное изнашивание

Кавитационное изнашивание — процесс образования полостей (воздушных пузырей) в объеме жидкости или в месте ее контакта с твердой поверхностью в областях пониженного давления в потоке и последующего "схлопывания" этих пузырей, при переходе в составе потока в область с повышенным давлением.

Для свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей в контуре реактора на быстрых нейтронах процесс кавитации в традиционном понимании, т. е. с образованием паров теплоносителя и их конденсацией, не характерен. Рабочие температуры ($400 \div 600$ °C) в контуре ТЖМТ примерно на 1000 °C ниже температуры их кипения, и давление насыщенных паров жидкого металла при рабочих температурах составляет крайне малую величину ($10^{-12} \div 10^{-18}$ ата), значительно меньшую давления в контуре.

Эрозионное изнашивание

В рассматриваемых условиях под эрозионным изнашиванием можно понимать разрушение поверхности материала в результате механического воздействия высокоскоростного потока жидкотермического теплоносителя. Особенностью ТЖМТ является несмачивание оксидированных поверхностей конструкционных материалов, т. е. возможность отрыва потока от стенки на локальном участке с последующим его возвратом к стенке и динамическим воздействием на материал стенки. Это воздействие интенсифицируется высокой плотностью жидкого металла (около 10 кг/дм³), на порядок большей, чем у воды. В зависимости от свойств материала возможны вырывы отдельных объемов и групп зерен с неблагоприятной ориентацией относительно приложенных сил. Жидкий металл при ударе внедряется в образовавшиеся микротрешины и ведет себя подобно клину, раздвигая стенки трещины. Воздействие усиливается эффектом Ребиндера. В начальный момент эрозия развивается на гладкой поверхности весьма медленно. После появления поврежденных мест процесс интенсифицируется. Это можно объяснить повышением хрупкости поврежденного поверхностного слоя вследствие накопления микротрещин, расклинивающим действием жидкости и усилием ударного воздействия при турбулизации потока вблизи поверхности. Эрозионное воздействие характерно для участков со значительными гидродинамическими возмущениями в потоке ТЖМТ.

На рис. 6 представлен пример эрозионного изнашивания узла уплотнения вала насоса НВЛ-01. Видны следы эрозии на поверхности верхнего фланца лабиринтного уплотнения напорной камеры через 150 ч с начала эксперимента. Температура

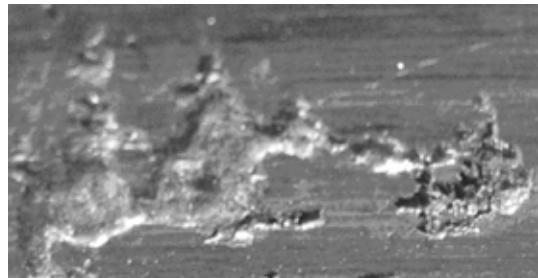


Рис. 6

теплоносителя 200–480 °C, термодинамическая активность кислорода в теплоносителе $10^{-4} \div 10^{-2}$, материал — сталь 08Х18Н10Т.

В условиях высокотемпературных контуров со свинцовыми и свинцово-висмутовыми теплоносителями механическое изнашивание сопряженных поверхностей деталей всегда сопровождается коррозионным изнашиванием, что увеличивает их разрушения. Невозможность формирования хотя бы незначительных по толщине оксидных пленок при механическом изнашивании интенсифицирует процесс коррозии. Дефицит кислорода вблизи поверхности, обнажаемой при механическом изнашивании, может создаваться как при глубоко раскисленном ТЖМТ во всем контуре, так и при локальном раскислении теплоносителя вблизи поверхности разрушения, например в щелевом зазоре.

Схватывание и заедание поверхностей при трении

Сущность этого процесса заключается в соединении, приваривании, сцеплении локальных участков контактирующих поверхностей под воздействием атомных, молекулярных сил. В зонах непосредственного контакта поверхностей образуются прочные металлические связи, исчезает граница раздела между соприкасающимися поверхностями, возможно сваривание как одинаковых, так и разных материалов. Обязательным условием протекания такого процесса является полное выдавливание ТЖМТ из зазора и отсутствие на соприкасающихся поверхностях оксидных и других пленок, загрязнений. С повышением температуры процесс схватывания интенсифицируется. Возникновение схватывания и разрушения на локальных участках узлов зависит от режимов трения, температуры, материала и состояния поверхностей трения, их геометрии.

В контурах с ТЖМТ эффект схватывания возможен при отсутствии оксидных покрытий и образовании покрытия (локального или сплошного). Последствия такого схватывания могут приводить к интенсивному изнашиванию, резкому увеличе-

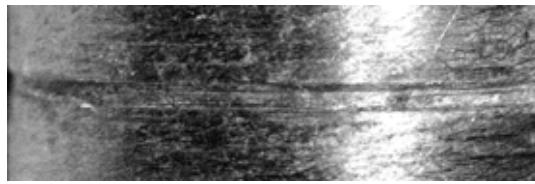


Рис. 7

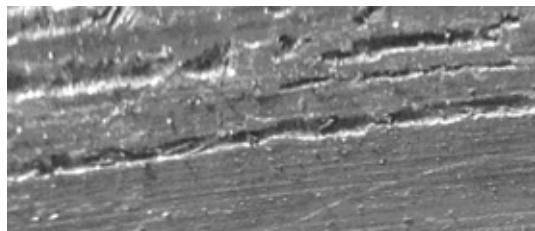


Рис. 8

нию момента трения в подшипниках скольжения, что является стадией предкатастрофического и катастрофического разрушения поверхностей. Такой вид разрушения поверхностей вала и втулки подшипников скольжения в среде высокотемпературных ТЖМТ неоднократно фиксировался при значительных нагрузлениях подшипников. При возникновении наклена на более твердой поверхности образуются риски в результате царапающего действия переносимого металла.

Процесс вырывания сопровождается интенсивным наклепом поверхностных слоев на значительную глубину. Он может развиваться как последствие других видов изнашивания. Подобный вид изнашивания фиксировался в подшипниках скольжения, работающих в среде высокотемпературных ТЖМТ. На рис. 7 показан участок цапфы вала подшипника

центробежного насоса НЦС-01 со следами вырыва материала на рабочей поверхности после 1710 и 100 ч работы в среде свинца. Температура перекачиваемой среды $350\div510$ °C, термодинамическая активность кислорода в теплоносителе $10^{-4}\div10$, частота вращения вала $800\div1500$ мин $^{-1}$, материал цапфы вала — сталь 12Х18Н10Т, материал втулки подшипника — сталь 12Х18Н10Т, диаметр цапфы вала 25 мм, диаметральный зазор между цапфой вала и втулкой подшипника 0,6 мм.

Фреттинг-коррозия

В общем случае под фреттинг-коррозией понимают процесс разрушения контактирующих поверхностей при их колебательных перемещениях.

В условиях высокотемпературных контуров фреттинг-коррозию можно наблюдать у элементов (валов, втулок и др.) циркуляционных насосов со свинцовыми и свинцово-висмутовыми теплоносителями. На рис. 8 показан участок верхнего фланца лабиринтного уплотнения напорной камеры насоса НЛВ-01 со следами фреттинг-коррозии через 150 ч с начала эксперимента. Температура теплоносителя $200\div480$ °C, термодинамическая активность кислорода в теплоносителе $10^{-4}\div10^{-2}$, материал — сталь 08Х18Н10Т.

Заключение

Изнашивание рабочих контактных поверхностей в среде высокотемпературных свинцового и свинцово-висмутового теплоносителей контуров с реакторами на быстрых нейтронах существенно зависит, наряду с традиционными факторами, от типа теплоносителя, состава и физико-химического состояния содержащихся в нем примесей.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

УДК 621.9

С. И. ПЕТРУШИН, д-р техн. наук (Томский политехнический университет),
А. В. ПРОСКОКОВ, канд. техн. наук (Юргинский технологический институт ТПУ, филиал), proskokov@tpu.ru

Теория несвободного резания материалов. Расчет напряженно-деформированного состояния в зоне резания

Предложена новая схема стружкообразования с развитой зоной пластических деформаций, учитывающая геометрические параметры инструмента. Рассмотрена методика расчета напряженно-деформированного состояния для жесткопластической модели без упрочнения обрабатываемого материала.

Ключевые слова: несвободное резание, напряженно-деформированное состояние, стружкообразование, пластические деформации, жесткопластическая модель.

A new chip forming scheme with developed zone of plastic deformations, taking into consideration the tool's geometries, has been proposed. The deflected mode calculation technique has been considered for a stiff-plastic model without strengthening of work material.

Keywords: constrained cutting, deflected mode, chip forming, plastic deformations, stiff-plastic model.

При несвободном резании напряженно-деформированное состояние (НДС) в зоне стружкообразования имеет объемный трехмерный характер, особенно для сечений срезаемого слоя с соизмеримыми глубиной t резания и подачей S , т. е. $t \approx S$. Для прямых ($t \gg S$) и обратных ($t \ll S$) стружек имеет место плоская схема пластической деформации двух видов: плоское напряженное состояние (ПНС) и плоское деформированное состояние (ПДС). В первом случае в направлении третьей главной оси нет нормального напряжения, но есть деформация, во втором случае есть нормальное напряжение, но нет деформации [1].

Рассмотрим сечения зоны стружкообразования в направлении схода стружки, задаваемого углом η начального схода (рис. 1). Можно предположить, что если обрабатываемый материал в данном сечении находится в стесненных условиях со стороны близлежащих срезаемых слоев, то имеет место ПДС.

В сечениях, близких к обрабатываемой и обработанной поверхностям, решается задача ПНС, которая приводит к уширению стружки (см. рис. 1, а и б). Для так называемого блокированного резания (отрезание и прорезка канавок при точении) вся зона образования стружки находится в условиях ПДС (см. рис. 1, в).

В работе [2] была предложена схема полей линий скольжения в пластической области стружкообразования для случая, при котором динамический передний (γ_d) и задний (α) углы лезвия в каждом сечении равны нулю. В работе [3] была предложена схема полей скольжения в пласти-

ской области, т. е. $\gamma_d \neq 0$ и $\alpha \neq 0$ (рис. 2), и получены уравнения α - и β -линий скольжения, исходящих из передней поверхности:

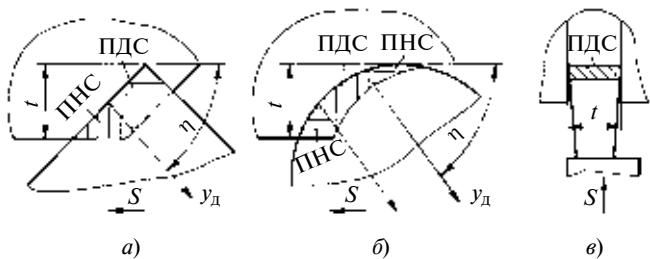


Рис. 1. Области ПДС и ПНС при точении:
а — остроугольное лезвие; б — закругленное лезвие; в — отрезание



Рис. 2. Схема полей линий скольжения при $\gamma_d \neq 0$ и $\alpha \neq 0$

для α -линии

$$z_d = \frac{-2l_n \mu_{nO} \ln(l_n - y_d - \mu_{nO} \operatorname{tg} \gamma_d l_n - \operatorname{tg} \gamma_d l_n + y_d \operatorname{tg} \gamma_d - \mu_{nO} l_n) (\operatorname{tg} \gamma_d^2 + 1)}{(1 + \operatorname{tg} \gamma_d)^2} + \frac{-y_d \operatorname{tg} \gamma_d^2 + y_d}{(-1 + \operatorname{tg} \gamma_d)^2} + C_I; \quad (1)$$

для β -линии

$$z_d = \frac{-2l_n \mu_{nO} \ln(y_d - l_n - \mu_{nO} \operatorname{tg} \gamma_d l_n - \gamma_d \operatorname{tg} \gamma_d - \operatorname{tg} \gamma_d l_n - \mu_{nO} l_n) (\operatorname{tg} \gamma_d^2 + 1)}{(1 + \operatorname{tg} \gamma_d)^2} + \frac{-y_d + y_d (\operatorname{tg} \gamma_d)^2}{(1 + \operatorname{tg} \gamma_d)^2} + C_{II},$$

где μ_{nO} — коэффициент трения в вершине на передней поверхности [2].

Границчная α -линия OAN (см. рис. 2) проходит через вершину лезвия и определяется уравнением

$$z_d = \frac{(-2\mu_{nO} l_n c_\alpha [1 + (\operatorname{tg} \gamma_d)^2] + [1 - (\operatorname{tg} \gamma_d)^2]) y_d}{(1 + \operatorname{tg} \gamma_d)^2}, \quad (2)$$

где $c_\alpha = \ln\left(\frac{-l_n + y_d + \mu_{nO} \operatorname{tg} \gamma_d l_n + \operatorname{tg} \gamma_d l_n - \operatorname{tg} \gamma_d y_d + \mu_{nO} l_n}{l_n (-1 + \mu_{nO} \operatorname{tg} \gamma_d + \operatorname{tg} \gamma_d + \mu_{nO})}\right).$

Границная β -линия EAA' перпендикулярна к линии z_d , выходит из точки E с координатами $y_d = l_{pl} \cos \gamma_d$, $z_d = -l_{pl} \sin \gamma_d$ и описывается уравнением

$$z_d = \frac{(2\mu_{nO} c_\beta + y_d) + 4l_{pl} (\cos \gamma_d)^3 - 2y_d (\cos \gamma_d)^2 - 3l_{pl} \cos \gamma_d - l_{pl} \sin \gamma_d}{2 \sin \gamma_d \cos \gamma_d + 1}, \quad (3)$$

где $c_\beta = \ln\left(\frac{l_{pl} (\cos \gamma_d)^2 - l_n \cos \gamma_d + \mu_{nO} \sin \gamma_d l_n - \sin \gamma_d l_n + l_{pl} \sin \gamma_d \cos \gamma_d - \mu_{nO} l_n \cos \gamma_d}{-l_n \cos \gamma_d + y_d \cos \gamma_d + \mu_{nO} \sin \gamma_d l_n - \sin \gamma_d l_n + y_d \sin \gamma_d - \mu_{nO} l_n \cos \gamma_d}\right).$

Координаты узловой точки A получают решением уравнений (2) и (3).

Для граничных α - и β -линий на задней поверхности лезвия при $\alpha \neq 0$ [3] имеем формулы:
для α -линии

$$y_d = \frac{(2\mu_{30} d_\alpha + z_d) + 4h_{pl} (\cos \alpha)^3 - 2z_d (\cos \alpha)^2 - 3h_{pl} \cos \alpha - h_{pl} \sin \alpha}{2 \sin \alpha \cos \alpha + 1}; \quad (4)$$

для β -линии

$$y_d = \frac{-2\mu_{30} h_n d_\beta [1 + (\operatorname{tg} \alpha)^2] + [1 + (\operatorname{tg} \alpha)^2] z_d}{(1 + \operatorname{tg} \alpha)^2}, \quad (5)$$

где $d_\alpha = \ln\left(\frac{h_{pl} (\cos \alpha)^2 - h_3 \cos \alpha + \mu_{30} \sin \alpha h_3 - \sin \alpha h_3 + h_{pl} \sin \alpha \cos \alpha - \mu_{30} h_3 \cos \alpha}{-h_3 \cos \alpha + z_d \cos \alpha + \mu_{30} \sin \alpha h_3 - \sin \alpha h_3 + z_d \sin \alpha - \mu_{30} h_3 \cos \alpha}\right);$

$d_\beta = \ln\left(\frac{-h_3 + z_d + \mu_{30} \operatorname{tg} \alpha h_3 + \operatorname{tg} \alpha h_3 - \operatorname{tg} \alpha z_d + \mu_{30} h_3}{h_3 (-1 + \mu_{30} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha + \mu_{30})}\right); \mu_{30}$ — коэффициент трения в вершине на задней поверхности [2].

Положение узловой точки B определяется совместным решением уравнений (4) и (5). Граница $CA'K$ (см. рис. 2) проходит параллельно линии OAN на расстоянии, равном толщине полосы

скольжения, при этом $AA' = OC = OB$. Методика определения координат вершин криволинейного пластического треугольника KLM приведена в работе [3].

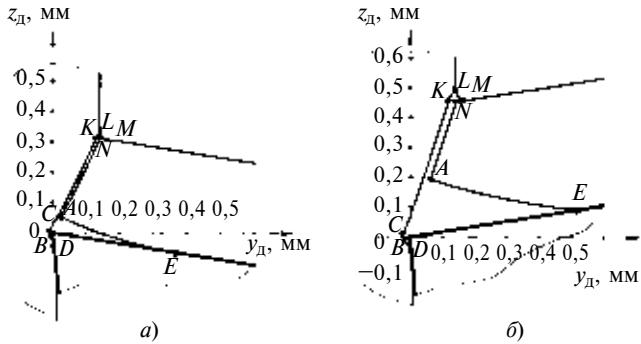


Рис. 3. Границы зоны пластичности для $\gamma_d = 10^\circ$ (а) и $\gamma_d = -10^\circ$ (б) (сталь 30Х, $\sigma_t = 685$ МПа, $v = 100$ м/мин, $a = 0,149$ мм)

Таким образом, с помощью выражений (2)–(5) можно рассчитать координаты любой точки границ зоны пластических деформаций.

На рис. 3 построены границы зоны пластичности для двух значений динамического переднего угла. Исходные данные для расчета взяты по результатам экспериментов Н. Н. Зорева [4]. С уменьшением угла γ_d происходит увеличение как зоны вторичных пластических деформаций, так и толщины полосы сдвиговой области.

Если передняя поверхность лезвия инструмента неплоская (имеется упрочняющая фаска, стружко-затягивающая канавка и т. п.), то аналитическое решение для граничных линий скольжения в этом случае получить чрезвычайно трудно и необходимо переходить к численным методам расчета, используя пошаговое построение ортогональной сетки линий скольжения в пластической зоне [1].

Используем схему, представленную на рис. 2, для расчета НДС в зоне резания. Точное теоретическое решение задачи определения НДС можно получить для жесткопластической модели обрабатываемого материала без упрочнения. В этом случае построенное поле линий скольжения в пластической области однозначно связано с напряженным состоянием в ней. Так, изменение среднего напряжения $\sigma_{cp.K}$ вдоль линий скольжения определяется пропорционально углу ее поворота [1, 5]:

$$\sigma_{cp.K} = \sigma_{cp.L} \pm 2k\omega_{LK}, \quad (6)$$

где L и K — точки линии скольжения; ω_{LK} — угол поворота линии скольжения при переходе от точки L к K ; k — максимальное касательное напряжение при пластической деформации.

Для плоского НДС $k = 0,5\beta\sigma_t$, где σ_t — предел текучести обрабатываемого материала; β — коэффициент, зависящий от вида НДС: для ПНС $\beta = 1$; для ПДС $\beta = 2/\sqrt{3}$.

Зная среднее напряжение в рассматриваемой точке линии скольжения, можно рассчитать компо-

ненты напряжений для плоской задачи теории пластичности [1]:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{y_d} &= \sigma_{cp} + k \sin 2\omega; \\ \sigma_{z_d} &= \sigma_{cp} - k \sin 2\omega; \\ \tau_{y_d z_d} &= -k \cos 2\omega, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где ω — угол между касательной к линии скольжения и осью y_d в данной точке.

Определим напряжения на левой границе $LKCBD$ (см. рис. 2). В точке L , лежащей на обрабатываемой поверхности, $\sigma_{y_d L} = 0$ ($\sigma_{z_d L}$ — сжимающее и главное напряжение). Условие пластичности $\sigma_1 - \sigma_2 = \pm 2k$ для этой точки дает $\sigma_{z_d L} = -2k$. В этой точке среднее напряжение $\sigma_{cp,L} = (\sigma_1 + \sigma_2)/2 = -k$. Угол наклона касательной к α -линии скольжения $\omega_L = \pi/4$.

При переходе вдоль линии скольжения от точки L к точке K согласно уравнению (6) имеем:

$$\sigma_{cp,K} = -k\left(1 + \frac{\pi}{2} + 2\phi_K\right).$$

Аналогично для точек C , B и D граничной α -линии скольжения получим:

$$\sigma_{cp,C} = \sigma_{cp,K} + 2k\omega_{KC} = -k\left(1 + \frac{\pi}{2} - 2\phi_K + 2\phi_C\right);$$

$$\sigma_{cp,B} = \sigma_{cp,C} - k2\omega_{CB} = \sigma_{cp,C} - k2\arcsin(y_d^B/s);$$

$$\sigma_{cp,D} = \sigma_{cp,C} - k2\omega_{CB} = \sigma_{cp,C} - k2\arcsin(y_d^D/s);$$

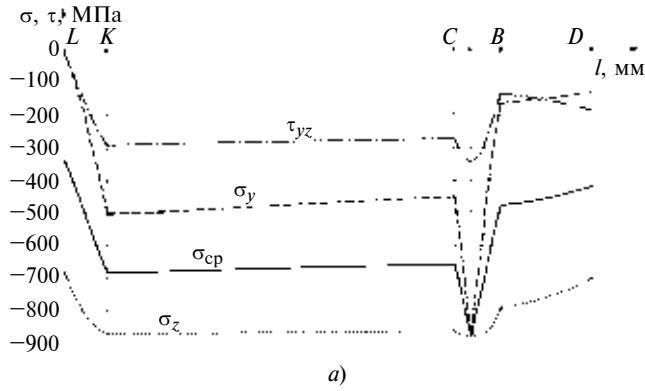
$$\sigma_{cp,D} = \sigma_{cp,B} + k2\chi_D,$$

где χ_D — угол наклона α -линии скольжения в точке D , который можно определить, взяв производную уравнения (4); s — толщина сдвиговой полосы [2].

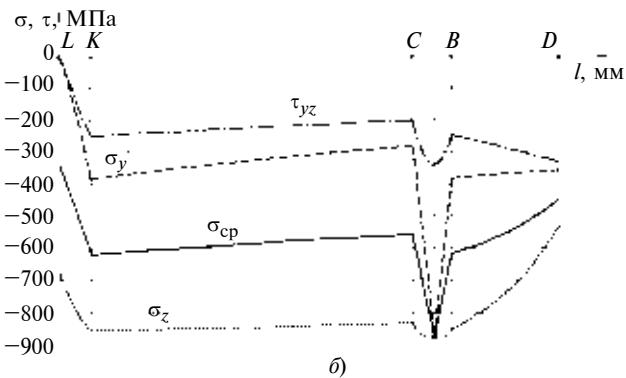
Последовательно переходя по β -линии скольжения от точки K к точкам N и M (см. рис. 2), от точки N по α -линии к точке A , а затем по β -линии от точки A к точке E , можно рассчитать среднее напряжение в этих узловых точках правой границы зоны пластичности.

По формулам (7) находят компоненты напряжений. На рис. 4, а, б и 5, а, б показаны кривые изменения компонент напряжений на левой и правой границах пластической зоны для условий, приведенных на рис. 3, а, б. Наблюдаются резкое изменение НДС обрабатываемого материала в области пластического треугольника KLM и на вершине лезвия.

Перейдем к расчету контактных напряжений на передней и задней поверхностях лезвия, которые имеют важное значение при определении силы ре-



a)



б)

Рис. 4. Компоненты напряжений вдоль левой границы зоны пластичности

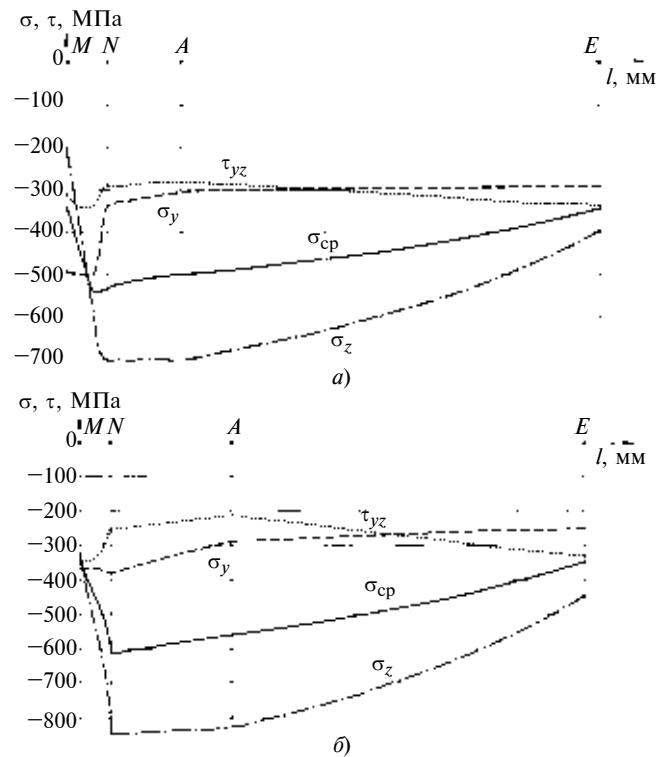
зания и количества теплоты, выделяемого в результате трения. Для этого разобьем участок пластического контакта OE (см. рис. 2) на n равных частей длиной $y_{dj} = \frac{l_{\text{пл}}}{n} j$, $j = (1, 2, \dots, n)$. Координаты полученных точек подставим в уравнение α -линии скольжения (1) и определим последовательно постоянные интегрирования C_{lj} :

$$C_{lj} = \\ = y_{dj} - \frac{-2l_{\text{п}}\mu_{\text{пO}} \ln(l_{\text{п}} - y_{dj} - \mu_{\text{пO}} \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} l_{\text{п}} - \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} l_{\text{п}} +)}{(-1 + \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}})^2} \\ \rightarrow + y_{dj} \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} - \mu_{\text{пO}} l_{\text{п}})(\operatorname{tg}\gamma_{\text{д}}^2 + 1) - y_{dj} \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}}^2 + y_{dj}.$$

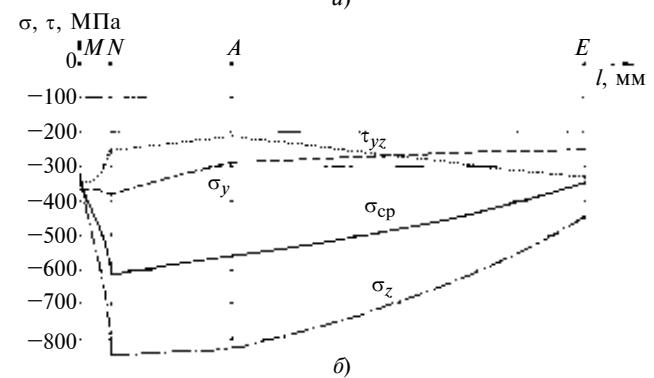
Подставив в формулу (1) найденные значения, получим n уравнений α -линий скольжения, выходящих на участок передней поверхности лезвия инструмента, прилегающий к пластическому контакту вторичной зоны пластических деформаций.

Дифференцируя j -е уравнение α -линий и подставляя каждый раз координаты передней поверхности, получим формулы для углов выхода линий скольжения на переднюю поверхность:

$$\varphi_j = \arctg \left(\frac{\mu_{\text{пO}} \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} l_{\text{п}} - \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} l_{\text{п}} + \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} y_{dj} - \mu_{\text{пO}} l_{\text{п}} - l_{\text{п}} + y_{dj}}{-l_{\text{п}} + y_{dj} + \mu_{\text{пO}} \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} l_{\text{п}} + \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} l_{\text{п}} - \operatorname{tg}\gamma_{\text{д}} y_{dj} + \mu_{\text{пO}} l_{\text{п}}} \right).$$



а)



б)

Рис. 5. Компоненты напряжений вдоль правой границы зоны пластичности

Компоненты касательного напряжения определяются по формуле $\tau_{yzj} = -k \cos 2\varphi_j$, нормальные напряжения равны $\sigma_{z_{dj}} = \tau_{y_{dj} z_{dj}} / \mu_j$, где $\mu_j = -\operatorname{ctg}(\varphi_j + \frac{1}{4}\pi + \gamma_{\text{д}})$.

Второй вариант расчета компонент контактных напряжений — определение по значениям среднего напряжения при переходе по β -линии от точки A к точке E [6]. Для этого определим угол наклона α -линий скольжения на границе AE , затем углы поворота α -линий скольжения при их выходе на переднюю поверхность и по ним определим соответствующее среднее напряжение.

Аналогично выполняется расчет контактных напряжений для задней поверхности лезвия.

О правильности схемы и верности расчетов напряжений в зоне стружкообразования можно судить по условиям сходимости результатов, полученных первым и вторым способами.

На рис. 6, а, б приведены результаты расчета НДС для передней поверхности лезвия по данным, приведенным на рис. 3, а, б, где σ_z — нормальное напряжение; τ_{yz} — касательное напряжение.

Для расчета НДС согласно предложенному методу в среде Mathcad была разработана программа [3], позволяющая получать как численные значения компонент напряжений, так и графическое представление исследуемых зон.

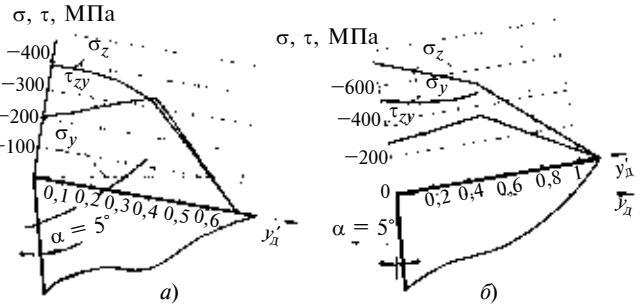


Рис. 6. Распределение контактных напряжений на передней поверхности

Алгоритм программы:

- 1) ввод исходных данных: предел текучести σ_t обрабатываемого материала; толщина a срезаемого слоя; усадка ξ ; передний угол γ_d ; задний угол α ; коэффициент трения μ_{PO} в вершине лезвия;
- 2) построение границ зон пластичности;
- 3) расчет и построение эпюров напряжений вдоль правой и левой границ зон пластичности (σ_{cp} , σ_{y_d} , σ_{z_d} , $\tau_{y_d z_d}$);
- 4) расчет и построение распределений контактных напряжений на рабочих поверхностях.

