ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

10
2007

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ
И ЭНЕРГЕТИКИ РФ

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО «Издательство "Машиностроение"» 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

129626, Москва,
проспект Мира, д. 106, а/я 78.
Телефоны: (495) 687-63-37, (495) 682-77-11
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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Блаер И. Л. — Расчетные схемы резьбовых соединений 3
Ревняков Е. Н., Воронцов А. А., Вязников М. В. — Уточнение расчета внешней характеристики механической импульсной бесступенчатой передачи 9

Сергиев А. П., Матвеев И. О., Спицын Д. А. — Кинематика центробежно-планетарной установки 13
Поляков Б. Н. — Оптимальное передаточное число редукторного привода при различных целевых функциях 15
Барботько А. И., Масленников А. В., Бондарцев И. В. — Проектирование электромагнитного привода возбудителя высокочастотных вибраций. 19
Бирюков В. И. — К расчету амплитуды и частоты термокинетических автоколебаний в камере многорежимного ЖРД на гидразине 21

Сидякин Ю. И., Осипенко А. П., Трунин А. В., Сидякина С. Ю. — Определение формы и размеров пластически деформированной области вокруг отпечатка, ограниченного эллиптическим контуром 25
Мусаев В. Г. — Дискретный метод и системно-структурный анализ при решении динамических задач в магистральных трубопроводных системах 29
Ванчиков В. Ц. — Силы адгезии в порах мембран 34
Воронцов Л. Н. — Выбор точности средств измерения в машиностроении 37

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

Шабалинская Л. А. — Трибологические аспекты применения водосодержащих жидкостей в гидравлических системах мобильных транспортных средств. 39

Металлургическое оборудование и прокатное производство

Точилкин В. В. — Пневматические манипуляторы для отсечки конвертерного шлака. . . 42

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Фрадкин Е. И., Лебедев А. Ю. — О шлифовании изделий с большим числом зубьев на зубошлифовальных станках с коническим кругом 45
Екименко А. Н. — Композиционные материалы повышенной прочности на основе отходов древесины и армирующих волокон. 50
Курносов Н. Е., Тарнопольский А. В. — Применение вихревого способа подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС в зону резания 52

Обработка материалов без снятия стружки

Чудин В. Н., Поликарпов Е. Ю. — Верхнеграничные оценки режимов листовой штамповки 54

В порядке обсуждения

Абрамов Ф. Н. — Влияние несовмещенности баз и погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей призматических заготовок на точность их базирования 58

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Клячко Л. М. — Проблемы развития и поддержки отечественного судостроения. . . 66

Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г. — Определение комплексного риска проектов приведением формальной модели рисковой угрозы к задаче линейного программирования 69
Маслов Д. В., Тишков Ю. С. — Функциональная самооценка менеджмента: практика совершенствования системы управления 73

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Дудкин Е. П., Алексеев А. В. — Совершенствование конструкции затарочных устройств с вертикальным расположением лопастного питателя. 77
Иванов А. Н. — Выставка "Вакуумтехэкспо-2007" 80
Иванов А. Н. — Выставка "Архимед-2007" 83
Савкин А. И. — Промышленные технологии для России: "Машиностроение/Mashex-2007" 86
Савкин А. И. — HITACHI представила решения SERVICES ORIENTED STORAGE SOLUTIONS, обеспечивающие эффективное взаимодействие бизнеса и IT 88
Савкин А. И. — Итоги деятельности ОАО «Электротехнический концерн "Русэлпром"» . . 90
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий. 92
Реклама 33, 76
Вниманию читателей 24, 91, 95, 96

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Blaer I. L. — Design model of threaded joints
Revnyakov Ye. N., Vorontsov A. A., Vyaznikov M. V. — External characteristic calculation amendment of the mechanical pulse infinitely variable speed transmission
Sergiyev A. P., Matveyev I. O., Spitsyn D. A. — Kinematics of the centrifugal-and-planetary unit
Polyakov B. N. — Optimal gear ratio of the geared drive at various objective functions
Barbotko A. I., Maslennikov A. V., Bondartsev I. V. — High-frequency vibration exciter electromagnetic drive engineering
Biryukov V. I. — On the calculation of amplitude and frequency of the thermokinetic autooscillations in the chamber of multimode hydrazine liquid-fuel rocket engine
Sidyakin Yu. I., Osipenko A. P., Trunin A. V., Sidyakina S. Yu. — Form and dimensions determination of the plastic deformed area around the dent bounded by elliptic contour
Musayev V. G. — Discrete method and system structural analysis to solve dynamical problems for the main pipeline systems
Vanchikov V. Ts. — Adhesion forces in membrane interstices
Vorontsov L. N. — Measurement instrumentation accuracy choice in mechanical engineering

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

Shabalinskaya L. A. — Tribological aspects of the water-containing liquids usage in hydraulic systems of the mobile vehicles

Metallurgical equipment and rolling

Tochilkin V. V. — Pneumatic manipulator for converter clinker cutoff

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Fradkin Ye. I., Lebedev A. Yu. — On the grinding production with a large number of teeth on flaring-wheel gear grinders
Yekimenko A. N. — Composite materials of increased strength based on timber-waste and reinforcing fibers
Kurnosov N. Ye., Tarnopolsky A. V. — Application of cooling mixture aerial-liquid spray vortical-type preparation and feeding into the cutting area

Chipless materials working

Chudin V. N., Polikarpov Ye. Yu. — Upper-bound evaluation of the sheet-metal stamping conditions

In order of discussion

Abramov F. N. — Influence of bases matching and form errors and positional relationship of the prismatic bars base surfaces on the accuracy of their basing

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Klyachko L. M. — Problems of development and support of the domestic shipbuilding
Omelchenko I. N., Lazarenko A. G. — Projects' integrated risks determination by reducing formal model of risk danger to the linear programming problem
Maslov D. V., Tishkov Yu. S. — Management functional self-certification: practice of self-administration system perfecting

TECHNICAL INFORMATION

Dudkin Ye. P., Alexeyev A. V. — Upgrading construction of a packaging unit with vertical rotary-vane feeder
Ivanov A. N. — The "VacuumTechExpo'2007" exhibition
Ivanov A. N. — The "Archimed'2007" exhibition
Savkin A. I. — Industrial technologies for Russia: "MASHEX'2007"
Savkin A. I. — HITACHI has presented the service-oriented storage solutions, providing and effective interaction of business and IT

Potapova G. S. — Review of foreign journals

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Е. Г. Волкова*

Сдано в набор 02.08.2007. Подписано в печать 19.09.2007.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,36. Заказ 146.

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.

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2007

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.88.084

И. Л. БЛАЕР, канд. техн. наук (г. Нижний Новгород)

Расчетные схемы резьбовых соединений

Выполнен анализ резьбовых соединений расчетных схем для определения причин расхождения расчетных и реальных результатов их сборки. Установлено, что неучитываемые отклонения основных параметров при изготовлении резьбы, не выходящих за пределы допустимых отклонений, имеют значение при определении взаимодействия реальных витков болта (шпильки) и гайки (корпуса) и оказывают реальное влияние на результаты их сборки. Предложена новая расчетная схема, учитывающая эти отклонения.

Широкому использованию резьбовых соединений способствует многолетнее и всестороннее изучение и тщательная разработка их элементов, глубокое исследование условий их эксплуатации, обоснованность допусков размеров при их изготовлении. Этому способствуют также высокая точность изготовления резьбы и методы, которые применяются для уменьшения износа и увеличения срока службы инструмента, используемого при их изготовлении.

Сборка резьбового соединения со значительными отклонениями от требуемых усилий затяжки болтов (шпилек) может привести к сокращению срока службы машины и даже выводу ее из строя. Даже при строгом контроле моментов затяжек болтов (шпилек) в соответствии с установленными требованиями, учитывающими взаимодействия элементов резьбовых соединений, результаты сборок, как правило, не соответствуют расчетным. Причиной этого могут быть используемые для расчетов резьбовых соединений схемы, которые составлялись исходя из идеальных условий взаимодействия витков резьбы и не обеспечивают требуемую точность расчета.

Раскрытие статической неопределимости расчетных схем резьбовых соединений требует уравнений перемещения элементов резьбы, дополняющих уравнения статики. Их число неизвестно, поэтому на стадии расчета и происходит упрощение расчетных схем.

В работе Н. Е. Жуковского, посвященной расчету распределения нагрузки между витками резьбы по высоте гайки [1] и положившей начало теоретическим исследованиям в области взаимодействия витков резьбы, при составлении расчетной схемы резьбового соединения (рис. 1) сделаны следующие допущения:

1) резьба изготовлена идеально точно;

2) резьбовое соединение в силу малого угла подъема резьбы рассматривается как совокупность кольцевых выступов, жестко связанных соответственно со стержнем болта и телом гайки;

3) гайка имеет бесконечное число витков;

4) витки работают только на срез;

5) в основу расчетной схемы положено условие совместимости и неразрывности деформации витков, предполагающее, что разность осевых деформаций тела болта и гайки переходит в разность прогибов витков.

Принимая эти допущения, автор осознавал, что некоторые из них не соответствуют реальности, однако они позволяли использовать математический аппарат. Кроме того, считалось, что отклонения размеров элементов резьбы при изготовлении, если они не выходили за пределы допускаемых значений мало отражаются на точности расчета. Допущение, что осевая деформация витков при взаимодействии резьб болта (шпильки) и гайки происходит только в одном направлении и все время работает на поджатие витков друг к другу, в то время как деформация противодействующих витков может происходить лишь в разные стороны на отрыв профилей резьбы друг от друга, оправдывается автором лишь алгебраически.

Результатом теоретических исследований Н. Е. Жуковского стали зависимости, показывающие, что при нагружении каждый виток гайки воспринимает различную по величине нагрузку, а значения этих нагрузок,

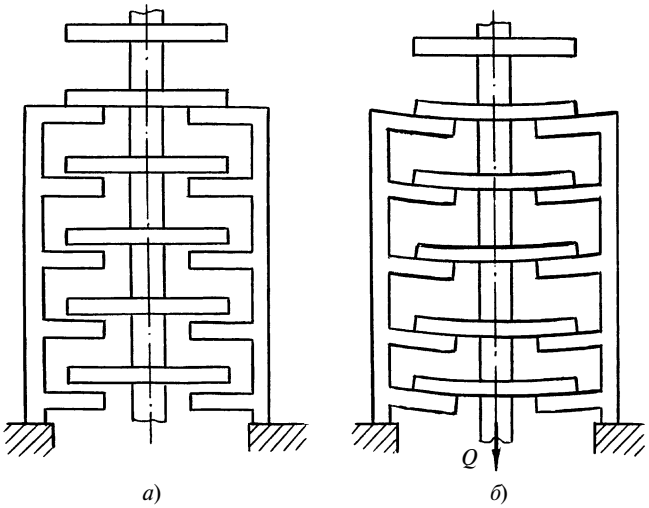


Рис. 1. Расчетная схема идеального резьбового соединения: *а* — без нагрузки; *б* — под нагрузкой

приходящиеся на первый, второй и последующие витки резьбы (считая от опорного торца гайки), представляют собой геометрическую прогрессию. При этом на первый виток гайки приходится 34 % общей нагрузки.

Следующим шагом при решении задачи расчета резьбовой пары были исследования И. А. Биргера [2]. Основное отличие его расчета от расчета И. Е. Жуковского состоит в том, что, изменив в расчетной схеме ряд нереальных допущений, он рассматривает резьбовое соединение как изделие с непрерывно идущими витками, что ближе к действительности. Кроме того, был заменен сомнительный принцип односторонней деформации витков на более реальное точечное касание середины боковой поверхности их профилей. Обеспечив наглядность решения при простых математических выкладках, И. А. Биргер принял следующие допущения:

1) резьба изготовлена идеально точно;

2) напряженное состояние витка соответствует напряженному состоянию клиновидной полосы под действием равномерно распределенной нагрузки;

3) нормальные напряжения в поперечном сечении болта (шпильки) или гайки распределены равномерно по всей площади поперечного сечения.

Результатом этих исследований стали зависимости, отражающие следующее:

в соединении "болт—гайка" нагрузка возрастает к нижним виткам, прилегающим к опорному торцу гайки, по закону гиперболического косинуса;

на первый виток приходится 1/3 общей нагрузки;

основную часть усилий воспринимают первые четыре (а не четыре—пять, как у Жуковского) витка.

Автор не ограничился исследованием идеальной винтовой пары, а предложил расчет распределения нагрузки для случая, когда шаг гайки на постоянную величину больше шага болта, который подтвердил, что погрешности, лежащие в пределах допуска, существенно влияют на распределение нагрузки по виткам. Но это исследование и его результаты не привели к изменению идеальной расчетной схемы винтовой пары.

В расчете витков резьбы на прочность И. А. Биргер использует идеальные условия их взаимодействия. Для подтверждения полученных теоретических зависимостей и правильности принятых допущений были проведены исследования и испытания резьбовых соединений на резонансных машинах для определения сопротивления усталости. Полученные результаты позволили выявить влияние ряда конструктивных параметров резьбы: длины свинчивания болта (шпильки) с гайкой (корпусом), радиуса скругления в основании резьбы, высоты гайки, шага резьбы и т. д., на прочность резьбовых соединений и одновременно обосновать принятые идеальные условия взаимодействия витков резьбы. Однако трактование этих результатов, объяснение их причин в опубликованных работах неоднозначно и вызывает ряд вопросов.

Перечислим некоторые результаты данных исследований.

Известно, что при циклических напряжениях на поверхности каждой впадины резьбы, являющейся как бы кольцевой выточкой, т. е. местом резкого изменения формы поверхности витка, возникает значительная концентрация напряжений. В резьбовых изделиях из высокоуглеродистых сталей при беззазорном взаимодействии витков болта (шпильки) и гайки (корпуса) в местах повышенных напряжений зарождаются и развиваются местные трещины. С возникновением трещин связано начало усталостного разрушения витков резьбы. При этом начало образования трещины зависит от величины возникшего в данном витке максимального напряжения. И хотя величина разрушающего напряжения, возникающего в динамически нагруженных резьбовых соединениях, значительно ниже напряжений разрушения при статическом нагружении, в опубликованных ранее работах причина их разрушения трактуется одинаково, кроме того, отсутствуют достаточные обоснования. Поскольку усталостная прочность крепежных деталей с мелкой резьбой, наиболее применяемых в ответственных соединениях авиа- и автопромышленности, существенно ниже прочности их гладких частей (без резьбы), нагруженных теми же силами, то невозможно получить равнопрочность стержня болта (шпильки) на разрыв и витков резьбы на срез.

Таким образом, прочность витков на срез ограничивает несущую способность резьбового соединения (трактовка Биргера) вследствие цепного характера разрушения витков. Первый срезанный виток увлекает за собой второй и т. д. И это при том, что отсутствуют доказательства каких-либо внешних или косвенных признаков, по которым можно было бы объективно судить о порядке очередности разрушения витков, как и обоснования неизбежности такого разрушения.

Результаты испытаний Биргер трактует следующим образом:

1) усталостное разрушение витков резьбы происходит всегда по впадине между первым и вторым рабочими витками от опорного торца гайки (корпуса);

2) очередность разрушения витков объясняется неравномерностью распределения нагрузки по виткам;

3) место зарождения усталостной трещины свидетельствует о наличии в нагруженной резьбе изгиба витков.

Очевидно, что витки резьбы могут разрушаться либо все одновременно, и тогда неравномерное распределение нагрузки по виткам резьбы неправомерно считать одной из причин их разрушения, либо поочередно с некоторым существенным интервалом, начиная с наиболее нагруженного витка. Тогда неправомерно утверждение о цепном характере разрушения витков, когда первый разрушившийся виток увлекает за собой второй и т. д.

Возникают сомнения и по поводу описания идеального процесса затяжки резьбы и неравномерного при этом распределения нагрузки между витками. При взаимодействии витков гайки, принудительно перемещающихся беззазорно (как утверждает автор) по виткам болта (шпильки) в направлении винтовой линии, в материале возникают напряжения. При этом тело болта (шпильки) растягивается, а тело гайки сжимается. Считается, что разность их деформаций вызывает дополнительный изгиб витков, в наибольшей степени имеющий место в нижних витках [2].

Возможно, нижние витки резьбы болта (шпильки) и гайки (корпуса) в чем-то имеют преимущества относительно верхних витков, но причины этого не указаны. Беззазорный же процесс затяжки резьбы не предоставляет других обоснований неравномерного распределения нагрузки между витками.

Между тем наличие в элементах резьбы реальных отклонений от идеальной формы и размеров приводит к появлению не только дополнительных условий взаимодействия витков, но и к иному истолкованию самого процесса затяжки резьбы. К дополнительным условиям взаимодействия витков резьбы при затяжке можно отнести непараллельность поверхностей и неодновременность начала контактирования витков, контактирование витков гранями, ликвидацию зазоров между поверхностями витков и т. п.

В процессе свинчивания гайки и болта происходит осевое смещение болта относительно опорного торца гайки. При этом каждый виток резьбы гайки со своей погрешностью шага вступает в соединение с новым витком резьбы болта, имеющего свою погрешность шага. Контактирование же рабочих поверхностей начинается с тех витков, у которых отношение шагов резьбы болта и гайки наибольшее. В это время между остальными витками имеется зазор. Поэтому положение участка контактирования витков по высоте гайки в процессе свинчивания непостоянно. Изменение положения контактного участка витков относительно опорного торца гайки может прекратиться лишь после ликвидации зазоров между контактными поверхностями собираемых деталей. Стабильное положение контактирующих витков относительно опорного торца гайки и может считаться начальным для процесса затяжки резьбы.

Очевидно, что идеально точно выполненной резьбы в массовом производстве быть не может. Все размеры элементов резьбы имеют отклонения от их заданных значений в пределах допуска, исчисляемого порой десятками микрометров. Сложная конфигурация рабочих поверхностей резьбы затрудняет возможность их одновременного, полного и равномерного касания по всей длине свинчивания. Зазора между поверхностями витков резьбы болта и гайки размером 10 мкм достаточно для того, чтобы эти поверхности не контактировали.

Основным показателем точности резьбы является средний диаметр, точность которого учитывает погрешности самого среднего диаметра, шага и угла профиля резьбы. Измерения стандартных резьб М6, М8 и М10 болтов, шпилек и гаек показали, что погрешность их шага составляет ±6 мкм на каждый 1 мм длины резьбы [3]. Распределение суммарной погрешности шага, пропорционально возрастающей по длине резьбы, приводит в начале затяжки к появлению зазора между рабочими поверхностями витков резьб болта и гайки. Предельное отклонение шага между двумя любыми нитками резьбонарезающего инструмента (плашки, резьбонакатного ролика) обычно составляет 0,02 ÷ 0,03 мм на 25 мм длины резьбы, а предельное отклонение половины угла профиля метчиков ±25′. Очевидно, что точность резьбы не может быть выше точности элементов резьбонарезающего инструмента. И хотя параметры резьб деталей соединения не выходят за пределы допуска, каждая деталь имеет свои отклонения размеров, т. е. они отличаются точностью изготовления.

Соответственно затяжка каждого резьбового изделия носит индивидуальный характер и отличается от затяжки других подобных резьбовых соединений, т. е. всегда имеют место следующие отличия в параметрах:

положение, которое занимают первые из вступивших в контакт витки относительно опорного торца гайки;

величина угла между поверхностями вступающих в контакт витков болта и гайки;

угол поворота гайки, который требуется для ликвидации зазора между вступившими во взаимодействие поверхностями;

угол поворота гайки, который требуется для ликвидации осевого зазора между витком, вступившим в контакт первым, и остальными витками;

угол поворота гайки, который требуется для окончательной затяжки всех вступивших в контакт витков;

величина осевых усилий, которые возникают на каждом витке резьбы и в стержне болта в конце затяжки резьбового соединения.

Рассмотрим реальный процесс затяжки резьбового соединения.

Процесс затяжки резьбы начинается с момента свинчивания резьбового соединения, когда при вращении гайки *1* (рис. 2, *а*) выбираются зазоры под опорной поверхностью *2* торца гайки *1* и между контактирующими поверхностями деталей *3*. При этом нижняя (относительно опорного торца гайки) грань поверхности *4* одного из витков (например III) болта *5* контактирует с верхней поверхностью *6* одного из витков (например III′) гайки *1*. Поверхности *4* и *6* являются рабочими, а поверхности *7* и *8* — нерабочими.

При дальнейшем вращении гайки *1* верхняя поверхность *6*, взаимодействуя с нижней гранью поверхности *4* витка болта, перемещается вдоль оси винтовой поверхности на подъем (рис. 2, *б*). Это перемещение приводит к возникновению осевой нагрузки, которая является растягивающей для болта и сжимающей для гайки.

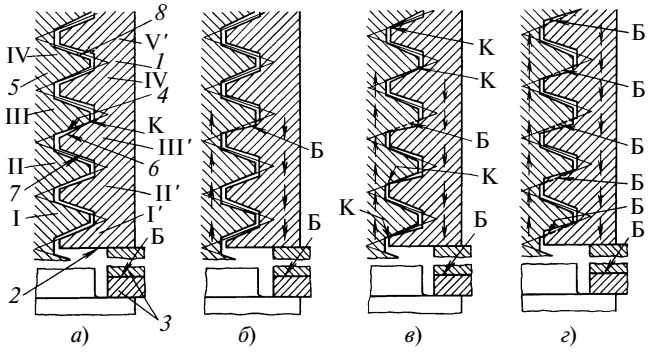


Рис. 2. Стадии реального процесса затяжки резьбового соединения: *а* — начало затяжки; *б* — устранение зазора в витках, вступивших в контакт первыми; *в* — устранение всех остальных зазоров; *г* — окончание затяжки; *К* — контактирование гранью витка; *Б* — беззазорное контактирование; I—IV — номера витков болта; I′—V′ — номера витков гайки

Между остальными рабочими поверхностями резьбы болта и гайки зазоры сохраняются. При сжатии гайки и растяжении болта происходит силовое контактирование рабочих поверхностей витков III и III′, а также в соответствии с гипотезой плоских сечений Бернулли происходит осевое смещение болта и гайки. Таким образом, без силового воздействия остальных витков происходит уменьшение полученного при изготовлении шага между нижерасположенными витками гайки и увеличение шага между витками болта. Подобные изменения шага имеют место при приближении верхних и нижних поверхностей всех витков гайки к опорному торцу 2 и их удалении от рабочих поверхностей витков болта. Деформация витков, вступивших в контакт первыми, продолжается и при нагружении всех остальных витков резьбы вплоть до окончания затяжки резьбового соединения. Но наибольшей деформации подвергается не первый от опорного торца гайки виток, а виток, который первым вступил в контакт.

Результаты силового взаимодействия непараллельных ($\pm 30'$) поверхностей витков определяются, в конечном счете, свойствами поверхностных слоев металла толщиной в $8 \div 9$ мкм. Но их влияние на напряжения в витках в большинстве случаев не учитывается.

Между тем экспериментально [4] было установлено, что угол в $30 \div 35'$, характерный как для профиля неровности высотой 0,64 мкм и основанием шириной 130 мкм, так и для поверхностей, вступающих во взаимодействие витков резьб болта и гайки, вызывает дополнительное контактное напряжение до 1000 МПа, которое может приводить к пластической деформации материала.

Поскольку величина деформации *a* (табл. 1) между непараллельными поверхностями витков, вступивших в контакт первыми, меньше погрешности шага, то эти витки в процессе и после ликвидации между ними зазора будут выдерживать основную осевую нагрузку. Увеличение этой нагрузки будет происходить вплоть до ликвидации зазоров между остальными витками (рис. 2, *в*). При этом произойдет перераспределение этой нагрузки между остальными витками. Контакт и нагружение всех остальных витков (рис. 2, *г*) будут происходить аналогично: сначала контакты гранями витка, а затем ликвидация зазора между непараллельными поверхностями витков.

По линии перемещения витков вплоть до окончания затяжки осевое усилие не постоянно и изменяется от нуля до номинальной величины. Поэтому работа осевых сил, затрачиваемая на пластическую деформацию, упругое сжатие гайки и растяжение болта, должна определяться в соответствии с прикладываемой силой с учетом суммирования нагрузок по участкам.

С увеличением затяжки осевая деформация нагруженных витков приводит к уменьшению или ликвидации осевых зазоров между остальными витками. Затяжка резьбового соединения может завершиться либо беззазорным контактом всех рабочих поверхностей витков, если начальные значения осевого зазора между витками и значения осевой деформации нагруженных витков будут соизмеримы, либо контактом лишь части рабочих поверхностей витков, если начальный осевой зазор превысит осевую деформацию наиболее нагруженного витка. Но в любом случае по окончании затяжки резьбового соединения нагрузка между витками будет распределяться неравномерно не только из-за разной деформации болта и гайки, но и в силу существовавших изначально зазоров и отклонений половины угла профиля витков от номинальных значений при изготовлении болта и гайки. Наиболее нагруженным может оказаться любой виток гайки.

По технологическим причинам невозможно изготовить резьбовые детали идеально точно, например без отклонения половины угла профиля резьбы от номинального значения. Даже незначительные отклонения этого параметра ($15 \div 30'$) неизбежно приводят к тому, что при сборке резьбового соединения сначала вступают во взаимодействие вершины витков, а затем сближающиеся непараллельные плоскости профилей. Возникающее осевое усилие при этом при одних и тех же условиях (крутящий момент, угол поворота гайки и т. д.) зависит от величины отклонения половины угла профиля резьбы, полученной при изготовлении, от номинального значения. Значительное влияние этого отклонения на качество сборки резьбовых соединений делает существующие зависимости, используемые при контроле осевых усилий, непригодными.

Зависимости напряжений, возникающих в витках резьбы, от угла поворота гайки (рис. 3) иллюстрируют процесс формирования осевого усилия, который можно разбить на следующие стадии:

а) участок $\sigma_{п1}$ — напряжение растет, начинается контакт грани одного из витков (см. рис. 2, *а*, поверхности *K*) с поверхностью профиля другого до выбора зазора между поверхностями этих витков (см. рис. 2, *б*). Нагрузку воспринимают лишь витки, вступившие в контакт. Происходит деформация только поверхностного слоя металла;

б) участок $\sigma_{п2}$ — напряжение увеличивается, происходит выбор зазоров остальных витков соединения (см. рис. 2, *в*), деформация наблюдается по всему объему металла;

в) участок $\sigma_{н1}$ — происходит перераспределение нагрузки между всеми витками до полного выбора зазора между ними (см. рис. 2, *г*), не считая витков, вступивших в контакт первыми, деформации подвергаются поверхностные слои всех остальных витков;

Таблица 1

Параметр	Значения параметров для резьб									
	М6	М8	М10—М11	М12	М14—М16	М18—М22	М24—М27	М36—М39	М42—М45	М48—М52
Шаг резьбы *P*, мм	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	4	4,5	5
Деформация *a*, мкм	8,8	10,9	13,1	15,3	17,5	21,9	26,3	35,0	39,4	43,8

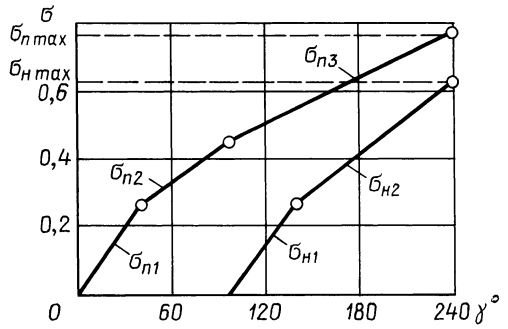


Рис. 3. Зависимости напряжений σ в витках резьбы от угла γ поворота гайки:
$\sigma_п$ — для витков, вступивших в контакт первыми; $\sigma_н$ — для остальных витков

г) участки $\sigma_{п3}$ и $\sigma_{н2}$ — завершающая стадия затяжки соединения. Все зазоры выбраны и в стрежне болта осевое усилие достигает максимального значения (см. рис. 2, *г*). Деформацию испытывают все витки.

В начале затяжки резьбового соединения при небольшом значении угла γ поворота гайки напряжение в стержне болта и контактирующих витках резьбы растет ($\sigma_{п1}$). Далее происходит деформация поверхностных слоев витков и устранение непараллельности контактирующих поверхностей. На участке $\sigma_{п2}$ напряжение витков, вступивших в контакт первыми, увеличивается и приближается к максимально допустимому значению $(0,6 \div 0,8)\sigma_т$ ($\sigma_т$ — предел текучести материала витка). Зазоры между остальными витками резьбы остаются. В конце участка $\sigma_{п2}$ напряжение в этих витках лишь начинает увеличиваться, а витки, вступившие в контакт первыми, продолжают деформироваться. Разница в процессах, протекающих в витках резьбы, ограничивает затяжку остальных витков до $(0,6 \div 0,8)\sigma_т$, так как возникает опасность перегрузки первых витков, вступивших в контакт, и появления в них пластической деформации уже во время затяжки резьбового соединения.

По окончании затяжки резьбы напряжения $\sigma_п$ и $\sigma_н$ в витках неодинаковые. Их значения зависят от погрешностей размеров элементов резьбы, полученных при ее изготовлении. Осевое усилие в стрежне затянутого болта пропорционально напряжению и зависит от соотношения напряжений $\sigma_п$ и $\sigma_н$. При одном и том же значении приложенного к гайке крутящего момента осевое усилие в стержне болта может отличаться на 35 % от его теоретического значения.

Очевидно, что только на последней стадии затяжки резьбового соединения имеет место беззазорный контакт рабочих поверхностей всех витков, и только в том случае, если деформация витков будет превышать величину начального зазора между их рабочими поверхностями.

Зазор *a* между витком болта, вступившего в контакт гранью, и витком гайки определяется по формуле

$$a = \frac{7}{16} P(1,732\mathrm{tg}\alpha' - 1),$$

где *P* — шаг резьбы; α′ — действительное значение половины угла между боковыми поверхностями профиля резьбы.

Значение зазора *a* для различных резьб приведены в табл. 1.

Для того чтобы сравнить величину зазора между витками резьбы с величиной деформации витков достаточно определить величину и вид деформации одного витка. Будем считать, что он нагружен моментом, вызывающим в нем напряжение $0,8\sigma_т$. Из чертежа (рис. 4) одного нагруженного витка резьбы видно, что нагрузка может вызывать в материале витка различные деформации: изгиб, срез, сжатие, а в поверхностном слое — контактную деформацию.

Наибольший прогиб конца профильной консоли резьбы при деформации изгиба одного витка под нагрузкой, вызывающую напряжение $0,8\sigma_т$, определяется выражением

$$f_{\max} = \frac{ql^4}{8EI} = \frac{0,1\pi d_2 \sigma_т l^4}{EI},$$

где *q* — интенсивность распределенной нагрузки по рабочей поверхности одного витка резьбы; *l* — длина консоли; *E* — модуль упругости материала; *I* — момент инерции сечения витка; d_2 — средний диаметр резьбы.

Величину деформации сжатия профиля одного витка при нагрузке, вызывающей напряжение $0,8\sigma_т$, определим из выражения

$$\Delta h_1 = \frac{\sigma}{E} h_1 = \frac{0,8\sigma_т}{E} h_1,$$

где h_1 — среднее значение высоты профиля резьбы; σ — нормальное напряжение.

Величину деформации среза профиля одного витка при нагрузке, вызывающей напряжение $0,8\sigma_т$, найдем из выражения

$$\Delta h = \Delta h_1 \frac{h_1}{h},$$

где *h* — высота основания профиля резьбы.

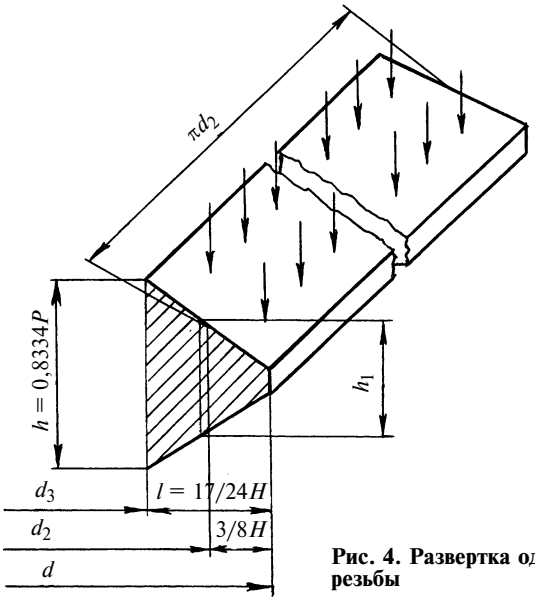


Рис. 4. Развертка одного витка резьбы

Таблица 2

Параметр	Значения параметров для резьб при $\sigma_т$ = 370 МПа									
	М6	М8	М10—М11	М12	М14—М16	М18—М22	М24—М27	М36—М39	М42—М45	М48—М52
f_{max}, мкм	2,8	3,6	4,3	5,0	5,7	7,5	8,6	11,4 12,5	12,8 13,8	14,3 15,6
Δh_1, мкм	70,9	88,6	106,4	124,1	141,8	174,5	212,8	283,7	319,1	354,6
Δh, мкм	40,8	50,9	61,2	71,4	81,5	100,3	122,4	163,1	183,5	203,9

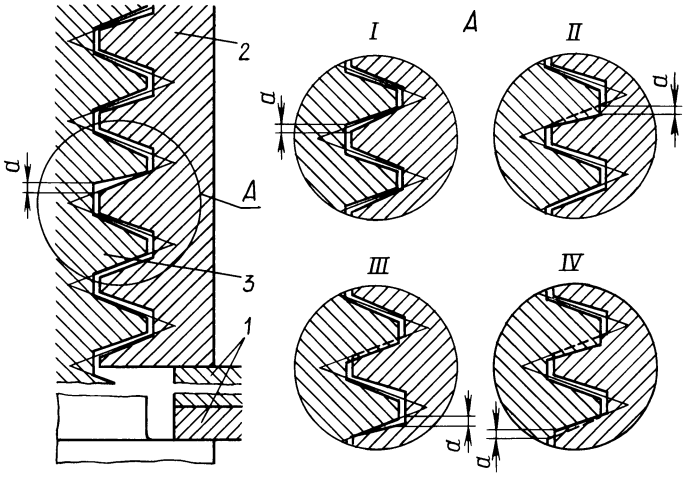


Рис. 5. Расчетная схема затяжки резьбового соединения:
I — начало контакта; II — начало первого беззазорного контакта; III — ликвидации зазоров; IV — беззазорный контакт всех витков; *1* — собираемые детали; *2* — гайка; *3* — болт

Значения параметров f_{max}, Δh_1 и Δh, полученные расчетным путем, для различных резьб при $\sigma_т$ = 370 МПа, приведены в табл. 2.

Анализ полученных расчетов показал, что предельно допустимая нагрузка, действующая даже на один рабочий виток болта, вызывает незначительную деформацию изгиба или прогиба. Еще меньшую деформацию изгиба вызывает предельно допустимая нагрузка, распределенная по всем рабочим виткам резьбы. Этого недостаточно для ликвидации зазоров. Деформация же сжатия при нагрузке на один виток значительно превышает (в 25 ÷ 30 раз) деформацию изгиба, что позволяет усомниться в превосходстве деформации изгиба при распределении нагрузки по всем виткам резьбы. К тому же, даже распределенная по всем виткам резьбы деформация сжатия в конце затяжки достаточна для ликвидации зазоров. Поэтому в расчетной схеме нагружения витков резьбы было бы правильнее учитывать деформацию сжатия.

Таким образом, определение реальной величины нагрузки на каждый виток резьбы при затяжке или установление зависимости осевого усилия в стержне болта от приложенного к гайке крутящего момента сводится к определению напряжения $\sigma_п$ в витках, вступивших в контакт первыми, и напряжения $\sigma_н$, возникающего во всех остальных витках. Их величина во многом зависит от величины погрешности шага. Виток с наибольшим шагом вступает в контакт первым. Именно он и становится наиболее нагруженным. Мнение, что наиболее нагруженный виток заранее известен, не верно.

Неоспорим и тот факт, что отклонений такого параметра, как половина угла профиля витка, снижают вероятность начала контакта витков параллельными поверхностями. Они приводят к контакту витков гранями [5]. Кроме того, деформация изгиба витка при нагружении значительно ниже деформации сжатия и не может обеспечить полного прилегания контактирующих поверхностей всех сопрягаемых витков резьбы в конце затяжки.

Поэтому предлагается новая расчетная схема (рис. 5), отражающая реальный процесс сборки резьбовых изделий.

Основные положения новой расчетной схемы:

1) резьба выполнена в соответствии с действующими стандартами;

2) для наиболее нагруженного витка резьбы, вступающего в контакт первым, величина напряжения и его изменения отличаются от значений этого параметра для других витков;

3) при затяжке происходит деформация профиля резьбы, сначала контакт происходит гранью одного витка, затем ликвидация непараллельности контактирующих поверхностей;

4) витки работают на сжатие.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Жуковский Н. Е.** Распределение давлений на нарезках винта и гайки. ОНТИ. Собр. соч. Т. 8. 1937.

2. **Биргер И. А.** Расчет резьбовых соединений. М.: Оборонгиз, 1969.

3. **Иосилевич Г. Б.** Расчет и проектирование резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1983. 40 с.

4. **Петрусевич А. И.** Усталостная прочность металлов при растяжении, сжатии, изгибе и кручении с несимметричными циклами напряжений // Вестник машиностроения. 1945. № 1—2.

5. **Блаер И. Л.** Взаимодействие витков затянутой резьбы // Вестник машиностроения. 2000. № 7. С. 3—8.

УДК 621.833

Е. Н. РЕВНЯКОВ, канд. техн. наук (Курганский ГУ), А. А. ВОРОНЦОВ, канд. техн. наук (ИМАШ УрО РАН),
М. В. ВЯЗНИКОВ, канд. техн. наук (ОАО "Специальное конструкторское бюро машиностроения", г. Курган)

Уточнение расчета внешней характеристики механической импульсной бесступенчатой передачи*

Одним из путей повышения эксплуатационных качеств машинных агрегатов и их конкурентоспособности является применение механических бесступенчатых передач. В настоящее время за рубежом активно разрабатываются механические бесступенчатые передачи непрерывного типа (фрикционные вариаторы). Основные недостатки таких передач — наличие скольжения в контакте рабочих тел под нагрузкой, большие внутренние силы и ограниченный кинематический диапазон [1].

В России развивается другое направление — механические импульсные бесступенчатые передачи (МИБП), в которых можно избежать относительного скольжения рабочих поверхностей под нагрузкой и обеспечить кинематический диапазон, равный бесконечности. Известно много разных конструкций механических импульсных передач [1—3]. Однако не удавалось обеспечить их достаточную надежность по причине больших динамических нагрузок и низкой надежности механических выпрямителей, в качестве которых применялись известные механизмы свободного хода. В результате почти 40-летних исследований профессором А. А. Благонравововым были получены технические решения, позволяющие обеспечить необходимую надежность механического выпрямителя и ограничить динамические нагрузки на элементы кинематической цепи импульсной бесступенчатой передачи [1, 4].

В работе [1] при расчете внешней характеристики передачи предполагалось, что к моменту выравнивания угловых скоростей ведущих и ведомых частей выпрямителя (момент включения) зазоры в нем выбраны. Испытания показали, что при частотах угловых колебаний ведущих частей выпрямителя $\omega < 200$ с$^{-1}$ этого не происходит. Из-за наличия зазора перед включением эффективная амплитуда может быть меньше амплитуды φ_0, обеспечиваемой генератором колебаний.

В настоящей статье рассмотрена работа механического выпрямителя новой схемы в составе многопоточной бесступенчатой передачи с упругими (торсионными) валами [4], соединяющими ведомые элементы выпрямителей с суммирующим редуктором и ведомым валом, при наличии зазора в выпрямителе перед включением. Приведены экспериментальные данные и определены уточнения, необходимые при расчете внешней характеристики передачи.

Пример конструктивного исполнения механического выпрямителя показан на рис. 1. В ведущей обойме *1*, коромысло которой соединено с генератором колебаний, на шлицах установлена ведущая звездочка *2*, имеющая слезкообразные лунки на торцовых поверхностях. Шарики *3* расположены в лунках звездочки *2* и аналогичных, но противоположно направленных лунках, выполненных на торцовых поверхностях полумуфт *4*, с которыми шлицами соединены ведущие диски *5*. На шлицах ведомой обоймы *7* установлены ведомые диски *6*, расположенные между дисками *5*. Осевое перемещение полумуфт и дисков ограничено регулировочными гайками *9*. Ведомая обойма *7* шлицами соединена с торсионным валом *8*.

Выпрямитель работает следующим образом. При окружном перемещении звездочки *2* относительно полумуфт *4* в сторону рабочего хода последние раздвигаются, выбирают зазоры между дисками *5* и *6* и сжимают их. Происходит включение выпрямителя (заклинивание). При относительном перемещении звездочки и полумуфт в обратном направлении происходит свободное выключение выпрямителя. При этом между дисками выпрямителя появляются зазоры, суммарная величина δ_x которых устанавливается при сборке.

В отличие от роликовых механизмов свободного хода, в которых тела качения (ролики) одновременно являются и телами заклинивания, в осевом выпрямителе телом заклинивания является полумуфта с установленными на ней дисками, а шарики работают как в обычном шариковом упорном подшипнике при статическом нагружении. Дополнительные рабочие поверхности, образованные дисками *5* и *6*, обеспечивают безотказное включение выпрямителя [5].

В таком выпрямителе удается снизить отношение внутренних сил к полезным до 1,7, в то время как в эксцентриковых выпрямителях [6] внутренние силы превышают полезные в 10 раз, а в роликовых механизмах свободного хода — в 17 раз. Экспериментально доказа-

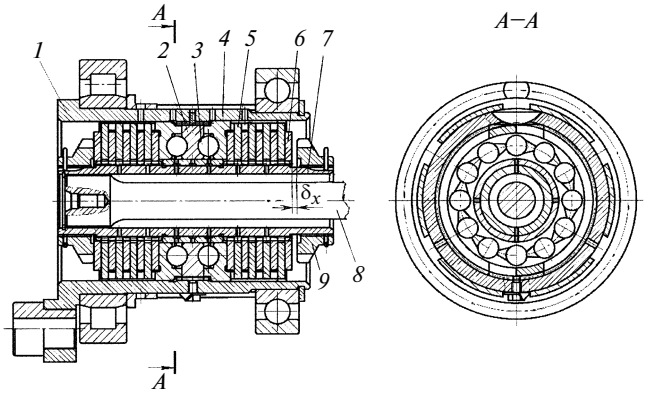


Рис. 1. Осевой механический выпрямитель с промежуточными шариками

* Работа выполнена при поддержке грантом Президента РФ МК-6362.2006.8.

но отсутствие скольжения между дополнительными рабочими поверхностями осевого выпрямителя под нагрузкой [5], что является одним из основных условий обеспечения его долговечности.

Для решения проблемы динамических нагрузок последовательно с выпрямителями устанавливают упругие элементы (торсионные валы), что обеспечивает передачу механической энергии несколькими параллельными потоками, работающими со сдвигом по фазе и значительным перекрытием [1]. При этом максимальная нагрузка каждого потока определяется моментом закрутки торсионного вала.

Для анализа работы выпрямителя при наличии зазора перед включением достаточно рассмотреть одну ветвь многопоточной передачи. Рассматриваемая кинематическая цепь включает следующие элементы: ведущий элемент выпрямителя, совершающий гармонические угловые колебания с частотой ω и амплитудой φ_0; ведомый элемент выпрямителя, угловая скорость которого не может быть меньше угловой скорости ведущего; торсионный вал, входной конец которого жестко соединен с ведомым элементом выпрямителя, а выходной, соединенный через суммирующий редуктор с ведомым валом передачи, вращается в стационарном режиме с постоянной угловой скоростью, так как приведенный к ведомому валу момент инерции достаточно велик для того, чтобы изменение угловой скорости за время одного колебания было пренебрежимо мало.

Если за начало отсчета выбрать начало движения ведущего элемента выпрямителя в сторону рабочего хода, то изменение кинематических параметров рассматриваемой системы во времени может быть представлено зависимостями, показанными на рис. 2. Здесь время выражено через фазовый угол цикла ωt; φ_1 и $\dot{\varphi}_1$ — угол поворота и угловая скорость ведущего элемента; φ_2 — угол поворота ведомого элемента; φ_3 и $\dot{\varphi}_3$ — угол поворота и угловая скорость выходного конца торсионного вала. Угловая скорость $\dot{\varphi}_2$ ведомого элемента на графике не показана. Она равна угловой скорости $\dot{\varphi}_1$ при

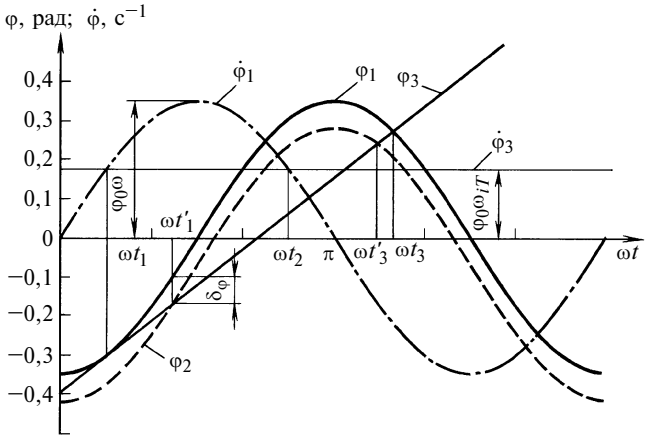


Рис. 2. Работа выпрямителя при наличии зазора перед включением (φ_0 = 0,37 рад, ω = 1)

включенном выпрямителе и $\dot{\varphi}_3$ — при выключенном. Свободные колебания φ_2 относительно φ_3 при выключенном выпрямителе подробно рассмотрены в работе [1]. Они демпфируются к моменту включения выпрямителя и на среднее за цикл значение момента на ведомом валу не влияют.

Кривая $\varphi_2(\omega t)$ смещена вниз относительно кривой $\varphi_1(\omega t)$ на величину δ_φ. Это смещение может возникнуть из-за того, что при свободном ходе угловая скорость ведомых дисков $\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}_3 > \varphi_1$ и момент ведения, возникающий между дисками, стремится повернуть полумуфты против хода звездочки. Так как суммарный осевой зазор δ_x достаточно мал (в экспериментальном образце δ_x = 0,75 мм), а число пар взаимодействующих рабочих поверхностей дисков достаточно велико (z = 18), то средняя величина зазора в паре составляет всего 0,04 мм. Наличие в зазорах масловоздушной смеси и случайные касания дисков могут создавать момент ведения, превышающий инерционный момент, способствующий выбору зазора. В этом случае полумуфты будут оставаться на упорах звездочки, а окружной зазор будет определяться формулой

$$\delta_\varphi = \delta_x/(2r\tan\alpha) \text{ рад}, \qquad (1)$$

где r — радиус расположения шариков; α — угол наклона скоса слезкообразной лунки.

Для экспериментального образца при r = 31 мм и α = 17,5° получим $\delta_\varphi = 3{,}49 \cdot 10^{-2}$ рад = 2°. Реально измеренная величина δ_φ из-за наличия зазоров в шлицевых соединениях выпрямителя оказалась больше и составила $\delta'_\varphi \approx 4°$.

Внутреннее передаточное отношение $i_т = \dot{\varphi}_3/(\varphi_0\omega)$. Включение выпрямителя возможно только при $i_т < 1$. При $i_т \ll 1$ выравнивание угловых скоростей $\dot{\varphi}_1$ и $\dot{\varphi}_3$ происходит при фазовом угле ωt_1, определяемом из уравнения

$$\dot{\varphi}_1(\omega t_1) = \varphi_0\omega i_т. \qquad (2)$$

При этом момент ведения перестает действовать и полумуфта движется по инерции с угловой скоростью $\dot{\varphi}_3$, а угол изменяется по прямой $\varphi_3(\omega t)$. Угловое отставание полумуфты от звездочки определяется формулой $\varphi_1 - \varphi_3 = \varphi_1(\omega t) - \varphi_1(\omega t_1) - \varphi_0 i_т(\omega t - \omega t_1)$.

Когда угловое отставание достигнет величины δ_φ, выпрямитель включится. Фазовый угол $\omega t'_1$ включения выпрямителя с учетом зазора можно определить, численно решая трансцендентное неравенство

$$\varphi_1(\omega t'_1) - \varphi_1(\omega t_1) - \varphi_0 i_т(\omega t'_1 - \omega t_1) \leqslant \delta_\varphi/\varphi_0. \qquad (3)$$

Угол закрутки торсиона после включения выпрямителя определяется зависимостью

$$\varphi_{закр} = \varphi_1(\omega t) - \varphi_1(\omega t'_1) - \varphi_0 i_т(\omega t - \omega t'_1). \qquad (4)$$

Рассмотрим случай гармонических колебаний [1]:

$$\varphi_1 = -\varphi_0\cos\omega t; \ \dot{\varphi}_1 = \varphi_0\omega\sin\omega t. \qquad (5)$$

Подставив второе из уравнений (5) в равенство (2), получим $\omega t_1 = \arcsin i_т$. При фазовом угле ωt_2, соответ-

ствующем второму решению уравнения (2), разность $\varphi_1 - \varphi_3$ максимальна. Для гармонических колебаний $\omega t_2 = \pi - \arcsin i_т$.

Фазовый угол $\omega t_3'$, при котором выпрямитель выключается, можно определить, численно решив неравенство, аналогичное неравенству (3), но с обратным знаком, т. е. с учетом формул (5):

$$\cos\omega t_1 - \cos\omega t_3' - i_т(\omega t_3' - \omega t_1) \geqslant \delta_\varphi/\varphi_0.$$

При некотором значении $i_т = i_{т\ max}$ фазовые углы включения и выключения выпрямителя становятся равны ($\omega t_1' = \omega t_3'$). Это значит, что прямая $\varphi_3(\omega t)$ лишь касается кривой $\varphi_2(\omega t)$. Фазовый угол точки касания равен ωt_2, так как при этом разность $\varphi_1 - \varphi_3$ максимальна и равна δ_φ/φ_0.

Тогда, принимая в неравенстве (3) $\omega t_1' = \omega t_2 = \pi - \omega t_1$ и учитывая условия (5), получим уравнение

$$\cos\omega t_1 - \cos(\pi - \omega t_1) - i_{т\ max}(\pi - \omega t_1 - \omega t_1) = \delta_\varphi/\varphi_0,$$

которое после подстановки $\omega t_1 = \arcsin i_т$ приводится к виду:

$$2\sqrt{1 - i_{т\ max}^2} - i_{т\ max}(\pi - 2\arcsin i_{т\ max}) = \delta_\varphi/\varphi_0. \qquad (6)$$

Из трансцендентного уравнения (6) численно определяем $i_{т\ max}$ как функцию от δ_φ/φ_0. При $i_т > i_{т\ max}$ выпрямитель включаться не будет.

Если при $\delta_\varphi = 0$ среднее значение крутящего момента, передаваемого на ведомый вал, определялось по формуле

$$M_{ср} = \frac{c\varphi_0}{i_р}\frac{1}{2\pi}\int_{\omega t_1}^{\omega t_3}[\varphi_1(\omega t) - \varphi_1(\omega t_1') - \varphi_0 i_т(\omega t - \omega t_1')]d(\omega t),$$

то при $\delta_\varphi \neq 0$ момент будет определяться по формуле

$$M_{ср}' = \frac{c\varphi_0}{i_р}\frac{1}{2\pi}\int_{\omega t_1'}^{\omega t_3'}[\varphi_1(\omega t) - \varphi_1(\omega t_1') - \varphi_0 i_т(\omega t - \omega t_1')]d(\omega t), \qquad (7)$$

где c — угловая жесткость торсионного вала с выпрямителем; $i_р$ — передаточное отношение редуктора (для экспериментального образца $i_р = 1{,}2$).

Сужение пределов интегрирования приводит к уменьшению величины $M_{ср}'$ по сравнению с $M_{ср}$ при одном и том же значение $i_т$.

Общее передаточное отношение рассматриваемой кинематической цепи:

$$i = \varphi_0 i_т i_р. \qquad (8)$$

Для выполнения экспериментальных исследований работы осевого выпрямителя с промежуточными шариками был использован один из пяти потоков мощности экспериментальной импульсной бесступенчатой передачи с упругими элементами [1], рассчитанной на передачу мощности 144 кВт при частоте вращения входного вала 2200 об/мин. На рис. 3 приведена кинематическая схема испытательного стенда.

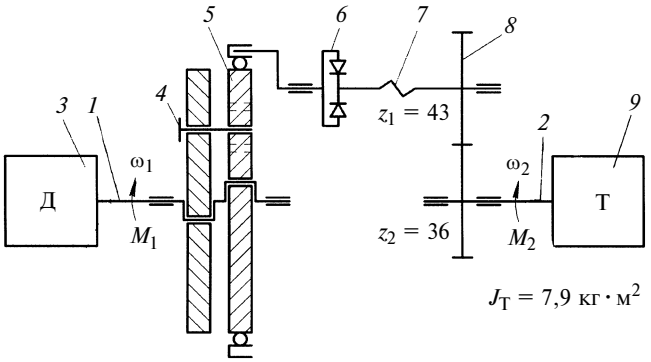


Рис. 3. Кинематическая схема испытательного стенда

Бесступенчатая передача работает следующим образом. При вращении входного вала *1* с постоянной угловой скоростью ω_1 ведущая звездочка 6 осевого выпрямителя, жестко соединенной с коромыслом *5* генератора колебаний, совершает колебания с частотой ω_1 и постоянной амплитудой φ_0, определяемой положением стопорного пальца *4*. При свободном ходе выпрямителя левый и правый концы торсионного вала *7* вращаются с одинаковой угловой скоростью $\omega_2 i_р^{-1}$ (где ω_2 — угловая скорость выходного вала). После выключения выпрямителя левый конец торсионного вала вращается с угловой скоростью ведущей звездочки (кривая $\dot\varphi_1$, см. рис. 2), по модулю большей угловой скорости правого конца, которая по-прежнему равна $\omega_2 i_р^{-1}$ (прямая $\dot\varphi_3$). Возникающий при относительном повороте концов торсионного вала крутящий момент через редуктор *8* передается на выходной вал *2*. Среднее значение этого момента, определяемое по формуле (7), зависит от передаточного отношения $i_т$. Когда выходной вал остановлен ($i_т = 0$ — режим "стоп"), момент на выходе максимален, а при достижении угловой скорости $\omega_{2max} = \varphi_0\omega_1 i_{т\ max} i_р$ — становится равным нулю [1].

В ходе испытаний с помощью 14-битного АЦП в реальном времени регистрировались сигналы датчиков угловых скоростей и моментов на входном и выходном валах бесступенчатой передачи. Частота дискретизации каждого канала была равна 20 кГц. В картер передачи было заправлено масло М8, температура которого при испытаниях изменялась от 15 до 70 °С.

В качестве приводного двигателя *3* использовали балансирную электромашину постоянного тока МБП-493/36. Нагружение МИБП осуществлялось электродинамическим тормозом 9 W700 фирмы SCHENK.

На рис. 4 приведен фрагмент экспериментальной записи момента M_2 на выходном валу (кривая *3*) при амплитуде колебаний $\varphi_0 = 0{,}37$ рад, частоте вращения входного вала $n_1 = 510$ об/мин, внутреннем передаточном отношении $i_т = 0{,}39$ и вязкости масла $\nu \approx 200$ сСт. На эту запись наложены графики функции (4), полученные для реального четырехзвенного генератора колебаний [1] при $\varphi_0 = 0{,}37$ рад: кривая *1* — $\delta_\varphi = 0$ и кривая *2* — $\delta_\varphi = 3{,}26°$.

Совмещение по фазе графиков *1*, *2* и *3* осуществлялось по точке ωt_2, положение которой не зависит от

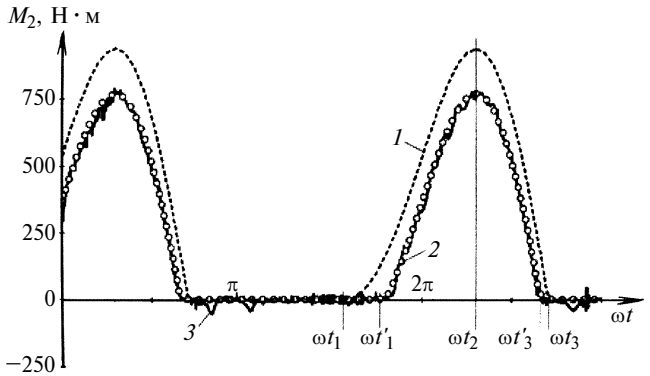


Рис. 4. Расчетные (*1*, *2*) и экспериментальные (*3*) значения момента M_2 на выходном валу бесступенчатой передачи

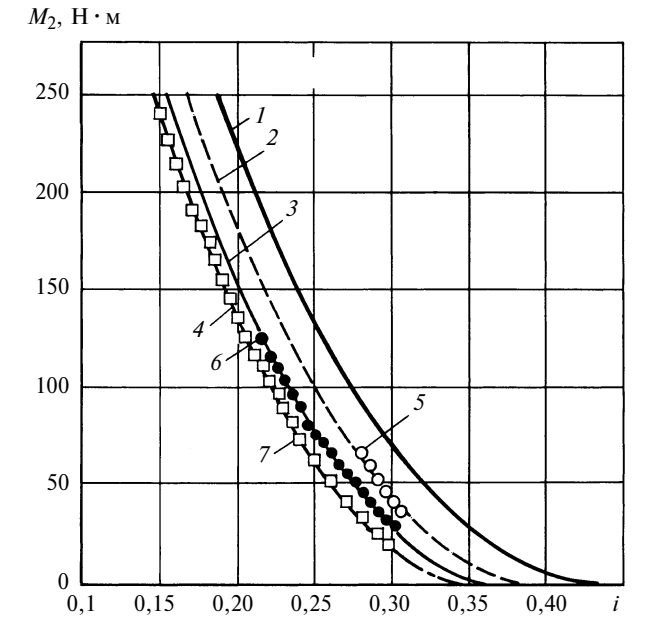


Рис. 5. Расчетные и экспериментальные характеристики бесступенчатой передачи:
1, *2*, *3*, *4* — расчет при δ_φ = 0, 1,8°, 3,1° и 4° соответственно; *5*, *6*, *7* — эксперимент при n_1 = 2000, 1000 и 500 об/мин соответственно; φ_0 = 0,37 рад

зазора δ_φ. Значение δ_φ = 3,26° для графика *2* было определено методом иттераций по условию минимального расхождения с экспериментальным графиком *3*. Кроме величины δ_φ по экспериментальной записи можно определить жесткость *c* системы "выпрямитель—торсион", от которой зависит масштабный фактор графиков *1* и *2* по оси ординат. Для экспериментальной бесступенчатой передачи получено *c* = 3450 Н · м/рад, что приблизительно на 16 % меньше расчетной жесткости торсиона.

Сравнивая кривые *2* и *3* на рис. 4, можно сделать вывод, что точность предложенной кинематической модели расчета момента закрутки торсиона с учетом зазора в выпрямителе достаточно высока. Такая модель не учитывает динамических явлений, происходящих при включении и выключении выпрямителя [5], но благодаря своей простоте может быть использована при выборе параметров МИБТ с упругими элементами и расчете ее внешней характеристики.

На рис. 5 представлены экспериментальные внешние характеристики стендовой бесступенчатой передачи при одном потоке мощности и соответствующие теоретические кривые, построенные по зависимостям (7) и (8) для реального четырехзвенного генератора колебаний.

По экспериментальным кривым *7*, *6* и *5* видно, что при увеличении частоты вращения входного вала от n_1 = 500 до n_1 = 2000 об/мин внешняя характеристика передачи смещается вправо и приближается к расчетной характеристике *1*, построенной при отсутствии зазора перед включением выпрямителя (δ_φ = 0). Так как величина δ_φ = 4° для расчетного графика *4*, аппроксимирующего экспериментальную характеристику *7*, совпадает с измеренной величиной окружного зазора $\delta'_\varphi \approx 4°$, то можно предположить, что при частоте n_1 = 500 об/мин полумуфта выпрямителя перед включением находится на упоре звездочки. При увеличении частоты вращения входного вала во второй степени увеличиваются инерционные силы, способствующие выбору зазора в выпрямителе, и при n_1 = 200 об/мин согласно расчетной кривой *2* его величина перед включением уменьшается до δ_φ = 1,8°.