В процессе пластической деформации большинство обрабатываемых материалов испытывают упрочнение, т. е. при достижении предела текучести и переходе в пластическое состояние с дальнейшим увеличением степени деформации увеличивается напряжение, требующееся для деформирования. Это приводит к изменению физико-механических свойств материала стружки и обработанной поверхности (наклеп поверхностного слоя) по сравнению с остальным материалом заготовки.

С другой стороны, пластическая деформация, как и трение, относится к термоактивным процессам, которые сопровождаются образованием теплоты в зоне полей скольжения и на площадках трения. При нагревании происходит разупрочнение обрабатываемого материала. Учесть совместное влияние этих факторов на НДС в зоне резания в настоящее время не представляется возможным, хотя такие попытки были [5].

С учетом сведений, представленных в работах [1, 7, 8], предлагается последовательность решения задач несвободного резания материалов:

1) описывается геометрия зоны образования стружки исходя из способа обработки, геометрии применяемого инструмента и кинематики процесса резания [7];

2) строится схема стружкообразования с единственной условной поверхностью сдвига и по ней определяются направление схода стружки и ориен-

тация зоны резания в динамической системе координат [8];

3) последовательно рассматриваются сечения зоны стружкообразования под углом схода стружки, для каждой из них решают плоскую задачу теории пластичности по задаваемым показателям: типу НДС, закону распределения контактных напряжений, длине силового контакта; итог — контактные напряжения на передней и задней поверхностях лезвия;

4) рассчитываются физические составляющие силы резания путем интегрирования контактных напряжений по площадям контакта;

5) в зависимости от цели дальнейшего расчета определяются технологические составляющие силы резания или осуществляется переход к решению задач теплофизики [3], прочности, изнашивания лезвия [9] и инженерных задач.

Дальнейшее развитие теории связано с тем, что вследствие сложности процесса несвободного резания все решения должны быть formalизованы в соответствующих алгоритмах, кроме того, требуется специализированная система автоматизации расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сторожев М. В., Попов Е. А. Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
2. Петрушин С. И., Прокопов А. В. Теория несвободного резания материалов. Стружкообразование с развитой зоной пластических деформаций // Вестник машиностроения. 2010. № 1. С. 53—58.
3. Прокопов А. В. Повышение режущих свойств резцов с СМП за счет управления теплообменом в зоне резания. Дис. ... канд. техн. наук. Юргинский технологический институт (филиал), 2007. 179 с.
4. Зорев Н. Н. Вопросы механики процесса резания металлов. М: Машгиз, 1956. 368 с.
5. Петрушин С. И. Оптимальное проектирование рабочей части режущих инструментов. Томск: Изд-во ТПУ, 2008. 195 с.
6. Гольдшмидт М. Г. Деформации и напряжения при резании металлов. Томск: СТТ, 2001. 180 с.
7. Петрушин С. И. Введение в теорию несвободного резания материалов. Томск: Изд-во ТПУ, 1999. 97 с.
8. Петрушин С. И., Прокопов А. В. Теория несвободного резания материалов. Геометрия несвободного резания // Вестник машиностроения. 2009. № 11. С. 56—63.
9. Петрушин С. И., Прокопов А. В. Теория несвободного резания материалов. Образование стружки с единственной условной поверхностью сдвига // Вестник машиностроения. 2009. № 12. С. 58—64.

А. А. КОЗЛОВ, д-р техн. наук, М. Н. ДЕРЯБИН
 (ФГУП "НПО Измерительной техники", г. Королев Московской обл.), тел.: 8 (495) 513-12-74

Ультразвуковая обработка жаропрочных материалов с обдувом зоны резания сжатым воздухом

Рассматривается применение ультразвуковых тангенциальных колебаний режущего инструмента совместно с обдувом зоны резания сжатым воздухом для решения одной из фундаментальных проблем современной технологии машиностроения, связанной с обработкой жаропрочных сплавов на никелевой и титановой основах.

Ключевые слова: устойчивость, локализация деформации, неизотермическая неустойчивость, ультразвуковые колебания, обдув сжатым воздухом, износостойкость.

The use of ultrasonic tangential oscillations of the cutting tool jointly with air-cooling of cutting zone is considered for solution of one from fundamental problems of modern manufacturing engineering, concerned with working of the heat-resistant alloys on nickel and titanic bases.

Keywords: steadiness, localization of deformation, non-isothermal unsteadiness, ultrasonic oscillations, air-cooling by the compressed air, durability.

В настоящее время можно утверждать, что скоростное резание практически достигло предела своих возможностей, и начинают проявляться некоторые тенденции застоя. Последнее связано с тем, что увеличение скорости резания приводит к неустойчивости процесса обработки, в результате чего резко падают точность и качество обработанной поверхности, снижается стойкость инструмента.

Здесь и далее под неустойчивым понимается такой процесс, при котором основные характеристики резания — температура и усилия, становятся зависимыми от времени, иначе говоря, нестационарными, а под устойчивым понимается стационарный процесс. Существуют два принципиально различных механизма потери устойчивости: в первом случае он определяется жесткостью системы МПИД (машина — приспособление — инструмент — деталь), во втором — принципиально не зависит от жесткости МПИД [1]. Именно второе обстоятельство сдерживает прогресс в развитии скоростных методов механической обработки. Кроме того, оказалось, что процессы неустойчивости, не зависящие от жесткости системы МПИД, в отличие от первого случая практически не изучены.

В фундаментальных исследованиях В. А. Кудинова [1] доказано, что неустойчивость обработки, не связанная с жесткостью системы МПИД, определяется, прежде всего, неустойчивостью упруго-пластических деформаций в зоне стружкообразования и в контактной зоне.

Принципиальной особенностью пластической деформации в зоне стружкообразования при обра-

зовании "сегментной" стружки являются высокие скорости деформирования. В этом случае в результате диссипации механической энергии существенно возрастает температура и могут быть созданы условия для развития неустойчивости пластической деформации, т. е. в какой-либо локализованной области материала последующее приращение деформационно-скоростного упрочнения аннулируется деформационным разупрочнением.

Очевидно, последнее возможно при высоких скоростях деформирования, когда при определенных технологических режимах за счет диссипации энергии пластической деформации в зоне стружкообразования могут создаваться условия для накопления теплоты в ограниченном объеме материала, которая не успевает отводиться вследствие теплопроводности. В этом случае процесс деформирования имеет адиабатический характер. Интенсивность температурного разупрочнения становится выше интенсивности деформационно-скоростного упрочнения, что приводит к локализации деформации в тех областях, в которых впервые уменьшается сопротивление течению.

Такой механизм неустойчивости пластической деформации принято называть неизотермическим [2].

Общепринято, что с увеличением скорости резания возрастает скорость деформирования в зоне стружкообразования. Таким образом, увеличивая скорость резания, можно найти такую, выше которой начнут проявляться эффекты неизотермической неустойчивости. Очевидно, что ниже критической скорости резания пластическая деформация в зоне стружкообразования будет однородна и, следовательно, устойчива.

На рис. 1 представлена микрофотография зоны стружкообразования при сравнительно невысоких скоростях резания, которая свидетельствует, что в этом случае процесс устойчив и однороден и протекает с образованием сливной стружки.

На рис. 2 представлена микрофотография зоны стружкообразования, процесс пластической деформации в которой протекает с ярко выраженной неоднородностью, т. е. деформация существенно локализована, что свидетельствует о развитии эффектов неизотермической неустойчивости. В данном случае образуется так называемая сегментная стружка, а при дальнейшем увеличении скорости резания — элементная стружка.

В связи с этим одной из актуальных проблем резания металлов становится создание технологиче-



Рис. 1. Зона стружкообразования:
сталь 45, сплав ВК8, $v = 60$ м/мин, $S = 0,467 \cdot 10^{-3}$ м/об,
 $t = 2 \cdot 10^{-3}$ мм



Рис. 2. Локализация пластической деформации в зоне стружкообразования:
сталь 45, сплав ВК8, $v = 300$ м/мин, $S = 0,467 \cdot 10^{-3}$ м/об,
 $t = 2 \cdot 10^{-3}$ мм

ских методов, которые позволили бы увеличить критическую скорость образования сегментных стружек, обеспечивая сливное стружкообразование при больших скоростях резания и тем самым значительно повышая эффективность обработки.

В решении этой проблемы наиболее успешными были работы, направленные на создание процессов резания с предварительным подогревом заготовки до определенных оптимальных температур [3]. Положительная роль предварительного подогрева легко объяснима, так как уменьшение сопротивления пластической деформации приводит к увеличению критической скорости и, как следствие, повышению эффективности обработки. Однако реальное применение этого способа довольно ограничено, так как подобные процессы достаточно сложно реализовать в производственных условиях.

Значительно более перспективным является использование "вибрационного" резания, когда на инструмент накладываются периодические тангенциальные колебания. Если на инструмент наложить периодические тангенциальные колебания с амплитудой a и частотой f , то процесс резания приобретет импульсный характер. Последнее означает, что инструмент контактирует с обрабатываемым

материалом не непрерывно, а периодически. За время t_k контакта инструмента с обрабатываемым материалом происходит процесс резания, а в течение времени $t_k < t < T = 2\pi/f$ резание не происходит, так как отсутствует контакт инструмента с обрабатываемым материалом.

Реализация таких процессов составляет содержание целого направления в теории резания. Эти процессы с целью интенсификации резания металлов были предложены в работах А. И. Маркова [4], Д. Кумабэ [5], причем удалось найти связь между скоростью v , амплитудой a и частотой f колебаний, при которых процесс резания имеет импульсный характер:

$$v < 2\pi af. \quad (1)$$

Если $v > 2\pi af$, то импульсный характер не реализуется, так как стружка будет успевать "набегать" на инструмент, и процесс вибрационного резания не будет отличаться от обычного.

В диапазоне скоростей (1) процесс вибрационного резания происходит с меньшими усилиями и температурой резания, что приводит к существенному увеличению точности и качества обрабатываемой поверхности. А именно: если f будет больше частоты f_* неизотермической неустойчивости, то можно не допустить развития нежелательного локализованного сдвига в зоне стружкообразования, который приведет к неустойчивому процессу резания. Таким образом, вполне осознанно (используя конкретные расчеты) можно добиться создания таких условий, при которых время контакта t_k (время резания) будет меньше времени t_* развития локализованного адиабатического сдвига. Можно предположить, что стойкость инструмента в этом случае должна повыситься.

Данный процесс может быть наиболее эффективен при обработке жаропрочных и титановых сплавов, так как критическая скорость сегментного стружкообразования для этих материалов незначительна ($\approx 1 \div 3$ м/мин) и может находиться в диапазоне скоростей, определяемых соотношением (1), которое, подчеркнем еще раз, определяет условия реализации импульсных процессов резания. Следует отметить, что в ранее проведенных исследованиях никому не удавалось показать эффективность применения вибрационного резания с точки зрения стойкости твердосплавного инструмента при обработке жаропрочных и титановых сплавов. Причем во всех исследованиях было отмечено, что при амплитудах $a > 2,5$ мкм происходит резкий износ твердосплавного инструмента, поэтому при вибрационном резании необходимо, чтобы выполнялось условие $a < 2,5$ мкм.

Итак, если наше предположение верно, то при частотах $f > f_*$ в диапазоне скоростей (1) при резании жаропрочных и титановых сплавов стойкость инструмента должна повышаться. В этом случае

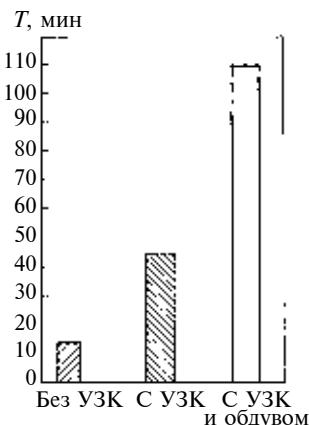


Рис. 3. Стойкость пластины ВК8 при обработке сплава ВТ-22:

$S = 0,52 \cdot 10^{-3}$ м/об; $v = 5$ м/мин; $t = 10^{-3}$ м ($\varphi = 90^\circ$; $\gamma = 0$, $\varphi_1 = 7^\circ$; $\alpha = \alpha_1 = 7^\circ$); $h_3 = 0,8 \cdot 10^{-3}$ м; УЗК: $f = 30$ кГц; $a = 2 \cdot 10^{-6}$ м; $p = 3,5 \div 4$ атм

основные характеристики процесса резания (усиления, температура) становятся квазистационарными, что приводит к существенному повышению стойкости инструмента. В работе [6] определены технологические критерии реализации этих процессов при ультразвуковой (УЗ) механической обработке жаропрочных сплавов:

при $v < 2\pi af$ и $a \leq 2,5$ мкм

$$f > f_* \approx \frac{acD}{c_v \rho(n+m)}, \quad (2)$$

где D — скорость деформирования в зоне стружкообразования; ρ , c_v — плотность и удельная теплоемкость обрабатываемого материала; a , c , n , m — реологические константы обрабатываемого материала.

Для выявления эффективности применения вибрационного резания нами были проведены эксперименты, которые показали, что процесс стружкообразования при УЗ резании при выполнении условия (2) устойчив и имеет "квазилинейной" характер, тогда как при обычном резании развиваются эффекты неизотермической неустойчивости с образованием сегментной стружки.

Стойкостные исследования при чистовом УЗ токении подтверждают указанную тенденцию. В работе [6] сформулировано предположение, что увеличение частоты f тангенциальных колебаний приведет к дальнейшему повышению стойкости T инструмента. Это предположение было подтверждено экспериментально.

Кроме того, было сформулировано предположение, что правильное использование СОЖ может еще более интенсифицировать процесс резания жаропрочных сплавов, так как это позволит изменить механизмы контактного взаимодействия. Наиболее высоких результатов удалось достичь,

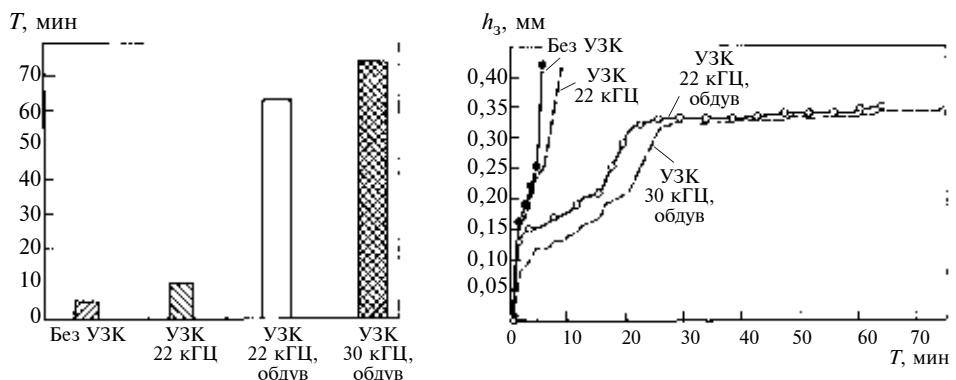


Рис. 4. Стойкость пластины ВК8 при обработке сплава ХН77ТЮР и износ по задней грани:

$S = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м/об; $v = 17$ м/мин; $t = 10^{-3}$ м ($\varphi = 90^\circ$; $\gamma = 0$, $\varphi_1 = 7^\circ$; $\alpha = \alpha_1 = 7^\circ$); $h_3 = 0,35 \cdot 10^{-3}$ м; УЗК: $a = 2 \cdot 10^{-6}$ м; $p = 3,5 \div 4$ атм

применив метод обдува зоны резания сжатым воздухом [7—9].

На рис. 3 приведены результаты экспериментов УЗ механической обработки титанового сплава ВТ-22 совместно с обдувом зоны резания сжатым воздухом. В данном случае критерий износа по задней грани соответствовал $h_3 = 0,8$ мм.

Приведем также результаты исследования обработки жаропрочного никелевого сплава ХН77ТЮР при традиционном резании, резании с использованием ультразвука ($f = 22$ кГц) и при совместном использовании ультразвука ($f = 22$ кГц и 30 кГц) и обдува зоны резания сжатым воздухом (рис. 4). В данном случае критерий износа по задней грани соответствовал $h_3 = 0,35$ мм.

Таким образом, при соблюдении технологических режимов, удовлетворяющих критериям (2) устойчивости механической обработки при использовании УЗ тангенциальных колебаний режущего инструмента с $f = 30$ кГц и сжатого воздуха в качестве СОЖ, стойкость инструмента повысилась до $8 \div 14$ раз по сравнению с традиционным резанием жаропрочных сплавов. Результаты приведенных в данной работе экспериментальных исследований позволяют говорить о высокой эффективности предложенного метода интенсификации механической обработки жаропрочных сплавов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кудинов В. А. Динамика станков. М.: Машиностроение, 1967. 356 с.
2. Столин А. М., Худяев С. И. Неизотермическая неустойчивость течения вязкоупругих сред // ДАН СССР. 1972. Т. 207. № 1.
3. Лоладзе Т. Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 319 с.
4. Марков А. И. Ультразвуковая обработка материалов. М.: Машиностроение, 1980. 236 с.

С. И. АГАПОВ, И. Г. ТКАЧЕНКО, кандидаты технических наук
(Волгоградский ГТУ), тел.: 8-9053377316

Определение оптимальных амплитуды и направления ультразвуковых колебаний при зубодолблении мелкомодульных зубчатых колес

Рассмотрены вопросы создания компактного пьезоэлектрического преобразователя для подачи на заготовку ультразвуковых колебаний и влияние на стойкость зуборезных долбяков амплитуды и направления колебаний.

Ключевые слова: зубодолбление зубчатых колес, подача ультразвуковых колебаний, пьезоэлектрический преобразователь.

The matters of creation of compact piezoelectric converter for supply of ultrasonic oscillations on the item and their amplitude and direction influence upon the durability of gear-cutting shaping cutters are considered.

Keywords: gear shaping of gear wheels, supply of ultrasonic oscillations, piezoelectric converter.

При зубодолблении мелкомодульных зубчатых колес возникает ряд трудностей, одним из наиболее эффективных способов преодоления которых является введение в зону резания ультразвуковых колебаний (УЗК) с частотой $18 \div 22$ кГц. Во многих работах, например [1–3], показано, что оптимальная амплитуда колебаний для механической обработки составляет $4 \div 6$ мкм. Однако зависимость стойкости зуборезных долбяков от амплитуды и направления колебаний изучена недостаточно.

На рис. 1 представлено универсальное ультразвуковое приспособление для нарезания мел-

комодульных зубчатых колес на зубодолбечных станках с запрессованным в него корпусом 1. На корпусе установлены подшипник 9 и токосъемный узел 3, состоящий из латунного кольца и двух изолирующих колец. Ультразвуковой блок 7 состоит из многослойного пакета пьезоэлектрических пластин, концентратора с заготовкой 8 и виброгасящей накладки 6, стянутых с помощью центральной шпильки и гайки. Для подвода напряжения к пьезоэлектрическому блоку корпус 2 через подшипник 9 соединен с наружным кольцом 5, к которому крепится токоподводящее устройство 4, состоящее из быстро-

съемного разъема и регулируемой подпружиненной щетки, изолированной от корпуса текстолитовой втулкой.

Для приведения в действие малогабаритных пьезоэлектрических вибраторов обычно используют ультразвуковые генераторы небольших размеров. Однако, чтобы получить такой же или больший, чем при использовании магнитострикционного вибратора, суммарный эффект необходимо использовать пьезоэлектрический вибратор с очень высоким качеством резонансного контура. Это, в свою очередь, означает, что необходимо тщательно проектировать, изготавливать и настраивать колебательную систему и что диапазон режимов резания такой

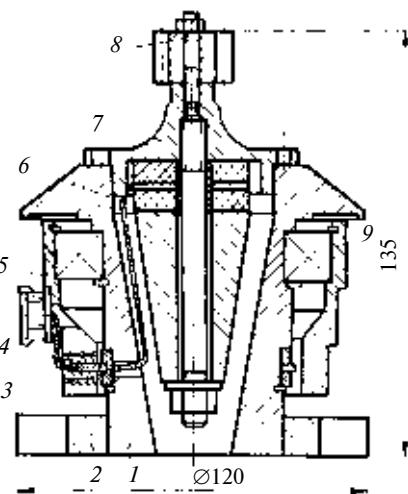


Рис. 1

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 45)

5. Кумабэ Д. Вибрационное резание. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.
6. Козлов А. А. Интенсификация процессов резания на основе анализа эффектов неизотермической неустойчивости упругопластической деформации в зоне стружкообразования и контактных явлений: Дис. ... д-ра техн. наук. Москва, 1997. Машинопись.
7. Козлов А. А., Дерябин М. Н., Робакидзе З. Ю. Интенсификация механической обработки жаропрочных сплавов использованием ультразвуковых тангенциальных колебаний инструмента и обдува зоны резания сжатым воздухом // Информационно-управляющие и измерительные системы-2007. Отраслевая науч.-техн. конф. приборостроительных организаций Роскосмоса. Королев: Изд-во ФГУП "НПО ИТ", 2007. С. 39.
8. Козлов А. А., Дерябин М. Н. Применение пьезоэлектрических систем при ультразвуковой механической обработке жаропрочных сплавов // Тр. VI Междунар. науч.-техн. конф. "Инновационные процессы пьезоэлектрического приборостроения и нанотехнологий". Анапа: Изд-во Ростовского ГПУ, 2008. С. 205–210.
9. Козлов А. А., Дерябин М. Н. Интенсификация ультразвуковой механической обработки жаропрочных сплавов методом обдува зоны резания сжатым воздухом // Перспективные разработки и идеи XXI века в области космонавтики. Сб. материалов науч.-техн. конф. молодых ученых и специалистов предприятий космической промышленности. Королев: Изд-во НОУ "ИПК Машприбор", 2008. С. 133–135.

системы может быть довольно узким. На эффективность работы весьма существенно влияет точность сопрягаемых поверхностей (соединение пьезокерамических колец между собой, с концентратором и заготовкой). Поэтому необходимо тщательное обеспечение требуемой точности изготовления деталей.

В качестве источника возбуждения пьезоэлектрического преобразователя использовался ультразвуковой генератор УЗГ 3-0,25, выпускавший Ульяновским приборостроительным производственным объединением.

Амплитуда колебаний оказывает очень большое влияние на стойкость режущего инструмента. Если для сравнительно простых инструментов эта зависимость известна, то влияние введения УЗК в зону резания при зубонарезании требует дополнительных исследований.

Эксперименты проводили на зубодолбежном вертикальном полуавтомате мод. 5111П, использовали зуборезные долбыки из быстрорежущей стали Р6М5. Было определено, что для получения зубчатых колес степени точности 7–8 с параметром шероховатости $R_a = 0,63 \text{ мкм}$ износ по выходной кромке задней грани не должен превышать $h_3 = 0,13 \div 0,15 \text{ мм}$. Результаты экспериментов (рис. 2) показали, что стойкость T долбыка увеличивается при увеличении амплитуды ξ колебаний в зоне резания от 0 до 6 мкм, а затем уменьшается. Такой характер изменения стойкости можно объяснить тем, что при введении в зону резания УЗК износ инструмента определяется совместным действием трех основных факторов:

- 1) изменением напряженно-деформационного состояния в зоне резания;
- 2) возникновением в локальных объемах материала инструмента высоких усталостных напряжений;
- 3) увеличением истинной скорости резания.

В зависимости от режимов резания и амплитуды колебаний в зоне резания влияние каждого из указанных факторов различно. При малых амплитудах колебаний основное значение приобретает улучшение условий резания (уменьшение объемов пластической деформации, сил резания и коэффициента трения), что снижает абразивный и адгезионный износ и увеличивает работоспособность инструмента по сравнению с обычным резанием. При амплитудах, равных 5–6 мкм, превалирующее действие на износ инструмента оказывают изменение условий нагружения и увеличение истинной скорости резания, что нарушает межатомные связи, обусловленные необратимыми искажениями кристаллической решетки в процессе массового выхода дислокаций на поверхность. При дальнейшей работе инструмента и увеличении числа циклов нагружения субмикроскопические трещины развиваются до размеров микротрещин, начинается усталостное разрушение рабочей части инструмента. При увеличении амплитуды колебаний резко возрастает мгновенная скорость резания.

Анализируя изложенное выше, приходим к выводу, что при введении в зону резания УЗК оптимальной является амплитуда $\xi = 4 \div 6 \text{ мкм}$.

При ультразвуковой обработке заготовок различают колебания трех видов: осевые, комплексные и крутильные. Осевые УЗК направлены вдоль оси заготовки или инструмента, комплексные — под каким-то углом к оси, крутильные — перпендикулярно к оси заготовки.

При механической обработке частота ультразвукового блока изменяется. По изменению частоты (рассогласование) можно судить о стабильности процесса резания. При использовании ультразвукового преобразователя создать крутильные колебания без дополнительных элементов невозможно. Поэтому исследовали влияния на

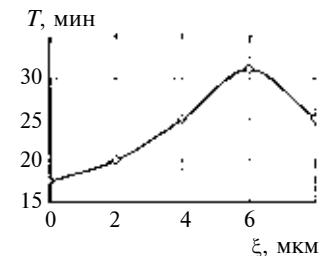


Рис. 2

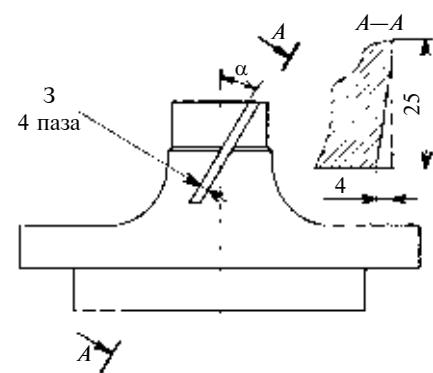


Рис. 3

Таблица 1

Рассогласование (%) частоты акустической системы в зависимости от направления колебаний

Материал заготовки	Угол α		
	0	8°	16°
40Х	9	7	6
БрАЖМЦ	9	8	7

согласование ультразвуковой системы при зубофрезеровании и зубодолблении прямозубых и косозубых колес только осевых и комплексных колебаний.

Оевые колебания передаются непосредственно от волновода на деталь. Для создания комплексных колебаний на волноводе (концентраторе) изготавливали наклонные канавки переменной глубины. Использовали концентраторы (рис. 3) как с правыми, так и с левыми канавками, под углами $\alpha = 15$ и 30° .

Исследования были проведены на заготовках из стали 40Х и бронзы БрАЖМЦ зуборезными мелкомодульными фрезами $m = 0,6 \div 1,0 \text{ мм}$ класса точности А (материал режущей части — Р6М5) для нарезания цилиндрических зубчатых ко-

Таблица 2

Рассогласование (%) частоты колебаний акустической системы в зависимости от направлений зуба и канавок на концентраторе

Канавки на концентраторе		Прямоузубое зубчатое колесо	Косозубое зубчатое колесо с направлением зуба					
			правым			левым		
Направление	Угол α		8°	12°	16°	8°	12°	16°
Правое	0	9	9	8	8	9	8	7,5
	8°		9	9	8	11	12	13
	16°		9	10	10	13	12	12
Левое	0	9	9	8	7,5	9	8	7,5
	8°		9	10	11	12	10	8
	16°		9	12	12	11	10	10

лес с эвольвентным профилем. Результаты приведены в табл. 1.

Рассогласование частоты колебаний акустической системы определяется по формуле $\Delta f = [(f_1 - f_2)/f_1]100$, %, где f_1, f_2 — частоты акустической системы перед работой и во время работы, Гц.

Как видно из приведенных данных, при обработке стали 40Х наилучший результат получен при увеличении тангенциальной составляющей УЗК, так как данная сталь имеет в 2 раза большие значения относительного сужения и удлинения, чем сплав БрАЖМЦ, а при тангенциальных колебаниях сопротивление срезу адгезионных связей уменьшается более значительно, чем при осевых. Получение лучших показателей при обработке бронзы с введением в зону резания осевых УЗК по сравнению со сталью 40Х объясняется малой пластичностью бронзы: для бронзы $\delta_5 = 5$, для стали 40Х $\delta_5 = 10$.

Эффективность введения в зону резания УЗК во многом определяется величиной рассогласования акустической системы по частоте, которая приводит к уменьшению амплитуды колеба-

ний на заготовке. Стабильность собственной частоты колебаний акустической системы является одним из важнейших критериев эффективности введения УЗК в зону резания, поэтому ее исследование в процессе обработки зубчатых колес особенно актуально. В связи с этим были проведены эксперименты по определению зависимости рассогласования частоты колебаний акустической системы под нагрузкой от угла наклона винтовых канавок на концентраторе. Как видно из табл. 1 рассогласование по частоте уменьшается с увеличением угла наклона канавок. Таким образом, при резании с большими нагрузками необходимо применять концентраторы с большими углами наклона канавок.

Кроме того, были исследованы зависимости рассогласования частоты колебаний акустической системы от направления зуба колеса по отношению к направлению канавок на концентраторе (табл. 2).

Как видим, наилучшие результаты получены при совпадении направлений канавок и зуба колеса. Это можно объяснить тем, что при совпадении на-

правлений канавок на концентраторе и зуба колеса ультразвуковые колебания усиливаются, и рассогласование по частоте уменьшается.

При разноименном направлении канавок на концентраторе и зуба колеса колебания взаимно гасятся и в результате рассогласования незначительно увеличиваются, что не сказывается на шероховатости поверхности боковых сторон зубьев и на точности зубчатых колес.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Агапов С. И. Определение оптимальной амплитуды и направления ультразвуковых колебаний при развертывании нержавеющих сталей и титановых сплавов // Молодежь и научно-технический прогресс. Тез. докл. областной науч.-техн. конф. (г. Куйбышев, 1984). Куйбышев: Куйбыш. кн. изд-во, 1984. С. 52—54.
2. Нерубай М. С., Штриков Б. Л., Калашников В. В. Ультразвуковая механическая обработка и сборка. Самара: Кн. изд-во, 1995. 191 с.
3. Кумабэ Д. Вибрационное резание. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.

Особенности образования и устранения пригара на отливках при использовании местных формовочных материалов

Рассмотрены особенности пригара на отливках, изготовленных в сырьих формах. Предложены мероприятия для получения чугунных и стальных отливок в условиях серийного производства без пригара в формах на основе местных кварцевых песков и бентонитов.

Ключевые слова: формовочная смесь, сырьи формы, пригар, отливки. Серийное производство, кварцевые пески, бентониты.

Features of the burnt-on forming on the castings, made in the green-sand molds, are considered. The arrangements for obtaining of cast-iron and steel castings in the conditions of full-scale production without the burnt-on in the molds on the basis of local silica sands and concretes have been proposed.

Keywords: molding sand, green-sand molds, burn-on, castings, full-scale production, silica sands, concretes.

При изготовлении отливок в сырьих формах могут возникать поверхностные дефекты, самыми распространенными из которых являются пригар и просечки [1]. Причиной тому являются сложные физико-химические и термомеханические процессы. Механизм образования этих дефектов до конца не объяснен.

Пригары в зависимости от природы их возникновения делят на механические, термические и химические [2]. В последнее время рассматривается возможность возникновения "взрывного" пригара при использовании высокопрочных песчано-бентонитовых смесей (ПБС) [3]. Причины образования пригара: низкое поверхностное натяжение металла; использование крупнозернистого песка; недостаточная огнеупорность смеси; высокое содержание связующего; высокая температура заливки металла; химические реакции на контактной поверхности "металл—форма"; высокое статистическое давление металла на форму; недостаточная плотляемость формы и др. [1, 2].

Рассмотрим степени влияния данных факторов на образования пригара для отливок мелкого и среднего развесов. Известно, что разные сплавы имеют различное поверхностное натяжение [1], которое к тому же изменяется при изменении температуры. Поэтому принять меры по устранению пригара следует при стабильности состава сплава и температуры жидкого металла. Анализ проникновения металла в поры формы и образования пригара показал, что регулирование поверхностного натяжения возможно только для очень жидкотекучих сплавов [4].

Практика изготовления отливок из чугуна и стали показала, что при использовании одного и того

же песка можно получить как очень чистые отливки, так и отливки со сплошным пригаром (при постоянном динамическом и статическом напоре). При этом аргумент о недостаточной огнеупорности смеси неубедителен, так как температура плавления кварцевого песка и глины выше 1700 °C. Кроме того, многие исследователи считают, что химические реакции на границе "металл—форма" происходят преимущественно при изготовлении крупных и массивных отливок, при которых возможно продолжительное взаимодействие расплава и формы [2, 4].

Как показали исследования при изготовлении отливок мелкого и среднего развесов в сырьих формах из-за большого охлаждения и наличия корочки на границе "металл—форма" химические реакции, как правило, отсутствуют [5]. Так, на Бакинском сталелитейном заводе при изготовлении стальных отливок (корпус задвижки) массой до 100 кг в сырьих формах трудноотделимого пригара не наблюдалось, что объясняется малым расстоянием между зернами формовочной смеси.

Однако было установлено, что при высоком статическом давлении и малой скорости заполнения формы вероятность образования пригара резко увеличивается [6] из-за проникновения жидкого металла в поры формы и образования жидкотекучей стекловидной фазы. Недостаточно уплотненная смесь приводит к разрушению поверхностных слоев формы и проникновению металла в виде просечек, а высокое содержание связующего — к увеличению толщины глинистой оболочки на зернах песка и так называемых гроздьев, а также повышает влажность смеси и увеличивает межзеренное расстояние.

Таким образом, необходимо выдерживать оптимальное содержание связующего и влаги [7]. Как показали исследования, чем меньше размер формы, тем реже встречается пригар. При увеличении размеров форм возрастают требования к стабильности параметров.

Установлено, что при содержании в смеси 30÷40 % гроздьев и 3,0÷4,0 % влаги можно осуществлять контроль межзеренного расстояния. Если межзеренное расстояние выдерживается одинаковым, то трудноудаляемый пригар отсутствует [8].

При неправильной засыпке и заниженных габаритных размерах наполнительной рамки пригар образуется на одних и тех же поверхностях отливки. Индикаторами могут служить узкие места, поэтому именно в этих местах необходимо проверять

качество смеси и формы для каждой конкретной отливки [9].

Одним из главных показателей качества смеси является газопроницаемость "мокрого" слоя. Установлено, что в зависимости от количества грядьев и толщины глинистой оболочки газопроницаемость падает до 50 %. Таким образом, такой показатель, как количество грядьев, является оценочным фактором газопроницаемости "мокрого" слоя.

В основном пригар образуется из-за увеличения межзеренного расстояния и падения газопроницаемости "мокрого" слоя, и как следствие — повышения давления газов внутри формы. После заполнения формы на границе "металл—форма" образуется корка, через поры которой металл под давлением газов заполняет промежутки между зернами, образуя пригар прочно связанный с отливкой [1, 2, 6].

На линии Disamatic ОАО "Электроцентролит" (г. Баку) в течение одной смены работали на ПБС с противопригарными добавками графита. Песок марки 016 (балаханский) заменили на песок марки 020 (сулутапинский), при этом ухудшения качества поверхности чугунных отливок не наблюдалось.

Особый интерес вызывает образование поверхностных дефектов, связанных с растрескиванием смесей при тепловом воздействии жидкого металла. Поверхностные дефекты отливок также вызваны разрушающим действием температурных напряжений (ТН) в поверхностных слоях формы из-за затрудненного расширения смеси при ее нагревании металлом [1, 2, 7]. Температурные напряжения зависят в основном от коэффициента α температурного расширения, модуля E упругости смеси и температурного градиента между нагретой поверхностью и внутренними слоями формы. Изменять ТН можно, варьируя модуль E путем изменения состава формовочной смеси.

Влияние состава смеси на качество поверхности отливки и образование ТН исследовали на крестообразной технологической пробе со стенками толщиной 20–100 мм, которую выбрали с учетом номенклатуры отливок на Бакинском сталелитейном заводе (БСЛЗ). Масса отливки пробы 150–200 кг позволяла обеспечить медленное и быстрое заполнение ее металлом. Температура поверхности формы до контакта с металлом соответствовала температуре окружающей среды. В дальнейшем поверхность формы нагревали в режиме теплового удара.

Как показали исследования, металл в углах пробы в период заливки всегда находился в жидким состоянии в отличие от плоских поверхностей отливки, где при соприкосновении жидкого металла и холодной формы образуется так называемая корка затвердевшего металла. Поэтому образовавшиеся при тепловом ударе в углах формы трещины легко фиксируются при заполнении жидким металлом. На плоских же поверхностях образовавшаяся корка

может не расплавиться, что затрудняет их фиксацию. При исследовании составов и свойств смесей рассматривали изменения поверхностных дефектов в зависимости от модуля E .

Использовали ПБС одинакового состава, кремнийполимерный модификатор молекулярной массой от 208 до 800 (повышение молекулярной массы обеспечивало изменение модуля упругости от 970 до 1536 МПа, прочность смеси изменялась при этом несущественно: $\sigma = 0,09 \div 0,120$ МПа).

Установлены следующие стадии образования поверхностных дефектов на технологической пробе из стали 25Л. При $E = 970$ МПа образуются преимущественно длинные продольные просечки. Затем по мере увеличения E до 1230 МПа появляются поперечные просечки, постепенно образуется сетка из просечек и появляются просечки с металлизированным пригаром (МП) на поверхности. Смыкание продольных и поперечных просечек, на поверхности которых образовался МП ($E = 1536$ МПа), приводит к образованию сплошной корки трудноудаляемого МП.

Увеличение просечек и появление МП на поверхности наблюдалось и при увеличении толщины стенки отливки крестообразной пробы с 20 до 100 мм при использовании одинаковых ПБС. Таким образом, установлено, что на смесях с неорганическими связующими образование поверхностных дефектов происходит вследствие растрескивания смесей, начальной стадией являются микротрещины в результате ТН.

Образование поверхностных дефектов также исследовали с учетом теплопроводности α смеси. Испытывали смеси на цирконовом песке (ЦП), теплопроводность которого в 3÷4 раза меньше адживелинского кварцевого песка. Использовали крестообразные пробы со стенками толщиной 60 и 40 мм и смеси на ЦП. Отливки в тепловом узле имели просечки, образовавшиеся в основном поперек углов отливки. Установлено, что при содержании в смеси руды 2÷5 частей (по массе) склонность к образованию дефектов снижается.

Установлено, что при применении ПБС с использованием местных кварцевых песков (балаханского, адживелинского, гокмалинского и др.) на стальных отливках возможно образование дефектов, для устранения которых необходима корректировка технологии и составов смесей. С этой целью исследовали смеси с улучшенными физико-механическими свойствами, в частности с повышенной деформацией, соответствующей пределу прочности при нормальной температуре (ресурс деформации). Установлено, что большим ресурсом деформации при нормальной температуре обладают ПГС и ПБС с добавлением лигносульфонатов (ЛСТ).

Испытания проводили на крестообразной пробе толщиной 40 и 60 мм при заливке сталью 35Л. Смеси на адживелинском кварцевом песке 1КО315А с

ЛСТ и добавками руды отличаются меньшей склонностью к образованию просечек. При использовании смесей на ЦП с ЛСТ поверхностные дефекты отсутствовали.

Анализ результатов проведенных исследований позволил выявить ряд особенностей образования пригара при использовании ПБС на основе местных песков. При использовании обычных ПГС без добавок на местном кварцевом песке образование просечек, вероятно, связано с разрушением поверхности формы растягивающими напряжениями, зона действия которых находится на небольшой глубине от поверхности формы.

При использовании ПБС на базе местных кварцевых песков с различными связующими и добавками возможно возникновение ряда поверхностных дефектов, обусловленных разрушением формы от термических напряжений. Существенно сократить число поверхностных дефектов можно путем использования ПБС с добавкой ЛСТ ($1 \div 2 \%$), железной руды ($2 \div 5 \%$) и графита ($0,2 \div 0,5 \%$).

Исследовалось влияние термостойкости формовочных смесей и прочности на сжатие при нормальной температуре на образование поверхностных дефектов. Цилиндрические образцы ($\varnothing 50 \div 50$ мм) окрашивали термостойкой противопригарной краской с кремнийорганическим связующим. При заливке пробы чугуном использовали краски на графите, сталью — на цирконе. Сопоставив термостойкость и прочность на сжатие смесей и качество поверхности отливок, установили, что между термостойкостью и качеством поверхности отливок имеется устойчивая связь.

Термостойкость смесей, изготовленных на базе местных песков, меньше, чем при использовании привозных песков, однако дефекты на отливках образуются и в том, и в другом случаях. При использовании ПБС с добавками руды и ЛСТ и на местном кварцевом песке (термостойкость смеси 4 с), и на привозном песке (термостойкость смеси 6 с) дефекты на пробах отсутствуют.

При использовании смесей из местного и привозного песка с одинаковыми связующими и добавками с увеличением термостойкости число дефектов уменьшается. Таким образом, по термостойкости можно прогнозировать образование поверхностных дефектов отливок при сравнении смесей с одинаковыми связующими и модификаторами на разных наполнителях.

Показатель прочности смесей не дает однозначного результата при прогнозировании дефектов. При повышении прочности смеси число дефектов может как уменьшаться, так и увеличиваться. Поэтому использовать этот показатель для прогнозирования дефектов недостаточно.

Необходимо исследовать физико-механические свойства формовочных смесей. Достоверность

прогноза возрастает, если учитывать фазовые превращения при нагревании смесей, снижающие прочность из-за развития деструктивных процессов, усиливающих разрушающее действие. Учитывая изложенное выше, можно разработать эффективные меры по повышению качества поверхности отливок.

Таким образом, для получения чугунных и стальных отливок в сырых формах на базе местных материалов без пригара предложено следующее:

использовать ПБС с грядьями до $30 \div 40 \%$ и тонкой глинистой оболочкой, что обеспечивает минимальное межзеренное расстояние и снижение газопроницаемости мокрого слоя;

применять смеси оптимальной влажности с допуском $\pm 0,5 \%$;

использовать отстойники, обеспечивающие пластичность смеси в результате увлажнений глинистой оболочки на всех зернах; при отсутствии отстойников следует увеличивать влажность смеси на $0,5 \div 1,0 \%$;

при засыпке смеси в опоку не допускать занижения габаритных размеров наполнительной рамки; при необходимости применять облицовочные смеси высокой текучести, особенно для узких мест;

осуществлять быструю заливку форм (медленная заливка работает как перегретый металл);

применять модели, позволяющие уплотнять узкие места;

для поддержания оптимальной влажности необходимо добавлять в смеси влагопоглощающие добавки: крахмалит, древесную муку и т. п., что позволяет при больших колебаниях влажности обеспечивать оптимальные влажность и межзеренное расстояние.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Валисовский И. В.** Пригар на отливках. М.: Машиностроение, 1983. 192 с.
2. **Дорошенко С. П., Дробязко В. Н., Ващенко К. И.** Получение отливок без пригара в песчаных формах. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
3. **Кваша Ф. С.** Взрывной пригар // Литейное производство. 2002. № 12. С. 14—16.
4. **Васин Ю. П., Иткис З. Я.** Окислительные смеси в конвейерном производстве стального литья. Челябинск: Южно-Уральское изд-во, 1993. 153 с.
5. **Исмаилов Н. Ш.** Литейные формы из местных материалов. Баку: Элм, 2008. 230 с.
6. **Исмаилов Н. Ш.** Исследование и разработка формовочных смесей с Дашиб-Салахлинским бентонитом для производства стальных отливок. Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1993. 160 с. Машинопись.
7. **Берг П. П.** Качество литейной формы. М.: Машиностроение, 1971. 286 с.
8. **Исмаилов Н. Ш.** Исследование и выбор оптимальных путей устранения пригара на стальных отливках в массовом производстве // Техника. 2004. № 1. С. 31—35.
9. **Исмаилов Н. Ш.** Пути устранения пригара на стальных отливках в массовом производстве // Техника. 2004. № 4. С. 51—55.

УДК 621.924.9.001.5

М. А. ТАМАРКИН, д-р техн. наук, Э. Э. ТИЩЕНКО, канд. техн. наук,
В. Г. ЛЕБЕДЕНКО
(Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону); тел.: (863)-2738725

Исследование параметров качества поверхности слоя при обработке дробью

Представлены результаты исследований параметров качества поверхностного слоя при обработке дробью. Исследован процесс единичного взаимодействия шарика с поверхностью обрабатываемой детали. Приведены зависимости для определения среднего арифметического отклонения профиля уставившейся шероховатости, глубины упрочненного слоя и степени упрочнения. Экспериментально установлена адекватность полученных теоретических зависимостей, которые могут быть использованы для прогнозирования параметров шероховатости, глубины и степени упрочнения обработанной поверхности при проектировании технологических процессов обработки дробью.

Ключевые слова: обработка дробью, результаты исследований, параметры качества поверхности слоя.

Investigation results of the surface layer quality parameters at the grit blasting are presented. The process of unit interaction of the ball with surface of the work piece has been studied. The dependences for determination of arithmetic average of the profile of steady-state roughness, strengthened layer depth, and of the straightening degree are presented. Adequacy of these dependences for technologic forecasting of the roughness parameters and depth and straightening degree of the machined surface at designing the grit blasting work processes has been ascertained experimentally.

Keywords: grit blasting, investigation results, quality parameters of surface layer.

Одной из важнейших задач современного машиностроения является повышение долговечности изделий. Для этой цели в основном используют отдельно-упрочняющую обработку поверхностным пластическим деформированием (ППД).

Основой методов ППД является пластическое деформирование материала обрабатываемой заготовки в пределах нагрузок, не вызывающих его разрушения и удаления в виде стружки, т. е. сопровождающее лишь перемещением (перераспределением) материала. При этом в зависимости от объема материала, охватываемого пластической деформацией, процесс обработки может сопровождаться изменением формы и размеров заготовки или деформацией лишь тонкого поверхностного слоя ма-

териала и изменением его физико-механических свойств и шероховатости поверхности.

Эффективность упрочнения деталей машин связана с интенсивностью упругопластической деформации материала поверхностного слоя. При упрочнении: формируется качественно новая микрогеометрия поверхности; в поверхностном слое возникают остаточные макронапряжения сжатия; кристаллическая решетка материала поверхностного слоя претерпевает упругопластические искажения, приводящие к формированию остаточных микронапряжений; деформирование металла поверхностного слоя повышает сопротивление пластической деформации при циклических эксплуатационных нагрузках; повышаются пределы проч-

ности и текучести, твердость и микротвердость поверхности; снижаются характеристики пластичности (относительное удлинение и поперечное сужение); изменяются форма, размеры и ориентация зерен, что способствует формированию текстурированного слоя; в закаленных сталях снижается количество остаточного аустенита и происходит выделение мелкодисперсной карбидной фазы; повышается плотность дислокаций.

Обработка дробью (ОД) является одним из методов ППД — обработка гибкой рабочей средой, осуществляемая ударами дроби по деформируемому материалу. ОД используется для упрочнения деталей и инструментов сложной формы, а также для обработки деталей, имеющих малую жесткость (зубья зубчатых колес, листовые рессоры, витые пружины, лопатки компрессоров и турбин и др.). Обработка дробью широко используется для очистки деталей от окалины, нагара, остатков формовочной смеси на отливках, очистки сварных швов и т. п.

Эффект, достигаемый при ОД, обеспечивается в результате создания в поверхностном слое детали сжимающих остаточных напряжений, однородной текстуры металла и специфической микрогеометрии, свойственной всем методам обработки гибкой рабочей средой.

Процесс обработки дробью включает:

дробеударную обработку (ДО), которая объединяет методы обработки ППД сухой дробью: дробеструйный, дробеметный, гравитационный, пневмодинамический наклеп, беспыльную ДО;

гидродробеударную обработку (ГДО), которая объединяет методы упрочнения дробью с

применением смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ): пневмогидродробеструйный, гидродробеструйный, гидродробеметный наклеп, упрочнение микротвердыми шариками.

Принципиальные схемы основных способов ОД приведены на рис. 1 [1].

Дробеструйное упрочнение (ДУ) (рис. 1, а) осуществляется на пневматических дробеструйных установках, где в качестве движителя дроби (ДД) используется сжатый воздух. Основные преимущества ДУ: простота конструкции дробеструйных установок; возможность использования централизованной подачи сжатого воздуха; возможность обработки труднодоступных участков деталей; сепарация дроби потоком

воздуха; отсутствие необходимости промывания деталей после обработки. Недостатки ДУ: высокие локальные мгновенные температуры ($600 \div 750^{\circ}\text{C}$), приводящие к созданию значительного максимума сжимающих остаточных напряжений; увеличение шероховатости поверхности деталей; ускоренный износ сопел, дроби и деталей камеры; наличие металлической пыли; низкая производительность каждого сопла.

Дробеметное упрочнение (ДМУ) (рис. 1, б) осуществляется на установках, в которых в качестве ДД применяется вращающийся ротор-дробемет. Дробеметные установки более производительны и экономичны, чем дробеструйные. Качество поверхности

слоя у деталей после ДМУ такое же, как после ДУ.

Гравитационное упрочнение дробью (ГРУД) (рис. 1, в) — это метод, при котором осуществляется подъем дроби элеватором в верхний бункер и свободное ее падение на деталь. ГРУД получило широкое распространение в установках барабанного типа.

Пневмодинамическое упрочнение (ПДУ) — это метод, при котором в качестве дроби применяются стальные шарики диаметром $2 \div 3$ мм, размещенные в замкнутой камере, ограниченной: боковыми стенками с отверстиями для отвода воздуха; сверху — обрабатываемой поверхностью детали; снизу — устройством для подачи сжатого воздуха (рис. 1, г). ПДУ применяется для обработки плоских участ-

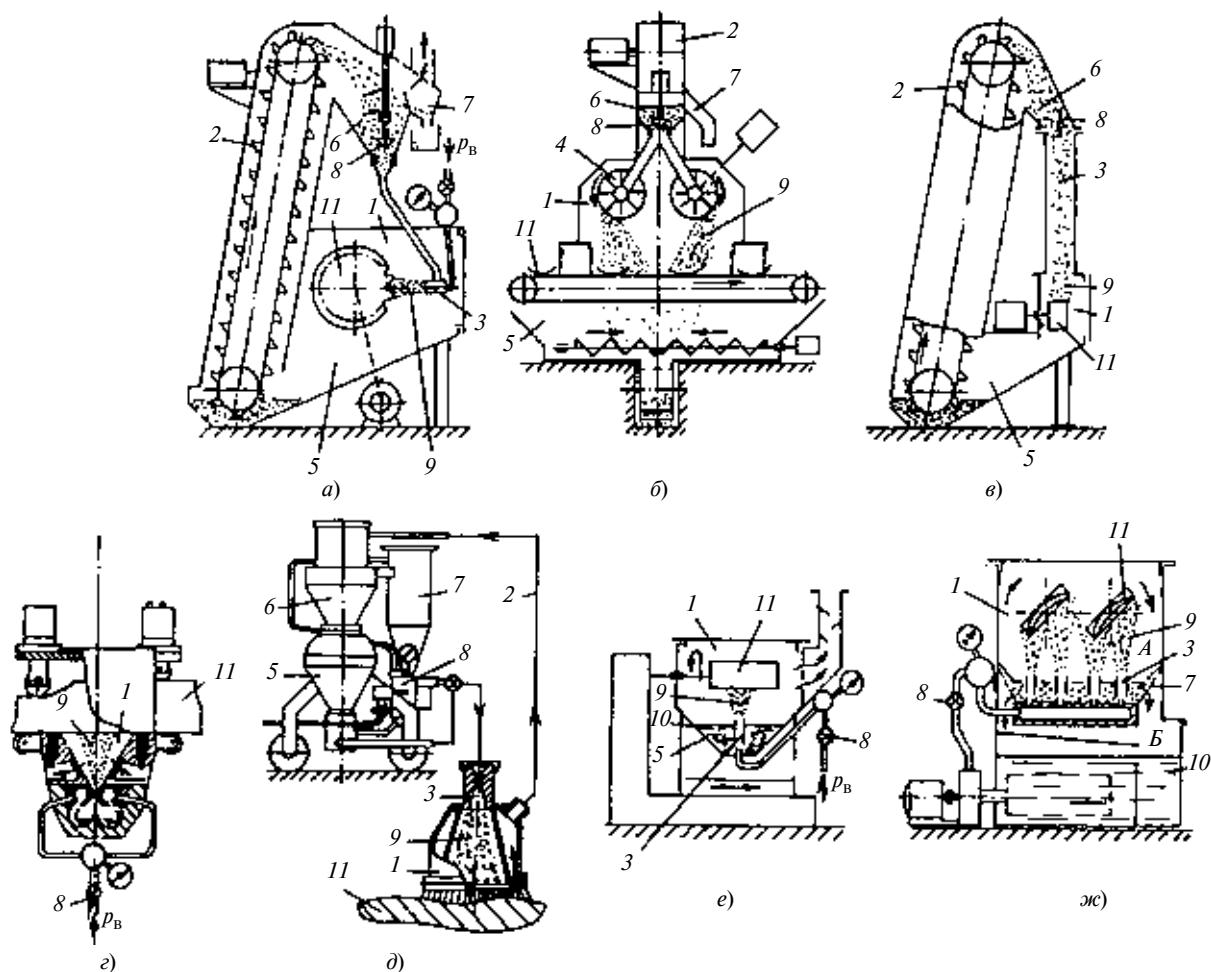


Рис. 1. Принципиальные схемы устройств для ОД:

а — ДУ; б — ДМУ; в — ГРУД; г — ПДУ; д — БДУ; е — ПГДУ; ж — ГДУ; 1 — рабочая камера; 2 — элеватор (возврат дроби); 3 — струйный аппарат; 4 — ротор-дробемет; 5 — нижний бункер; 6 — верхний бункер; 7 — сепаратор дроби; 8 — запорно-регулировочное устройство; 9 — поток дроби; 10 — рабочая жидкость; 11 — деталь

ков поверхностей деталей, радиусных сопряжений поверхностей, галтелей, а также поверхностей отверстий.

Беспыльное дробеструйное упрочнение (БДУ) осуществляется путем подачи в дробеструйное сопло дробевоздушной смеси, подготовленной вне рабочей камеры (рис. 1, *д*). Камера перемещается вручную относительно поверхности детали, не отрываясь от нее. БДУ применяется для обработки локальных участков деталей, а также для формообразования (под действием остаточных напряжений) крупногабаритных деталей из листа.

Пневмогидроблобеструйное упрочнение (ПГДУ) осуществляется потоком смеси дроби, воздуха и СОЖ, направляемых на деталь (рис. 1, *е*). Преимущества ПГДУ: значительное уменьшение коэффициента трения на площадке контакта дроби и детали; снижение износа струйных аппаратов; отсутствие элеватора и металлической пыли. Для ПГДУ применяются высокоскоростные пневмогидроблобеструйные эжекторные установки, струйные аппараты которых оснащены соплами-эжекторами (С-Э). ПГДУ применяется преимущественно для упрочнения мелкой дробью.

Гидроблобеструйное упрочнение (ГДУ) (рис. 1, *ж*) осуществляется в гидроблобеструйных эжекторных установках, где в качестве ДД применяется СОЖ, например минеральное масло. Жидкость, отделенная от шариков сеткой, сливается из камеры в бак и очищается. ГДУ обеспечивает более высокие показатели качества поверхности слоя по сравнению с ДУ и ДМУ: формируются только сжимающие остаточные напряжения с незначительным их уменьшением к поверхности. ГДУ по сравнению с ПГДУ имеет ряд преимуществ: значительное повышение производительности; высокая стабильность режима обработки; высокая стойкость шариков и соплового аппарата; исключены воздухосушильные и

воздухоочистительные системы. При ГДУ в качестве рабочей жидкости наряду с минеральными маслами применяются различные водные растворы с антикоррозионными и снижающими коэффициент трения добавками.

Гидроблобеметное упрочнение (ГДМУ) — это процесс ГДУ с той лишь разницей, что в качестве ДД применяется ротор-блобемет, как при ДМУ. Подача дроби к блобемету осуществляется посредством С-Э, т. е. без механического элеватора. ГДМУ применяется для упрочнения крупномодульного инструмента и может успешно заменить процесс ДМУ.

Упрочнение микросферами (УМШ) представляет собой процесс ОД, при котором используются стальные или стеклянные шарики с размерами $50 \div 200$ мкм. УМШ применяется в основном для обработки ажурных тонкостенных деталей, имеющих малые радиусы закругления. Особенностью УМШ является обеспечение сжимающих остаточных напряжений. УМШ осуществляется по схемам процессов ДУ, ПГДУ, ГДМУ или на специальных установках.

Процесс ОД исследовался рядом ученых, но имеющиеся результаты недостаточно полно описывают процесс обработки, носят эмпирический характер или рассматривают частные вопросы. Большим препятствием при проектировании технологических процессов ОД является недостаточная изученность формирования шероховатости обработанной поверхности. Нет сведений по разработке оптимальных технологических режимов применительно к процессу формирования параметров качества поверхности слоя деталей, нет четких зависимостей, отражающих влияние технологических факторов на глубину упрочненного слоя и степень упрочнения, слабо изучено влияние механических характеристик обрабатываемого материала.

При исследовании основных технологических параметров ОД

одним из важнейших является вопрос теоретического моделирования процесса единичного взаимодействия частиц дроби с поверхностью обрабатываемой детали. Разработка теоретических зависимостей, описывающих форму и размеры следов обработки, позволит в дальнейшем перейти к теоретико-вероятностному описанию распределения следов на поверхности детали, что в свою очередь дает возможность разработать модель формирования профиля шероховатости и физико-механических свойств поверхности детали.

В большинстве случаев обработка деталей дробью используются стальные шары, поэтому для упрощения схемы взаимодействия примем, что рабочей частицей является абсолютно гладкая жесткая сфера. Примем также, что диаметры всех шаров одинаковы. Кроме того, будем учитывать только скольжение шарика по поверхности при внедрении, исключая возможное перекатывание. В дальнейшем анализируются только средние вероятностные значения различных параметров единичного взаимодействия. Известно, что в результате соударения шарика с поверхностью детали пятно контакта будет представлять собой близкий к окружности эллипс с большой a и малой b полуосами либо окружность радиусом r . Учитывая, что при ОД угол соударения чаще всего близок к 90° , примем, что пятном контакта является окружность. Радиус r можно определить из геометрической схемы внедрения шарика в поверхность детали (рис. 2). Радиус отпечатка определится по формуле

$$r = \sqrt{R^2 - (R - h_{\max})^2},$$
 где R — радиус шарика; h_{\max} — максимальная глубина внедрения шарика.