Как видно из представленных зависимостей, поправка к внешней характеристике, полученной в работе [1] для идеального выпрямителя (δ_φ = 0), довольно существенна. Полученная в результате анализа работы осевого механического выпрямителя модель позволяет учесть наличие зазора перед включением при расчете внешней характеристики многопоточной бесступенчатой передачи с торсионными валами. При анализе экспериментальных данных с учетом предложенной модели определено, что величина зазора перед включением выпрямителя при работе в масле М8 с амплитудой колебаний φ_0 = 0,37 рад при увеличении рабочей частоты от 50 до 200 c^{-1} изменяется в диапазоне δ_φ = 4 ÷ 1,8°.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН, 2005. 202 с.
2. **Мальцев В. Ф.** Механические импульсные передачи. М.: Машиностроение, 1978. 367 с.
3. **Леонов А. И.** Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента. М.: Машиностроение, 1978. 224 с.
4. **Пат. 2211971 РФ:** МПК^7 F16H 3/74, 29/22. Механическая бесступенчатая передача.
5. **Благонравов А. А., Ревняков Е. Н., Воронцов А. А.** Динамика включения механизмов свободного хода импульсной бесступенчатой передачи // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 1. С. 10—14.
6. **Благонравов А. А.** Механические бесступенчатые передачи нефрикционного типа. М.: Машиностроение, 1977. 143 с.

УДК 621.833.6-137

А. П. СЕРГИЕВ, д-р техн. наук, И. О. МАТВЕЕВ, Д. А. СПИЦЫН (СТИ МИСиС, г. Старый Оскол)

Кинематика центробежно-планетарной установки

Рассмотрена кинематика движения камер центробежно-планетарной установки при их вращении, совпадающем по направлению с вращением водила, и при противоположном направлении. Годографы скоростей и ускорений камеры, построенные при соотношении радиуса r камеры и радиуса R окружности, по которой обкатывается камера, равном 1 : 3, наглядно демонстрируют разницу между этими двумя видами вращений. Теоретические исследования позволили выявить влияние конструктивных параметров на интенсивность процесса, происходящего в камерах центробежно-планетарной установки.

Широкое применение процессов механической обработки в свободных абразивных средах в различных отраслях промышленности, связанное с их универсальностью, высокой производительностью и формированием специфических свойств поверхностного слоя, позволяет существенно повысить эксплуатационные свойства деталей машин, зависящие от параметров шероховатости и уровня поверхностного пластического деформирования.

Известные методы отделочно-зачистной обработки (ОЗО) в абразивных средах с использованием вибрационных машин, получивших широкое распространение в отечественной и зарубежной промышленности, позволили повысить производительность процесса, уменьшить параметры шероховатости *Rz* и *Ra*, сократить время обработки. Общим недостатком известных способов обработки является пакетирование плоских деталей, что приводит к блокированию обработки отдельных деталей, создавая нестабильность технологического процесса. Другой недостаток существующих способов состоит в том, что легкие объемные алюминиевые детали в технологической среде "всплывают" на поверхность, а тяжелые монолитные — "погружаются" на дно контейнера, что мешает их контакту с абразивными гранулами и нарушает стабильность технологического процесса.

Указанные недостатки в значительной мере устраняются при обработке в пространственных вибромашинах, реализующих закон конического маятника. Одним из перспективных направлений ОЗО, которое устраняет эти недостатки, является разработка технологии и оборудования, реализующих закон пространственного перемещения технологической среды в поле центробежных сил, которые многократно увеличивают контактные напряжения в зоне взаимодействия абразивных гранул и обрабатываемых деталей, сокращая тем самым время обработки деталей.

Таким образом, исследование технологических возможностей способа и отработка его конструктивных решений своевременны и актуальны.

Экспериментальная центробежно-планетарная установка состоит из двух рабочих камер, расположенных по обе стороны от оси вращения водила. Рабочие камеры могут перемещаться по пазу водила во время обработки деталей с помощью встроенных в водило пневмоцилиндров. Вращение водилу передается от электродвигателя, а вращение рабочих камер осуществляется их обкатыванием по наружному копиру для предварительной (черновой) обработки и по внутреннему копиру для чистовой обработки деталей. Конструкция установки предусматривает возможность расположения камер под разными углами наклона к оси вращения водила.

Устройство работает следующим образом. В рабочие камеры загружают обрабатываемые детали и технологическую среду, заполняя 70 % объема (2/3 высоты) камеры. Включают электродвигатель, передающий крутящий момент на водило. Вращение камер начинается при вращении водила вследствие его зацепления с копиром. При обкатывании камеры по цилиндрической поверхности наружного копира движение любой точки внутренней поверхности камеры, передающей движение частицам технологической загрузки, осуществляется по гипоциклоиде. Затем по истечении времени, необходимого для обработки, автоматически (с помощью реле времени) срабатывают пневмоцилиндры, которые передвигают рабочие камеры вдоль водила и вводят их в зацепление с внутренним копиром. Если поверхность внутреннего копира, по которой обкатываются рабочие камеры, также выполнена в виде цилиндра, то движение точек рабочих камер осуществляется по эпициклоиде. Время окончания цикла может быть задано также с помощью реле времени и устанавливается в соответствии с технологическими режимами обработки деталей. По окончании цикла обработанные детали выгружают из камер, сепарируют от абразивных гранул, промывают в пассивирующем растворе и сушат.

Для исследования кинематики движения рабочих камер рассмотрим частный случай движения точки, расположенной на цилиндрической поверхности рабочей камеры, когда оси вращения водила и камер параллельны. Траектория движения этой точки будет эпициклоидой, когда рабочая камера обкатывается по наружной цилиндрической поверхности (рис. 1, *а*), и гипоциклоидой, когда рабочая камера обкатывается по внутренней цилиндрической поверхности (рис. 1, *б*).

Годографы скоростей и ускорений этой точки построим по уравнениям движения камеры при наружном и внутреннем обкатывании, используя аналитический метод.

При радиусе r камеры и радиусе R поверхности, по которой она обкатывается, угол поворота камеры в зависимости от времени составит $\varphi = 2\pi nt$, где n — частота вращения камеры.

Из условия обкатывания без проскальзывания $OP = MP$ (см. рис. 1), $R\alpha = r\varphi$, откуда

$$\alpha = \frac{r}{R}\varphi = \frac{r}{R}2\pi nt. \qquad (1)$$

Закон движения точки M при обкатывании камеры при внешнем зацеплении (см. рис. 1, *а*) описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} x = (R + r)\sin\alpha - r\sin(\varphi + \alpha); \\ y = (R + r)\cos\alpha - R - r\cos(\varphi + \alpha). \end{cases}$$

Окончательно после подстановки значения α из формулы (1) получим:

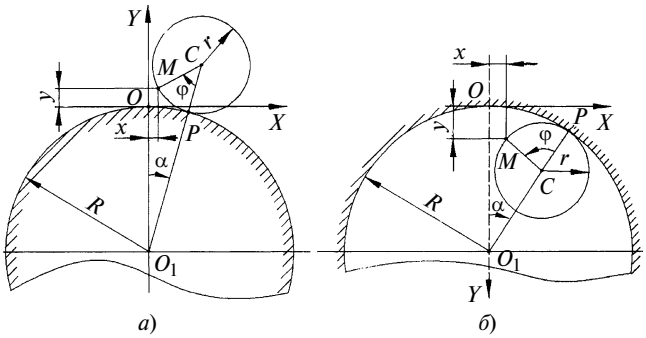


Рис. 1. Схемы расчета движения камеры по внутреннему (*а*) и наружному (*б*) копирам

$$\begin{cases} x = (R + r)\sin\dfrac{r}{R}2\pi nt - r\sin\dfrac{R+r}{R}2\pi nt; \\ y = (R + r)\cos\dfrac{r}{R}2\pi nt - R - r\cos\dfrac{R+r}{R}2\pi nt. \end{cases}$$

Тогда составляющие скорости и ускорения по координатам определятся соответственно выражениями:

$$\begin{cases} \dot{x} = \dfrac{r(R+r)}{R}2\pi n\cos\dfrac{r}{R}2\pi nt - \dfrac{r(R+r)}{R}2\pi n\cos\dfrac{R+r}{R}2\pi nt; \\ \dot{y} = -\dfrac{r(R+r)}{R}2\pi n\sin\dfrac{r}{R}2\pi nt + \dfrac{r(R+r)}{R}2\pi n\sin\dfrac{R+r}{R}2\pi nt; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\dfrac{r^2(R+r)}{R^2}4n^2\pi^2\sin\dfrac{r}{R}2n\pi t + \\ \quad + \dfrac{r(R+r)^2}{R^2}4n^2\pi^2\sin\dfrac{R+r}{R}2n\pi t; \\ \ddot{y} = -\dfrac{r^2(R+r)}{R^2}4n^2\pi^2\cos\dfrac{r}{R}2n\pi t + \\ \quad + \dfrac{r(R+r)^2}{R^2}4n^2\pi^2\cos\dfrac{R+r}{R}2n\pi t. \end{cases}$$

Закон движения точки M при внутреннем зацеплении камеры (см. рис. 1, *б*) будет:

$$\begin{cases} x = (R - r)\sin\alpha - r\sin(\varphi - \alpha); \\ y = R - (R - r)\cos\alpha - r\cos(\varphi - \alpha). \end{cases}$$

Окончательно с учетом формулы (1) имеем:

$$\begin{cases} x = (R - r)\sin\dfrac{r}{R}2\pi nt - r\sin\dfrac{R-r}{R}2\pi nt; \\ y = R - (R - r)\cos\dfrac{r}{R}2\pi nt - r\cos\dfrac{R-r}{R}2\pi nt. \end{cases}$$

Аналогично составляющие скорости и ускорения по координатам при внутреннем зацеплении составят:

$$\begin{cases} \dot{x} = \dfrac{r(R-r)}{R}2\pi n\cos\dfrac{r}{R}2\pi nt - \dfrac{r(R-r)}{R}2\pi n\cos\dfrac{R-r}{R}2\pi nt; \\ \dot{y} = \dfrac{r(R-r)}{R}2\pi n\sin\dfrac{r}{R}2\pi nt + \dfrac{r(R-r)}{R}2\pi n\sin\dfrac{R-r}{R}2\pi nt; \end{cases}$$

$$\begin{cases} \ddot{x} = -\dfrac{r^2(R-r)}{R^2}4\pi^2n^2\sin\dfrac{r}{R}2\pi nt + \dfrac{r(R-r)^2}{R^2}4\pi^2n^2\sin\dfrac{R-r}{R}2\pi nt; \\ \ddot{y} = \dfrac{r^2(R-r)}{R^2}4\pi^2n^2\cos\dfrac{r}{R}2\pi nt + \dfrac{r(R-r)^2}{R^2}4\pi^2n^2\cos\dfrac{R-r}{R}2\pi nt. \end{cases}$$

Чтобы выявить, какие именно составляющие скоростей и ускорений влияют на суммарную скорость и ускорение, найдем каждую из них отдельно с помощью графоаналитического способа.

Скорость точки складывается из переносной скорости центра камеры и относительной скорости камеры:

$$\vec{V} = \overrightarrow{V_{\text{пер}}} + \overrightarrow{V_{\text{отн}}};$$

$$V_{\text{пер}} = V_2 = \omega(R + r) = \frac{\pi n_{\text{вод}}}{30}(R + r);$$

$$V_{\text{отн}} = V_1 = \omega r = \frac{\pi n_{\text{кам}}}{30}r.$$

Ускорение точки складывается из переносного, относительного и кориолисова ускорений:

$$\vec{W} = \overrightarrow{W_{\text{пер}}} + \overrightarrow{W_{\text{отн}}} + \overrightarrow{W_{\text{кор}}} = \\ = \overrightarrow{W^n_{\text{пер}}} + \overrightarrow{W^\tau_{\text{пер}}} + \overrightarrow{W^n_{\text{отн}}} + \overrightarrow{W^\tau_{\text{отн}}} + \overrightarrow{W_{\text{кор}}}. \qquad (2)$$

Так как угловые скорости водила и камеры постоянны, то тангенциальные ускорения $W^\tau_{\text{пер}}$ и $W^\tau_{\text{отн}}$ равны нулю. Остальные ускорения, входящие в формулу (2), определяются по формулам:

$$W^n_{\text{пер}} = \omega^2_{\text{пер}}(R + r) = \left(\frac{\pi n_{\text{вод}}}{30}\right)^2(R + r);$$

$$W^n_{\text{отн}} = \omega^2_{\text{отн}}r = \left(\frac{\pi n_{\text{кам}}}{30}\right)^2 r;$$

$$W_{\text{кор}} = 2\omega_{\text{пер}}V_{\text{отн}}\sin\beta.$$

На рис. 2 представлены направления скоростей и ускорений при обкатывании камер по внутреннему и наружному копирам.

Результирующие величины скоростей и ускорений для точки M (см. рис. 1) представлены годографами на рис. 3 и 4. Правильность выбора составляющих скоро-

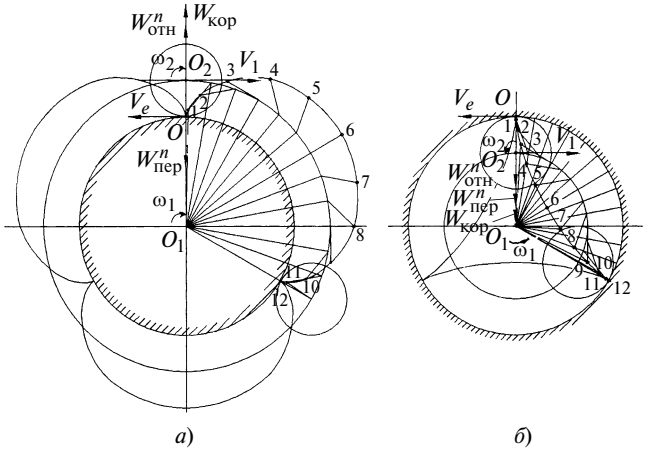


Рис. 2. Схемы скоростей и ускорений при обкатывании камеры по внутреннему (*а*) и наружному (*б*) копирам

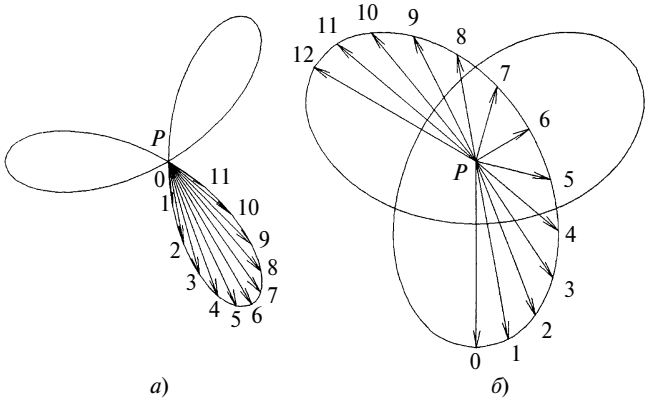


Рис. 3. Годографы скоростей (*а*) и ускорений (*б*) при обкатывании по наружному копиру

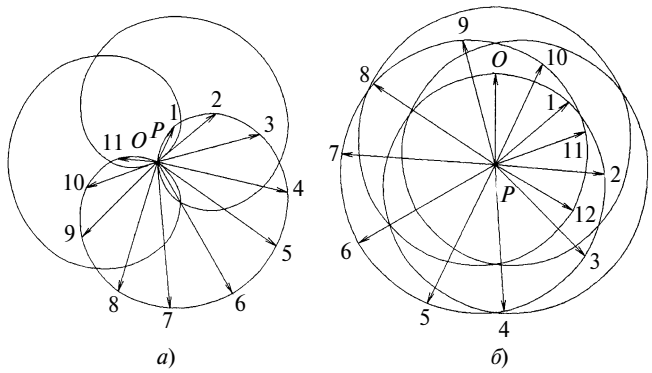


Рис. 4. Годографы скоростей (*а*) и ускорений (*б*) при обкатывании по внутреннему копиру

стей и ускорений при графоаналитическом методе расчета подтверждается годографами, построенными с помощью графоаналитического и аналитического методов, которые совпали.

Из представленных выше годографов скоростей и ускорений точки, принадлежащей периферии камеры, очевидно, что как скорость, так и ускорение точки не являются постоянными величинами и в зависимости от положения камеры они изменяются как по направлению, так и по величине. Так как масса произвольной частицы наполнителя, находящаяся в точке M постоянна, то сила F ее воздействия на поверхность обрабатываемой детали будет изменяться в каждой точке так же, как изменяются ускорения, так как $F = mW$. Поэтому в зависимости от положения произвольной точки на нее будут действовать силы, изменяющиеся по описанному закону годографов ускорений, т. е. на точку будет воздействовать переменное силовое поле. Из соотношения радиуса r камеры и радиуса R окружности, по которой обкатывается камеры, $R/r = 1/3$, вытекает, что за один оборот вокруг оси вращения водила силовое поле совершает три одинаковых цикла.

Из годографов ускорений центробежно-планетарной установки видно, что в зависимости от направления вращения водила и рабочей камеры, они различны. Это объясняется влиянием ускорения Кориолиса, вследствие которого при совпадении направлений угловой скорости камеры и водила сила инерции, прижимающая элемент загрузки к стенке камеры, пропорциональна разности ускорения Кориолиса и центробежного ускорения в относительном движении, а при противоположном направлении вращения — их сумме. Поэтому при совпадении направлений вращения камеры и водила обработка будет происходить менее интенсивно, чем при разном их направлении. Таким образом, для предварительной обработки (снятия заусенцев и обдирки) рекомендуется обкатывание камер по наружному копиру, а для чистовой — по внутреннему. Сочетание в одной машине предварительной (черновой) и чистовой обработок открывает новые технологические возможности для ОЗО и сокращает время обработки деталей вследствие отсутствия дополнительных операций по переносу деталей с одного типа оборудования на другое.

УДК 621.83.061.1.001.24

Б. Н. ПОЛЯКОВ, д-р техн. наук (США)

Оптимальное передаточное число редукторного привода при различных целевых функциях

Приведены результаты решения строгим математическим методом (с использованием принципа максимума) задач выбора оптимального передаточного числа редукторного привода при достижении максимального быстродействия или минимума тепловых потерь в цепи якоря электродвигателя. Математически строго доказано отсутствие оптимального передаточного числа, обеспечивающего минимум тепловых потерь в якоре двигателя, без учета и с учетом ограничения скорости. Теоретические решения иллюстрируются конкретным численным примером из практики проектирования нажимного механизма рабочей клети прокатного стана.

Одна из наиболее сложных конструкторских задач, которая возникает при проектировании практически любого механизма или машины, — это задача научного, инженерного и экономического обоснований передаточного числа редукторного электропривода. Данной проблеме были посвящены многочисленные публикации, периодически появлявшиеся в научной и технической литературе в 40—60-е годы прошлого столетия. Но и в сегодняшних экономических условиях обозначенная задача актуальна, во-первых, в связи с необхо-

димостью поиска скрытых резервов работающего технологического оборудования и, во-вторых, вследствие компьютеризации системы проектирования (введение САПР) и широкого внедрения быстродействующих микропроцессорных систем программного автоматического управления, значительно повышающих эффективность производства. По мнению автора, именно информационные технологии и микропроцессорные системы регулирования и управления электроприводами, содержащие элементы искусственного интеллекта и самодиагностики, могут обеспечить в будущем замену (хотя бы частичную) тяжелонагруженных, металло- и трудоемких крупногабаритных механических, в том числе и зубчатых, передач — редукторов. Например, автору представляется возможным создание уже в настоящее время микропроцессорных вариаторов скоростей и преобразователей мощности (крутящего момента) и т. п. Кроме того, при микропроцессорном управлении в реальном масштабе времени возможно изменение в определенных пределах скоростных и динамических параметров электропривода, обеспечивающих режим, максимально приближенный к оптимальным передаточному числу или передаточной функции (передаточное число в функции угла поворота для рычажных механических систем), благодаря чему реализуются скрытые резервы оборудования и достигается определенный экономический эффект.

В большинстве работ, посвященных выбору оптимального передаточного числа редукторного привода, за критерии оптимальности принимались максимальное быстродействие исполнительного звена технологической машины или механизма и минимум тепловых потерь в цепи якоря электродвигателя постоянного тока независимого возбуждения, когда заданы необходимые перемещение и время его отработки.

Ниже представлены результаты корректного решения задач поиска оптимального передаточного числа наиболее подходящим методом математической теории оптимальных процессов (с использованием принципа максимума Л. С. Понтрягина) для обоих указанных выше критериев, а также для случая так называемого минимума тепловых потерь в цепи якоря двигателя [1]. Результаты данной работы являются в некоторой степени математическим обобщением имеющихся теоретических исследований в области нахождения оптимального передаточного числа редуктора.

Система уравнений, описывающих равновесие моментов на валу электродвигателя постоянного тока безынерционного редукторного привода, в фазовых координатах и в обозначениях, принятых в математической теории оптимальных процессов, имеет вид (в относительных единицах):

$$\begin{cases} dX_1/dt = X_2; \\ \dfrac{dX_2}{dt} = \dfrac{u^2\eta}{K+u^2\eta}U - \dfrac{\mu_0 u}{K+u^2\eta}, \end{cases} \qquad (1)$$

где u — передаточное число редуктора; $X_1 = u\alpha$ — угол поворота якоря двигателя; α — путь перемещения исполнительного механизма; X_2 — угловая скорость вала двигателя; $U = i$ — управляющий параметр ($i = J/J_{ном}$ — ток якоря двигателя); $\mu_0 = M_{ст}/M_{ном}$ — момент статических сопротивлений, приведенный к валу исполнительного механизма; $K = GD^2_м/GD^2_{дв}$, где $GD^2_м = GD^2_р + GD^2_{и.м}$ — маховый момент механизма, приведенный к тихоходному валу (здесь $GD^2_р$, $GD^2_{и.м}$, $GD^2_{дв}$ — маховые моменты соответственно редуктора, исполнительного механизма и двигателя); η — коэффициент полезного действия редуктора.

Принято, что $GD^2_р$ и $GD^2_{и.м}$ постоянны, однако математическая постановка задачи сохраняет свою общность и корректность при $GD^2_р = f(u)$ и $GD^2_{и.м} = f(\alpha)$.

Исполнительный орган механизма под действием статической нагрузки $\mu_0 = \text{const}$ должен переместиться на расстояние α; при этом начальная и конечная скорости механизма приняты равными нулю.

Во всех рассмотренных ниже задачах передаточное число u есть параметр, который необходимо выбрать при максимизации принимаемого критерия.

Быстродействие. Задача формулируется следующим образом: необходимо выбрать такое управление U из области допустимых управлений, удовлетворяющей неравенству $|U| \leqslant M$, при котором система (1) под действием статической нагрузки, равной μ_0, перейдет за минимальное время из точки с координатами $(-u\alpha;\ 0)$ в начало координат (0; 0).

Случай А: на фазовые координаты не наложены ограничения. Функция Гамильтона примет вид:

$$H = C_1X_2 + (AU - \mu)(C_2 - C_1t), \text{ где } A = \frac{u^2\eta}{K+u^2\eta};$$

$\mu = \dfrac{\mu_0 u}{K+u^2\eta}$; C_1 и C_2 — постоянные интегрирования сопряженной системы; t — время.

Из принципа максимума следует, что в данном случае оптимальное управление должно иметь вид:

$$U = M\text{sign}(C_2 - C_1t). \qquad (2)$$

Решая систему (1) с учетом выражения (2) и начальных условий, находим время переходного процесса:

$$T_t = 2\sqrt{\eta M\alpha}\sqrt{\frac{(K+u^2\eta)u}{(uM\eta)^2 - \mu_0^2}},$$

где T_t — функция передаточного числа u.

Исследуя T_t на минимум по параметру u, находим оптимальное по быстродействию передаточное число при треугольной диаграмме скорости:

$$u_{опт} = \sqrt{\frac{3\mu_0^2\eta + K\eta^2M^2 + \sqrt{(3\mu_0^2\eta + K\eta^2M^2) + 4K\mu_0^2\eta^3M^2}}{2\eta^3M^2}}.$$

Количество выделяемой энергии (нагрев) $Q_t = M^2T_t$.

Случай Б: на фазовую координату X_2 наложено ограничение $|X_2| \leqslant X_{2max}$. В этом случае оптимальная фазовая траектория состоит из отрезков экстремалей и отрезков граничной линии, а управление имеет вид пря-

моугольной диаграммы с участком управления, равным $\mu_0/u\eta$ при установившейся скорости.

Время перемещения системы для трапецеидальной диаграммы скорости

$$T_t = \frac{u\alpha}{X_{2\max}} + \frac{\eta M(K+u^2\eta)X_{2\max}}{(u\eta M)^2-\mu_0^2}.$$

При этом нагрев

$$Q_t = \frac{4M^3\eta X_{2\max}^2(K+u^2\eta)u^2\eta^2+2\mu_0^2 u\alpha[(u\eta M)^2-\mu_0^2]-}{2u^2\eta^2 X_{2\max}\times}\rightarrow$$
$$\rightarrow\frac{-2\eta X_{2\max}^2 M\mu_0^2(K+u^2\eta)}{\times[(u\eta M)^2-\mu_0^2]}.$$

Оптимальное по быстродействию передаточное число, пренебрегая членами, содержащими в сомножителях μ_0 выше первого порядка, определяем по выражению

$$u_{\text{опт}} = \sqrt[3]{\frac{2KX_{2\max}^2}{M\eta\alpha}}.$$

Минимальный нагрев. Задача формулируется следующим образом: среди множества допустимых управлений, переводящих систему (1) из точки с координатами $(-u\alpha;\ 0)$ в начало координат (0; 0), необходимо выбрать такое, при котором интеграл $\int_0^t U^2\,dt$ имеет минимальное значение при некотором значении параметра u.

Функция H примет вид:

$$H = -U^2 + C_1X_2 + (AU-\mu)(C_2 - C_1t),$$

где C_1 и C_2 — постоянные интегрирования сопряженной системы.

Из принципа максимума следует, что H как функция U достигает максимума при

$$U = A(C_2 - C_1t)/2. \qquad (3)$$

Решая систему (1) и принимая во внимание выражение (3), находим время переходного процесса (без учета ограничения по скорости):

$$T_U = \sqrt{\frac{6\alpha}{\mu_0}(K+u^2\eta)}.$$

При этом нагрев

$$Q_U = \frac{4}{3}\left(\frac{\mu_0}{u\eta}\right)^2\sqrt{\frac{6\alpha}{\mu_0}(K+u^2\eta)}.$$

Анализ оптимального по нагреву управления показывает, что функция $Q_U(u)$ не имеет экстремума, хотя при этом $\lim\limits_{u\to\infty} Q_U(u) = 0$.

Если фазовая траектория "выходит" на ограничение по скорости то нагрев можно выразить уравнением:

$$Q_U = \frac{16}{3}\frac{X_{2\max}(K+u^2\eta)\mu_0}{u^3\eta} +$$
$$+\frac{\mu_0}{u\eta}\left[\frac{u\alpha}{X_{2\max}} - \frac{8}{3}\frac{X_{2\max}(K+u^2\eta)}{\mu_0 u}\right]. \qquad (4)$$

Из анализа уравнения (4) следует, что оптимального передаточного числа и в этом случае также не существует, так как при $u\to\infty$ первый член уравнения стремится к нулю, а второй — к некоторой постоянной величине.

Расчет оптимального передаточного числа, продолжительности переходного процесса и тепловых потерь в якоре электродвигателя при быстродействии и минимуме нагрева выполнен применительно к параметрам нажимного устройства рабочей клети блюмингов 1300, а именно: $u = 4{,}8$; $GD_{\text{м}}^2 = 1960$ кг·м^2; $GD_{\text{дв}}^2 = 84$ кг·м^2; $M_{\text{дв}} = 390$ кг·м; $M_{\text{ст}} = 315$ кг·м (найден экспериментально при опускании рабочего валка), т. е. расчет выполнен для $\mu_0 = 0{,}808$ и $K = 23{,}3$ при $\alpha = 1{,}5$ и 4. Результаты расчета приведены в таблице и на рис. 1 и 2.

Из сравнения графиков на рис. 1 следует, что продолжительность T_t переходного процесса при быстро-

$\alpha = 1{,}5$						$\alpha = 4$			
Треугольная тахограмма						Трапециедальная тахограмма		Треугольная тахограмма	
u	T_t	Q_t	T_U	Q_U	Q_{T_0}	T_t	Q_t	T_U	Q_U
2	—	—	—	—	—	11,181	32,00	28,2	7,576
3	5,969	23,876	18,70	2,2368	2,3303	13,602	16,69	30,54	3,650
4	5,640	22,56	20,49	1,3769	1,5293	17,07	11,31	33,46	2,249
5	5,5465	22,186	22,59	0,971	1,1788	20,829	8,8	36,88	1,586
6	5,5735	22,294	24,91	0,7423	1,0887	24,698	7,42	40,67	1,212
7	5,6748	22,699	27,4	0,6000	1,0172	28,062	6,58	44,71	0,979
8	5,8116	23,246	30,02	0,504	1,0322	32,569	6,03	49,02	0,823
10	6,1494	24,598	35,53	0,3819	1,1736	40,51	5,36	58,01	0,6236
20	7,993	31,972	65,34	0,1756	3,021	80,43	4,42	106,7	0,2867

Примечание. При min $\int dt$ и $\alpha = 1{,}5$ $u_{\text{опт}} = 5{,}166$, $T_t = 5{,}543$, $Q_t = 22{,}172$; при min $\int dt$ и $\alpha = 4$ $u_{\text{опт}} = 2{,}347$, $T_t = 11{,}000$.

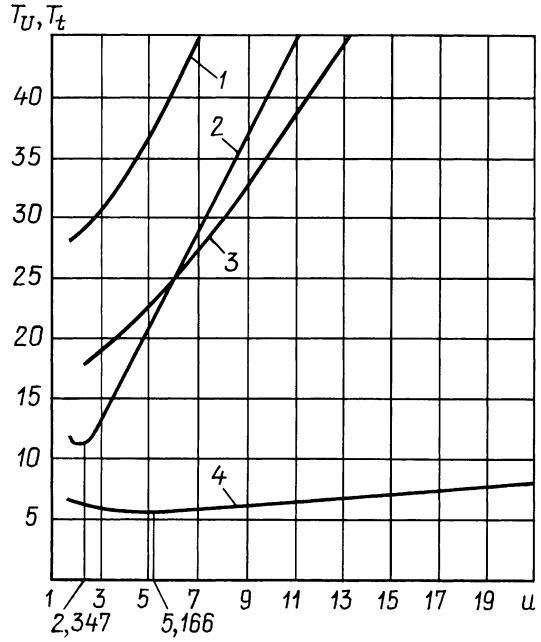


Рис. 1. Зависимости времен T_U (*1*, *3*) и T_t (*2*, *4*) переходных процессов от передаточного числа *u* для разных перемещений α и критериев оптимальности:
1, *3* — при min $\int U^2 dt$, треугольной тахограмме и α = 4 и 1,5 соответственно; *2* и *4* — при min $\int dt$ и соответственно α = 4 (трапецеидальная тахограмма) и α = 1,5 (треугольная тахограмма);

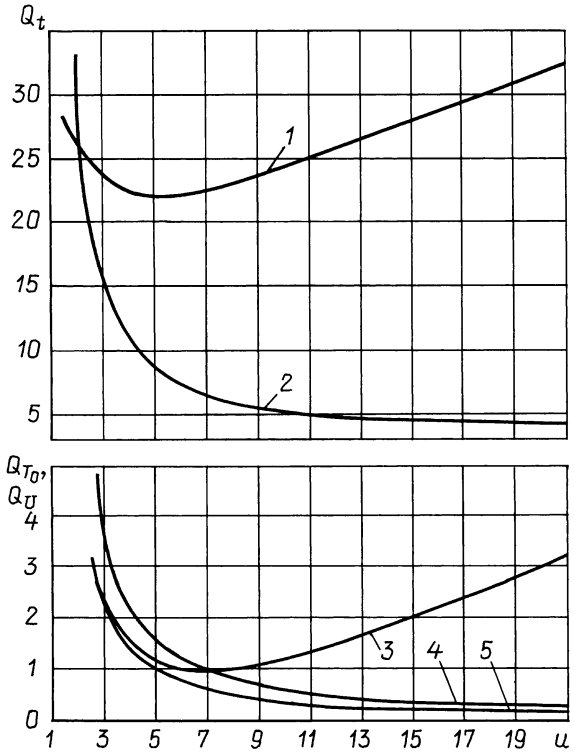


Рис. 2. Зависимости тепловых потерь (нагрева) в якоре электродвигателя от передаточного числа *u* для различных перемещений и критериев оптимизации:
1, *2* — Q_t при α = 1,5 (треугольная тахограмма) и 4 (трапецеидальная тахограмма) соответственно; *3* — Q_{T_0} при α = 1,5 (треугольная тахограмма); *4*, *5* — Q_U при треугольной тахограмме и α = 4 и 1,5 соответственно

действии значительно зависит от передаточного числа только при больших перемещениях (кривая *2*); при малых же перемещениях при отклонении передаточного числа *u* от оптимального как в сторону увеличения, так и уменьшения T_t возрастает незначительно. Например, кривая *4* показывает, что при увеличении *u* от 5 до 10 $\Delta T_t = 11\%$.

Из графиков на рис. 2 также следует, что отклонение передаточного числа от оптимального по критерию "быстродействие" увеличивает тепловые потери (кривая *1* показывает, что при увеличении *u* от 5 до 10 $\Delta Q_t = 11$ %), а при фиксированном времени переходного процесса (кривая *3*) нагрев Q_{T_0} изменяется практически незначительно. С увеличением передаточного числа при трапецеидальной тахограмме управления по быстродействию (кривая *2*) и для минимального нагрева при малых и больших перемещениях (кривые *4* и *5*) тепловые потери в двигателе изменяются по гиперболическим кривым и оптимального передаточного числа не существует.

Таким образом, при максимальном быстродействии и трапецеидальной тахограмме оптимальное передаточное число имеет тенденцию к уменьшению с увеличением α (см. рис. 1, кривая *4* — $u_{опт} = 5{,}166$; кривая *2* — $u_{опт} = 2{,}347$), а по критерию "минимального нагрева" увеличение передаточного числа уменьшает нагрев (см. рис. 2), т. е. имеются две противоречивые тенденции. Поэтому оптимальное передаточное число редуктора электропривода необходимо выбирать таким образом, чтобы получить наибольший экономический эффект от выполнения исполнительным механизмом его функций при наличии неизбежных ограничений. Это достигается экономически обоснованным выбором оптимизируемых комплексного критерия оптимальности или целевой функции механизма.

Кроме того, каждый механизм, находясь чаще всего в едином комплексе технологически взаимосвязанных машин (например, рабочая линия прокатного стана), циклически выполняет определенную функцию за конкретное время. Поэтому формулируется следующая задача: среди всех допустимых управлений, переводящих систему (1) из заданной точки в начало координат за время T_0, необходимо найти такое, при котором $\int_0^{T_0} U^2 dt$ достигает своего минимального значения при параметре *u*, т. е. имеем задачу с "закрепленным" временем.

Методом Л. С. Понтрягина получены результаты, идентичные приведенным в работе [2], поэтому для краткости ограничимся только окончательными результатами (для случая, когда система уравнений (1) "не выходит" на ограничение по скорости). Нагрев будет определяться уравнением

$$Q_{T_0} = \frac{\mu_0^2 T_0}{u^2\eta^2} + \frac{12d^2(K+u^2\eta)^2}{u^2\eta^2 T_0^3}.$$

Оптимальное передаточное число

$$u_{опт} = \frac{1}{\sqrt{\eta}}\sqrt[4]{K^2 + \frac{\mu_0^2 T_0^4}{12\alpha^2}}.$$

В случае, когда система уравнений (1) "выходит" на ограничение по скорости, получить аналитическое решение в замкнутой форме не удается, но можно предположить, что оптимальное передаточное число существует, так как последнее существует при отсутствии ограничения на скорость.

Выводы

1. Современный математический метод оптимальных процессов — принцип максимума Л. С. Понтрягина — наиболее эффективный (по сравнению с классическим вариационным исчислением) метод решения задач, подобных задачам нахождения оптимального передаточного числа редукторного электропривода, при таких критериях оптимизации, как максимальное быстродействие, заданный нагрев, минимум динамических нагрузок [3], с учетом всегда имеющихся ограничений на фазовые координаты или их функции и управляющие параметры, который позволяет получать корректные результаты.

2. Приведенные формулы для определения оптимального передаточного числа при максимальном быстродействии или минимальном нагреве при заданном времени перемещения (без учета и с учетом ограничения по скорости) идентичны формулам, полученным ранее методами математического анализа.

3. Математически строго доказано отсутствие оптимального передаточного числа, обеспечивающего минимум тепловых потерь в якоре электродвигателя (без учета и с учетом ограничения по скорости).

4. Расчет и проектирование редукторного привода с оптимальным передаточным числом, максимизирующим любой требуемый критерий качества, необходимы и целесообразны только при тщательном технико-экономическом обосновании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Поляков Б. Н., Макаров Ю. Д.** Выбор оптимального передаточного числа редукторного привода // Оборудование для прокатного производства. № 1 — 69 — 7. М.: НИИинформтяжмаш. 1969. С. 43—46.

2. **Петров Ю. П.** Оптимальное управление электроприводом. М.: Госэнергоиздат, 1961,

3. **Поляков Б. Н., Макаров Ю. Д.** Задача нахождения оптимального переходного процесса в упругой динамической системе // Тез. докл. второй науч.-техн. конф. УПИ. Свердловск: УПИ, 1968. С. 20, 21.

УДК 621.09

А. И. БАРБОТЬКО, канд. техн. наук, А. В. МАСЛЕННИКОВ (Курский ГТУ),
И. В. БОНДАРЦЕВ (ОАО "СчетМаш", г. Курск)

Проектирование электромагнитного привода возбудителя высокочастотных вибраций

Применение высокотехнологичных и высокопроизводительных методов сверления отверстий на сегодняшний день является актуальной задачей. Существует множество способов повышения производительности сверления отверстий, один из которых — наложение колебаний на сверло. При этом к уже имеющимся движению подачи и главному движению (вращению) сверло получает дополнительное движение — возвратно-поступательные перемещения вдоль оси инструмента.

По укрупненной классификации можно выделить следующие типы используемых вибрационных приводов [1]: 1) электромагнитный вибрационный; 2) электрогидравлический; 3) гидромеханический; 4) механический; 5) электрострикционный или магнитострикционный.

Для обработки малых отверстий (∅1÷3 мм) больше подходит электромагнитный привод. Для проектирования подобного привода необходимы следующие данные: максимальное усилие катушки, частота и амплитуда колебаний, минимально возможные ее размеры. В процессе проектирования электромагнитного привода возбудителя высокочастотных вибраций необходимо иметь в виду следующие условия: простоту изготовления и крепления; взаимозаменяемость отдельных элементов; надежность и безопасность эксплуатации.

Исходя из изложенных выше условий, спроектировали два электромагнита — верхнюю и нижнюю катушку индуктивности (рис. 1). Катушка представляет собой цилиндр *2*, на который намотана проволока. Каждая катушка имеет ограничительные щечки *1* и *4*, и стальной сердечник *3* для увеличения магнитного поля. Устанавливаются они друг над другом соосно. Верхняя катушка (рис. 1, *а*) — неподвижная, а нижняя (рис. 1, *б*) — подвижная.

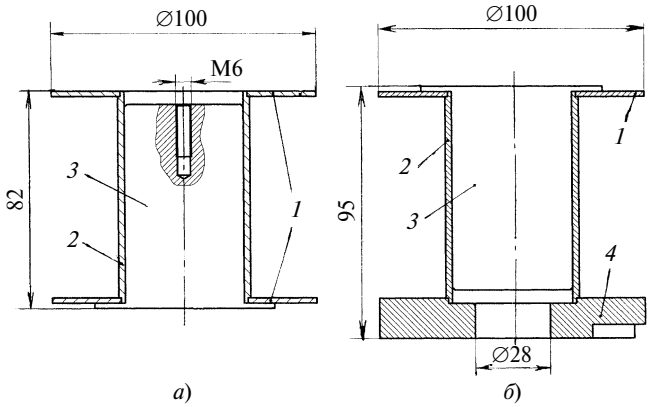


Рис. 1

Таблица 1

Основные электропараметры электромагнитов исполнения 1

Катушка	Индуктивность L, Гн, при частоте f вибраций			Активное сопротивление $R_{акт}$, Ом
	100 Гц	1 кГц	10 кГц	
Верхняя	$917 \cdot 10^{-3}$	$609 \cdot 10^{-3}$	$371 \cdot 10^{-3}$	29,2
Нижняя	$863 \cdot 10^{-3}$	$535 \cdot 10^{-3}$	$392 \cdot 10^{-3}$	29,2

Ограничительная щечка *4* на нижней катушке (см. рис. 1, *б*) специально выполнена утолщенной, так как данная катушка является подвижным звеном, через которое будут передаваться колебания инструменту (сверлу), конструктивно связанному с ней через отверстие ∅28 мм. В этом отверстии крепится стальной стакан с вставленным в него подшипником, благодаря которому происходит вращение вала без заклинивания. Валу сообщается дополнительное возвратно-поступательное движение.

Неподвижная катушка индуктивности (см. рис. 1, *а*) жестко крепится к основанию болтом М6. Она осуществляет функцию электромагнита. От нее отталкивается нижняя катушка (см. рис. 1, *б*) вследствие создания одноименной полярности между катушками.

На стадии проектирования проводилось физическое моделирование катушек. Предварительно были приняты следующие параметры для намоток электромагнитов: диаметр проволоки $d = 0{,}71$ мм, число витков в обмотке — 2894. Электропараметры катушек индуктивности измеряли с помощью приборов: потребляемый ток — блоком питания ТЕС-42 с выходными напряжением $U = 15$ В и током $I = 10$ А; индуктивность L — измерителем ИММИТАНСА Е7-14; активное сопротивление — вольтметром В7-34А.

Измеренные параметры приведены в табл. 1. Данные параметры измерялись, когда в катушках находился сердечник.

Первое подключение показало, что катушки с данными электропараметрами создают малую силу притяжения (из курса электромагнетизма известно, что модуль отрывающей силы равен модулю подъемной силы электромагнита [2, 3]), которая характеризуется одним из параметров — потреблением тока $I = 0{,}5$ А при максимальном напряжении $U = 15$ В, что соответствует закону Ома: $I = U/R = 15/29{,}2 \approx 0{,}5$ А.

Потребление тока нижней катушкой происходит по другому закону, так как катушка подключается к источнику переменного напряжения и генератору высокочастотных колебаний. В этом случае сила тока $I = U_п/(R_{акт} + X_l + r)$, где $U_п$ — напряжение переменного источника питания, В; $R_{акт}$ — активное сопротивление катушки, Ом; $X_l = 2\pi fL$ — реактивное сопротивление катушки, Ом (f — частота вибраций, Гц; L — индуктивность катушки, Гн); r — внутреннее сопротивление усилителя.

После уточнения получим:

$$I = U_п/(2\pi fL + R_{акт} + r). \qquad (1)$$

Следующий эксперимент, который проводили на стадии физического моделирования, заключался в подборе материалов сердечников: сначала были выбраны сердечники из стали 40Х, затем из электротехнической стали Э44. Эффект от замены материала сердечников оказался положительным: удалось увеличить силу притяжения электромагнитов, но этого увеличения оказалось недостаточно для оптимального процесса вибрационного сверления.

Дальнейшие исследования касались размеров применяемой для намотки проволоки. Так как к верхней катушке подключалось постоянное напряжение и она использовалась только как постоянный магнит, т. е. выполняла функцию подмагничивания, достаточно было добиться максимально возможного потребления тока, что, в свою очередь, приводило к увеличению как притягивающего, так и отталкивающего усилий. Использовали проволоку $d = 1{,}0$ мм с числом витков катушки, равным 600.

Основной сложностью при проектировании стал расчет эффективных характеристик катушки: числа витков, толщины проволоки (диаметра сечения) — и выбор материала магнитопровода (сердечника). В ходе исследований изменения, вносимые в конструкции катушек, проводили с учетом тока Фуко, реактивного и активного сопротивлений, отношения амплитуды переменного напряжения (либо тока) к числу витков катушки.

Основываясь на формулах постоянного тока, при расчете необходимой величины магнитного поля H учитывали, что число витков катушки определяется

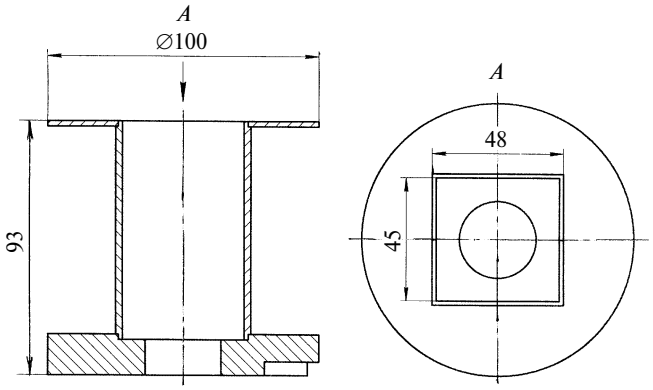


Рис. 2

Таблица 2

Основные электрические параметры нижних катушек исполнения 2

Катушка	Индуктивность L, Гн, при частоте f вибраций			Активное сопротивление $R_{акт}$, Ом
	100 Гц	1 кГц	10 кГц	
Без сердечника, $d = 1{,}56$ м, 421 виток	$850 \cdot 10^{-3}$	$850 \cdot 10^{-3}$	$810 \cdot 10^{-3}$	0,9
Без сердечника, $d = 1{,}56$ м, 181 виток	$300 \cdot 10^{-6}$	$299{,}1 \cdot 10^{-6}$	$293 \cdot 10^{-6}$	0,2
С сердечником, $d = 1{,}56$ м, 181 виток	$1096 \cdot 10^{-6}$	$987 \cdot 10^{-6}$	$664 \cdot 10^{-6}$	0,2

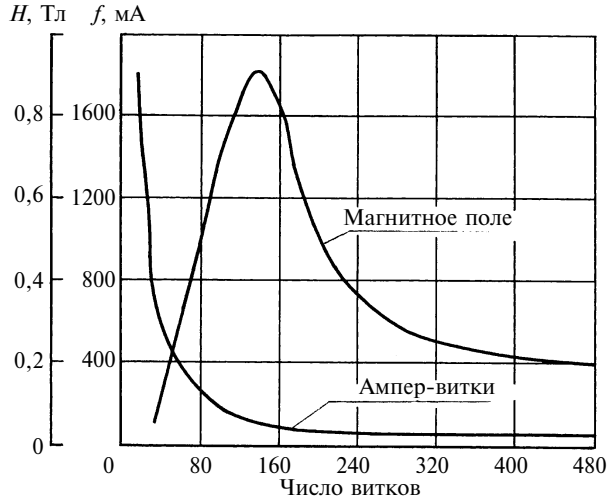


Рис. 3

лишь активным внутренним сопротивлением намотки, подаваемыми током и напряжением. При подключении катушки к источнику переменного тока интенсивность магнитного поля падает и меняется согласно формуле (1) с изменением частоты. Но даже при частоте 500 Гц необходимого значения магнитного поля достичь не удается из-за наличия у катушки реактивного сопротивления. На данный момент для повышения значения магнитного поля и, как следствие, повышения эффективности сверления существуют два пути: или увеличивать амплитуду напряжения, подаваемого на катушку, или уменьшать ее индуктивность и сопротивление.

Первый путь менее приемлем из-за опасного напряжения, подаваемого на катушку, большой массы катушки, больших затрат мощности, сложности с коммутацией высоковольтного усилителя.

Второй путь перспективен по следующим причинам: безопасное напряжение (не более 36 В); небольшая масса катушки, так как меньше объем намотки; небольшие затраты мощности на обмотку катушки и наименьшее выделение теплоты усилителем.

Таким образом, перспективным следует считать путь уменьшения числа витков катушки, вследствие чего уменьшаются ее индуктивность и реактивное сопротивление.

При проектировании нижней подвижной катушки исходили из того, что чем больше диаметр сечения провода, тем больше будет потребляемый катушкой ток. Поэтому были приняты новые диаметр проволоки — $d = 1{,}56$ мм и число витков — 421. После апробации катушек индуктивности исполнения 2 ожидаемые результаты не были достигнуты. Поэтому на основании полученных результатов было принято решение оставить на нижней (подвижной) катушке примерно 240 витков. Окончательное число витков на нижней катушке составило 181.

Было уделено внимание и технологии изготовления сердечников: было решено изготовить сердечник набором из прямоугольных пластин (например, 45 × 0,5 × 75 мм), что привело к необходимости изменения конструкции нижней катушки (рис. 2).

Электрические параметры нижних катушек исполнения 2 с числами витков 421 и 181 приведены в табл. 2 и на рис. 3.

На основании предварительных экспериментов можно утверждать, что наиболее подходящими для применения в качестве вибропривода являются электромагниты с параметрами:

верхняя катушка — число витков 600, диаметр проволоки $d = 1{,}06$ мм (габаритные размеры представлены на рис. 1, *а*);

нижняя катушка — число витков 181, $d = 1{,}56$ мм (габаритные размеры представлены на рис. 2).

Спроектированные электромагниты были изготовлены и установлены в устройстве для вибрационного сверления отверстий малых диаметров. Предварительные эксперименты по формообразованию данных отверстий показали положительные результаты по повышению производительности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Казаков Л. А.** Электромагнитные устройства РЭА: справочник. М.: Радио и связь, 1991. 352 с.
2. **Гершензон Е. М., Малов Н. Н.** Курс общей физики: Электричество и магнетизм. Учеб. пособие для студентов физ.-мат. фак. пед. ин-тов. М.: Просвещение, 1980. 223 с.
3. **Иродов И. Е.** Основные законы электромагнетизма: Учеб. пособие для вузов. М.: Высшая школа, 1983. 279 с.

УДК 629.7.036.5-543

В. И. БИРЮКОВ, канд. техн. наук (ГТУ МАИ)

К расчету амплитуды и частоты термокинетических автоколебаний в камере многорежимного ЖРД на гидразине

Рассмотрен один из внутрикамерных механизмов возбуждения низкочастотных колебаний в ЖРД. Расчет параметров предельного цикла автоколебательного режима выполнен на основе метода гармонического баланса, который может быть использован в качестве поверочного расчета на этапе проектирования камер ЖРД с термическим разложением гидразина.

Неустойчивость горения, возникающая при разработке практически каждого ракетного двигателя, приводит к снижению его экономичности, нестабильности расхода, тяги и удельного импульса двигательной установки и сопровождается мощными вибрациями. Проектирование камер ЖРД выполняется на основе методик, не учи-

тывающих вероятность возникновения низкочастотных или акустических колебаний. Мероприятия по организации рабочего процесса в камерах ЖРД и газогенератора, направленные на подавление высокочастотной неустойчивости (в частности продольных мод) носят обратный характер относительно рекомендаций по устранению низкочастотных колебаний. В многорежимных двигателях и дросселируемых ЖРД, которые в настоящее время используются для освоения космического пространства, при регулировании расхода проходят неустойчивые режимы. Огневая отработка таких камер требует значительных материальных ресурсов.

Постановочная часть модели выполнена применительно к дросселируемой в широком диапазоне камеры с термическим разложением монотоплива — гидразина [1], который впрыскивается в камеру без предварительного подогрева. Инициация реакции разложения монотоплива химическая. Смесительная головка выполнена из центробежных регулируемых двухсопловых форсунок. Рабочий процесс в камере исследовался при расходе от 1 до 0,1 кг/с. Давление в камере (дополнительно к дросселированию) изменяли с помощью сменных сопл с разными значениями критического сечения. Теоретически доказано и экспериментально подтверждено, что качество распыливания гидразина существенно влияет на низкочастотную неустойчивость рабочего процесса в камере при термическом разложении гидразина, которая возникает на дроссельных режимах с низким давлением. Однако оказалось, что мелкодисперсное распыливание (50 мкм < $d_{\text{ср.м}}$ < 70 мкм) при высоком докритическом давлении не гарантирует устойчивую работу.

Такие неустойчивые режимы объясняются следующим. В условиях интенсивной вынужденной конвекции готовый к разложению пар гидразина срывается из пограничного слоя вокруг капель в свободное пространство и, смешиваясь с отработавшими газами, разлагается. Скорость химической реакции разложения определяется концентрацией и температурой пара. Для данных режимов критерий Фурье $\text{Fo} = a_{\text{т}}\omega^2/u < 1$, где $a_{\text{т}}$ — турбулентная теплопроводность. Время существования капель $\tau_{\text{исп}} = 0{,}3 \cdot 10^{-04}$ с, т. е. гидразин испарялся, не успевая прогреться до температуры кипения. Аналогичная картина отмечалась и в работе Фита [2]. Постановочную часть модели в виде баланса массы для исходной паровой фазы в камере ЖРД, работающего на монотопливе, в сосредоточенных параметрах можно представить как разницу скоростей впрыска $\dot{m}_{\text{впр}}$ и разложения $\dot{m}_{\text{хим.р}}$, с учетом уноса через сопло части пара ($\dot{m}_{\text{с.пар}}$):

$$\frac{dM_{\text{пар}}}{dt} = \dot{m}_{\text{впр}} - \dot{m}_{\text{хим.р}} - \dot{m}_{\text{с.пар}}.$$

Скорость образования продуктов реакции (по массе) в единице объема межкапельного пространства определяется концентрацией пара, энергией E активации и температурой T продуктов разложения: $\dot{m}_{\text{хим.р}} = \rho^n A e^{-\frac{E}{R_0 T}}$, где ρ — массовая концентрация пара гидразина в объеме зоны разложения; n — порядок химической реакции.

Удельная константа скорости химической реакции зависит от температуры и рассчитывается по эмпирической формуле Аррениуса: $k = A e^{-\frac{E}{R_0 T}}$, где R_0 — универсальная газовая постоянная; E — энергия активации; A — частотный фактор.

Энергия активации для i-го вещества — величина постоянная, а частотный фактор имеет вид $A = BT^{\alpha}$, где B — постоянный коэффициент; $0 \leqslant \alpha \leqslant 1$ — постоянная.

Из кинетической теории следует, что частотный фактор слабо зависит от температуры: $A \approx \sigma_{ij} T^{0,5}$, σ_{ij} — эффективное сечение столкновений молекул i и j.

Для упрощения записи примем первый порядок химической реакции: $\dot{m}_{\text{хим.р}} = k\rho$. В дальнейшем можно учесть любой порядок реакции, включая и дробный, через условно эффективные значения констант k_s и E [1].

Баланс массы пара гидразина и энергии в камере в этом случае имеет вид:

$$d\rho/dt = \dot{m}_{\text{впр}}/V_{\text{кс}} - (k_s + F_{\text{кс}} u_{\text{г}}/V_{\text{кс}})\rho; \quad (1)$$

$$dT/dt = q_{\text{тв}} k_s \rho/(\rho_0 c_{\text{р}}) - \lambda(T - T_0) - \alpha_0(T - T_{\text{ст}}), \quad (2)$$

где $V_{\text{кс}}$, $F_{\text{кс}}$ — соответственно объем и площадь поперечного сечения камеры ЖРД; $q_{\text{тв}}$ — суммарный тепловой эффект химической реакции разложения; T_0 — исходная температура пара гидразина; $T_{\text{ст}}$ — температура внутренней стенки камеры; ρ_0 — плотность смеси газов, включая продукты разложения; $c_{\text{р}}$ — теплоемкость пара гидразина.

Параметр λ в уравнениях (1) и (2) характеризует скорость выноса теплоты из камеры: $\lambda = F_{\text{кс}} u_{\text{г}}/V_{\text{кс}} = 1/\Theta_{\text{кс}}$. Здесь $\alpha_0 = \alpha S_{\text{кс}}/(V_{\text{кс}} \rho_0 c_{\text{р}})$ — приведенный коэффициент, характеризующий скорость теплоотдачи в стенки камеры, $S_{\text{кс}}$ — площадь стенок камеры ЖРД.

Продифференцируем уравнение (2), используя выражения массовой концентрации пара и производную из уравнений (1) и (2). Тогда уравнение динамики теплового состояния камеры будет иметь вид:

$$A dY^2/dt^2 + B(Y, dY/dt) dY/dt + C(Y) Y = D, \quad (3)$$

где $Y = (E/RT_s)(T - T_s)/T_s$ (T_s — стационарная температура газа в камере). (4)

Демпфирующие свойства системы определяются переменным коэффициентом при производной первого порядка уравнения (3):

$$B(Y, dY/dt) = \mu T_s\{(2\lambda + \alpha_0) + k_s e^{Y/(1+\mu Y)} + \beta/[(\mu Y + 1)^2 \mu T_s] - (\lambda + \alpha_0)/(\mu Y + 1)\mu - 1/(\mu Y + 1) dY/dt\}, \quad (5)$$

где $\beta = \lambda T_0 + \alpha_0 T_{\text{ст}} = \text{const}$ — величина постоянная для фиксированного режима, учитывающая подвод энергии в камеру; $\mu = RT_s/E$ — характеризует химическую активность монотоплива; коэффициент $B(Y, dY/dt)$ включает в себя диссипативные члены $(2\lambda + \alpha_0)$ +

$+ k_s e^{Y/(1+\mu Y)} + \beta/[(\mu Y + 1)^2 \mu T_s]$ и члены, учитывающие подпитку колебательной системы тепловой энергией.

Восстанавливающая сила в уравнении (3) определяется коэффициентом:

$$C(Y) = \lambda(\lambda + \alpha_0)\mu T_s + T_s(\lambda + \alpha_0)(1 + \mu T_s)k_s e^{Y/(1+\mu Y)} - \beta k_s e^{Y/(1+\mu Y)} - k_s e^{Y/(1+\mu Y)} q_{\text{тв}} \dot{m}_{\text{впр}} / (V_{\text{кс}} \rho_0 c_{\text{р}}).$$

Массовый член $A = RT_s^2/E = \text{const}$ в уравнении (3) для фиксированного режима отнесен к $\rho_0 c_{\text{р}}$ [1].

Первый член разложения экспоненты $e^{Y/(1+\mu Y)}$ в ряд по степеням $Y/(1 + \mu Y)$:

$$e^{Y/(1+\mu Y)} \approx 1 + \xi,$$

где $\xi = -Y/(1 + \mu Y) + Y^2/[2!(1 + \mu Y)^2] - Y^3/[3!(1 + \mu Y)^3] + \ldots + Y^n/[n!(1 + \mu Y)^n]$, (6)

определяет вынуждающую силу D из правой части уравнения (3):

$$D = \lambda\beta^*, \quad (7)$$

здесь $\beta^* = \{[(\lambda + \alpha_0)T_s - q_{\text{тв}}\dot{m}_{\text{впр}}/(V_{\text{кс}}\rho_0 c_{\text{р}})]k_s + \lambda(\lambda + \alpha_0)T_s\}/(k_s + \lambda)$.

Выделяя из уравнений (4) и (5) величины, не зависящие от Y и dY/dt, уравнение (4) можно представить в виде линейной части — апериодическим звеном второго порядка, обладающим свойством фильтра [3]:

$$a_1 d^2Y/dt^2 + b_1 a_1 dY/dt + Y = X, \quad (8)$$

где $a_1 = 1/(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)$; $b_1 = 2\lambda + \alpha_0 + k_s$.

Нелинейная составляющая уравнения (8) имеет вид:

$$X = 1/[(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)]\{(\lambda + \alpha_0/[\mu(\mu Y + 1)] + dY/dt[1/(\mu Y + 1)^2] - \beta/[\mu T_s(\mu Y + 1)^2] - \xi k_s\}dY/dt + \xi k_s/[\mu T_s(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)] \times [\beta + q_{\text{тв}}\dot{m}_{\text{впр}}/(V_{\text{кс}}\rho_0 c_{\text{р}}) - (\lambda + \alpha_0)T_s - (\lambda + \alpha_0)\xi k_s T_s \mu Y. \quad (9)$$

Обобщенно можно записать $X = F(Y, dY/dt)$.

Применим к нелинейному звену метод гармонической линеаризации [3]. Тогда при гармоническом изменении входной величины с учетом постоянной составляющей ($Y_{\text{вх}}^0$): $Y = A_{\text{вх}}\sin\psi + X_{\text{вх}}^0$, где $\psi = \omega t$, и ее производной $dY/dt = A_{\text{вх}}\omega\cos\psi$, изменение выходной величины представляет собой периодическую функцию.