Для построения модели процесса единичного взаимодействия при ОД воспользуемся методикой работы [2], предложенной для описания трения и износа

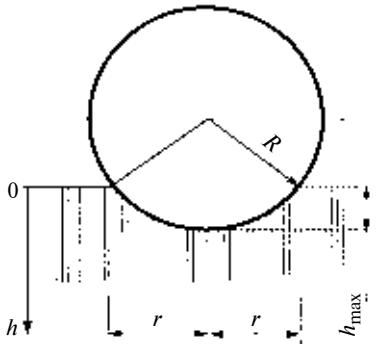


Рис. 2. Геометрическая схема процесса внедрения шарика

под действием потока твердых сферических частиц.

Пусть стальной полированный шарик радиусом R движется со скоростью v_0 и ударяется о поверхность с силой, достаточной для ее пластического деформирования. Из гидродинамики [3] известно, что скорость полета шарика при вылете из сопла можно определить по зависимости $v_0 = 4K_L \sqrt{2P_{\text{дин}}/\rho_{\text{см}}}$, где $P_{\text{дин}}$ — динамическое давление; K_L — коэффициент потерь, учитывающий расстояние до обрабатываемой детали и плотность потока шариков (определяется при проведении экспериментальных исследований); $\rho_{\text{см}}$ — плотность смеси.

После некоторых преобразований получим максимальную глубину внедрения шарика: $h_{\max} = 1,6K_L R \sqrt{P_{\text{дин}} \rho_{\text{ш}} / (k_s c \sigma_s \rho_{\text{см}})}$, где c — коэффициент несущей способности контактной поверхности; σ_s — предел текучести материала детали; k_s — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности детали на площадь фактического контакта; $\rho_{\text{ш}}$ — плотность материала шарика.

Пластическое деформирование поверхности детали при отдельочно-упрочняющей ОД происходит при многократном взаимодействии с ней стальных полированных шариков. Образуются единичные лунки с поперечной шероховатостью, зависящие от параметров исходного профиля. Микрорельеф поверх-

ности является результатом наложения и пересечения единичных следов (лунок).

Так как стальные шарики при взаимодействии с поверхностью будут в первую очередь контактировать с выступами исходной шероховатости, то в процессе обработки будут наблюдаться значительное изменение высотных параметров профиля и незначительное — шаговых.

На поверхности детали образуется новый специфический для ОД микрорельеф, характеризующийся однородностью свойств по всем направлениям. При продолжении процесса обработки он будет постоянно воспроизводиться, а его параметры не будут изменяться в течение некоторого промежутка времени (вплоть до наступления перенаклена поверхности). Параметры установившейся шероховатости будут определяться только технологическими режимами, размерами шариков и физико-механическими свойствами материала детали. Дальнейшего улучшения шероховатости поверхности можно достичь изменением динамического давления $P_{\text{дин}}$, или заменой рабочей среды, или изменением расстояния от сопла до детали.

Выделим в поверхностном слое детали, подвергнутой ОД, сечение, нормальное к обрабатываемой поверхности. За небольшой промежуток времени во взаимодействие с ним под различными углами вступит некоторое число шариков. При этом кривая, огибающая профиль следов единичного взаимодействия в рассматриваемом сечении, будет представлять собой элементарный рабочий профиль обрабатывающего инструмента (среды). Увеличение времени обработки приведет к тому, что элементарные рабочие профили будут накладываться друг на друга случайным образом, образуя эффективный рабочий профиль обрабатывающей среды, который будет зависеть от максимальной h_{\max} и

текущей h_i глубин внедрения шарика и исходной шероховатости обрабатываемой детали.

Поперечное сечение следов единичного взаимодействия — дуга окружности. В зависимости от предела текучести материала детали соотношение глубины и ширины лунки изменяется в интервале 17÷30, поэтому для расчетов сделаем допущение: $b_i = 25h_i$.

Следы, оставленные шариками, перекрываются, в результате чего ширина контакта каждого шарика с обрабатываемой поверхностью неодинакова, а края следов располагаются на различных уровнях, т. е. глубина внедрения соседних шариков также неодинакова. Это обуславливает сложность описания функции распределения глубин внедрения шариков в обрабатываемую поверхность. По аналогии с работой [4] установлено, что небольшая часть шариков от их общего числа, которая участвует во взаимодействии, будет оставлять следы глубиной, близкой к h_{\max} . Апроксимируем их функцию распределения степенной зависимостью

$$n_i = 0,5n_0(l_i/H_0)^k \quad \text{при } 0 \leq h_i \leq H_0,$$

где n_i — число лунок на уровне l_i от отпечатка наибольшей глубины h_{\max} ; n_0 — номинальное число взаимодействующих шариков над квадратом упаковки рабочей среды; H_0 — разность глубин следов; k — показатель распределения глубины отпечатков ($k \leq 3$).

Величина H_0 соответствует глубине залегания половины всех отпечатков, измеренной от дна наиболее глубокого отпечатка, при условии, что функция распределения глубин отпечатков в начальной части была справедлива для слоя отпечатков.

В работе [4] для описания процесса образования профиля шероховатости поверхности предлагается параметр H_{yc} , названный условной высотой неровностей обрабатываемой поверхности, а также дается методика определе-

ния высотных характеристик случайного профиля шероховатости поверхности при известных параметрах единичного взаимодействия. Учитывая общие закономерности взаимодействия частиц с поверхностью детали, введем аналогичный критерий и для ОД. Под условной высотой микронеровностей обрабатываемой поверхности будем понимать расстояние от средней линии, проведенной для неровностей в поперечном сечении детали, до уровня самых глубоких впадин, имеющихся в этом сечении.

Пользуясь тем, что средняя линия между вершинами всех неровностей в нормальном сечении детали находится на том уровне, где сумма ширин всех зерен, прошедших через данное сечение детали, равна ширине обрабатываемого участка, можно записать:

$$\sum_{i=1}^{z_{\text{сеч}}} b_i = 3,8 \sum_{i=1}^{z_{\text{сеч}}} a_i = l_{\text{ед}};$$

$$\sum_{i=1}^{z_{\text{сеч}}} a_i = h_{\max} \sum_{i=1}^{z_{\text{сеч}}} \left(1 - \frac{h_i}{h_{\max}}\right),$$

где $z_{\text{сеч}}$ — площадь поперечного сечения детали.

При достаточно большом $z_{\text{сеч}}$ от суммирования можно перейти к интегрированию. После замены переменных получим интеграл, представляющий собой бета-функцию. Выразив ее через гамма-функцию, после преобразований получим зависимость для ОД: $H_{\text{ус}} = 0,7 H_0 \sqrt{l_{\text{ед}} / (h_{\max} n_0)}$, где $l_{\text{ед}}$ — единичная длина.

Используя известное соотношение между $H_{\text{ус}}$ и средним арифметическим отклонением профиля установившейся шероховатости, характеризующей вид опорной кривой шероховатости поверхности при ОД, и проведя некоторые преобразования, получим зависимость: $R_a^{\text{уст}} = 0,009 \frac{r}{R} \sqrt{h_{\max} l_{\text{ед}}}$.

При решении технологических задач отделочно-упрочняющей обработки важное значение имеет аналитический расчет

ожидаемых толщины упрочненного слоя и степени упрочнения. От толщины h_{H} упрочненного слоя зависят многие эксплуатационные свойства деталей, например сопротивление усталости. Величина h_{H} определяет зону поверхности слоя, в которой имеются остаточная деформация зерен и дислокации кристаллической решетки, образованные в результате приложения внешней нагрузки. Аналитическое определение толщины упрочненного слоя и степени упрочнения в зависимости от физико-механических свойств материала детали и параметров процесса является очень сложной задачей. Существующие математические зависимости, выведенные несколькими авторами, были получены на основе теории упругости или теории пластичности после принятия многочисленных упрощений и допущений. Значительные исследования в этой области проведены И. В. Кудрявцевым, В. П. Пшибыльским, Е. Г. Коноваловым, Д. Д. Папшевым, М. М. Саверинным и др.

В работе И. В. Кудрявцева [5] приведено уравнение для определения глубины упрочненного слоя в зависимости от характеристик следа: $h_{\text{H}} = 3rk_{\text{H}}$, где k_{H} — коэффициент, зависящий от степени наклена; r — радиус пластического отпечатка.

После некоторых преобразований глубину упрочненного слоя определим по формуле $h_{\text{H}} = 3k_{\text{H}} \sqrt{h_{\max}(2R - h_{\max})}$.

В работе [5] также приведена зависимость для определения степени упрочнения: $\varepsilon = r/R$. Используя эту зависимость и учитывая выражения, приведенные выше, степень упрочнения можно определить как

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{h_{\max}}{R} \left(2 - \frac{h_{\max}}{R}\right)}.$$

Экспериментальные исследования процесса ОД проводились в условиях ОАО "Роствертол" на гидродробеструйной установке

ГНЛ-15 и пневмодробеструйной установке ПДУ-4. Материалы образцов для экспериментальных исследований выбирали с учетом необходимости проверить универсальность теоретических моделей и возможность широкого применения результатов исследований для обработки деталей из машиностроительных материалов, которые наиболее часто используются в промышленности и авиастроении: сплавов 8АТ-2710-25 и Д16; сталей 40ХН2МА-Ш и 45.

Экспериментальные исследования проводили для пневмо- и гидродробеструйной обработок. Гидродробеструйной обработке подвергали образцы из стали 40ХН2МА-Ш. Использовали шарики диаметром 1 мм при изменении давления пульпы от 0,3 до 0,6 МПа. Сравнивали результаты теоретических (кривые) и экспериментальных (точки) исследований (рис. 3, а, б).

Пневмодробеструйной обработке на установке ПДУ-4 в замкнутом пространстве шариками $\varnothing 2$ мм при изменении давления воздуха от 0,3 до 0,6 МПа подвергали образцы из алюминиевого сплава 8АТ-2710-25. Результаты

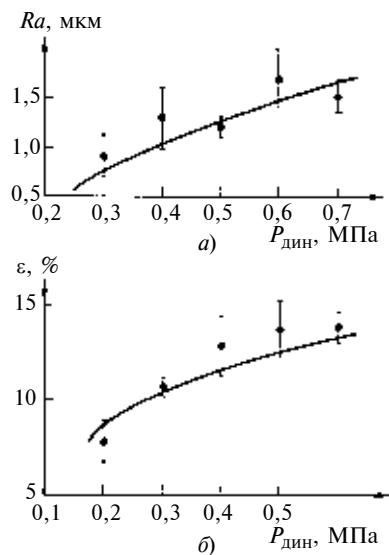


Рис. 3. Зависимость установившейся шероховатости поверхности (а) и степени ее упрочнения (б) от давления пульпы при гидродробеструйной обработке образцов из стали 40ХН2МА-Ш

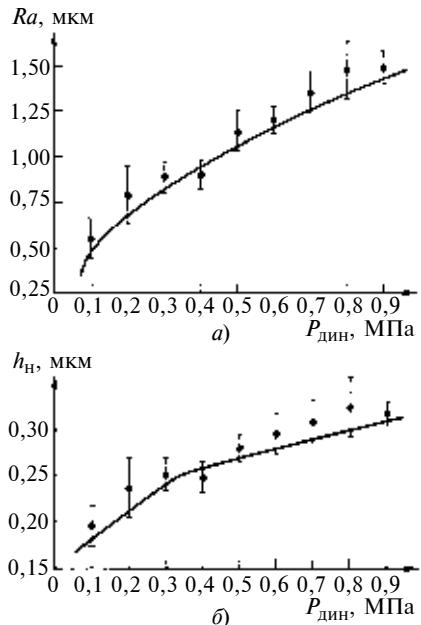


Рис. 4. Зависимость установившейся шероховатости поверхности (а) и глубины упрочненного слоя (б) от давления воздуха при пневмодобеструйной обработке образцов из алюминиевого сплава 8АТ-2710-25

сравнения теоретических расчетов (кривые) и экспериментальных данных (точки) представлены на рис. 4, а, б.

Анализируя результаты теоретических расчетов и экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

- Полученные теоретические зависимости позволяют достаточно точно (в пределах 20÷25 %) рассчитать шероховатость обработанной поверхности, степень и глубину упрочнения при различных видах ОД.

- Полученные теоретические зависимости могут быть использованы для прогнозирования параметров шероховатости, глубины и степени упрочнения обработанной поверхности при проектировании технологических процессов.

- Разработанные теоретические модели могут быть использованы при расчете рациональ-

ных технологических параметров процесса ОД.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Машиностроение.** Энциклопедия. Технология изготовления деталей машин. Т. III-3 / А. М. Дальский, А. Г. Суслов, Ю. Ф. Назаров и др. Под общ. ред. А. Г. Суслова. М.: Машиностроение, 2000.

- Непомнящий Е. Ф.** Трение и износ под воздействием струи твердых сферических частиц // Контактное взаимодействие твердых тел и расчет сил трения и износа. М.: Наука, 1971.

- Рыковский Б. П., Смирнов В. А., Щетинин Г. И.** Местное упрочнение деталей поверхностным наклепом. М.: Машиностроение, 1985.

- Королев А. В.** Исследование процессов образования поверхностей инструмента и детали при абразивной обработке. Саратов: СГТУ, 1975.

- Кудрявцев И. В.** Внутренние напряжения как резерв прочности в машиностроении. М.: Машгиз, 1951.

Серия статей

"Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ), А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ),
А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания.

2. Распределение температуры по толщине стружки*

Проанализированы закономерности распределения температуры по толщине стружки в процессе резания и впервые дано математическое объяснение встречающихся видов распределения этой температуры, проиллюстрированное конкретными расчетами.

Ключевые слова: теория резания, теплота, тепловые процессы, стружка, распределение температуры.

Temperature distribution irregularities all along the chip thickness in the cutting process have been analyzed, and first mathematical explanation of occurring distributions of this temperature has been given. The results obtained are illustrated by specific calculated data.

Keywords: cutting theory, heat (warmth), thermal processes, chip, temperature distribution.

Прежде всего рассмотрим с новых позиций несколько важных вопросов, обсуждение которых не требует трудоемкого математического исследования.

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1 за 2010 г. (далее — В. М. 1), продолжение — № 3 за 2010 г.

В работе [1] указано, что А. М. Даниеляном была впервые предложена гипотеза зависимости распределения температур при резании от степени пластической деформации при контактирующих слоев обрабатываемого материала. Им было установлено, что при обработке чугуна максимум

температуры наблюдается в стружке, а градиенты температур в зоне контакта обрабатываемого материала с резцом уменьшаются. При обработке стали распределение температур меняется: максимум температуры наблюдается на поверхности контакта, а наиболее высокие градиенты

температур — в приконтактных слоях стружки и резца. Но, к сожалению, как указано в работе [1], идея А. М. Даниеляна о связи характеристик теплового поля с процессом пластической деформации не подкреплена расчетными зависимостями и не получила дальнейшего развития.

В работе [1] также отмечено, что попытка учесть влияние объемного источника тепловыделения, обусловленного пластической деформацией, на распределение температуры в приконтактных объемах трущихся тел была предпринята и В. А. Кудиным. Из выполненного им анализа [2] следует, что максимум температуры наблюдается в середине толщины деформируемого слоя, а не на поверхности контакта с резцом. Но одновременно в работе [2] отмечается, что при локализации пластической деформации в поверхностных слоях обоих трущихся тел возможен случай, когда максимум температуры будет наблюдаться на поверхности контакта. Заметим, что так как при рациональных процессах резания инструмент пластически не деформируется, то данный случай распределения температур в соответствии с постановкой В. А. Кудина невозможен, хотя в практике резания он наблюдается. Следует подчеркнуть и то, что полученное В. А. Кудиным расположение максимума температуры в середине толщины не обосновано математически, а предопределено принятыми граничными условиями и допущением о равномерном распределении пластических деформаций по толщине деформируемого слоя.

Разработанная нами теория позволяет восполнить теоретический пробел и дать строго научное обоснование принципиально разных возможностей расположения максимума температуры по толщине стружки при резании различных материалов. При рассмотрении данного вопроса ограничимся учетом тепловыделения

только от энергии пластической деформации, а дополнительное повышение температуры вследствие трения на поверхности контакта с инструментом учитывать не будем.

Для определения повышения ΔT температуры, обусловленного энергией пластической деформации, с учетом первого закона термодинамики можно использовать уравнение

$$k_0 U_i V = c m \Delta T, \quad (6)$$

где k_0 — коэффициент перехода пластической деформации в теплоту; U_i — удельная энергия пластической деформации; c и m — удельная теплоемкость и масса деформируемого материала, расположенного в рассматриваемой зоне тепловыделения объемом V .

Отсюда следует:

$$U_i = \frac{c m \Delta T}{k_0 V} = \frac{c \rho \Delta T}{k_0}, \quad (7)$$

где ρ — плотность обрабатываемого материала.

Приравнивая выражение (7) равенству

$$U_i = \sigma_s e_i, \quad (8)$$

определяющему в соответствии с формулой (59) из работы [3] удельную энергию пластической деформации, найдем локальное повышение температуры:

$$\Delta T = k_0 \sigma_s e_i / c \rho, \quad (9)$$

где e_i — накопленная деформация.

С учетом того, что $\sigma_s = f(e_i)$, выражение (9) можно записать в виде:

$$\Delta T = k_0 f(e_i) e_i / c \rho. \quad (10)$$

Используя выражения (9), (10), проанализируем распределение температуры по толщине стружки для чугуна (хрупкий материал) и коррозионно-стойкой стали 0Х18Н10 (высокопластичный материал). Перед этим обратим внимание на то, что в соответствии с выражением (9) эпюра распределения температуры будет достаточно близкой по характеру

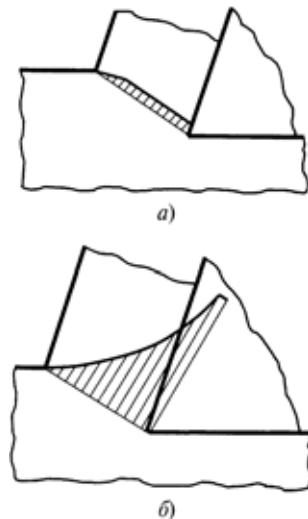


Рис. 3. Распределение по толщине стружки температуры, обусловленной пластической деформацией при резании чугуна (а) и коррозионностойкой стали 0Х18Н10 (б)

к эпюре распределения накопленных деформаций.

С учетом характера полученной ранее [4, рис. 54] эпюры распределения накопленных деформаций, эпюра распределения температуры по толщине стружки при резании чугуна будет достаточно равномерной (рис. 3, а). Поскольку, как показано в работе [4], чугун при резании быстро скальвается, образуя дробленую стружку, то ее давление на инструмент выше очага пластической деформации и, соответственно, трение о поверхность инструмента будет не очень большим. Поэтому с учетом теплоотдачи в инструмент можно ожидать в зоне контакта некоторого снижения температуры, обусловленной пластической деформацией. Следовательно, при резании чугуна максимум температуры будет наблюдаться на определенном расстоянии от поверхности контакта, приближаясь к середине толщины стружки.

Для наглядности вычислим конкретное значение максимальной температуры, обусловленной пластической деформацией при резании чугуна, приняв коэффициент $k_0 = 1$. При расчетном значении рабочего хода $s = h_2$, пе-

реднем угле $\gamma = 0$ и коэффициенте трения $\mu = 0,5$ по формуле (197) из работы [5] находим максимальное значение накопленной деформации $e_i = 2,31$. Напряжение текучести чугуна $\sigma_s = 310$ МПа ($310 \cdot 10^6$ Н/м²) [6, с. 63, табл. 1], плотность $\rho = 7850$ кг/м³, удельная теплоемкость $c = 0,45$ кДж/(кг · К) [$0,45 \cdot 10^3$ Н · м/(кг · К)] [5]. При этих данных по формуле (9) находим:

$$\Delta T = \frac{1 \cdot 310 \cdot 10^6 \cdot 2,31}{0,45 \cdot 10^3 \cdot 7850} = 203 \text{ K} = 203 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Здесь нужно предостеречь от следующей возможной ошибки. В размерность удельной теплоемкости в системе СИ предпочтительно входят градусы Кельвина, и может показаться правильным перевести полученный результат в градусы Цельсия путем вычитания 273. На самом деле, поскольку результатом вычисления является не полная температура, а ее приращение, т. е. разница конечной и начальной температур, то результат вычисления будет одним и тем же при измерении T по любой из этих шкал.

Теперь рассмотрим резание высокопластичной коррозионностойкой стали 0Х18Н10. В этом случае с учетом характера полученной ранее эпюры [4, рис. 54] распределения накопленных деформаций видно, что эпюра распределения температуры по толщине стружки будет резко нарастать в направлении поверхности контакта с резцом. Следует подчеркнуть, что резкое увеличение крутизны этой эпюры обусловлено не только соответствующим ростом накопленной деформации, но и дополнительным увеличением напряжения текучести вследствие упрочнения, что очевидностью вытекает из выражения (10). А с учетом того, что при резании пластичных материалов на контактной поверхности будет большое дополнительное тепловыделение вследствие

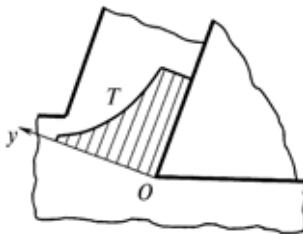


Рис. 4. Распределение по толщине стружки температуры, обусловленной пластической деформацией, при резании стали 45

трения, становится ясно, что в данном случае максимум температуры будет именно на поверхности контакта обрабатываемого материала с инструментом.

Учитывая, что при $e_i = 2,31$ напряжение текучести стали 0Х18Н10 $\sigma_s = 1300$ МПа [7, с. 111, рис. 5.33, кривая 4], вычислим по формуле (9) для тех же значений остальных параметров конкретную величину максимального прироста температуры, обусловленного пластической деформацией при резании этой стали:

$$\Delta T = \frac{1 \cdot 1300 \cdot 10^6 \cdot 2,31}{0,45 \cdot 10^3 \cdot 7850} = 850 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Покажем на конкретном примере, каким образом можно рассчитать начальное распределение температур, обусловленных пластической деформацией вдоль координаты y (т. е. по толщине стружки), показанной на рис. 4.

С учетом коэффициента, определяемого по формуле (195) из работы [8, с. 67], можно аналогично выражению (197) [8, с. 67] записать выражение (184) из той же работы для расчета накопленных деформаций в стационарной области в следующем виде:

$$e_i = \frac{1}{\sqrt{3}} \times \times \left(2 + \sqrt{1 + \frac{1}{\frac{1}{3\mu^2} - 1}} \right) \ln\left(\frac{h_2}{y}\right). \quad (11)$$

Проведем расчет для случая резания стали 45 при $k_0 = 1$, $s = h_2$, $\gamma = 10^\circ$, $\mu = 0,5$, $\rho = 7850$ кг/м³, $c = 0,45$ кДж/(кг · К).

Напомним, что пока не учитываем прирост температуры от работы сил контактного трения.

Сначала по формуле (193) из работы [8] находим положение границы между областями стационарных и нестационарных деформаций: $y_r = 0,347h_2$. В прилегающей к поверхности резца области нестационарных деформаций их величина и, соответственно, распределение температуры, обусловленной пластической деформацией, будут постоянными [8, рис. 43]. По формуле (197) из работы [8] находим характеризующее данную область максимальное значение накопленной деформации $e_i = 2,275$. Для этой величины, экстраполируя кривую упрочнения стали 45 [9, рис. 63, б], находим $\sigma_s = 1200$ МПа. Подставляя имеющиеся данные в формулу (9), находим максимальный прирост температуры, обусловленный пластической деформацией:

$$\Delta T = \frac{1 \cdot 1200 \cdot 10^6 \cdot 2,275}{0,45 \cdot 10^3 \cdot 7850} = 784 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Сложив это значение с нормальной температурой 20 °C, найдем максимальное значение температуры, обусловленной пластической деформацией: $T_{\max} = 804$ °C.

Для построения температурной эпюры в области стационарных деформаций с учетом найденной величины y_r ограничимся расчетом температур в двух точках с координатами $y_1 = 0,7h_2$ и $y_2 = 0,5h_2$.

Для $y_1 = 0,7h_2$ по формуле (11) вычисляем $e_i = 0,824$. Для этой величины по кривой упрочнения стали 45 [9, рис. 63, б], находим $\sigma_s = 1020$ МПа. Подставляя имеющиеся данные в формулу (9), определяем прирост температуры, обусловленный пластической деформацией, в рассматриваемой точке:

$$\Delta T = \frac{1 \cdot 1020 \cdot 10^6 \cdot 0,824}{0,45 \cdot 10^3 \cdot 7850} = 238 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Сложив это значение с нормальной температурой 20 °C, найдем $T_1 = 258$ °C.

Аналогично для $y_2 = 0,5h_2$ по формуле (11) вычисляем $e_i = 1,601$. Для этой величины по кривой упрочнения стали 45 [9, рис. 63, б] находим $\sigma_s = 1120$ МПа. Подставляя имеющиеся данные в формулу (9), получим:

$$\Delta T = \frac{1 \cdot 1120 \cdot 10^6 \cdot 1,601}{0,45 \cdot 10^3 \cdot 7850} = 507 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Сложив это значение с нормальной температурой 20 °C, найдем $T_2 = 527$ °C.

Построенная по найденным значениям эпюра распределения температуры, обусловленной пластической деформацией, показана на рис. 4.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Рыжкин А. А. Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов н/Д: ДГТУ, 2005. 311 с.
2. Кудинов В. А. Температурная задача трения и явление наростиообразования при резании и трении // Сухое и граничное трение. Фрикционные материалы. Тр. третьей Всесоюз. конф. по трению и износу в машинах. Т. 2. / Под ред. И. В. Крагельского. М.: АН СССР, 1960. С. 207–216.
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. 7. Математическое описание образования различных видов стружки, пульсации силы ре-

зания, а также параметров контакта обработанной поверхности заготовки с задней поверхностью резца // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 56–61.

5. Физический энциклопедический словарь / Гл. ред. А. М. Прохоров. М.: Сов. энцикл., 1983. 928 с.

6. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.

7. Кроха В. А. Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

8. 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.

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.

В порядке обсуждения

УДК 621.91.001.5

Ю. А. НОВОСЕЛОВ, канд. техн. наук (Гомельский ГТУ им. П. О. Сухого, Беларусь), тел.: 375-(232)-54-2780

Методология оптимальных исследований процессов лезвийного резания

В статье анализируется исторически накопленный комплекс недостатков существующей системы понятий обработки резанием и предлагается иной подход к ее формированию на основе введенного автором понятия эталонного опыта логической модели процесса резания.

Ключевые слова: методология, исследование, резание, модель, всеобщность результатов.

In the paper the historically cumulated complex of disadvantages of existing conceptual framework of cutting is analyzed, and another approach to its forming on the basis of the etalon experience concept of logical model of cutting process, introduced by author, is proposed.

Keywords: methodology, investigation (research), cutting, model, results generality.

Анализ литературы по резанию материалов дает основание утверждать, что до настоящего времени объектами исследований в области обработки резанием являлись ее обособленные виды и соответствующие им конструкции режущего инструмента. Результаты таких исследований, полученные для конкретных объектов обработки, не могут служить основой для обобщенных выводов о сложнейших физических явлениях, свойственных процессу ре-

зания как единой совокупности. Необходимость в таких выводах особенно остро ощущается в последнее время в связи с попытками создания систем автоматизированного проектирования процесса резания (САПР ПР), режущего инструмента (САПР РИ), технологической оснастки (САПР ТО) и самого технологического процесса (САПР ТП), да и просто с целью перевода каким-то образом на язык формальной (компьютерной) логики всех результатов исследований в области обработки резанием и технологии машиностроения, если это вообще возможно.

Как отмечалось в работах [1–10], процесс обработки резанием зависит от большого числа определяющих его условий и обстоятельств, которые назовем факторами влияния на процесс резания, поделив их на внешние и внутренние.

К внешним факторам влияния относятся такие факторы, которые предопределены заданными условиями выполнения самой технологической задачи, а именно:

1) деталью, подлежащей изготовлению (габариты, масса, форма, сложность, материал, точность,

требуемое физико-химическое состояние обработанных поверхностей и т. д.);

2) заготовкой, из которой предполагается создать эту деталь (вид, способ получения, форма, размеры, припуски, физико-техническое состояние подлежащих обработке поверхностей и т. д.);

3) поверхностью, получаемой в результате обработки (конфигурация, расположение, размеры, точность, шероховатость, наклеп, остаточные напряжения в поверхностном слое и т. д.);

4) кинематической схемой резания, выбранной для получения нужной поверхности (число элементарных движений резания, их вид, относительное расположение, соотношение скоростей и т. д.);

5) металлорежущим станком (тип, модель, структура, компоновка, кинематика, динамика, мощность, жесткость, производительность, точность и т. д.);

6) режущим инструментом (вид, тип, конструкция, число лезвий, материал, углы лезвия, шероховатость рабочих поверхностей, стойкость, стоимость и т. д.);

7) станочным приспособлением (технологические возможности, устройство, сложность, жесткость, принцип базирования, точность и т. д.).

Внешние факторы влияния несмотря на их огромное значение для получения готовой детали требуемого качества в теории резания объектами исследований являются не могут — они относятся к области технологии машиностроения. Теория же резания изучает физическую сущность самого процесса резания и его влияние на результат обработки в каких-то определенных регламентированных (принятых, типовых, нормализованных) условиях.

Внутренними факторами влияния являются условия реализации самого процесса резания с приведенными в скобках характеристиками и свойствами:

1) режим резания (подача S , скорость v и глубина t резания);

2) геометрия лезвия (углы: передний γ , задний α , в плане ϕ и др.);

3) кинематика формообразования (степень сложности движения резания, форма траектории резания, криволинейность режущей кромки, преьристость процесса резания, переменность сечения срезаемого слоя и т. п.);

4) физическое воздействие на зону резания (охлаждение, нагрев, смазывание, колебания, магнитное поле, электрический ток, агрессивная среда и т. д.).

Для решения задач, обусловленных влиянием на результат обработки резанием перечисленных в скобках характеристик и свойств четырех приведенных внутренних факторов, необходимо переосмыслить качественную и количественную сущность этих характеристик и свойств по каждому из факторов в отдельности.

1. Режим резания.

Скорость v резания не вызывает каких-либо сомнений — это фактически скорость главного движения резания, от которой в первую очередь зависят такие важнейшие показатели процесса резания, как производительность обработки, силы и мощность резания, тепловыделение и температура резания, качественные характеристики обработанной поверхности и т. д. А подача S и глубина t резания требуют особого рассмотрения.

Подача S , являющаяся важнейшей технологической характеристикой обработки резанием, в соответствии с излагаемой логикой рассмотрения самого процесса резания независимым его параметром быть не может по следующим причинам:

1) движение подачи как вспомогательное движение нужно лишь для перемещения зоны резания в процессе обработки от одного цикла главного движения резания (оборота, двойного хода) к другому. Такое перемещение может осуществляться либо одновременно с главным движением без прерывания процесса резания (при точении, осевой обработке, фрезеровании), либо с его прерыванием (при строгании, долблении), либо его вообще может не быть (при протягивании). В первом случае скорость движения подачи настолько мала (кроме протачивания винтовых канавок с большим шагом), что оно не в состоянии оказать заметного влияния на процесс резания, во втором — это движение осуществляется вне цикла главного движения (вне процесса резания), в третьем — оно отсутствует вообще. Кроме того, движений подачи при обработке резанием может быть несколько (например при зубонарезании), их направления могут быть разными;

2) для оценки быстроты всех возможных движений подачи в различных процессах резания используются самые разные скоростные характеристики, имеющие в связи с этим несопоставимые друг с другом и с главным движением резания единицы измерения (мм, мм/об, мм/дв. ход, мм/зуб, мм/град и т. д.), что исключает возможность их суммирования;

3) подача сама по себе не определяет ни геометрию зоны резания, ни кинематику этого процесса, ни деформацию срезаемого слоя, ни силы резания, ни тепловой режим процесса резания и т. д.

Глубина t резания, являясь (как и подача) общеизвестной технологической характеристикой обработки резанием, также не может быть однозначным и независимым параметром самого процесса резания, поскольку понятие глубины t резания до сих пор еще четко не определено. Оно отсутствует и в основополагающем терминологическом стандарте по обработке резанием [11], так как его разработчики, в состав которых входил и автор данных

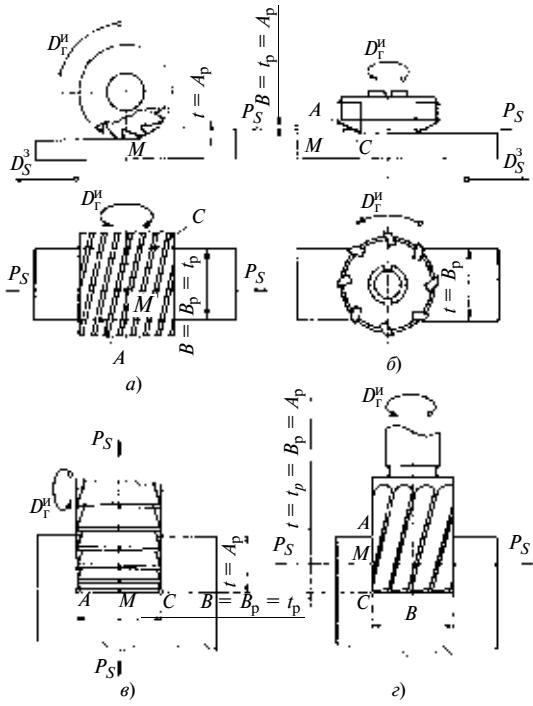


Рис. 1. Примеры ошибочного представления понятия глубины t резания при фрезеровании:

a — периферийном; *b* — торцевом; *c*, *г* — пазовым соответственно дисковой и концевой фрезами

строк, при обсуждении этого понятия не смогли прийти к консенсусу [8—10].

Понятие глубины резания возникло еще в XIX в. и отражало тогда довольно простые ситуации удаления в процессе резания лишних слоев с заготовок в виде параллелепипедов, цилиндров и колец. Поэтому под глубиной t резания понимали [12, 13] "расстояние между обрабатываемой и обработанной поверхностями, измеренное по нормали к обработанной поверхности". Несовершенство приведенного определения хорошо видно из рис. 1 (воспроизведен автором из работы [13, с. 153] с внесенными дополнительными обозначениями), который иллюстрирует различные случаи фрезерования. На рис. 1 кроме применявшимся в то время обозначений технологических характеристик процесса резания (глубины t резания и так называемой ширины B фрезерования) приведены обозначенные теми же буквами только с индексом "р" (от слова "резание") величины, соответствующие новым понятиям, которые предлагает автор.

При внимательном рассмотрении рис. 1, не обращая пока внимания на параметры с индексом "р", можно заметить целый ряд логических отступлений даже от использовавшихся в то время понятий глубины t резания и ширины B фрезерования, не говоря уже о современных представлениях о них: рис. 1, *a* соответствует терминологии того времени, хотя и неправильной, о чём будет сказано ниже, а рис. 1, *b* ему полностью противоречит. В этих слу-

чаях по неясным причинам одни и те же расстояния между обрабатываемой и обработанной поверхностями, измеренные по нормали к последней (т. е. глубина резания по вышеприведенному определению), обозначены по-разному: на рис. 1, *a* — буквой t , на рис. 1, *b* — буквой B ;

рис. 1, *в* и *г* с технологической точки зрения (по результату обработки) идентичны, так как здесь пазы одинаковы по форме с одинаково обозначенными размерами (горизонтальными B и вертикальными t), однако и здесь имеются противоречия, например рис. 1, *в*, иллюстрирующий разновидность периферийного фрезерования, по обозначениям размеров B и t подобен рис. 1, *a* и имеет такие же терминологические недостатки, а рис. 1, *г*, отображающий разновидность торцевого фрезерования, должен быть подобен рис. 1, *b*, но на самом деле такого подобия нет, так как обозначенные на них величины t и B принципиально различны.

Наконец, обрабатываемая и обработанная поверхности часто бывают непараллельны друг другу, а последняя может быть и криволинейной или представлять собой некую совокупность различных по форме поверхностей. В таких случаях расстояние между обрабатываемой и обработанной поверхностями становится переменным в зависимости от положения выбранной точки на режущей кромке, что лишает понятие глубины резания определенности. Кроме того, устаревшее понятие глубины t резания приводит (например, при протягивании) к ее совпадению с толщиной a срезаемого слоя, что абсурдно.

Исходя из приведенного анализа, автор предлагает на рассмотрение читателя иное понятие глубины резания, обозначив ее t_p с целью отличия от традиционной символики: глубина t_p резания — это проекция рабочего участка режущей кромки на перпендикуляр к рабочей плоскости P_S в рассматриваемой точке M режущей кромки (рабочая плоскость P_S отмечена следами на рис. 1, *а*—*г*). Такое понятие глубины резания универсально, оно органично и однозначно вписывается в систему понятий процесса резания как физико-технического явления. Это хорошо видно на рис. 2, на котором в основной плоскости представлена схема резания лезвием (например, токарного, расточного, резьбового резцов, фрезы или охватывающей головки) при главном вращательном движении инструмента или заготовки вокруг какой-то оси, параллельной координатной оси X (равно как и при их поступательном движении вдоль оси Z , перпендикулярной основной плоскости), с прямолинейным движением D_S^u (под некоторым углом ψ к оси X) подачи инструмента на заготовку или движением D_S^3 подачи заготовки на инструмент. Упомянутый угол ψ назовем углом рабочей плоскости, под которым будем понимать угол в основной плоскости P_v (см. рис. 2)

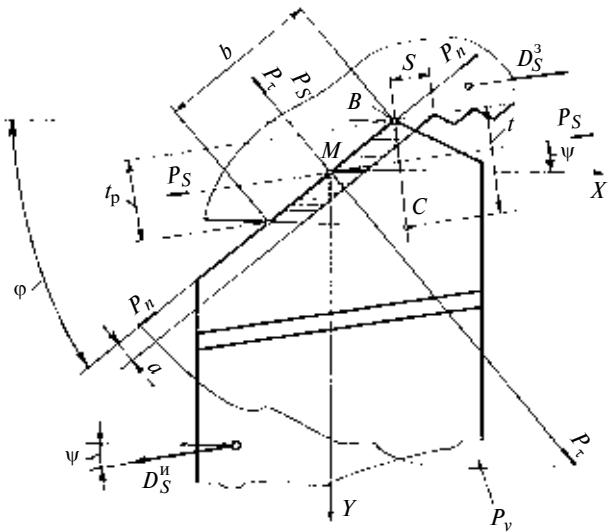


Рис. 2. Универсальная схема лезвийного резания с любым главным движением инструмента или заготовки и любыми движениями подачи

между рабочей плоскостью P_S и координатной осью X технологической системы координат.

Как видно из рис. 2, между предлагаемым (t_p) и известным (t) понятиями глубины резания, несмотря на параллельность направлений их измерения, существуют принципиальные различия:

численные значения предлагаемой глубины t_p резания меньше известной глубины t резания;

предлагаемая глубина t_p резания по сравнению с известной глубиной t приобретает большую определенность, поскольку она представляет размер рабочего участка режущей кромки в перпендикулярном направлении к движению D_S подачи и тем самым однозначно определяет площадь f номинального сечения срезаемого слоя, в то время как известная глубина t резания в условиях, представленных на рис. 2, становится неопределенной в связи с отсутствием обработанной поверхности как таковой и ее заменой совокупностью элементарных поверхностей остаточных гребешков, появляющихся на ней после обработки, а также из-за непричастности точки C отсчета глубины резания к режущей кромке, к сечению срезаемого слоя, а следовательно, и к самому процессу резания.

Предложенное понятие глубины резания одинаково применимо к разнообразным ситуациям лезвийной обработки резанием и тем самым позволяет сформировать в сознании специалистов в какой-то степени общее представление о процессе резания независимо от средств и способов его технологического исполнения.

Помимо понятия глубины t_p резания целесообразно также ввести в рассмотрение сопутствующие ему следующие вполне определенные технологические понятия (см. рис. 1): толщина A_p снимаемого

слоя — наименьший размер снимаемого слоя; ширина B_p снимаемого слоя — средний (промежуточный) размер снимаемого слоя.

Однако несмотря на исключительную важность предложенного единого универсального понятия глубины t_p резания, использовать это понятие в качестве независимого параметра при исследовании процесса резания нельзя хотя бы в силу несостоятельности парного ему понятия подачи, что было доказано выше. Поэтому с целью максимальной оптимизации проводимых исследований процесса резания и получения при этом наиболее общих результатов вместо подачи S и глубины t резания необходимо использовать толщину a и ширину b срезаемого слоя. Таким образом, независимыми параметрами режимного фактора влияния должны являться скорость v резания, толщина a и ширина b срезаемого слоя.

2. Геометрия лезвия.

Как известно из литературы, для описания формы лезвия существуют [11] три системы координат взаимно перпендикулярных плоскостей: кинематическая (КСК), статическая (ССК) и инструментальная (ИСК).

Плоскости этих систем [5–7] имеют как общие признаки, например непосредственная их связь с рассматриваемой точкой режущей кромки, так и частные. Учитывая особенности этих плоскостей, можно однозначно охарактеризовать их смысл в разных координатных системах:

основная плоскость P_o с двумя углами в плане ϕ и ϕ' и углом при вершине ε проводится либо перпендикулярно вектору скорости результирующего движения резания (КСК), либо перпендикулярно вектору скорости главного движения (ССК), либо параллельно какому-нибудь базовому элементу крепежной части инструмента, воспринимающему наибольшую нагрузку резания, например опорной плоскости, центральной оси и т. п. (ИСК);

плоская резания P_n с углом λ наклона режущей кромки касается режущей кромки (общий признак) и включает в себя вектор скорости результирующего движения резания (КСК) или вектор скорости главного движения (ССК), либо проводится перпендикулярно тому базовому элементу крепежной части инструмента, который воспринимает наибольшую нагрузку резания (ИСК);

главная секущая плоскость P_t с углами передним γ , задним α , заострения β и резания δ рассекает лезвие по нормали к линии пересечения основной плоскости и плоскости резания в каждой из трех упомянутых систем координат (КСК, ССК, ИСК).

Таким образом, в плоскостях трех систем координат в общем случае могут рассматриваться 24 численные значения восьми углов, определяющих форму лезвия. Однако в зависимости от условий

конкретной задачи приходится иметь дело только со значениями четырех независимых углов γ , α , φ , λ , которые могут рассматриваться в плоскостях разных систем координат. При их определении в последнем случае целесообразно сначала решить общую задачу, т. е. найти значения всех четырех углов в одной системе, а затем путем частного перерасчета определить значение того или иного угла в другой системе.

Представление четырех независимых углов лезвия инструмента в трех системах координатных плоскостей позволяет установить определенное единство логики процессов исследования, познания и обучения теории резания. Так, например, формирование обработанной поверхности и поверхностного слоя под ней следует рассматривать в КСК, геометрию лезвия инструмента для его понимания, изготовления и контроля — в ИСК, а ССК наиболее удобна в процессе обучения и нужна для рассмотрения и исследования всевозможных физических явлений внутри самого процесса резания. Кроме того, она является своеобразным мостом, связывающим результаты исследований в системах КСК и ИСК.

Таким образом, независимыми параметрами геометрического фактора влияния являются углы γ , α , φ , λ лезвия.

3. Кинематика формообразования.

Этот фактор, несмотря на большое число опубликованных работ о его сути, например [14, 15], до сих пор остается в определенной мере нераскрытым. Здесь речь идет об образовании в процессе резания не обработанной поверхности в технологическом ее понимании, а о поверхности, формируемой режущей кромкой лезвия инструмента (например, обычного стержневого резца) в пределах одного цикла главного движения (оборота, двойного хода), т. е. о поверхности резания. Вся многовариантность ее формы представлена на рис. 3, из которого видно, что процесс резания может осущест-

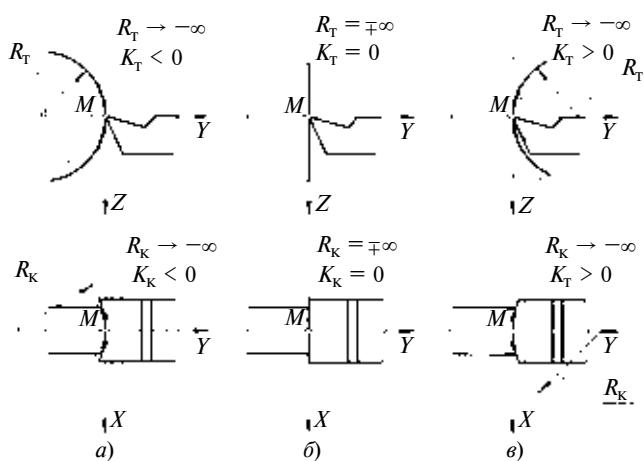


Рис. 3. Схема объединительной логики формирования пространственной кривизны поверхности резания

вляться в самых разнообразных кинематических условиях: с криволинейной траекторией различной формы (верхние проекции на рис. 3, а и в) и с криволинейной режущей кромкой (нижние проекции на рис. 3, а и в). Попробуем разобраться в многообразии кинематических вариантов процесса резания и выявить некую его объединительную суть.

Начнем рассматривать данную ситуацию с самого простого вида обработки (см. рис. 3, б), в котором резание осуществляется резцом, имеющим прямолинейную режущую кромку, расположенную вдоль оси X , с нулевыми углами в плане (φ) и наклона режущей кромки (λ), при его прямолинейном главном движении вдоль оси Z (или заготовки в обратном направлении). Это, по сути, так называемое свободное прямоугольное строгание.

Рис. 3, а и в иллюстрируют два принципиально различных аспекта кинематики формообразования:

1) изменяемость радиуса R_t траектории резания в главной секущей плоскости YZ (верхние проекции на рис. 3, а и в);

2) изменяемость радиуса R_k режущей кромки (поверхности резания в сечении ее основной плоскостью XY) (см. нижние проекции на рис. 3, а и в).

Как видно из рис. 3, в современном машиностроении чрезвычайно широк диапазон варьирования численных значений радиусов R_t траектории резания и R_k режущей кромки (поверхности резания в основной плоскости). Они реально изменяются от нескольких десятых долей миллиметра (в приборостроении) до нескольких десятков метров (в сверхтяжелом машиностроении). В таких разных условиях эти радиусы претерпевают и значительные качественные изменения. Так, радиус R_t траектории резания (см. верхние проекции на рис. 3), находясь сначала, например, в отрицательной области оси Y (при обработке наружных поверхностей) увеличивается почти от 0 до $-\infty$ (см. рис. 3, а), а затем, мгновенно изменив (см. рис. 3, б) знак бесконечности на противоположный, снова уменьшается (уже в положительной области значений) от $+\infty$ почти до 0 (см. рис. 3, в). В этих условиях воображаемый радиус R_t траектории резания в схеме на рис. 3, б, свойственной процессам протягивания, строгания и долбления, как бы имеет одновременно два знака: “-” и “+”, смотря с какой стороны к нему подходить. При подходе со стороны наружной обработки (см. рис. 3, а) он отрицателен ($R_t \rightarrow -\infty$), а со стороны внутренней обработки (см. рис. 3, в) — положителен ($R_t \rightarrow +\infty$).

Точно такая же ситуация наблюдается и при рассмотрении в основной плоскости изменяемости радиуса R_k режущей кромки (поверхности резания) (см. нижние проекции на рис. 3). Так, радиус R_k , находясь сначала в отрицательной области оси Y , имеет знак “-” (см. рис. 3, а), затем, дойдя до значения $-\infty$ (см. рис. 3, б), резко меняет знак на об-

ратный; при дальнейшем изменении кривизны кромки он уменьшается до минимальных положительных значений.

Все это говорит о том, что радиусы траектории резания в главной секущей плоскости (R_t) и режущей кромки в основной плоскости (R_k) непригодны для использования их в качестве общих параметров при исследовании процессов резания, так как они приводят к разрыву, казалось бы, единой непрерывной логики объединения разных ситуаций обработки резанием. Они должны быть заменены обратными им величинами, которые, как известно из математики, называются кривизной $K = 1/R$. При изменении численных значений параметров кривизны траектории резания ($K_t = 1/R_t$) и режущей кромки ($K_k = 1/R_k$) в экспериментальных исследованиях различных процессов резания мы будем иметь дело уже с непрерывностью логики и можем получать предельно общие результаты, свойственные любым разновидностям обработки резанием без рассмотренных выше неопределенностей.

К кинематическим особенностям процесса резания можно отнести также прерывистость процесса резания (ППР) и переменность сечения срезаемого слоя (ПСС), свойственные технологическим разновидностям обработки резанием, например периферийному и торцевому фрезерованию, зубодлблению, зубостроганию и др. Их влияние на процесс резания должно исследоваться не на технологических условиях их реализации, а на специфических моделях процесса резания, выявляющих в чистом виде влияние на него только самих этих условий (ППР и ПСС), что требует отдельного рассмотрения. Кроме вышеизложенного при проведении исследований процесса резания необходимо учитывать и некоторые частные кинематические особенности отдельных разновидностей лезвийного резания, приведенные ниже.

Во-первых, прямолинейное главное движение осуществить на строгальном станке с постоянной скоростью в пределах одного цикла невозможно в связи с особенностями механизма привода этого движения в станке. Поэтому с целью обеспечения постоянства скорости главного движения в одном цикле такие эксперименты следует проводить на токарных станках. Однако и в этом случае по большому счету имеет место некоторая неадекватность проводимого эксперимента поставленной в нем цели. Так как форма траектории резания при точении другая, скорость резания при радиальной подаче во время проведения эксперимента изменяется от цикла к циклу, радиус траектории, а, следовательно, и скорость резания, в процессе эксперимента также изменяются, что неизбежно приводит к изменению в какой-то степени физических показателей и технических результатов самого процесса резания.

Во-вторых, при токарной обработке с главным вращательным движением заготовки или инструмента с одной и той же геометрией лезвия (а не инструмента!) и разными видами движений подач могут осуществляться разнообразные виды резания с разными формами получаемых поверхностей, например обтачивание, растачивание, отрезание, прорезание, подрезка торца и т. д. При этом неясно, какой из них следует принимать в качестве объекта исследования, а все подвергнуть исследованием практически невозможно по техническим, временным и экономическим соображениям.

В-третьих, при всяких разновидностях лезвийного резания (точение, фрезерование, зубодлбление и др.) одна и та же по форме режущая кромка (или отдельно рассматриваемый бесконечно малый элемент криволинейной режущей кромки) может создавать разные по форме поверхности резания (или элементарные их участки), которые по-своему формируют требуемую обработанную поверхность, а рассматриваемая точка режущей кромки при этом описывает разные траектории резания (в виде прямой, винтовой линии, циклоиды, спирали Архимеда и др.). И это тоже надо учитывать в исследованиях.

Таким образом, независимыми параметрами кинематического фактора влияния являются кривизна K_t траектории резания, кривизна K_k режущей кромки, ППР, ПСС, а также скорость v_k возможного касательного движения режущей кромки вдоль себя (например, при точении ротационным резцом), для учета которых требуется дополнительное изучение.

4. Физическое воздействие на зону резания.

В связи с недостаточностью накопленного наукой и практикой информационного материала по данному фактору для его логического анализа нет еще достаточных оснований и поэтому его здесь не учитывали.

Таким образом, после рассмотрения внешних и внутренних факторов влияния на процесс резания можно прийти к довольно жесткому выводу: при многомиллионной [2] вариативности ситуаций процесса резания говорить о возможности его автоматизированного (компьютерного) проектирования пока преждевременно, так как об аргументно-функциональных связях при сочетании многообразных ситуаций этого процесса мы пока не знаем почти ничего. Такое положение нельзя считать нормальным и в нынешних условиях необходимо самым решительным образом выявлять эти связи, так как альтернативы у данной проблемы просто не существует.

Для решения этой задачи нужно создать новую методологию исследований самого процесса резания, начав рассматривать его не как технологический процесс создания чего-то, кем-то, на чем-то, посредством чего-то, а как определенный совер-

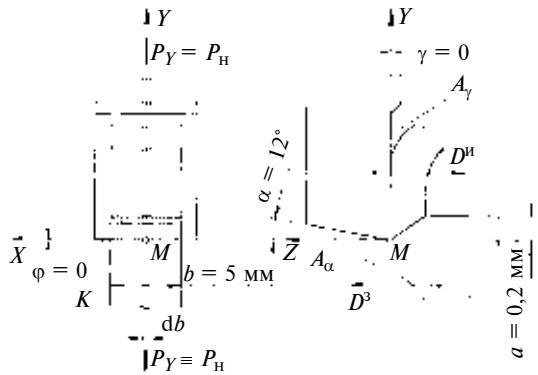


Рис. 4. Логическая модель процесса лезвийного резания

шенно самостоятельный физико-технический процесс, подобный известным процессам деформирования материалов путем растяжения, сжатия, кручения, изгиба, сдвига, среза и т. д.

При такой постановке вопроса можно уже выстраивать и логику максимальной оптимизации проведения исследований в данной области. Для этого необходимо выявить, ревизовать и систематизировать все рассмотренные выше параметры процесса резания, четко отделить их друг от друга с целью исключения совместного влияния на показатели процесса резания и взаимовлияния, провести отдельные эксперименты по установлению "чистого" (самостоятельного) влияния каждого из них на характер (показатели) процесса резания при постоянных других параметрах. Для этого необходимо какой-то изначально единый предельно упрощенный образ (логическая модель) процесса резания с минимальным набором совершенно не связанных друг с другом (независимых) его отличительных признаков (параметров) с однозначными (конкретными) их численными значениями. Такая логическая модель процесса резания была предложена автором в работах [1, 2, 4, 6–10] (в графическом виде представлена на рис. 4).

Модель состоит из стержневого резца типа отрезного с углами лезвия $\gamma = 0$, $\alpha = 12^\circ$, $\varphi = \lambda = 0$ и заготовки в виде пластины толщиной 5 мм, несколько меньшей ширины резца. При их относительном движении D (движении резания), например инструмента на заготовку (D^u) или заготовки на инструмент (D^3), происходит удаление с заготовки слоя толщиной $a = 0,2$ мм и шириной $b = 5$ мм, т. е. с площадью поперечного сечения $f = 1 \text{ мм}^2$ (на рис. 4 заштриховано). Осталось регламентировать свойства материалов заготовки и лезвия инструмента. Предлагается обрабатывать сталь 45 лезвием из быстрорежущей стали Р18, так как для этой пары материалов характерны наибольшие популярность, доступность и полнота информации.

Движение D резания в модели процесса резания может быть как простым (прямолинейным), так и

более сложным (вращательным или суммарным) при жестко фиксированном численном значении его скорости v . Предлагается принять $v = 20 \text{ м/мин}$ для разных режимов обработки резанием. Назовем приведенную совокупность численных значений всех параметров логической модели процесса резания эталонным опытом [2] и будем обозначать ее в дальнейшем ЭО. Этот способ исследования процесса резания, предложенный автором, был защищен авторским свидетельством [16].

Ось возможного вращательного движения D на рис. 4 подразумевается расположенной в плоскости XMY (M — рассматриваемая точка режущей кромки) технологической системы координат [1, 2] параллельно оси X далеко (вверху или внизу) за пределами самого рисунка, что и учитывается введенным выше параметром K кривизны траектории резания. Все это является важнейшим шагом унификации (объединения) казалось бы совершенно различных (необъединяемых) разновидностей процесса резания, например таких:

- поперечного (D^u) и продольного (D^3) строгания всевозможных плоских и фасонных поверхностей;
- точения наружных и внутренних поверхностей (D^3);
- зубострогания и зубодолбления (D^u);
- протягивания внутренних и наружных поверхностей (D^u);
- фрезерования плоскостей и фасонных поверхностей (D^u);
- зубо- и шлицефрезерования (D^u);
- обработки наружных и внутренних поверхностей вращения на расточных станках (D^u).

Стержнем предлагаемой логической модели процесса резания является, по существу, его бесконечно малый элемент шириной db , выделенный в окрестности рассматриваемой точки M (см. рис. 4) двумя близко расположенными плоскостями, параллельными координатной оси Y . Его можно считать носителем всей информации о внутренней сущности процесса резания как физико-технического явления независимо от положения рассматриваемой точки M на рабочем участке режущей кромки, за исключением, может быть, краевых точек, но они не в состоянии заметно повлиять на характер самого процесса резания. Этот элемент, сама логическая модель обработки резанием и происходящие в них процессы характеризуются (оцениваются) определенным ограниченным комплексом значений параметров и показателей процесса. Изменением численных значений параметров этой модели в любом их сочетании, а также введением в нее каких-то других усложняющих независимых условий также с последующим изменением значений их параметров, данную модель можно привести к любой возможной на практике разновидности процесса лезвийного резания и на-

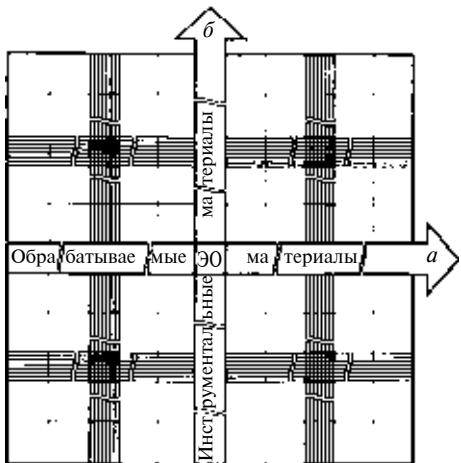


Рис. 5. Схема исследований процесса взаимодействия различных пар обрабатываемого и инструментального материалов в условиях логической модели процесса резания

оборот — любую разновидность можно привести к модели.

В таком понимании процесс экспериментирования в теории резания две совершенно различные задачи (рис. 5).

Задача А. Исследование характера и результатов механического и физико-химического взаимодействия различных пар обрабатываемого и инструментального материалов в одних и тех же условиях резания (в условиях ЭО).

Такого рода эксперименты должны проводиться специалистами по материаловедению, сопротивлению материалов и прочности в тесном взаимодействии со специалистами в области резания и технологии в двух разных направлениях:

исследования процесса резания одним и тем же эталонным резцом (с лезвием из одного и того же инструментального материала одной и той же геометрии) ряда эталонных образцов заготовок из разных обрабатываемых материалов, различаемых по их видам (например стали, бронзы, пластмассы), типам (например, конструкционные, легированные, инструментальные стали), маркам материалов одного вида (например стали: Ст. 3, 20, 45) и т. д. (это направление на рис. 5 указано стрелкой *a*);

исследования процесса резания одного и того же эталонного образца заготовки (из одного и того же материала) эталонными резцами с лезвиями из разных инструментальных материалов при единой (эталонной) их геометрии, осуществляемые на одном наиболее распространенном токарном станке (например мод. 16К20) в достаточно хорошем техническом состоянии (это направление на рис. 5 указано стрелкой *б*).