Линеаризуем нелинейную функцию (9), учитывая коэффициенты основной гармоники ряда Фурье [3]:

$$\eta = 1/2\pi \int_0^{2\pi} F(Y_{\text{вх}}^0 + A_{\text{вх}}\sin\psi, A_{\text{вх}}\omega\cos\psi)d\psi;$$

$$q = 1/2\pi \int_0^{2\pi} F(Y_{\text{вх}}^0 + A_{\text{вх}}\sin\psi, A_{\text{вх}}\omega\cos\psi)\cos\psi d\psi;$$

$$\dot{q} = 1/2\pi \int_0^{2\pi} F(Y_{\text{вх}}^0 + A_{\text{вх}}\sin\psi, A_{\text{вх}}\omega\cos\psi)\sin\psi d\psi.$$

Закон изменения выходной величины имеет вид:

$$Y_{\text{вых}} = \eta + qY + \dot{q}/\omega dY/dt.$$

Постоянная η для нелинейной функции (9) при амплитудах входного воздействия $A_{\text{вх}} < 1$ составляет меньше 1 % выходного сигнала, определенного без смещения. При $15 > A_{\text{вх}} > 1$ значение η не превышает $9 \div 10$ % в диапазоне частот до 300 Гц. Поэтому, пренебрегая постоянной составляющей, представим передаточную функцию гармонически линеаризованного звена с учетом преобразования Лапласа, как

$$W_{\text{н}}(s) = \{5/8[z_0\alpha_5 - (\lambda + \alpha_0)k_s\alpha_3]A_{\text{вх}}^4 + [z_0\alpha_3 - (\lambda + \alpha_0)k_s]A_{\text{вх}}^2 + [z_0 - (\lambda + \alpha_0)k_s]\} \times 1/[(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)] + \{[(\lambda + \alpha_0)\mu^3 - 5\beta\mu^3/T_s - \alpha^3 k_s]A_{\text{вх}}^4/8 + [(\lambda + \alpha_0)\mu - 3\beta\mu/T_s]A_{\text{вх}}^2/4 + [(\lambda + \alpha_0)/\mu - \beta/\mu T_s]\}s/[(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)],$$

где коэффициенты α_1—α_5, полученные при разложении экспоненты (6) имеют вид:

$$\alpha_1 = 1 - \mu;$$

$$\alpha_2 = 1/6 - \mu + \mu^2;$$

$$\alpha_3 = 1/24 - 1/2\mu + 3/2\mu^2 - \mu^3;$$

$$\alpha_5 = 1/120 - 1/6\mu + \mu^2 - 2\mu^3 + \mu^4.$$

$$z_0 = [\beta + q_{\text{тв}}\dot{m}_{\text{впр}}/(V_{\text{кс}}\rho_0 c_{\text{р}}) - (\lambda + \alpha_0)T_s]k_s/(\mu T_s).$$

Динамические свойства камеры ЖРД, работающего на монотопливе, с учетом диффузии и химической реакции простой кинетики, определяются уравнением

$$W_{\text{н}}(s)\frac{1}{T^2s^2 + 2\zeta Ts + 1} = 1,$$

где $T^2 = a_1$; $\zeta = [b_1(a_1)^{0,5}]/2$, $\omega \geqslant \zeta \geqslant 1$.

Структурная схема модели автоколебательного звена, представляющая собой замкнутую систему с нелинейным звеном, показана на рис. 1. Линейное звено фильтрует сигнал низкой частоты.

На рис. 2 приведена зависимость изменения модуля передаточной функции линейного звена от частоты.

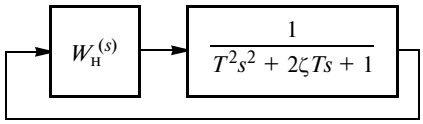


Рис. 1. Схема замкнутой системы с нелинейным звеном

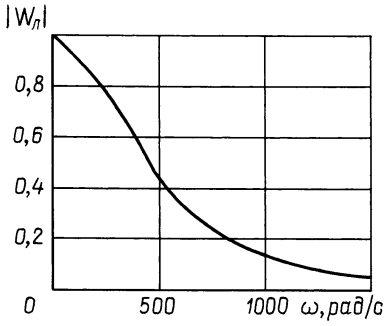


Рис. 2. Зависимость изменения модуля $|W_л|$ передаточной функции линейного звена от частоты ω

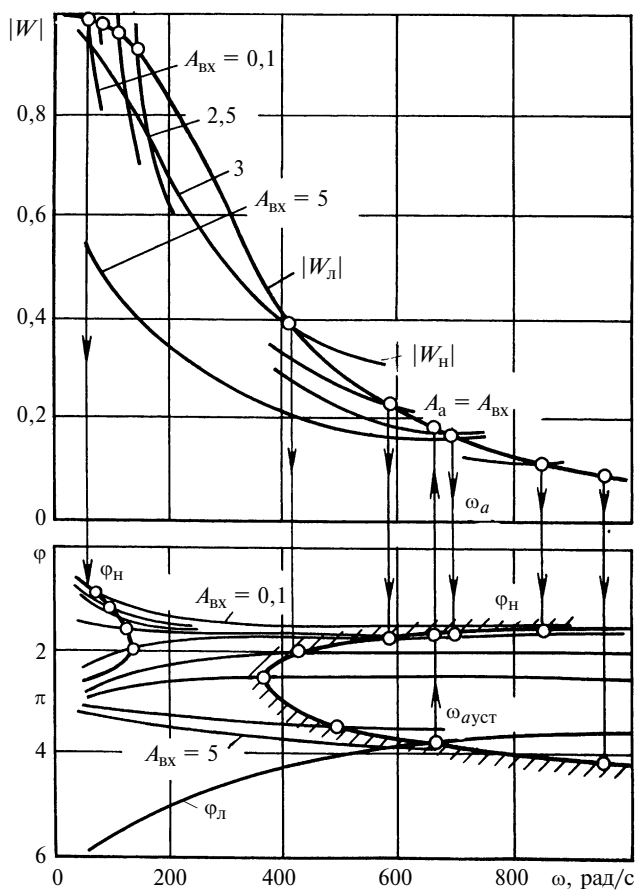


Рис. 3. Фазовая граница устойчивости нелинейной системы, учитывающей испарение и химические реакции

Диапазон усиливаемых частот не превышает 120 Гц. Поведение системы на границе устойчивости определяется анализом разомкнутого обобщенного динамического звена, включающего в себя нелинейную часть. Амплитуда и частота возможных автоколебаний находятся из уравнения границы устойчивости, полученного из уравнения (10) при $s = i\omega$ методом Д-разбиения.

Уравнение границы устойчивости можно представить в виде системы двух уравнений, одно из которых является мнимой частью границы устойчивости и представляет собой выражение амплитуды автоколебаний: $\varphi_a A_a^4 + \varphi b A_a^2 + \varphi_c = 0$, где

$$\varphi_a = [(\lambda + \alpha_0)\mu^3 - 5\beta\mu^3/T_s - \alpha_3 k_s]/[8(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda);$$

$$\varphi_b = [(\lambda + \alpha_0)\mu - 3\beta\mu/T_s - \alpha_1 k_s]/[4(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)];$$

$$\varphi_c = [(\lambda + \alpha_0)/\mu - \beta/(\mu T_s) - (2\lambda + \alpha_0 + k_s)]/[(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)].$$

Другое уравнение представляет собой действительную часть уравнения границы устойчивости и является уравнением частоты колебаний: $T^2\omega^2 = 1 - \psi_a A_a^4 - \psi_b A_a^2 - \psi_c$, где

$$\varphi_a = 5/8[(\lambda + \alpha_0)k_s\alpha_3 - \alpha_5 z_0]/[(\lambda + \alpha_0) \times (k_s + \lambda)];$$

$$\psi_b = [(\lambda + \alpha_0)k_s - 3/4 z_0\alpha_3]/[(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)];$$

$$\psi_c = [(\lambda + \alpha_0)k_s + z_0]/[(\lambda + \alpha_0)(k_s + \lambda)].$$

Условием автоколебаний является наличие коэффициента $\varphi_c > 0$. Применительно к термическому режиму разложения гидразина коэффициенты φ_a и φ_b имеют отрицательное значение. Фазовая картина автоколебательной системы в координатах Y и dY/dt при наличии автоколебаний представляет собой спирали, стягивающиеся сверху в устойчивый, а снизу в неустойчивый предельные циклы. Радиус устойчивого предельного цикла пропорционален квадрату амплитуды колебаний: A_a^2. Точка начала координат при $\varphi_c < 0$ представляет особую точку — устойчивый узел. Значения параметров режима ЖРД, при которых в системе нет автоколебаний, определяются критерием Бендиксона, согласно которому предельные циклы отсутствуют в той области фазовой плоскости, где сумма $\partial P/\partial\rho + \partial Q/\partial T$ производных уравнения (1) по параметру ρ и уравнения (2) по параметру T не меняет знак. Граница этой области определяется равенством $\partial P/\partial\rho + \partial Q/\partial T = 0$. При $\varphi_c > 0$ начало координат характеризуется особой точкой — неустойчивым узлом, а система в целом находится в режиме автоколебаний, амплитуда которых определяется радиусом предельного цикла.

На рис. 3 представлено графическое решение уравнения границы устойчивости для модельной камеры ЖРД с термическим разложением гидразина.

Таким образом, методом гармонической линеаризации определены условия устойчивости нелинейной динамической системы, включающей в себя звено термического разложения гидразина, моделируемое процессом испарения и химическими реакциями, и акустическое звено. Определены соотношения геометрических параметров камеры ЖРД и параметров режима с амплитудой и частотой автоколебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бирюков В. И.** Особенности рабочего процесса многорежимных двигательных установок с термическим разложением гидразина // Вестник МАИ. М.: МАИ. 2006. Т. 13. № 2. С. 41—47.

2. **Faeth G. M., Karhan B. L., Yangecio G. A.** Ignition and Combustion of Monopropellant Droplets // AIIA J. 6 . 1968. P. 684 (Рус. пер.: Ракетная техника и космонавтика. 1968. № 4. С. 132).

3. **Бессекерский В. А., Попов Е. П.** Теория систем автоматического регулирования. М: Наука, 1972. 767 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №1 за 2007 г. на третьей странице обложки.

УДК 621.787.4.

Ю. И. СИДЯКИН, д-р техн. наук, А. П. ОСИПЕНКО, А. В. ТРУНИН, С. Ю. СИДЯКИНА (Волгоградский ГТУ)

Определение формы и размеров пластически деформированной области вокруг отпечатка, ограниченного эллиптическим контуром

Определены формы и размеры пластически деформированной зоны под вмятиной, оставленной тороидальным индентором на плоской поверхности стальной плиты, при равномерном и полусферическом законах распределения давления по контактной поверхности. Даны качественная и количественная оценки результатов исследования. Установлено, что форма контура пластически деформированной области материала практически не зависит от характера распределения давления в контакте. Предложены эмпирические зависимости для определения максимальных размеров этой зоны.

Задача определения границ пластически деформированного объема материала в окрестности эллиптического отпечатка в других, отличных от оси внедрения индентора направлениях, включая и исходную поверхность, т. е. в более общей постановке, по существу не рассматривалась. И это несмотря на то, что данная проблема имеет практическое значение не только при совершенствовании процессов механической упрочняющей обработки деталей поверхностным пластическим деформированием (ППД) и выборе для их осуществления наиболее рациональных режимов [1], но также и при контроле основных физико-механических свойств материалов посредством измерения твердости с использованием не только сферических, но и тороидальных и цилиндрических инденторов [2]. Так, например, при контроле твердости переносными ударными твердомерами в труднодоступных местах металлоконструкций, когда подготовленная для измерения твердости площадка имеет ограниченные размеры (торцы шпилек силовых агрегатов, участки поверхности валов, сварные швы и пр.), а для надежности и достоверности получаемых результатов требуется нанесение трех и более отпечатков, расстояния между ними должны быть по возможности минимальными и в то же время достаточными для исключения случаев соприкосновения или интерференции пластически деформированных объемов материала. Знание методов расчета этих объемов необходимо также и для определения энергоемкости материалов по результатам однократного внедрения инденторов [3].

В настоящем исследовании был сохранен тот же подход к определению границ зоны распространения пластической деформации, который уже использовался ранее [4] применительно к сферической вмятине. Он основан на общепринятом предположении, что в точках, лежащих на границе этой зоны и за ее пределами, справедливы решения теории упругости, в частности решения контактных задач при интенсивности давления на поверхности контакта такой же, как и при упругопластическом внедрении инденторов.

При решении задачи принята декартова система координат (рис. 1) с началом O в центре площадки контакта, при этом ось z совпадает с линией действия контактной нагрузки, а оси x и y направлены соответственно вдоль большой a и малой b полуосей эллиптического контура. В отличие от цилиндрической выбор данной системы координат не случаен и несколько оправдан тем, что в направлении именно этих осей размеры пластически деформированной области металла могут достигать своих экстремальных значений как на поверхности, так и в глубине материала.

Координаты x_S и y_S этой зоны в других, отличных от оси z, направлениях (см. рис. 1) определяли на основании решения трехмерной задачи Буссинеска [5] о распределении напряжений в упругом полупространстве при действии на его границе сосредоточенной нормально направленной силы F. Используя это решение, получили выражения для напряжений, которые возникают в окрестностях точек $M'(x_a, z)$ и $M''(y_b, z)$ пластически деформированной области, лежащих соответственно в плоскостях xOz и yOz (рис. 2) на расстояниях l_x и l_y от точки $C_0(x, y)$ приложения элементарной силы $dF = pdxdy$, вызванной произвольно распределенным по площадке контакта давлением p.

С целью наглядности представления получаемых результатов и возможности их последующего обобщения расчетные зависимости для этих напряжений удобнее представить в относительных координатах ($\bar{x} = x/\sqrt{ab}$; $\bar{y} = y/\sqrt{ab}$; $\bar{z} = z/\sqrt{ab}$), т. е. вне зависимости от контактной нагрузки F и размеров $2a$ и $2b$ контура пятна контакта. Так, с учетом геометрических соотношений, вытекающих из рис. 2, компоненты интенсивности напряжений в точке M', лежащей в плоскости $\bar{x}O\bar{z}$, будут представлены при $p = p_{\text{ср}} = \dfrac{F}{\pi ab} = \text{const}$ следующей системой интегральных уравнений:

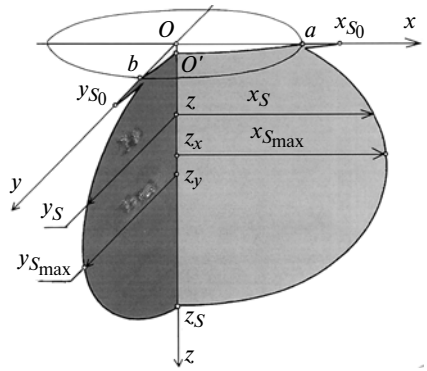


Рис. 1. Схема к определению границ распространения пластически деформированной зоны под эллиптической вмятиной в плоскостях главных кривизн ее поверхности

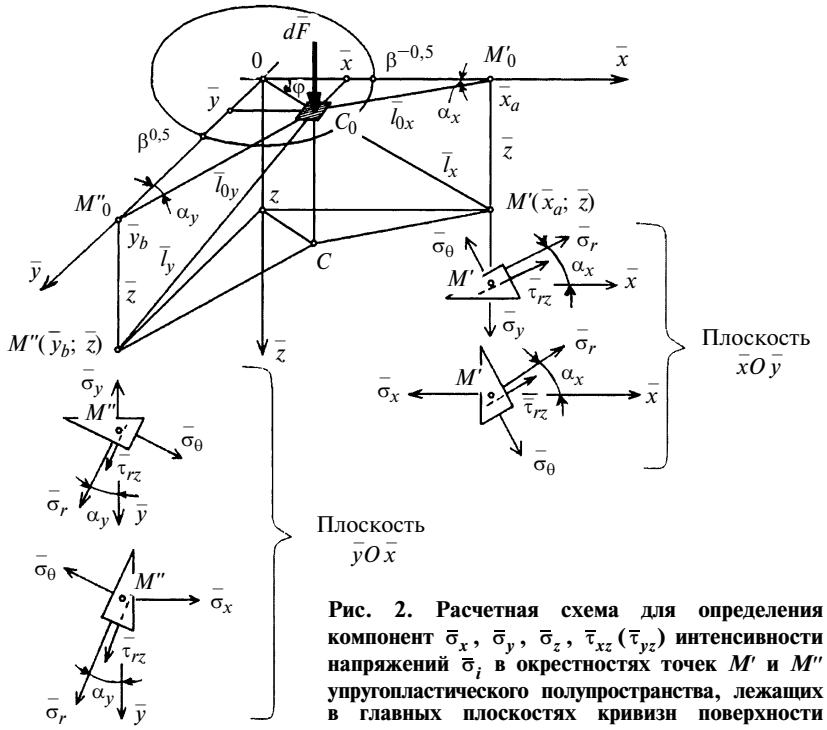


Рис. 2. Расчетная схема для определения компонент $\bar\sigma_x$, $\bar\sigma_y$, $\bar\sigma_z$, $\bar\tau_{xz}$ ($\bar\tau_{yz}$) интенсивности напряжений $\bar\sigma_i$ в окрестностях точек M' и M'' упругопластического полупространства, лежащих в главных плоскостях кривизн поверхности эллиптического отпечатка

$$\left.\begin{aligned}
\bar\sigma_x &= \frac{1}{\pi}\int\limits_{-\bar x_0}^{\bar x_0} d\bar x \int\limits_0^{\bar y_0}\Big[(1-2\mu)\Big(\frac{1}{\bar l_x(\bar l_x+\bar z)} - \frac{\bar z}{\bar l_x^3}\Big)\sin^2\alpha_x - \\
&- \Big(\frac{1-2\mu}{\bar l_x(\bar l_x+\bar z)} - \frac{3\bar z\bar l_{0x}^2}{\bar l_x^5}\Big)\cos^2\alpha_x\Big]d\bar y; \\
\bar\sigma_y &= \frac{1}{\pi}\int\limits_{-\bar x_0}^{\bar x_0} d\bar x \int\limits_0^{\bar y_0}\Big[(1-2\mu)\Big(\frac{1}{\bar l_x(\bar l_x+\bar z)} - \frac{\bar z}{\bar l_x^3}\Big)\cos^2\alpha_x - \\
&- \Big(\frac{1-2\mu}{\bar l_x(\bar l_x+\bar z)} - \frac{3\bar z\bar l_{0x}^2}{\bar l_x^5}\Big)\sin^2\alpha_x\Big]d\bar y; \\
\bar\sigma_z &= -\frac{3}{\pi}\int\limits_{-\bar x_0}^{\bar x_0} d\bar x \int\limits_0^{\bar y_0}\frac{\bar z^3}{\bar l_x^5}\,d\bar y \\
\text{и } \bar\tau_{xz} &= -\frac{3}{\pi}\int\limits_{-\bar x_0}^{\bar x_0} d\bar x \int\limits_0^{\bar y_0}\frac{\bar z^2\bar l_{0x}\cos\alpha_x}{\bar l_x^5}\,d\bar y,
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где

$$\left.\begin{aligned}
&\bar\sigma_x = \sigma_x/p_{\text{ср}};\ \bar\sigma_y = \sigma_y/p_{\text{ср}};\ \sigma_z = \sigma_z/p_{\text{ср}};\ \bar\tau_{xz} = \tau_{xz}/p_{\text{ср}}; \\
&\cos^2\alpha_x = \frac{(\bar x_a-\bar x)^2}{\bar l_{0x}^2} = \frac{(\bar x_a-\bar x)^2}{(\bar x_a-\bar x)^2+\bar y^2}; \\
&\sin^2\alpha_x = \frac{\bar y^2}{\bar l_{0x}^2} = \frac{\bar y^2}{(\bar x_a-\bar x)^2+\bar y^2}; \\
&\bar l_x = \sqrt{\bar l_{0x}^2+\bar z^2} = \sqrt{(\bar x_a-\bar x)^2+\bar y^2+\bar z^2};
\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

μ — коэффициент Пуассона.

Пределы интегрирования $\bar x_0$ и $\bar y_0$ устанавливаются на основании уравнения эллиптического контура контактной площадки, которое при $\beta = b/a$ в выбранной относительной системе координат имеет вид:

$$\beta\bar x_0^2 + \frac{\bar y_0^2}{\beta} = 1; \quad (3)$$

отсюда находим, что

$$\bar x_0 = \pm\sqrt{1/\beta} \ \text{ и } \ \bar y_0 = \pm\sqrt{\beta(1-\beta\bar x^2)}. \quad (4)$$

Аналогичные выражения можно получить и для точки M'', лежащей в плоскости $\bar y O\bar z$. Анализ зависимостей (1) показывает, что различие в этом случае будет заключаться лишь в значениях пределов интегрирования, которые должны определяться в соответствии с уравнением (3). Поэтому все дальнейшие рассуждения и расчетные зависимости будут относиться только к точкам полупространства, лежащим в плоскости $\bar x O\bar z$, которая включает в себя большую полуось эллиптической площадки. К тому же добавим, что в соответствии с решением Буссинеска касательные напряжения $\bar\tau_{xz}$ и $\bar\tau_{yz}$ равны нулю только на оси $\bar z$ и на исходной поверхности полупространства; в других же точках они нулю не равны, и поэтому должны быть учтены в расчетах.

При наличии тангенциального напряжения интенсивность напряжений $\bar\sigma_i$ будет определяться по формуле [5]

$$\bar\sigma_i = \frac{\sigma_i}{p_{\text{ср}}} = \frac{\sqrt{2}}{2}\sqrt{(\bar\sigma_x-\bar\sigma_y)^2+(\bar\sigma_y-\bar\sigma_z)^2+(\bar\sigma_z-\bar\sigma_x)^2+6\bar\tau_{xz}^2}, \quad (5)$$

при этом в соответствии с гипотезой пластичности Губера—Мизеса на границе упругой и пластической зон должно соблюдаться условие

$$\bar\sigma_i = \sigma_{\text{т}}/p_{\text{ср}} = \bar\sigma_{\text{т}}. \quad (6)$$

Вначале найдем размеры пластически деформированной зоны на исходной поверхности полупространства в направлениях большой и малой полуосей контактной площадки, т. е. координаты $\bar x_{S_0}$ и $\bar y_{S_0}$ этой зоны, полагая в уравнениях (1) и (2) $\bar z = 0$. В этом случае $\bar\sigma_{z_0} = \bar\tau_{xz_0} = 0$, относительные нормальные напряжения $\bar\sigma_{x_0}$ и $\bar\sigma_{y_0}$ с учетом уравнений (2) после ряда преобразований будут определяться выражением

$$\bar\sigma_{x_0} = -\bar\sigma_{y_0} = -\frac{1-2\mu}{\pi}\int\limits_{-\beta^{-0,5}}^{\beta^{-0,5}}\frac{\sqrt{\beta(1-\beta\bar x^2)}\,d\bar x}{(\bar x_a-\bar x)^2+\beta(1-\beta\bar x^2)}. \quad (7)$$

При выполнении условия (6) $\bar x_a = \bar x_{S_0}$ и $\bar y_b = \bar y_{S_0}$ (см. рис. 1 и 2). Поскольку интеграл в выражении (7)

нельзя представить элементарной функцией, координаты $\bar{x}_{S_0}$ и $\bar{y}_{S_0}$ могут быть найдены с учетом зависимостей (5) и (6) из следующих уравнений:

$$\left.\begin{aligned} \int\limits_{-\beta^{-0,5}}^{\beta^{-0,5}} \frac{\sqrt{\beta(1-\beta\bar{x}^2)}\,d\bar{x}}{(\bar{x}_{S_0}-\bar{x})^2+\beta(1-\beta\bar{x}^2)} &= \frac{\sqrt{3}\pi\bar{\sigma}_{\text{т}}}{3(1-2\mu)}; \\ \int\limits_{-\beta^{-0,5}}^{\beta^{-0,5}} \frac{\beta\sqrt{\beta-\bar{y}^2}\,d\bar{y}}{\beta^2(\bar{y}_{S_0}-\bar{y})^2+(\beta-\bar{y}^2)} &= \frac{\sqrt{3}\pi\bar{\sigma}_{\text{т}}}{3(1-2\mu)}. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Однако заметим, что в частном случае, когда $\beta = 1$, т. е. при круговом контуре радиусом r контактной поверхности, $\bar{x}_{S_0} = \bar{y}_{S_0} = \bar{r}_{S_0}$, где $\bar{r}_{S_0} = r_{S_0}/r$ — относительный радиус пластически деформированной зоны в плоскости $\bar{x}O\bar{y}$; при этом решение уравнений (8) получается в явном виде. Так, при $\beta = 1$ из уравнений (8) следует:

$$\frac{\sqrt{3}\pi\bar{\sigma}_{\text{т}}}{3(1-2\mu)} = \int\limits_{-1}^{1} \frac{\sqrt{1-\bar{x}^2}\,d\bar{x}}{(\bar{r}_{S_0}-\bar{x})^2+(1-\bar{x}^2)} = \frac{\pi}{2\bar{r}_{S_0}^2}, \quad (9)$$

откуда

$$\bar{r}_{S_0} = \frac{r_{S_0}}{r} = \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2}\frac{(1-2\mu)}{\bar{\sigma}_{\text{т}}}}. \quad (10)$$

Отметим также, что к аналогичному результату можно прийти, если использовать решение, полученное Губером [6] применительно к случаю чисто упругого контакта шара с плоскостью, в котором, как известно, принят полусферический закон распределения давления по площадке контакта с максимальным значением $p_0 = \frac{3}{2}\frac{F}{\pi r^2} = \frac{3}{2}p_{\text{ср}}$ в центре. В соответствии с этим решением (при $\bar{z} = 0$) $\bar{\sigma}_{x_0} = -\bar{\sigma}_{y_0} = -\frac{(1-2\mu)}{3\bar{r}^2}$; $\bar{\sigma}_{z_0} = \bar{\tau}_{xz_0} = 0$.

Из последних зависимостей при выполнении условия (6), когда $\bar{r} = \bar{r}_{S_0}$, вновь получаем выражение (10). Это означает, что размеры пластически деформированной зоны на свободной поверхности полупространства вокруг отпечатка круговой формы не будут изменяться, т. е. они, как было отмечено в работе [6], не зависят от принятого в рассматриваемых случаях характера распределения давления по контактной поверхности, подтверждая в некотором смысле соблюдение известного принципа локальности деформации Сен-Венана. Из выражения (10) следует также, что зона распространения пластической деформации не должна выходить за пределы пятна контакта, если $\bar{\sigma}_{\text{т}} > \sqrt{3}(1-2\mu)/2$, что при $\mu = 0{,}3$ составит $\bar{\sigma}_{\text{т}} > 0{,}35$.

Численное решение уравнений (8) при $\mu = 0{,}3$ для ряда наиболее часто встречающихся в практике упрочняющей обработки деталей ППД значений $\beta \geqslant 0{,}4$ и $p_{\text{ср}}/\sigma_{\text{т}} = \bar{p}_{\text{ср}} = 3 \div 6$ выполнено на PC с использованием пакета программ Mathcad-8. Результаты этого решения приведены в виде графиков на рис. 3. Для наглядности

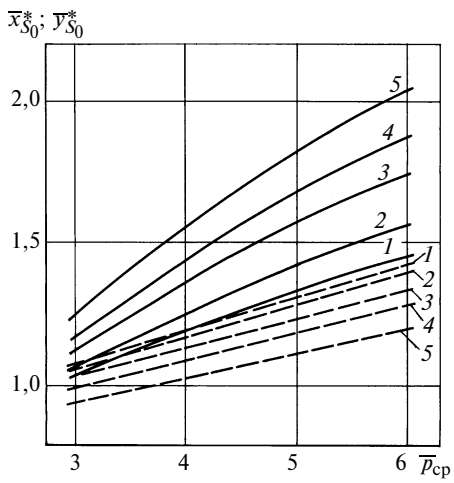


Рис. 3. Относительные границы $\bar{x}^*_{S_0}$ и $\bar{y}^*_{S_0}$ зоны распространения пластически деформированной области на поверхности контртела вдоль большой *a* (штриховые линии) и малой *b* (сплошные линии) полуосей эллиптических контактных площадок в зависимости от относительной величины среднего давления $\bar{p}_{\text{ср}}$ в контакте при $\beta = 1$ (*1*), 0,8 (*2*); 0,6 (*3*); 0,5 (*4*) и 0,4 (*5*)

представления полученных данных и удобства их сравнительного анализа по осям координат отложены величины

$$\bar{x}^*_{S_0} = x_{S_0}/a = \sqrt{\beta}\,\bar{x}_{S_0};\ \bar{y}^*_{S_0} = y_{S_0}/b = \bar{y}_{S_0}/\sqrt{\beta}, \quad (11)$$

кратные размерам полуосей a и b контура эллиптической контактной площадки.

Видно, что с ростом контактного давления $p_{\text{ср}}$ относительное "расширение" границ пластически деформированной зоны на свободной поверхности контртела вдоль большой оси контура отпечатка происходит заметно менее интенсивно, чем вдоль его малой оси. При этом контур, ограничивающий пластически деформированную область на поверхности контртела, описывается уравнением $\beta_{\text{зон}}\bar{x}^2_{S_0} + \frac{\bar{y}^2_{S_0}}{\beta_{\text{зон}}} = 1$ и сохраняет эллиптическую форму ($\beta \leqslant \beta_{\text{зон}} \leqslant 1$), но уже с существенно меньшим эксцентриситетом, чем у контура отпечатка, поскольку $\beta_{\text{зон}} = \frac{\bar{y}_{S_0}}{\bar{x}_{S_0}} = \beta\frac{\bar{y}^*_{S_0}}{\bar{x}^*_{S_0}}$.

Таким образом, контур пластически деформированной области по сравнению с контуром пятна контакта, вокруг которого она образуется, приобретает более "округлую" форму. Попутно заметим, что возникающий вокруг остаточной вмятины наплыв металла не искажает в целом описанную выше картину деформирования, однако, как показывают эксперименты [4], его наличие отражается на величинах $\bar{x}^*_{S_0}$ и $\bar{y}^*_{S_0}$, значения которых возрастают (и порой существенно) по сравнению с рассчитанными по формулам (8)—(11).

Для этих же условий нагружения по уравнениям (5) и (6) были рассчитаны размеры пластически деформированной области (координаты $\bar{x}_S$ и $\bar{y}_S$ ее границ)

внутри полупространства под остаточным отпечатком в пределах относительной глубины наклепа $\bar{z}_S$, определяемой в принятой системе координат по формуле

$$\bar{z}_S = \frac{z_S}{\sqrt{ab}} = \sqrt{\beta}\left[\frac{4}{5\beta^{1,5}+3}\left(\pi\bar{p}_{\text{ср}} - \frac{17}{6+\ln\beta}\right)\right]^{\frac{5}{10+\ln\beta}}. \quad (12)$$

При этом выражения для компонент интенсивности напряжений, входящих в формулу (5) и используемых, в частности, для нахождения координаты $\bar{x}_S$, были преобразованы к следующему удобному для практических расчетов на PC виду:

$$\left.\begin{aligned}
&\bar{\sigma}_x = -(\bar{\sigma}'_x + \bar{\sigma}''_x);\ \bar{\sigma}_y = -(\bar{\sigma}'_y + \bar{\sigma}''_y);\\
&\bar{\sigma}_z = -\frac{\bar{z}^3}{\pi}\int_{-\bar{x}_0}^{\bar{x}_0}\left\{\frac{3(\bar{x}_S-\bar{x})^2+3\bar{z}^2+2\beta(1-\beta\bar{x}^2)}{[(\bar{x}_S-\bar{x})^2+\bar{z}^2+\beta(1-\beta\bar{x}^2)]^{3/2}}\right\}\times\\
&\times\frac{\beta(1-\beta\bar{x}^2)}{[(\bar{x}_S-\bar{x})^2+\bar{z}^2]^2}\,d\bar{x};\\
&\bar{\tau}_{xz} = -\frac{\bar{z}^2}{\pi}\int_{-\bar{x}_0}^{\bar{x}_0}\left\{\frac{3(\bar{x}_S-\bar{x})^2+3\bar{z}^2+2\beta(1-\beta\bar{x}^2)}{[(\bar{x}_S-\bar{x})^2+\bar{z}^2+\beta(1-\beta\bar{x}^2)]^{3/2}}\right\}\times\\
&\times\frac{(\bar{x}_S-\bar{x})\sqrt{\beta(1-\beta\bar{x}^2)}}{[(\bar{x}_S-\bar{x})^2+\bar{z}^2]^2}\,d\bar{x},
\end{aligned}\right\} \quad (13)$$

где

$$\left.\begin{aligned}
&\bar{\sigma}'_x = -\bar{\sigma}'_y = \frac{1}{\pi}\int_{-\bar{x}_0}^{\bar{x}_0}d\bar{x}\int_0^{\bar{y}_0}\left\{\frac{(1-2\mu)}{\sqrt{f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})+\bar{z}^2}}\times\right.\\
&\left.\times\frac{[(\bar{x}_S-\bar{x})^2-\bar{y}^2]}{(\sqrt{f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})+\bar{z}^2}+\bar{z})f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})}\right\}d\bar{y};\\
&\bar{\sigma}''_x = \frac{\bar{z}}{\pi}\int_{-\bar{x}_0}^{\bar{x}_0}d\bar{x}\int_0^{\bar{y}_0}\left\{\frac{(1-2\mu)\bar{y}^2}{[f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})+\bar{z}^2]^{3/2}f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})}-\right.\\
&\left.-\frac{3(\bar{x}_S-\bar{x})^2}{[f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})+\bar{z}^2]^{5/2}}\right\}d\bar{y};\\
&\bar{\sigma}''_y = \frac{\bar{z}}{\pi}\int_{-\bar{x}_0}^{\bar{x}_0}d\bar{x}\int_0^{\bar{y}_0}\left\{\frac{(1-2\mu)(\bar{x}_S-\bar{x})^2}{[f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})+\bar{z}^2]^{3/2}f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})}-\right.\\
&\left.-\frac{3\bar{y}^2}{[f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y})+\bar{z}^2]^{5/2}}\right\}d\bar{y};\\
&f(\bar{x}_S,\bar{x},\bar{y}) = (\bar{x}_S-\bar{x})^2+\bar{y}^2.
\end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Численное решение уравнений (13), определяющих размеры пластически деформированных областей в плоскостях главных кривизн поверхностей остаточных отпечатков, которые имеют близкие к эллиптическим контуры с различными эксцентриситетами ($\beta \geqslant 0{,}3$), выполнены на PC с использованием пакета программ Mathcad-8 для широкого интервала значений среднего относительного давления в контакте $p_{\text{ср}} = 2\div10$ при $\mu = 0{,}3$. По результатам этих вычислений построены картины пластически деформированных зон, часть из

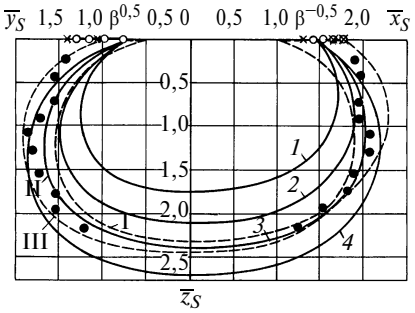


Рис. 4. Относительные форма и размеры пластически деформированных областей материала под эллиптическим отпечатком в плоскостях его главных кривизн, построенные по результатам расчета с использованием уравнений (1), (2), (8) для разных случаев нагружения:
1—4 — границы зоны распространения пластической деформации под эллиптической вмятиной для $\beta = 0{,}5$ — idem при $\bar{p}_{\text{ср}} = 3$, 4, 5 и 6 соответственно; I—III — то же для $\bar{p}_{\text{ср}} = 5$ — idem при $\beta = 0{,}3$, 0,5 и 1,0 соответственно; ● — экспериментальные данные, полученные методом измерения твердости HV_{10} на плоских образцах из стали 20 при $\beta \approx 0{,}5$ и $\bar{p}_{\text{ср}} \approx 5$

которых в качестве примера для значений $p_{\text{ср}} = 3\div6$ и $\beta = 0{,}3\div1{,}0$ показана на рис. 4.

Этот рисунок наглядно иллюстрирует качественную и количественную стороны развития пластически деформированной области под эллиптическим отпечатком при изменении β или $\bar{p}_{\text{ср}}$. В рассматриваемых сечениях плоскостями главных кривизн границы этих областей очерчены плавными кривыми овальной формы. Размеры зон деформации в направлении осей $\bar{x}_S$ и $\bar{y}_S$ по мере приближения к исходной поверхности стремятся соответственно к значениям $\beta^{-0,5}$ и $\beta^{0,5}$, но их не достигают, так как у самой поверхности в относительно тонком слое порядка $0{,}015\bar{z}_S$ реализуется плоское напряженное состояние, близкое к чистому сдвигу ($\bar{\sigma}_x = -\bar{\sigma}_y$, $\bar{\sigma}_z = 0$ и $\bar{\tau}_{xz} = 0$), что облегчает протекание пластических деформаций и, в конечном счете, расширяет границы зоны, образуя небольшой "карниз" с размерами $\approx(\bar{x}_{S_0} \div \beta^{-0,5})$ и $\approx(\bar{y}_{S_0} \div \beta^{0,5})$.

Если сравнить темпы расширения пластически деформированной области внутри материала контртела в плоскостях главных кривизн поверхности остаточной вмятины (аналогично тому, как это было уже сделано выше для точек свободной поверхности контртела) и судить об этом по максимальному удалению границы этой области (по значениям $\bar{x}_{S_{\max}}$ и $\bar{y}_{S_{\max}}$) от оси внедрения индентора (см. рис. 1), то можно отметить, что с увеличением среднего давления $\bar{p}_{\text{ср}}$ в контакте в 2 раза (с $\bar{p}_{\text{ср}} = 3$ до $\bar{p}_{\text{ср}} = 6$) при $\beta = 0{,}5 = \text{idem}$ более интенсивный рост зоны происходит в направлении малой оси $\bar{y}_S$ эллипса, относительный прирост составляет около 50 % против 28 % вдоль большой оси $\bar{x}_S$ эллиптической площадки контакта. При этом темп роста зоны внутрь контртела (т. е. вдоль оси $\bar{z}$) превышает 60 %. Особо отметим, что слои материала, на которые приходятся максимальные значения $\bar{x}_{S_{\max}}$ и $\bar{y}_{S_{\max}}$, лежат от поверхности на разных расстояниях, равных в среднем $\approx 0{,}5\bar{z}_S$ для $\bar{y}_{S_{\max}}$ и $(0{,}40 \div 0{,}45)\bar{z}_S$ для $\bar{x}_{S_{\max}}$.

Увеличение эксцентриситета контура остаточного отпечатка от 0 до 0,954, что соответствует интервалу

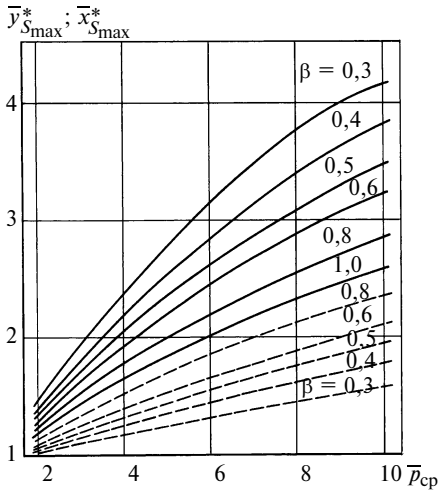


Рис. 5. Максимальные относительные размеры $\bar{y}^*_{S_{max}}$ и $\bar{x}^*_{S_{max}}$ пластически деформированной области в плоскостях главных кривизн поверхности контактной площадки в зависимости от формы ее контура (β) и относительного среднего давления $\bar{p}_{ср}$ в контакте:
сплошные линии — $\bar{y}^*_{S_{max}}(\bar{p}_{ср})$, штриховые — $\bar{x}^*_{S_{max}}(\bar{p}_{ср})$

$0{,}3 \leqslant \beta \leqslant 1$, при $\bar{p}_{ср} = 5 = \text{idem}$ (см. рис. 4) несколько видоизменяет форму границы пластически деформированной области и ее протяженность, но не в таких пропорциях, как изменение β. В сечении по оси $\bar{x}_S$ размеры этой области возрастают приблизительно на 17 %, в то время как по оси $\bar{y}_S$ они, наоборот, уменьшаются на 26 %.

Полученное решение было подвергнуто экспериментальной проверке, которая проводилась на плоских образцах из нормализованной стали 20 ($\sigma_т = 255$ МПа) при нагрузке на индентор $F = 85$ кН. В качестве индентора использовали тороидальный ролик диаметром $D_р = 40$ мм с профильным радиусом $r = 5$ мм. При этих условиях контактного деформирования остаточный отпечаток имел глубину $h = 1$ мм и эллиптический контур с полуосями $a = 6{,}53$ мм и $b = 3{,}25$ мм, что давало $\beta \approx 0{,}5$ и $\bar{p}_{ср} \approx 5$. Размеры x_S и y_S деформированной зоны определяли традиционным методом измерения твердости HV_{10} в сечениях образцов плоскостями главных кривизн поверхности остаточной вмятины. Результаты эксперимента, представленные на рис. 4, вполне удовлетворительно совпадает с расчетом, подтверждая правильность полученного решения.

На рис. 5 представлены графики зависимостей максимальной протяженности пластически деформированной зоны в ее сечениях плоскостями главных кривизн от формы контура (β) эллиптических отпечатков и относительного среднего давления $\bar{p}_{ср}$ в контакте. В результате математической обработки эти зависимости были аппроксимированы уравнениями:

$$\left.\begin{aligned} \bar{x}^*_{S_{max}} &= \frac{x_{S_{max}}}{a} = \left(\frac{3}{4}\,\bar{p}_{ср}^{\frac{1}{1+\beta^2}} - \frac{1}{3}\right)\beta^2 + \frac{7-4\beta}{6}; \\ \bar{y}^*_{S_{max}} &= \frac{y_{S_{max}}}{b} = \frac{3\sqrt{p_{ср}}}{1+3\beta} - \frac{4}{3}\beta^2 + 3\beta - 1{,}5. \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

Для кругового отпечатка форма пластически деформированной зоны будет симметричной относительно оси $\bar{z}$. Координаты точек ее границы, наиболее удаленных от оси $\bar{z}$, можно найти по формуле

$$\bar{x}^*_{S_{max}} = \bar{y}^*_{S_{max}} = \bar{r}_{S_{max}} = \frac{3}{4}\sqrt{\bar{p}_{ср}} + \frac{1}{6},$$

полученной из выражений (15) при $\beta = 1$. Расчеты показывают, что ошибка, связанная с аппроксимацией, в интервалах изменений $2 \leqslant \bar{p}_{ср} \leqslant 10$ и $0{,}3 \leqslant \beta \leqslant 1$ не превышает 2 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дрозд М. С., Матлин М. М., Сидякин Ю. И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
2. **Гудков А. А., Славский Ю. И.** Методы измерения твердости металлов и сплавов. М.: Металлургия, 1982. 168 с.
3. **Сорокин Г. М., Сафонов Б. П., Лысюк А. Я.** Методика определения энергоемкости стали при нагружении единичным индентором // Заводская лаборатория. 1999. Т. 64. № 2. С. 59—61.
4. **Осипенко А. П., Сидякин Ю. И., Федоров А. В.** Исследование границ пластически деформированного объема вокруг сферической вмятины // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2001. Т. 67. № 3. С. 39—42.
5. **Безухов Н. И.** Основы теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высш. шк., 1968. 512 с.
6. **Пашнина В. И., Бычкова Т. В.** Поле упругих напряжений и задача пластичности при контакте шара и плоскости // Проблемы прочности. 1977. № 7. С. 44—48.

УДК 62-50

В. Г. МУСАЕВ (Азербайджанский ТУ, г. Баку)

Дискретный метод и системно-структурный анализ при решении динамических задач в магистральных трубопроводных системах

Магистральные нефтепроводы (МНП) в силу своих специфических технологических особенностей являются ярким примером систем с распределенными параметрами, работающих в динамических режимах. Динамические процессы, происходящие в этих системах, описываются уравнениями в частных производных. Множество работ в различных областях науки посвящено как исследованиям, так и методам решения динамических задач в подобных системах.

Несмотря на то, что каждая система с распределенными параметрами имеет свои характерные технологические особенности, они имеют общую математиче-

скую основу. Поэтому результаты проведенных исследований для одной системы как в частном, так и в общем случае могут быть использованы для других систем с распределенными параметрами.

Исследования показали, что МНП относятся к сложным системам с распределенными параметрами. Они имеют достаточную длину с промежуточными источниками возмущений и являются разветвленными [1]. Кроме того, в зависимости от толщины стенок и физико-химических свойств перекачиваемого продукта они являются неоднородными системами. А так как источники первичной информации в этих системах находятся на значительных расстояниях друг от друга, то они представляют собой сложную систему с распределенными параметрами (базами данных).

Сложные МНП без учета промежуточных гидродинамических и регулирующих объектов (разветвленность, многочисленность промежуточных насосных станций, отборы и подкачки, инерционность насосных агрегатов, влияние регулирующих устройств на переходные процессы и т. д.) можно сравнить с длинными штангами в глубинно-насосных установках или с колоннами бурильных труб, или (с учетом некоторых промежуточных объектов со специфическими особенностями) с длинными линиями электропередач, а при определенных допущениях и с нагревательными и охлаждающими системами и процессами горения.

При исследовании динамических процессов в сложных МНП с распределенными базами данных волновое сопротивление определяют по формуле $b(s) = \sqrt{(k_1 s + k_3)/k_2 s}$.

В частном случае при пренебрежении инерционным членом в исходном уравнении получают дифференциальные уравнения в частных производных параболического типа, которые описывают динамику некоторых систем с распределенными параметрами.

Выражение, определяющее волновое сопротивление системы, имеет вид:

$$b(s) = \sqrt{sk_3/k_2},$$

что существенно упрощает математические выкладки и исследования. Поэтому предложенный подход вполне может быть использован и для исследования динамических процессов в аналогических системах с распределенными параметрами.

Как правило, решение динамических задач в системах с распределенными параметрами в основном сводится к изучению отдельных объектов системы без учета их корреляции. Практика показала, что это искажает не только количественные характеристики процессов, но и картины их протекания [2]. Поэтому полученные результаты исследований были не надежны и носили больше рекомендательный характер, так как требовали, корректирующих действий в каждом конкретном случае, которые во многом зависят от профессиональных навыков оператора.

Важная роль при принятии решения отводится диагностике системы, ее объектов, идентификации их параметров, адаптации их к реальным условиям эксплуатации. При этом решение в основном сводится к восстановлению параметров системы. Очевидно, что обеспечение требуемых значений параметров всей системы или отдельных элементов, адаптированных к предыдущему ее состоянию, не надежно.

В настоящее время методы системно-структурного анализа успешно используют для получения детальной и обобщенной информации о состоянии исследуемых процессов, разработке путей целенаправленного синтеза структуры сложных систем и методов нестационарных измерений [3]. Сегодня при решении задач для сложных динамических систем с распределенными параметрами широко используют совмещение дискретного метода [2] и системно-структурного анализа [3] с целью получения детальной и обобщенной информации о состоянии исследуемых процессов, определения путей целенаправленного синтеза структуры системы и разработки методов нестационарных измерений.

Решение задачи сводится к адаптации математических моделей к реальным условиям посредством идентификации параметров системы с целью выбора правильных решений. Кроме того, решается ряд обратных и псевдообратных задач на основе разработанных расчетных моделей управления [4, 5].

Используемые сегодня схемы анализа и расчета для нефтепроводных систем базируются на дифференциальных уравнениях движения жидкости при соответствующих краевых условиях, которые позволяют вычислять стационарное давление, нестационарное давление и расход нефти. Однако этого недостаточно, так как не всегда можно провести детальный анализ происходящих физических процессов. Этот подход не позволяет решить такие задачи, как коррекция и синтез систем с заданными процессами формирования полей давления, а также некоторые задачи, связанные с управлением процессом, при котором необходимо определение постоянных коэффициентов, входящих в уравнение движения нефти [4].

В настоящей работе предлагается совмещение дискретного метода с системно-структурным анализом и рассматривается обобщенная идеология расчета и анализа поведения сложных систем с распределенными параметрами, основанная на идентификации систем с распределенными параметрами и импульсных систем с применением дискретного и системно-структурного метода. Кроме того, приводится разработка адаптации расчетных моделей к реальным условиям эксплуатации рассматриваемых систем.

В качестве математического аппарата используют двукратное и дискретное преобразования Лапласа. При переходе от изображения к оригиналу функций применяют рекуррентные соотношения [2].

Рабочий процесс в МНП, когда известны расходы, описывается уравнениями движения и неразрывности [2]:

$$\left.\begin{aligned} -\frac{\partial P(x,t)}{\partial x} &= k_1 \frac{\partial G(x,t)}{\partial t} + k_3 G(x,t); \\ -\frac{\partial P(x,t)}{\partial t} &= k_2 \frac{\partial G(x,t)}{\partial t}, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $P(x, t)$ — давление; $G(x, t)$ — расход; k_1, k_2, k_3 — постоянные коэффициенты при следующих начальных и краевых условиях:

$$P(x, t)|_{t=0} = 0; \ \left.\frac{dP(x, t)}{dx}\right|_{t=0} = 0;$$

$$-\left.\frac{dP(x, s)}{dx}\right|_{x=0} = \frac{dG_{\text{н}}(0, t)}{dt} + 2aG_{\text{н}}(0, t);$$

$$-\left.\frac{dP(x, t)}{dx}\right|_{x=l} = \frac{dG_{\text{к}}(l, t)}{dt} + 2aG_{\text{к}}(l, t).$$

Здесь $2a$ — линеаризованный коэффициент по Чарному; $G_{\text{н}}(0, t)$, $G_{\text{к}}(l, t)$ — соответственно расход в начале и конце трубопровода.

В операторной форме:

$$-\left.\frac{dP(x, s)}{dx}\right|_{x=0} = c^2\bar{b}_1(s)\bar{G}_{\text{н}}(s);$$

$$-\left.\frac{dP(x, s)}{dx}\right|_{x=l} = c^2\bar{b}_1(s)\bar{G}_{\text{к}}(s),$$

где $\bar{G}_{\text{н}}(s) = \int\limits_0^\infty G_{\text{н}}(0, t)\mathrm{e}^{-st}\mathrm{d}t$, $\bar{G}_{\text{к}}(s) = \int\limits_0^\infty G_{\text{к}}(l, t)\mathrm{e}^{-st}\mathrm{d}t$; c — скорость звука в жидкости; $b_1(s) = \sqrt{sk_1 + k_2/sk_3}$.

При решении системы уравнений (1) операторным методом, используя двукратное преобразование Лапласа, на первом этапе получим изображение для искомых функций $P(x, t)$ и $G(x, t)$ [5]. Затем с помощью обратного преобразования восстановим однократное изображение функций $P(x, t)$, $G(x, t)$ и применим дискретное преобразование Лапласа.

Решение уравнений в частных производных, найденных с помощью двукратного преобразования Лапласа, не зависит от последовательности применения прямого и обратного преобразований. Очевидно, что удачно выбранный порядок в двукратном преобразовании может значительно облегчить решение задачи [2].

Следует отметить, что решение задачи относительно $P(x, t)$ в области изображений, имеет вид:

$$\bar{P}(x, s) = \frac{\mathrm{ch}\gamma(1-x)}{\mathrm{sh}\gamma l}c^2\bar{b}(s)\bar{G}_{\text{н}}(s) - \frac{\mathrm{ch}\gamma x}{\mathrm{sh}\gamma l}c^2\bar{b}(s)\bar{G}_{\text{к}}(s),$$

или можно представить в виде суммы двух давлений:

$$\bar{P}(x, s) = \bar{P}_1(x, s) + P_2(x, s),$$

где

$$\left.\begin{aligned} \bar{P}_1(x, s) &= \frac{\mathrm{ch}\gamma(1-x)}{\mathrm{sh}\gamma l}c^2\bar{b}(s)\bar{G}_{\text{н}}(s); \\ \bar{P}_2(x, s) &= \frac{\mathrm{ch}\gamma x}{\mathrm{sh}\gamma l}c^2\bar{b}(s)\bar{G}_{\text{к}}(s). \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Из уравнения (2) для $\bar{P}_1(x, s)$ в разных сечениях трубопровода получим:

$$\left.\begin{aligned} \bar{P}_1(0, s) &= c^2\bar{b}(s)\bar{G}_{\text{н}}(s)\mathrm{cth}\gamma l; \\ \bar{P}_1(l, s) &= \bar{P}_1(0, s)\frac{1}{\mathrm{ch}\gamma l}; \\ \bar{P}_1(x, s) &= \bar{P}_1(l, s)\mathrm{ch}\gamma(1-x); \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

градиент давления:

$$\frac{\partial P_1(x, t)}{\partial x} = \bar{P}_1(x, s)\gamma\mathrm{th}\gamma(1-x); \quad (4)$$

расход:

$$\bar{G}_1(x, s) = \frac{1}{c^2}\frac{1}{\bar{b}(s)}\frac{\partial P_1(x, s)}{\partial x}, \quad (5)$$

где $\bar{\gamma}(s) = \sqrt{sk_2(k_3 + sk_1)}$ — коэффициент распространения волны; $b(s) = \sqrt{(sk_1 + k_3)/k_2}$ — волновое сопротивление трубопровода.

Аналогично можно получить соотношения для $P_2(x, s)$:

$$\left.\begin{aligned} \bar{P}_2(l, s) &= -c^2\bar{b}(s)\bar{G}_{\text{к}}(s)\mathrm{cth}\gamma l; \\ \bar{P}_2(0, s) &= \bar{P}_2(l, s)\frac{1}{\mathrm{ch}\gamma l}; \\ \bar{P}_2(x, s) &= \bar{P}_2(0, s)\mathrm{ch}\gamma x; \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

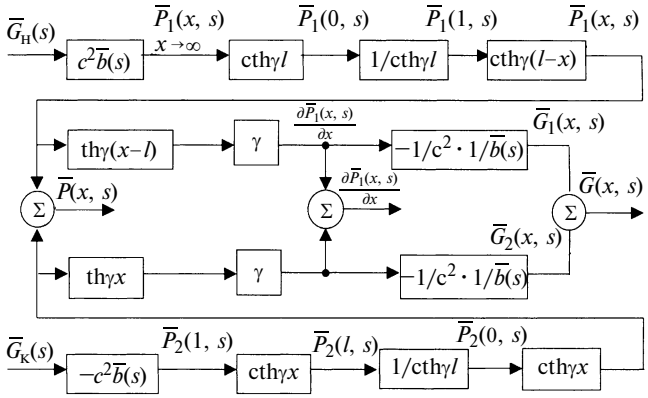
$$\frac{\partial P_2(x, t)}{\partial x} = \bar{P}_2(x, s)\gamma\mathrm{th}\gamma x; \quad (7)$$

$$\bar{G}_2(x, s) = -\frac{1}{c^2}\frac{1}{\bar{b}(s)}\frac{\partial P_2(x, s)}{\partial x}. \quad (8)$$

Выражения (2)—(8) позволяют составить структурную модель (рисунок), которая характеризирует динамические процессы в исследуемой системе.

Динамические процессы в МНП представляют собой задачи сложных системах с распределенными параметрами.

В случае, когда процесс движения жидкости описывается дифференциальным уравнением параболического типа, решение прямой задачи согласно уравнению (2) можно записать:



Структурная модель движения жидкости в трубопроводе с известными расходами на концах

$$\overline{P}(0, s) = c^2\overline{G}_{\text{н}}(s)\sqrt{\frac{k_2}{s}}\,\frac{\operatorname{ch}\sqrt{k_2 s}l}{\operatorname{sh}\sqrt{k_2 s}l} - c^2\overline{G}_{\text{к}}(s)\sqrt{\frac{k_2}{s}}\,\frac{1}{\operatorname{sh}\sqrt{k_2 s}l}; \quad (9)$$

$$\overline{P}(l, s) = c^2\overline{G}_{\text{н}}(s)\sqrt{\frac{k_2}{s}}\,\frac{1}{\operatorname{sh}\sqrt{k_2 s}l} - c^2\overline{G}_{\text{к}}(s)\sqrt{\frac{k_2}{s}}\,\frac{\operatorname{ch}\sqrt{k_2 s}l}{\operatorname{sh}\sqrt{k_2 s}l}. \quad (10)$$

Псевдообратную задачу будем рассматривать как задачу, связанную с определением закона нагнетания жидкости в трубопроводе при известном законе отбора, обеспечивающее желаемое изменение давления в конце трубопровода.

Тогда из формулы (9) получим:

$$\overline{G}_{\text{н}}(s) = \frac{1}{c^2\sqrt{k_2}}\,s\overline{P}(0, s)\frac{\operatorname{th}\sqrt{k_2 s}l}{\sqrt{s}} + \overline{G}_{\text{к}}(s)\frac{1}{\operatorname{ch}\sqrt{k_2 s}l}. \quad (11)$$

В случае, когда процесс движения в трубопроводе описывается дифференциальным уравнением гиперболического типа, т. е. учитываются инерционные силы, решение прямой задачи будет:

$$\overline{P}(0, s) = c^2\sqrt{\frac{sk_1 + k_2}{s}}\,\overline{G}_{\text{н}}(s)\operatorname{cth}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l -$$

$$- c^2\sqrt{\frac{sk_1 + k_2}{s}}\,\overline{G}_{\text{к}}(s)\frac{1}{\operatorname{sh}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l}; \quad (12)$$

$$\overline{P}(l, s) = c^2\overline{G}_{\text{н}}(s)\sqrt{\frac{sk_1 + k_2}{s}}\,\frac{1}{\operatorname{sh}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l} -$$

$$- c^2\overline{G}_{\text{к}}(s)\sqrt{\frac{sk_1 + k_2}{s}}\operatorname{cth}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l. \quad (13)$$

Для псевдообратной задачи решения для рассматриваемого случая будут иметь вид:

$$\overline{G}_{\text{н}}(s) = \frac{1}{c^2}\,s\overline{P}(0, s)\frac{\operatorname{th}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l}{\sqrt{s(sk_1 + k_2)}} +$$

$$+ \overline{G}_{\text{к}}(s)\frac{1}{\operatorname{ch}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l}; \quad (14)$$

$$\overline{G}_{\text{к}}(s) = \overline{G}_i(s)\frac{1}{\operatorname{ch}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l} -$$

$$- \frac{1}{c^2}\,s\overline{P}(l, s)\frac{\operatorname{th}\sqrt{s(sk_1 + k_2)}l}{\sqrt{s(sk_1 + k_2)}}. \quad (15)$$

Очевидно, что переход к оригиналам и определение функций $P(0, t)$ и $P(l, t)$ не вызывают затруднений.

Рассмотрим решение вышеприведенных задач дискретным методом.