В ходе экспериментальных исследований по направлению *a* в предлагаемой постановке будут фактически определяться предельные (разрушающие) напряжения разных обрабатываемых материалов в

жестко фиксированных условиях резания, получаемые с помощью динамометра без всяких пересчетов, так как $f = 1 \text{ мм}^2$. Они и будут являться еще одной прочностной характеристикой обрабатываемого материала наряду с пределом прочности при растяжении σ_b , пределом текучести σ_t , ударной вязкостью a_h и др., напрямую оценивающей его обрабатываемость резанием. Назовем эту характеристику пределом прочности при резании и обозначим σ_p . В таких исследованиях могут быть установлены какие-то функциональные или корреляционные связи этой характеристики процесса резания с упомянутыми выше прочностными характеристиками исследуемых материалов в других общеизвестных деформационных процессах, что будет способствовать введению теории резания в общую науку о прочности материалов в различных условиях их деформирования.

При проведении же экспериментальных исследований по направлению *б* в рекомендуемой постановке будет определяться степень влияния инструментального материала разных типов и марок на изменение характера процесса резания одного и того же материала заготовки. Это влияние не может быть столь значительным, как влияние обрабатываемого материала, поскольку инструментальный материал не подвергается в процессе резания пластическому деформированию и влияет на ход процесса резания опосредованно — через физико-химические процессы его контактного взаимодействия с обрабатываемым материалом.

Правда, при проведении исследований по направлениям *a* и *б* в их результатах могут возникнуть те или иные неопределенности и неясности. В этих случаях возможны (а иногда и просто неизбежны) проверочные (повторные) эксперименты по каким-то отдельным промежуточным сериям, отмеченным на рис. 5 группами тонких линий, параллельных стрелкам *a* и *б* и проходящих через другие сочетания обрабатываемого и инструментального материалов, а также возможны какие-то единичные проверочные эксперименты, представленные на рис. 5 квадратами, образованными пересечением групп тонких линий (линии обрыва вокруг этих квадратов символизируют произвольное расположение отдельных экспериментов на рассматриваемом экспериментальном поле).

Задача Б. Исследование сущности самого процесса резания в различных его вариантах, т. е. при любом сочетании разнообразных условий (параметров) за исключением влияния на него свойств обрабатываемого и инструментального материалов, которое было рассмотрено отдельно в задаче А. Эти исследования должны проводиться уже специалистами по обработке резанием, но совершенно иначе, чем это делалось до сих пор. Фактически речь идет об исследованиях любого из возможных пока-

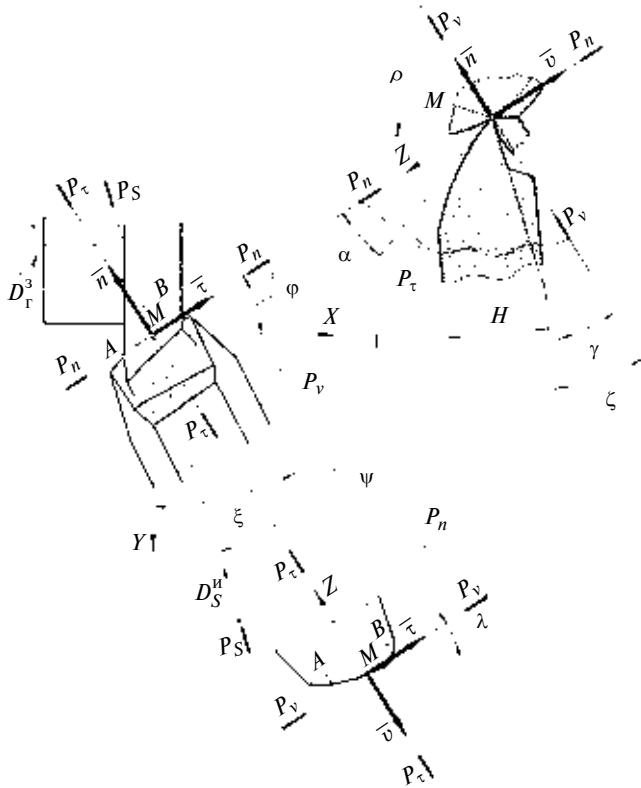


Рис. 6. Схема возможной токарной обработки в нетрадиционных условиях

зателей процесса резания (деформации, сил, температуры и др.) при воздействии на него в отдельности каждого из рассмотренных выше независимых параметров внутренних факторов влияния при постоянных численных значениях других (неиспользованных пока) параметров, присущих самой логической модели процесса резания.

Сказанное означает, что исследователь процесса резания, ставя перед собой какую-то определенную задачу (например исследование температуры резания), должен проводить эксперименты не в условиях интересующей его технологической операции (к примеру, не при скоростном растачивании сферической поверхности в стальной заготовке и не при силовом фрезеровании крупногабаритной чугунной отливки ступенчатой торцевой фрезой — подобных сочетаний может быть бесчисленное множество!), а используя вышеописанную логическую модель процесса резания. Для этого он должен предварительно "разложить" подлежащий исследованию процесс обработки резанием на простейшие составляющие (т. е. осуществить его дифференциацию) так, чтобы эти составляющие как бы пересекались на модели, приведенной на рис. 4, а затем исследовать их раздельно.

Покажем это на вполне конкретной, но пока еще гипотетической ситуации. Предположим, что экспериментатор решил исследовать три состав-

ляющие (P_x , P_y , P_z) силы резания в интересующей его нетрадиционной разновидности токарной обработки (рис. 6), в которой почти все необычно:

обрабатывается криволинейно-коническая поверхность диска врезанием на специальном токарном станке с движением D_S^u подачи резца под некоторым углом ψ к оси X ;

используется имеющийся нестандартный стержневой резец с трапецидальным поперечным сечением державки для установки ее в соответствующий паз резцодержателя станка;

резец из-за специальной конструкции резцодержателя станка расположен в нем с двойным разворотом относительно координатной системы процесса резания, т. е. он развернут в основной плоскости P_v вправо от оси Y на угол ξ и в главной секущей плоскости P_t вниз от основной плоскости P_v на угол ζ ;

лезвие резца имеет сложную форму, в частности его передняя поверхность — плоская; режущая кромка в проекции на основную плоскость P_v , а следовательно, и задняя поверхность в этой проекции, имеют форму дуги окружности; задняя поверхность резца в главной секущей плоскости P_t выполнена по спирали Архимеда, т. е. она затылана.

В таких условиях экспериментальное исследование составляющих (P_x , P_y , P_z) силы резания по традиционной методике беспersпективно по следующим причинам.

1. Исследовательская практика еще не сталкивалась с динамометрами, которые давали бы возможность измерять силы резания при такой пространственно произвольной установке сложного по конструкции резца. Так, например, серийно изготавлившийся в прошлом веке во ВНИИ инструмента трехкомпонентный универсальный динамометр Мухина (УДМ) на тензодатчиках позволял измерить силы резания только при строго координатной установке динамометра (а также и резца) в системе координат (XYZ) процесса резания.

2. Если представить возможность измерения сил резания этим динамометром путем его пространственного разворота относительно системы координат XYZ процесса резания с помощью специальной подставки под него для совмещения с системой координат державки резца, то в результате будут определяться не силы резания как таковые (т. е. не P_x , P_y , P_z), а силы, действующие на резец (перерасчет же одних сил в другие может составить отдельную серьезную задачу).

3. Изготовление специального резцодержателя к динамометру для установки в нем данного резца, чтобы обеспечить возможность измерения именно координатных проекций силы резания, может вызвать ряд других технических трудностей.

4. Изготовленные в свое время динамометры УДМ по всей вероятности уже исчерпали свой технический ресурс, и пришли в негодность, а в настоящее время эти динамометры не производятся.

5. Допустим, что кому-нибудь ценой огромных интеллектуальных, материальных, временных и физических затрат удастся все-таки исследовать силы резания в этой технологической разновидности процесса резания. Однако научная ценность результатов таких предельно частных исследований близка к нулю из-за отсутствия системы их перевода из одной ситуации процесса резания в другую.

Рассмотрим, как нужно проводить исследования сил резания в описанных технологических условиях, чтобы их результаты имели не только частную (прикладную) значимость, но и существенную научную (всеобщую) ценность. Прежде всего отметим, что использованная в приведенных технологических условиях державка резца сложной формы с ее разворотом относительно осей X , Y , Z технологической системы координат на сам процесс резания никакого влияния не оказывает, что позволяет заменить ее в экспериментах без иска жения сути исследуемой технологической операции и самого процесса резания обычной державкой прямоугольного сечения с радиальным ее расположением (вдоль оси Y), сохраняя пока лишь форму лезвия, т. е. значения его углов. Это дает возможность использовать вышеупомянутый динамометр УДМ, если он где-то еще сохранился, для непосредственного измерения самих составляющих P_x , P_y , P_z силы резания без каких бы то ни было пересчетов и применения дополнительных устройств или изготовить собственный динамометр для этой уже достаточно несложной задачи.

Проанализируем условия резания самим лезвием такого резца. Точку M его режущей кромки, в которой основная плоскость P_v совпадает с плоскостью XMY технологической системы координат, назовем полюсом зоны резания. Значения углов γ , α , φ , λ лезвия в окрестности полюса не зависят от формы режущих поверхностей и режущей кромки за пределами полюса. Это позволит заменить пространственно сложное лезвие в данном примере простым клином с плоскими гранями (передней и задней поверхностями) и прямолинейным его ребром (режущей кромкой) с сохранением пока тех численных значений углов γ , α , φ , λ лезвия в окрестности полюса (точки M), которые присущи реальному (заданному) лезвию, что и сделаем.

Затем зону резания с лезвием в виде простого клина развернем вокруг координатной оси Z по часовой стрелке так, чтобы вектор τ совпал с осью X , а вектор \bar{n} — с продолжением оси Y , и зададим углам лезвия конкретные значения, например $\gamma = 0$, $\alpha = 12^\circ$, $\varphi = \lambda = 0$. В результате такой последовательной инверсии зоны резания исследуемый тех-

нологический процесс в окрестности рассматриваемой точки M режущей кромки при конкретных параметрах сечения срезаемого слоя ($a = 0,2$ мм, $b = 5$ мм) автоматически трансформируется в рассмотренную выше логическую модель процесса резания (см. рис. 4).

Вот на этом логическом фундаменте и надо было два века назад строить здание теории резания с целью получения максимально общих (научных) результатов, присущих любой разновидности обработки резанием. Покажем ход таких экспериментальных исследований сил резания в описанной технологической ситуации, опираясь на рассмотренную логическую модель процесса резания и как бы раскручивая вышеизложенное в обратном направлении.

Допустим, что инженер-исследователь, озабоченный проблемой экспериментального определения сил резания P_x , P_y , P_z в сложнейшей технологической ситуации, представленной на рис. 6, прочитал данную статью. Из нее он узнал о бесперспективности проведения исследований сил в этих условиях по традиционной методике и о том, что существует некая общая логическая модель (см. рис. 4) процесса резания, лежащая в основе всех технологических способов его практической реализации, которая может быть адекватно адаптирована к любым разновидностям лезвийного резания. И тогда он решил пойти именно по этому пути.

Сопоставив интересующую его технологическую ситуацию с вышеупомянутой логической моделью процесса резания, он попытался выявить степень сходства и различия между ними по всем перечисленным выше параметрам трех наиболее значимых внутренних факторов влияния. В частности, например, он обнаружил, что есть различия по всем параметрам факторов как режима резания (скорости v резания, толщине a и ширине b срезаемого слоя), так и геометрии лезвия (углам γ , α , φ , λ). Что же касается фактора кинематики формообразования, то в нем отсутствуют прерывистость процесса резания (эта обработка непрерывная, так как за один цикл главного движения никаких прерываний процесса резания не происходит), переменность сечения срезаемого слоя (оно постоянно) и скорость v_k касательного движения вдоль режущей кромки (она равна нулю), так как такого движения в этом исследуемом технологическом процессе нет. Значит, от кинематического фактора влияния на процесс резания в условиях данной технологической операции остаются только кривизна K_t траектории резания и кривизна K_k режущей кромки (поверхности резания). Таким образом, в рассматриваемом процессе участвуют 9 параметров с иными по сравнению с моделью значениями.

Исходя из этого, инженер принимает решение определять силы P_x , P_y , P_z в интересующей его технологической операции на основе вышеописанной логической модели процесса резания. С этой целью он сначала решает задачу А, т. е. изготавливает образцы заготовок и инструмента с регламентирующими моделью размерами из тех обрабатываемых и инструментальных материалов, которые его интересуют, и измеряет силы резания в условиях модели (при $a = 0,2$ мм, $b = 5$ мм, $v = 20$ м/мин) с определением эталонных значений P_y^e и P_z^e сил (сила же $P_x^e = 0$). В таком эксперименте при единичной площади сечения срезаемого слоя ($f = ab = 0,2 \cdot 5 = 1$ мм²) и вполне определенной геометрии лезвия ($\gamma = \lambda = \varphi = 0$, $\alpha = 12^\circ$) эти силы будут являться своеобразными контактными напряжениями резания как при обработке модельным резцом (из стали Р18) различных интересующих исследователя обрабатываемых материалов по направлению a (см. задачу А), так и при обработке модельного обрабатываемого материала (сталь 45) резцами из применяемых им инструментальных материалов по направлению b той же задачи А. Отмеченные напряжения отображают главную сущность самого процесса резания в любых условиях его практической реализации. В конкретных же технологических ситуациях они будут претерпевать лишь какие-то незначительные изменения, зависящие от числа признаков их отличия от модели и уровня численных значений таких признаков.

После этого инженер проводит частные серии экспериментов, в которых отдельно варьирует каждый из вышеотмеченных 9 параметров процесса резания, присущих также и модели, придавая этому параметру ряд значений из интересующего исследователя диапазона с обязательным использованием и модельного значения, и измеряет при этом тот или иной показатель процесса резания. Затем, поделив каждое значение последнего на его значение в эталонном опыте модели, исследователь строит график зависимости безразмерного показателя процесса резания от безразмерного же аргумента и устанавливает математическую форму этой зависимости.

При такой методике экспериментирования и последующей обработке его результатов теория резания получает следующие преимущества:

все частные исследования однозначно увязываются в единый комплекс, пересекаясь на эталонном опыте логической модели процесса резания;

однажды выполненные эксперименты на эталонном опыте логической модели процесса резания будут верны, востребованы и использованы в исследованиях любых технологических разновидностей обработки резанием в любом историческом периоде;

получаемые в результате традиционной математической обработки экспериментальных данных при исследовании того или иного показателя процесса резания (например, сил, температуры, деформации и т. д.) бессмысличные степенные зависимости утратят, наконец, право на существование и будут заменены простейшими выражениями в виде произведения значений исследуемого показателя процесса резания в эталонном опыте базового процесса резания и ряда безмерных коэффициентов в виде функций, полученных в результате математической обработки проведенных по изложенной методике экспериментов;

появляется возможность вывода теории резания из непроходимых информационных дебрей на столбовую дорогу научного анализа этого вида технологического передела.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Новоселов Ю. А.** Унификация системы понятий процессов резания // СТИН. 2006. № 6. С. 22–26.
- Новоселов Ю. А.** О методологии исследования, познания и обучения теории резания // Вестник машиностроения. 2006. № 10. С. 53–57.
- Новоселов Ю. А.** Образование поверхностей при обработке резанием // СТИН. 2008. № 1. С. 25–31.
- Новоселов Ю. А.** Современная методология оптимального экспериментирования при изучении процессов резания // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 70–76.
- Новоселов Ю. А.** Универсальная кинематическая модель всех процессов лезвийного резания // Вестник машиностроения. 2008. № 6. С. 71–75.
- Новоселов Ю. А.** Научные основы идентификации разновидностей процессов резания и режущего инструмента // Вестник машиностроения. 2008. № 7. С. 61–71.
- Новоселов Ю. А.** Проблематика автоматизации проектирования режущих инструментов // СТИН. 2008. № 9. С. 13–21.
- Новоселов Ю. А.** Совершенствование познавательной логики процесса резания // Вестник машиностроения. 2009. № 1. С. 58–65.
- Новоселов Ю. А.** Ретроспективный анализ системы понятий в машиностроении // СТИН. 2009. № 5. С. 2–7.
- Новоселов Ю. А.** Установление единства сущности процессов лезвийного резания // СТИН. 2009. № 8. С. 2–7.
- ГОСТ 25762–83.** Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий. М.: Изд-во стандартов, 1983. 41 с.
- Панкин А. В.** Обработка металлов резанием. М.: Машгиз, 1961. 520 с.
- Грановский Г. И.** Металлорежущий инструмент. Конструкция и эксплуатация. Справочное пособие. М.: Машгиз, 1954. 315 с.
- Грановский Г. И.** Кинематика резания. М.: Машгиз, 1948. 200 с.
- Развитие** науки о резании металлов / В. Ф. Бобров, Н. Н. Зорев и др. М.: Машиностроение, 1967. 416 с.
- А. с. 834416 СССР.** Способ определения сил резания. М. кл.³ G01 L1/04.

УДК 62.192:519.24

В. В. КАШКОВСКИЙ, И. И. ТИХИЙ, кандидаты технических наук (ИВВАИ, г. Иркутск), kww542339@km.ru

Назначение ресурса невосстанавливаемым техническим объектам

Разработано аналитическое описание плотности распределения наработки до отказа, на основе которого предложена статистическая модель процесса эксплуатации парка однотипной авиационной техники и метод назначения ресурса невосстанавливаемым объектам по минимуму усредненной интенсивности отказов.

Ключевые слова: плотности распределения, наработки до отказа, назначения ресурса, интенсивность отказов.

An analytical description of the density distribution of the error-free running time has been elaborated, on the basis of which a statistical model of operational process of fleet of single-type aeronautical engineering and method of resource assignment to non-recoverable technical objects regarding the minimum of averaged failure rate have been proposed.

Keywords: densities of distribution, error-free running time, resource assignment, failure rate.

Назначение ресурса T_p невосстанавливаемым техническим объектам является весьма актуальной задачей, с решением которой связана экономичность эксплуатации технических объектов различного назначения. Существуют ряд аналитических методов оптимизации T_p [1, 2], которые основаны на вычислении функции $\lambda(t)$ интенсивности отказов однотипных технических объектов при эксплуатации по ресурсу. Исследования [3] показали, что аналитические методы построения функции $\lambda(t)$ содержат методические погрешности, выходящие за пределы точности, необходимой для инженерных расчетов. Кроме того, типовые методы испытаний [4] не предусматривают построения функции $\lambda(t)$, что в значительной степени затрудняет применение аналитических методов оптимизации назначенного ресурса. Поскольку аналитические методы оказались неэффективными, в данной работе предлагается метод назначения ресурса, невосстанавливаемым техническим объектам, основанный на статистическом моделировании. Теоретической основой решения поставленной задачи является аналитическое описание типовой плотности распределения наработки до отказа.

Основным при испытании технических объектов на надежность является определение закона распре-

деления наработки до отказа [4]. При этом было установлено, что во всех случаях имеет место так называемая классическая или типовая плотность распределения наработки до отказа [5] (рис. 1).

Плотность распределения наработки до отказа можно разделить на три участка. Участок А — этап приработки, главная причина отказов объектов — скрытые производственные дефекты. Участок Б — этап нормальной эксплуатации, характеризуется внезапными отказами случайного характера. Участок В — этап деградации (или износа и старения). Индексами А, Б и В будем обозначать причины отказов, возникающие с разной вероятностью на протяжении всего испытания объекта.

Существующие аналитические описания типовой плотности распределения наработки до отказа [5] не рассчитаны на метод статистического моделирования и назначения ресурса T_p невосстанавливаемым объектам. Поэтому в соответствии с нижеприведенной теоремой предлагается аналитическое описание классической плотности распределения наработки до отказа:

$$f(t) = P_A f_A(t) + P_B f_B(t) + P_V f_V(t), \quad (1)$$

где $f_A(t)$, $f_B(t)$, $f_V(t)$ — плотности распределения наработок до отказа соответственно вследствие скрытых производственных дефектов, отказов случайного характера старения; $P_A = N_A/N$, $P_B = N_B/N$,

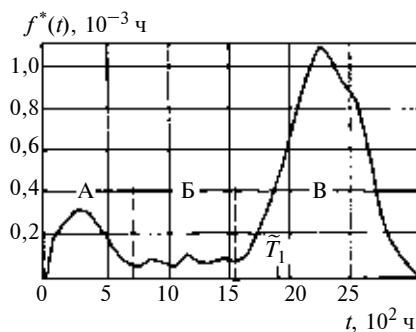


Рис. 1. Плотность распределения наработки до отказа угольного регулятора напряжения при испытании 500 объектов [5]

$\tilde{P}_B = N_B/N$ — вероятности отказа при испытаниях, $\tilde{P}_A + \tilde{P}_B + \tilde{P}_V = 1$ (N — число однотипных объектов, поставленных на испытания, N_A , N_B , N_V — число отказавших объектов по соответствующим причинам).

Теорема. Дано конечное множество Ω независимых событий $a \in \Omega$, характеризуемых случайным значением параметра t , лежащим в диапазоне от $-\infty$ до $+\infty$. События a делим на группы, образующие M подмножеств A_i , для

которых выполняются условия: 1) $\Omega = \bigcup_{i=1}^M A_i$; 2) $A_i \cap A_j = \emptyset$

для любых $i, j = \overline{1, M}$, $i \neq j$; 3) $\sum_{i=1}^M P_{A_i} = 1$, где $P_{A_i} = n_{A_i}/n_\Omega$ —

вероятность появления случайных событий $a \in A_i$; n_{A_i} и n_Ω — мощности множеств A_i и Ω соответственно.

В этом случае плотность вероятности распределения параметра t для множества Ω будет $f_\Omega(t) = \sum_{i=1}^M P_{A_i} f_{A_i}(t)$, где $f_{A_i}(t)$ — плотность распределения параметра t случайных событий $a \in A_i$.

Доказательство. В соответствии с теоремой о полной вероятности, вероятность появления события $a \in \Omega$ на интервале от $-\infty$ до t имеет вид: $p_\Omega(t) = \sum_{i=1}^M P_{A_i} p(t/A_i)$, где

$p(t/A_i) = \int_{-\infty}^t f_{A_i}(t) dt$ — вероятность появления события a на интервале от $-\infty$ до t , при условии $a \in A_i$.

Так как $p_\Omega(t) = \int_{-\infty}^t f_\Omega(t) dt$, вероятность появления события $a \in \Omega$ на интервале от $-\infty$ до t можно выразить как $p_\Omega(t) = \int_{-\infty}^t f_\Omega(t) dt = \sum_{i=1}^M P_{A_i} \int_{-\infty}^t f_{A_i}(t) dt$. Интеграл суммы равен сумме интегралов, следовательно, из этого выражения получаем $\int_{-\infty}^t f_\Omega(t) dt = \int_{-\infty}^t \sum_{i=1}^M P_{A_i} f_{A_i}(t) dt$. Из равенства определенных интегралов следует равенство подынтегральных выражений: $f_\Omega(t) = \sum_{i=1}^M P_{A_i} f_{A_i}(t)$. Таким образом, теорема доказана.

Исследования [3] показали, что плотность распределения наработки до отказа из-за производственных дефектов согласуется с законом гамма-распределения:

$$f_A(t) = \frac{k_A^{\mu_A+1}}{\Gamma(\mu_A+1)} t^{\mu_A} e^{-k_A t},$$

где $\mu_A = \frac{\tilde{T}_{1A}^2}{\tilde{\sigma}_{1A}^2} - 1$, $k_A = \frac{\tilde{T}_{1A}}{\tilde{\sigma}_{1A}}$ — параметры гамма-

распределения; $\tilde{T}_{1A} = \frac{1}{N_A} \sum_{i=1}^{N_A} t_{Ai}$ — средняя наработка до отказа;

ботка до отказа; t_{Ai} — наработка до отказа для каждого

из N_A объектов; $\tilde{\sigma}_{1A} = \sqrt{\frac{1}{N_A-1} \sum_{i=1}^{N_A} (t_{Ai} - \tilde{T}_{1A})^2}$ — среднеквадратическое отклонение (СКО) наработки до отказа по причине А; $\Gamma(\mu_A + 1) = \int_0^{\infty} t^{\mu_A} e^{-t} dt$ — гамма-функция.

Плотность распределения наработки до отказов случайного характера можно описать законом равномерной плотности с наработкой от 0 до \tilde{T}_{1B} , где \tilde{T}_{1B} — средняя наработка до отказа из-за старения.

Плотность распределения наработки до отказа из-за старения согласуется с нормальным законом распределения:

$$f_B(t) = \frac{1}{\tilde{\sigma}_{1B} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t - \tilde{T}_{1B})^2}{2\tilde{\sigma}_{1B}^2}},$$

где $\tilde{T}_{1B} = \frac{1}{N_B} \sum_{i=1}^{N_B} t_{Bi}$ — средняя наработка до отказа

$\tilde{\sigma}_{1B} = \sqrt{\frac{1}{N_B-1} \sum_{i=1}^{N_B} (t_{Bi} - \tilde{T}_{1B})^2}$ — СКО наработки до отказа; t_{Bi} — наработка до отказа для каждого из N_B объектов.

Таким образом, для аналитического описания плотности распределения наработки до отказа по результатам испытаний технического объекта на надежность необходимо найти показатели:

$$\tilde{T}_{1A}; \tilde{\sigma}_{1A}; \tilde{P}_A; \tilde{T}_{1B}; \tilde{\sigma}_{1B}; \tilde{P}_B. \quad (2)$$

Используя ЭВМ, показатель \tilde{P}_B находят из выражения $P_B = 1 - P_A - P_V$.

На основе аналитического описания был разработан метод назначения ресурса невосстанавливаемым техническим объектам статистического моделирования, что позволяет назначить ресурс по минимальному значению функции усредненной интенсивности отказов:

$$\bar{\lambda}^*(T_p) = \frac{r(T_p)}{N_3 T_3}, \quad (3)$$

где N_3 — число объектов, эксплуатируемых по ресурсу; $r(T_p)$ — общее число отказов объектов за время T_3 эксплуатации по ресурсу T_p .

Функция $\bar{\lambda}^*(T_p)$ строится методом статистического моделирования, программная реализация которого является моделью процесса эксплуатации невосстанавливаемого объекта по ресурсу, в нашем



Рис. 2. Схема статистической модели процесса эксплуатации парка АТ

случае объект — авиационная техника (АТ). При моделировании были приняты следующие допущения: работа объектов — круглосуточная непрерывная; замена объектов после отказа или выработки ресурса осуществляется мгновенно, число технических объектов, предназначенных для замены, отказавших и выработавших назначенный ресурс изделий, не ограничено. С учетом замены отказавших и выработавших ресурс объектов число N_3 в процессе эксплуатации не изменяется. Схема статистической модели процесса эксплуатации парка однотипной авиационной техники (рис. 2) предназначена для исследований потока отказов и других показателей эксплуатации невосстанавливаемых и восстанавливаемых объектов, входящих в состав АТ, методами эксплуатации до отказа и по ресурсу. Данная модель позволяет исследовать при различных вариантах штатной структуры инженерно-авиационной службы (ИАС) числа самолетов и общие числа объектов (N_3) в их составе. Число АТ в парке и число объектов, входящих в их состав, ограничено только возможностями ЭВМ. Интенсивность полетов в летний день может изменяться в широком диапазоне. Этот параметр задается перед началом моделирования. При неустраненных отказах и при выработке ресурса АТ объекты снимаются с эксплуатации до их восстановления до исправного состояния. Техническое обслуживание (ТО) и ремонты (Р) могут осуществляться как мгновенно, так и с учетом реальных затрат времени на восстановление исправности самолетов в условиях заданной штатной структуры ИАС.

В статистическую модель входят следующие элементы.

Модель объекта АТ. При моделировании реальные объекты заменяются моделями, которые так же, как и

объект, характеризуются техническими состояниями, эксплуатационными показателями (время замены или восстановления), остаточными ресурсами и показателями надежности.

По каждой модели объекта, входящего в состав АТ, в оперативной памяти ЭВМ хранится информация: идентификационный номер, бортовой номер АТ, ее техническое состояние. Модель может находиться: в работоспособном состоянии, неработоспособном (отказ), в ожидании ремонта, в ремонте, при котором могут заменяться невосстанавливаемые элементы, в ожидании ТО, в состоянии выполнения ТО, в ожидании замены по выработке назначенного ресурса, выполнения работ по замене элементов при выработке их ресурса.

Если модели невосстанавливаемого объекта находятся в состоянии отказа, то она выбывает из процесса эксплуатации. Если эксплуатация предусматривает замену отказавших невосстанавливаемых объектов, то время замены невосстанавливаемого объекта складывается из времени ожидания и времени замены.

Отказавшая модель восстанавливаемого объекта возвращается в эксплуатацию в состоянии после ремонта. Во время ожидания ремонта и технического обслуживания и их выполнения модель восстанавливаемого объекта и модель АТ не участвуют в процессе эксплуатации. При выработке назначенного ресурса модель восстанавливаемого объекта изымается из эксплуатации. Если эксплуатация предусматривает замену восстанавливаемых объектов при выработке назначенного ресурса, то выбывшая модель АТ заменяется новой.

Число запасных моделей АТ неограничено.

Время ожидания ремонта и замены по ресурсу — случайные величины, зависящие от загрузки обслуживающего персонала.

Техническое обслуживание комплектующих АТ совмещено с ТО самого объекта.

Время ТО и Р и замены комплектующих — случайные величины, которые подчиняются закону распределения Эрланга с заданными параметрами распределения:

$$g(t) = \frac{a^{b+1}}{\Gamma(b+1)} t^b e^{-at},$$

где $a = \tilde{T}_B / \tilde{\sigma}_{tB}^2$ и $b = \text{int}(\tilde{T}_B^2 / \tilde{\sigma}_{tB}^2 - 1)$ — параметры распределения Эрланга; $\tilde{T}_B = \frac{1}{N_B} \sum_{i=1}^{N_B} t_{B_i}$ и $\tilde{\sigma}_{tB} = \sqrt{\frac{1}{N_B-1} \sum_{i=1}^{N_B} (t_{B_i} - \tilde{T}_B)^2}$ — среднее время вос-

становления и СКО времени восстановления; t_{Bi} — время восстановления i -го объекта, определяемое хронометражом реального процесса восстановления; N_B — объем выборки восстановленных объектов; $\text{int}(x)$ — операция округления вещественного числа x до ближайшего целого; $\Gamma(b+1) = b!$ — гамма-функция.

При оценке интенсивности отказов для назначения ресурса могут осуществляться мгновенная замена и восстановление объектов АТ.

Формуляр объекта АТ. Каждую модель сопровождает электронный формуляр, в котором отображаются следующие данные: время ввода в эксплуатацию, наработка, остаток межремонтного ресурса, заданный остаточный ресурс, время восстановления, число отказов и др. Если модель выбывает из эксплуатации (списывается), т. е. ее формуляр обнуляется. При замене на новый объект на него заводится новый формуляр.

Парк объектов АТ. Множество объектов, устанавливаемых на АТ, составляют парк АТ, который функционирует в летном процессе и проходит техническое обслуживание. За основу календарного плана работ берется типовая организация летной работы фронтовой авиации в мирное время. Непрерывную наработку парка объектов АТ (календарное время эксплуатации) обозначим t_3 , наработку отдельно взятой модели — $t \leq t_3$.

Летная эксплуатация. В процессе эксплуатации увеличиваются летное время АТ и соответственно наработка t объектов, входящих в состав АТ, и уменьшается заданный остаточный ресурс t_o . При $t_o = 0$ объект АТ переходит в состояние отказа. Изменение наработки и остаточного ресурса объекта АТ отображаются в формуляре.

Техническая эксплуатация. При достижении объектом АТ заданного ресурса ($t \geq T_p$) и при отказах выполняются работы, предусмотренные ТО; все работы ТО отображаются в формулярах. Отказы фиксируются в электронных карточках учета неисправностей (КУН). Вся информация по ТО накапливается в базе данных инженерного отдела.

Авиазавод. Модель объекта АТ создается записью в соответствующую ячейку состояния объекта с нулевой наработкой. Надежность АТ задается в процессе конструирования и производства, поэтому на выходе с завода АТ уже несет в себе причину, которая впоследствии вызовет отказ. Поэтому модели i -го объекта АТ при вводе в эксплуатацию задается остаточный ресурс t_{oj} , т. е. время работы до отказа. Событие отказа и вывод j -й модели АТ из летной эксплуатации возникает в моделируемый момент времени t_3 эксплуатации, когда $t_{oj} = 0$. В процессе создания моделей генератор случайных чисел, распределенных по типовому закону наработки до отказа [формула (1)] с параметрами (2),

задает каждой модели объекта АТ остаточный ресурс. Таким образом, для всего парка моделей одновременно эксплуатируемых объектов АТ заданный остаточный ресурс t_{oj} , $j = 1, N_3$ — выборка случайной величины объемом N_3 .

Инженерный отдел в соответствии с регламентированными ТО и Р решает организационные задачи ТО, накопления и обработки статистических данных по формулам и КУН. Модель инженерного отдела выводит экспериментальные данные в виде графиков.

Для практической реализации статистической модели эксплуатации необходимо знать параметры плотности распределения наработки до отказа параметров (2). Предположим, что они найдены по результатам испытаний. Алгоритм построения функции $\bar{\lambda}^*(T_p)$ цикличен. На каждом шаге данного цикла, равном T_3 , осуществляется эксплуатация N_3 объектов по назначенному ресурсу. Для определения текущего значения усредненной интенсивности отказов на каждом шаге цикла находят $r(T_p)$ и $N_3(T_p)$ — общее число замен по ресурсу за время T_3 . Параметр T_p увеличивается на каждом шаге цикла, что позволяет построить функцию усредненной интенсивности отказов в заданном диапазоне. Для построения функции $\bar{\lambda}^*(T_p)$ при назначении ресурса принято: $N_3 = 5000$, $T_3 = 10\ 000$ ч. После построения функции усредненной интенсивности отказов оптимальный назначенный ресурс T_p определяется по минимуму функции $\bar{\lambda}^*(T_p)$.

Несмотря на то, что статистическая модель процесса эксплуатации ориентирована на исследования потока отказов АТ, предлагаемый метод назначения ресурса универсален и применим к любым невосстанавливаемым объектам, для которых известны параметры (2). Рассмотрим использование предлагаемого метода на примере угольного регулятора напряжения, для которого плотность распределения наработки до отказа приведена на рис. 1.

Сначала моделированием графика функции (1) с различными параметрами (2) методом последовательного приближения были получены значения параметров (2):

$$\begin{aligned}\tilde{T}_{1A} &= 310 \text{ ч}; \tilde{\sigma}_{1A} = 170 \text{ ч}; \tilde{P}_A = 0,1; \\ \tilde{T}_{1B} &= 2310 \text{ ч}; \tilde{\sigma}_{1B} = 270 \text{ ч}; \tilde{P}_B = 0,77.\end{aligned}\quad (4)$$

Затем по шагам назначенного ресурса T_p процесс эксплуатации угольных регуляторов напряжения (5000 шт.) с этими значениями параметров многократно моделировался на протяжении 10 000 ч. На каждом шаге вычислялась функция $\bar{\lambda}^*(T_p)$. Результат моделирования показан на рис. 3.

Минимальная интенсивность отказов наблюдалась при $T_p = 1650$ ч, что является оптимальным ресурсом $T_{p,\text{оп}}$ угольного регулятора напряжения.

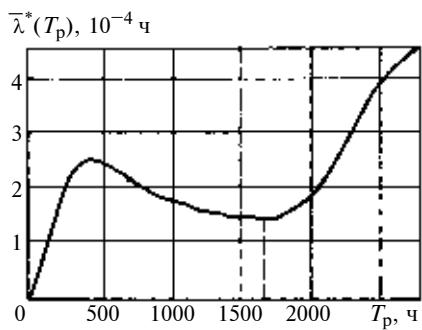


Рис. 3. Зависимость изменения усредненной интенсивности отказов угольного регулятора напряжения от назначенного ресурса

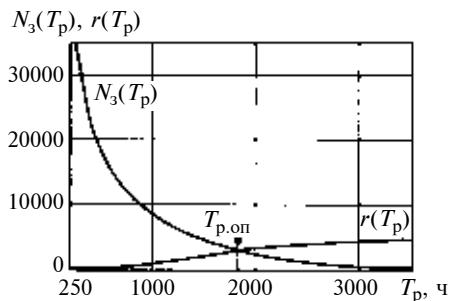


Рис. 4. Зависимость изменения числа отказов (\$r\$) и числа замен (\$N_3\$) по выработке ресурса от назначенного ресурса \$T_p\$ при гипотезе о гамма-распределении плотности распределения наработки до отказа

При испытании сложных объектов, как правило, объемы испытаний относительно невелики и представительность выборки по отказам может оказаться недостаточной для вычисления всех параметров (2) с требуемой точностью. В этом случае предлагается описание плотности распределения наработки до отказа упрощенной гипотезой в виде гамма-распределения или экспоненциального закона распределения в зависимости от объема выборки:

$$f(t) = \frac{k^{\mu+1}}{\Gamma(\mu+1)} t^{\mu} e^{-kt}; \quad (5)$$

$$f(t) = \frac{1}{\tilde{T}_1} e^{-\frac{t}{\tilde{T}_1}}, \quad (6)$$

где $\mu = \frac{\tilde{T}_1^2}{\tilde{\sigma}_1^2} - 1$ и $k = \frac{\tilde{T}_1}{\tilde{\sigma}_1^2}$ — параметры гамма-распределения;

$\tilde{T}_1 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N t_i$ — средняя наработка до отказа; t_i — время наработки до отказа i -го объекта;

$\tilde{\sigma}_1 = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (t_i - \tilde{T}_1)^2}$ — СКО наработки до отказа.

Достоинством упрощенной гипотезы о законе гамма-распределения является то, что для ее задания достаточно статистических оценок \tilde{T}_1 и $\tilde{\sigma}_1$. Гипотеза об экспоненциальном распределении является предельно упрощенной и задается параметром \tilde{T}_1 . Применение упрощенных гипотез о законе распределения наработки до отказа позволяет минимизировать статистические погрешности.

В случае применения упрощенных гипотез о законе распределения график $\bar{\lambda}^*(T_p)$ не имеет экстремумов, поэтому назначить по нему ресурс не представляется возможным. Следовательно, при условии применения упрощенной гипотезы предлагается использовать экономический критерий назначения ресурса, при котором минимизируются затраты на число замен по ресурсу и по отказам. В соответствии с экономическим критерием для упрощенной гипотезы о законе распределения будем полагать оптимальным такой назначенный ресурс, при котором выполняется равенство $N_3(T_p) = r(T_p)$.

Установленный таким образом назначенный ресурс далее будем называть приближенным.

Полученные зависимости $N_3(T_p)$ и $r(T_p)$ для упрощенной гипотезы в виде гамма-распределения для угольного регулятора напряжения ($\tilde{T}_1 = 1906,4$ ч, $\tilde{\sigma}_1 = 781,5$ ч) показаны на рис. 4.

Приближенный назначенный ресурс угольного регулятора напряжения составил 1835 ч. Если соопоставить с назначенным ресурсом на рис. 3, то видно, что найденный ресурс находится в области приемлемых оценок $\bar{\lambda}^*(T_p)$, а погрешность вычислений вполне допустима для инженерных расчетов.

В случае принятия гипотезы об экспоненциальной плотности распределения наработки до отказа $r(T_p) = \text{const}$. Поэтому назначенный ресурс, найденный по экономическому критерию будет зависеть только от функции $N_3(T_p)$. Исследования показали, что в случае экспоненциального закона распределения для любого \tilde{T}_1 приближенный назначенный ресурс определяется формулой

$$T_p = 0,7 \tilde{T}_1. \quad (7)$$

Для угольного регулятора напряжения приближенный назначенный ресурс в случае экспоненциального закона распределения равен 1335 ч. С учетом минимальной информации о законе распределения наработки до отказа данную приближенную оценку ресурса можно считать приемлемой (см. рис. 3).

Исследования показали, что при увеличении объема выборки до $N \approx 400$ уже можно вычислить параметры (2) классической плотности распределения наработки до отказа с достаточной точностью для инженерных расчетов. При $N < 400$ целесообразно принять гипотезу о гамма-распределении или экспоненциальном законе распределения.

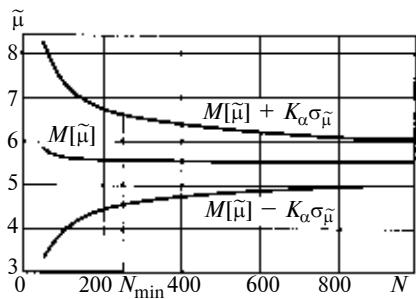


Рис. 5. Доверительный интервал оценки $\tilde{\mu}$ в зависимости от объема N выборки

При минимальных объемах выборки следует принимать гипотезу об экспоненциальном законе распределения, так как для описания экспоненты достаточно найти \tilde{T}_1 . С учетом разброса параметра \tilde{T}_1 минимальный объем испытаний, необходимый для назначения ресурса по формуле (5), составляет $20 \div 25$ объектов. При $20 < N < 400$ определяются минимальный объем выборки (N_{\min}), при котором возможно принятие гипотезы о гамма-распределении наработки до отказа.

При определении N_{\min} будем исходить из того, что форма кривой плотности гамма-распределения (3) зависит только от параметра μ . Значение N_{\min} можно найти как минимальный объем выборки, при котором выполняется условие

$$P(|\tilde{\mu} - M[\tilde{\mu}]| \leq \varepsilon) = P(|\tilde{\mu} - M[\tilde{\mu}]| \leq 1) = 1 - \alpha, \quad (8)$$

где $M[\tilde{\mu}]$ — математическое ожидание оценки $\tilde{\mu}$; α — доверительная вероятность; $\varepsilon = 1$, принято исходя из того, что для исследованных невосстанавливаемых технических объектов было получено $3 \leq \mu \leq 8$.

Далее будем полагать, что оценка $\tilde{\mu}$ распределена по нормальному закону. Аналитическое определение N_{\min} не представляется возможным, поэтому для решения уравнения (6) методом статистического моделирования строим графики:

$$M[\tilde{\mu}] + \sigma_{\tilde{\mu}} K_\alpha; M[\tilde{\mu}] - \sigma_{\tilde{\mu}} K_\alpha, \quad (9)$$

где $\sigma_{\tilde{\mu}}$ — СКО оценки $\tilde{\mu}$ для текущего объема выборки N ; $K_\alpha = \arg\Phi^*(1 - \alpha/2)$ — ширина доверительного интервала с заданной доверительной вероятностью α ; $\arg\Phi^*(x)$ — обратная функция Лапласа.

Параметр N_{\min} определяется путем графического решения уравнения $\sigma_{\tilde{\mu}} K_\alpha = 1$.

Графики (9) строятся пошагово для нарастающих значений N . На каждом шаге для заданного N моделируется 10 000 объективных безвозвратных выборок с распределением (1). По каждой выборке

вычисляется оценка $\tilde{\mu}$. Таким образом, на каждом шаге построения графика для заданного объема N испытаний текущие 10 000 выборок оценки $\tilde{\mu}$ позволяют найти ее математическое ожидание и СКО:

$$M[\tilde{\mu}] = \frac{1}{10\,000} \sum_{i=1}^{10\,000} \tilde{\mu}_i;$$

$$\sigma_{\tilde{\mu}} = \sqrt{\frac{1}{10\,000} \sum_{i=1}^{10\,000} (\tilde{\mu}_i - M[\tilde{\mu}])^2},$$

где $\tilde{\mu}_i$ — результат вычисления оценки $\tilde{\mu}$ в i -м эксперименте.

Для рассматриваемого угольного регулятора напряжения $\mu = 5,5$. Графики $M[\tilde{\mu}] \pm K_\alpha \sigma_{\tilde{\mu}}$ для угольного регулятора напряжения показаны на рис. 5, из которого следует, что для угольного регулятора напряжения минимальный объем N_{\min} выборки, при котором возможно принять гипотезу о гамма-распределении наработки до отказа, составляет ≈ 250 объектов, поставленных на испытания. Следовательно, при $20 \leq N < 250$ целесообразно принять гипотезу об экспоненциальной плотности распределения наработки до отказа и найти назначенный ресурс как $0,7 \tilde{T}_1$. При $250 \leq N < 400$ следует принять гипотезу о законе гамма-распределения (3) наработки до отказа и найти приближенный ресурс по экономическому критерию $N_3(T_p) = r(T_p)$ (см. рис. 4). При $N \geq 400$ целесообразно принимаем гипотезу о классической плотности распределения наработки до отказа (1) с параметрами (2) и находим назначенный ресурс по минимальной усредненной интенсивности отказов $\bar{\lambda}^*(T_p)$ (см. рис. 3).

Исследования подтвердили высокую эффективность и реализуемость предлагаемого метода назначения ресурса невосстанавливаемым техническим объектам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Барзилович Е. Ю.** Модели технического обслуживания сложных систем. М.: Высшая школа, 1982. 231 с.
- Техническая эксплуатация авиационного оборудования** / В. Г. Воробьев, В. Д. Константинов, В. Г. Денисов и др. Под ред. В. Г. Воробьева. М.: Транспорт, 1990. 269 с.
- Кашковский В. В.** Теоретические основы управления состоянием технических объектов. Иркутск: ИВВАИУ (ВИ), 2008. 414 с.
- ГОСТ 27.410—87.** Надежность в технике. Методы контроля показателей надежности и планы контрольных испытаний на надежность. М.: Государственный Комитет СССР по стандартам, 1989. 115 с.
- Инженерно-авиационная** служба и эксплуатация авиационного оборудования / А. Е. Акиндеев, В. Д. Константинов, С. В. Крауз и др. Под ред. Е. А. Румянцева. М.: ВВИА, 1970. 513 с.

С. Ю. ЕРОШКИН, канд. экон. наук
(ГОУ ВПО МГТУ "Станкин"), e-mail: erosserg@mail.ru

Проблемы модернизации экономики на основе конкурентоспособных технологий

Рассматриваются актуальные вопросы повышения конкурентоспособности отраслей материального производства. Анализируется влияние на конкурентоспособность как инновационных заделов, так и факторов, определяющих состояние производственного аппарата отраслей промышленности. Предлагаются пути обоснованной оценки уровня конкурентоспособности отраслей производств и влияние на них технологических инноваций.

Ключевые слова: технология, инновации, экономика, развитие, конкурентоспособность.

Actual questions of the productive industry competitiveness heightening are considered. An influence upon the competitiveness of both the innovation stocks, and factors, determining state of managerial staff machinery of the industry branch, is analyzed. Methods of justified valuation of the industrial branches competitiveness and of influence on their of technology innovations are proposed.

Keywords: technology, innovations, economics, competitiveness.

Угрозы и проблемные ситуации для национальной безопасности России могут как возникать внезапно, так и формироваться длительно в виде тенденций неблагоприятного развития. К числу главных негативных тенденций, рассмотренных подробно в работе [1], относятся: сохранение инерционной ресурсно-экспортной ориентации экономики России; медленный переход к инновационной экономике; отсутствие механизмов содействия развитию перерабатывающей и обрабатывающей промышленности; низкий уровень конкурентоспособности отраслей, отраслевых комплексов и экономики в целом.

Стабилизация экономики России после дефолта 1998 г., достигнутая на основе принятия сбалансированных организационных и политических решений, позволила перейти к устойчивому росту экономики, а прирост ВВП с 1999 г. составил, %: 2000 — 10; 2001 — 5; 2002 — 4,3; 2003 — 7,3; 2004 — 7,1; 2005 — 6,4; 2006 — 6,9; 2007 — 7,1. Основными факторами такого роста являются: достаточные объемы подготовленных запасов природных ресурсов; рост цен на ресурсы на мировых рынках; высвобожденные в условиях перехода к рынку производственные мощности; наличие (особенно в начале роста) квалифицированной рабочей силы; стабилизация политической обстановки в стране и др.

Потенциал многих из перечисленных факторов близок к исчерпанию (ресурсы, мощности, кадры), а переход к инновационно-технологическому раз-

витию экономики России, несмотря на всеобщее признание его преимуществ, затягивается.

Исследователями и экспертами установлено, что прогрессивная роль науки, инноваций и технологий в экономике развитых стран в XXI веке становится ведущей, а экстенсивные факторы роста (увеличение численности занятых в производстве, масштабов добычи и освоения невозобновляемых ресурсов и энергоносителей, возможностей приращения новых площадей плодородных земель, запасов пресной воды и др.) в мировом масштабе приближаются к максимальному уровню использования. Это привело к отказу от многих стереотипов, характерных для XX века: сложившейся в России малозаметной роли науки, инноваций и новых технологий в развитии экономики, общества и государственного устройства страны.

Необходимые условия для ускоренной и устойчивой инновационно-технологической эволюции в развитых странах определяются наличием и активным использованием совокупности факторов, обеспечивающих как формирование, так и эффективную реализацию потенциала новых научных идей и изобретений для обеспечения экономического роста и повышения качества жизни. В число факторов, образующих потенциал модернизации российской экономики, входят:

научные исследования и разработки, включая фундаментальные исследования;

обоснованные и периодически корректируемые приоритеты научно-технологического развития и разработанные на их основе перечни критических технологий;

регулярно восполняемые рынки новых технологий и прогнозные оценки их развития;

гибкие адаптивные организационные формы и экономические механизмы содействия инновациям, разработке и освоению новых технологий;

стимулы, способствующие экономическому росту на основе использования инноваций и новых технологий.

Успехи ускоренного научно-технологического развития основаны на поиске оптимального соотношения (баланса) между конкуренцией и сотрудничеством в сфере науки и технологий при активной государственной поддержке. Наиболее действенной управлеченческой новацией стало разнообразное стимулирование развития исследовательских и технологических партнерств, нацеленных на увеличение масштабов использования новых техно-

логий, прежде всего на основе коммерциализации результатов государственных исследований и разработок. Активная регулирующая роль в этой деятельности принадлежит государству, выступающему одновременно в качестве организатора, инвестора, гаранта, т. е. инстанции, ответственной за развитие фундаментальной науки как сферы стратегических интересов, высшего образования и других отраслей "индустрии знаний", а также обеспечивающей постоянное совершенствование правовой базы научно-технологического развития.

Переход к устойчивому росту отечественной экономики возможен лишь при условии создания полноценной национальной инновационной системы, все составные части которой — наука, инновации и новые технологии, согласованы между собой, а результаты ее функционирования защищены на законодательном уровне и создают устойчивые конкурентные преимущества отечественных продуктов и услуг на внутреннем и внешних рынках.

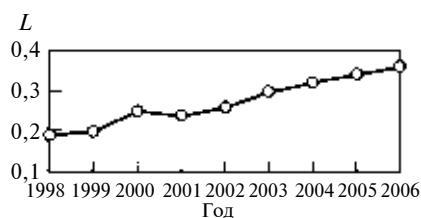
Анализ состояния научно-технологического потенциала России на рубеже XX и XXI веков выявил, что многие его компоненты не отвечают современным требованиям (низкий уровень финансирования, разрушение многих объектов научно-производственной базы, почти двукратное сокращение численности исследователей, старение научных кадров и недостаточный приток в науку молодого пополнения, спад отраслевой науки, уменьшение результативности инноваций и др.). Это свидетельствует о реальном снижении научно-технического потенциала и несоответствии его возможностей условиям перспективного инновационно-технологического развития экономики России. Принятые, особенно в последние годы, меры по предотвращению полного распада отечественной науки способствовали появлению ряда позитивных тенденций: с 1999 г. стали увеличиваться доля и общие размеры финансирования науки, расти, хотя и медленно, численность исследователей и занятых в науке, увеличиваться объемы финансирования НИОКР со стороны частного сектора, повышаться заработка науки, замедляться отток научных кадров за рубеж и др. Эти изменения нашли позитивное отражение в росте числа зарегистрированных патентов и созданных технологий. Однако формирующаяся в последние годы положительная динамика пока маломасштабна, а меры недостаточно кардинальны и носят запоздалый характер. Значительная часть научно-технического потенциала в силу хронического недофинансирования и невосприимчивости науки экономикой либо частично утрачена, либо полностью потеряна.

Анализ инновационной среды показал, что между государством, наукой и бизнесом пока не сложились устойчивые широкомасштабные партнерские отношения, хотя положительных примеров такого сотрудничества в последнее время появилось немало

и их число постоянно растет. Это приводит, с одной стороны, к неполному использованию отечественной экономикой инновационного потенциала, а с другой — к недостаточному финансированию российской науки бизнесом. Партнерство бизнеса, лишенного перспектив и ограниченного финансово (до масштабов поддержки только ресурсного комплекса отраслей), и отечественной науки невозможно, как невозможно и раздельное выживание науки и бизнеса в условиях реальной рыночной экономики. Установить партнерские отношения между наукой и бизнесом при поддержке государства можно только в рамках построения новой инновационной модели российской экономики, в которой бизнес частично замещает финансовую поддержку государства своим участием в инновационных проектах, поддержкой частных исследовательских центров и инжиниринговых структур. Для этого необходимы как реорганизация научного комплекса, так и изменение позиции самого бизнеса, поскольку партнерство достигается лишь между экономикой, имеющей перспективы, и хорошо оснащенной, устойчиво финансируемой наукой.

Уровень инновационной активности российских предприятий, хотя и увеличивается последовательно с 1999 г., остается крайне низким (11,5 % в 2006 г.). Даже в условиях планово-директивной экономики этот показатель приближался к 50 %, а между тем в развитых странах он превышает 70 %.

Анализ практики эволюционного перехода российской экономики начального этапа рыночных преобразований к экономике инновационного типа позволил в 2004 г. установить значительное расхождение перспективных требований, сформированных на основе обобщения опыта промышленно-развитых стран, к инновационной экономике с фактическим ее состоянием. Динамика изменения степени соответствия экономики России перспективным требованиям (рисунок) измерена с помощью индикаторов, оценивающих влияние основных компонентов инновационной экономики (государство, экономика, наука, бизнес, население, образование, рынок, безопасность страны), а итоговая оценка близости вычислялась как средневзвешенная нормированная величина [2, 3]. По оценкам динамики российской экономики за 1998–2006 гг. ее приближение к уровню инновационной экономики развитых стран происходило крайне медленно: за восемь лет этот разрыв сократился всего на 17 %.



Реальная близость инновационной экономики к стандартам может наступить при ее уровне не менее 0,7 ($L = 0,7$), хотя по оценкам Всемирного экономического форума переход к инновационной экономике возможен лишь при удельном ВВП на душу населения не менее 17 тыс. долл. Это во многом политизированные оценки, цель которых убедить развивающиеся страны в невозможности экономического роста на инновационной основе.

Перспективные варианты технологического развития экономики России можно формировать на сценарной (содержательной) основе либо выбирать равновесные стратегии на основе моделирования динамики на макроуровне. Прогнозы технологического развития мировой экономики свидетельствуют о том, что в ближайшей и отдаленной перспективе основными факторами экономического развития останутся природные ресурсы, энергия, информационные технологии, технологии энерго- и ресурсосбережения, людские ресурсы и неосвоенные и малоосвоенные территории.

Основным направлением развития материально-производящих отраслей, главными среди которых рассматриваются металлургия, а также химическая и деревообрабатывающая отрасли, будет увеличение их многообразия и совершенствование качества материалов с учетом дальнейшего повышения ресурсосбережения. Ожидается существенное расширение разнообразия новых конструкционных и функциональных материалов и композиций, включая производство конечных продуктов в виде панелей, блоков и элементов конструкций для обрабатывающей и строительной промышленностей. Более широкое технологическое применение найдут прогрессивные высокоселективные процессы комплексной переработки сырья. Наиболее динамично будут развиваться технологии создания материалов и композиций с новыми, в том числе заданными, уникальными свойствами, включая так называемые интеллектуальные материалы. Основные тенденции технологического развития мирового энергохозяйства будут в значительной степени определяться продолжающимся в связи с быстрым ростом экономик развивающихся стран резким возрастанием потребностей в жидким и газообразном топливе. Истощение наиболее доступных месторождений углеводородов как ресурсной базы этих видов топлива обуславливает все большую актуальность перспективных исследований и разработок в области глубоководных технологий добычи нефти и газа, а также эффективных методов и средств их транспортировки.

В области развития технологий машиностроения по-прежнему важную роль будут играть повышение гибкости производства, его возможности быстрого обновления номенклатуры продукции на основе разработки и использования универсального, многофункционального оборудования и широкого вне-

дрения современных, в том числе новейших, информационных технологий. Причем доля обработки конструкционных материалов будет сокращаться, а доля конструкционных инноваций — расти.

В качестве крупнейших инновационных контуров XXI века прогнозируются:

информационные и телекоммуникационные технологии (в том числе создание глобальных информационных систем, построение информационного общества);

медицина и здравоохранение (в том числе проблемы геронтологии, поддержки престарелых, совершенствования управления сферой охраны здоровья населения);

защита окружающей среды (одна из первостепенных ее задач — перевод автомобильного транспорта на экологически безопасное топливо);

технологии личной безопасности и противодействия терроризму (разработка датчиков, систем оповещения населения, вакцин, индивидуальных наборов для осуществления тестов на вредность, эффективных средств контроля окружающей среды, методов изучения и использования особенностей психологии и поведения террористических групп и др.).

Тенденцией перспективного периода, несомненно, останется усиление роли научно-технологического прогресса в развитии мирового сообщества.

С начала XXI века экономика России растет устойчивыми темпами, причем практически во всех ее регионах. Однако в экономике России сохраняется сильная зависимость от ресурсодобывающего сектора, прежде всего, от объемов экспорта углеводородного сырья и мировых цен на него. При этом перерабатывающая и обрабатывающая отрасли промышленности в целом растут крайне медленно, а отдельные подотрасли и отрасли (станкостроение, электроника и др.) фактически деградируют, безвозвратно теряя свой потенциал.

Выбор между сценарным (содержательным) и вычислительным подходом на основе моделирования макродинамики в сложившихся для России условиях однозначен. Вначале выбирается прогрессивный сценарий, а затем в его рамках уточняется стратегия развития. Такой подход во многом совпадает с принципами теории оптимального управления движением объектов в сложной среде, когда прежде выбирается направление движения, а затем оно регулируется (текущее уточнение) и осуществляется.

Россия обладает достаточным потенциалом для развития национальной экономики. Главные его составляющие — ресурсный и энергетический потенциал, наука и инновационный потенциал, развитый оборонно-промышленный комплекс, квалифицированный кадровый потенциал и значительная, в том числе малоосвоенная, территория. В последние годы главным фактором экономического роста России остаются природные ресурсы,

прежде всего, углеводороды (нефть и газ), мировые цены на которые достигли исторически максимального уровня. Хотя средние темпы роста ВВП с 1999 г. остаются высокими (7,1 %), темпы роста промышленного производства низки — к 2006 г. удалось достичь только 74 % уровня 1990 г.