Используя дискретное преобразование Лапласа [2] и теоремы свертки [7], решение прямой задачи согласно структурной модели (см. рисунок) после некоторых преобразований в области оригиналов в рекуррентной форме будет иметь вид:

$$P[0, n] = \frac{c^2\sqrt{k_2}}{1 - K_4''[0]}\Bigg\{\Bigg[\sum_{m=0}^{n} K_{94}[m]G_n[n-m] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n} K_{55}'[n]G_{\text{н}}[n-m] - 2\sum_{m=0}^{n} K_{55}''[m]G_{\text{к}}[n-m]\Bigg] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n-1} P_0[0, m]K_4''[n-m] - \sum_{m=0}^{n-1} P[0, m]1[n-m]\Bigg\}; \quad (16)$$

$$P[\delta, n] = \frac{c^2\sqrt{k_2}}{1 - K_4''[0]}\Bigg\{\Bigg[2\sum_{m=0}^{n} K_{55}''[m]G_{\text{к}}[n-m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n} K_{94}[m]G_{\text{н}}[n-m] + \sum_{m=0}^{n} K_{55}'[n]G_{\text{н}}[n-m]\Bigg] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n-1} P_0[\delta, m]K_4''[n-m] - \sum_{m=0}^{n-1} P[\delta, m]1[n-m]\Bigg\}, \quad (17)$$

где $K_4''[n]$, $K_{55}''[n]$, $K_{55}'[n]$, $K_{94}[n]$ — соответственно оригиналы функций $K_4''(s) = \frac{1}{s}\,\mathrm{e}^{-2\sqrt{k_2 s}l}$, $K_{55}''(s) - \frac{1}{s\sqrt{s}}\,\mathrm{e}^{-2\sqrt{sk_2}l}$, $K_{55}'(s) = \frac{1}{s\sqrt{s}}\,\mathrm{e}^{-\sqrt{sk_2}l}$, $K_{94}(s) = \frac{1}{s\sqrt{s}}$, которые определяются из таблицы изображений [6]:

$$K_4''[n] = erfc\frac{a}{2\sqrt{\frac{nT}{\lambda}}};\ K_{94}[n] = 2\sqrt{\frac{nT}{\pi\lambda}};$$

$$K_{55}'[n] = 2\sqrt{\frac{nT}{\pi\lambda}}\exp\left(-\frac{a}{4\frac{nT}{\lambda}}\right) - \sqrt{a}\,erfc\left(\frac{1}{2}\sqrt{\frac{a}{\frac{nT}{\lambda}}}\right);$$

$$K_{55}''[n] = 2\sqrt{\frac{nT}{\pi\lambda}}\exp\left(-\frac{a_1}{4\frac{nT}{\lambda}}\right) - \sqrt{a_1}\,erfc\left(\frac{1}{2}\sqrt{\frac{a_1}{\frac{nT}{\lambda}}}\right),$$

$$a_1 = \sqrt{k_1}\,l,\ \text{a} = 2\sqrt{k_2}\,l.$$

При учете инерционных сил, решение прямой задачи в области оригиналов в рекуррентной форме можно представить:

$$P[0, n] = \frac{c^2\sqrt{k_1}}{1 - K_4'[0]}\Bigg\{\Bigg[\sum_{m=0}^{n} K_{5161}'[m]G_{\text{н}}[n-m] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n} K_{25}[m]G_{\text{н}}[n-m] - 2\sum_{m=0}^{n} K_{25}'[m]G_{\text{к}}[n-m]\Bigg] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n-1} P[0, m]K_4'[n-m] - \sum_{m=0}^{n-1} P[0, m]1[n-m]\Bigg\}; \quad (18)$$

$$P[\delta, n] = \frac{c^2\sqrt{k_1}}{1 - K_4'[0]}\Bigg\{\Bigg[\sum_{m=0}^{n} K_{25}'[m]G_{\text{н}}[n-m] -$$

$$- \sum_{m=0}^{n} K_{5161}'[m]G_{\text{н}}[n-m] - 2\sum_{m=0}^{n} K_{25}[m]G_{\text{к}}[n-m]\Bigg] +$$

$$+ \sum_{m=0}^{n-1} P[\delta, m] K_4'[n-m] - \sum_{m=0}^{n-1} P[\delta, m] 1[n-m] \Bigg\}, \quad (19)$$

где $K_4'[n]$, $K_{25}[n]$, $K_{25}'[n]$, $K_{5161}[n]$ — соответственно оригиналы функций $\overline{K_4'}(s) = \frac{1}{s} e^{-2\alpha_1 \sqrt{s(s+\beta_2)}l}$, $\overline{K_{25}}(s) = \frac{1}{s}\sqrt{\frac{s+\alpha_1}{s}}\, e^{-2\alpha_1\sqrt{(s+\alpha_2)s}l}$; $\overline{K_{25}'}(s) = \frac{1}{s}\sqrt{\frac{s+\alpha_1}{s}}\, e^{-\alpha_1\sqrt{(s+\alpha_2)s}l}$; $\overline{K_{5161}}(s) = \frac{1}{s}\sqrt{\frac{s+\alpha_2}{s}}$ — определяются по таблице изображений [6]:

$$K_{25}[n] = \begin{cases} 0 \text{ при } n < \lambda; \\ e^{-\frac{\alpha_2 T n}{\lambda}} \dfrac{I_1\left(\frac{\alpha_2 T}{\lambda}\sqrt{n^2-\lambda^2}\right)}{\sqrt{n^2-\lambda^2}} \text{ при } n > \lambda; \end{cases}$$

$$K_4'[n] = \begin{cases} 0 \text{ при } n < \lambda; \\ e^{-\alpha T} + \alpha T \sum\limits_{m=\lambda}^{n} e^{-\alpha \frac{Tm}{\lambda}} \dfrac{I_0\left(\frac{\alpha T}{\lambda}\sqrt{m^2-\lambda^2}\right)}{\sqrt{m^2-\lambda^2}} \text{ при } n > \lambda. \end{cases}$$

Для псевдообратных задач решения для рассматриваемого случая в области оригиналов в рекуррентной форме будут иметь вид:

$$G_{\text{н}}[n] = \frac{1}{2}\Bigg\{\frac{1}{c^2\sqrt{k_1}}\Bigg(\sum_{m=0}^{n} P[0, m] 1[n-m] - \sum_{m=0}^{n} K_4'[m] P[0, n-m]\Bigg) + 2\sum_{m=0}^{n} K_{25}'[m] G_{\text{к}}[n-m] - \sum_{m=0}^{n-1} G_{\text{н}}[m] K_{5161}[n-m] - \sum_{m=0}^{n-1} G_{\text{н}}[m] K_{25}[n-m]\Bigg\}; \quad (20)$$

$$G_{\text{к}}[n] = \sum_{m=0}^{n} K_{25}'[m] G_{\text{н}}[n-m] - \frac{1}{2c^2}\Bigg(\sum_{m=0}^{n} P[\delta, m] 1[n-m] - \sum_{m=0}^{n} K_4'[m] P[\delta, n-m]\Bigg) - \frac{1}{2}\Bigg(\sum_{m=0}^{n-1} G_{\text{к}}[m] K_{5161}[n-m] + \sum_{m=0}^{n-1} G_{\text{к}}[m] K_{25}[n-m]\Bigg). \quad (21)$$

Таким образом, для различных задач динамики согласно разработанной структурной модели МНП области оригиналов были найдены соответствующие рекуррентные выражения (16)—(21) относительно простого вида, состоящие лишь из сумм параметров, описывающих происходящие в МНП процессы.

Аналогично могут быть решены и другие практические задачи.

Полученные рекуррентные выражения легко реализуются с помощью современных вычислительных средств. Структурная модель — удобный способ описания и анализа взаимосвязанных процессов, позволяющий описывать уравнениями состояние входящих в систему объектов, устанавливать связь между коэффициентами и переменными уравнений. Структурные модели отображают информацию о непрерывном состоянии системы.

Таким образом, совмещение дискретного метода и системно-структурного анализа позволяет унифицировать расчет параметров сложных систем с распределенными параметрами в реальных условиях при решении прямых, обратных и псевдообратных задач на основе расчетных структурных моделей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гусейн-заде М. А., Юфин В. А.** Методы расчета неустановившегося движения нефтепродуктов и нефтей в магистральных трубопроводах с промежуточными насосными станциями. М.: Недра, 1973. 72 с.
2. **Кадымов Я. Б.** Переходные процессы в системах с распределенными параметрами. М: Наука, 1968. 192 с.
3. **Шашков А. Г.** Системно-структурный анализ процесса теплообмена и его применение. М.: Энергоатомиздат, 1983. 280 с.
4. **Мусаев В. Г.** Сложные системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. Баку: Элм, 2004. 301 с.
5. **Рустамов К. Э., Мусаев В. Г.** Системно-структурный анализ гидродинамических процессов в магистральных нефтепроводных системах // Изв. АН Азерб. Сер. "Наука о Земле". 1991. № 1, 2. С. 123—127.
6. **Диткин В. А., Прудников А. П.** Справочник по операционному исчислению. М.: Высш. шк., 1965. 465 с.
7. **Микусинский Я. И.** Операционное исчисление. М.: 1956. 380 с.

Открытое Акционерное Общество АлмазИнструмент

Т/ф: (48134) 6-42-53, 4-04-00, 6-44-01
e-mail: mktg@almaz-i.ru www.almaz-i.ru
Адрес: 216500, Россия, Смоленская обл., г. Рославль, ул. Ленина, д. 3

ОАО «Алмазинструмент», специализируясь на разработке, изготовлении и поставках широкого спектра алмазного инструмента, приглашает к сотрудничеству предприятия РФ и других стран СНГ, а также региональных представителей и предлагает:

- **Алмазный правящий инструмент из природных и синтетических алмазов**
- **Алмазный инструмент, изготовленный методом гальваностегии**

Возможно изготовление нестандартного инструмента по чертежам и эскизам заказчика.

УДК 539.61

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (Иркутский ГУПС)

Силы адгезии в порах мембран

Определена величина межмолекулярной связи граничного слоя воды, обездвиженного силами адгезии твердого тела.

Потребность в увеличении производства ультрачистой воды растет с каждым годом. В электронной промышленности технология изготовления интегральных схем, включающая в себя многочисленные этапы химической обработки, во многом зависит от чистоты воды, применяемой при их производстве. Одним из возможных решений задачи очистки воды является создание селективного барьера, пропускающего молекулы одного типа и задерживающего другие молекулы. Для того чтобы понять механизм очистки воды путем ультрафильтрации (обратный осмос), исследуем свойства воды вблизи поверхности твердого тела. Образование возле поверхности твердых тел силами адгезии структурно упорядоченных слоев, распространяющихся в глубь жидкой фазы на несколько сот и более нанометров, является общей характеристикой жидкости. В настоящее время нет однозначного представления о природе разделения растворов с помощью полупроницаемых мембран.

Для расчетов каналы полупроницаемых мембран представим как набор энергетических барьеров и ям, не рассматривая конкретную физическую структурную особенность канала и причины, которые их порождают.

Постановка задачи

Энергия — общая количественная мера разных форм движения материи. Энергия может быть механической, кинетической, тепловой, потенциальной, электромагнитной, химической, квантовой, ядерной, существуют также энергии излучения, гравитации. Причем сумма всех форм энергий одного объекта не меняется.

Применив биномиальное разложение к уравнению полной энергии, получим:

$$W = \gamma mc^2 = mc^2 + 1/2mv^2 + 3/8mv^2v^2/c^2 + ...,$$

где mc^2 — энергия массы покоя; $1/2mv^2$ — кинетическая энергия; далее другие составляющие полной энергии, зависящие от v^2/c^2. При обычных скоростях можно пренебречь членами кинетической энергии, за исключением $1/2mv^2$.

Сравним первые три члена ряда разложения полной энергии тела массой 1 кг, перемещающегося в вакууме со скоростью $v = 1$ м/с:

первый $mc^2 = 9 \cdot 10^{16}$ Дж;

второй $1/2mv^2 = 5 \cdot 10^{-1}$ Дж;

третий $3/8mv^2/c^2 \approx 4 \cdot 10^{-18}$ Дж.

Третий член ряда разложения в 10^{17} раз меньше кинетической энергии, а кинетическая энергия в 10^{17} раз меньше энергии массы покоя [2].

Упорядочение структуры жидкости вблизи твердых тел указывает на усиление межмолекулярных связей или на увеличение потенциальной энергии молекул жидкости в радиусе действия сил адгезии твердого тела. Следовательно, для того чтобы выбрать способ разрушения пристенного слоя жидкости в капиллярных каналах в случае возникновения в них облитерационного явления [3], например в устройствах дозирования подачи жидкости, необходимо знать величину сдвиговой прочности слоев жидкости вблизи поверхности твердых тел.

Предположим, что сила сопротивления сдвигу в зоне действия сил адгезии твердого тела может отличаться от силы внутреннего трения жидкости вне этой зоны аналогично указанной выше разницы величин кинетической энергии и энергии массы покоя. Поэтому, используя метод качественного анализа для сил адгезии молекул твердого тела и молекул граничного слоя жидкости (теорию размерностей), а также метод аналогий, получим подтверждаемые опытом результаты.

Энергия связи молекул пристенного слоя

В результате действия сил адгезии между твердым телом и протекающей жидкостью всегда образуется неподвижный слой жидкости на внутренней поверхности капилляра, так называемый пристенный (граничный) слой.

Жан Луа Мари Пуазейль доказал, что объемный расход жидкости, протекающей через трубки круглого сечения радиусом r и длиной L, рассчитывается по формуле

$$Q = \pi r^4 \Delta p/(8\eta L), \qquad (1)$$

где Δp — перепад давления; η — динамическая вязкость.

В технических расчетах существенное значение имеет гидравлическая форма уравнения неразрывности (уравнение расхода). Для несжимаемой жидкости уравнение объемного расхода

$$Q = vS, \qquad (2)$$

где v — скорость жидкости; S — площадь сечения трубки.

Умножив правые части уравнений (1) и (2) на ρ, получим:

$$\rho vS = \rho \frac{\pi r^4 \Delta p}{8\eta L}. \qquad (3)$$

Обозначим импульс силы жидких частиц $Ft = \rho vV$, а объем вытекающей жидкости — $V = SL$, тогда равенство (3) будет иметь вид:

$$\frac{1}{\rho}\frac{Ft}{L} = \frac{\pi r^4 \Delta p}{8\eta L} = Q, \qquad (4)$$

где ρ — плотность жидкости; F — силовое воздействие потока жидкости на пристенный слой. То есть при таком течении, когда утолщается пристенный слой (в случае облитерационного явления), импульс силы жидкой частицы на единицу длины трубки равен расходу.

Эксперимент показал [4], что при расходе воды 1 лмб/с [5] и скорости ее течения $v = 3{,}18 \cdot 10^{-2}$ м/с наблюдается прилипание частиц жидкости к пристенному слою.

В данном эксперименте использовали трубку радиусом $1 \cdot 10^{-4}$ м и длиной $3{,}2 \cdot 10^{-2}$ м. Подставив эти значения в уравнение (4), получим:

$$F = Q\rho L/t = 3{,}2 \cdot 10^{-8} \text{ Н}.$$

Далее для простоты анализа полагая $Lr = S$, получим из уравнения (4) сдвиговое напряжение F_ξ/S, возникающее в неподвижном пристенном слое:

$$F_\xi t/(\rho S) = \pi r^3 \Delta p/(8\eta L) = \nu, \qquad (5)$$

где ν — кинематическая вязкость воды.

Таким образом, при течении, когда имеет место явление когезии молекул потока к поверхности пристенного слоя, импульс силы жидкой частицы на площади S соприкосновения слоев равен кинематической вязкости.

Подставив значения известных величин в равенство (5), получим:

$$F_\xi = \nu\rho S/t \approx 3{,}14 \cdot 10^{-11} \text{ Н}.$$

Прилипание частиц потока жидкости к частицам на поверхности пристенного слоя жидкости указывает на то, что между этими частицами действуют силы притяжения. При некотором равновесном расстоянии силы взаимного притяжения и отталкивания уравновешиваются и система из двух (и более) частиц будет обладать минимумом свободной энергии. Причем частица жидкости на поверхности пристенного слоя находится в потенциальной энергетической яме. В том случае, когда частица удаляется от равновесного положения, возникает возвращающая сила.

Найдем приблизительное значение потенциальной энергии, приняв действующую в пристенном слое возвращающую силу равной сдвиговому напряжению по уравнению (5).

Предположим, что полуширина молекулярной потенциальной энергетической ямы на поверхности пристенного слоя равна диаметру d молекулы. Тогда среднее значение возвращающей силы будет:

$$F_\xi = -\Delta U/\Delta d, \qquad (6)$$

где U — энергия связи молекулы на поверхности граничного слоя.

Подставив значение сдвигового усилия F_ξ в уравнение (6), для молекулы воды в граничном слое получим: $U \approx 0{,}94 \cdot 10^{-20}$ Дж $\approx$ 0,059 эВ/молекул (для сравнения: энергия фазового перехода льда в жидкое состояние равна 0,062 эВ/молекул [2]). Поэтому будем считать, что межмолекулярные силы и потенциальная энергия молекул пристенного слоя жидкости того же порядка, что и значения аналогичных показателей для льда. Механическую устойчивость прилипших молекул жидкости к поверхности пристенного слоя при действии сдвиговых усилий потока можно оценить, сравнив энергию связи и среднюю энергию теплового движения частиц жидкости при нормальной температуре (тепловая энергия молекулы 3kT/2). Средняя энергия тепловых колебаний связанной молекулы при нормальной температуре составляет 0,04 эВ [2]. Величина потенциальной энергетической ямы на поверхности пристенного слоя превышает тепловую энергию, расходуемую на разрыв связи между молекулами.

Существует практика нагрева обмоток якоря тяговых двигателей или электроизоляционного лака перед пропиткой до 70 °С для улучшения впитывания. В работе [6] приведены параметры разрушения граничного (пристенного) слоя жидкости при температуре 70 °С. Таким образом, энергия тепловых колебаний связанной молекулы при температуре 70 °С составляет 0,044 эВ. С повышением температуры растет кинетическая энергия молекулярного движения. Многочисленные скачкообразные переходы молекул жидкости с места на место обеспечивают текучесть лака, т. е. уменьшается значение начального усилия для осуществления сдвига. Следовательно, увеличение кинетической энергии колебаний частицы твердого тела и граничного слоя жидкости на 0,004 эВ уменьшает сдвиговую прочность пристенного слоя.

Согласованность опытных данных и теории физики жидкости позволяет сделать вывод, что уравнение (4) отображает движение жидких частиц потока вблизи поверхности твердого тела.

Гидромеханика пристенного слоя

Рассмотрим замкнутую систему жидких частиц в пристенном слое, где согласно работе [7] функция Лагранжа имеет вид:

$$L = \Sigma_a m_a v_a^2/2 - U(b_1, b_2, ..., b_a), \qquad (7)$$

здесь $\Sigma_a m_a v_a^2/2$ — кинетическая энергия; $U(b_1, b_2, ..., b_a)$ — потенциальная энергия данной системы (b_a — радиус-вектор a-й точки).

Уравнение движения жидкости вблизи твердой поверхности:

$$d/dt\partial l/\partial v = \partial L/\partial b, \qquad (8)$$

где b — расстояние до поверхности твердого тела.

Подставив в уравнение (8) функцию (7), получим: $mdv/dt = -\partial U/\partial b$, где $\partial U/\partial b = F$ — силовая функция адгезии твердого тела и жидкой частицы. При увеличении расстояния b энергия статического воздействия твердой поверхности стремится к нулю.

Зная, что при расходе 1 лмб/с наблюдается когезия жидких частиц потока воды к поверхности пристенного слоя, и приняв это количество жидкости за малый кубический элемент $V = l^3$, найдем $l = 10^{-3}$ м. В отличие от формул (1)—(5) параметр соприкосновения жидкости с твердым телом будем определять в масштабе, который должен соответствовать утолщению пристенного слоя (сначала микроскопический, затем мезоскопический и наконец макроскопический, т. е. $L = l$). Тогда $F = 1 \cdot 10^{-9}$ Н.

Сравним полученный результат с усилием, достаточным для удаления атома из потенциальной энерге-

тической ямы, находящегося в связанном состоянии в молекуле. Зная грубые значения энергии связи и расстояния между атомами в молекуле, можно оценить величину возникающей силы.

В работе [2] предполагалось, что полуширина потенциальной ямы равна радиусу атома. Другими словами, если атомы касаются друг друга, они находятся в своих равновесных положениях, а если они удаляются на расстояние, большее их радиуса, они становятся свободными. Энергия связи атомов (глубина потенциальной ямы) имеет примерно одинаковое значение для большинства молекул: $\Delta U = 1$ эВ $= 1{,}6 \cdot 10^{-19}$ Дж.

Радиусы большинства атомов составляют примерно $1 \cdot 10^{-10}$ м. Тогда среднее значение упругой (возвращающей) силы, действующей на один атом, будет:

$$F = -\frac{\Delta U}{\Delta a} \approx -2 \cdot 10^{-9} \text{ Н}.$$

Совпадение полученных результатов лучше, чем можно было ожидать, учитывая формулу (6) — расчет сдвигового напряжения и приблизительное определение среднего значения возвращающей силы. Более того, такое совпадение указывает на то, что выбранная модель адекватно отражает физическую картину адгезии частиц жидкости и твердого тела.

Найдем силу, которая необходима для удаления друг от друга одного квадратного метра исследуемых атомов. На отрезке в 1 м расположено 10^{10} атомов, значит на 1 м^2 приходится 10^{20} атомов. Тогда сила, действующая на 1 м^2, равна $F/S \approx 2 \cdot 10^{11}$ Н/м^2.

Значения модуля Юнга для металлов соответствуют порядку полученной величины (10^{11} Н/м^2), что свидетельствует о верной оценке возвращающей силы и согласуется с известными упругими свойствами вещества.

Таким образом, нескомпенсированная энергия поверхностных молекул твердого тела определяет гидромеханику граничного слоя.

Когезионное взаимодействие молекул жидкости в пристенном слое

Прирост толщины пристенного слоя за 1 с оказался равным размеру молекулы [4]. Поэтому очевидно, что для подробного описания и правильного понимания процессов, происходящих в микроскопической области пространства (микроскопический прирост, микроскопический размер толщины пристенного слоя), следует использовать некоторые представления квантовой механики, так как силы молекулярного притяжения и отталкивания имеют электромагнитную и квантовую природу [8]. Причем важно помнить, что адгезионное свойство пристенного слоя обусловлено главным образом силовым воздействием суммарного поля молекул поверхности твердого тела. Это мезоскопическая область пространства, в которой проявляются силы воздействия молекулы твердого тела на частицы жидкости и которая называется сферой молекулярного действия. Известно, что при рассмотрении какой-либо группы гидродинамических явлений имеет место кинематическое и динамическое подобие [9] и оно существует только при наличии геометрического подобия. В связи с этим можно ожидать, что геометрические параметры, характеризующие упомянутую выше сферу молекулярного действия, связаны с размерами энергетической потенциальной ямы на поверхности пристенного слоя, а также с длиной волны де Бройля. В 1924 г. Луи де Бройль выдвинул гипотезу, что каждому телу соответствует плоская волна. Движение этой волны должно отражать характер движения тел. А в нашем случае движение частиц потока воды (по предположению де Бройля) должно определяться через квант энергии и импульс микрочастиц жидкости.

А. С. Ахматов предполагал [10], что результирующее электромагнитное поле суммы элементарных полей молекул на поверхности твердого тела выходит за ее пределы в виде волн, затухающих по мере удаления от поверхности твердого тела.

Кроме того, при постановке гидродинамического эксперимента одним из основных является вопрос о том, по каким зависимостям следует пересчитать данные опытов, для того чтобы получить достоверное описание гидродинамического явления. На этот вопрос дает ответ раздел гидромеханики — теория подобия. Общее подобие физических процессов позволяет использовать для описания гидродинамических процессов разнообразные, в том числе и специально выбранные системы единиц, и установить некоторые общие свойства зависимостей, описывающих физические процессы. Знание этих свойств позволяет во многих случаях прогнозировать структуру искомых связей между физическими размерными и безразмерными параметрами. Используя метод размерности, можно увидеть рациональные комбинации физических параметров, отыскать связи между ними [9].

Следуя этому, определим длину волны де Бройля, воспользовавшись значением средней скорости v движения частиц жидкости из уравнения $Ft/\rho V = \pi r^2 \Delta p/(8\eta L) = v$, полагая, что $Sr = V$:

$$\lambda = h/mv = (6{,}6 \cdot 10^{-34} \text{ Дж} \cdot \text{с})/(29{,}88 \cdot 10^{-27} \text{ кг}) \times \times (0{,}0318 \text{ м/с}) \approx 7{,}0 \cdot 10^{-7} \text{ м}, \quad (9)$$

где m — масса молекулы воды.

В рамках теории перколяции можно проследить связь между физикой и геометрией [11]. Причем геометрия связанных элементов (в данном случае обездвиженные силами адгезии микрочастицы потока жидкости в пристенном слое) не зависит от микроструктуры самих элементов, и потому они обладают универсальными свойствами, одинаковыми для многих совершенно разных систем. Это выходит из универсальности физических свойств в окрестности критических точек [11]. Кроме того, геометрические характеристики потока жидкости определяют механическое подобие гидродинамических явлений. Исходя из этого, сравним длину волны де Бройля, характеризующую импульс и энергию движения частицы жидкости, с энергией связи молекул жидкости на поверхности пристенного слоя, определяемой шириной энергетической потенциальной ямы. Причем в соответствии с приведенными расчетами возвращающей силы полуширина энергетической потенциальной ямы на поверхности пристенного слоя при-

мерно равна диаметру молекулы. Из выражения (9) следует, что длина волны де Бройля на три порядка больше полуширины энергетической потенциальной ямы на поверхности пристенного слоя воды, т. е. энергия движения микрочастиц жидкости больше на три порядка энергии связи молекул на поверхности пристенного слоя. Расчетное значение силового воздействия потока жидкости на пристенный слой [см. уравнение (5)] при облитерационном явлении на три порядка больше сдвиговой силы, возникающей в пристенном слое [см. уравнение (6)]. Это указывает на то, что значение кинематической вязкости внутри пространства пристенного слоя в соответствии с уравнениями (5) и (6) должно быть на три порядка больше справочного значения кинематической вязкости. Силовое воздействие потока жидкости на пристенный слой уравновешивается силой адгезии твердого тела и пристенного слоя, т. е. создается механическое условие возникновения особого режима ламинарного движения жидкости в капилляре, а именно облитерационого явления, сопровождаемого прилипанием жидких частиц потока к граничному слою.

Заключение

При облитерационном явлении когезия частиц воды, протекающей на мезоскопическом расстоянии от стенки капилляра, обусловлена энергией связи молекул пристенного слоя и пороговой скоростью движения жидких частиц при расходе 1 лмб/с. При этом кинематическая вязкость пристенного слоя жидкости увеличивается на три порядка в результате упорядочения молекул под действием "притирающей" силы гидродинамического давления потока и фиксации в этом положении силой адгезии твердого тела.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фейнман Р., Лейтон Р., Сэндс М.** Фейнмановские лекции по физике. Вып. 1. М.: Мир, 1965. С. 73.
2. **Суорц К. Э.** Необыкновенная физика обыкновенных явлений. Т. 1. М.: Наука, 1986. С. 266—267.
3. **Нагорный В. С., Денисов А. А.** Устройство автоматики гидро- и пневмосистем. М.: Высш. шк., 1991. С. 18—19.
4. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: Дис. ... канд. техн. наук. Улан-Удэ, 2001.
5. **Чертов А. Г.** Единицы физических величин. М.: Высш. шк., 1977. 205 с.
6. **Дерягин Б. В., Чураев Н. В., Муллер В. М.** Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. 398 с.
7. **Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М.** Механика. Электродинамика. Кн. 1. М.: Наука, 1969. С. 20.
8. **Мултановский В. В., Василевский А. С.** Курс теоретической физики. Квантовая механика. М.: Просвещение, 1991. 320 с.
9. **Емцов Б. Т.** Техническая гидродинамика. М.: Машиностроение, 1978. 129 с.
10. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
11. **Эфрос А. Л.** Физика и геометрия беспорядка. М.: Наука, 1982. 119 с.

УДК 398.1:531.7

Л. Н. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Выбор точности средств измерения в машиностроении

С позиций точности рассмотрен принцип опережающего развития метрологических средств по сравнению с созданием новых конструкций и технологических процессов в машиностроении. Следствием этого принципа является развитие и широкое внедрение средств активного контроля и стабильности автоматических измерительных позиций.

Рассмотрим принцип динамического развития как объективную реальность, пригодную для дальнейшего осмысленного использования и подтверждения его целесообразности.

Конструктор или технолог, разрабатывая новый объект или технологический процесс, прежде всего определяет набор параметров, характеризующих их преимущества по сравнению с существующими образцами. На этапе разработки объекта сразу возникает вопрос о методах и средствах оценки этих преимуществ и степени новизны данного объекта. Как правило, одну метрологическую задачу можно решить с помощью разных измерительных средств, которые имеют не только различную стоимость, но и другие метрологические показатели, а следовательно, дают неодинаковые результаты измерений. Это является следствием, например, отличия точности результатов наблюдений от точности оценки самих измерительных средств, различия методов использования измерительных средств и дополнительных приспособлений, применяемых в сочетании с универсальными и специализированными устройствами.

В связи с этим возникает вопрос — выбрать или создать новое метрологическое средство, отвечающее поставленной задаче по обеспечению более высокой точности, более широких пределов измерения, защиты от агрессивного воздействия окружающей среды и т. д. Так, к примеру, предельные погрешности измерения наружных линейных размеров в диапазоне 80÷120 мм контактными средствами составляют: для штангенциркулей — 100÷200 мкм; для индикаторов часового типа — 10÷20 мкм, для гладких микрометров — 10÷15 мкм; для рычажных микрометров и скоб — 5÷15 мкм; для рычажно-зубчатых головок — 2,5 мкм; для оптиметров и длиномеров — 0,1÷1,0 мкм; для растровых средств и интерферометров — 0,05÷0,20 мкм; для лазерных интерферометров — до 10^{-7} мкм.

Однако чем точнее и производительнее измерительное средство, тем оно массивнее и дороже, тем выше требования к условиям среды его использования. Во многих случаях на стадии разработки новых технологий и конструкций эти сложности не могут быть разрешены априорно, тем более что применение любых средств измерения и контроля приводит, например, к уменьшению табличного допуска T на выполнение какого-либо параметра при

изготовлении изделия. При использовании метрологического средства допуск технолога или конструктора оставался бы постоянным, если бы это средство было идеально точно выполнено и также идеально настроено на верхнюю и нижнюю границы допуска.

В действительности при выбранном методе измерения, при аттестации и настройке выбранного средства измерения всегда возникает метрологическая погрешность $2\Delta_м$. Из-за этого приходится уменьшать производственный допуск, что повышает стоимость изготовления изделия. Чем грубее метрологическое средство, тем принципиально меньше допуск технолога. Однако конкретное сочетание погрешности изготовления и погрешности измерения или контроля будет сочетанием случайных событий, и тогда мы вправе полагать, что табличный допуск может быть представлен как $T = \sqrt{T_т^2 + \Delta_м^2}$, где $T_т$ — технологический допуск, предусмотренный на изготовление изделия.

Исходя из этого можно заключить, что если соотношение $\Delta_м/T = 0{,}1$, то практически весь допуск по теории вероятностей отводится на компенсацию технологических погрешностей, так как при этом $T_т/T = 0{,}9 \div 0{,}995$. Даже если для высоких квалитетов точности первое соотношение принять равным $\Delta_м/T = 0{,}4$, то и тогда на компенсацию технологических погрешностей можно выделить $(0{,}6 \div 0{,}917)T$. Следовательно, экономически нецелесообразно выбирать точность измерительного средства выше $0{,}1T$ т. е. превышающую более, чем на порядок табличный допуск.

Теперь вернемся к вопросу разработки новых технологических процессов и конструкций. Итак, как показано выше, метрологическое средство по своим параметрам (точности, пределам измерения, характеристикам окружающей среды и др.) должно быть примерно на порядок совершеннее, чем измеряемые характеристики конструкции или технологического процесса. Если нет средства оценки новых достижений, то нельзя будет утверждать, что новая конструкция или новый технологический процесс определенно совершеннее, лучше отвечает новым поставленным задачам, точнее и т. д.

Конструктор или технолог в большинстве случаев априорно предполагает, что такое метрологическое средство уже имеется, т. е. предполагается, что уже есть метрологическое средство с широкими возможностями выявления улучшенных показателей новой разработанной конструкции или технологии.

В очень редких случаях (например в космонавтике) метрологическое средство создается параллельно с созданием новой конструкции. В подавляющем же большинстве случаев метролог опережает создание новой конструкции или технологического процесса, поскольку предполагает, что такое метрологическое средство не сегодня-завтра будет востребовано. Следствием этого положения явилось создание высокоточных растровых и интерференционных измерительных приборов, получивших позднее широкое применение.

Таким образом, увеличение точности средств изготовления изделий приводит к необходимости опережающего создания метрологических средств со значительно большей точностью измерений (принцип опережающего увеличения точности метрологических средств по сравнению с точностью средств изготовления).

Поскольку точность метрологического средства примерно на порядок выше точности, достигаемой в результате технологического процесса, то у технолога возникает естественное желание приблизить точность изготовления к точности измерительного средства. Это можно осуществить, если приблизить процесс измерения или контроля к оборудованию как по месту, так и по времени осуществления технологического процесса с целью управления им.

В результате появляется стремление к созданию активных средств контроля, и рассматриваемый принцип является фундаментальной теоретической базой разработки и создания средств активного контроля. В отдельных случаях, например в космонавтике, активный, т. е. максимально приближенный по времени к процессу контроль, осуществляется с целью не только повышения точности выполнения задуманной операции, но и увеличения ее быстродействия.

Итак, в свете рассматриваемого принципа можно заранее рекомендовать создание новых более совершенных метрологических средств с улучшенными характеристиками.

Теперь рассмотрим принцип стабильности результатов измерения, который особенно важен при автоматическом контроле.

Этот принцип соблюдается, если изделие при многократном измерении (контроле) вручную или автоматически может быть стабильно, т. е. безусловно, отнесено в одну и ту же группу годности или брака. В связи с этим первый вопрос, который может быть рекомендован — это вопрос качественной настройки метрологического средства на заданный уровень по образцу. Эта настройка считается достоверной, если при многократной, например 100-кратной, настройке по образцу на контрольную границу получен результат в смысле "да/нет", 49/51, или, что равноправно, 51/49. Конечно, идеальной можно было бы считать настройку с результатом 50/50, по такая настройка обычно чрезвычайно трудоемка.

Стремление к стабильности результатов измерения или контроля приводит к соблюдению заранее сформулированных стандартных требований к измерительной позиции, условиям проведения испытаний и параметрам окружающей среды (температуре, уровню шума и вибраций, колебанию параметров источника питания, посторонним электромагнитным и радиационным наводкам и т. п.). Так, например, по конструктивным особенностям измерительная позиция должна быть в случае контроля геометрических параметров такой, чтобы деталь занимала при повторном испытании всякий раз одно и то же устойчивое положение, если не требуется, не перемещалась при подводе измерительных наконечников, а измерительное усилие было бы постоянным. Кроме того, должно быть исключено влияние погрешностей формы базовых и контролируемых поверхностей изделия на результаты контроля. Так, например, при контроле плоских поверхностей форма наконечника должна быть сферической, для того чтобы соприкосновение наконечника с деталью всегда происходило в одной точке, а при контроле сферических поверхностей из этих же соображений форма соприкасающейся с измеряемой деталью поверхности наконечника должна быть плоской. Далее, при базировании контролируемой детали по ее плоскости измерительная позиция должна иметь трехточечную опору с расположением точек опор под углом 120°. В противном случае измеряемая деталь из-за погрешности формы будет занимать неустойчивое положение и результаты контроля будут нестабильными. Поэтому ребристые столики измерительных приборов предпочтительнее плоских поверхностей. При этом нужно учитывать, что измеряемая деталь при таком базировании из-за погрешностей формы будет несколько смещаться по направлению к элементам базирования и смещать плоскость измерения, например, конусных деталей.

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 621.892-82:629

Л. А. ШАБАЛИНСКАЯ, канд. хим. наук (ООО "Химмотология", г. Чехов)

Трибологические аспекты применения водосодержащих жидкостей в гидравлических системах мобильных транспортных средств

Рассматривается вопрос расширения температурного диапазона работоспособности гидрофицированной мобильной техники путем применения универсальной огнестойкой жидкости на водно-гликолевой основе. Рассматриваются трибологические аспекты результатов стендовых и полигонных испытаний водосодержащих гидравлических жидкостей ВЛП-20 и ВЛП-10 и их минеральных аналогов МГЕ-46 и МГЕ-10А, проведенных в аксиально-поршневых машинах типа ГСТ-90 и гидропневматической подвеске, заправленной воздухом вместо азота.

Обеспечение работоспособности транспортных средств и промышленных машин, укомплектованных аксиально-поршневыми гидравлическими машинами, в условиях низких температур и повышенной пожарной опасности, а также при сочетании этих условий — проблема актуальная как для производителей, так и для эксплуатационных организаций. Примером ее эффективного решения является замена минеральных масел на огнестойкие водосодержащие низкотемпературные жидкости, которые могут быть выбраны из класса огнестойких [1]. Среди гидравлических масел, выпускаемых российскими предприятиями, такими минеральными маслами являются масла марок ВМГЗ, МГЕ-46В (ТУ 38.700137—83), ЭШ, Р, А, ТСзп-8, МГЕ-10А (ТУ 38.40158337—2003), АМГ-10 [2], а среди огнестойких жидкостей их аналогами в первом приближении могут считаться водноглицериновые жидкости ПГВ [3] и Промгидрол (ТУ 6-02-1140—78) [4] и водно-пропиленгликолевые жидкости ВЛП-10 и ВЛП-20 (ТУ 2422-001-32992204—2004) [5—7].

Применение огнестойких гидравлических жидкостей необходимо в ряде строительно-дорожных машин, работающих в особо тяжелых условиях, в том числе в горячих цехах, подземных горных шахтах, а также в машинах, оснащенных гидропневматическими подвесками, заправленными азотом. Целесообразность их применения обусловливается наличием достаточных трибологических и физико-химических свойств, сравнимых с таковыми для допущенных к применению "штатных" минеральных масел.

Настоящая статья посвящена исследованию противоизносных, антифрикционных и противозадирных свойств водосодержащих гидравлических жидкостей, свежих и работавших, и их минеральных аналогов, проведенному как в машинах трения, так и в гидравлическом оборудовании в стендовых и эксплуатационных условиях с целью оценки возможности замены минеральных масел на огнестойкие гидравлические жидкости. Трибологические и физико-химические свойства гидравлических жидкостей определяли с помощью стандартных и исследовательских методов в четыре этапа.

Целью первого этапа был выбор пар наиболее близких аналогов среди водосодержащих и минеральных рабочих жидкостей. Сопоставление трибологических и физико-химических свойств ряда близких по классу водосодержащих огнестойких гидравлических жидкостей и масел, представленных в табл. 1, показало, что такими парами аналогов являются огнестойкая водосодержащая жидкость ВЛП-20 и масло МГЕ-46В [2], жидкость

Таблица 1

Трибологические и физико-химические характеристики рабочих жидкостей для гидравлических систем

Показатель (испытания на ЧШМ)	Жидкость					
	Промгидрол	ПГВ	ВЛП-10	ВЛП-20	МГЕ-10А	МГЕ-46В
Диаметр $D_и$, пятна износа при осевой нагрузке 196 Н при температуре 15÷25 °С в течение 1 ч, мм, не более	—	—	0,4	0,4	0,7	0,45
Нагрузка критическая, Н	775	1120	630	660	200	630
Нагрузка сваривания, Н	1235	1780	1260	1410	1506	1500
Индекс задира, $И_з$	—	—	28	28	14	28
Плотность при температуре 20 °С, г/см^3	1,15	1,15	1,04	1,05	0,8	0,9
Температура застывания, °С	−45	−50	−60	−57	−60	−32
Температура вспышки, °С	Нет	Нет	Нет	Нет	96	190
Кинематическая вязкость при температуре 50 °С, мм^2/с	21,5	12	10	20	10	31

ВЛП-10 и масло МГЕ-10А [2]. Из сравнения их трибологических характеристик видно (см. табл. 1), что несущая способность (по критической нагрузке $P_к$), предельная нагрузочная способность (по нагрузке сваривания $P_с$), противоизносные (по диаметру пятна износа $D_и$) и противозадирные (по индексу задира $И_з$) свойства, определенные на четырехшариковой машине трения ЧШМ (с шарами из стали ШХ-15), у жидкости ВЛП-20 не хуже, чем у масла МГЕ-46В, а у жидкости ВЛП-10 они лучше, чем у масла МГЕ-10А. Сравнение физико-химических характеристик выявило преимущество жидкости ВЛП-10 перед маслом МГЕ-10А в условиях пожарной опасности, поскольку температуре вспышки масла МГЕ-10 довольно низкая — 96 °С, а также преимущество жидкости ВЛП-20 перед маслом МГЕ-46В при эксплуатации в условиях низких температур.

На втором этапе изучали трибологические аспекты применения одной из представленных в табл. 1 пар аналогов — водосодержащей жидкости ВЛП-20 и минерального масла МГЕ-46В — в объемном гидроприводе ГСТ-90 номинальной мощностью 46 кВт, состоящем из регулируемого насоса НП-90 и нерегулируемого реверсивного мотора МП-90 производства ОАО "Парголовский завод". Испытания проводили на стенде DS1036-4N по методике НПО НАТИ, аналогичной методике, описанной в работе [8]. Методиками предусматривался следующий режим испытаний: диапазон нагрузочных давлений после обкатки 10÷35 МПа при температуре 50 и 100 °С, частота вращения вала 2000 мин$^{-1}$ (3,3 с$^{-1}$), тонкость фильтрации 10 мкм, продолжительность испытаний 500 ч. Изнашивание деталей гидравлических машин оценивали путем микрометрирования и взвешивания. Результаты микрометрирования показали, что размеры плунжеров гидропривода во время работы практически (в пределах ошибки измерительных приборов) не изменились, что свидетельствует о достаточности противоизносных свойств жидкости ВЛП-20 относительно материалов деталей в условиях работы гидропривода. Более интенсивно изменялись размеры втулок плунжеров, которые приобрели форму гиперболоида вращения. При этом увеличение среднего размера втулки насоса для трех поясов измерений составило соответственно 20,8, 11,2 и 31,2 мкм. Такой характер изнашивания втулок объемного гидропривода является характерным и имеет место при использовании ряда масел на минеральной основе. Величина износа по сравнению с износом при использовании масла МГЕ-46В оказалась больше в 1,5—2 раза [7].

Однако следует отметить, что износ данной пары в указанных выше пределах не оказывает существенного влияния на изменение КПД гидропривода. Износ плунжеров вместе с пятами определяли методом взвешивания. Так как результаты микрометрирования не показали изменения размеров плунжеров, то все потери массы можно отнести к износу пят плунжеров. В качестве примера в табл. 2 приведен средний износ плунжеров с пятами. В табл. 2 приведены также средние величины износа неподвижного и вращающегося (приставное дно) распределителей. В сравнении с результатами испытаний, проведенных на минеральных гидравлических маслах [8], потеря массы указанных деталей больше в среднем в 5—6 раз. Однако абсолютные значения износа незначительны и не оказывают влияния на работоспособность гидропривода ГСТ-90.

Таблица 2

Результаты оценки износов деталей по массе в течение 500 ч стендовых испытаний жидкости ВЛП-20 и масла МГЕ-46В в объемном гидроприводе ГСТ-90

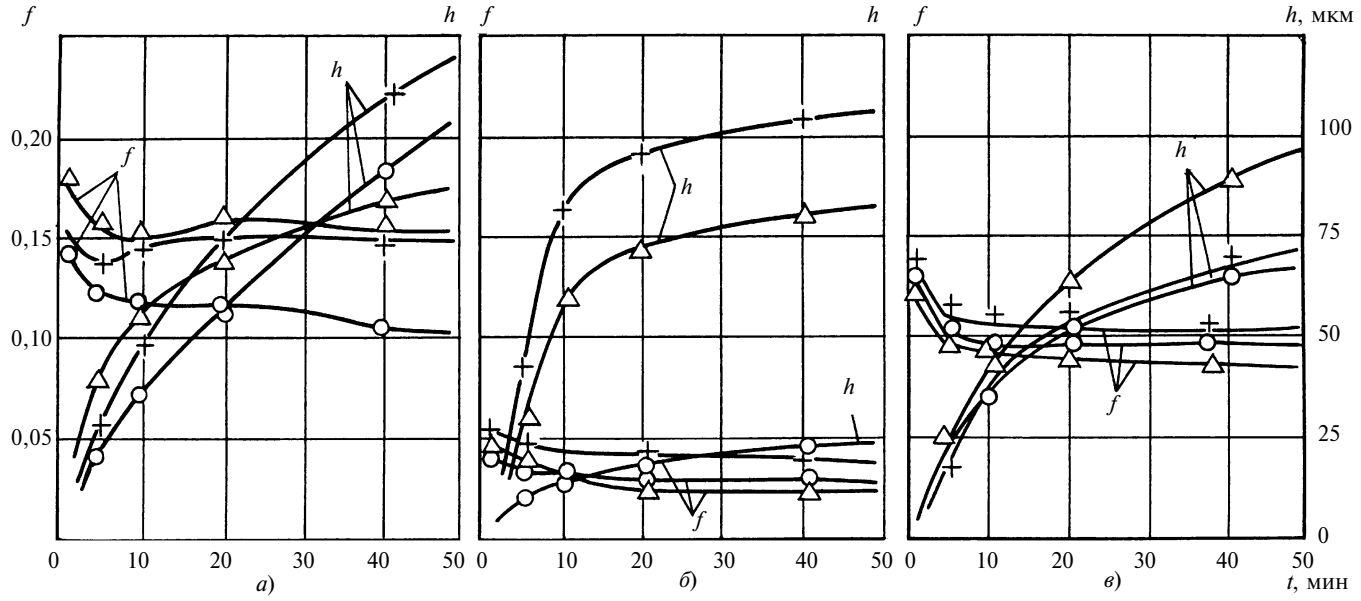
Деталь (материал)	Износ, мас. %, деталей насоса/мотора в смазочных жидкостях	
	ВЛП-20	МГЕ-46В
Плунжер (сталь 38ХМВ)	0,31/0,09	0,15/0,02
Приставное дно (латунь ЛМнКНС 58-1, -1,5-1,5	0,061/0,16	0,019/0,031
Распределитель (сталь ШХ15)	0,26/0	0,19/0

Изменения трибологических характеристик испытуемой жидкости ВЛП-20 в процессе стендовых испытаний оценивали в соответствии с ГОСТ 9490—75 на машине трения ЧШМ. Выявлена их стабильность: значения критической нагрузки до и после стендовых испытаний составляли 1400 Н, а индекса задира — 30, что послужило положительным аргументом в пользу возможности замены минерального масла МГЕ-46в на огнестойкую водосодержащую жидкость ВЛП-20.

На третьем этапе изучали трибологические аспекты применения другой пары аналогов — водосодержащей жидкости ВЛП-10 и масла МГЕ-10А — в системе регулирования дорожного просвета, в состав которой входил аксиально-плунжерный насос и гидропневматическая подвеска, заправленная воздухом вместо азота, в процессе полигонных испытаний мобильной машины. Проведение данных испытаний стимулировалось положительными результатами стендовых испытаний жидкости ВЛП-20 в ГСТ-90. Мобильную машину испытывали на полигоне зимой при температуре воздуха от −5 до 6 °С, пробеге 610 км с выполнением 200 операций по переходу от минимального дорожного просвета к максимальному и от максимального к минимальному. Величина дорожного просвета составляла 430—460 мм и практически не менялась.

После завершения испытаний гидропневматическая подвеска (ГПП) и шесть ее блоков были разобраны и визуально оценена степень износа деталей по их размерам и состоянию поверхностей трения. Следов износа и задира на деталях ГПП обнаружено не было.

Изменения трибологических характеристик жидкости ВЛП-10 в процессе испытаний оценивали двумя методами: по ГОСТ 9490—75 на четырехшариковой машине трения ЧШМ и на машине трения с линейным контактом Шкода—Савина в соответствии с работой [9]. В результате испытаний по ГОСТ 9490—75 изменений несущей способности и противозадирных свойств образцов жидкости ВЛП-10, отобранных до и после полевых испытаний, обнаружено не было; значения критической нагрузки составляли 1300 Н, а индекса задира — 28.



Зависимости износа *h* и коэффициента *f* трения от времени *t* при испытаниях на машине трения Шкода—Савина образцов водосодержащей жидкости:
ВЛП-10 при пробеге 0 км (-о-), ВЛП-10 при пробеге 610 км (-+-) и масла МГЕ-10А при пробеге 0 км (-△-) в паре трения: *а* — сталь 20Х2Н4А (ролик, покрытие Х. тв. 21) — бронза БрАЖМц10-3-1,5 (брусок); *б* — сталь 20Х2Н4А (ролик, покрытие Х.тв. 21) — фторопласт Ф4 (брусок); *в* — сталь 20Х2Н4А (ролик, покрытие Х.тв. 21) — сталь 40ХН (брусок)

В результате испытаний, проведенных на машине трения Шкода—Савина, работавшей по схеме изнашивания канавки на плоском образце вращающимся роликом, оценили антифрикционные и противоизносные свойства образцов жидкости ВЛП-10, отобранных до и после полевых испытаний, и масла МГЕ-10А при трении 10 пар оригинальных образцов, моделирующих серийные узлы трения. Испытания на машине Шкода—Савина проводили по ускоренной методике при капельной подаче смазки: длительность составляла 40 мин, скорость вращения ролика диаметром 30 мм равнялась 0,32 м/с, нагрузка на узел трения составляла 100 Н. Износ определяли по глубине канавки, вытертой на нижнем образце, измеряемой стрелочным индикатором часового типа с ценой деления шкалы 0,002 мм. Коэффициент трения определяли с помощью рычажного приспособления с уравновешивающими грузами; состояние поверхности ролика и колодки (нижний образец) определяли визуально. Каждое испытание проводили 3 раза. Состояние поверхности ролика и канавки до и после испытания оценивали по шероховатости на профилографе-профилометре модели 251. Заметного изменения шероховатости поверхностей трения после испытаний не наблюдалось; параметр шероховатости Ra = 0,01÷0,02 мкм.

Результаты испытаний, частично представленные на рисунке, *а*—*в*, таковы:

1) антифрикционные и противоизносные свойства жидкости ВЛП-10 практически не отличаются от свойств масла МГЕ-10А, а в некоторых случаях даже их превосходят;

2) полигонные испытания жидкости ВЛП-10 в ГПП СРПК при 610 км пробега автомобиля оказали незначительное влияние на ее антифрикционные и противоизносные свойства.

Таблица 3

Влияние примесей масла МГЕ-10А на физико-химические свойства жидкости ВЛП-10

Параметр, метод испытания	Величина параметра при концентрации примеси, об. %, в масле МГЕ-10А					
	0	0,5	1	2	4	6÷10
Плотность при 20 °С, кг/м^3, ГОСТ 3900	1044,8	1044	1043	1042	1040	1037÷1030
Кинематическая вязкость при 50 °С, мм^2/с, ГОСТ 33	12	12,4	12,45	12,9	13,6	—
Испытания на ЧШМ, ГОСТ 9490:						
критическая нагрузка $P_к$, Н	500	630	630	630	800	—
нагрузка сваривания $P_с$, Н	1500	1500	1500	1500	1500	—
индекс задира $И_з$	30	40	30	32	32	
Внешний вид	Желтая прозрачная жидкость	Желтая прозрачная жидкость	Желтая слабо мутная жидкость	Желтая мутная жидкость	Желтая мутная жидкость	Трех-фазное состояние
Вспениваемость при 40 °С, ГОСТ 25821, п. 4.8:						
объем пены, см^3	10	2	2	5	5	
время осаждения пены, с	5	0	0	0	2	

На четвертом этапе исследования с целью разработки типовых рекомендаций по замене минерального масла на водосодержащую жидкость исследовали влияние примесей минерального масла МГЕ-10А в диапазоне концентраций 0,5÷10 об. % на трибологические и физико-химические свойства жидкости ВЛП-10. Результаты испытаний "обмасленных" образцов жидкости ВЛП-10 представлены в табл. 3.

Анализ представленных данных выявил допустимый диапазон концентраций масла МГЕ-10А в жидкости ВЛП-10 — 0,5 ÷ 4 об. %, который не оказывает решающего влияния на эксплуатационные характеристики жидкости ВЛП-10.

Резюмируя изложенное выше, можно сказать, что проведенные исследования трибологических аспектов применения водосодержащих жидкостей, включающие в себя степень изнашивания трущихся деталей испытуемого гидравлического оборудования, с одной стороны, и динамику состояния трибологических и физико-химических свойств рабочих жидкостей в процессе испытаний, с другой стороны, позволяют сделать следующие выводы:

1) водосодержащие жидкости ВЛП-20 и ВЛП-10 на водно-пропиленгликолевой основе по трибологическим и физико-химическим свойствам сравнимы с высокосортными гидравлическими маслами, но в отличие от них обеспечивают пожаробезопасность и расширяют температурный диапазон работоспособности гидравлического оборудования;

2) процедуры замены масла МГЕ-46В в аксиально-поршневых машинах типа ГСТ-90 на жидкость ВЛП-20 и масла МГЕ-10А в гидравлическом оборудовании, укомплектованном гидропневматическими подвесками типа ГПП СРПК, на жидкость ВЛП-10 являются перспективными и могут быть рекомендованы для дальнейшей апробации в эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кламанн Д.** Смазки и родственные продукты. М.: Химия, 1988. С. 343—346.
2. **Топлива,** смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник / Под ред. В. М. Школьникова. М.: Издательский центр "Техинформ", 1999. 596 с.
3. **ГОСТ 20821—83.** Жидкость ПГВ. Технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1993.
4. **Водосодержащие** жидкости для систем гидравлики литейного и металлургического оборудования / А. Ф. Казанкина, Т. М. Кальварская, И. А. Буяновский и др. // Вестник машиностроения. 1981. № 12. С. 25—27.
5. **Пат. 1782026 РФ: МКИ^6 С10 М 173 / С 10N.** Гидравлическая жидкость.
6. **Шабалинская Л. А., Кельбас В. И., Козырев С. П.** Жидкость ВЛП для мобильной техники // Строительные и дорожные машины. 1996. № 10. С. 35—36.
7. **ТУ 2422-001-32992204—2004.** Жидкости гидравлические огнестойкие ВЛП-5, ВЛП-10, ВЛП-20.
8. **Влияние** масел на изнашивание агрегатов объемного гидропривода сельскохозяйственных машин / В. А. Голубев, Н. И. Итинская, В. В. Поздняков и др. // Вестник машиностроения. 1981. № 12. С. 40—42.
9. **Смазочные** материалы. Антифрикционные и противоизносные свойства. Методы испытаний: Справочник / Под ред. Р. М. Матвеевского. М.: Машиностроение, 1989. С. 25, 26.

Металлургическое оборудование и прокатное производство

УДК 621.86

В. В. ТОЧИЛКИН, канд. техн. наук (МГТУ им. Г. И. Носова, г. Магнитогорск)

Пневматические манипуляторы для отсечки конвертерного шлака

Рассмотрены конструкции манипуляторов с пневмоприводом для отсечки шлака при разливке стали из металлургического агрегата-конвертера. Применение таких манипуляторов способствует уменьшению количества вынесенного в сталеразливочный ковш шлака, что позволяет экономить материалы, используемые при раскислении, а также повышать степень чистоты стали и уменьшать индекс неметаллических включений.

Для обеспечения необходимого качества металла при разливке из конвертера применяют разные способы отсечки шлака. Одним из наиболее эффективных является использование манипуляторов [1], установленных непосредственно перед конвертером и подающих в рабочую зону шары-пробки, которые затем отсекают шлак. В кислородно-конвертерном цехе Магнитогорского металлургического комбината для данных целей применяется манипулятор, который представляет собой механизм параллелограммного типа со стрелой, оснащенной системой гидропривода. На переднем конце стрелы манипулятора закреплен механизм сброса шара-пробки, который происходит при прохождении над сталевыпускным отверстием за 30÷60 с до окончания слива стали из конвертера в ковш. Время нахождения стрелы в конвертере 7 с, время рабочего хода 25 с. Данный манипулятор занимает значительные площади и требует использования ручных операций при загрузке в захватное устройство шара-пробки. Манипулятор может работать только в ручном режиме, так как точность его позиционирования определяется действиями оператора.

Перспективным направлением для отсечки конвертерного шлака является применение пневматического манипулятора, выполненного в виде шлакового стопора, установленного непосредственно перед выпускным отверстием. Особенностью данного манипулятора является применение гибких приводных элементов, в конструкциях которых не используются подвижные элементы с уплотнениями (поршни,

плунжеры). Основным приводным элементом является гибкая стальная лента, изменение кривизны которой обеспечивает перемещение шлакового стопора. Рабочая среда — сжатый воздух — подается в защищенный гофрированный баллон, который размещается между лентой и основанием. Манипулятор может работать в двух режимах: ручном и автоматическом. Стопор подается вручную с пульта управления. Автоматический режим обеспечивается применением специальных информационных систем.

На рис. 1 показан манипулятор [2] для закрывания выпускного отверстия конвертера. Он содержит механизм *1* подвода запирающего газа, установленный на оси *2* вращения, имеющей отверстие *3*, и размещенный на опоре *4* вблизи выпускного отверстия *5* конвертера, поворотный рычаг *6* с соплом *7*, выполненный в виде трубы *8* для подвода запирающего газа. При этом поворотный рычаг *6* снабжен приводом *9* и системой подвода рабочей среды привода, а в опоре выполнено отверстие *10*, совпадающее с отверстием оси *2* при вводе сопла *7* в выпускное отверстие *5* конвертера. На поворотном рычаге *6* и в опоре *4* установлены дополнительные цапфы *11—14* для крепления элементов *15* и *16* привода *9*, каждый из которых выполнен в виде гибких связей *17* и *18*, шарнирно закрепленных на дополнительных цапфах *11*, *12* и *13*, *14* соответственно, и эластичных оболочек *19*, *20*, выполненных, например, в виде сильфонов и соединенных с системой подвода рабочей среды.

Манипулятор работает следующим образом. В период продувки стали в конвертере поворотный рычаг *6* с соплом *7* повернут в исходное положение. Выпускное отверстие *5* конвертера открыто. Ввод в работу устройства для закрывания выпускного отверстия конвертера происходит так: после завершения продувки в эластичную оболочку *19* под определенным рабочим давлением подается рабочая среда (газ); эластичная оболочка *19* воздействует на гибкую связь *17*, которая получает определенную кривизну, в результате чего сокращается продольный линейный размер между дополнительными цапфами *11* и *12*, что обеспечивает поворот рычага *6* с соплом *7* на заданный угол в рабочее положение *Б*. При подходе сопла *7* к выпускному отверстию *5* конвертера отверстие *3* в оси *2* и отверстие *10* в опоре *4* начинают совмещаться и запирающий газ (азот) поступает в полость трубы *8*, а оттуда через сопло *7* — в полость отверстия *5*. Сопло *7* формирует струи запирающего газа — азота. Конвертер начинают поворачивать в положение слива, при этом запирающий газ отсекает первичный шлак, попавший в выпускное отверстие при наклоне. Рычаг *6* с соплом *7* возвращают в исходное положение *А*.

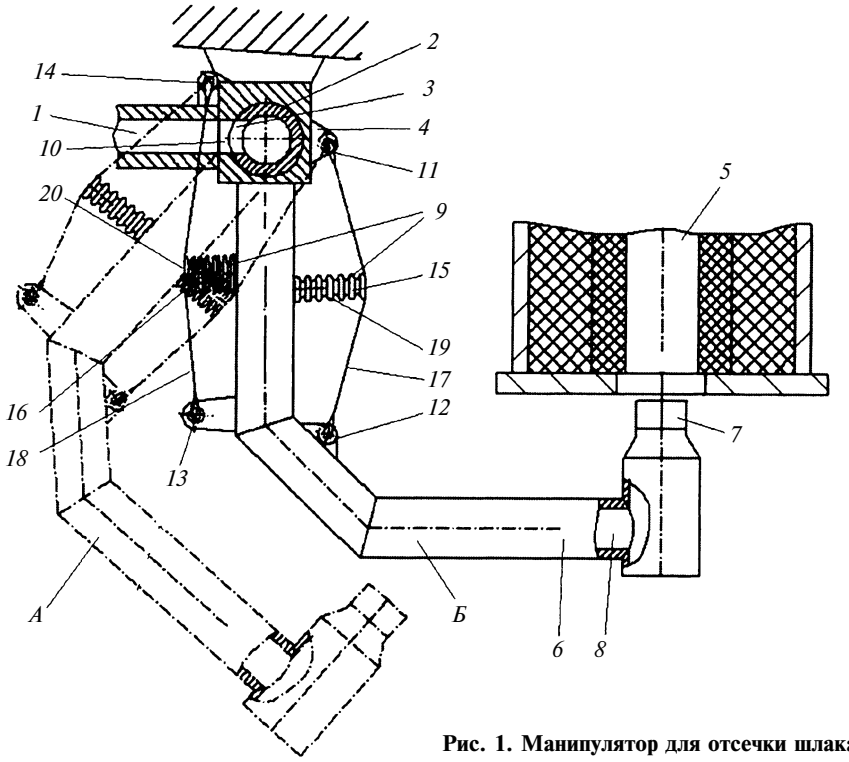


Рис. 1. Манипулятор для отсечки шлака

По мере слива стали и появления в выпускном отверстии *5* шлака рычаг возвращают в рабочее положение *Б* и в отверстие *5* подается струя отсекающего газа. После отсечки шлака конвертер возвращают в исходное вертикальное положение, а рычаг *6* занимает исходное положение *А*. Отсутствие подвижных деталей и элементов (штоков, поршней, уплотнений) позволяет обеспечить устойчивую работу устройства для закрывания выпускного отверстия конвертера. Все это в целом обеспечивает стабильную подачу запирающего газа в момент отсечки, уменьшает количество шлака, попадающего в сталеразливочный ковш, и повышает качество разливаемого металла.