Стратегии развития экономики можно строить на основе преимущественного использования тех или иных факторов [4]. Однако оценка перспективности эволюционно сложившейся ресурсно-экспортной стратегии свидетельствует о низком росте ВВП (2÷4 % в год) даже при самых благоприятных условиях. Альтернатива ресурсно-экспортной стратегии — ускоренный рост наукоемкого сектора промышленности и наращивание за счет этого объема экспорта. Однако в силу низкой доли этого сектора в настоящее время даже его ускоренный рост (до 25 % в год) через 10 лет может обеспечить не более 10÷12 % прироста ВВП. Остается практически единственный вариант — ресурсно-инновационная стратегия, позволяющая соединить ресурсы и новые технологии. При этом новые технологии в ресурсодобывающих и перерабатывающих отраслях способны выполнить функции мультиплексора, а не примитивного "сумматора" дополнительного экспорта наукоемкой продукции с уменьшающимся экспортом ресурсов. По оценкам, при выполнении необходимых условий возможно удвоение ВВП в сроки, близкие к 10 годам. Далее ресурсно-инновационная стратегия последовательно переходит в многовариантные инновационно-технологические.

В основе ресурсно-инновационной стратегии лежит рациональное использование потенциала комплекса перерабатывающих отраслей. Его наличие обусловлено следующими факторами и условиями:

высокой валовой добавленной стоимостью (ВДС) по сравнению с ресурсодобывающими отраслями;

более высоким уровнем рентабельности при достаточных объемах переработки продукции и поставки их на экспорт;

качественным улучшением структуры экспорта — увеличением доли переработанных ресурсов;

необходимостью использования высоких технологий для глубокой переработки ресурсов;

возможностью ускоренного развития подотрасли конструкционных материалов, необходимых для создания надежных, долговечных и высоко-производительных машин и оборудования.

К числу причин малых масштабов и низкого уровня развития комплекса перерабатывающих отраслей в РФ относятся:

жесткая налоговая политика в отношении перерабатывающих отраслей, включая одинаковый размер налога на добавленную стоимость (НДС) на всех технологических переделах;

высокие риски рентабельного функционирования предприятий, особенно на конечных технологических переделах;

предпочтения внешних импортеров в экспорте российских продуктов переработки с меньшей ВДС; отсутствие государственной поддержки развития перерабатывающих отраслей; нестабильная и нередко убывающая рентабельность на возрастающих технологических переделах.

Перечисленные причины могут быть устранены при осуществлении реалистичной и прогрессивной промышленной политики правительства, формируемой с учетом национальных интересов и согласованной с отечественным бизнесом. К основным направлениям устранения перечисленных выше причин следует отнести:

создание путем изменения налоговой политики и снижения налоговых ставок условий для предпочтительного относительно экспорта использования в перерабатывающих отраслях продуктов, произведенных в России;

формирование законодательной базы для стимулирования технологического перевооружения перерабатывающих отраслей путем субсидирования и льготного кредитования;

разработку механизма "налогового наказания" предприятий, уклоняющихся от технологической модернизации и глубокой переработки;

проведение технологической модернизации перерабатывающих отраслей на основе разработки прогрессивных концепций и системного моделирования, а не на сформировавшейся в условиях бывшего СССР концепции, предусматривавшей ориентацию каждой отрасли на свой монопродукт;

принятие в короткие сроки программы поддержки технологической реконструкции перерабатывающих отраслей на новой методологической основе, позволяющей по ходу выполнения программы уточнять ее.

Бесперспективность укоренившейся в России ресурсно-экспортной стратегии правительство признало еще в начале XXI века, но реальных шагов по переходу к другой, т. е. инновационно-технологической, пока не предпринято. Инерционность прежней ставки на ресурсы и их экспорт, а также растущие мировые цены на ресурсы послужили основой для образования Стабилизационного фонда. Одновременно собственные средства ресурсодобывающих компаний, банковский и свободный капиталы стали концентрироваться в наиболее доходных, имеющих рентабельность 30 % и выше, отраслевых комплексах: ресурсном и производящем конечные продукты и объекты инфраструктуры. Устойчивый рост инвестиций в эти отрасли привел к тому, что отрасли, производящие конечные продукты и объекты инфраструктуры, по темпам роста ВДС с 2003 г. стали опережать не только перерабатывающие и обрабатывающие отрасли, но и ресурсодобывающие. Это означает, что инвестиционный капитал, сформировавшийся в ресурсных отраслях, не был перемещен (как ожидалось) в перерабатывающую и обрабатывающую отрасли, а был направлен на под-

держку конечного потребления и создание новой производственной инфраструктуры. Казалось бы, в этом нет ничего плохого. С одной стороны, потребление и инфраструктура заслуживают внимания, но с другой — это еще один шаг к деиндустриализации российской экономики. Можно утверждать, что без современных перерабатывающей и обрабатывающей отраслей промышленности в России невозможно построение инновационной экономики. Попытка Росстата объединить эти две отрасли, поставив в один ряд "производство кожи" и "металлургическое производство", только маскирует явный провал российской экономики в них. Напомним, что в США на эти отрасли приходится наибольшая доля добавленной стоимости (более 80 %).

Причин медленного развития этих отраслей, несмотря на повышенную (по сравнению с ресурсодобывающими отраслями) инновационную активность, много. Но главная — неспособность российского бизнеса к самоорганизации и интеграции усилий и переходу к производству конкурентоспособной продукции. Поэтому активные меры правительства по созданию авиастроительного и судостроительного холдингов — шаг в правильном направлении. Необходимо также решить вопрос о создании станкостроительного и автомобилестроительного холдингов.

Собственно технологическая модернизация экономики, отраслей и предприятий предполагает эффективное встраивание инновационных решений в существующую технологическую структуру. "Эффективное встраивание" означает представление процессов развития как смену технологий в технологической структуре объекта (экономики в целом, отрасли, предприятия). Тогда потенциал конкурентоспособности технологической структуры будет определяться как потенциалом самих технологий, так и организацией управления этими технологиями, т. е. использованием их потенциала. Известно, что комплексная (организованная) технология представляет собой согласованное единство собственно технологии, оборудования, организованного труда и системы управления, обеспечивающего переход некоторого продукта из начального, исходного состояния в конечное посредством перемещения продукта от первичных ресурсов к конечным продуктам и инфраструктуре.

При модернизации экономики необходимо учитывать: сопряженность технологии с предшествующей и последующей; удельный вес потенциала рассматриваемой технологии в данной технологической структуре; гармонизацию компонентов технологии, включая собственно технологию, оборудование, организованный труд и систему управления.

Сопряженность, гармонизация и учет потенциала технологической структуры требуют использования новых подходов и способов измерения, исключающих традиционное суммирование эффекта от использования инновационных решений.

Конкуренция — одна из самых главных черт рыночного хозяйства. Согласно Закону РСФСР от 22 марта 1991 г. № 948-1 "О конкуренции и ограничении монополистической деятельности на товарных рынках", "конкуренция — состязательность хозяйствующих субъектов, когда их самостоятельные действия эффективно ограничивают возможность каждого из них односторонне воздействовать на общие условия обращения товаров на соответствующем товарном рынке". В этой ситуации рыночная конкуренция — это борьба за ограниченный объем платежеспособного спроса потребителей, ведущаяся фирмами на доступном им сегменте рынка. Справедливая конкуренция содействует свободе личности, создает условия для ее самореализации в сфере экономики путем инновационной разработки и создания новых конкурентоспособных товаров и услуг.

Но не любая конкуренция является честной, справедливой и приносит благо экономике страны и обществу в целом. Для ее поддержания на благоприятствующем прогрессу уровне в развитых странах выработаны свои законы противодействия монополизму одного из производителей либо их корпоративному сговору. Нарушение этих законов преследуется в соответствии с антимонопольным законодательством, а налагаемые штрафы способны нанести существенный экономический ущерб фирме и даже разорить ее.

На современном этапе развития проблема конкурентоспособности товаров, услуг, отраслей и в целом экономики России выходит на первый план.

Национальная конкурентоспособность — одна из важнейших стратегических целей любого государства. Однако, несмотря на все дискуссии, дебаты и публикации на эту тему, до настоящего времени нет убедительной теории, объясняющей конкурентоспособность в масштабах государства, отрасли и компаний. Более того, не существует общепринятого определения понятия конкурентоспособности.

Следует отметить, что конкурентоспособность — многогранная экономическая категория, которая во множестве источников трактуется неоднозначно. Термин "конкурентоспособность" используется применительно и к создаваемой продукции, и к элементам экономических систем, т. е. он может рассматриваться на нескольких уровнях: конкурентоспособность товара (продукта, услуги); конкурентоспособность предприятия (товаропроизводителя); конкурентоспособность технологий; конкурентоспособность целой отрасли или региона; конкурентоспособность страны¹.

¹ Существует также понятие конкурентоспособности институтов, т. е. соответствие формальных и неформальных институтов страны (законодательства, норм и традиций поведения, распоряжения властью, степени свободы, степени доверия) требованиям производства конкурентоспособных продуктов и услуг.

Часто "конкурентоспособность" тесно привязывают к качеству продукции, что в значительной степени проистекает из определения, данного в ГОСТ 15467—79. Представляется, что подобная трактовка сужает многогранность понятия "конкурентоспособность".

В рамках рыночной экономики принято считать, что конкурентоспособный объект — это продукт, создаваемый в рамках бизнес-проекта, который способен обеспечивать прибыль на конкурентных рынках. Следовательно, если продукт находит своего покупателя, т. е. продается на рынке, то он конкурентоспособен.

В общем виде конкурентоспособность объекта — это обладание набором (вектором) свойств, создающих преимущества в экономическом соревновании. Область или сферу, в которой ведется соревнование, можно назвать конкурентным полем. Отсюда: для завоевания большей доли рынка победителю необходимо иметь и более высокий уровень конкурентоспособности. Иными словами, конкурентоспособность — это экономическая категория, характеризующая положение объекта относительно других объектов — конкурентов на рынке, выраженная через определенные показатели [5].

Высшим уровнем обеспечения конкурентоспособности страны является макроэкономический, на котором определяются основные условия функционирования всей хозяйственной системы страны. Затем по значимости идет мезоуровень, охватывающий группу предприятий, на нем формируются перспективы развития отрасли или корпорации. На микроуровне конкурентоспособность обретает свою окончательную, завершающую форму в виде соотношения цены, качества и издержек производства. Это соотношение зависит от условий, сформировавшихся на двух предшествующих уровнях, и от персонала предприятия, его способности эффективно использовать как свои ресурсы, так и национальные общехозяйственные и отраслевые преимущества.

Конкурентоспособность напрямую зависит от уровня используемых технологий, масштабов и темпов их обновления. Спад инновационной активности в стране, произошедший в 1990-е годы, привел к тому, что в настоящее время внедрением инноваций занимается лишь около 11 % отечественных предприятий, тогда как в Германии, США, Франции и Японии — от 70 до 80 %. Вполне очевидно, что возобновление инновационного процесса в России будет происходить по мере дальнейшего подъема экономики. Однако сегодня задача заключается не в том, чтобы дать возможность инновациям следовать за экономическим ростом, а в том, чтобы с помощью активной промышленной политики превратить инновации в один из основных факторов роста российской экономики, обеспечить ее перевод на инновационный путь развития и освоения достижений современного технологического процесса.

Анализ конкурентоспособности комплексов и отраслей экономики России в рамках Программы исследований Президиума РАН показал, что наибольшим потенциалом обладают ресурсодобывающие и перерабатывающие отрасли, а также отрасли оборонного комплекса. Это подтверждается и другими исследованиями. Если в первом случае конкурентоспособность обеспечивается, как уже отмечалось, за счет природного фактора, то потенциал конкурентоспособности оборонных отраслей обусловлен высоким уровнем используемых технологий и профессиональной подготовкой специалистов и рабочих. Низкий уровень конкурентоспособности гражданских обрабатывающих отраслей и комплекса отраслей, производящих конечную продукцию, услуги и объекты производственной инфраструктуры, зависит от многих причин. Среди них необходимо отметить унаследованный от бывшего СССР низкий уровень используемых технологий, обеспечивающих выпуск продукции машиностроения, востребованной в основном только на внутреннем рынке. Также установлено, что продолжают существовать сложившиеся в бывшем СССР устойчивые цепочки "ресурсы — техника — продукты — потребление" невысокого качества. В таких цепочках изменения качества можно достичь только благодаря одновременному повышению уровня качества во всех звеньях, так как локальное повышение качества в одном звене, как правило, не влияет на рост общего уровня качества.

Однако существующее мнение о полной неконкурентоспособности продукции отечественных обрабатывающих отраслей не соответствует реалиям — отдельные машины и оборудование востребованы и успешно продаются на многих мировых рынках, включая Азию, Южную Америку, Африку и страны СНГ. Низкая доля экспорта отечественной машиностроительной продукции обусловлена невысоким уровнем менеджмента российских предприятий и недостаточной их поддержкой при выходе на внешние рынки.

Проблема оценки конкурентоспособности продукции (услуг) в условиях рынка приобрела исключительные остроту и важность. Оказалось, что многие отечественные продукты, разработанные и созданные в обрабатывающих и перерабатывающих отраслях промышленности, в силу различных обстоятельств были не в состоянии конкурировать не только на внешних, мировых рынках, но и на внутренних, российских, открытых для импорта продукции. Кроме того, многие причины неконкурентоспособности сформировались еще в условиях планово-директивной экономики, главные из них — низкий уровень используемых технологий и отсутствие эффективного механизма оценки потенциала конкурентоспособности.

При переходе к рынку методические вопросы оценки конкурентоспособности продукции и услуг на федеральном уровне не рассматривались. Основными среди них были: векторность, несопоставимость разных характеристик объектов; возможность соизмерения объектов только в относительных единицах; сложность перехода от индивидуальных оценок экспертов к групповым оценкам; трудность получения исходной достоверной информации об объектах-аналогах; высокая трудоемкость процедур экспертиз оценки потенциала конкурентоспособности.

Особенно важно решение этих вопросов для промышленных предприятий обрабатывающих отраслей, включая предприятия, выпускающие продукцию двойного назначения, поскольку своеевременная и достоверная информация о потенциале конкурентоспособности позволяет им обосновывать и принимать эффективные решения.

УДК 338.45:621

А. И. ШЕБАРОВ, канд. техн. наук

(ЗАО "Управление по развитию новых экономических форм производства", г. Москва), stcretar-urnefp@mail.ru

Индикаторы инновационного потенциала и инновационной активности промышленного предприятия

Рассматриваются индикаторы инновационного потенциала промышленного предприятия, их разновидности и подходы к оценке. Предлагается разработанная автором система организационно-экономических, организационно-технических и финансовых индикаторов инновационного потенциала и инновационной активности промышленного предприятия.

Ключевые слова: индикаторы инновационного потенциала, инновационная активность, промышленное предприятие.

Indicators of innovation potential of the industrial enterprise, their forms, and estimation approaches are considered. An authorized system of economic-organizing, technical-organizational, and financial indicators of the innovation potential and innovation activity of the industrial enterprise is proposed.

Keywords: indicators of innovation potential, innovation activity, industrial enterprise.

В соответствии с разработанными автором концептуальными основами организации управления инновационным развитием промышленного предприятия (ИР ПП) оценка уровня инновационного потенциала (ИП) и эффективности его использования базируется на выделении организационно-экономической, организационно-технической и финансовой новационных составляющих деятельности предприятия. Для этого по каждой из перечисленных новационных составляющих необходимо разработать индикаторы оценки соответственно уровня и эффективности использования ИП. Анализ величин и ди-

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Белоусов А. Р. Эффективный экономический рост в 2001–2010 гг.: условия и ограничения // Проблемы прогнозирования. 2001. № 1.

2. Комков Н. И., Ерошкин С. Ю., Кравченко М. В. Анализ и оценка перспектив перехода к инновационной экономике // Проблемы прогнозирования. 2005. № 6.

3. Комков Н. И., Бакланов А. О., Ерошкин С. Ю. Организационно-методические основы технологического прогнозирования. М.: МГТУ "СТАНКИН", 2008. 288 с.

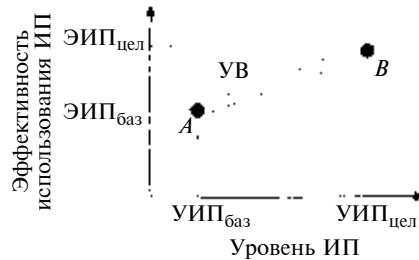
4. Проблемы и перспективы технологического обновления российской экономики / Под ред. В. В. Ивантера, Н. И. Комкова. М.: МАКС Пресс, 2007.

5. Лазарев А. В. Методические и организационные вопросы оценки конкурентоспособности (на примере промышленных и экономических объектов): Дисс. ... канд. экон. наук. М.: МАРТИТ, 2007.

намики данных индикаторов позволит оценить инновационную деятельность ПП в трех новационных плоскостях с целью последующего применения управляющего воздействия определенной силы в рамках той или иной новационной составляющей.

Положение конкретного ПП в инновационном поле на момент оценки можно охарактеризовать уровнем инновационного потенциала ($УИП_{баз}$) и уровнем эффективности использования инновационного потенциала ($ЭИП_{баз}$), которые назовем базовыми (рисунок). Цель управления инновационным развитием — привести предприятие к требуемым (целевым) значениям данных параметров ($УИП_{цел}$, $ЭИП_{цел}$) в результате управляющего воздействия ($УВ$).

Базовый и целевой уровни ИП определяются на основе балльных оценок (БО) организационно-экономической, организационно-технической



Графическая интерпретация инновационного развития ПП: А и В — положения ПП в инновационном поле соответственно на момент оценки и при достижении цели (базовое и целевое)

Таблица 1

Индикаторы оценки уровня ИП ПП в разрезе новационных составляющих		
1. Организационно-экономические: 1.1. Величина и динамика чистой прибыли. 1.2. Объем и динамика инвестиционных расходов на НИОКР. 1.3. Объем и динамика текущих расходов на освоение и продвижение инноваций. 1.4. Наличие и качество инновационных ориентиров в рамках стратегии ПП	2. Организационно-технические: 2.1. Уровень и качество технической оснащенности ПП. 2.2. Уровень подготовки и квалификации кадрового состава ПП. 2.3. Наличие патентов и уникальных ОКР. 2.4. Уровень и качество технологической оснащенности ПП	3. Финансовые: 3.1. Уровень и динамика денежного потока. 3.2. Инвестиционная привлекательность ПП. 3.3. Величина и динамика рентабельности активов ПП. 3.4. Величина и динамика рентабельности инвестированного капитала.

Таблица 2

Индикаторы эффективности использования ИП ПП в разрезе новационных составляющих		
организационно-экономической	организационно-технической	финансовой
Скорость продвижения инновационных продуктов (ИП) на рынок. Прибыль, полученная от продажи ИП. Доля прибыли, полученной от продажи ИП в общем объеме прибыли ПП за период. Доход от продажи ИП в расчете на одного потребителя. Экономия затрат от внедрения инноваций за период. Относительная экономия затрат от внедрения инноваций за период (к общему объему валовой прибыли). Скорость продвижения ИП на рынок. Доля текущих затрат на НИОКР в выручке. Доля капитальных затрат на НИОКР в общем объеме инвестиций. Конкурентоспособность ИП. Доля рынка по ИП. Доля затрат на продвижение ИП в общем объеме затрат. Доля затрат на продвижение ИП в выручке от продаж ИП. Доля сертифицированной ИП в общей структуре продукции. Производительность труда по ИП. Уровень оплаты труда работников, занятых НИОКР. Средний возраст сотрудников, занятых НИОКР. Число внедренных инноваций по продуктам за период. Общее число внедренных инноваций за период. Число патентов за период.	Число внедренных технологических инноваций за период. Доля высокотехнологического оборудования в общей структуре парка машин и оборудования. Уровень прогрессивности технологии. Степень использования производственной мощности. Длительность цикла производства ИП. Уровень брака ИП. Уровень ритмичности производства ИП. Величина запасов ИП. Уровень организации труда на производстве ИП. Уровень автоматизации системы управления. Наличие современной корпоративной информационной системы. Время поиска информации. Число продуктов, выпущенных с использованием внедренных технологических инноваций за период	Рентабельность ИП. Рентабельность продаж (по ИП). Рентабельность инвестиционного капитала. Рентабельность активов. Оборачиваемость запасов. Оборачиваемость дебиторской задолженности (по выручке от продаж ИП). Денежный поток по видам деятельности и в целом

и финансовой новационной составляющих ИП ПП. Итоговое значение уровня ИП (как базового, так и целевого) определяется следующим образом: $УИП = БО_{оэ} + БО_{от} + БО_{ф}$, где $БО_{оэ}$, $БО_{от}$ и $БО_{ф}$ – балльные оценки соответственно организационно-экономической, организационно-технической и финансовой новационных составляющих ИП.

Совокупность индикаторов оценки уровня ИП в разрезе новационных составляющих и соответствующие им БО представлены в табл. 1. Для всех составляющих ИП используется трехуровневая БО: высокий уровень – $8 \leqslant БО \leqslant 10$; средний уровень – $4 \leqslant БО \leqslant 7$; низкий уровень – $1 \leqslant БО \leqslant 3$. Итоговая балльная оценка по каждой новационной составляющей определяется как средняя арифметическая величина.

Определение базового и целевого значений показателя эффективности использования ИП (ЭИП) также основывается на характеристиках организационно-экономической, организационно-технической и финансовой составляющих: $ЭИП = ЭИП_{оэ} \cdot ЭИП_{от} \times ЭИП_{ф}$, где $ЭИП_{оэ}$, $ЭИП_{от}$ и $ЭИП_{ф}$ – эффективности использования соответственно организацион-

но-экономической, организационно-технической и финансовой составляющих ИП ПП.

Для установления эффективности использования ИП ПП в разрезе новационных составляющих необходимо количественно определить и оценить соответствующие индикаторы (табл. 2). При оценке каждой новационной составляющей необходимо сравнить фактические (целевые) значения перечисленных индикаторов с их идеальными значениями. В качестве идеальных значений индикаторов инновационных составляющих могут быть выбраны среднеотраслевые, лучшие по данному предприятию, лучшие по отрасли или экспертно определенные значения. В результате получаются относительные индикаторы эффективности использования ИП по указанным трем новационным составляющим.

Структура относительных индикаторов эффективности использования ИП такова, что их значения находятся в интервале $[0; 1]$. Итоговые показатели эффективности использования ИП ПП по каждой новационной составляющей рассчитываются как средние геометрические величины значе-

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 629.118.3

Н. П. ДЯДЧЕНКО (г. Владимир), тел.: 8 (4922) 21-40-15

Колесо бесступичное и бесконечная гусеница для колесно-гусеничных средств передвижения-реабилитации

Предложены патентоспособные бесступичное колесо и бесконечная гусеница для колесно-гусеничных средств передвижения-реабилитации инвалидов с нарушением функций опорно-двигательного аппарата. Предлагаемые конструкции шасси гарантируют максимальную маневренность этих средств.

Ключевые слова: колесно-гусеничное средство передвижения, бесступичное колесо, бесконечная гусеница.

The patentable hubless wheel and never-ending track chain for the wheel-caterpillar vehicles, assigned for rehabilitation of invalids with locomotor apparatus abnormality, are proposed. The designs of chassis being proposed ensure maximal mobility of these vehicles.

Keywords: wheel-caterpillar vehicle, hubless wheel, never-ending track chain.

Согласно данным Госкомстата России в 2006 г. инвалидам было предоставлено 54 723 кресла-коляски, на учете по обеспечению ими состояло 80 714 инвалидов. Эти данные могут служить ориентиром потенциального объема спроса на средства передвижения, включая кресла-коляски для инвалидов, лишенных ног или их подвижности, — граждан РФ с ограниченными доходами.

Автором [1] была предложена концепция городского одно- или двухместного самоходного безрельсового средства передвижения с колесной формулой $(4 - 1) \cdot (2 + 1)$, в том числе для инвалидов, лишенных ног или их подвижности и проживающих на первых этажах многоэтажных домов или в одноэтажных частных домах. Для таких инвалидов, проживающих в домах без лифтов и вынужденных иногда

или постоянно пользоваться лестницами, автором предложено кресло-коляска на колесно-гусеничном ходу [2], приоритет технического решения которой защищен патентом [3].

Расширение функциональных возможностей кресла-коляски по патенту [3] достигается тем, что боковые с автономным приводом ведущие колеса образуют пару ободов с зубчатыми колесами внешнего зацепления, связанными между собой шестерней-роликом привода и шиной-гусеницей, охватывающей оба обода, и имеют механизм ориентации и фиксации ободов по отношению к креслу, по крайней мере, в четырех положениях, а шина-гусеница на меньшем посадочном размере выполнена в виде зубчатого венца по всей образующей.

Так как среди известных аналогов не нашлось готовой к применению шины-гусеницы, автором предложены два патентоспособных варианта решения [4, 5].

По патенту [4] предлагаются:

1) колесо бесступичное, на обод которого надета полая упругогибкая шина, отличающееся тем, что обод и шина выполнены как одно трансформируемое целое по схеме "шланг в шланге", совмещенные в той части, которая по конструктивным соображениям несет на себе функцию обода, т. е. на меньшем посадочном диаметре, с внутренним зубчатым венцом обода по всей образующей;

2) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что каждый из шлангов в поперечном сечении может быть окружностью, овалом или эллипсом;



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 85)

ний соответствующих индикаторов. Значение общего показателя эффективности использования ИП ПП как в базовом, так и в целевом варианте также находится в интервале [0; 1].

Таким образом, представленные виды новационных составляющих, совокупность индикаторов

уровня ИП в разрезе новационных составляющих, а также определение базовых и целевых уровней ИП и значений показателя эффективности использования ИП позволят обоснованно выбирать управляющее воздействие и, следовательно, осуществлять целенаправленное ИР ПП.

3) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что обод-шина в поперечном сечении может быть выполнена по схеме "окружность в окружности", "окружность в овале (или эллипсе)", "овал (или эллипс) в окружности", "овал (или эллипс) в овале (или эллипсе)";

4) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что внутренний шланг может быть как симметричным по отношению к наружному шлангу, так и асимметричным;

5) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что армирование шлангов возможно как оболочечное, так и полостное, плотной резиной, пластиком, кордом текстильным и/или металлическим;

6) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что рабочее пространство между наружным и внутренним шлангами может быть заполнено воздухом или легкотекущей жидкостью, например мономером, полимеризующимся при контакте с воздухом, или металлической проволокой (типа мочалки), а также пластиком и другими упругими материалами;

7) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что внутренний шланг может прымывать или не прымывать к наружному шлангу в своей дальней от посадочного диаметра точке;

8) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что овальный или эллипсовидный в поперечном сечении шланг может быть ориентирован большой осью в плоскости колеса, перпендикулярно к ней или под углом, большим 0, но меньшим 90°.

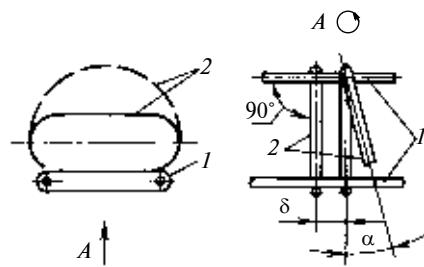
9) колесо бесступичное по п. 1, отличающееся тем, что, по крайней мере, наружный шланг может быть выполнен с усиленными боковинами, имеющими максимум усиления в ободной части.

По заявке [5] предлагаются:

1) бесконечная гусеница для колесно-гусеничных средств передвижения, содержащая бесконечный гибкий орган, на котором смонтировано множество расположенных на расстоянии друг от друга профильных элементов (грунтозацепов) из упругого материала;

2) бесконечная гусеница для колесно-гусеничных средств передвижения по п. 1, отличающаяся тем, что, по меньшей мере, внешняя периферийная часть грунтозацепов гуммирована или покрыта упругим эластомерным материалом.

Целью изобретения [5] является упрощение конструкции и технологии изготовления бесконечной гусеницы, планируемой к использованию на колесно-гусеничных средствах передвижения, в том числе креслах-колясках [3], управляемых инвалидами.



Гусеница (рисунок) состоит из бесконечного гибкого органа в виде, по меньшей мере, двух несоприкасающихся по всей длине тросов 1, на которых смонтировано множество расположенных на расстоянии δ друг от друга профильных элементов 2 (грунтозацепов), выполненных в виде бесконечной пружины, навитой поперек тросов с шагом, соизмеримым или равным шагу приводящего гусеницу рабочего органа типа звездочки. При этом, по меньшей мере, внешняя (периферийная) часть грунтозацепов гуммирована или покрыта упругим эластомерным материалом. Перпендикулярные к тросам части (пальцы) пружины (т. е. находящиеся на внутреннем диаметре) предназначены для зацепления со звездочками, вращающимися между тросами, служащими звездочкам "направляющими". Внешняя периферийная часть грунтозацепов в силу конструктивных особенностей навивки (смещение звеньев пружины на одном тросе по отношению к другому на угол α) образует "елочку" по отношению к тросовым "направляющим", что позволяет создать дополнительный тяговый эффект.

Предлагаемые автором технические решения [1—5] принципиально помогут устраниить проблему создания маневренных индивидуальных транспортных средств с электроприводом для инвалидов с нарушением функций опорно-двигательного аппарата и позволяют инвалиду передвигаться без помощи сопровождающих, в том числе и по лестницам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дядченко Н. П.** Двухколесное средство передвижения для инвалидов // Вестник машиностроения. 2007. № 5. С. 73—76.
2. **Дядченко Н. П.** Кресло-коляска для инвалидов на колесно-гусеничном ходу // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 88—90.
3. **Пат. 2328259 Рос. Федерации:** МПК⁷ A61G5/06. Кресло-коляска для инвалидов на колесно-гусеничном ходу.
4. **Пат. 2345904 Рос. Федерации:** МПК⁷ B60B19/00. Колесо бесступичное.
5. **Заявка 2008 150 093/11 Рос. Федерации:** МПК⁷ B62D55/18-55/30; B60C7/00-7/28. Бесконечная гусеница для колесно-гусеничных средств передвижения.