На рис. 2 представлены схемы пневмопривода манипулятора. В пневмоприводе по рис. 2, *а* в процессе работы манипулятора обеспечивается подача сжатого газа под определенным рабочим давлением в один из приводных элементов с одновременным сбросом из другого через распределитель *1*. В схеме использованы регулируемые дроссели *2*. В пневмоприводе по рис. 2, *б* использованы клапаны давления *1* нормально закрытого типа и трехлинейные распределители *2*. В пневмоприводе по рис. 2, *в* использованы редукционные пневматические клапаны *1* и двухлинейные распределители. В пневмоприводах по рис. 2, *б* и *в* при подаче сжатого газа в один из приводных элементов в другом приводном элементе поддерживается определенное заданное давление.

Один из важнейших вопросов, рассматриваемых при работе манипулятора, — продувка расплава газовой струей.

При продувке неассимилируемым газом (азотом или инертным газом) по мере увеличения интенсивности подачи газа из сопла манипулятора форма взаимодействия газа с расплавом меняется. Наблюдаются

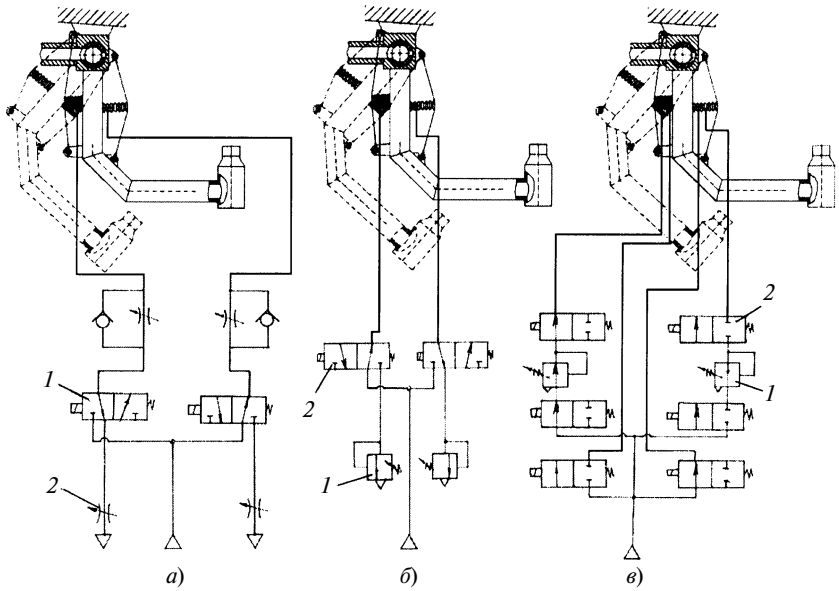


Рис. 2. Схемы пневмопривода манипулятора

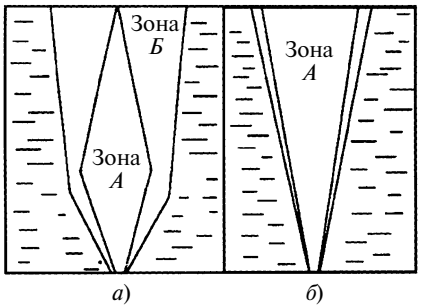


Рис. 3. Схемы взаимодействия струи газа, подаваемой из сопла манипулятора, с расплавом

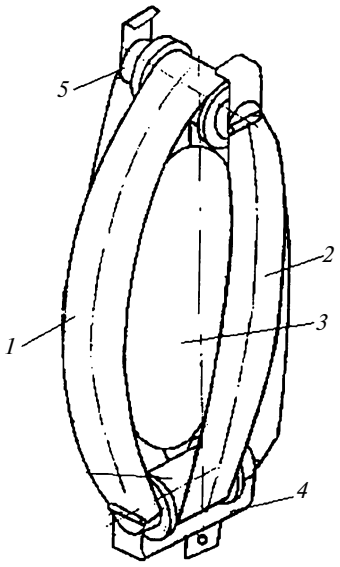


Рис. 4. Гибкий приводной элемент манипулятора

две стадии: турбулентное смешение газа с расплавом (рис. 3, *а*) и пробой (рис. 3, *б*).

В качестве главного параметра, определяющего ход продувки при неизменных параметрах сопла манипулятора, принимается интенсивность расхода газа, приведенного к нормальным условиям [3]. Постулируется наличие поверхностей раздела двух типов: газ—расплав (зона *А*) и расплав—газ (зона *Б*). В зоне *А* струя газа, поступая с высокой скоростью, дробит расплав на мелкие капли, образуя эмульсию с преобладанием газовой формы.

Наиболее важным при работе манипулятора является анализ момента перехода от турбулентного режима к режиму пробоя. Для оценки параметров критической глубины ванны расплава, при которой начинается пробой, воспользуемся работой [3]. Для моделирования угол раскрытия струи при пробое принимаем равным 22÷25°. Причем дальнейшее увеличение интенсивности продувки практически не приведет к изменению этого угла. Пробой ванны наблюдается, если рассчитываемая величина пробоя превышает заданную глубину ванны. Форма взаимодействия показана на рис. 3, *б*. Импульс струи настолько велик, что она пробивает ванну насквозь. При этом ванна слабо перемешивается и количество эмульсии газ—расплав невелико.

Эффективное использование эластичного приводного элемента определяется числом используемых гибких связей — лент. Большее их число увеличивает силовые возможности приводного элемента, что очень важно при отмеченном использовании рассматриваемого манипулятора, в частности при появлении настыли.

Одной из задач, возникающих при использовании двух и более лент в гибком приводном элементе, является обеспечение одинаковой длины лент. Приводной элемент [4] (рис. 4) содержит встречно установленные гибкие ленты *1* и *2*, между которыми находится рабочий баллон *3*. Гибкие связи — ленты крепятся в поворотных узлах крепления *4* и *5*. Применение поворотных узлов совместно с встречно установленными лентами обеспечивает в процессе работы самоустанавливаемость лент.

Вывод

Современные требования, предъявляемые к качеству металла, а также тяжелые условия работы при разливке стали требуют создания и использования автоматических манипуляторов для обеспечения вспомогательных работ. Применение представленных манипуляторов позволяет уменьшить количество вынесенного в ковш шлака, что приводит к экономии используемых при раскислении алюминия, кремния и марганца, а также к повышению степени чистоты стали и уменьшению индекса неметаллических включений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Точилкин В. В., Кольга А. Д.** Автоматический манипулятор для отсечки конвертерного шлака // Изв. вузов. Черная металлургия. 1995. № 10. С. 68, 69.

2. **Пат. 41017 РФ:** МКИ C21C 5/45, F27D 3/15: Устройство для закрывания выпускного отверстия конвертера.

3. **Математическая** модель процесса взаимодействия газовых струй с жидкой металлической ванной / А. В. Гуляев, С. В. Коминов, Б. Н. Окороков, С. С. Бакума // Изв. вузов. Черная металлургия. 2000. № 7. С. 20—23.

4. **Пат. 2005063 РФ:** МКИ 6B25J 18/00, B25J 1/02: Исполнительный орган манипулятора.

УДК 621.923.04:621.833.52

Е. И. ФРАДКИН (Москва), А. Ю. ЛЕБЕДЕВ (Московская область)

О шлифовании изделий с большим числом зубьев на зубошлифовальных станках с коническим кругом

Приведены настройка гитары деления зубошлифовального станка Niles (Германия) для шлифованных изделий с большим числом зубьев ($z > 140$). Показано, что деление не в соседнюю впадину, а на z_i угловых шагов является значительным резервом расширения технологических возможностей зубошлифовального станка с коническим кругом. Сформулировано ограничение такого приема.

Одной из важных характеристик любого зубообрабатывающего (зубофрезерного, зубодолбежного, зубошлифовального) станка является диапазон чисел зубьев изделия, обрабатываемого на данном оборудовании. Удивительно, что этот параметр не указан в технических данных станков в справочниках [1, 2], изданных во второй половине восьмидесятых годов прошлого столетия, в то время как в более ранних изданиях [3, 4] его обычно указывали (после 1991 г. справочники по зубообработке в России не издавали). Возможно, это связано с тем, что применение двух- и трехзаходных червячных фрез соответственно в 2 и 3 раза увеличивает максимальное число зубьев нарезаемого изделия. При зубодолблении предельное число зубьев нарезаемого изделия тоже зависит не только от кинематической схемы станка и существующего набора сменных зубчатых колес гитары обката-деления, но и от числа зубьев инструмента: долбяками с большим числом зубьев можно нарезать изделия с большим числом внешних зубьев.

О возможностях увеличения максимального числа зубьев изделия при шлифовании на станках с коническим кругом (мод. 5М841, 5843, немецкие станки Niles ZSTZ и т. д.) известно не было. Поэтому авторы решили выполнить расчеты по подбору сменных зубчатых колес гитары деления упомянутых зубошлифовальных станков. Согласно паспортным данным у отечественного зубошлифовального станка мод. 5М841 диапазон чисел зубьев обрабатываемого изделия 10—200, у отечественного станка мод. 5843 — 10—250, а у станка Niles ZSTZ 630 C_2 (Германия) — 5—140.

Сначала были выполнены расчеты для немецкого станка Niles; а в дальнейшем авторы предполагают выполнить аналогичные расчеты для отечественных зубошлифовальных станков. Речь, разумеется, идет о существенном (не менее, чем в 1,5÷2 раза) расширении технологических возможностей упомянутых выше станков.

Согласно руководству к станку Niles ZSTZ 630 C_2 сменные зубчатые колеса гитары деления подбирают из существующего набора для изделий с числом зубьев $z \geqslant 39$ по формуле

$$u = AC/BD = 64/z, \qquad (1)$$

где A, B, C, D — число зубьев сменных зубчатых колес гитары деления, причем $D = \text{const} = 105$; z — число зубьев изделия.

В расчетах было принято, что набор состоит из сменных зубчатых колес с числом зубьев от 34 до 97 без какого-либо пропуска, причем двух одинаковых зубчатых колес в наборе нет. Имеются ограничения по сцепляемости сменных зубчатых колес основного набора с модулем $m = 1{,}5$ мм: а) $C + 32 \leqslant A + B$; б) $94 \leqslant A + B \leqslant 178$; в) $B + 66 \leqslant C + D$.

Были выполнены расчеты для трех групп шлифуемых изделий с числами зубьев: 1) $z = 141 \div 220$ (табл. 1); 2) $z = 221 \div 300$ (табл. 2); 3) более 300 (табл. 3).

Из табл. 1 видно, что в диапазоне чисел зубьев изделия от 141 до 220 возможна традиционная наладка, предусматривающая после шлифования обеих сторон впадины деление на один угловой шаг, т. е. в соседнюю впадину, в 63 случаях из 80, что составляет 79 %. Причем почти для всех изделий, для которых наладка возможна, авторы предлагают два (а иногда три) варианта набора сменных зубчатых колес гитары, но в принципе возможно большее число вариантов.

Заметим, что точная настройка гитары для шлифования изделий с числом зубьев 202, 206, 214 и 218 (числа, кратные простым числам более ста — 101, 103, 107 и 109) возможна лишь потому, что в наборе имеются специальные зубчатые колеса с уменьшенным модулем ($m = 1{,}25$ мм вместо $m = 1{,}5$ мм) с простым числом зубьев в диапазоне от 100 до 140 (101, 103, 107, 109, 113, 127, 131, 137 и 139, а также с числом зубьев 121). Эти мелкомодульные сменные зубчатые колеса, зацепляясь также с мелкомодульной шестерней ($z = 84$), позволяют точно настроить гитару не только для шлифования изделий с приведенными выше числами зубьев (101, 103 и т. д.), но и для шлифования изделий с вдвое большим числом зубьев (202, 206 и т. д.).

Для изделий с простым числом зубьев более 140 (149, 151, 157 и т. д.) невозможна точная настройка гитары деления ввиду отсутствия необходимых для этого

Таблица 1

Наладки при делении в соседнюю впадину (z_i = 1)

Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*		
	A	*B*	*C*		*A*	*B*	*C*		*A*	*B*	*C*		*A*	*B*	*C*		*A*	*B*	*C*
141	64	47	35	155	56	93	72	171	64	57	35	186	42	93	80	203	48	87	60
	64	94	70	156	70	78	48		40	57	56	188	48	47	35		40	58	48
142	48	71	70		56	78	60	172	70	86	48		48	94	60	204	35	68	64
	40	71	84	158	48	79	70		40	86	84		56	94	60		48	51	35
144	70	72	48		40	79	84	174	64	58	35	189	35	63	64	205	42	82	64
	64	48	35	159	64	53	35		48	87	70		40	63	56		48	82	56
145	42	58	64		56	53	40	175	45	75	64	190	42	76	64	206	84**	103**	40
	63	87	64	160	70	80	48		64	60	36		48	76	56	207	35	69	64
146	48	73	70		48	80	70	176	48	88	70	192	40	80	70		40	69	56
	70	73	48		48	64	56		42	55	50		45	90	70	208	48	52	35
147	64	49	35	161	45	69	64	177	64	59	35		42	84	70		42	65	50
	56	49	40		48	92	80		40	59	56	194	48	97	70	210	35	70	64
	50	70	64	162	64	51	35	178	48	89	70	195	42	78	64		45	90	64
148	70	74	48		56	81	60		56	89	60		48	78	56	212	48	53	35
	80	74	42	164	70	82	48	180	64	60	35	196	48	49	35		42	53	40
150	64	50	35		40	82	84		42	54	48		40	84	72	213	35	71	64
	42	60	64	165	64	55	35		42	72	64		50	70	48	214	84**	107**	40
	56	80	64		56	88	64	182	60	65	40	198	35	66	64	215	42	86	64
152	70	76	48		48	66	56		40	78	72		40	66	56		48	86	56
	56	76	60	166	48	83	70	183	35	61	64	200	48	50	35	216	35	72	64
153	64	51	35		56	83	60		40	61	56		35	75	72		48	54	35
	56	51	40	168	70	84	48	184	48	46	35		48	80	56	217	45	93	64
154	40	55	60		64	56	35		56	92	60	201	35	67	64	218	84**	109**	40
	48	66	60		50	60	48	185	42	74	64		40	67	56	219	35	73	64
	48	77	70	170	48	85	70		48	74	56	202	84**	101**	40		40	73	56
155	42	62	64		48	68	56	186	48	93	70	203	45	87	64	220	48	55	35

* Число зубьев зубчатого колеса гитары деления D = const = 105.
**Специальное сменное зубчатое колесо с меньшим, чем у колес основного набора, модулем m = 1,25 мм.

сменных зубчатых колес. Также невозможна точная настройка гитары деления отечественных зубошлифовальных станков мод. 5831, 5М841 и 5843 с коническим кругом при шлифовании изделий с простым числом зубьев более 100, на что указано в статьях [5—7], причем на станке мод. 5831 (более ранней конструкции) погрешность одного деления из-за вынужденно неточной настройки гитары согласно расчетам в 4÷6 раз меньше, чем на станках мод. 5М841 и 5843.

Отметим, что вынужденно неточная настройка гитары, обусловленная отсутствием необходимых сменных зубчатых колес, — отдельный, довольно сложный вопрос, который не будет рассмотрен в этой статье. Однако подчеркнем, что оптимальный подбор сменных зубчатых колес гитары деления следует выполнять на ЭВМ по специальной программе [5, 6], поскольку подбор по справочнику [8] во многих случаях бывает менее точным.

Табл. 2 показывает, что в диапазоне чисел зубьев изделия от 221 до 300 возможна традиционная точная наладка станка в 54 случаях из 80, что составляет 67,5 %. В этой таблице приведен, как правило, один вариант (как исключение два варианта) подбора сменных зубчатых колес гитары деления, хотя в ряде случаев возможны другие варианты настройки гитары. Хочется отметить, что для обоих рассмотренных диапазонов чисел зубьев (141÷220 и 221÷300) существуют два однотипных приема подбора сменных зубчатых колес для обработки изделий с числом зубьев, кратным трем и кратным четырем. Для изделий с z, кратным трем: $A = 35$; $B = z/3$, причем $B \geqslant 62$; $C = 64$ и $D = 105$ (например, при $z = 210$: $A = 35$; $B = 70$; $C = 64$; $D = 105$). Для изделий с z, кратным четырем: $A = 35$; $B = z/4$, причем $B \geqslant 60$; $C = 48$ и $D = 105$ (например, при $z = 260$: $A = 35$; $B = 65$; $C = 48$; $D = 105$). При $z = 240$ возможны как минимум два варианта установки сменных зубчатых колес гитары: 1) $A = 35$; $B = 80$; $C = 64$; $D = 105$; 2) $A = 35$; $B = 60$; $C = 48$; $D = 105$.

В диапазоне чисел зубьев 141÷220 возможность точной настройки станка заметно больше, чем в диапазоне

Таблица 2

Наладки при делении в соседнюю впадину (z_i = 1)

Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*		
	A	*B*	*C*		*A*	*B*	*C*
221	35	74	64	259	40	74	48
224	48	56	35	260	35	65	48
225	35	75	64	261	35	87	64
226	84*	113*	40	262	84**	131**	40
228	35	76	64	264	35	66	48
230	48	92	56	266	40	76	48
231	35	77	64	267	35	89	64
232	48	58	35	268	35	67	48
234	35	78	64	270	35	90	64
235	42	94	64	272	35	68	48
236	35	59	48	273	35	91	64
237	35	79	64	274	84**	137**	40
238	48	85	50	276	35	69	48
240	35	80	64	278	84**	139**	40
	35	60	48	279	35	93	64
242	84**	121**	40	280	35	70	48
243	35	81	64	282	35	94	64
244	35	61	48	284	35	71	48
245	36	84	64	285	35	95	64
246	35	82	64	287	40	82	48
248	35	62	48	288	35	96	64
249	35	83	64	290	42	87	48
250	42	75	48	291	35	97	64
252	35	84	64	292	35	73	48
254	84**	127**	40	294	40	84	48
255	35	85	64	296	35	74	48
256	35	64	48		35	75	48
258	35	86	64	300	36	90	56

* Число зубьев зубчатого колеса гитары деления D = = const = 105.

**Специальное сменное зубчатое колесо с m = 1,25 мм.

Таблица 3

Наладки при делении в соседнюю впадину (z_i = 1)

Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*		
	A	*B*	*C*
301	40	86	48
304	35	76	48
308	35	77	48
312	35	78	48
315	36	81	48
316	35	79	48
320	40	80	42
322	40	69	36
324	35	81	48
328	35	82	48
332	35	83	48
336	35	84	48
344	35	86	48
348	35	87	48
350	36	75	40
352	35	66	36
360	75	40	48
368	35	69	36
384	35	68	34

* Число зубьев зубчатого колеса гитары деления D = 105.

221÷300. Это объясняется тем, что, во-первых, согласно справочнику [9] число простых чисел в диапазоне 221÷300 больше (15 вместо 13) и, во-вторых, тем, что в этом диапазоне больше чисел, являющихся произведением двух простых чисел, больших 10 (например, 221 = 17 · 13, 253 = 23 · 11 и т. д.), а **точная настройка гитары в этом случае тоже невозможна**.

Из табл. 3 видно, что в диапазоне чисел зубьев 301÷400 традиционная точная наладка возможна в 19 случаях из 100. В этом диапазоне ограничениями точной настройки гитары деления являются: 1) простые числа (307, 311, 313 и т. д.); 2) числа, кратные простым числам, большим 100 (303, 309, 321, 327 и 339); 3) числа, являющиеся произведением двух простых чисел, больших 10 (например, 319 = 11 · 29, 323 = 17 · 19, 341 = 31 · 11 и т. д.); 4) числа, являющиеся произведением одного из однозначных чисел 5, 6, 7 и 9 на простое двузначное число, большее 50 (например, 305 = 5 · 61, 318 = 6 · 53, 335 = 5 · 67 и т. д.).

Однако изделие, число зубьев которого является произведением однозначного числа на простое двузначное число, большее 50, можно прошлифовать нетрадиционным способом. Для этого гитару деления нужно настроить таким образом, чтобы после шлифования одной впадины поворот стола происходил не на один, а на два, три (в общем случае на z_i) угловых шага, причем значения z и z_i не должны иметь общих множителей, т. е., например, деление через зуб (z_i = 2) возможно только при шлифовании изделий с нечетным числом зубьев, деление через два зуба (z_i = 3) — только при шлифовании изделий с числом зубьев, некратным трем. Если число зубьев изделия делится на 6, т. е. на 2 и на 3 одновременно, то нестандартную наладку можно осуществить при z_i = 5 и 7.

Разумеется, при необычной наладке гитары деления сменные зубчатые колеса нужно подбирать иначе, чем при стандартной наладке. В этом случае в формулу (1) добавляется сомножитель z_i:

$$u = \frac{A}{B}\frac{C}{105} = \frac{64}{z} z_i, \qquad (2)$$

где z_i — число угловых шагов при делении.

Нестандартная наладка — существенный резерв расширения технологических возможностей станка без какой-либо модернизации. Табл. 4 показывает, что в диапазоне чисел зубьев 265÷500 при делении через зуб (z_i = 2) можно прошлифовать дополнительно 32 изделия, которые невозможно шлифовать при делении в соседнюю впадину. При этом для обработки 32 указанных в таблице зубчатых колес не нужно изготовлять дополнительно ни одного зубчатого колеса, ни одного болта, ни одной шайбы!

В диапазоне чисел зубьев 500÷600 традиционным способом нельзя прошлифовать ни одного изделия, а путем деления через зуб можно прошлифовать 7 изделий, причем z = 609 не является ограничением для такой наладки гитары деления.

Изделия с четным числом зубьев нельзя шлифовать, настроив гитару на деление через зуб, так как в этом

Таблица 4

Наладки при делении через зуб (z_i = 2)

Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*		
	A	*B*	*C*		*A*	*B*	*C*
265	48	53	56	415	42	83	64
275	42	55	64	425	42	85	64
295	42	59	64	427	40	61	48
305	42	61	64	435	42	87	64
325	42	65	64	441	40	84	64
329	60	94	64	445	42	89	64
335	42	67	64	455	42	91	64
343	48	49	40	465	42	93	64
345	42	69	64	469	40	67	48
355	42	71	64	475	42	95	64
357	50	85	64	483	40	92	64
365	42	73	64	485	42	97	64
371	48	53	40	497	40	71	48
375	42	75	64	511	40	73	48
385	42	77	64	525	36	90	64
	36	66	64	539	40	77	48
395	42	79	64	553	40	79	48
	48	79	56	567	40	81	48
399	40	76	64	581	40	83	48
405	42	81	64	595	40	85	48
413	40	59	48	609	40	87	48

* Число зубьев зубчатого колеса гитары деления D = = const = 105.

случае после шлифования половины из имеющихся зубьев шлифовальный круг возвратится в первую впадину. Таким образом, будет прошлифована только половина зубьев, вторая половина останется нешлифованной. Однако такие изделия во многих случаях можно прошлифовать, настроив гитару на деление через два зуба (z_i = 3), если, конечно, число зубьев обрабатываемой детали не кратно трем.

В табл. 5 приведены результаты подбора сменных зубчатых колес гитары деления при z_i = 3. В диапазоне чисел зубьев 301÷500 традиционным делением в соседнюю впадину можно прошлифовать 17 зубчатых колес, а путем деления через два зуба — 29 зубчатых колес.

В диапазоне чисел зубьев 500÷600 традиционным делением на один угловой шаг нельзя прошлифовать, как уже было сказано ранее, ни одного изделия, делением через зуб можно прошлифовать 7 изделий, а делением через два зуба — 21 изделие, причем четыре из них — благодаря использованию специальных сменных зубчатых колес меньшего модуля (в табл. 5 приведена настройка только для семи изделий). Число z = 602 не является предельным значением числа зубьев, на которое можно абсолютно точно настроить гитару деления при z_i = 3. В табл. 5 приведены даже параметры сменных зубчатых колес гитары деления для шлифования изделий с z = 800 и 850.

Для изделий с четным числом зубьев, кратным трем, возможно только деление с z_i = 5, 7 и 11, так как при делении с z_i = 2, 3 и 4 будут прошлифованы не все зубья. С учетом сказанного была составлена табл. 6, предусматривающая настройку на деление через четыре зуба, т. е. поворот на пять угловых шагов. Такая обработка будет напоминать шлифование на отечественных станках мод. 5М841 и 5843, но она в принципе допустима и даже необходима, если число зубьев изделия кратно шести.

Из табл. 6 видно, что при z_i = 5 в диапазоне чисел зубьев 400÷500 можно прошлифовать 14 изделий, в диапазоне 500÷600 — 12 изделий и в диапазоне 600÷700 — 6 изделий. Таким образом, нестандартная наладка гитары деления (z_i = 2, 3 и 5) в диапазоне чисел зубьев 500÷600 может обеспечить шлифование 40 изделий, в то время как стандартная — ни одного.

В некоторых случаях, приведенных в табл. 1÷6, сменные зубчатые колеса *A* и *C* можно менять местами, но место сменного зубчатого колеса D = 105 постоянно, поэтому его нельзя менять местами с зубчатым колесом *B*.

Ввиду отсутствия изделий с большим числом зубьев авторы смоделировали экспериментальную проверку изложенных выше расчетов следующим образом. Сначала гитару деления настроили на условное "шлифование" прямозубого изделия с z = 192 при делении в соседнюю впадину (установили сменные зубчатые колеса A = 45; B = 90; C = 70; D = 105), а затем — на условное "шлифование" через z_i = 5 (установили сменные зубчатые колеса A = 90; B = 36; C = 70; D = 105). Время одного условного "прохода" как при делении в соседнюю впадину, так и при делении через четыре зуба составило 85 мин. При проведении эксперимента механизм правки круга был отключен. Время одной правки примерно равно времени шлифования трех впадин.

Таблица 5

Наладки при делении через два зуба (z_i = 3)

Вариант наладки	Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Вариант наладки	Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*		
		A	*B*	*C*			*A*	*B*	*C*
1	310	63	62	64	24	460	63	69	48
2	340	63	68	64	25	464	70	58	36
3	356	72	89	70	26	470	48	47	42
4	364	72	91	70	27	472	72	59	35
5	370	84	74	48	28	476	45	51	48
6	376	70	47	36	29	484	84**	121**	60
7	380	64	76	63	30	488	72	61	35
8	388	72	97	70	31	490	45	70	64
9	392	48	70	75	32	496	70	62	36
10	400	48	60	63	33	500	48	50	42
11	404	84**	101**	60	34	504	70	84	48
12	406	45	58	64	35	508	84**	127**	60
13	410	84	82	48	36	512	70	64	36
14	412	84**	103**	60	37	518	45	74	64
15	416	70	52	36	38	520	40	65	63
16	424	70	53	36	39	524	84**	131**	60
17	428	84**	107**	60	40	530	42	53	48
18	430	56	43	36	41	602	45	86	64
19	434	45	62	64	42	650	42	65	48
20	436	84**	109**	60	43	700	42	70	48
21	440	63	55	40	44	740	42	74	48
22	448	70	56	36	45	800	42	80	48
23	452	84**	113**	60	46	850	42	85	48

* Число зубьев зубчатого колеса гитары деления D = = const = 105.

**Специальное сменное зубчатое колесо с m = 1,25 мм.

Таблица 6

Наладки при делении через четыре зуба (z_i = 5)

Вариант наладки	Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*			Вариант наладки	Число зубьев изделия z	Числа зубьев сменных зубчатых колес гитары деления*		
		A	*B*	*C*			*A*	*B*	*C*
1	366	70	61	80	21	522	70	87	80
2	372	80	62	70	22	528	70	88	80
3	378	70	63	80	23	534	70	89	80
4	396	70	66	80	24	546	70	91	80
5	402	70	67	80	25	552	70	92	80
6	408	80	68	70	26	558	70	93	80
7	414	70	69	80	27	564	70	94	80
8	426	70	71	80	28	576	70	96	80
9	432	60	54	70	29	582	70	97	80
10	438	70	73	80	30	588	60	84	80
11	444	70	74	80	31	612	80	51	35
12	456	70	76	80	32	624	80	52	35
13	462	70	77	80	33	636	80	53	35
14	468	70	78	80	34	648	80	54	35
15	474	70	79	80	35	672	80	56	35
16	486	70	81	80	36	684	80	57	35
17	492	70	82	80	37	768	80	64	35
18	498	70	83	80	38	864	80	72	35
19	504	70	84	80	39	972	35	81	80
20	516	70	86	80	40	1024	60	64	35

* Число зубьев зубчатого колеса гитары деления D = = const = 105.

Заметим, что гитару обката настраивали в обоих случаях, полагая, что модуль условно "шлифуемого" изделия m = 2 мм (ширина венца и коэффициент смещения значения не имеют). Подобранные сменные зубчатые колеса гитары обката: A = 45; B = 79; C = 53; D = 97.

Затем гитару деления настроили на условное "шлифование" прямозубого изделия с z = 420 и делением через z_i = 11. Чтобы убедиться в возможности такой необычной наладки, установили сменные зубчатые колеса гитары деления A = 94, B = 47; C = 88; D = 105 и сменные зубчатые колеса гитары обката A = 37, B = 67, C = 40, D = 97, полагая, что модуль условно "шлифуемого" изделия m = 1,25 мм. Отметим, что не удалось собрать гитару деления при первоначально намеченных A = 88; B = 45; C = 90; D = 105. Угол поворота стола станка при одном делении соответствовал требуемому.

Деление в соседнюю впадину является самым неблагоприятным, а деление через зуб — наоборот, самым благоприятным с точки зрения отклонения шага, обусловленного износом шлифовального круга или тепловыми деформациями шпинделя, которые могут быть существенными при шлифовании изделий с большим числом зубьев. Поэтому настройка гитары деления на z_i = 2 или 3 может оказаться предпочтительной даже в тех случаях, когда возможно обычное деление на один угловой шаг.

В заключение заметим, что для ряда зубчатых колес, число зубьев которых представляет собой произведение двух простых чисел, бóльших 10, точная настройка гитары деления на станке Niles невозможна при любом z_{ii}, однако на станке мод. 5843 она возможна. В отличие от немецкого станка на отечественном можно абсолютно точно настроить гитару при z = 143, 169, 209, 221, 247, 253, 286, 289, 297, 299, 319, 323, 330, 333, 338, 341, 342, 345, 351, 357, 363, 374, 377, 387 и 391. Возможность точной настройки гитары на станке мод. 5843 для изделий с z > 400 авторы еще не рассматривали. Формат журнальной статьи не позволяет привести результаты выполненных расчетов для станка мод. 5843.

Выводы

1. Для изделий с числом зубьев $141 \leqslant z \leqslant 300$ на станке Niles ZSTZ 630 C_2 возможна точная настройка гитары деления примерно в 75 % случаев, причем, в основном привычным делением на один угловой шаг.

2. Для изделий с $301 \leqslant z \leqslant 500$ возможна точная наладка примерно в половине случаев, причем в 60 % из них — путем необычного деления: с z_i = 2, 3 или 5 угловым шагам.

3. Невозможна точная настройка гитары деления для изделий с простым числом зубьев более 140 и кратным им (149, 151, 157, ..., 298, 302 и т. д.), а также с числом зубьев, являющимся произведением двух простых чисел, бóльших 10 ($143 = 13 \cdot 11$, $169 = 13 \cdot 13$, $187 = 17 \cdot 11$ и т. д.). Однако на станке мод. 5843 можно точно настроить гитару для шлифования изделий с z = 143, 169, 187 и т. д.

4. Нестандартная наладка имеет ограничение: число зубьев z и число z_i пропускаемых при делении впадин не должны иметь общих множителей.

5. Если в предложенном варианте подбора сменных зубчатых колес оказывается невозможным их сцепление, следует проверить при тех же сменных зубчатых колесах возможность другой сборки, поменяв местами зубчатые колеса A и C.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Производство** зубчатых колес: Справочник / С. Н. Калашников, А. С. Калашников, Г. И. Коган и др.; Под ред. Б. А. Тайца. М.: Машиностроение, 1990. 463 с.
2. **Сильвестров Б. Н.** Зубошлифовальные работы. М.: Высш. шк., 1985. 272 с.
3. **Производство** зубчатых колес: Справочник / С. Н. Калашников, Г. И. Коган, И. С. Козловский и др.; Под ред. Б. А. Тайца. М.: Машгиз, 1963. 683 с.
4. **Коган Г. И.** Изготовление цилиндрических колес со шлифованными зубьями. М.: Машгиз, 1962. 239 с.
5. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Повышение точности зубошлифования плоским кругом с двусторонним коническим профилем // Станки и инструмент. 1992. № 5. С. 13—16.
6. **Фрадкин Е. И., Колобанов М. В., Вереина Л. И.** Зависимость погрешностей шага зубчатого колеса от точности настройки гитары деления зубошлифовального станка // СТИН. 1994. № 5. С. 7—10.
7. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Обеспечение требуемой точности шлифования зубьев плоским кругом с двусторонним коническим профилем // СТИН. 2003. № 8. С. 20—25.
8. **Петрик М. И., Шишков В. А.** Таблицы для подбора зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1973. 527 с.
9. **Виноградов И. М.** Основы теории чисел. М.: Наука, 1972. 168 с.

УДК 634.0.862+678.067.5

А. Н. ЕКИМЕНКО
(Институт инновационных исследований, г. Гомель, Республика Беларусь)

Композиционные материалы повышенной прочности на основе отходов древесины и армирующих волокон

Основная причина ограниченного использования древесных пластиков в машино- и станкостроении для изготовления сложнонагруженных деталей заключается в низкой прочности этих материалов при работе на ударный изгиб.

Поскольку большинство машиностроительных деталей во время эксплуатации испытывают действие динамических ударов и вибрационных нагрузок, к ним предъявляются высокие требования по выдерживанию этих нагрузок. Для увеличения ударной вязкости древопластики рекомендовалось армировать металлом и другими высокопрочными материалами. В первом случае металлическая арматура в виде проволоки, шрифтов, втулок, болтов, гаек, колец или пластин закладывается непосредственно в пресс-форму и запрессовывается в изделие во время формирования. Однако применение металлической арматуры в качестве упрочняющего средства для материалов из измельченной древесины приводит к значительному удорожанию изделий, увеличению массы и усложнению технологического процесса.

Для устранения этих недостатков в Институте инновационных исследований разработан способ изготовления ударопрочных пластиков на основе древесины путем армирования их волокнистыми материалами. При разработке этих материалов в качестве связующего использовали спиртовые растворы фенолформальдегидных смол СФ-340А и СФ-342А (модифицирована поливинилбутиралем). Эти смолы обладают сравнительно высокой адгезией к древесине, базальтовому и углеродному волокнам, выпускаются промышленностью в больших количествах и имеют невысокую стоимость.

В качестве арматуры использовали отходы базальтовых и углеродных волокон и нитей в виде путанки. Выбор их в качестве армирующих элементов обусловлен рядом положительных качеств, присущих этим волокнам. В табл. 1 приведены физико-механические свойства волокон, использованных в качестве армирующих элементов.

Для измельчения углеродных волокон и нитей на отрезки заданной длины разработана установка (рис. 1), состоящая из режущего аппарата с ножевой головкой *1* и вставными ножами *2*, у которых в зависимости от направления вращения ножевой головки передний угол переменно меняет свою величину, а при измельчении направленного волокна задний угол ножа играет роль переднего и имеет отрицательную величину. Режущий аппарат насажен на вал *3*, причем его шпиндель снабжен правой и левой резьбой разного диаметра для обеспечения реверсивности вращения и имеет прижимной ролик *4*, соединенный гибкой связью *5* с роликом *6*, укрепленным в пазах стоек *7*. Подающие ролики *8* и *9* установлены в корпусе загрузочного бункера *10*. Корпус *12* оборудован неподвижными ножами *13* и имеет паз *14*. Установка снабжена бобиной *15* с ровницей и бункером 16 для измельченного материала.

Установка работает следующим образом. Однонаправленные волокна с бобины через паз *14* корпуса подаются между роликами *4* и *6*. При вращении ножевой головки по часовой стрелке и соприкосновении ножей *2* и ролика *4* происходит резка волокон. Длина нарезаемого волокна регулируется подачей волокна и частотой вращения головки *1* с ножами 2.

При вращении ножевой головки против часовой стрелки ножами *2* и *13* измельчается спутанное волокно, которое загружается в бункер 10 и подается роликами *8* и *9* в корпус

Таблица 1

Параметр	Значение параметра для волокна	
	базальтового	углеродного
Плотность, кг/м^3	1500÷2300	2200
Диаметр, мкм	1÷3	6÷10
Остаточная прочность при растяжении (после термообработки), %, при температуре:		
200 °С	98	109
400 °С	85	94
Диапазон температур применения, °С	−250÷700	−60÷250
Виброустойчивость (потеря массы при вибровоздействии), %, при температуре:		
200 °С	0,01	0,03
400 °С	0,01	0,03
Химическая устойчивость (потеря массы), %:		
в щелочной среде	2,75	1,2
в кислой среде	2,2	1,12

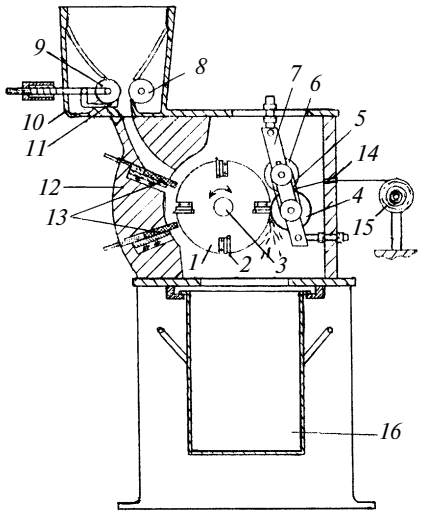


Рис. 1. Установка для измельчения волокнистого материала

установки. Ролик *2* снабжен регулирующим устройством и сжимающим ножом *11* для предотвращения наматывания волокнистого материала на ролик. Измельченный материал направляется в бункер *16*.

В результате исследования адгезии фенолформальдегидных смол СФ-340А и СФ-342А к базальтовому и углеродному волокнам, влияния вида и содержания связующего и армирующего материалов в композиции и их геометрических размеров на механическую прочность материала разработаны новые конструкционные материалы, рецептурный состав которых приведен в табл. 2, а их физико-механические свойства – в табл. 3. Разработанные материалы были всесторонне исследованы в лабораторных и производственных условиях.

Изделия из вышеуказанных материалов изготовляются методом прямого прессования при температуре 160÷170 °С, давлении 400÷500 кгс/см^2, времени выдержки под давлением 0,8÷1 мин на 1 мм толщины изделия.

На рис. 2 представлены элеваторы шарошлифовальных станков МШ-33, оборудованные ковшами из конструкционного древоуглепласта (*а*) и металлическими ковшами (*б*). При эксплуатации более легкие и компактные ковши из древоуглепласта (рис. 3) оказались более работоспособными, чем стальные литые. Ковши эксплуатировались в абразивной среде дизельного топлива с включениями абразивных частиц от шлифовальных кругов под действием ударных нагрузок, вызываемых падением массы металлических шаров с высоты 1,2 м. В результате эксплуатационных испытаний было установлено, что за 15 000 ч работы стальные ковши полностью износились (рис. 4, *а*), а износ ковшей из древоуглепласта за это время составил 40÷45 % (рис. 4, *б*).

Проведенные испытания показали высокую надежность и работоспособность ковшей из древоуглепласта, которые и рекомендованы к внедрению в производство.

Таблица 2

Компонент нового конструкционного материала	Количество компонента, масс. %	
	Древоуглепласт ДПКА-1	Конструкционный базальтостеклопласт КБСП
Измельченная древесина	56,18÷40,1	—
Базальтовое волокно	—	67,3÷40,5
Углеродное волокно	15÷20	—
Стеклянное волокно	—	3÷5
Фенолформальдегидная смола СФ-340А	25÷30	—
Фенолформальдегидная смола СФ-342А, модифицированная поливинилбутиралем	—	25÷35
Синтетический латекс	1,5÷4	—
Диметилтетрахлортерефталат	0,12÷1,2	—
Стеарат цинка	0,2÷0,7	—
Поливиниловый спирт	2÷4	—
Барий сернокислый	—	2÷5
Базальт плавленный	—	1,5÷5
Окись хрома	—	0,1÷0,5
Сшивающий агент — смесь гекса-метилтетрамина с хлористой медью в соотношении 10:0,1	—	1,1÷4

Таблица 3

Параметр материала	Значение параметра	
	ДПКА-1	КБСП
Плотность, кг/см^3	1350÷1400	1600÷1800
Ударная вязкость, кДж/м^2	20÷25	35÷40
Предел прочности, МН/м^2:		
при растяжении	80÷95	100÷110
при сжатии	120÷130	170÷180
при статическом изгибе	120÷140	130÷140
Текучесть по Рашигу, мм	40÷50	30÷55
Теплостойкость по Мартену, °С	160÷170	240÷250
Коэффициент трения	0,1÷0,12	0,5÷0,8
Горючесть:		
потеря массы образца при горении, %	12,1÷13,4	1,1÷1,8
время самостоятельного горения (тления), с	70÷84	2,1÷3,2

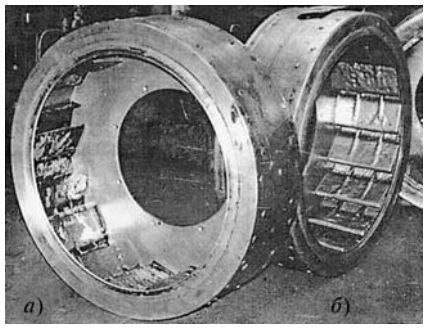


Рис. 2. Элеваторы шарошлифовальных станков МШ-33 с ковшами из древоуглепласта (*а*) и стальными литыми (*б*)

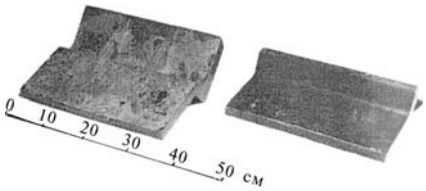


Рис. 3. Ковши из древоуглепласта элеваторов станков МШ-33

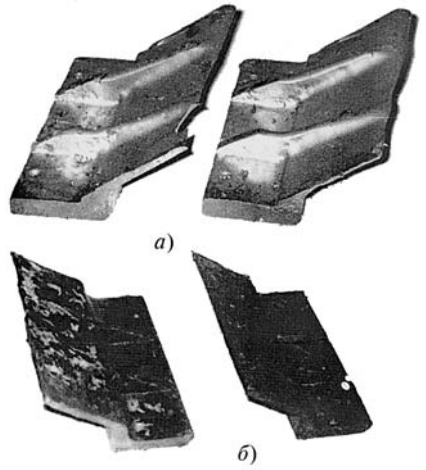


Рис. 4. Стальные литые ковши (а) и ковши из древоуглепласта (б) после 15 000 ч работы

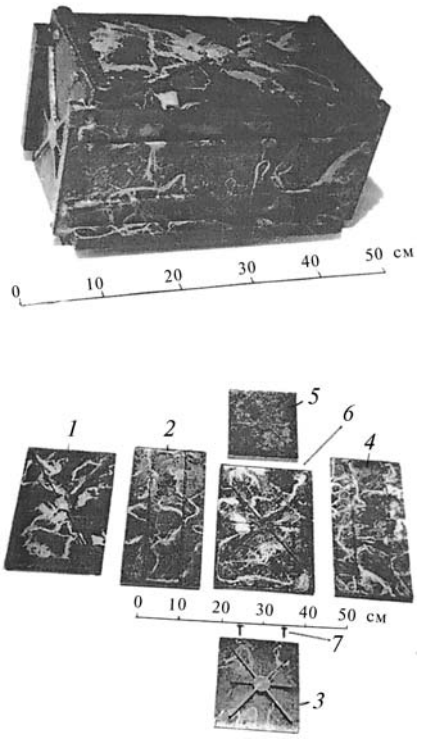


Рис. 5. Многооборотная разборная тара из базальтостеклопласта для тяжелых грузов и ее детали:
1 — днище; *2*, *4* — боковые стенки; *3*, *5* — передняя и задняя стенки; *6* — крышка; *7* — два болта с гайками

Использование в элеваторах шарошлифовальных станков МШ-33 ковшей из древоуглепласта позволит в 3 раза снизить шум, вызываемый падением массы металлических шаров с высоты 1,2 м и ударом их о металлические ковши, а также увеличить срок их службы по сравнению с металлическими на 30÷40 %.

На предприятиях по производству подшипников, метизов, инструмента и т. п. огромное количество древесины и денежных средств тратится на изготовление тары для упаковки и транспортировки готовой продукции. Тара, предназначенная для упаковки таких изделий, должна быть достаточно прочной, так как при погрузке, транспортировке и разгрузке она подвергается действию больших ударных нагрузок, поскольку возможны частые падения ящиков вместе с изделиями массой до 50 кг с высоты более 1 м. При транспортировке таких изделий в деревянных ящиках последние быстро разрушаются и приходят в негодность. Кроме того, деревянные ящики изготовляются неразъемными, поэтому экономически невыгодно возвращать предприятиям-изготовителям продукции пустую тару для повторного использования.

Исходя из недефицитности сырья и прочностных свойств конструкционного базальтостеклопласта, автор разработал конструкцию разборной многооборотной тары (рис. 5) для упаковки и транспортировки тяжелых грузов. Сборка ящиков осуществляется с помощью выступов, расположенных в определенной последовательности на днище, крышке, стенках и двух болтов М8 с гайками. Для упрочнения тары на стенках, днище и крышке выполнены ребра жесткости. Процесс сборки данной конструкции длится не более 5 мин.

Использование предприятиями-изготовителями подшипников, метизов, инструмента и т. п. многооборотной тары позволит сэкономить огромное количество древесины и денежных средств.

Сравнительно высокие физико-механические свойства конструкционного базальтостеклопласта и древоуглепласта открывают широкую перспективу для изготовления из этих материалов различных деталей машин и механизмов.

УДК 621.9

Н. Е. КУРНОСОВ, д-р техн. наук, А. В. ТАРНОПОЛЬСКИЙ, канд. техн. наук (Пензенский ГУ)

Применение вихревого способа подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля СОТС в зону резания

Показаны возможности повышения эффективности обработки резанием за счет применения технологии вихревой подготовки и подачи в зону резания смазочно-охлаждающих технологических сред в виде воздушно-жидкостного аэрозоля.

Эффективным способом повышения производительности процессов механической обработки и снижения затрат, связанных с применением смазочно-охлаждающих технологических сред (СОТС), является организация их подачи в зону резания в виде воздушно-жидкостного аэрозоля [1, 2]. Разработанная в последние годы технология подготовки и подачи в зону резания воздушно-жидкостного аэрозоля с использованием вихревых диспергаторов-распылителей [3—4] была внедрена в условиях производства ОАО "Пензкомпрессормаш" на операции чернового фрезерования канавок ротора винтового компрессора. Обработка ротора, изготовленного из стали 45, велась фрезой диаметром 380 мм со вставными зубьями из твердого сплава на зубофрезерном станке фирмы "Холроид" (рис. 1).

Диаметр заготовки ротора — 300 мм, скорость резания — 107 м/мин, глубина резания — 45 мм.

При обработке по базовой технологии режущий инструмент охлаждался сульфофрезолом, расход которого за время обработки одного ротора был равен 15 л, а период стойкости инструмента составлял 90 мин. Для удаления продуктов сгорания сульфофрезола использовалась вытяжная вентиляция с приводом мощностью 45 кВт.

В ходе исследований были предложены три варианта подготовки и подачи СОТС: использование в качестве СОТС холодного воздуха из

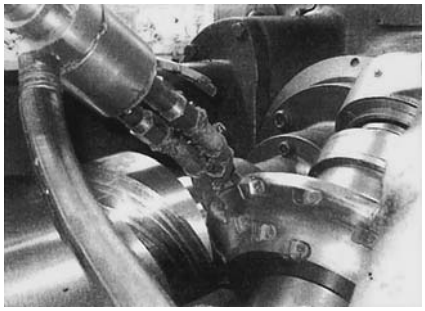


Рис. 1. Обработка ротора винтового компрессора фрезой с подачей в зону резания аэрозоля СОТС

вихревой трубы; подача минимального количества распыленного минерального масла; сочетание подачи воздушно-жидкостного аэрозоля из вихревого распылителя с подачей холодного воздуха из вихревой трубы. Результаты представлены на рис. 2 в сопоставлении с существующим способом подачи СОТС поливом.

Полученные результаты позволяют сделать следующий вывод: использование в качестве СОТС холодного воздуха из вихревой трубы, а также подача минимального количества распыленного индустриального масла обеспечивают высокопроизводительную и качественную обработку при резком сокращении количества жидкости, подаваемой в зону резания. При совместной работе вихревого диспергатора-распылителя жидкости с вихревым энергоразделителем воздуха зона обработки эффективно охлаждается и интенсифицируется процесс дробления стружки.

Разработанная система охлаждения принята к эксплуатации и безотказно работает в течение трех лет.

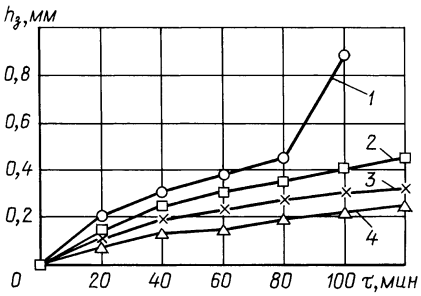


Рис. 2. Зависимости износа $h_з$ задней поверхности инструмента за время τ работы фрезы от способа подачи СОТС: *1* — поливом сульфофрезола; *2* — холодного воздуха, $t = -20$ °С; *3* — распылением СОТС; *4* — распылением СОТС и холодного воздуха

Она позволила исключить расходы на вытяжную вентиляцию мощностью 45 кВт и на использование сульфофрезола в качестве СОТС. По массе доля остатков масла на стружке составляет менее 0,3 %, при этом не требуется дополнительной очистки этой стружки. Стойкость твердосплавных фрез возросла в 1,8 раза.

С целью оптимизации процесса сложнопрофильного фрезерования лопастей колеса турбокомпрессора из алюминиевых сплавов в ОАО "Пензадизельмаш" была проведена замена подачи СОТС (керосина) поливом на подачу аэрозоля СОТС (рис. 3). В качестве распыляемой жидкости использовали 3 %-ю водную эмульсию эмульсола Э1. Скорость резания составляла 30 м/мин, максимальная глубина резания — 38 мм, подача — 40 мм/мин, инструмент — фреза концевая коническая диаметром 14 мм из быстрорежущей стали Р6М5.

Шероховатость обработанной поверхности уменьшилась на 15÷20 % по сравнению с исходным вариантом технологического процесса, при этом полностью исчезли задиры, которые образовывались ранее при срыве нароста с режущей кромки инструмента. Заготовка в процессе обработки оставалась сухой, ее температура составляла 50÷60 °С. Коробление детали и налипание металла на режущие кромки фрезы не наблюдались. Стойкость инструмента увеличилась в 2,5 раза. Значительно улучшились санитарно-гигиенические условия труда вследствие исключения керосина из состава СОТС. Ввиду того, что удельная поверхность распыленной жидкости в 600÷700 раз больше, чем нераспыленной [1], ускоряется процесс ее испарения. Испарение мельчайших частиц жидкости при контакте с поверхностью инструмента и заготовки интенсифицирует теплоотвод за счет высокой скрытой теплоты парообразования жидкости.

Перед фирмой ПНКФ "Промсервис" (г. Пенза) при фасонном точении сферы ∅ 24,5 мм из алюминиевого сплава Амг6 (рис. 4) возникла проблема получения необходимого качества поверхностного слоя. Обработку вели в следующих режимах: частота вращения шпинделя $n = 890$ мин$^{-1}$; подача — комбинированная: черновая обработка при $S = 0{,}5$ мм/об, а оставшийся припуск 0,7÷1 мм снимали при $S = 0{,}015$ мм/об. При обработке с подачей СОТС поливом не удавалось достичь необходимого качества поверхности. Поэтому было предложено использовать в качестве СОТС воздушно-жидкостный аэрозоль, подготовленный в вихревом диспергаторе-распылителе. Пробная обработка показала, что подача распыленной 1,5 %-й водной эмульсии достаточна для охлаждения зоны резания, но требуемая шероховатость поверхности обеспечивалась нестабильно ввиду периодического образования нароста на режущей кромке инструмента. При подаче распыленного минерального масла наростообразование прекращалось, но заготовка в процессе обработки нагревалась. Полученные результаты привели к мысли объединить полезные свойства этих двух видов СОТС путем совместного распыления вихревым диспергатором-распылителем. Разработанная технология вихревой подготовки и подачи распыленных СОТС дает возможность смешивать разнородные жидкости в процессе диспергирования и распыления непосредственно перед подачей в зону

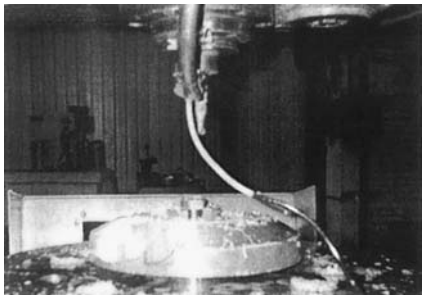


Рис. 3. Фрезерование лопастей колеса турбокомпрессора с подачей аэрозоля СОТС

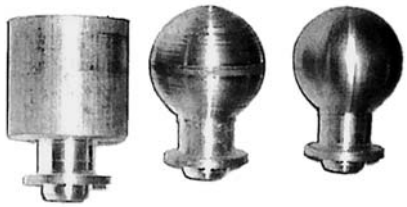


Рис. 4. Шаровая опора: исходная заготовка и заготовка после черновой и чистовой обработки

резания [3, 4]. Эта возможность реализуется посредством одновременной эжекции в вихревой поток воздуха двух жидкостей. Результатом внедрения данной системы в производство стало снижение себестоимости изготовления шарнирной опоры на 15 %, отпала необходимость в применении дорогостоящих составов для очистки поверхности перед нанесением покрытия.

Применение технологии подготовки и подачи аэрозоля СОТС на отечественном оборудовании крайне ограничено, что объясняется отсутствием надежных, удобных и дешевых устройств. Данная проблема может быть успешно решена при использовании разработанных и прошедших экспериментальные и производственные испытания вихревых устройств для подготовки и подачи распыленных и охлажденных СОТС. Вихревой энергопреобразователь и диспергатор-распылитель отличаются от отечественных и зарубежных аналогов чрезвычайной простотой (в их конструкции всего от четырех до пяти деталей) и высокой надежностью в работе (нет подвижных соединений), малой энергоемкостью (работают при давлении сжатого воздуха 0,2÷0,3 МПа).

Вихревая система подготовки и подачи воздушно-жидкостного аэрозоля в зону резания обеспечивает содержание эмульсии в количестве 2÷4 % и менее 0,1 % масла в его составе. В результате подаваемые в зону резания СОТС используются в основном для охлаждения инструмента и заготовки и для смазки трущихся поверхностей инструмента и заготовки в зоне резания. Концентрация до 90 % капель жидкости в осевой зоне факела аэрозоля позволяет доставлять практически всю распыляемую жидкость в зону резания, при этом не образуется туман, обеспечиваются безопасная работа оператора и экономия СОТС. По массе доля остатков масла на стружке составляет менее 0,3 %, при этом не требуется дополнительной очистки этой стружки при утилизации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Клушин М. Н., Тихонов В. М., Троицкая Д. Н.** Охлаждение и смазка распыленными жидкостями при резании металлов. Горький: Волго-вятское кн. изд-во, 1988. 123 с.
2. **Потапов В. А.** Применение механической обработки с минимальным количеством СОЖ на Германских заводах // Машиностроитель. 1999. № 11. С. 46—52.
3. **Пат. 2234986 РФ:** МПК[7] B05B 7/10: Устройство для распыления.
4. **Тарнопольский А. В.** Технология подготовки и подачи распыленных смазывающе-охлаждающих жидкостей // Технологическое обеспечение надежности и долговечности машин: Сб. науч. тр. Ижевск: Ин-т приклад. механ. Урал. отдел. РАН, 2006. С. 236—240.

Обработка материалов без снятия стружки

УДК 621.539

В. Н. ЧУДИН, д-р техн. наук (РГОТУПС)
Е. Ю. ПОЛИКАРПОВ, канд. техн. наук (РКК "Энергия")

Верхнеграничные оценки режимов листовой штамповки

В технологической практике при разработке процессов листовой штамповки необходимы расчеты кинематики, деформаций и сил для их реализации. Эффективными и достаточно простыми могут быть расчеты на основе экстремальной верхнеграничной теоремы пластичности [1, 2]. В соответствии с этой теоремой справедливо энергетическое неравенство

$$FV_0 \leqslant \int_W \sigma_э \xi_э dW + \int_S \tau_k V_k dS. \qquad (1)$$

Здесь в левой части — мощность внешних сил; в правой — мощности по объему W деформаций и на контактной поверхности S; F — сила операции; V_0 — скорость движений инструмента; $\sigma_э$, $\xi_э$ — эквивалентные напряжение и скорость деформаций (их интенсивности); τ_k, V_k — касательные напряжения и скорость на контактных границах.

Примем деформируемый материал трансверсально-изотропным. Деформационное упрочнение материала будем описывать функцией

$$\sigma_э = A\varepsilon_э^m, \qquad (2)$$

где $\varepsilon_э$ — эквивалентная деформация; A, m — константы упрочнения.

Коэффициенты анизотропии материала и константы упрочнения определяются по известным методикам из опытов осевого растяжения образцов данного материала.

Рассмотрим ряд типовых процессов листовой штамповки, в основу расчетов которых положим энергетическое неравенство (1).

Гибка пуансоном

Схема операции гибки пуансоном показана на рис. 1. Текущая область деформаций ограничена нормалями из центра сечения пуансона к поверхности заготовки с текущим углом φ между ними и дугами окружностей с текущими радиусами r_1 и r_2. Имеются зона растяжения $r_1 \geqslant r \geqslant r_0$ и зона сжатия $r_0 \geqslant r \geqslant r_2$, где $r_0 = \sqrt{r_1 r_2}$ — радиус нейтрального слоя изгибаемой заготовки.

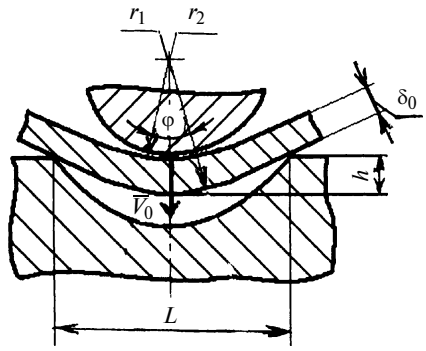


Рис. 1. Схема гибки пуансоном

Компоненты деформаций в этих зонах определяются выражениями:

$$\varepsilon_\varphi = \ln\frac{r}{r_0}; \qquad (3)$$

$$\varepsilon_l = \varepsilon_\delta = -\frac{1}{2}\ln\frac{r}{r_0}, \qquad (4)$$

где ε_φ, ε_l, ε_δ — деформации соответственно окружные, по ширине и толщине заготовки.

Эквивалентная деформация и скорость деформаций в зонах растяжения и сжатия при этом таковы:

$$\varepsilon_э = \pm\sqrt{\frac{2(2+R)}{3(1+R)}}\ln\frac{r}{r_0} = \pm k_1\ln\frac{r}{r_0}; \qquad (5)$$

$$\xi_э = \pm\frac{k_1 V_0}{h}\ln\frac{r}{r_0}, \qquad (6)$$

где R — коэффициент анизотропии материала заготовки; h — текущий рабочий ход пуансона; V_0 — скорость пуансона.

В соответствии с уравнением (2) состояния и соотношением (5) эквивалентные напряжения

$$\sigma_э = A\left(\pm k_1\ln\frac{r}{r_0}\right)^m. \qquad (7)$$

Обратимся к энергетическому неравенству (1). Мощность внешних сил (моментов изгиба)

$$N = 2\left(\frac{1}{2}\,\frac{F}{2}\,\frac{L}{2}\,\frac{\varphi}{2}\right)\frac{V_0}{h} = \frac{FLV_0\varphi}{8h},$$

что составляет левую часть уравнения мощностей (1). В правой части этого уравнения – мощность внутренних сил, определяемая с помощью соотношений (6), (7). При подстановке названных соотношений уравнение (1) получает вид:

$$F \leqslant \frac{8Alk_1^{1+m\varphi}}{\varphi l}\int_0^{\varphi}\left[\int_{r_0}^{r_1} r\left(\ln\frac{r}{r_0}\right)^{1+m}dr + \int_{r_2}^{r_0} r\left(-\ln\frac{r}{r_0}\right)^{1+m}dr\right]d\varphi,$$

где l — длина линии изгиба (ширина заготовки); L — ширина проема гибочной матрицы.

Заменим подынтегральные логарифмические функции приближенными разложениями:

$$\left(\ln\frac{r}{r_0}\right)^{1+m} = \left(\frac{r}{r_0}\right)^{1+m}\left[1-(1+m)\frac{r_0}{r}\right] \text{ при } r \geqslant r_0;$$

$$\left(\ln\frac{r_0}{r}\right)^{1+m} = \left(\frac{r_0}{r}\right)^{1+m}\left[1-(1+m)\frac{r}{r_0}\right] \text{ при } r \leqslant r_0.$$

В результате интегрирования записанного выше выражения получим:

$$F \leqslant 8Ak_1^{1+m}\frac{l}{L}r_1r_2\left[\frac{1}{m+3}\left(p^{\frac{m+3}{2}}-1\right) - \frac{m+1}{m+2}\left(p^{\frac{m+2}{2}}-1\right) + \frac{1}{m+1}\left(p^{\frac{m-1}{2}}-1\right) - \frac{m+1}{m-2}\left(p^{\frac{m-2}{2}}-1\right)\right], \qquad (8)$$

где $p = r_1/r_2$.

Выражение (8) позволяет произвести верхнеграничную оценку силы гибки. Двустороннее удлинение (укорочение) заготовки по ширине гиба можно найти по формуле (4) для деформаций по ширине, т. е. $\Delta l = \pm\frac{1}{2}\ln\sqrt{\frac{r_1}{r_2}}$.

Обжим и раздача

Схемы операций обжима и раздачи трубы показаны на рис. 2. Напряженное состояние в областях деформаций — плоское. Исходя из кинематики деформирования, эквивалентные деформации и скорости деформаций запишем в виде [1]:

$$\varepsilon_э = \pm k_1\ln\frac{r}{r_1}; \qquad (9)$$

$$\xi_э = k_1V_0 r_1^{\frac{R}{1+R}} r^{-\frac{1+2R}{1+R}}, \qquad (10)$$

где r_1 — радиус заготовки трубы; r — текущая радиальная координата точки; k_1 — коэффициент, соответствующий соотношению (5); в формуле (9) верхний знак используют при обжиме, а нижний — при раздаче.

Эквивалентные напряжения согласно уравнению (2) имеют вид:

$$\sigma_э = Ak_1^m\left(\pm\ln\frac{r}{r_1}\right)^m. \qquad (11)$$

Толщину стенки трубы в зоне деформаций определим по формуле

$$\delta = \delta_0\left(\frac{r_1}{r}\right)^{\frac{1}{1+R}}. \qquad (12)$$

Соотношения (10)—(12) устанавливают мощность внутренних сил в уравнении (1). Запишем касательное напряжение трения заготовки на поверхности инструмента в виде:

$$\tau_k = \mu\frac{\delta}{r}\sqrt{\frac{1+R}{2}}\sigma_э\cos\varphi = Ak_1\delta_0 r_1^{\frac{1}{1+R}} r^{-\frac{2+R}{1+R}}\left(\pm\ln\frac{r}{r_1}\right)^m, \qquad (13)$$

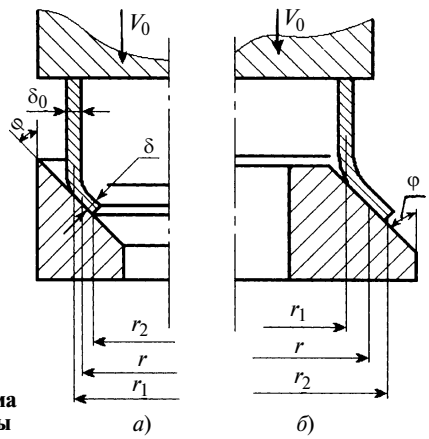


Рис. 2. Схемы обжима (*а*) и раздачи (*б*) трубы

где μ — коэффициент трения; $k_1 = \mu\left(\frac{2}{1+R}\right)^{\frac{m-1}{2}} \times \left(\frac{2+R}{3}\right)^{m/2} \cos\varphi$; δ_0 — исходная толщина стенки трубы.

Контактная скорость движения заготовки по поверхности инструмента

$$V_k = \frac{V_0}{\cos\varphi}\left(\frac{r_1}{r}\right)^{\frac{R}{1+R}}. \qquad (14)$$

Соотношения (13), (14) позволяют вычислить мощность трения заготовки по инструменту. Подставим соотношения (10)—(14) в неравенство (1). Воспользуемся приведенным выше приближенным разложением. В результате интегрирования получим соотношение для расчета сил в виде:

$$F \leqslant 2\pi A \frac{\delta_0 r_1}{\sin\varphi}\left(k_1^{1+m} + \frac{\mu k_2}{\cos\varphi}\right)\left[\frac{1}{m}(p^m - 1) - \frac{m}{m-1}(p^{m-1} - 1)\right],$$

где $p = r_1/r_2$ при обжиме; $p = r_2/r_1$ при раздаче.

Вытяжка

Схема процесса вытяжки цилиндрического изделия показана на рис. 3. Напряженное состояние во фланце заготовки — плоское. Течение — радиальное. Кинематические соотношения для точек фланца записываются в виде [1]:

радиальная скорость движения в зоне деформации

$$V_r = -V_0\left(\frac{r_1}{r}\right)^{\frac{R}{1+R}}; \qquad (15)$$

эквивалентная скорость деформаций

$$\xi_э = k_1 V_0 r_1^{\frac{R}{1+R}} r^{\frac{1+2R}{1+R}}; \qquad (16)$$

эквивалентная деформация

$$\varepsilon_э = k_1 \ln\frac{r}{r_1}. \qquad (17)$$

Распределение толщины по фланцу соответствует функции

$$\delta = \delta_0\left(\frac{r}{r_1}\right)^{\frac{1}{1+R}}. \qquad (18)$$

В соотношениях (15)—(18) приняты обозначения: r, r_1 — исходная и конечная координаты точки фланца; δ_0, δ — начальная и текущая толщины фланца; k_1 — коэффициент, соответствующий выражению (5).

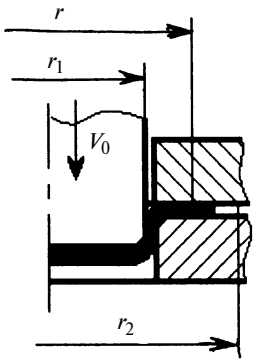


Рис. 3. Схема вытяжки цилиндрического изделия

Эквивалентное напряжение определяется подстановкой в уравнение (2) формулы (17). При заданных выражениях (16)—(18) можно определить мощность внутренних сил. Мощность трения заготовки по поверхностям матрицы и прижима определяется вторым интегралом в уравнении (1). При этом

$$\tau_k = \mu q_{пр};\ V_k = V_r, \qquad (19)$$

где τ_k — контактное касательное напряжение; $q_{пр}$ — давление прижима; V_k — контактная скорость; μ — коэффициент трения фланца по инструменту.

Подстановка соотношений (15)—(19) в уравнение (1) мощности сил приводит после интегрирования к выражению

$$F \leqslant 2\pi r_1\left\{A k_1^{1+m}\delta_0\left[\frac{1}{p_1}(p^{p_1} - 1) - \frac{m}{p_1 - 1}(p^{p_1} - 1)\right] + \right.$$
$$\left. + \frac{2(1+R)}{2+R}\mu q_{пр} r_1\left(p^{\frac{2+R}{1+R}} - 1\right)\right\}, \qquad (20)$$

где F — максимальное значение силы; $p = r_2/r_1$; $p_1 = 1 + m + \frac{1-R}{1+R}$.

В соответствии с работой [3] можно в расчете учесть изгиб-спрямление и трение заготовки на вытяжной кромке матрицы. При этом формула (20) примет вид:

$$F \leqslant \left\{2\pi\left[A k_1^m \delta_0\left[k_1 r_1\left(\frac{1}{p_1}(p^{p_1} - 1) - \frac{m}{p_1 - 1}(p^{p_1^{-1}} - 1)\right) + \right.\right.\right.$$
$$\left.\left.\left. + \frac{r_1^2 - r_2^2}{2(2r_м + \delta_0)}\left(\ln\frac{r_2}{r_1}\right)^m\right] + \frac{2(1+R)}{2+R}\mu q_{пр} r_1^2\left(p^{\frac{2+R}{1+R}} - 1\right)\right]\right\}(1 + 1{,}6\mu),$$

где $r_м$ — радиус вытяжной кромки матрицы.

Расчеты вытяжки коробчатых изделий, локальной формовки полостей на листовых заготовках приведены в работах [4, 5].

Правка растяжением

Операция правки применяется для уменьшения искажений геометрических штампованных изделий. Расчетная схема правки осевым растяжением изображена на рис. 4, где $2l_0$ и $2l$ — начальная и текущая длины полосы. Считаем, что растяжение равномерное.

Если скорости перемещения точек $V = V_0\frac{x}{l}$, где V_0 — скорость движения края полосы; x — координата точки, то компоненты скоростей деформаций и деформации можно записать в виде:

$$\left.\begin{aligned} &\xi_x = \frac{dV}{dx} = \frac{V_0}{l},\ \xi_y = -\frac{R_\alpha \xi_x}{1+R_\alpha},\ \xi_z = -\frac{\xi_x}{1+R_\alpha}; \\ &\varepsilon_x = \ln\frac{l}{l_0},\ \varepsilon_y = -\frac{R_\alpha \varepsilon_x}{1+R_\alpha},\ \varepsilon_z = -\frac{\varepsilon_x}{1+R_\alpha}. \end{aligned}\right\} \qquad (21)$$

При этом учтено, что $\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 0$, $\varepsilon_y/\varepsilon_z = R_\alpha$. Здесь $R_\alpha = R_0 + (R_{45} - R_0)\sin^2 2\alpha$ — коэффициент плоскостной анизотропии материала листа, где R_0, R_{45} — коэффициенты анизотропии в направлениях $\alpha = 0$ и 45° (α — угол между линией проката и направлением растяжения). Запишем эквивалентные деформации, ско-

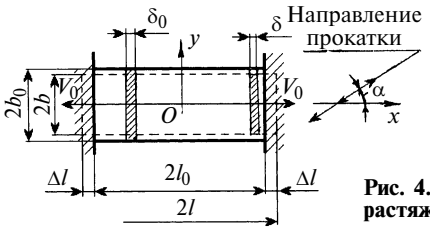


Рис. 4. Схема правки осевым растяжением

рости деформаций и напряжения, учитывая компоненты (21) и уравнение (2), в виде:

$$\varepsilon_э = k\ln\frac{l}{l_0},\ \xi_э = \frac{k}{l}V_0,\ \sigma_э = A\left(k\ln\frac{l}{l_0}\right)^m, \qquad (22)$$

где $k = \frac{\sqrt{2(2+R_0)}}{\sqrt{3}(1+2R_0)}[k_1^2(R_0 - R_\alpha)^2 + (1 + k_1R_0)^2 + (1 + k_1R_\alpha)^2R_0]^{1/2}$, а $k_1 = \frac{1}{1+R_\alpha}$.

Используя выражения (21) для компонент деформаций, можно получить значения текущих ширины и толщины заготовки:

$$b = b_0\left(\frac{l_0}{l}\right)^{\frac{R_\alpha}{1+R_\alpha}},\ \delta = \delta_0\left(\frac{l_0}{l}\right)^{\frac{1}{1+R_\alpha}}. \qquad (23)$$

В неравенство (1), которое в данном случае в правой части содержит только первый интеграл, внесем соотношения (23). В результате интегрирования получим следующую оценку силы правки:

$$F \leqslant 2Ak^{1+m}b_0\delta_0\left[\frac{1}{m-1}(p^{m-1}-1) - \frac{m}{m-2}(p^{m-2}-1)\right], \qquad (24)$$

где $p = l/l_0$.

Деформационные и силовые параметры операции, как следует из зависимостей (21)—(24), определяются направлением растяжения относительно линий проката и величинами коэффициентов анизотропии. При $R_\alpha = R_0 = R_{45} = R_{90} = R$ — материал трансверсально-изотропен, а при $R = 1$ — изотропен. В этих случаях направление силы относительно направления прокатки не оказывает влияния на деформационные и силовые режимы.

Для рассмотренных операций листовой штамповки проведены расчеты для заготовок из высокопрочного алюминиево-литиевого сплава 1460 (система Al—Cu—Li). Константы упрочнения материала: $A = 450$ МПа, $m = 0{,}3$. Принятые коэффициенты анизотропии: $R = 0{,}8$; $R = 1{,}2$. *Размеры заготовки при гибке*: $r_1 = 8$ мм, $r_2 = 5$ мм, $l = 30$ мм, $\delta_0 = 2$ мм, $h = 8$ мм, $L = 20$ мм. Сила гибки определена для конечного этапа операции и отнесена к площади контакта ее с пуансоном $S = r_2\varphi l$ при $\varphi = 90°$. *Для расчета обжима принята заготовка-труба с размерами*: $r_1 = 25$ мм, $r_2 = 15$ мм, $\delta_0 = 2$ мм. Угол конусности матрицы $\varphi = 30°$. Коэффициент трения $\mu = 0{,}2$. *Заготовка для вытяжки*: $r_2 = 100$ мм, $r_1 = 70$ мм, $\delta_0 = 2$ мм при $q_{пр} = 0{,}05$ МПа. *Правка растяжением рассчитана для полосы с размерами*: $l_0 = 250$ мм, $l = 300$ мм, $b_0 = 50$ мм, $\delta_0 = 2$ мм.

Расчетные данные приведены в таблице.

Операция	Удельная сила, МПа	
	$R = 0{,}8$	$R = 1{,}2$
Гибка	53	50
Обжим	150	165
Вытяжка	185	170
Правка растяжением	117	115

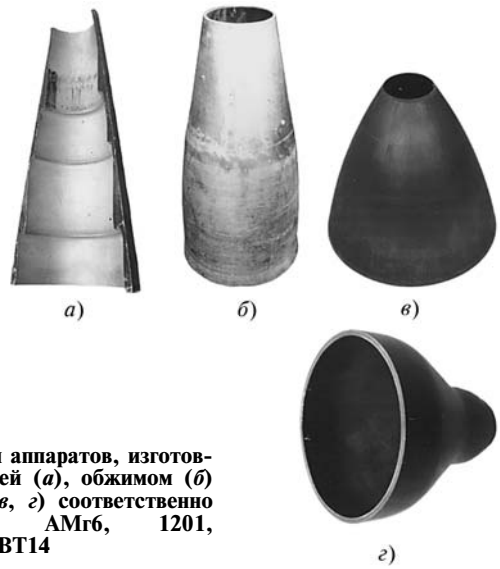


Рис. 5. Детали аппаратов, изготовленные раздачей (*а*), обжимом (*б*) и вытяжкой (*в*, *г*) соответственно из сплавов АМг6, 1201, 12Х18Н10Т и ВТ14

Из результатов расчета следует, что при гибке, вытяжке, правке удельные силы уменьшаются с увеличением коэффициента R анизотропии. При обжиме удельные силы меньше для материалов с меньшими коэффициентами анизотропии. При растяжении существенно влияние направления приложения силы относительно прокатки. Приведенные расчетные результаты согласуются с данными работ [3, 6, 7]. Они использованы для технологической подготовки изготовления деталей ракетно-космических аппаратов (рис. 5) на заводе экспериментального машиностроения ракетно-космической корпорации "Энергия".

Вывод

Верхнеграничные расчеты режимов листовой штамповки эффективны в технологической практике. Они выявляют кинематику деформирования, влияние анизотропии и упрочнения материала на деформационные и силовые параметры операций, что необходимо для проектирования технологических процессов и прогнозирования стабильности и качества операций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Изотермическое** деформирование высокопрочных анизотропных материалов // С. П. Яковлев, В. Н. Чудин, С. С. Яковлев, Я. А. Соболев. М.: Машиностроение, 2004. 427 с.
2. **Гун Г. Я.** Теоретические основы обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1980. 456 с.
3. **Попов Е. А.** Основы теории листовой штамповки. М.: Машиностроение, 1968. 283 с.
4. **Чудин В. Н.** Вытяжка листовых деталей коробчатых форм // Кузнечно-штамповочное производство. 2002. № 6. С. 3—8.
5. **Чудин В. Н.** Формовка локальных полостей на анизотропном листе // Кузнечно-штамповочное производство. 2005. № 2. С. 7—12.
6. **Ковка** и штамповка: Справочник в 4-х т. / Ред. совет: Е. И. Семенов и др. Т. 4. Листовая штамповка / Под ред. А. Д. Матвеева. М.: Машиностроение, 1987. 544 с.
7. **Романовский В. П.** Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. 540 с.

УДК 001.4:621.81.002.7

Ф. Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук (Национальный технический университет Украины "КПИ", г. Киев)

Влияние несовмещенности баз и погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей призматических заготовок на точность их базирования

Приведен комплексный анализ влияния несовмещенности баз и погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей призматических заготовок на точность их базирования на опорах. Получены аналитические зависимости, позволяющие прогнозировать возможную погрешность базирования заготовок и находить пути ее минимизации.

При базировании призматических заготовок на опорах без совмещения технологических баз с отсчетными базами для выполняемых размеров может возникать суммарная погрешность базирования из-за проявления следующих факторов: 1) несовмещенности баз; 2) погрешностей формы поверхностей заготовки, используемых для задания технологических баз (далее — **базовые**); 3) погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей.

Анализ теоретически возможных погрешностей базирования будет проводиться по следующей оригинальной методике.

Пренебрегая погрешностями формы и взаимного расположения базовых поверхностей, будем считать, что погрешность базирования может возникать только из-за несовмещения баз. В этом случае могут появляться линейные и угловые отклонения отсчетных баз для выполняемых размеров в выбранной системе координат. Без учета угловых отклонений этих баз их линейные отклонения будут в пределах допусков ранее выполненных размеров, связывающих отсчетные базы с поверхностями, используемыми для задания технологических баз. Указанные допуски и будут считаться искомыми погрешностями базирования.

При определении погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей формы базовых поверхностей, будет исключаться влияние на точность базирования заготовки несовмещенности баз и погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей.

Погрешности формы базовых поверхностей могут вызывать линейные и угловые отклонения последних относительно плоскостей выбранной системы координат, что приводит к аналогичным отклонениям соответствующих отсчетных баз.

Предельное поле рассеяния отклонений отсчетной базы для выполняемого размера, рассчитанное в выбранной системе координат в пределах нормируемого участка этой базы, будет приниматься в качестве определяемой погрешности базирования.

Для выявления погрешности базирования, связанной с погрешностями взаимного расположения базовых поверхностей, также будет исключено влияние на точность базирования заготовки двух факторов: несовмещенности баз и погрешностей формы базовых поверхностей.

Погрешности взаимного расположения базовых поверхностей могут приводить к появлению угловых отклонений этих поверхностей относительно плоскостей системы координат, что в свою очередь сопровождается аналогичными угловыми отклонениями соответствующих отсчетных баз. Следовательно, в этом случае искомую погрешность базирования можно определить по приведенному выше правилу.

Определив погрешность базирования от каждого фактора в отдельности, можно рассчитать и их суммарную величину.

При расчетах можно использовать термины и понятия, изложенные в работах [1—4].

1. Влияние несовмещенности баз на точность базирования призматических заготовок

Расчет погрешностей $\varepsilon_{бA_в}^{н.б}$ и $\varepsilon_{бB_в}^{н.б}$ базирования, возникающих для выполняемых размеров $A_в$ и $B_в$ из-за несовмещения баз, осуществляется с использованием реальной схемы базирования (рис. 1). При этом погрешности формы и взаимного расположения реальных базовых поверхностей не учитываются (базовые поверхности принимаются в качестве прилегающих плоскостей $D_п$ и $F_п$).

Отсчетными базами для размеров $A_в$ и $B_в$ являются прилегающие плоскости $L_п$ и $R_п$. Нормируемыми участками этих баз являются соответственно поверхности с размерами $B_в \times C_{р.в}$ и $A_в \times C_{р.в}$, где $C_{р.в}$ — ранее выполненный размер.

Не учитывая угловые отклонения плоскостей $L_п$ и $R_п$, принимаем предельные поля рассеяния отклонений

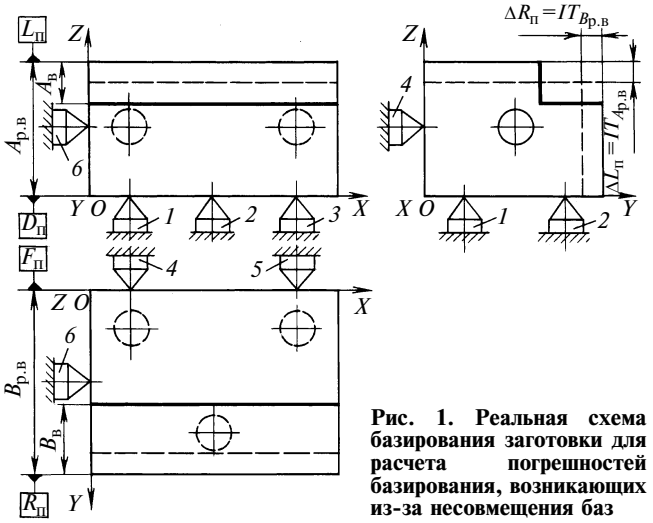


Рис. 1. Реальная схема базирования заготовки для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за несовмещения баз

$\Delta_{L_п}$ и $\Delta_{R_п}$ этих плоскостей в пределах нормируемых участков равными допускам $IT_{A_{р.в}}$ и $IT_{B_{р.в}}$ ранее выполненных размеров $A_{р.в}$ и $B_{р.в}$. Тогда можно записать:

$$\varepsilon_{бA_в}^{н.б} = \Delta_{L_п} = IT_{A_{р.в}}, \quad (1)$$

$$\varepsilon_{бB_в}^{н.б} = \Delta_{R_п} = IT_{B_{р.в}}. \quad (2)$$

2. Влияние погрешностей формы базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок без совмещения баз

Расчет погрешностей $\varepsilon_{бA_в}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{бB_в}^{ф.п}$ базирования для выполняемых размеров $A_в$ и $B_в$ осуществляется с использованием трех реальных схем базирования заготовки (рис. 2—4), отличающихся между собой схемами расположения опор *1—3* на установочной технологической базе. Для каждой из них рассчитываем погрешности базирования $\varepsilon_{бA_в}^{ф.п}$ и $\varepsilon_{бB_в}^{ф.п}$.

При определении искомых погрешностей базирования допуски $IT_{A_{р.в}}$ и $IT_{B_{р.в}}$ принимают равными нулю и не учитывают погрешности взаимного расположения плоскостей $D_п$ и $F_п$, прилегающих к реальным базовым поверхностям $D_р$ и $F_р$.

Для упрощения расчетов рассматривается базирование заготовки на специальных опорах с конической опорной поверхностью, позволяющих получать максимальную расчетную погрешность базирования.

В случае использования стандартизованных опор с другими формами рабочих поверхностей следует вводить в расчетные зависимости поправочный коэффициент K.

Руководствуясь экспериментальными данными ориентировочно примем поправочный коэффициент для сферических опор $K_{с.о} = 0{,}7$, для плоских опор $K_{п.о} = 0{,}5$, для опорных пластин $K_{о.п} = 0{,}3$.

Расчет погрешностей базирования при использовании первой схемы расположения опор 1, 2, 3 (см. рис. 2)

Отсчетной базой для размера $A_в$ является прилегающая плоскость $L_п$. Нормируемым участком этой базы является поверхность на ней с размерами $B_в \times C_{р.в}$. Поэтому отклонения базы $L_п$ в секущих плоскостях *I—I* и *II—II* будут определяться в пределах этого участка.

База $L_п$ может иметь проседание $\Delta_{L_п}$ относительно плоскости *XOY*:

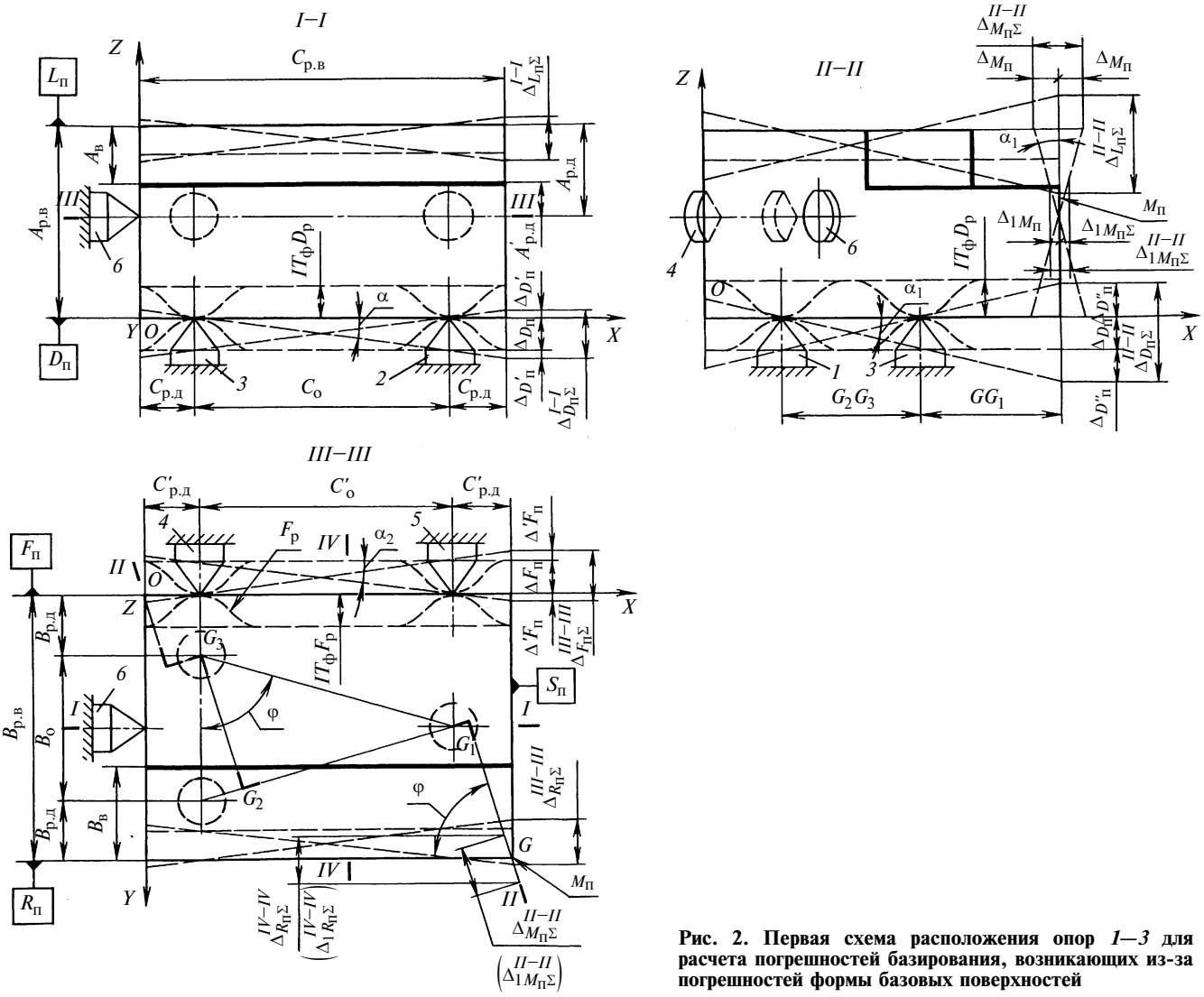


Рис. 2. Первая схема расположения опор *1—3* для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей формы базовых поверхностей

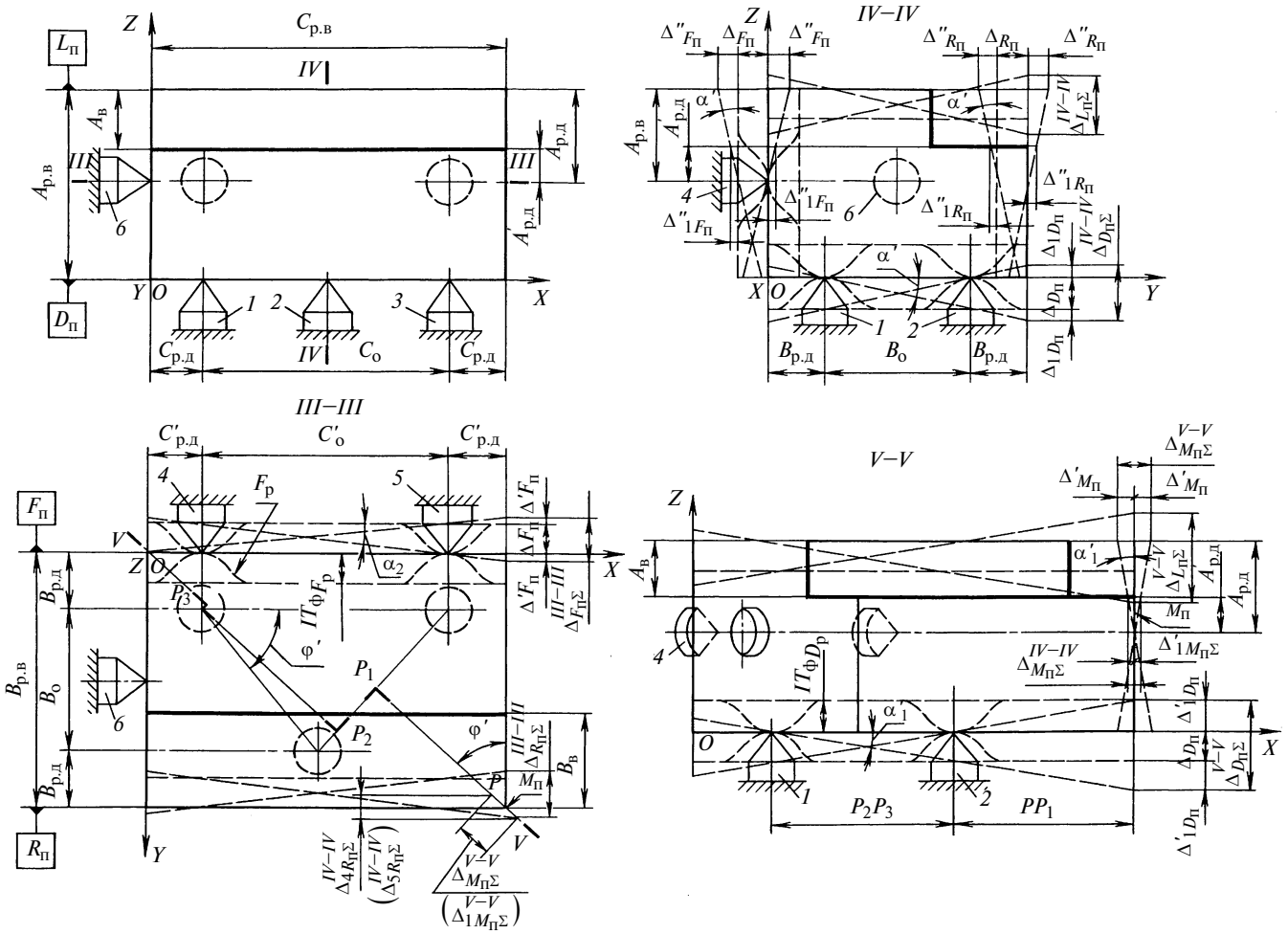


Рис. 3. Вторая схема расположения опор *1—3* для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей формы базовых поверхностей

$$\Delta_{L_п} = \Delta_{D_п} = IT_{ф D_р},$$

где $\Delta_{D_п}$ — проседание плоскости $D_п$ относительно плоскости XOY; $IT_{ф D_р}$ — допуск формы реальной поверхности $D_р$.

Тогда предельное поле рассеяния отклонений $\Delta^{I-I}_{L_п\Sigma}$, возникающее в секущей плоскости *I—I*: $\Delta^{I-I}_{L_п\Sigma} = \Delta^{I-I}_{D_п\Sigma} = \Delta_{D_п} + 2\Delta'_{D_п}$, где $\Delta^{I-I}_{D_п\Sigma}$ — предельное поле рассеяния отклонений плоскости $D_п$ в секущей плоскости *I—I*; $\Delta'_{D_п}$ — угловое отклонение плоскости $D_п$ относительно плоскости *XOY* в секущей плоскости *I—I* на расчетной длине $C_{р.д}$ (здесь и в дальнейшем угловые отклонения плоскостей в линейных единицах).

Из рис. 2 получим: $\Delta'_{D_п} = C_{р.д}\mathrm{tg}\alpha = \dfrac{C_{р.д}}{C_о} IT_{ф D_р}$,

где α — угол наклона плоскости $D_п$ относительно *XOY* в секущей плоскости *I—I*; $C_о$ — расстояние между центрами опор, измеренное в этой же секущей плоскости.

Тогда после соответствующих преобразований получим:

$$\Delta^{I-I}_{L_п\Sigma} = \left(1 + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \quad (3)$$

Наибольшее предельное поле рассеяния отклонений $\Delta^{II-II}_{L_п\Sigma}$, возникающее в секущей плоскости *II—II*, имеет вид:

$$\Delta^{II-II}_{L_п\Sigma} = \Delta^{II-II}_{D_п\Sigma} = \Delta_{D_п} + 2\Delta''_{D_п},$$

где $\Delta^{II-II}_{D_п\Sigma}$ — предельное поле рассеяния отклонений плоскости $D_п$ в секущей плоскости *II—II*; $\Delta''_{D_п}$ — угловое отклонение плоскости $D_п$ относительно плоскости *XOY* в секущей плоскости *II—II* на наибольшей расчетной длине GG_1.

Решив геометрическую задачу, получим:

$$\Delta''_{D_п} = GG_1\mathrm{tg}\alpha_1 = \frac{GG_1}{G_2G_3} IT_{ф D_р} = \left(\frac{1}{2} + \frac{B_{р.д}}{B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р},$$

где $B_{р.д}$ — расчетная длина; $B_о$ — расстояние между центрами опор; α_1 — угол наклона базы $D_п$ относительно

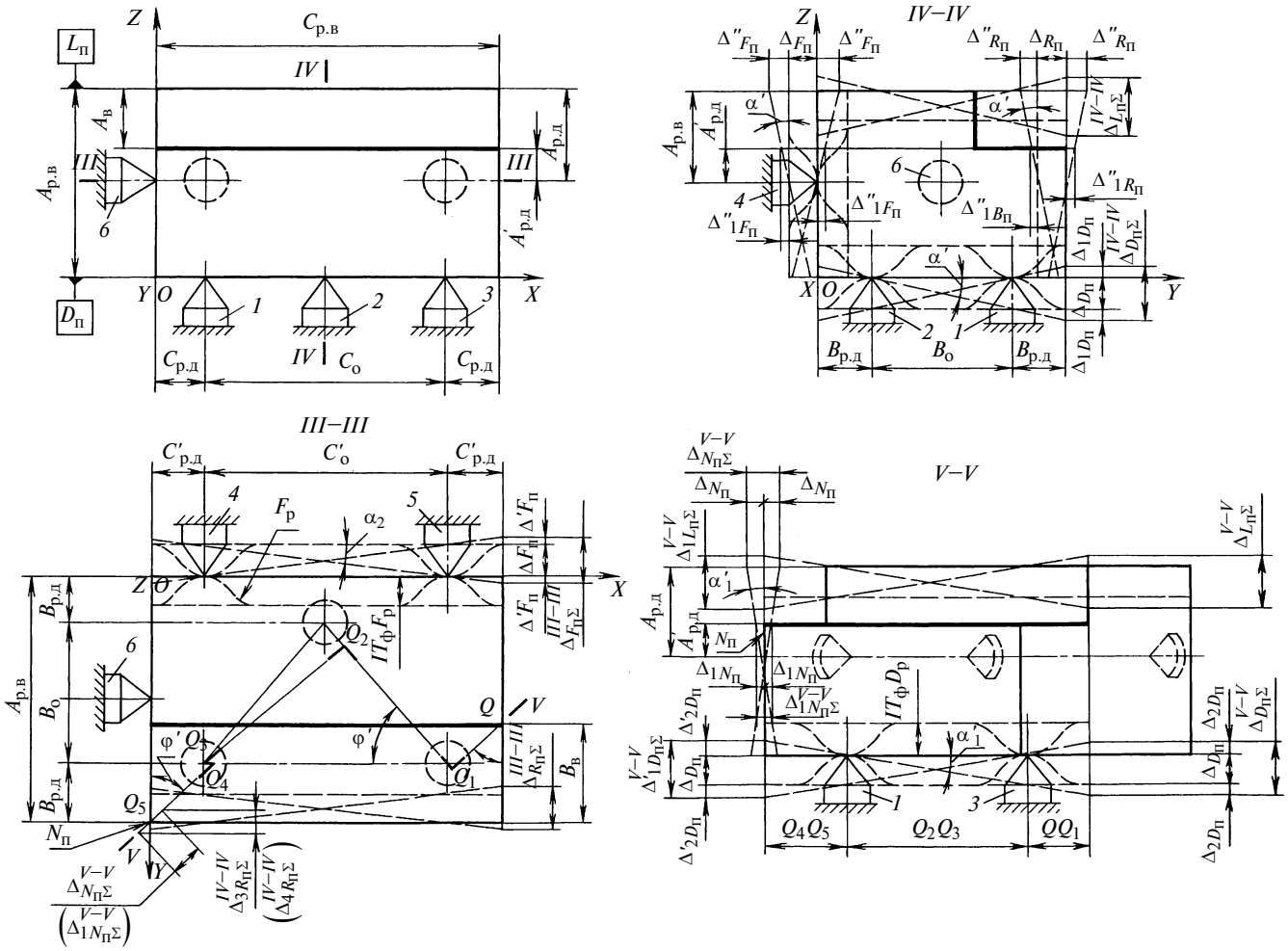


Рис. 4. Третья схема расположения опор *1—3* для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей формы базовых поверхностей

плоскости XOY в секущей плоскости $II—II$; G_2G_3 — расстояние между центрами опор, измеренное в секущей плоскости $II—II$.

С учетом найденного $\Delta''_{D_п}$ после преобразований получим:

$$\Delta^{II-II}_{L_{п\Sigma}} = \left(2 + \frac{2B_{р.д}}{B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \quad (4)$$

Анализ уравнений (3) и (4) показал, что наибольшее предельное поле рассеяния отклонений базы $L_п$ получается по формуле (4).

Тогда с учетом поправочного коэффициента K получим зависимость для определения погрешности базирования $\varepsilon^{ф.п}_{б A_в}$:

$$\varepsilon^{ф.п}_{б A_в} = K\Delta^{II-II}_{L_{п\Sigma}} = K\left(2 + \frac{2B_{р.д}}{B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \quad (5)$$

Отсчетной базой для размера $B_в$ служит прилегающая плоскость $R_п$. Нормируемым участком этой базы является поверхность с размерами $A_в \times C_{р.д}$.

Предельное поле рассеяния отклонений $\Delta^{III-III}_{R_{п\Sigma}}$, возникающее в секущей плоскости $III—III$, получается по формуле

$$\Delta^{III-III}_{R_{п\Sigma}} = \Delta^{III-III}_{F_{п\Sigma}} = \Delta_{F_п} + 2\Delta'_{F_п} = IT_{ф F_р} + 2C'_{р.д}\,\mathrm{tg}\,\alpha_2 = IT_{ф F_р} + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о} IT_{ф F_р} = \left(1 + \frac{2C'_{р.д}}{C'_о}\right) IT_{ф F_р}, \quad (6)$$

где $\Delta^{III-III}_{F_{п\Sigma}}$ — предельное поле рассеяния отклонений плоскости $F_п$ в секущей плоскости $III—III$; $\Delta'_{F_п}$ — угловое отклонение плоскости $F_п$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $III—III$ на расчетной длине $C'_{р.д}$; $C'_о$ — расстояние между центрами опор *4*, *5*; α_2 — угол наклона плоскости $F_п$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $III—III$.

Для первой схемы расположения опор *1—3* возможны угловые отклонения базы $R_п$ относительно плоскости XOZ в направлении секущей плоскости $IV—IV$ из-за угловых отклонений плоскости $D_п$ в секущей плоскости $II—II$.

Согласно рис. 2 предельные поля рассеяния отклонений $\Delta^{IV-IV}_{R_{п\Sigma}}$ и $\Delta^{IV-IV}_{1R_{п\Sigma}}$ (последнее поле рассеяния на рис. 2 обозначено в скобках), рассчитываемые в на-

правлении секущей плоскости $IV—IV$, могут быть найдены по формулам:

$$\Delta_{R_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \Delta_{M_{\text{п}\Sigma}}^{II-II}\sin\varphi = 2\Delta_{M_{\text{п}}}\sin\varphi = 2A_{\text{р.д}}\text{tg}\alpha_1\sin\varphi =$$

$$= \frac{2A_{\text{р.д}}}{G_2G_3}\sin\varphi IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} = \frac{2A_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}; \quad (7)$$

$$\Delta_{1R_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \Delta_{1M_{\text{п}\Sigma}}^{II-II}\sin\varphi = 2\Delta_{1M_{\text{п}}}\sin\varphi = 2A'_{\text{р.д}}\text{tg}\alpha_1\sin\varphi =$$

$$= \frac{2A'_{\text{р.д}}}{G_2G_3}\sin\varphi IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} = \frac{2A'_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}, \quad (8)$$

где $\Delta_{M_{\text{п}\Sigma}}^{II-II}$ и $\Delta_{1M_{\text{п}\Sigma}}^{II-II}$ — предельные поля рассеяния угловых отклонений кромки $M_{\text{п}}$, образованной пересечением плоскостей $R_{\text{п}}$ и $S_{\text{п}}$, в секущей плоскости $II—II$ на расчетных длинах $A_{\text{р.д}}$ и $A'_{\text{р.д}}$; φ — угол между плоскостями $II—II$ и XOZ; α_1 — угол наклона кромки $M_{\text{п}}$ относительно перпендикуляра к плоскости XOY в секущей плоскости $II—II$ (равен углу наклона плоскости $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в этой же секущей плоскости).

Получаемые по формулам (6)—(8) поля рассеяния могут суммироваться в направлении размера $B_{\text{в}}$. Тогда

$$\Delta_{R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}} = \Delta_{R_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} + \Delta_{R_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} =$$

$$= \left(1 + \frac{2C'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} + \frac{2A_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}; \quad (9)$$

$$\Delta_{1R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}} = \Delta_{1R_{\text{п}\Sigma}}^{III-III} + \Delta_{1R_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} =$$

$$= \left(1 + \frac{2C'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} + \frac{2A'_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (10)$$

Из зависимостей (9) и (10) следует, что на величины полей $\Delta_{R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}}$ и $\Delta_{1R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}}$ оказывают влияние расчетные длины $A_{\text{р.д}}$ и $A'_{\text{р.д}}$, определяющие место расположения опор *4* и *5* по высоте базовой поверхности $F_{\text{р}}$. При $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$ наибольшим будет поле $\Delta_{R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}}$, а при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$ — поле $\Delta_{1R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}}$.

С учетом коэффициента K погрешность базирования $\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п}}$ может быть определена по формулам:

при $A_{\text{р.д}} > A'_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п}} = K\Delta_{R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}} =$$

$$= K\left[\left(1 + \frac{2C'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} + \frac{2A_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}\right]; \quad (11)$$

при $A'_{\text{р.д}} > A_{\text{р.д}}$

$$\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}}^{\text{ф.п}} = K\Delta_{1R_{\text{п}\Sigma}}^{\text{ф.п}} =$$

$$= K\left[\left(1 + \frac{2C'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} + \frac{2A'_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}\right]; \quad (12)$$

при $A_{\text{р.д}} = A'_{\text{р.д}} = \frac{1}{2}A_{\text{в}}$

$$\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}\min}^{\text{ф.п}} = K\left[\left(1 + \frac{2C'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} + \frac{A_{\text{в}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}\right]. \quad (13)$$

В свою очередь, при $A_{\text{р.д}} = A_{\text{р.в}}$ имеет место формула

$$\varepsilon_{\text{б}B_{\text{в}}\max}^{\text{ф.п}} = K\left[\left(1 + \frac{2C'_{\text{р.д}}}{C'_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}F_{\text{р}}} + \frac{2A_{\text{р.в}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}\right]. \quad (14)$$

Расчет погрешностей базирования при использовании второй схемы расположения опор 1, 2, 3 (см. рис. 3)

В данном случае при анализе погрешности базирования $\varepsilon_{\text{б}A_{\text{в}}}^{\text{ф.п}}$ следует рассматривать возможные предельные поля рассеяния отклонений базы $L_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущих плоскостях $IV—IV$ и $V—V$ и наибольшее из них принять за ожидаемую погрешность базирования.

Предельное поле рассеяния отклонений $\Delta_{L_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV}$, рассчитываемое в секущей плоскости $IV—IV$, имеет вид: $\Delta_{L_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \Delta_{D_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \Delta_{D_{\text{п}}} + 2\Delta_{1D_{\text{п}}}$, где $\Delta_{D_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV}$ — предельное поле рассеяния отклонений плоскости $D_{\text{п}}$ в секущей плоскости $IV—IV$; $\Delta_{1D_{\text{п}}}$ — угловое отклонение плоскости $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $IV—IV$ на расчетной длине $B_{\text{р.д}}$.

Решив геометрическую задачу, получим: $\Delta_{1D_{\text{п}}} = B_{\text{р.д}}\text{tg}\alpha' = \frac{B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}$, где α' — угол наклона плоскости $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $IV—IV$.

Отсюда имеем:

$$\Delta_{L_{\text{п}\Sigma}}^{IV-IV} = \left(1 + \frac{2B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (15)$$

Предельное поле рассеяния отклонений $\Delta_{L_{\text{п}\Sigma}}^{V-V}$, определяемое в секущей плоскости $V—V$, можно записать: $\Delta_{L_{\text{п}\Sigma}}^{V-V} = \Delta_{D_{\text{п}\Sigma}}^{V-V} = \Delta_{D_{\text{п}}} + 2\Delta'_{1D_{\text{п}}}$, где $\Delta_{D_{\text{п}\Sigma}}^{V-V}$ — предельное поле рассеяния отклонений плоскости $D_{\text{п}}$ в секущей плоскости $V—V$; $\Delta'_{1D_{\text{п}}}$ — угловое отклонение плоскости $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$ на наибольшей расчетной длине PP_1.

Решив геометрическую задачу, получим:

$$\Delta'_{1D_{\text{п}}} = PP_1\text{tg}\alpha'_1 = \frac{PP_1}{P_2P_3}IT_{\text{ф}D_{\text{р}}} =$$

$$= \left(1 + \frac{C_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} + \frac{B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}D_{\text{р}}},$$

где α'_1 — угол наклона плоскости $D_{\text{п}}$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$.

Следовательно, можно записать:

$$\Delta_{L_{\text{п}\Sigma}}^{V-V} = \left(2 + \frac{2C_{\text{р.д}}}{C_{\text{о}}} + \frac{B_{\text{р.д}}}{B_{\text{о}}}\right)IT_{\text{ф}D_{\text{р}}}. \quad (16)$$

Анализ формул показал, что наибольшее предельное поле рассеяния отклонений базы $L_п$ будет получаться по формуле (16). Это значение и будем использовать для определения погрешности $\varepsilon_{бA_в}^{ф.п}$ базирования.

Тогда с учетом коэффициента K имеем:

$$\varepsilon_{бA_в}^{ф.п} = K\Delta_{L_{пΣ}}^{V-V} = K\left(2 + \frac{2C_{р.д}}{C_о} + \frac{B_{р.д}}{B_о}\right)IT_{ф D_р}. \quad (17)$$

Отсчетная база $R_п$ для размера $B_в$ может иметь угловые отклонения относительно плоскости XOZ в секущих плоскостях $III—III$ и $IV—IV$ (в последней угловые отклонения базы могут возникать из-за угловых отклонений плоскости $D_п$ в секущих плоскостях $IV—IV$ и $V—V$).

Предельное поле рассеяния отклонений $\Delta_{R_{пΣ}}^{III-III}$, возникающее в секущей плоскости $III—III$, можно определить по формуле (6).

По рис. 3 предельные поля рассеяния отклонений и возникающие в секущей плоскости $IV—IV$ из-за угловых отклонений плоскости $D_п$ в той же секущей плоскости, находят из уравнений:

$$\Delta_{1R_{пΣ}}^{IV-IV} = 2\Delta_{R_п}'' = 2\Delta_{F_п}'' = 2A_{р.д}\mathrm{tg}\alpha' = \frac{2A_{р.д}}{B_о}IT_{ф D_п}; \quad (18)$$

$$\Delta_{2R_{пΣ}}^{IV-IV} = 2\Delta_{1R_п}'' =$$

$$= 2\Delta_{1F_п}'' = 2A_{р.д}'\mathrm{tg}\alpha' = \frac{2A_{р.д}'}{B_о}IT_{ф D_п}, \quad (19)$$

где $\Delta_{F_п}''$ и $\Delta_{1F_п}''$ — угловые отклонения плоскости $F_п$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $IV—IV$ на расчетных длинах $A_{р.д}$ и $A_{р.д}'$; α' — угол наклона плоскости $F_п$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $IV—IV$ равен углу наклона плоскости $D_п$ относительно плоскости XOY в этой же секущей плоскости.

Для этой же схемы расположения опор *1*, *2*, *3* из-за угловых отклонений плоскости $D_п$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$ возможны угловые отклонения базы $R_п$ относительно плоскости XOZ в направлении секущей плоскости $IV—IV$.

Анализируя рис. 3, получим следующие зависимости для определения предельных полей рассеяния отклонений:

$$\Delta_{3R_{пΣ}}^{IV-IV} = \Delta_{M_{пΣ}}^{V-V}\cos\varphi' = 2\Delta_{M_п}'\cos\varphi' =$$

$$= 2A_{р.д}\mathrm{tg}\alpha_1'\cos\varphi' = \frac{2A_{р.д}}{C_о}\mathrm{ctg}\varphi' IT_{ф D_р} = \frac{A_{р.д}}{B_о}IT_{ф D_р}; \quad (20)$$

$$\Delta_{4R_{пΣ}}^{IV-IV} = \Delta_{1M_{пΣ}}^{V-V}\cos\varphi' = 2\Delta_{1M_п}'\cos\varphi' =$$

$$= 2A_{р.д}'\mathrm{tg}\alpha_1'\cos\varphi' = \frac{2A_{р.д}'}{C_о}\mathrm{ctg}\varphi' IT_{ф D_р} = \frac{A_{р.д}'}{B_о}IT_{ф D_р}, \quad (21)$$

где $\Delta_{M_{пΣ}}^{V-V}$ и $\Delta_{1M_{пΣ}}^{V-V}$ — предельные значения полей рассеяния отклонений кромки $M_п$ относительно оси OZ в секущей плоскости $V—V$ на расчетных длинах $A_{р.д}$ и $A_{р.д}'$; φ' — угол между секущей плоскостью $V—V$ и плоскостью YOZ; α_1' — угол наклона кромки $M_п$ относительно оси OZ в секущей плоскости $V—V$.

Из анализа выражений (18)÷(21) следует, что $\Delta_{1R_{пΣ}}^{IV-IV} > \Delta_{3R_{пΣ}}^{IV-IV}$ и $\Delta_{2R_{пΣ}}^{IV-IV} > \Delta_{4R_{пΣ}}^{IV-IV}$. Следовательно, для дальнейших расчетов надо использовать формулы (18) и (19).

Получаемые по формулам (6), (18) и (19) поля рассеяния могут суммироваться в направлении размера $B_в$. Тогда можно записать:

$$\Delta_{2R_{пΣ}}^{ф.п} = \Delta_{R_{пΣ}}^{III-III} + \Delta_{1R_{пΣ}}^{IV-IV} =$$

$$= \left(1 + \frac{C_{р.д}'}{C_о'}\right)IT_{ф F_р} + \frac{2A_{р.д}}{B_о}IT_{ф D_р}; \quad (22)$$

$$\Delta_{3R_{пΣ}}^{ф.п} = \Delta_{R_{пΣ}}^{III-III} + \Delta_{2R_{пΣ}}^{IV-IV} =$$

$$= \left(1 + \frac{2C_{р.д}'}{C_о'}\right)IT_{ф F_р} + \frac{2A_{р.д}'}{B_о}IT_{ф D_р}. \quad (23)$$

Зависимости (22) и (23) соответствуют зависимостям (9) и (10), отсюда следует, что при второй схеме расположения опор *1*, *2*, *3* погрешность базирования $\varepsilon_{бB_в}^{ф.п}$ может определяться по ранее полученным формулам (11)—(14).

Расчет погрешностей базирования при использовании третьей схемы расположения опор 1, 2, 3 (см. рис. 4)

При использовании данной схемы расположения опор *1*, *2*, *3* погрешность базирования $\varepsilon_{бA_в}^{ф.п}$ будет вызывать отклонения базы $L_п$ относительно плоскости XOY в секущих плоскостях $IV—IV$ и $V—V$. Наибольшее из суммарных предельных полей рассеяния отклонений базы $L_п$ следует использовать для определения искомой погрешности базирования.

Предельное поле рассеяния $\Delta_{L_{пΣ}}^{IV-IV}$ отклонений, возникающих в секущей плоскости $IV—IV$, может быть и в этом случае определено по формуле (15).

В секущей плоскости $V—V$ следует рассчитывать два предельных поля рассеяния отклонений базы $L_п$: $\Delta_{L_{пΣ}}^{V-V}$ на расчетной длине QQ_1 и $\Delta_{1L_{пΣ}}^{V-V}$ на расчетной длине Q_4Q_5. При этом следует иметь в виду, что значение QQ_1 зависит от $B_в$.

Предельные поля рассеяния отклонений могут быть определены по формулам:

$$\Delta_{L_{пΣ}}^{V-V} = \Delta_{D_{пΣ}}^{V-V} = \Delta_{D_п} + 2\Delta_{2D_п}; \quad (24)$$

$$\Delta_{1L_{пΣ}}^{V-V} = \Delta_{1D_{пΣ}}^{V-V} = \Delta_{D_п} + 2\Delta_{2D_п}', \quad (25)$$

где $\Delta_{D_{пΣ}}^{V-V}$ и $\Delta_{1D_{пΣ}}^{V-V}$ — предельные поля рассеяния отклонений плоскости $D_п$ в секущей плоскости $V—V$; $\Delta_{2D_п}$ и $\Delta_{2D_п}'$ — угловые отклонения плоскости $D_п$ относитель-

но плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$ на расчетных длинах QQ_1 и Q_4Q_5.

Из рис. 4 можно записать:

$$\Delta_{2D_п} = QQ_1 \mathrm{tg}\alpha_1' = \frac{QQ_1}{C_о \sin\varphi} IT_{ф D_р}; \quad (26)$$

$$\Delta_{2D_п}' = Q_4Q_5 \mathrm{tg}\alpha_1' = \frac{Q_4Q_5}{C_о \sin\varphi} IT_{ф D_р}, \quad (27)$$

где α_1' — угол наклона плоскости $D_п$ относительно плоскости XOY в секущей плоскости $V—V$.

Решив геометрическую задачу, получим:

$$QQ_1 = (B_в - B_{р.д} + C_{р.д}\mathrm{tg}\varphi')\cos\varphi'; \quad (28)$$

$$Q_4Q_5 = (C_{р.д} - B_{р.д}\mathrm{tg}\varphi')\sin\varphi' + \frac{B_{р.д}}{\cos\varphi'}. \quad (29)$$

Тогда, подставив уравнения (28) и (29) в уравнения (26) и (27), после необходимых преобразований имеем:

$$\Delta_{2D_п} = \left(\frac{B_в}{2B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о} - \frac{B_{р.д}}{2B_о}\right) IT_{ф D_р}; \quad (30)$$

$$\Delta_{2D_п}' = \left(\frac{B_{р.д}}{2B_о} + \frac{C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \quad (31)$$

С учетом уравнений (30) и (31) формулы (24) и (25) после преобразований имеют вид:

$$\Delta_{L_{пΣ}}^{V-V} = \left(1 + \frac{B_в}{B_о} + \frac{2C_{р.д}}{C_о} - \frac{B_{р.д}}{B_о}\right) IT_{ф D_р}; \quad (32)$$

$$\Delta_{1L_{пΣ}}^{V-V} = \left(1 + \frac{B_{р.д}}{B_о} + \frac{2C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \quad (33)$$

Анализ зависимостей (15) и (33) показал, что $\Delta_{1L_{пΣ}}^{V-V} \approx \approx \Delta_{L_{пΣ}}^{IV-IV}$. Поэтому для упрощения расчетов будем использовать только зависимости (32) и (33).

Нетрудно убедиться, что при $B_в = 2B_{р.д}$ формула (32) аналогична формуле (33). Поэтому наибольшее из рассматриваемых полей рассеяния следует определять при $B_в > 2B_{р.д}$ по формуле (32) и при $B_в \leqslant 2B_{р.д}$ по формуле (33).

Тогда с учетом поправочного коэффициента K получим зависимости для определения погрешности базирования:

при $B_в > 2B_{р.д}$

$$\varepsilon_{бA_в}^{ф.п} = K\Delta_{L_{пΣ}}^{V-V} = = K\left(1 + \frac{B_в}{B_о} + \frac{2C_{р.д}}{C_о} - \frac{B_{р.д}}{B_о}\right) IT_{ф D_р}; \quad (34)$$

при $B_в \leqslant 2B_{р.д}$

$$\varepsilon_{бA_в}^{ф.п} = K\Delta_{1L_{пΣ}}^{V-V} = K\left(1 + \frac{B_{р.д}}{B_о} + \frac{2C_{р.д}}{C_о}\right) IT_{ф D_р}. \quad (35)$$

Отсчетная база $R_п$ для размера $B_в$ при данной схеме расположения опор *1*, *2*, *3* может иметь угловые отклонения относительно плоскости XOZ в секущих плоскостях $III—III$ и $IV—IV$ (в последней угловые отклонения базы могут возникать из-за угловых отклонений плоскости $D_п$ в секущих плоскостях $IV—IV$ и $V—V$).

Расчет показывает, что возникающие в этом случае предельные поля рассеяния отклонений $\Delta_{R_{пΣ}}^{III-III}$, $\Delta_{1R_{пΣ}}^{IV-IV}$, $\Delta_{2R_{пΣ}}^{IV-IV}$, $\Delta_{3R_{пΣ}}^{IV-IV}$ и $\Delta_{4R_{пΣ}}^{IV-IV}$ базы $R_п$ относительно плоскости XOZ можно определять по ранее полученным формулам (6), (18)—(21), а связанная с ними погрешность базирования $\varepsilon_{бB_в}^{ф.п}$ находится по формулам (11)—(14).

Выполненный ранее анализ показал, что схема расположения опор *1*, *2*, *3* на установочной технологической базе оказывает влияние только на погрешность базирования для размера $A_в$. При этом наибольшая величина обеспечивается при использовании третьей схемы расположения этих опор.

На величину погрешности базирования для размера $B_в$ оказывает существенное влияние место расположения опор *4*, *5* на поверхности, используемой для задания направляющей технологической базы. Наименьшая погрешность базирования для этого размера имеет место при расположении указанных опор на уровне средней секущей плоскости (при $A_{р.д} = A_{р.д}' = \frac{1}{2}A_в$).

3. Влияние погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок

Выполним расчет погрешностей базирования для реальной схемы базирования (рис. 5). Допуск $IT_{B_{р.в}}$ примем равным нулю, погрешностями формы реальных поверхностей $D_р$ и $F_р$ будем пренебрегать, считая их прилегающими плоскостями $D_п$ и $F_п$.

Тогда для размера $A_в$ погрешность базирования $\varepsilon_{бA_в}^{в.р} = 0$.

Погрешность базирования $\varepsilon_{бB_в}^{в.р}$ возникает из-за угловых отклонений базы $R_п$ относительно плоскости XOZ, вызванных отклонениями от перпендикулярности плоскостей $F_п$ и $D_п$.

Предельные поля рассеяния отклонений $\Delta_{R_{пΣ}}^{I-I}$ и $\Delta_{1R_{пΣ}}^{I-I}$ базы $R_п$, возникающие в секущей плоскости $I—I$ на расчетных длинах $A_{р.д}$ и $A_{р.д}'$, могут быть найдены по формулам:

$$\Delta_{R_{пΣ}}^{I-I} = \Delta_{F_{пΣ}}^{I-I} = 2\Delta_{F_п} = 2A_{р.д}\mathrm{tg}\alpha = \frac{2A_{р.д}}{A_{р.в}} IT_{F_п \perp D_п};$$

$$\Delta_{1R_{пΣ}}^{I-I} = \Delta_{1F_{пΣ}}^{I-I} = 2\Delta_{1F_п} = 2A_{р.д}'\mathrm{tg}\alpha = \frac{2A_{р.д}'}{A_{р.в}} IT_{F_п \perp D_п},$$

где $\Delta_{F_{пΣ}}^{I-I}$ и $\Delta_{1F_{пΣ}}^{I-I}$ — предельные поля рассеяния отклонений плоскости $F_п$ относительно плоскости $I—I$; $\Delta_{F_п}$

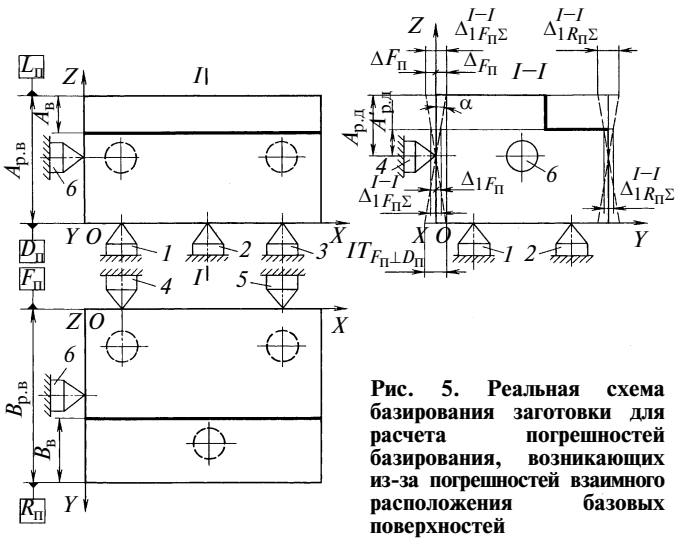


Рис. 5. Реальная схема базирования заготовки для расчета погрешностей базирования, возникающих из-за погрешностей взаимного расположения базовых поверхностей

и $\Delta_{1F_п}$ — угловые отклонения плоскости $F_п$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $I—I$ на расчетных длинах $A_{р.д}$ и $A'_{р.д}$ соответственно; α — угол наклона плоскости $F_п$ относительно плоскости XOZ в секущей плоскости $I—I$; $IT_{F_п \perp D_п}$ — допуск перпендикулярности плоскостей $F_п$ и $D_п$.

При $A_{р.д} > A'_{р.д}$ получаем $\Delta^{I-I}_{F_п\Sigma} > \Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma}$, а при $A'_{р.д} > A_{р.д}$ $\Delta^{I-I}_{1F_п\Sigma} > \Delta^{I-I}_{F_п\Sigma}$.

Тогда погрешность базирования $\varepsilon^{в.р}_{б B_в}$ можно определять по формулам:

при $A_{р.д} > A'_{р.д}$

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в} = \Delta^{I-I}_{R_п\Sigma} = \frac{2A_{р.д}}{A_{р.в}} IT_{F_п \perp D_п}; \quad (36)$$

при $A'_{р.д} > A_{р.д}$

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в} = \Delta^{I-I}_{1R_п\Sigma} = \frac{2A'_{р.д}}{A_{р.в}} IT_{F_п \perp D_п}. \quad (37)$$

В итоге получим:

при $A_{р.д} = A'_{р.д} = A_в/2$

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в\,\min} = \frac{A_в}{A_{р.в}} IT_{F_п \perp D_п}; \quad (38)$$

при $A_{р.д} = A_{р.в}$

$$\varepsilon^{в.р}_{б B_в\,\max} = 2IT_{F_п \perp D_п}. \quad (39)$$

4. Совместное влияние несовмещенности баз и погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей на точность базирования призматических заготовок

Из приведенных выше расчетов следует, что для выполняемого размера $A_в$ возможна суммарная погрешность базирования $\varepsilon^{н.б,\ ф.п}_{б A_в}$, определяемая по формуле $\varepsilon^{н.б,\ ф.п}_{б A_в} = \varepsilon^{н.б}_{б A_в} + \varepsilon^{ф.п}_{б A_в}$, где $\varepsilon^{н.б}_{б A_в}$ находится по формуле (1); $\varepsilon^{ф.п}_{б A_в}$ находится при первой схеме расположения опор *1*, *2*, *3* по формулам (5), при второй схеме — по формуле (17), при третьей — по формулам (34) и (35).

Для размера $B_в$ могут возникать суммарные погрешности базирования $\varepsilon^{н.б,\ ф.п,\ в.р}_{б B_в}$, $\varepsilon^{н.б,\ ф.п,\ в.р}_{б B_в \min}$, $\varepsilon^{н.б,\ ф.п,\ в.р}_{б B_в \max}$, которые соответственно рассчитываются по формулам:

$$\varepsilon^{н.б,\ ф.п,\ в.р}_{б B_в} = \varepsilon^{н.б}_{б B_в} + \varepsilon^{ф.п}_{б B_в} + \varepsilon^{в.р}_{б B_в};$$

$$\varepsilon^{н.б,\ ф.п,\ в.р}_{б B_в \min} = \varepsilon^{н.б}_{б B_в} + \varepsilon^{ф.п}_{б B_в\,\min} + \varepsilon^{в.р}_{б B_в\,\min};$$

$$\varepsilon^{н.б,\ ф.п,\ в.р}_{б B_в \max} = \varepsilon^{н.б}_{б B_в} + \varepsilon^{ф.п}_{б B_в\,\max} + \varepsilon^{в.р}_{б B_в\,\max},$$

где $\varepsilon^{н.б}_{б B_в}$ определяется по формуле (2); $\varepsilon^{ф.п}_{б B_в}$, $\varepsilon^{в.р}_{б B_в}$ — по формулам (11), (12) и (36), (37) соответственно; $\varepsilon^{ф.п}_{б B_в\,\min}$, $\varepsilon^{в.р}_{б B_в\,\min}$ – по формулам (13) и (38); $\varepsilon^{ф.п}_{б B_в\,\max}$, $\varepsilon^{в.р}_{б B_в\,\max}$ – по формулам (14) и (39).

Выводы

1. Расчеты показали, что несовмещенность баз и наличие погрешностей формы и взаимного расположения базовых поверхностей призматических заготовок могут приводить к значительным суммарным погрешностям базирования.

2. На погрешности базирования оказывают существенное влияние схема, форма опор и место их расположения на базовых поверхностях.

3. Для минимизации погрешностей базирования необходимо руководствоваться следующим: 1) осуществлять базирование заготовок с полным совмещением баз; 2) использовать по возможности опоры с развитыми плоскими опорными поверхностями и располагать их на максимальном расстоянии друг от друга; 3) опоры, реализующие направляющую технологическую базу, устанавливать на уровне средней секущей плоскости или максимально близко к ней; 4) выбирать схему расположения опор на установочной технологической базе, обеспечивающую наименьшую погрешность базирования для выполняемого размера, связанную с погрешностью формы базовой поверхности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Абрамов Ф. Н.** О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.

2. **Абрамов Ф. Н.** О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.

3. **Абрамов Ф. Н.** К вопросу о сущности базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 74—77.

4. **Станочные** приспособления: Справочник. Т. 1 / Под. ред. Б. Н. Вардашкина, А. А. Шатилова. М.: Машиностроение, 1984. 592 с.

УДК 629.12.003.13

Л. М. КЛЯЧКО, канд. техн. наук (ОАО «ЦНИИ "Курс"»)

Проблемы развития и поддержки отечественного судостроения

Морская доктрина Российской Федерации предусматривает создание условий, стимулирующих строительство флота на отечественных предприятиях, что отнесено к числу приоритетных задач нашей страны. Следует отметить, что объем мирового рынка судостроения составляет 130÷150 млрд долл. США в год. Стоимость фрахта судов, обеспечивающих перевозки грузов морем, ежегодно составляет 230÷250 млрд долл. Стоимость ежегодно добываемых в море рыбы и морепродуктов колеблется от 30 до 40 млрд долл. Добыча нефти и газа на морском шельфе оценивается в 80÷100 млрд долл. Следовательно, активная деятельность на море — это транспортная и экономическая безопасность страны, возможность решения геополитических задач, дополнительные рабочие места, способствующие увеличению занятости населения [1].

Отечественное судостроение является одной из приоритетных отраслей экономики страны, обеспечивающей ее обороноспособность и развитие всех видов морской деятельности в РФ. Несмотря на положительную динамику объемов производства за 2000—2005 гг., до сих пор не решен комплекс проблем, накопившихся в 1990-е годы: мало используются производственные мощности ведущих отечественных судостроительных предприятий; увеличивается износ основных фондов судостроительной отрасли; технологическое состояние судостроительной промышленности обусловливает значительное отставание по производительности труда и срокам постройки судов; многие заводы вообще прекратили судостроительную деятельность. Значительную долю в экспортных заказах на гражданские суда составляют лишь корпуса судов различного назначения, которые направляют на зарубежные верфи для достройки [2, 3].

Все это привело к резкому сокращению судостроительного производства в 2006 г. В связи с этим необходимо принимать решительные меры, прежде всего законодательного характера, по развитию отечественного судостроения.

Потенциальный спрос на продукцию судостроения как у отечественных, так и у зарубежных заказчиков весьма велик. В настоящее время отечественные транспортные компании ежегодно размещают заказы на строительство судов на сумму около 1,2÷1,5 млрд долл. США, доля же заказов отечественным предприятиям в этой сумме составляет менее 6 %. При этом потребности государства удовлетворяются в основном за счет военно-технического сотрудничества и гособоронзаказа. В этом направлении судостроительная промышленность обеспечивает реализацию поставленных задач, в том числе по поставкам морской техники [3].

В коммерческом секторе судостроения сложилась ситуация, при которой отечественные транспортные компании размещают заказы на строительство судов за рубежом. Небольшую долю отечественных производителей в объеме заказов российских судовладельцев можно объяснить в основном несоответствием финансово-экономических условий строительства судов в России и за рубежом: российские судостроители не могут конкурировать с зарубежными в силу высоких кредитных и налоговых нагрузок, что приводит к высокой стоимости постройки судов на отечественных верфях. Зарубежным судостроителям или судовладельцам кредит выдается на 10÷12 лет под 5÷8 % годовых из расчета кредитования до 80 % стоимости судна, а отечественным — на 2—3 года под 15÷20 % годовых. За рубежом выдаются гарантии под кредиты, в России же такие кредиты отсутствуют. Там отменяются таможенные сборы и налоги на импортируемое комплектующее оборудование, у нас наоборот — налагаются, да еще весьма существенные. Зарубежные морские страны имеют хорошо отработанные системы не только кредитования постройки судов, но и экономического регулирования национального судостроения и судоходства. При этом государственная помощь национальным отраслям судостроения заключается в прямом субсидировании строительства судов, предоставлении таможенных и налоговых льгот, размещении государственных заказов на постройку гражданских судов на национальных верфях, списании долгов, предоставлении финансовой помощи при модернизации и реконструкции судостроительных верфей.

Поэтому ключевым фактором обеспечения развития судостроения в России является создание равных финансово-экономических условий с зарубежными судостроительными компаниями. Для этого в России для судостроительных компаний необходимо создавать кредитные, налоговые и таможенные условия, сопоставимые с условиями в странах с развитым судостроением (страны ЕС, США, Южная Корея, Китай, Япония) [4].

Мировой опыт показывает тесную взаимосвязь гражданского и военного секторов судостроителей про-

мышленности, и потеря возможности выпуска гражданских судов неизбежно влечет за собой проблемы в создании техники военного назначения. Кроме того, судостроение является системообразующей отраслью промышленности, связанной со смежными и обеспечивающими отраслями, в которых заняты сотни тысяч работающих. Очевидно, что без целенаправленной государственной поддержки судостроения (как военного, так и гражданского назначения) Россия в ближайшие годы может утратить свой потенциал в этой области.

С 26 января 2006 г. вступил в силу Федеральный закон от 20 декабря 2005 г. № 168-ФЗ "О внесении изменений в отдельные законодательные акты РФ в части, касающейся создания Российского международного реестра судов". Этим законом создаются условия, при которых разрешается приобретение морских транспортных судов иностранной и отечественной постройки без НДС и таможенных пошлин при условии их регистрации в Российском международном реестре судов. Однако действие этого закона не распространяется на все другие типы морских и речных судов, строящихся в России, — промысловые, транспортные каботажные суда для внутреннего рынка; их строительство будет продолжаться с сохранением взимания НДС и таможенных пошлин за ввоз комплектующего и технологического оборудования, т. е. в дискриминационных условиях, что усилит неравенство экономических условий работы предприятий отечественного судостроения по сравнению с зарубежными. Все это обусловлено фактическим отсутствием законодательного обеспечения поддержки судостроения в России.

Для стимулирования строительства рыбопромысловых судов требуется предусмотреть выделение специальных квот добычи (вылова) биоресурсов на весь срок окупаемости судна. При этом до настоящего времени значительное число судов, в том числе рыбопромыслового флота, находится за пределами нормативных сроков службы, а их эксплуатация не только малоэффективна, но и несет угрозу экологической безопасности, здоровью и жизни людей. Негативным фактором в развитии отечественной судостроительной промышленности является и то, что в отличие от других отраслей промышленности здесь отсутствуют специализированные лизинговые компании. Между тем высокая капиталоемкость судов и относительно низкая операционная рентабельность судоходных компаний сделали лизинг основным механизмом поставки судов в мировой практике.

В свою очередь развитие судостроительной промышленности должно обеспечиваться за счет реализации приоритетных направлений науки, технологий и техники, что позволит применять прикладные научные исследования и разработки для повышения конкурентоспособности судостроительной отрасли в целом. При этом отечественное судостроение имеет преимущество в строительстве сложных наукоемких судов и инженерных сооружений — научно-исследовательских судов, ледоколов, танкеров и газовозов ледового класса, буровых платформ для изучения и освоения нефтегазовых месторождений на континентальном шельфе, а именно эти классы судов и морских сооружений наиболее значимы для развития национальной экономики. Определено, что суммарная потребность России в судах и плавсооружениях на период 2006÷2010 гг. оценивается в 22,8 млрд долл. США, из которых на отечественных верфях (при создании соответствующих условий) может быть построено судов и сооружений на 21,2 млрд долл. США.

Важным направлением совершенствования внутреннего водного транспорта становится модернизация судов с восстановлением их ресурса и существенным улучшением технологических и экономических характеристик. При этом создание конкурентоспособной отрасли отечественного судостроения предполагает применение новых и эффективных механизмов управления государственным имуществом в данной сфере, основу которых должна составить группа крупных системообразующих интегрированных структур (корпораций). Для решения этой задачи потребуется создание интегрированной структуры на базе консолидации государственного имущества в этом секторе промышленности и судостроительных предприятий в виде акционерных обществ. В связи с этим необходимо принять комплекс мер, направленных на создание условий для повышения конкурентоспособности продукции отечественной судостроительной промышленности на внутреннем и внешнем рынках, законодательно обеспечивающих развитие отечественного судостроения. Как уже отмечалось, судостроение является высокотехнологичной отраслью, способной обеспечить загрузку и дать толчок к развитию многих других смежных отраслей промышленности. В отличие от сырьевых отраслей, судостроение, являясь наукоемкой и трудоемкой отраслью, может обеспечить занятость большого количества работающих. Создание одного рабочего места в судостроении может повлечь за собой появление четырех—пяти рабочих мест в смежных отраслях. Кроме того, морской флот перевозит около 90 % грузов в мировой торговле. Поэтому зарубежные страны придают такое огромное значение развитию и поддержке судостроительной промышленности.

В настоящее время мировой портфель заказов на постройку морских транспортных судов достигает более 216 млн т дедвейта (для сравнения: в начале 2000 г. это был 81 млн т, в начале 2003 г. — 110 млн т). Из этого объема перевозок на танкеры приходится 40 %, на контейнеровозы — 30 %, балкеры — более 16 %. При этом подавляющая часть заказов — 80 % — сосредоточена на верфях трех стран: Южной Кореи, Японии и КНР.

Заказы на строительство новых судов размещаются как на судостроительных заводах России, так и на зарубежных верфях. За период 1992÷2004 гг. построено 215 транспортных судов общим дедвейтом 7,3 млн т. На отечественных заводах построено 20 % судов. Около 92 % всех построенных для России судов зарегистрировано под иностранными флагами. Прогноз показывает, что потребность России во внешнеторговых грузоперевозках к 2010 г. увеличится до 540,5 млн т, в том числе наливные грузы составят 306,6 млн т, а сухие — 233,9 млн т. В связи с этим для освоения перспективных объемов перевозок грузов на период до 2010 г. потребность морской отрасли в новых судах может составить: пополнение транспортного флота — 169 судов суммарным дед-

вейтом 7,5 млн т, в том числе 78 сухогрузных судов общим дедвейтом 1,2 млн т, 89 наливных судов общим дедвейтом 6,2 млн т и 2 пассажирских судна; пополнение обеспечивающих видов флота — 84 судна разного назначения. До 2010 г. необходимо создать современный крупнотоннажный танкерный флот, включая газовозы — более 30 судов дедвейтом от 100 до 300 тыс. т. К сожалению, отечественная судостроительная промышленность способна обеспечить строительство судов дедвейтом не более 70 тыс. т. В таком же положении находятся крупнотоннажные балкеры: до 2010 г. необходимо построить пять—восемь судов дедвейтом от 70 до 170 тыс. т. Несмотря на то, что размеры грузоперевозок России увеличились в 1,5 раза, в течение последних 15 лет судостроительная отрасль России практически не участвовала в создании транспортных средств для ее реализации. Более того, грузовладельцы заказывали суда у наших прямых конкурентов, т. е. средства российских производителей шли на развитие судостроительной промышленности других стран. Судостроение России при этом не только не развивалось, но и быстро приходило в упадок: не обновлялось оборудование, не осваивались новые технологии, терялся кадровый потенциал предприятий, не развивалась проектная база.

Финансовое положение судостроительных и судоремонтных предприятий остается сложным и сейчас. Постоянный рост цен на материалы, топливо и электроэнергию увеличивает затраты на производство судостроительной продукции. Компенсировать рост затрат повышением цен на судостроительную продукцию довольно сложно. Цены достигли порога, который нельзя превышать, так как могут уйти и оставшиеся заказчики. Рентабельность заводов колеблется в пределах 3÷5, максимум 9 %. На некоторых судоремонтных заводах ремонт убыточен и заводы держатся за счет других видов деятельности, в том числе переработки и перевозки грузов. Следует отметить, что основные производственные фонды судостроительных заводов также крайне изношены. Так, износ оборудования механических цехов составляет 83÷85 %, корпусных — 78÷81 %, литейных — 73÷75 %, комплексных доковых — 63÷65 %, большой износ имеют плавучие доки, производственные здания, причалы. Восстановить производственный потенциал за счет собственных средств заводы не могут из-за ценового предела, а процесс разрушения продолжается.

Таким образом, отечественное судостроение не в состоянии обеспечить приемлемые для судовладельцев цены, сроки и качество и составить конкуренцию ведущим иностранным судостроительным партнерам. Для этого требуются меры государственной поддержки. Практика показывает, что абсолютное большинство стран с развитым судостроением (Южная Корея, Япония, Германия, США, Китай, Нидерланды и др.) в той или иной мере используют методы государственной поддержки. К таким мерам относятся: прямые дотации на строительство судов; финансовая помощь в модернизации верфей; налоговые льготы; снижение таможенных тарифов; национализация предприятий. Например, в Германии в модернизацию верфей Восточных земель государство вложило более 500 млн долл. США, в Китае государство регулирует цены на судовую сталь, другие материалы и оборудование, поставляемые национальными предприятиями, в большинстве стран Западной Европы субсидируется основное производство, выделяются целевые средства на проведение НИОКР, в Польше проведена реструктуризация долгов судостроительных компаний. В подобных мерах нуждаются судостроительные и судоремонтные предприятия России [5].

Применяемая в России мера субсидирования процентной ставки по банковским кредитам явно недостаточна. Бюрократическая процедура оформления кредита создает дополнительные препятствия к ее реализации.

В условиях технологической отсталости отечественного судостроения необходимо предусмотреть кроме мер, применяемых за рубежом, и такие меры, как полное освобождение от налогообложения предприятий на период модернизации, и меры, которые позволили бы обеспечить перевозки флотом, построенным в России. В частности, одной из таких мер может быть введение квотирования экспортно-импортных грузов за российскими перевозчиками. Например, в США применяют такой нерыночный механизм поддержки собственных верфей, который позволяет осуществлять каботажное и внутреннее судоходство лишь на судах, построенных на верфях США и плавающих под американским флагом, что в принципе, казалось бы, противоречит законам рынка.

Среди мер необходимо предусматривать такие применяемые в экономически развитых странах меры поддержки, как государственная дотация на модернизацию и реконструкцию верфей, покрытие разницы между себестоимостью и мировыми ценами на суда, предоставление государственных гарантий для всех судостроительных предприятий на поставку судостроительной продукции. Кроме того, без выработки мер по контролю за ростом цен на продукцию металлургических предприятий, используемую в судостроении и судоремонте, также невозможно прогнозировать развитие промышленности. В условиях большого роста цен на основной потребляемый в судоремонте и судостроении материал нормальное функционирование отрасли трудно представить [6].

Вопрос стратегии развития отечественной судостроительной промышленности в настоящих условиях является весьма актуальным. Основной задачей для сохранения военного судостроения является безусловное выполнение государственной программы вооружения и сохранения присутствия на рынке военно-технического сотрудничества, причем акцент должен делаться на восстановление судостроительной промышленности и гражданского судостроения как на внутреннем, так и на внешнем рынке. В рамках указанной стратегии должен быть разработан комплекс мер законодательного и нормативно-правового обеспечения, развития структурных преобразований и оптимизации потенциала судостроительной отрасли.

Президент РФ еще 2 ноября 2006 г. сформулировал основные задачи относительно создания интегрированных структур в судостроении, которые должны быть конкурентоспособны и ориентированы на конечную продукцию. Поэтому любая такая структура должна со-

держать в себе элементы проектного бюро, серийного завода, ремонтного завода, технологического бюро, т. е. то, что обеспечивает ремонт судна, его модернизацию и даже утилизацию. Конечно, в этом подходе необходимо найти такой вектор развития, который позволил бы с минимальными рисками сохранить, а в дальнейшем развить в приоритетном порядке и военное судостроение, а также обеспечить задачу диверсификации и инновационного пути развития в любом варианте интегрированных структур [5].

Следует напомнить также выступление Генерального директора ОАО "Концерн средне- и малотоннажного кораблестроения" М. В. Хейфица на заседании круглого стола на тему: "О законодательном обеспечении структурных преобразований в ОПК и развития ООП" в Государственной Думе 6 марта 2007 г., в котором отмечалось, что экономические условия сегодня, как ни странно, создаются не для предприятий судостроительной промышленности, а для перевозчиков, судовладельцев, крупных компаний, которые могут являться потенциальными заказчиками. Так, в действительности судостроительные заводы облагаются 26 прямыми налогами (как федеральными, так и муниципальными), из которых 12 — федеральные налоги, а 10 — имеют двойное подчинение, и все это ложится непосильным бременем на предприятия судостроения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Морская** доктрина Российской Федерации на период до 2020 г. (утв. Указом Президента РФ 27 июня 2001 г.). М., 2001.
2. **Промышленная** политика в современных условиях: инновации, инвестиции, интеграция (отечественный и зарубежный опыт) / Под общей ред. академика Международной инженерной академии Л. М. Клячко, А. Е. Степанова. М.: Изд-во ООО "Мобильная полиграфия", 2006. 376 с.
3. **Клячко Л. М.** Современное состояние и перспективы развития судостроительной промышленности // Тез. докл. 7-й междунар. конф. "Российское судостроение и судоходство на мировом рынке". СПб.: Нева, 2003. С. 12.
4. **Губкин П. В., Клячко Л. М., Степанов А. Е.** Судостроение: проблемы регулирования инвестиционных и инновационных процессов // Наука и промышленность России. 2001. Вып. 9.
5. **Клячко Л. М., Степанов А. Е.** Методические подходы к определению приоритетов научно-технологического развития, обоснованию и построению систем управления в интегрированных отраслевых структурах // Биржа интеллектуальной собственности. 2005. № 3, 4.
6. **Клячко Л. М., Степанов А. Е., Корнеев В. Т.** Развитие инновационной деятельности в судостроительной промышленности // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 87—91.

УДК 519.852:330.131.7

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, А. Г. ЛАЗАРЕНКО (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Определение комплексного риска проектов приведением формальной модели рисковой угрозы к задаче линейного программирования

Обсуждается возможность анализа комплексного риска проекта за счет моделирования проекта потоковой сетью и формального описания такой модели, которое позволяет привести решаемую задачу к задаче линейного программирования. Рассматривается пример реализации предлагаемого подхода с применением программного приложения MS Excel.

Управление проектами порой отождествляется с жестким директивным исполнением разработанных плановых мероприятий. Между тем для современной производственно-хозяйственной деятельности (ПХД) характерны высокая динамика и неопределенность перспективных условий работы. Непредсказуемые события и критические ситуации, преодоление которых приводит к ощутимым финансовым и ресурсным потерям, часто являются причиной нарушения запланированной проектной деятельности. Так, по данным компании Standish Group Co [1], только 16 % ее проектов завершаются без отклонения от плана; остальные 84 % проектов либо протекают с превышением запланированного бюджета или плановых сроков, либо закрываются, оставаясь незавершенными по причинам, не учтенным при планировании. Данная статистика подтверждает представление о том, что ПХД является стохастическим процессом, протекающим в условиях неопределенностей, связанных с неполнотой исходной информации, а также с возникновением случайных неконтролируемых событий [2, 3] — источников проектных рисков.

Следует также отметить, что всякая ПХД, будучи совокупностью взаимосвязанных целенаправленных процессов, может быть отнесена к обобщенному понятию "проект" [4, 5], что позволяет распространить на ПХД существующие модели проектной деятельности [5, 6], закрепленные отечественными и международными стандартами. В частности, ПХД может моделироваться системами, в которых элементами являются отдельные проектные действия, а связями — топология отношений между этими действиями. Например, стандарт ИСО [7] рассматривает проект как сложный системный процесс, жизненный цикл которого состоит из шести типовых стадий, а выполнение каждой стадии поддерживается одиннадцатью типовыми управленческими этапами, важное место в которых отводится этапу управления рисками.

Управление рисками является одной из актуальных современных проблем. Ее исследованию посвящено

большое число научных работ, анализ которых позволяет сделать некоторые обобщающие выводы. В частности, обобщая мнения ряда авторов, термин "риск" можно рассматривать как понятие, означающее угрозу возникновения случайных событий с неблагоприятным исходом, создающих препятствия для успешного завершения рассматриваемого процесса. В этом контексте риск является интегральной оценочной характеристикой, включающей качественные и количественные параметры, совокупность которых может быть отнесена как к единичным рисковым событиям, так и к группам рисковых событий, в частности — к проекту в целом. Очевидно, что для определения рисковой угрозы проекта как комплекса многостадийных и многоэтапных процессов большой интерес представляет комплексное оценивание рисков, для которого в настоящее время разработаны и находят практическое применение [8—13] четыре основных метода: метод анализа чувствительности, метод дерева вероятностей, метод сценарного анализа и метод Монте-Карло.

Все эти методы основываются на использовании математической модели проекта, которая обрабатывается аналитически или подвергается экспертному оцениванию. Необходимость создания строгой математической модели проектного процесса накладывает определенные ограничения на область использования упомянутых методов. Особенно часто это ограничение проявляется на ранних стадиях проектирования, а также в больших проектах, для которых разработка корректного математического описания связана с определенными трудностями. В связи с этим практический интерес представляет поиск новых подходов, дополняющих известные методы и расширяющих область возможного рискового оценивания проектов. Один из возможных вариантов такой оценки и обсуждается в настоящей работе.

Задача оценивания комплексного риска проекта и оптимизации характеристик рисковой угрозы проекта имеет следующую общую постановку. Проект представляет собой сложный процесс, функциональная структура которого описывается совокупностью стадий, этапов и задач, объединенных заданной топологией их взаимоотношений. Каждая из функций проекта оценивается единичным риском, который измеряется некоторым параметром, например ожидаемой денежной оценкой (ОДО). Требуется оценить комплексный риск проекта, т. е. найти и/или минимизировать величину общей рисковой угрозы проекта.

В изложенной постановке задача о комплексном риске проекта может быть описана ориентированным графом, в котором отдельные функции проекта интерпретируются дугами, границы между функциями обозначаются вершинами, логическая взаимосвязь функций проекта описывается топологией, рисковые характеристики проекта задаются весовой функцией графа, а комплексный риск проекта устанавливается идентично определению веса графа [14]. В соответствии с этим для параметрического анализа проекта может быть применен один из инструментариев теории графов, например метод направленных сетей Форда—Фалкерсона [15], суть которого заключается в следующем. Проектируемый процесс рассматривается как поток F^N на направленной сети $N = E \cup A | E = \{x\} \wedge A = \{(x, y)\}$, дуги которой (x, y) нагружены трехкомпонентной весовой функцией — текущими дуговыми потоками $F = \{f(x, y)\}$, пропускной способностью дуг $L = \{l(x, y)\}$ и ценами дуговых потоков $P = \{p(x, y)\}$. Требуется определить максиминный поток — максимальный общий поток сети, имеющий минимальную стоимость: ${}^{\max}F^N \wedge {}^{\min}P^N$.

Задача о максиминном потоке сети может решаться несколькими способами, в том числе графоаналитическим методом [14]. Однако механизмы этих методов ориентированы в первую очередь на "ручной счет", который удобен для задач с простой сетевой топологией. При решении сложных сетевых задач "ручной счет" превращается в объемную рутинную работу, грозящую появлением технических ошибок и требующую существенных временны́х и ресурсных затрат. Поэтому возникает практическая потребность автоматизировать решение рассматриваемой задачи, что, в свою очередь, требует ее формального описания.

Рассмотрим условия такой формализации. Целью задачи является определение топологии и величины максиминного сетевого потока. Так как сетевой поток моделируется на ориентированном графе, процесс определения максиминного потока сети требует соблюдения синтаксиса теории графов. В соответствии с этим начальные условия задачи диктуют необходимость равенства суммарных потоков источника s и стока t сети, равенства входящих и исходящих потоков на промежуточных вершинах x сети, а также соблюдения условий ограниченности, положительности и целочисленности всех дуговых потоков сети. С учетом сказанного формальное описание рассматриваемой сетевой максиминной задачи имеет вид системы уравнений, неравенств и условий:

$$\left.\begin{aligned} &{}^{\max}F^N = F \to \max; \\ &{}^{\min}P^N = P \to \min \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

$$\left.\begin{aligned} &\Sigma f(s, y) = \Sigma f(x, t) \\ &\Sigma f(x_{m-1}, x_m) - \Sigma f(x_m, x_{m+1}) = 0 \mid \forall\, x \neq s \wedge t \\ &l(x, y) \geqslant f(x, y) \mid \forall\, (x, y) \\ &l(x, y) \geqslant 0 \mid \forall\, (x, y) \\ &f(x, y) \geqslant 0 \mid \forall\, (x, y) \\ &f(x, y) - \text{int} \mid \forall\, (x, y) \\ &l(x, y) - \text{int} \mid \forall\, (x, y). \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Вид систем (1) и (2) показывает, что формализованные начальные условия сетевой потоковой задачи идентичны типовым компонентам оптимизационной задачи линейного программирования, в контексте которой зависимости (1) выступают в роли целевых функций, а условия (2) — в роли системных ограничений.

Таким образом, задача определения максимального сетевого потока минимальной стоимости сводится к задаче линейного программирования, автоматизация ко-

торой доступна широкому кругу специалистов, так как задача линейного программирования является стандартным пользовательским приложением известных программных продуктов.

Для моделирования комплексного риска проекта сетевой потоковой максиминной задачей необходимо интерпретировать эту задачу в понятиях проектных рисков. Такая интерпретация имеет следующее содержание. Как было показано выше, набор функций проекта и их взаимосвязь моделируются направленной сетью, а оптимизируемые параметры сети — весовыми параметрами дуг (параметром целевой функции проекта и оценочным параметром единичного риска). При решении задачи определения комплексного риска проекта в качестве параметра целевой функции проекта может выступать показатель назначения проектируемого объекта, например объем работ, выполняемых проектируемой системой, а в качестве оценочного параметра риска — ОДО рискового события или другой количественный параметр риска. В таком случае целевая функция проекта будет максимизировать оптимизируемый параметр проекта и минимизировать комплексный риск проекта, который рассматривается как сумма единичных рисковых оценок всех функций проекта.

Важной особенностью рассмотренной сетевой модели проекта является вариативность решений. Это свойство выражается в возможности выбора нескольких вариантов реализации проекта, каждый из которых описывается индивидуальным набором функций, являющихся частным подмножеством общего семейства функций, заданных исходной сетью. Вариативность сетевой модели позволяет формировать альтернативные варианты проекта и выбирать такую альтернативу, в которой рационально сочетаются оптимальности целевой функции и комплексной рисковой угрозы.

Реализацию предлагаемого подхода можно показать на примере решения следующей логистической задачи. Разрабатывается маршрут пересылки грузов из источника s в сток t через промежуточные пункты $x1$ и $x2$. Известны пропускная способность и ОДО транспортных рисков при прохождении груза на всех участках маршрута (табл. 1). Требуется определить такое распределение грузопотоков по заданным участкам маршрута, при котором обеспечивается пересылка максимального грузопотока с минимальным комплексным риском.

Таблица 1

Исходные данные задачи

Параметры участков транспортного маршрута	Участки маршрута (x, y)				
	$(s, x1)$	$(s, x2)$	$(x1, x2)$	$(x1, t)$	$(x2, t)$
Пропускная способность $l(x, y)$	3	3	1	2	3
Удельная ОДО транспортного риска $p(x, y)$	1	3	1	3	1

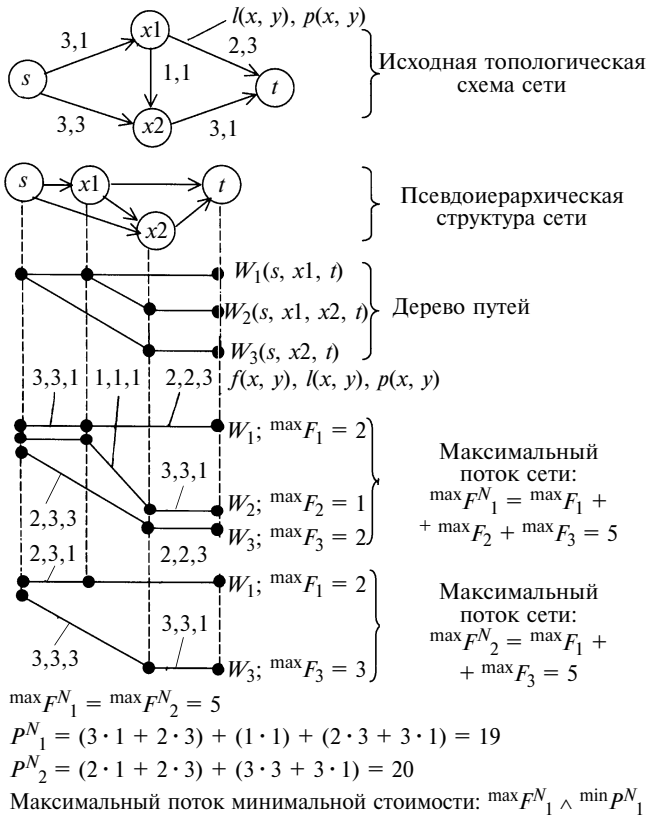


Рис. 1. Определение максимального сетевого потока минимальной стоимости графоаналитическим методом

Данная задача относится к классу максиминных сетевых потоковых задач и может быть решена как графоаналитическим методом (рис. 1), так и методом линейного программирования. При решении методом линейного программирования начальные условия задачи формально задаются системой целевых функций и ограничений:

$$\left.\begin{aligned} &{}^{\max}F^N = f(s, x1) + f(s, x2) \to \max \\ &{}^{\min}P^N = p(s, x1)f(s, x1) + p(s, x2)f(s, x2) + \\ &+ p(x1, x1)f(x2, x1) + p(x1, t)f(x1, t) + \\ &+ p(x2, t)f(x2, t) \to \min; \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

$$\left.\begin{aligned} &f(s, x1) + f(s, x2) = f(x1, t) + f(x2, t) \\ &f(s, x1) = f(x1, x2) + f(x1, t) \\ &f(s, x2) + f(x1, x2) = f(x2, t) \\ &l(s, x1) \geqslant f(s, x1) \geqslant 0 - \text{int} \\ &l(s, x2) \geqslant f(s, x2) \geqslant 0 - \text{int} \\ &l(x1, x2) \geqslant f(x1, x2) \geqslant 0 - \text{int} \\ &l(x1, t) \geqslant f(x1, t) \geqslant 0 - \text{int} \\ &l(x2, t) \geqslant f(x1, t) \geqslant 0 - \text{int}. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Решение рассматриваемой задачи как задачи линейного программирования в приложении MS Excel показывает (рис. 2), что при заданных условиях максимальный грузопоток, обладающий минимальным комплекс-

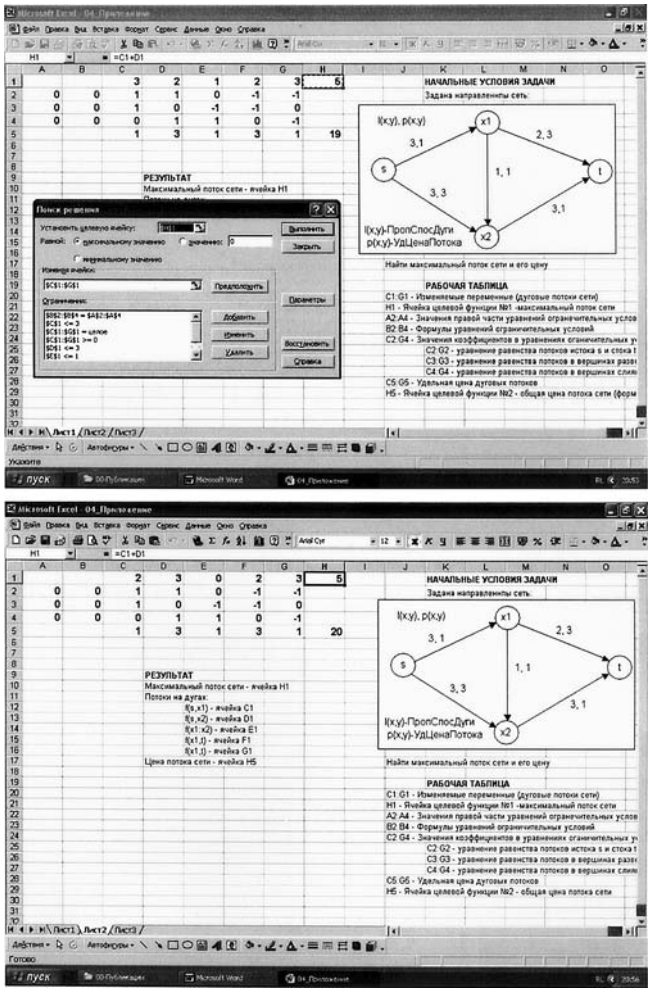


Рис. 2. Определение максимального транспортного потока с минимальным комплексным риском методом линейного программирования

Таблица 2

Результаты решения задачи

Параметры транспортной схемы	Участок маршрута (x, y)				
	(s, $x1$)	(s, $x2$)	($x1$, $x2$)	($x1$, t)	($x2$, t)
Транспортный поток на участках маршрута, $f(x, y)$	3	2	1	2	3
Общий транспортный поток $\max_F N$	5				
ОДО комплексного транспортного риска $\min_P N$	19				

ным транспортным риском, реализуется транспортной схемой, описанной в табл. 2.

Сопоставление данных, приведенных на рис. 1 и 2, показывает, что результаты, полученные при поиске максиминного потока сети графоаналитическим методом и методом линейного программирования, имеют полную сходимость.

Таким образом, оценка комплексного риска проектов может быть получена приведением этой задачи к задаче линейного программирования. Такой подход включает интерпретацию проекта в понятиях потоковой задачи, моделирование проекта на направленной сети и формализацию сетевой модели проекта целевой функцией и системой ограничений. Формальное описание сетевой модели задает начальные условия задачи линейного программирования, которая может решаться с применением стандартных программных приложений. Метод линейного программирования не только упрощает оценивание комплексного проектного риска, но и открывает дополнительные возможности по исследованию найденных рисковых угроз проекта. Для этого может использоваться стандартный инструментарий линейного программирования — средства анализа устойчивости и параметрического анализа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Афанасьева Е.** Проектные риски: можно ли ими управлять? // Интернет — http://www.forumit.com

2. **Клейнер Г. Б.** Предприятия в нестабильной экономической среде: риски, стратегия, безопасность. М.: Экономика, 1997.

3. **Колобов А. А., Омельченко И. Н.** Стратегическое управление организационно-экономической устойчивостью фирмы: Логистико-ориентированное проектирование бизнеса. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001.

4. **Основы** профессиональных знаний и национальные требования к компетентности специалистов по управлению проектами. М.: СОВНЕТ, 2000.

5. **International** Competence Baseline of the International Project Management Association — IPMA (Europe), 1965.

6. **Kearney A.** The ABCD Project Risk Management Cookbook — Lansdowne House, 1996.

7. **ИСО 10006—1997.** Административное управление качеством проектов. Руководящие указания по управлению рисками.

8. **Лобанов А., Филин С., Чугунов А.** Тенденции развития риск-менеджмента на пороге XXI века: мировой опыт и перспективы России. Интернет — http://www.rrm.rea.ru/articles/risk%management.doc

9. **Дубинин Е.** Анализ рисков инвестиционного проекта // Финансовый директор. 2003. № 11.

10. **Грачева М. В., Кулагин А. С., Симаранов С. Ю.** Начинающему инноватору. Инновационное предпринимательство, его риски и обеспечение безопасности, // Инновации. 2002. № 6.

11. **Волков И., Грачева М.** Проектный анализ. М.: Банки и биржи ЮНИТИ, 1998.

12. **Боровикова С. А.** Анализ рисков в реальном инвестировании. Интернет — http://www.refcity.ru/content/8200.htm/

13. **Адамова Н.** Принятие проектных решений через управление рисками — ЛАНИТ. Интернет — http://www.projectmanagement.ru

14. **Омельченко И. Н., Лазаренко А. Г.** Графоаналитическое решение логистической задачи о максимальном сетевом потоке минимальной стоимости // Вестник машиностроения. 2007. № 9.

15. **Ford L. R., Fulkerson D. R.** Flows in networks — Princeton University Press. Princeton, New Jersey, 1962.

УДК 65

Д. В. МАСЛОВ, канд. экон. наук (Ивановский ГЭУ),
Ю. С. ТИШКОВ ("Минский завод колесных тягачей", Беларусь)

Функциональная самооценка менеджмента: практика совершенствования системы управления

Структура функциональной модели оценки менеджмента

Функциональная модель оценки менеджмента[1] (Management Functional Assessment Model — MFAM) основана на шести ключевых функциях менеджмента: 1) прогнозирование/планирование; 2) организация; 3) мотивация; 4) контроль; 5) координация; 6) коммуникация.

Концептуальная схема модели и ее структура представлены на рис. 1.

Первые пять базовых функций (по А. Файолю [1]), формирующих систему управления, соответствуют пяти оценочным критериям модели. Шестая функция — "коммуникация" — является объединяющей и отражает характер взаимосвязей в системе управления [2]. Каждый из пяти критериев модели содержит по пять оценочных категорий. Каждая категория объединяет по четыре составляющих.

Оценка системы менеджмента организации в рамках функциональной модели предполагает анализ первых пяти управленческих функций, которые соответственно являются критериями модели, и 25 оценочных категорий [3, 4]. Весовое содержание критериев MFAM представлено в табл. 1.

Экспертный анализ каждой из 25 категорий предполагает пять вариантов оценки управленческой деятельности в организации (табл. 2).

Подход к оценке менеджмента, предлагаемый функциональной моделью, предполагает определение уровня развития системы управления организации, который выражается общей оценкой менеджмента (оценкой критерия "коммуникация"). Впервые шкала зрелости менеджмента предложена Ф. Кросби [6]. Уровни зрелости Кросби (maturity levels) представляют собой оценочную схему, включающую пять стадий с соответствующим описанием состояния системы менеджмента. В рамках методологии MFAM выделены пять уровней развития (зрелости) менеджмента организации (табл. 3).

Общее состояние системы менеджмента организации отражает графическое представление состояния критерия "коммуникация" — "коммуникационный профиль", построенный с учетом результатов по каждому из пяти оценочных критериев функциональной модели (рис. 2). Такой подход позволяет увидеть направления, по которым в первую очередь необходимо улучшать систему менеджмента.

Опыт применения MFAM

Практическая реализация требования ИСО 9001: "результаты (деятельности) должны быть измеримыми" [7] — вызывает определенные затруднения у руководителей и менеджеров. В этом смысле заслуживает внимания опыт использования методологии MFAM, изученный авторами на примере производственного республиканского унитарного предприятия "Минский завод колесных тягачей" (УП "МЗКТ"), имеющего систему менеджмента качества (СМК), сертифицированную TUV CERT на соответствие требованиям стандарта DIN EN ISO 9001:2000.

Производственная деятельность УП "МЗКТ" — это разработка, производство, реализация и сервисное обслуживание большегрузных автотранспортных средств и прицепной техники общего и специального назначения и запасных частей к ним. По стоимости производственных фондов, численности работников и объему производства продукции УП "МЗКТ" входит в десятку крупнейших машиностроительных предприятий Республики Беларусь и является крупнейшим заводом военно-промышленной отрасли.

Предприятие имеет экспортоориентированное направление сбыта продукции. В 2001—2006 гг. покупателями продукции зарегистрированной торговой марки "Волат" стали потребители в Азербайджане, Алжире, Бразилии, Вьетнаме, Египте, Индии, Йемене, Казахстане, Китае, Корее, Ливии, ОАЭ, Пакистане, России, Румынии, Турции, Узбекистане, Украине, Сирии и других странах. Однако основными потребителями продукции предприятия являются нефтегазодобывающие и

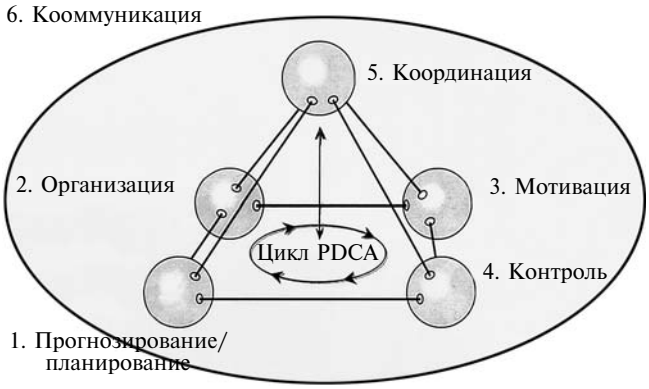


Рис. 1

[1] Маслов Д. В. Функциональная модель оценки менеджмента. Свидетельство об отраслевой регистрации разработки в ОФАП № 6441. Госкоорцентр. Рособразование. 20.06.2006.

Разработка функциональной модели оценки менеджмента (MFAM) ведется автором модели Д. В. Масловым (Ивановский государственный энергетический университет, Россия) совместно с проф. П. Ватсоном и д-ром Н. Чилиши (университет Шеффилд Халлам, Великобритания). Подробнее о функциональной модели в работах [3—5].

Таблица 1

Структура критериев MFAM

Критерии и оценочные категории	Минимальный балл
1. ***Планирование***	(20)
1.1. Установка целей и стратегических задач	4
1.2. Сбор и анализ информации о клиентах и рынке	4
1.3. Детализация бизнес-процесса	4
1.4. Сбор и анализ информации о конкурентах и эталонных компаниях	4
1.5. Планирование ресурсов	4
2. ***Организация***	(20)
2.1. Формирование организационной структуры	4
2.2. Распределение полномочий и установление зон ответственности	4
2.3. Условия для создания самообучающейся организации	4
2.4. Выполнение основного процесса	4
2.5. Эффективность процесса создания новых ценностей для клиентов	4
3. ***Мотивация***	(20)
3.1. Лидерство и корпоративная культура	4
3.2. Условия для обучения и профессионального развития персонала	4
3.3. Уровень потребностей работников	4
3.4. Вовлечение работников в процесс совершенствования	4
3.5. Удовлетворение работников результатами своей деятельности	4
4. ***Контроль***	(20)
4.1. Система контроля качества на каждом этапе бизнес-процесса	4
4.2. Критерии оценки полученных результатов	4
4.3. Измерение степени удовлетворенности потребителей	4
4.4. Рациональное использование ресурсов	4
4.5. Соответствие полученных результатов установленным целям	4
5. ***Координация***	(20)
5.1. Соединение и координация первых четырех функций	4
5.2. Установление внутренних взаимосвязей организации	4
5.3. Система разрешения конфликтов	4
5.4. Текущий анализ отклонений: пересмотр и корректировка планов	4
5.5. Информационный менеджмент	4
6. ***Коммуникация*** (общая оценка менеджмента = Σ критериев 1—5)	(100)

Таблица 2

Шкала оценки MFAM

Оценка, балл	Состояние категории
0	деятельность не ведется
1	деятельность ведется непостоянно, от случая к случаю
2	деятельность ведется частично, в зависимости от ситуации
3	деятельность ведется постоянно и систематически
4	деятельность ведется максимально эффективно (эталонный уровень)

Таблица 3

Уровни зрелости MFAM

Уровень	Оценка	Характеристика состояния менеджмента
I	(0~20)	Управление ведется бессистемно, цели не определены либо слишком расплывчаты. Для дальнейшего развития необходимо в корне пересмотреть принципы ведения бизнеса
II	(21~40)	Система менеджмента имеет потенциал для развития, однако эти возможности реализуются слабо. Руководству необходимо, проявив инициативу, отчетливо определить цели и разработать стратегию развития системы менеджмента на основе качества
III	(41~60)	Система менеджмента на предприятии сформировалась. Необходимо акцентировать внимание на оптимизации бизнес-процесса и улучшении качества на каждом его этапе. Совершенствуя систему управления, следует учитывать важность потребителя и важность персонала
IV	(61~80)	Постоянное совершенствование качества менеджмента ведется по большинству направлений. Необходимо поддерживать динамику улучшений и начать преобразование оставшихся проблемных областей, используя бенчмаркинг и другие стратегии совершенствования
V	(81~100)	Достигнуты максимальные результаты по всем направлениям управленческой деятельности, система менеджмента является эталонной

транспортные организации, а также предприятия военно-промышленного комплекса Российской Федерации.

Представленная методика оценки системы менеджмента организации в рамках функциональной модели реализована в практической деятельности УП "МЗКТ" в области менеджмента качества, адаптирована к местным условиям и используется на предприятии с 2005 г.

Целью использования MFAM была альтернативная оценка функционирования СМК и определение направлений совершенствования менеджмента организации. В 2005 г. сотрудниками отдела СМК предприятия было проведено анкетирование руководителей структурных подразделений 1-го уровня. Полученные данные были обработаны в соответствии с методикой MFAM и представлены в виде экспертной оценки состояния общего менеджмента организации. Результаты исследования были включены в итоговый отчет "Данные о функционировании СМК УП "МЗКТ" в 2005 году" и обсуждены на заседании Совета предприятия по качеству (высший орган коллегиального руководства предприятия в рамках СМК). По результатам анализа функционирования СМК предприятия в 2005 г. дана характеристика состояния менеджмента: "**49,7 баллов**: Система менеджмента качества сформировалась. Необходимо акцентировать внимание на оптимизации бизнес-процессов и улучшении качества на каждом этапе. Совершенствуя систему управления, следует учитывать значимость потребителя и значимость персонала"[2].

[2] Итоговый отчет "Данные о функционировании системы менеджмента качества УП "МЗКТ" за 2005 год": ИО СК 2005. Минск: УП "МЗКТ", 2006. 47 с.

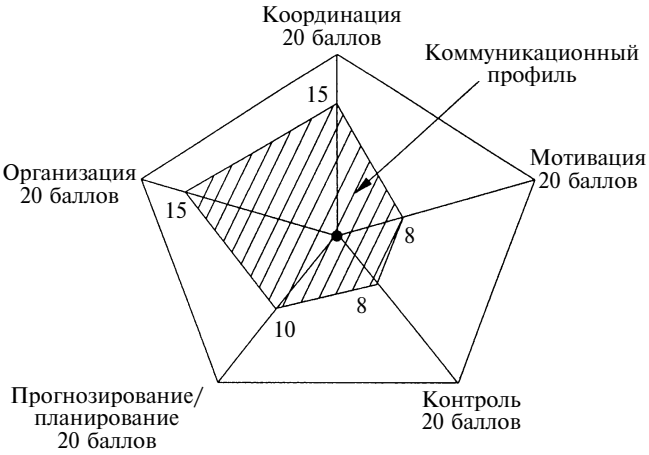


Рис. 2

Рис. 3

Практических выводов и решений на этом этапе сделано не было, за исключением того, что исследование нужно продолжить, расширив число участников и углубив его детализацию. В 2006 г. исследование было продолжено, получен статистический материал для сравнения результатов двух периодов и подтвержден прикладной характер использованной модели. На этом этапе исследования анкетированием были охвачены уже 43 руководителя (в 2005 г. — 26 человек). Полученные результаты представлены на пентаграмме (рис. 3).

По результатам анализа функционирования СМК предприятия в 2005 г. характеристика состояния менеджмента была подтверждена: "**58,7 баллов**: Система менеджмента качества сформировалась. Необходимо акцентировать внимание на оптимизации бизнес-процессов и улучшении качества на каждом этапе. Совершенствуя систему управления, следует учитывать значимость потребителя и значимость персонала.

Перспективы улучшения и развития заключаются в совершенствовании деятельности в рамках бизнес-процесса Менеджмент персонала"[3].

Очевидно, что полученный в 2006 г. результат по критерию "мотивация" в 10,1 балла проиллюстрировал, несмотря на имеющуюся положительную тенденцию, выявленную в начале исследования (оценка 8,2 балла в 2005 г.), необходимость дальнейших улучшений в области менеджмента персонала. Это подтверждается данными, полученными альтернативным путем в ходе анкетирования сотрудников, уволившихся с завода в этот период по собственной инициативе: "Доля увольнений по инициативе работников за 2006 год снизилась с 53,7 % до 49,5 % от общего числа увольнений. Низкая заработная плата является основной причиной увольнений по инициативе сотрудников (46 %). Очевидно, что отказавшиеся от анкетирования люди (43 % опрошенных) мотивированы к увольнению в значительной степени низкой заработной платой на заводе по сравнению с аналогичными производствами г. Минска, например, на УП "МАЗ"[4].

С целью определения причины низкой оценки критерия "мотивация" был проведен анализ оценочных категорий этого критерия. При детальном рассмотрении результатов, полученных из альтернативных источников, с помощью методологии MFAM было установлено, что не только заработная плата является причиной неудовлетворенности персонала. Профилактическим направлением совершенствования менеджмента организации и мотивации персонала к качественному труду (ведь в анкетировании в рамках MFAM участвовали руководители подразделений 1-го уровня, т. е. люди, прекрасно осведомленные о состоянии внутренней среды организации) будет формирование корпоративной культуры организации на основе реализации известных принципов всеобщего управления на основе качества (TQM):

Лидерство руководителя. Руководители обеспечивают единство цели и направления деятельности организации. Им следует создавать и поддерживать внутреннюю среду, в которой работники могут быть полностью вовлечены в решение задач организации.

Вовлечение сотрудников. Работники всех уровней составляют основу организации, и их полное вовлечение дает организации возможность с выгодой использовать их способности.

Качество корпоративной культуры представляет собой характеристику, которая воздействует на людей либо положительно, способствуя их лояльности, либо отрицательно, угнетая их и поощряя безответственность и действия во вред компании, а значит, согласно высказыванию Джефа Картрайта (Institute of Quality Assurance, США): "Мотивация людей, их поведение и отношение к своим обязанностям в значительной степени определяются корпоративной культурой. Надлежащая культура, присутствующая на всех уровнях организации, основанная на фундаментальных ценностях и учитывающая человеческие потребности и

[3] Итоговый отчет "Данные о функционировании системы менеджмента качества УП "МЗКТ" за 2006 год": ИО СК 2006. Минск: УП "МЗКТ", 2006. 45 с.

[4] Итоговый отчет "Данные о функционировании системы менеджмента качества УП "МЗКТ" за 2005 год": ИО СК 2005. Минск: УП "МЗКТ", 2006. 47 с.

желания, способна оказать руководителям бесценную помощь в наиболее полном раскрытии способностей подчиненных".

Заключение

Проведенное исследование позволило авторам сделать следующие выводы:

1. В рамках предложенной функциональной модели на практике реализуется методология постоянного совершенствования Деминга — цикл PDCA (Plan — планируй, Do — выполняй, Control — проверяй, Action — действуй). Руководители и менеджеры получают инструмент поиска "узких" мест менеджмента организации, а также возможность сравнения результатов "до" и "после" проведения корректирующих и предупреждающих действий.

2. Основа любой системы измерений и самый важный ее элемент — набор показателей, которые используются для измерений деятельности организации и функционирования ее внутренних процессов. Важнейшим преимуществом методологии MFAM является возможность количественной оценки состояния общего менеджмента организации, поскольку в рамках модели реализовано требование ИСО 9001 измеримости результатов деятельности, а ее применение предоставляет такую возможность.

3. Особую ценность методология MFAM имеет в силу ее универсального характера и возможности применения при оценке деятельности различных субъектов хозяйствования, независимо от формы собственности, сферы деятельности и ориентации на системы менеджмента, соответствующие тем или иным стандартам и методикам. Методология легко адаптируется к изменению внешних условий и состоянию внутренней среды, а также к смене стратегических целей организации.

4. Учитывая общий прикладной характер функциональной модели, ее следует использовать в комплексе с данными из альтернативных источников, гармонично ее дополняющих и иллюстрирующих первоначальные выводы из оценки на основе методологии MFAM.

5. Практическая реализация оценки функционирования СМК и определение направлений совершенствования менеджмента организации в рамках функциональной модели требует определенного уровня подготовки руководства и менеджеров предприятия в области теории менеджмента и, если не принятия современной философии качества, то развитого процессного мышления, статистической грамотности и умения работать с цифрами.

6. Следующим этаном развертывания методологии MFAM в 2007 г. будет вовлечение в процесс самооценки не менее 200 руководителей и специалистов предприятия. Планируется использование дополнительного инструментария MFAM: расчета коэффициентов адекватности менеджмента и согласия в коллективе, построение матрицы возможности улучшений [5, 8].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Barnard C. I.** The Functions of the Executive. Cambridge: Mass, 1938. 321 p.
2. **Файоль А.** Общее и промышленное управление: Пер. с фр. М.: «Журнал "Контроллинг"», 1992. 151 с. (Классики менеджмента. Вып. 2).
3. **Watson P., Maslow D., Chileshe N.** Deploying Total Quality Management in Russia // European Quality. 2004. N 2. Vol. 11.
4. **Маслов Д., Ватсон П., Чилиши Н.** Функциональная модель оценки менеджмента // Методы менеджмента качества. 2005. № 3. С. 24—28.
5. **Самооценка** системы управления организации на базе функциональной модели оценки менеджмента / Д. Маслов, П. Ватсон, Н. Чилиши, Э. Белокоровин // Методы менеджмента качества. 2005. № 4. С. 21—26.
6. **Crosby P.** Quality is Free: The Art of Making Quality Certain. New York: McGrawHill, 1979.
7. **Quality** management systems. Fundamentals and vocabulary: ISO 9000:2000. Geneva: Case postale 56, 2000. 32 p. (ГОСТ Р ИСО 9000—2001 "Системы менеджмента качества. Основные положения и словарь").
8. **Маслов Д. В., Белокоровин Э. А.** Малый бизнес: японский путь к успеху. М.: ДМК-Пресс, 2005. 192 с.

ЗЛАТОУСТОВСКИЙ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИЙ ЗАВОД

ТОРГОВЫЙ ДОМ ЭСТАР
ЭЛЕКТРОСТАЛЬ РОССИИ

Производство проката из любых марок стали и сплавов: жаропрочных, нержавеющих, быстрорежущих, инструментальных, подшипниковых, конструкционных, углеродистых.

КРУГ	1—280 мм (катаный, кованый, калиброванный, со специальной отделкой поверхности)
КВАДРАТ	5—300 мм (катаный, кованый, калиброванный)
ТРУБНАЯ ЗАГОТОВКА	80—200 мм
ШЕСТИГРАННИК	4—52 мм (катаный, калиброванный)
ПОЛОСА, ПРОВОЛОКА, СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПРОФИЛИ	

МАЛОТОННАЖНЫЕ ЗАКАЗЫ, СБОРНЫЕ ВАГОНЫ.

Заключением договоров на поставку продукции занимается ООО «Торговый дом "ЭСТАР-Златоуст"»

Тел. (3513) 69-67-44, 67-66-22. Факс (3513) 67-43-32, 67-68-66, 67-31-76

E-mail: td@zmk.ru www.zmk.ru

УДК 621.86.067:656.073.437:63

Е. П. ДУДКИН, д-р техн. наук (Петербургский государственный университет путей сообщения),
А. В. АЛЕКСЕЕВ, канд. техн. наук (Самарская государственная академия путей сообщения)

Совершенствование конструкции затарочных устройств с вертикальным расположением лопастного питателя

Ежегодно в России всеми видами транспорта перевозится свыше 10 млрд т грузов различной номенклатуры. Более 2/3 из них составляют сыпучие грузы: уголь, зерно и продукты перемола, минеральные удобрения, технический углерод, строительные смеси и др. Примерно 40 % сыпучих грузов перевозится в таре с применением универсального подвижного состава. Для расфасовки сыпучих грузов применяют затарочные устройства различных типов, устанавливаемые на складах готовой продукции предприятий-изготовителей или перегрузочных складах (элеваторах). Затарочные устройства относятся к средствам механизации погрузочно-разгрузочных работ и являются неотъемлемой частью технологического оборудования транспортно-складского комплекса сыпучих грузов [1].

Одной из задач повышения эффективности транспортного процесса сыпучих грузов является совершенствование работы складов как пунктов формирования или переработки грузопотоков, что связано прежде всего с созданием высокотехнологичного внутрискладского оборудования, в том числе затарочных устройств [1—3].

Широко распространены на производстве затарочные устройства с вертикальным расположением лопастного питателя[1] (рис. 1). Они имеют достаточно высокую производительность и, как правило, несложную конструкцию. Их используют для расфасовки пылевидных и порошкообразных грузов (технический углерод, гипс, цемент, мел и т. п.).

Однако опыт эксплуатации таких устройств выявил ряд существенных недостатков, среди которых нестабильность рабочего процесса и необоснованно высокое энергопотребление. Процесс поступления частиц груза к лопастям питателя имеет неустойчивый характер. Причина этого — возможность сводообразования (рис. 2, *а*) и трубообразования (рис. 2, *б*) в полости накопительного бункера *1*, а также наличие застойных зон *А* сыпучего груза (рис. 2, *в*). Это способствует падению производительности и нарушению равномерности выгрузки сыпучего груза, а следовательно, делает работу затарочного устройства ненадежной. К тому же слежавшийся груз, соприкасаясь с поверхностью лопастного питателя, создает большие нормальные усилия и силы трения, в результате чего потребление энергии и износ лопастей резко возрастают. Применение дополнительных устройств (сводообрушителей), оказывающих силовое воздействие на затариваемый груз, желаемых результатов не приносит и сопряжено с повышенным энергопотреблением [4—6].

Серьезным конструктивных недостатком затарочных устройств рассматриваемого типа является также нерациональное расположение лопастного питателя относительно выпускного отверстия воронки. Каждая лопасть питателя за один его оборот вначале совершает технологически необоснованное движение, поворачиваясь из левого горизонтального положения в верхнее вертикальное положение и поднимая тем самым высыпавшуюся на нее порцию сыпучего груза. Затем эта лопасть совершает уже рабочее движение, поворачиваясь

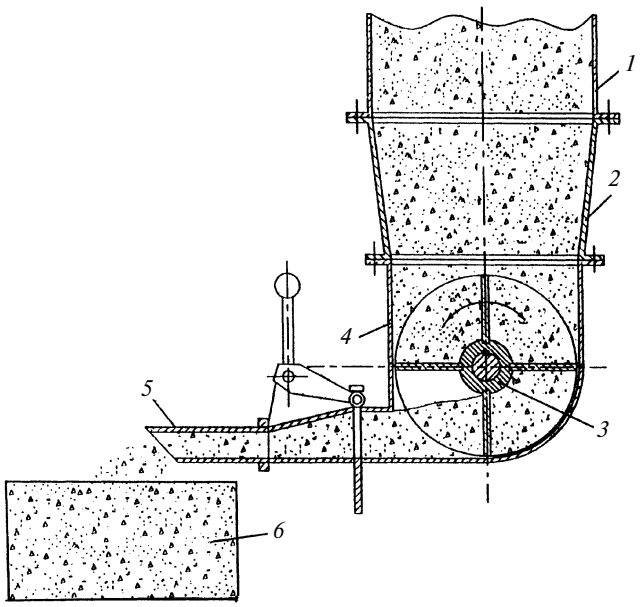


Рис. 1. Конструктивно-технологическая схема типового затарочного устройства с вертикальным расположением лопастного питателя:
1 — емкость; *2* — воронка; *3* — лопастной питатель; *4* — корпус; *5* — выпускной патрубок; *6* — тара

[1] О других типах затарочных устройств, эксплуатируемых на предприятиях транспортного комплекса, можно прочитать в работе [6].

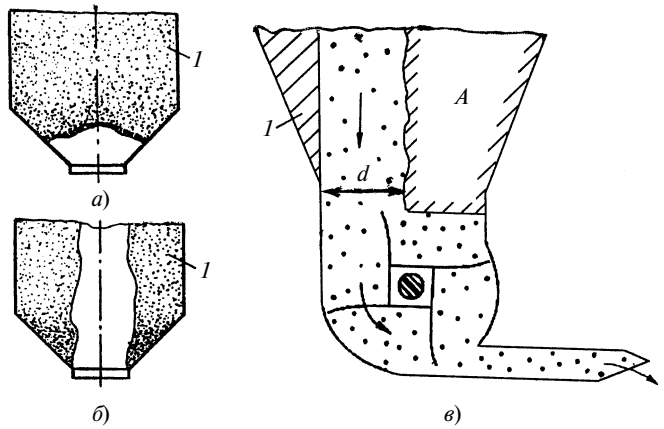


Рис. 2. Основные причины нестабильной работы затарочных устройств с вертикальным расположением питателя:
а — сводообразование; *б* — трубообразование; *в* — наличие застойных зон *A*; *d* — эффективный диаметр выпускного отверстия бункера *1*

из верхнего вертикального положения в нижнее вертикальное положение и проталкивая при этом сыпучий груз через выпускной патрубок наружу. Подъем порций груза является нежелательным, поскольку лопасти питателя вынуждены преодолевать давление столба сыпучего груза, находящегося в бункере, а также силы внутреннего трения в сыпучем грузе и силы внешнего трения о груз. Это сопряжено с повышенными энергопотреблением и износом лопастей питателя.

Авторы статьи разработали оригинальную конструкцию усовершенствованного затарочного устройства с вертикальным расположением лопастного питателя (рис. 3), на которое подана заявка на изобретение в ФИПС РФ.

Затарочное устройство состоит из емкости *1* (см. рис. 3, *а*), содержащей выпускную воронку *2*, рамы *3*, лопастного питателя *4*, сводообрушителя *5*. Лопастной питатель *4* размещен в корпусе *6* и насажен на вал *7*, соединенный с приводом вращения. Положение питателя *4* относительно выпускного отверстия воронки *2* выбрано так, что прямая линия, совпадающая с верхним вертикальным положением каждой лопасти питателя, пересекает переднюю стенку воронки в точке ее сопряжения с корпусом *6*, который закреплен на горизонтальной плите рамы *3*. Сверху на корпус *6* устанавливается выпускная воронка *2* емкости *1*. Для дозированного выпуска сыпучего груза служит патрубок *8*, снабженный запорным устройством. Сводообрушитель *5* представляет собой планку, которая размещена в полости выпускной воронки *2* параллельно одной из ее стенок.

Сводообрушитель приводится в действие механизмом передвижения (см. рис. 3, *б*), который состоит из плиты *9*, содержащей сквозной продольный паз, стоек *10* и *11*, направляющих скалок *12* и ползуна *13*. Плита *9* зафиксирована на кронштейнах (не показаны), выполненных на выпускной воронке *2* (см. рис. 3, *а*), и занимает положение, параллельное одной из ее стенок. Стенка выпускной воронки *2*, параллельно которой установлена плита *9* (см. рис. 3, *б*), также имеет сквозной продольный паз, совпадающий по форме с пазом в плите *9*. С внутренней стороны названной стенки продольный паз имеет резиновое уплотнение, предохраняющее сыпучий груз от просыпания. На плите *9* крепятся стойки *10* и *11*, в которых фиксируются направляющие скалки *12*, служащие опорами ползуна *13*. В полости ползуна *13* зафиксирована гайка *14*, которая образует подвижное соединение с винтом *15*, связанным с приводом вращения. Опорами винта *15* служат втулка *16*, зафиксированная в стойке *10*, и подшипниковый узел *17*. К ползуну *13* крепятся направляющие скольжения *18*, в которые введены салазки *19*. В центральное сквозное

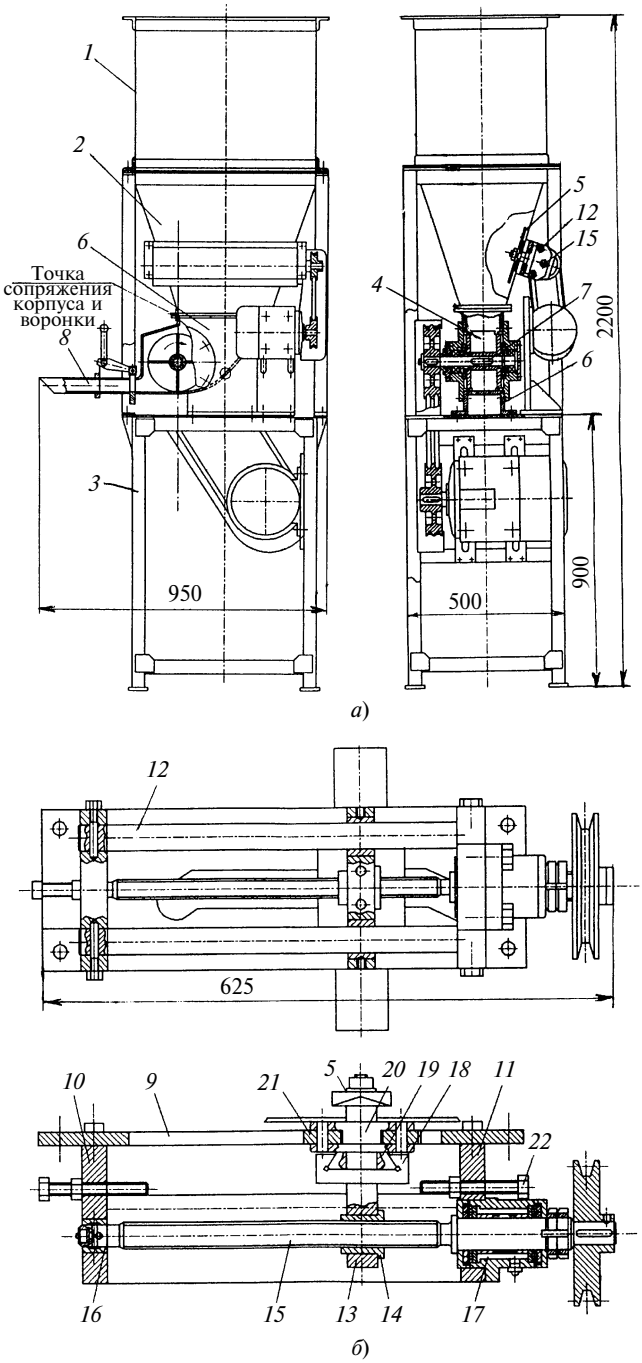


Рис. 3. Усовершенствованное затарочное устройство:
а — общий вид; *б* — механизм передвижения сводообрушителя

цилиндрическое отверстие салазок свободно входит один из концов каретки *20*. На другом конце каретки закреплен сводообрушитель *5*, а также выполнены проушины, в которые установлены с возможностью вращения ролики *21*. Поверхности качения роликов *21* опираются на нижнюю границу паза, выполненного в плите *9*. Ход ползуна *13* регулируется с помощью ограничительных винтов *22*.

Затарочное устройство работает следующим образом. Емкость *1* (см. рис. 3, *а*) заполняется сыпучим грузом. Открывается выпускное отверстие в патрубке *8*. Включается привод вращения лопастного питателя *4*. Сыпучий груз захватывается лопастями питателя и проталкивается наружу через патрубок *8*. При этом вследствие рационального положения питателя практически исключается попадание частиц груза на его лопасти при повороте каждой из них из левого горизонтального положения в верхнее вертикальное положение. Каждая лопасть питателя *4* после поступления очередной порции груза сразу совершает рабочее движение, поворачиваясь из верхнего вертикального положения в нижнее.

При стабильном поступлении сыпучего груза к лопастям питателя *4* сводообрушитель *5* находится в наклонном нерабочем положении, параллельном одному из ребер выпускной воронки *2*. В случае нарушения равномерности или снижения интенсивности истечения сыпучего груза из выпускной воронки сводообрушитель *5* включается в работу. Для этого винт *15* приводится во вращение. В результате ползун *13* (см. рис. 3, *б*) начинает совершать поступательное движение вдоль оси винта *15*, увлекая за собой направляющие *18*, а также салазки *19*, каретку *20* и сводообрушитель *5*, который движется относительно одной из стенок выпускной воронки, очищая ее от налипшего груза и разрушая тем самым образовавшиеся в ее полости своды и застойные зоны сыпучего груза.

Движение сводообрушителя *5* при работе затарочного устройства можно условно разделить на три фразы: подъем, прямолинейное движение, опускание. В начальный момент фазы подъема сводообрушитель занимает наклонное положение, параллельное одному из ребер выпускной воронки. Каретка *20* находится на наклонном участке паза в плите *9*. При вращении винта *15* каретка *20*, опираясь на ролики *21*, перекатывается в направлении горизонтального участка паза в плите *9*. При этом салазки *19* движутся вверх по направляющим *18*, а сводообрушитель *5* совершает сложное (плоскопараллельное) движение, стремясь перейти из наклонного положения в вертикальное. После перехода каретки *20* на горизонтальный участок паза сводообрушитель занимает вертикальное положение и движется поступательно. Положение салазок *19* относительно направляющих *18* не меняется. Этот этап движения сводообрушителя *5* называется фазой прямолинейного движения. По окончании горизонтального участка пути каретка *20* переходит на наклонный участок паза и продолжает движение. При этом салазки *19* движутся вниз по направляющим *18*, а сводообрушитель *5* совершает сложное (плоскопараллельное) движение, стремясь перейти из вертикального положения в наклонное, параллельное ближайшему ребру выпускной воронки. Этот этап движения сводообрушителя называется фазой опускания. В конечный момент фазы опускания ползун *13* упирается в ограничительный винт *22* и движение сводообрушителя *5* прекращается. Сводообрушитель занимает положение, параллельное ближайшему ребру выпускной воронки. Привод вращения винта *15* отключается. По прошествии определенного времени винт *15* вновь приводится во вращение, но уже в противоположную сторону. Сводообрушитель *5* начинает двигаться в обратном направлении, и описанный ранее процесс повторяется. Интервал включения сводообрушителя *5* определяется для каждого груза в отдельности в ходе теоретических и экспериментальных исследований.

Основными достоинствами предлагаемого затарочного устройства являются простота конструкции, высокая производительность и надежность работы при малом энергопотреблении.

Применение сводообрушителя оригинальной конструкции позволяет производить эффективную очистку всей внутренней поверхности одной из стенок выпускной воронки, включая периферийные зоны, находящиеся в области ребер. Это полностью устраняет причины нестабильной работы затарочного устройства. Кратковременные периодические включения сводообрушителя позволяют снизить энергозатраты, связанные с его работой, и сделать процесс поступления сыпучего груза к лопастному питателю управляемым. В каждый момент времени в зону приема груза лопастями питателя поступает потребное количество сыпучего груза.

Выбор рационального положения лопастного питателя способствует снижению на треть энергозатрат, связанных с его вращением, при сохранении прежней высокой производительности рабочего процесса. Эффективность предлагаемого затарочного устройства подтверждается в ходе производственных испытаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Маликов О. Б.** Деловая логистика. СПб.: Политехника, 2003. 223 с.

2. **Погрузочно-разгрузочные** работы с насыпными грузами: Справочник / Д. С. Плюхин, Е. Г. Угодин, Е. А. Иконников и др. М.: Транспорт, 1989. 303 с.

3. **Погрузочно-разгрузочные работы:** Справочник строителя / М. П. Ряузов, И. П. Малевич, М. Д. Полосин и др. М.: Стройиздат, 1988. 442 с.

4. **Заявка** 2560580 Франция: МКИ B65B1/46/1B07C1/02: Способ и устройство для заполнения мешков.

5. **Дудкин Е. П., Побежимов Н. Ф., Алексеев А. В.** Исследование причин нестабильной работы устройств для заполнения сыпучих грузов в тару // Изв. Самарского научного центра РАН. Спец. вып. "Проблемы нефти и газа". Самара, 2005. С. 215—221.

6. **Алексеев А. В.** Совершенствование затарочных устройств в транспортно-технологических схемах перевозки сыпучих грузов (на примере клапанных мешков) // Дис. ... канд. техн. наук. СПб., 2003. 160 с. Машинопись.

На территории культурно-выставочного центра "Сокольники" в Москве с 14 по 16 марта 2007 г. проходила вторая Международная специализированная выставка вакуумной техники, материалов и технологий. Свою продукцию на выставке демонстрировали более 80 ведущих компаний из России, Германии, Японии и других стран.

Цель выставки — показать перспективные тенденции в развитии вакуумной техники и технологии. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов и предложений предприятий-разработчиков.

ООО "Московский завод вакуумных электропечей" (г. Реутов Московской обл.) предложил потребителям вакуумные электропечи и запасные части к ним. Вакуумные электропечи являются необходимым оборудованием для высоких технологий. Нагрев и термообработка в вакууме резко снижают уровень загрязнения окружающей среды, создают экологически чистое производство, способствуют развитию безотходных производств. Приведем краткое описание некоторых предложений.

Колпаковая водородная электропечь сопротивления мод. СГН-2.4.2/13 И2 для проведения различных термических процессов (спекания, отжига, пайки) и исследований в потоке осушенного водорода и в атмосфере инертных газов повышенной чистоты при температуре до 1300 °С. Мощность: установленная — 24 кВт, *холостого хода — 22 кВт*. Размеры рабочего пространства: диаметр — 200 мм, высота — 400 мм. Избыточное давление водорода 0,005...0,015 Па, его расход 0,7 м^3/ч. Питающее напряжение сети 380/220 В. Расход воды на охлаждение 1 м^3/ч. Масса электропечи 2 т. Электропечь рассчитана для работы в условиях умеренного климата при температуре 5...35 °С и относительной влажности воздуха не более 80 % во взрывобезопасной среде, не содержащей агрессивных газов и паров, не насыщенной водяными парами и токопроводящей пылью.

Вакуумная элеваторная электропечь сопротивления СЭВ-3.3/11,5ФМ2 для закалки изделий в газе и масле, отжига деталей из электротехнических сталей, а также для термообработки магнитных сплавов в переменном магнитном поле. Мощность: электропечи — 34 кВт, камеры нагрева — 25 кВт, *холостого хода — 5,2 кВт*. Размер рабочего пространства: диаметр — 300 мм, высота — 300 мм. Питающее напряжение печи — 380 В. Ее габаритные размеры 3865×3215×3072 мм, масса 3,1 т. Электропечь рассчитана для работы при температуре 5...35 °С и относительной влажности воздуха до 80 %.

Камерная вакуумная электропечь сопротивления мод. СНВЭ-1.3.1/16 И4 для проведения термических процессов (отжига, дегазации, спекания в вакууме) при температуре 1600 °С. Технологический процесс проходит в среде нейтральных газов при избыточном давлении 0,02 МПа. Термические процессы осуществляются в ручном или автоматическом режиме на базе микропроцессора "Протерм". Мощность: установленная — 20 кВт, нагревательной камеры — 18 кВт. Стабильность поддержания номинальной температуры при управлении нагревом системой автоматического регулирования составляет ±5 °С. Питающее напряжение сети 380...220 В. Расход воды на охлаждение 0,8 м^3/ч. Габаритные размеры электропечи 1450×1800×1850 мм, масса 0,95 т. Электропечь работает при температуре 5...35 °С и относительной влажности воздуха не выше 80 % во взрывобезопасной среде, не содержащей агрессивных газов и паров, а также не насыщенной водяными парами и токопроводящей пылью.

Научно-производственное предприятие электронного специального технологического оборудования (г. Зеленоград Московской обл.) предложило *автоматическую установку "Каролина Д12Б2"* для магнетронного напыления на керамические, кремниевые и любые плоские (толщиной не более 30 мм) подложки диаметром до 100 мм и плоские детали размерами 100×350 мм. На установке также осуществляются: очистка поверхности изделий перед напылением с целью улучшения адгезии напыляемых слоев с помощью ионного источника постоянного тока; нагрев изделий до заданной температуры; контроль и поддержание температуры в процессе напыления слоев; стабилизация заданного расхода технологических газов и контроль расхода газа; контроль и автоматическое окончание напыления резистивных и металлических пленок по заданному времени. Вакуумная камера установки снабжена специальной дверью для удобства загрузки-выгрузки носителей. Для обслуживания камеры дверь поднимается над плитой гидроподъемником. Мощность блока питания ионного источника 4 кВт, рабочий ток магнетронов — регулируемый: 0,5...18 А, рабочее напряжение 300...650 В. Допустимое давление в камере при работе магнетронов 0,07...0,3 Па. Работает установка при температуре 15...30 °С и относительной влажности 65 %.

ООО "МЭШплюс" (г. Зеленоград Московской обл.) разрабатывает и изготовляет новое технологическое вакуумное оборудование для нанесения покрытий магнетронным, дуговым и электронно-лучевым способом. Приведем краткое описание некоторых образцов данного оборудования.

Модернизированная вакуумная электрическая печь сопротивления мод. СНВЭ-1.3.1/16 для проведения различных термических процессов и исследований в

вакууме при температуре до 1600 °С. Допускается работа в среде нейтральных газов при избыточном давлении не более 0,02 МПа. Конструкция печи позволяет подключение ее системы управления в общую информационную сеть с интерфейсом PS-485 для регистрации на ПК текущих температурных и вакуумных режимов в печи. Это позволяет одновременно с помощью ПК контролировать, архивировать и распечатывать данные более чем со 128 печей (вместо использования множества электротехнических потенциометров типа КСП). Благодаря внедрению современной элементной базы в оборудование электропечи достигнуты следующие ее преимущества по сравнению с аналогами: полная автоматизация процесса вакуумной откачки с диагностикой работоспособности вакуумного оборудования; автоматический нагрев печи по заданной температурной программе с диагностикой работоспособности термопар в процессе работы. В случае отказа термопары происходит автоматический переход к резервной термопаре. Мощность установки 20 кВт, стабильность поддержания температуры ±2 °С, питающее напряжение 380 или 220 В. Расход воды на охлаждение 0,8 $м^3$/ч.

Высоковакуумная установка МЭШ-31 для нанесения покрытий методом магнетронного распыления в сочетании с ионной обработкой. Установка состоит из высоковакуумного агрегата с вынесенными насосами и стойки питания и управления. В рабочей камере агрегата расположена карусель с вертикальной осью вращения. Изделия фиксируются на легко снимаемых носителях. После получения в рабочей камере высокого вакуума изделия проходят очистку в высокоэнергетической плазме ионного источника, далее на изделия магнетроном напыляются покрытия из двух металлов, нитридов и (или) оксидов металлов. Размеры носителей для обрабатываемых изделий 700×180 мм, число носителей на карусели 12 шт. Управление технологическим процессом — полуавтоматическое. Питающее напряжение установки 380 В, потребляемая мощность 45 кВт. Ее габаритные размеры 2500×4000×2300 мм.

Ионно-плазменная установка ИНВ-6,6 для нанесения упрочняющих однослойных и многослойных покрытий на инструмент широкой номенклатуры диаметром до 200 мм и длиной до 250 мм способом конденсации вещества с ионной бомбардировкой. Установка используется для напыления различных металлов и пластмасс. Скорость осаждения покрытия (нитрида титана) 13...40 мкм/ч. Длительность цикла упрочнения инструмента 2...2,5 ч. Размеры рабочей камеры: диаметр — 600 мм, высота — 600 мм. Число токопроводящих электродов 3 шт. Расход охлаждающей воды не более 2 $м^3$/ч. Масса установки 3 т.

ОАО "ЗОНТ" (г. Одесса) демонстрировало на выставке машины для газокислородной и плазменной резки.

Машина мод. "Комета М-К" предназначена для термической резки и фигурного раскроя *листового металлопроката.* Машина портального типа, оснащена системой ЧПУ CNC 4000 и газокислородной режущей оснасткой. Ширина обрабатываемого листа до 8000 мм, длина до 24 000 мм. Наибольшая толщина разрезаемого листа при газокислородной резке: одним резаком — до 300 мм, двумя резаками — до 100 мм, тремя резаками — до 80 мм. Наименьшая толщина обрабатываемого листа 5 мм. Размер колеи направляющих рельсового пути до 9500 мм. Толщина пробивки до 160 мм. Точность позиционирования ±0,35 мм. Питающее напряжение машины 380 В, потребляемая мощность 2 кВт.

Машина "АСШ-70М" предназначена для фигурной вырезки деталей из низкоуглеродистой стали толщиной 5...150 мм тремя резаками с автоматическим копированием по стальному шаблону толщиной 6...8 мм. Диапазон скоростей машины позволяет использовать ее и для плазменной резки листов толщиной от 1 до 50 мм одним резаком (скорость перемещения резака 100...2000 мм/мин). Точность позиционирования машины при черчении ±0,5 мм. Ее габаритные размеры 1810×1500×1750 мм, масса 390 кг.

Машина "Комета М-Пл" с плазменной оснасткой предназначена для фигурного раскроя листового металлопроката, оснащена системой ЧПУ CNC 4000. Ширина обрабатываемого листа 8000 мм, его длина 24 000 мм. Размер колеи направляющих рельсового пути 9500 мм. Наибольшая толщина разрезаемого листа (сталь): при плазменной резке одним резаком — до 80 мм; при микроплазменной резке — до 20 мм. Максимальная толщина пробивки до 20 мм. Точность позиционирования ±0,35 мм. Электропитание машины — от сети переменного тока напряжением 380 В. Ее номинальная производительность на один суппорт при микроплазменной резке низкоуглеродистой стали толщиной 2 мм составляет 140 м/ч. Расход электроэнергии на 1 м реза низкоуглеродистой стали толщиной 20 мм при плазменной резке составляет 1 кВт/ч. Машина применяется в заготовительном производстве металлообрабатывающих предприятий любого профиля.

Машина "Комета М-КЛ" предназначена для линейного раскроя листового металлопроката. Машина портального типа с газокислородной режущей оснасткой. Такая машина рекомендована к применению на металлообрабатывающих предприятиях любого профиля также в заготовительном производстве для раскроя листового металла на полосы с возможностью их вертикальной отрезки.

Фирма Sidrabe (г. Рига) предложила потребителям вакуумные установки различного назначения.

Вакуумную установку мод. P600MR для нанесения вакуумных покрытий на полимерные рулонные материалы в производстве сенсорных и жидкокристаллических экранов, гибких печатных плат и т. п. Уникальная многобарабанная конструкция отличает эту машину от машин подобного назначе-

ния других производителей. Установка обеспечивает нанесение слоев SiO_2, TiO_2, ITO, ZAO и различных металлических слоев при одностороннем магнетронном распылении. Установка оборудована устройством перемотки, узлом магнетронного распыления, приборами контроля параметров наносимых слоев. Предусмотрена возможность нагрева и охлаждения процессорных барабанов. Система управления на основе PLC фирмы Siemens обеспечивает автоматическое управление всем технологическим процессом. Параметры покрытия контролируются после каждой зоны осаждения, что гарантирует их точное соблюдение. Скорость перемотки 0,5...5 м/мин, максимальный диаметр рулона пленки 600 мм. Габаритные размеры установки 14500×10000×3700 мм. Основные преимущества установки: уменьшение взаимного влияния газовой среды разных зон осаждения благодаря давлению в промежуточном отсеке, которое в 5—10 раз ниже, чем в зонах нанесения покрытий; контроль характеристик покрытия после нанесения каждой зоны; эффективный отвод теплоты от пленки к барабанам.

Вакуумный ламинатор мод. Z2P355 периодического действия представляет собой цилиндрическую камеру диаметром 1400 мм. Процесс ламинирования заключается в следующем: две пленки фоторезиста и предварительно нагретая печатная схема проходят между двумя ламинирующими роликами, нагретыми до рабочей температуры (37...121 °С) и создающими рабочее давление прижима материалов (до 200 кг). Полученный материал поступает на охлаждающие ролики и затем на намотку. Температура ламинированного материала перед намоткой в рулон не превышает 40 °С. Система перемотки ламинатора обеспечивает размотку протектора с двух рулонов фоторезиста и с исходного рулона, а также намотку готового материала с протектором. Ширина ламинируемого материала 355 мм, диаметр рулона с ламинированным материалом 350 мм, скорость намотки до 3 м/мин. Автоматическая система управления во время технологического процесса контролирует и поддерживает основные параметры: температуру, усилие прижима, скорость перемотки, натяжение материалов, положение кромок. Габаритные размеры ламинатора 4800×4400×2400 мм.

Компания МИЛЛАБ (г. Москва) демонстрировала на выставке вакуумное оборудование, разработанное в США. Приведем краткое описание некоторых образцов.

Вакуум-компрессорный насос мод. ME4R представляет собой двухцилиндровый одноступенчатый мембранный насос. На входе и выходе насоса смонтированы устройства для регулирования вакуума и давления. Регулятор вакуума представляет собой перепускной воздушный кран. Скорость откачки насоса 3,6 $м^3$/ч, мощность электродвигателя 0,18 кВт. Габаритные размеры насоса 290×269×274 мм, масса 10,8 кг. В процессе эксплуатации важно, чтобы давление на выходе не превысило максимально допустимого (регулируется клапаном сброса давления).

Двухступенчатый мембранный насос мод. MZ2C с высокой скоростью откачки (1,9 $м^3$/ч) при низком предельном вакууме. Все части насоса, контактирующие с газом или паром, изготовлены из химически стойких фторсодержащих пластиков. Конструктивно он имеет два цилиндра. Мощность двигателя 0,18 кВт. Габаритные размеры насоса 267×241×177 мм, масса 10,6 кг. Такой насос применяется во многих химических насосных вакуумных системах.

Трехступенчатая низковакуумная установка PC620 для одновременного контроля двух независимых процессов при разных уровнях вакуума с помощью двух вакуумных портов и двух вакуум-регуляторов CVC2. Установка имеет встроенные обратные клапаны для защиты от загрязнения. Химический мембранный насос MD4C, входящий в состав установки, обладает большим запасом избыточной мощности, что позволяет работать с вакуумом, равно удовлетворяющим требованиям обоих технологических процессов. Установка оснащена изолированным конденсатором для удаления пара, конденсирующегося при атмосферном давлении и температуре охлаждающей воды. Габаритные размеры установки 440×380×535 мм, масса 29 кг.

ООО "ULVAC" (г. Москва) предложило потребителям на выставке оборудование, разработанное в Японии на базе новых вакуумных технологий:

линию вакуумного напыления серии EVL для нанесения методом сухого напыления отражательного покрытия, а также других видов покрытий на автомобильные фары. В состав линии могут входить однокамерные напылительные установки с двумя дверцами, в которых возможно одновременное проведение до четырех видов технологических процессов;

установку серии VEP-1000 для изготовления нанопленок и пленок толщиной до 100 мкм. Такая установка позволяет наносить изоляционные, защитные и металлизированные пленки, а также другие виды пленок. Для нанесения пленок используется технология вакуумного осаждения с последующей полимеризацией.

Выставка отразила тенденции развития вакуумной техники и технологии. Хочется верить, что проведение такой выставки в России — шаг на пути к прогрессу. В рамках выставки прошли научные семинары и конференции, что позволило специалистам не только ознакомиться с новинками в области применения вакуумной техники и технологий, но и создать условия для делового общения с коллегами и потенциальными партнерами.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

С 27 по 30 марта 2007 г. в Москве на территории Культурно-выставочного центра "Сокольники" проходил десятый Московский международный салон промышленной собственности "Архимед". Свою продукцию на выставке демонстрировали свыше 1000 экспонентов из 16 государств и 45 регионов России. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов и предложений предприятий-разработчиков.

МГТУ "МАМИ" (г. Москва) демонстрировал свои разработки.

Коробка перемены передач с 12÷16-ю передачами переднего хода имеет малые габаритные размеры. Разработаны два варианта: 12 передач вперед и 4 назад; 16 передач вперед. Модульная конструкция коробки обеспечивает возможность дальнейшего увеличения числа передач и улучшения компоновки. Коробка оснащена четырехскоростным редуктором компактной конструкции, обеспечивающим ее минимальную массу. Зубчатая муфта переключения передач отличается простотой, обеспечивает безударное включение передач и увеличивает ресурс работы механизма. Система управления коробкой перемены передач — это дистанционное гидравлическое управление, существенно облегчающее работу оператора. Рычажные элементы управления отсутствуют.

Поршневой электрогидравлический двигатель является альтернативой существующим типам двигателей (ДВС, электродвигатели и т. п.), устанавливаемым на транспортные средства. Такой двигатель может применяться во многих отраслях машиностроения. Принцип работы поршневого электрогидравлического двигателя основан на электрогидродинамическом эффекте. При работе двигателя происходит преобразование энергии высоковольтного разряда в жидкой среде в полезную работу выходного звена машины. Двигатель имеет ряд преимуществ: экологичен (источник энергии — не углеводородное топливо, а электрический сигнал от аккумуляторной батареи); низкая шумность при работе; рабочая жидкость — любая синтетическая жидкость, обладающая антикоррозионными и смазывающими свойствами, с большой удельной электропроводностью.

Электрогидродинамический насос высокого давления и система топливоподачи дизельного двигателя. Насос создает давление более 400 МПа и работает с аккумуляторными топливными системами дизельного двигателя или отдельно, подавая топливо в соответствующий цилиндр дизеля. Топливо подается в два приема, благодаря чему оно лучше смешивается с воздухом и полностью сгорает. Давление и подача топлива регулируются электронным блоком питания. Насос работает при подаче в его рабочую камеру электрических разрядов, при этом топливо нагревается и частично разлагается на атомы, что способствует лучшему его сгоранию, повышению КПД и мощности двигателя, а также уменьшению вредных веществ в отработавших газах. Такой насос рекомендован к применению, в том числе в машиностроении: гидравлическая резка, гидроформование, силовое оборудование для гидравлических прессов, электрогидроимпульсная штамповка.

ЗАО "Интерметкомпозит" (г. Москва) представил *на выставке напыляющий газодинамический агрегат НГА-5* для нанесения покрытий на поверхности различных материалов. Физический принцип метода газодинамического нанесения покрытий заключается в ускорении частиц порошка нагретым потоком газа и последующем их соударении с обрабатываемой поверхностью. Покрытие формируется за счет высокой кинетической энергии частиц наносимого материала, взаимной пластической деформации при соударении частиц покрытия и поверхности подложки. В качестве порошковых материалов используются металлы, сплавы, керамика и любые их смеси дисперсностью до 100 мкм. Покрытия можно наносить на изделия любой формы, однослойные и многослойные со слоями разной толщины. Толщина покрытия может меняться от нескольких микрометров до десятков миллиметров. Скорость нанесения покрытий изменяется в широких пределах. Предварительная обработка поверхности изделия необходима только при сильной загрязненности (наличие ржавчины, окалины, масел и т. п.).

ООО "ТОР" (г. Москва) предложило потребителям свои разработки.

Сварочный инверторный аппарат "ТОРУС-200", работа которого основана на высокочастотном преобразовании напряжения сети. Он предназначен для электродуговой сварки постоянным током черных и коррозионно-стойких сталей, в том числе в среде аргона. Диаметр электрода 1...5 мм. Несмотря на очень маленькие размер и массу, значение сварочного тока у аппарата "ТОРУС-200" достигает 200 А (при ПН — 60 %), его питающее напряжение 220 В. Благодаря небольшим размерам (115 × 186 × 280 мм) и массе (5 кг) аппарат незаменим при частой смене места сварки, при перемещении от объекта к объекту. Электронный блок сварочного аппарата обеспечивает плавную регулировку тока, мягкий поджог дуги (hot start) и защиту от перегрузок.

Малогабаритный сварочный выпрямитель "Терминатор", предназначен для сварки штучным электродом низкоуглеродистых и легированных сталей, а также для запуска двигателя легкового автомобиля. Питающее напряжение выпрямителя 220 В, сварочный ток — постоянный. Пределы регулирования сварочного тока 80...180 А, диаметр электрода 2...4 мм. Габаритные размеры выпрямителя 200 × 176 × 210 мм, масса 55 кг.

Сварочный выпрямитель "ВД-306т/400" с тиристорной регулировкой сварочного тока для питания электрической сварочной дуги постоянным током при ручной дуговой сварке, резке и наплавке металлов при трехфазном питании от сети переменного тока. Основные достоинства выпрямителя: высокие производительность и качество сварки в широком диапазоне сварочных токов; коррекция токов короткого замыкания в автоматическом режиме; запас по сварочному току до 400 А (ПН — 20 %); благодаря электронной стабилиза-

ции достигнуто высокое качество шва на малых токах при сварке тонколистовых материалов; дополнительная электронная защита от перегрева основных узлов аппарата; мобильность благодаря минимальным габаритным размерам и массе.

Институт проблем управления им. В. А. Трапезникова (г. Москва) демонстрировал на выставке свои разработки, например:

радиочастотный датчик расхода промышленных стоков в безнапорных каналах для оперативного контроля стоков промышленных предприятий и городского хозяйства на соответствие экологическим нормам. В чувствительном элементе датчика в виде распределенного на диэлектрической трубке замкнутого проводника как в резонаторе возбуждаются электромагнитные колебания со взаимно-перпендикулярными электрическими полями на его двух собственных частотах. Преобразование первичной информации позволяет по значениям частот определить объемное содержание жидкости в частично заполняющем трубопровод потоке независимо от ее состава. Структура возбуждаемых электромагнитных полей позволяет минимизировать погрешность измерений, обусловленную наличием неоднородностей в потоке. Диаметр трубопровода 50...500 мм, погрешность измерения не более 3 %, расстояние от чувствительного элемента до электронного блока до 100 м;

радиочастотный датчик для измерения количества отложившейся пыли, может быть применен в системах предупреждения взрывов на пылеобразующих производствах, в системе очистки электрофильтров. Для уменьшения погрешности от изменения влажности и температуры окружающей среды датчик выполнен по дифференциальной схеме. Диапазон измерения до 1 мм, основная погрешность 2,5 %.

ОАО "ТЯЖПРЕССМАШ" (г. Рязань) предложило потребителям *четырехбойковый ковочный блок мод. КБ6300* для четырехсторонней радиальной ковки на гидравлических ковочных прессах силой до 120 МН. Блок крепится на гидравлический ковочный пресс как обычные ковочные бойки. Он применяется для ковки слитков и заготовок из всех пластически деформируемых сталей, сплавов и цветных металлов. Применение блока повышает производительность ковки в 1,5 ÷ 2,5 раза. Выход годного металла повышается на 7 ÷ 13 % вследствие уменьшения поверхностных дефектов и сокращения числа подогревов заготовок. Применение блока позволяет получать поковки с уменьшенными в 1,7 ÷ 2 раза припусками и при этом экономить 30 ÷ 70 кг металла на 1 т поковок. Размер поперечного сечения деформируемой заготовки 250...1600 мм. Габаритные размеры ковочного блока 1500 × 3400 × 3000 мм.

ФГУП "61 НИИИ (ЖДВ)" Министерства обороны РФ (г. Москва) предложило оригинальную технологию строительства железнодорожных объектов с применением дирижаблей. Разработчики считают, что применение дирижаблей позволяет проводить работы по строительству и восстановлению железнодорожных объектов без привлечения специализированной подъемно-транспортной техники. Крейсерская скорость дирижабля 170 км/ч. Его грузоподъемность при укладке путевых звеньев длиной 25 м: на деревянных шпалах — 8 т; на железобетонных шпалах — 18 т; мостовых конструкций — до 180 т.

ФГУП ММПП "Салют" (г. Москва) показало специалистам свою новую разработку — *автоматизированную систему «Меркулон "Тензор"»* для контроля поверхностных напряжений механическим методом. Автоматизированная система позволяет: проводить исследования напряженного состояния поверхностных слоев деталей и узлов из магнитных, немагнитных и коррозионно-стойких металлов и сплавов, имеющих различную геометрическую форму, и деталей с электропроводными покрытиями; оптимизировать и контролировать стабильность технологических процессов; *осуществлять калибровку неразрушающих методов контроля остаточных напряжений.* Остаточные напряжения рассчитываются по изменению деформации при удалении исследуемых слоев путем электрохимического травления. Процесс полностью автоматизирован. Управляющая программа позволяет варьировать любые задаваемые параметры эксперимента и осуществлять исследовательские задачи.

ФГУП ГНИИХТЭОС (г. Москва) показало на выставке разработки, рекомендуемые к применению в разных отраслях промышленности.

Газофазный метод металлизации и оксидирования поверхностей монолитных изделий, порошков, волокон, тканей, стекла, керамики, металла, пластмасс. Метод заключается в термической диссоциации паров карбонилов металлов на нагретой поверхности в неглубоком вакууме или в потоке инертного газа. Металлические и оксидные пленки придают исходным материалам новые уникальные функциональные свойства. Область применения метода — металлизированные и оксидированные порошки для алмазного инструмента, композитов и строительной техники; пресс-формы для изготовления пластмассовых деталей литьем.

Рабочие гидравлические жидкости для систем запорной арматуры, обеспечивающие длительный ресурс ее эксплуатации в температурном интервале −80...+80 °С. Вязкость жидкостей при температуре +20 °С составляет 7...10 мм^2/с; при температуре −50 °С — не более 120 мм^2/с. Температура застывания жидкостей ниже −100 °С, они малотоксичны.

Бескремнеземное связующее корундового состава "Алюмокс", не взаимодействующее с заливаемым металлом при температуре до 1800 °С. Использование связующего позволяет создать надежный технологический процесс изготовления литейных форм для высоколегированных сталей, жаропрочных сплавов, титана и т. п. Формы на связующем "Алюмокс" используются для равноосного, вакуумного литья, литья направленной структуры и монокристаллов. Применение связующего не требует существенных изменений традиционной технологии изготовления оболочковых форм. Один-два лицевых слоя формы из суспензии на основе связующего гарантируют точное воспроизведение микрорельефа поверхности, конфигурации модели и создают химически инертный барьерный слой, предотвращающий взаимодействие расплава с оболочковой формой, что позволяет получать отливки из химически активных металлов и сплавов.

Масло для смазывания компрессоров холодильных машин, работающих на фреоне 13 до температуры −110 °С.

Масло представляет собой кремнийорганическую медленно застывающую, термо- и гидролитически стабильную жидкость. Масло — трудногорючее, химически инертное, нетоксичное.

Московский энергетический институт демонстрировал на выставке свои разработки.

Моторные выключатели ISKRA серии MS и MST для управления электрическими двигателями (пуск, защита, отключение) мощностью до 11 кВт или другой электрической нагрузкой с током до 25 А; могут применяться в качестве главного выключателя. Моторные выключатели серии MS и MST реагируют на выпадение фазы, надежно защищают от перегрузки и токов короткого замыкания.

Прибор АСТРО-I для измерения дифференциального тока (тока утечки на землю) в одно- и трехфазных цепях с напряжением 220 и 380 В переменного тока. На жидкокристаллическом дисплее прибора отображается в цифровом виде текущее значение тока утечки. С помощью прибора можно: оценивать качество выполненных электромонтажных работ; контролировать состояние изоляции; определять правильность выбора уставки (предел номинального отключающего дифференциального тока); выявлять дефектные цепи или электроприемники с недопустимо низким сопротивлением изоляции. Погрешность измерений прибора ± 5 %, потребляемая мощность не более 2 Вт. Прибор надежно работает при температуре −5...+40 °С. Максимальное сечение подключаемых проводников 25 мм^2. Устройство монтируется на вводе электроустановки или на любом участке цепи и позволяет измерять суммарный ток утечки на землю в цепи под полной токовой нагрузкой.

Прибор АСТРО ИЗО-470 для ведения непрерывного автоматического контроля (мониторинга) сопротивления изоляции относительно земли одно- и трехфазных электроустановок с системой заземления (режим изолированной нейтрали). Прибор обрабатывает результаты измерений электронного устройства на базе микропроцессора и осуществляет индикацию значений сопротивления изоляции контролируемой электроустановки относительно земли. Он оснащен системой аварийной сигнализации в случае снижения сопротивления изоляции ниже заданного значения (уставки). Напряжение контролируемой сети до 600 В, питающее напряжение 220 В. Сопротивление регулируемой уставки 1...200 кОм. Время срабатывания прибора (при емкости контролируемой сети не более 1 мФ) до 3 с. Его габаритные размеры 99 × 73 × 45 мм.

Ограничитель перенапряжений АСТРО ОПН-12/0,4 для защиты от грозовых и коммутационных перенапряжений в различных электроустановках. Ограничитель представляет собой разрядник без искровых промежутков, активная часть которого состоит из металлооксидного нелинейного резистора с высоконелинейной вольтамперной характеристикой. Защитное действие ограничителя заключается в пропускании импульсного тока на заземляющее устройство, что обеспечивает снижение перенапряжений до безопасного значения, при котором не происходит пробоя изоляции электрооборудования. Питающее напряжение ограничителя 220 или 380 В. Максимальные: разрядный ток — 50 кА; энергия, поглощаемая при коммутационном перенапряжении, — 0,8 кДж.

Индикатор утечки топливных газов АСТРО ГАЗ для непрерывного контроля концентрации горючих газов в воздушной среде закрытого помещения в автоматическом режиме. Индикатор представляет собой компактное устройство автономного действия, подающее звуковой и световой сигналы, а также прерывающее подачу газа при помощи электромагнитного клапана в случае повышения концентрации газа в помещении более 10 %. Он может работать в системе диспетчерского контроля. При этом на диспетчерский пункт периодически подается кодированный сигнал, подтверждающий исправность датчика, а в случае превышения допустимой концентрации газа — аварийный сигнал и кодовый номер, присвоенный данному сигнализатору, фиксировавшему аварийную ситуацию на контролируемом объекте. Порог срабатывания индикатора: по газу — 10 ± 4 %; по температуре — 60 ± 6 °С. Питающее напряжение индикатора: переменный ток — 220 ± 22 В, постоянный ток — 12 или 24 В. Потребляемая мощность 2,5 Вт. Диапазон рабочих температур −25...+40 °С. Разработчики считают, что срок службы прибора не менее 10 лет.

ЗАО "Спектр Инжиниринг" (г. Москва) демонстрировало изготовленный в США двухканальный *портативный прибор Onepro Dmvp-200* для измерения и анализа вибрации, дающий широкие возможности для контроля состояния промышленного оборудования. Модульная конструкция прибора позволяет адаптировать прибор под конкретные задачи пользователя.

Он состоит из модулей:

сбора данных для периодического мониторинга состояния промышленного оборудования;

балансировки роторов в собственных опорах. Модуль осуществляет: коррекцию (от одно- до четырехплоскостной); графическое отображение результатов балансировки; индикацию стабильности измерения (частота вращения, вибрация); разделение корректирующей массы; контроль качества балансировки;

анализатора, позволяющего проводить измерения и диагностировать реальные или усредненные временные сигналы, орбиты, спектры, например анализ орбит для подшипников скольжения и расчет передаточных функций для исследования резонансов машин;

порядкового анализатора, используемого для исследований особенностей работы оборудования при разгоне и выбеге, которые не проявляются в обычном режиме работы, а также для определения резонансных частот, критических скоростей, неустойчивости колебаний подшипников.

Экран прибора размерами 80 × 60 мм оснащен задней подсветкой. Он имеет клавиатуру с 21 многофункциональной клавишей. Оперативная память прибора 128 Мб. Его габаритные размеры 220 × 130 × 60 мм, масса 0,9 кг (включая аккумулятор). Диапазон рабочих температур −20...+50 °С при влажности до 90 % без конденсации.

В рамках выставки была организована обширная деловая программа — международные конференции, семинары, презентации и конкурсные программы.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Промышленные технологии для России: "Машиностроение / Mashex–2007"

С 29 мая по 1 июня в МВЦ "Крокус Экспо" состоялся Российский национальный промышленный форум с международным участием "Промышленные технологии для России", аналогов которому в России не было. Форум объединил все ведущие промышленные организации России и мира. Двум ведущим выставочным компаниям — Холдингу MVK и МВЦ "Крокус Экспо" — удалось успешно соединить профессионализм и опыт и создать на территории России аналог Ганноверской ярмарки. В этом проекте приняли участие более 1000 компаний из 23 стран мира. Общая площадь выставки составила 90 000 м^2.

В состав форума вошли известные международные специализированные выставки. Со стороны MVK — главная машиностроительная выставка России "Машиностроение / Mashex" и смежные по специализации проекты. Со стороны "Крокус Экспо" — выставки, посвященные нефтегазовой ("Petrolex"), горнодобывающей ("Geominex"), химической ("Cheminex") промышленности, электроэнергетике ("Elenex") и экологии промышленных предприятий ("Ecoinex"). Подобное широкомасштабное мероприятие получило поддержку ряда государственных органов, в том числе Министерства экономического развития и торговли РФ. Форум положил начало объединению на одной площадке производителей, дилеров и потребителей машиностроительной продукции. "Промышленные технологии для России" будут развиваться именно в этом направлении.

История выставки "Машиностроение /Mashex" насчитывает 19 успешных лет! "Mashex" стала одной из основных составляющих Промышленного форума. Она заняла весь первый и часть второго павильона МВЦ "Крокус Экспо". Более 500 компаний из 23 стран мира привезли для демонстрации новейшее оборудование, в том числе станки для металлообработки. Более 950 торговых марок представили экспоненты. Свою продукцию продемонстрировали компании из Австрии, Бельгии, Болгарии, Великобритании, Германии, Дании, Израиля, Индии, Испании, Италии, Китая, Польши, Республики Беларусь, России, Словакии, США, Турции, Украины, Чешской Республики, Швейцарии, Швеции, Южной Кореи и Японии. Ряд зарубежных участников выступили с коллективными стендами. Гости выставки оценили новейшее оборудование, представленное на объединенных стендах Германии, Испании, Италии, Великобритании, США, Чешской республики. Данные экспозиции были организованы благодаря успешному тесному сотрудничеству MVK с международными Ассоциациями этих стран, специализирующимися на станочном оборудовании и производственных технологиях: VDW, AFM, UCHIMU, MTA, AMT, SST. Это наглядно показывает, что "Mashex" по праву является ведущей международной промышленной выставкой России. Ее поддерживают Министерство промышленности и энергетики РФ, Российский союз промышленников и предпринимателей, МТПП. Патронаж выставки проводит ТПП РФ. За высокий уровень организации, большое значение для экономики страны и развитие внешнеэкономических отношений "Mashex" удостоена знаков UFI и РСВЯ. Статистика выставки проходит аудит по правилам FKM, являющимся в Европе своеобразным "знаком качества" мероприятия.

В состав "Mashex-2007" вошли:

"Машиностроение / Mashex" — 7-я международная специализированная выставка станкостроительной продукции;

"Машкомп" — 5-я международная специализированная выставка комплектующих изделий в машиностроении;

"Ретекмаш" — 5-я международная специализированная выставка модернизации, ремонта и восстановления машин и оборудования;

"Интехмаш" — 3-я международная специализированная выставка автоматизации производства, робототехники, информационных технологий для промышленности;

"Метрмаш" — 3-я международная специализированная выставка измерительных приборов, инструментов и технологий;

"Элекмаш" — 3-я международная специализированная выставка электротехники и электроники;

"Литэкспо" — 3-я международная специализированная выставка технологий и оборудования для литейного оборудования;

"Подшипники/Инбетек" — 5-я международная специализированная выставка подшипников и их производства для всех отраслей промышленности;

"Подъемно-транспортное оборудование" — 5-я международная специализированная выставка подъемно-транспортного, грузоподъемного и лифтового оборудования;

"LIC Russia" — 8-я международная специализированная выставка технологий и материалов лазерно-оптического и электронного приборостроения;

Салон "Сварочное оборудование".

Презентабельный состав российских и зарубежных экспонентов включил такие организации, как "Рязанский станкостроительный завод", "Ивановский машиностроительный завод", "Савеловский машиностроительный завод", "Кировстанкомаш", "Галика АГ", "СФ Технологии", "Вебер Комеханикс", "Дюкон", "Ками-Станкоагрегат", "Ирлен Инжиниринг", "Абамет", "Амада", "Бистроник", "Прайд

ТВЛ", "Солвер", "Mitsubishi Hardmetal", "Робур", "Трумпф", "SEKO", "Sandvik", "Fanuc Mitsui", "MAN Ferrostaal", "Dr. Johannes Heidenhain", "Росмарк-Сталь" и многие другие. На масштабных стендах отечественных и зарубежных компаний были представлены оборудование и станки самых различных назначений. Многие заводы представляли самое последнее оборудование, ранее не выставлявшееся ни на одной выставке.

"Рязанский станкостроительный завод", более 10 лет участвующий в "Машиностроении / Mashex", впервые экспонировал на выставке новую модель токарного станка с ЧПУ РТ417РФ3-6 и токарно-фрезерный обрабатывающий центр мод. 1715С. По отзыву представителя завода, станки вызвали ожидаемый интерес среди посетителей. РТ417РФ3-6 был продан в течение выставки.

"Ивановский завод тяжелого станкостроения" представил мощный высокоскоростной горизонтальный станок "ИСБ 1200-2", созданный в 2007 г. и впервые экспонируемый. Станок предназначен для обработки сложных корпусных деталей из чугуна и стали. Принципиальное отличие станка — оснащение двумя сменными паллетами (1200×1200 мм), что придает ему статус обрабатывающего центра. Возможность использования двух паллет позволяет увеличить число производимых деталей по сравнению со станком, оснащенным одной паллетой. Это принципиально новая модель такого типа размера.

На стенде **"Савеловского машиностроительного завода",** основанного в 1915 г., был представлен ряд новинок этого года: вертикально-фрезерные высокоскоростные станки ФП-17ВС2М и 6М13ВС с использованием устройства ЧПУ "FLEX NC".

Компания **"Вебер Комеханикс"** — эксклюзивный представитель шведской фирмы "Motoman" — впервые экспонировала на выставке робота-змею "Motoman-IA20". Робот предназначен для обслуживания станков в условиях, неблагоприятных для работы человека. Робот осуществляет подачу детали, перемещает и держит ее. На данный момент в России робот-змея "IA20" не используется. Выставленный впервые, он, по словам представителей компании "Вебер Комеханикс", вызвал у посетителей большой интерес. Также на стенде компании можно было увидеть в работе роботы "Motoman-EA1400/1900N" для дуговой сварки, предназначенные для промышленной сварки в серийных производствах. Как пояснил представитель компании, один сварочный робот заменяет по скорости минимум четырех сварщиков при идеальном качестве выполнения работы. За последние полгода были установлены четыре таких роботизированных комплекса.

ООО "Мастер Маш" впервые представило координатно-револьверный высечной пресс мод. Р1326 с гидравлическим приводом. Пресс отличается от других моделей меньшими размерами рабочей области. Перемещения по осям X и Y составляют 350 и 2600 мм.

Компания **"ИМИД"** — эксклюзивный дистрибьютер фирмы "Quaser" — представила новую модель компактного вертикального обрабатывающего центра MV154 (версия 2). Модель оснащена более мощным мотор-шпинделем и возможностью управления температурой на I и II уровнях. Также компания впервые представила вертикальный фрезерный обрабатывающий центр фирмы "Akira-Seiki" серии "Performa V". Линейные направляющие фирмы "THK" и литые чугунные станины "Mechanite" обеспечивают высокую точность и долговременную жесткость.

"Современная машиностроительная компания" впервые экспонировала токарный центр марки "Tornado" модели Т6М для трехосевого точения. Центр изготовлен с использованием "дуэт-стабильной" (Duo-Stable") конструкции фирмы "Clochester", которая обеспечивает термическую и динамическую стабильность, превышающую показатели литейного чугуна.

Японский машиностроительный концерн **"Амада"** — один из крупнейших производителей оборудования для холодной обработки листового металла — впервые представил ряд станков: высокопроизводительный автоматический дисковый отрезной станок на основе твердосплавленных пил CM-150 AN; высокопроизводительный ленточнопильный станок H-1000 II особо жесткой конструкции; координатно-револьверный пресс с ЧПУ серии "Acute 255/2510".

Немецкий коллективный стенд, организованный по предложению VDW и заказу федерального министерства по экономике, включил в себя 27 компаний, занятых в станкостроительной отрасли. Вместе с немецкими компаниями, представленными на выставке помимо коллективного стенда, они составили наибольшую долю иностранного присутствия на выставке.

Для удобства посетителей по тематическим направлениям была разделена и деловая программа выставок. 30 мая прошло под знаком Международного дня, 31 мая стало Днем науки, 1 июня — Днем бизнеса. Согласно тематикам Дней проходили конференции, семинары и "круглые" столы. В Международный день представители зарубежных Ассоциаций, принимающих участие в выставке "Машиностроение/Mashex", рассказывали о новейшем промышленном оборудовании и о возможностях взаимовыгодного сотрудничества между странами. На нескольких конференциях было рассказано о машиностроительной отрасли США и Великобритании, о станкостроении в Испании, Италии и Корее, о Чешской промышленности. Конференцию "Новейшие технологии в области металлообработки" провело представительство АО "Глобатекс АГ" (Швейцария). В этот же день состоялась конференция, на ко-

торой выступили лидирующие отечественные заводы: Рязанский, Савеловский и Ивановский. Мероприятие собрало много гостей. Здесь было рассказано о сегодняшнем состоянии российского станкостроения, об отечественном высокопроизводительном технологическом оборудовании, о принципах и методах высокоскоростной обработки.

Министерство промышленности и энергетики РФ учредило специальный диплом в номинации «За разработку высокотехнологичного металлообрабатывающего оборудования, представленного на выставке "Машиностроение / Mashex-2007"». Дипломов удостоились: "Рязанский станкостроительный завод"; "Савеловский машиностроительный завод"; "Ивановский завод тяжелого станкостроения"; ЗАО "Реммаш СПБ"; ОАО "Волжский абразивный комбинат".

В День науки ряд ведущих государственных университетов провели конференции, посвященные инновационным разработкам в области металлообработки. Также было уделено внимание современной подготовке квалифицированных технических специалистов. Среди организаторов: Новосибирский ГТУ, МГТУ "Станкин", МГТУ им. Н. Э. Баумана, Калининградский ГТУ, Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова, КГТУ им. А. Н. Туполева (КАИ, Казань) и др.

На выставке "Машиностроение / Mashex" получила продолжение реализация проекта по Северному полюсу. В павильоне 2.3 перед вторым павильоном МВЦ "Крокус Экспо", на площади 700 м^2 располагался историко-патриотический музей **"Роль ИСТОРИИ в жизни и в бизнесе".** Проект стартовал 23 апреля на самой северной точке мира, где экспедиция, организованная "Холдингом MVK", провела первую в мире выставку на Северном полюсе. Создание музея приурочено к международному Полярному году и 70-летию подвигов И. Д. Папанина, В. П. Чкалова и М. М. Громова. Передвижной музей будет открываться на каждой выставке MVK в течение года, благодаря чему уникальные вещи и фотографии полярников увидят более миллиона человек.

Итоги

Посетители выставки "Машиностроение / Mashex-2007" увидели самое передовое оборудование, выпускаемое в мире. Российские компании наглядно продемонстрировали, что отечественная промышленность активно развивается, и они комфортно чувствуют себя на одной площадке с иностранными участниками. Гости выставок увидели много новинок, приобрели качественное оборудование. Экспоненты нашли много перспективных бизнес-контактов, ряд участников заключили выгодные договора. Коллективные стенды зарубежных компаний представили новые возможности для развития международного сотрудничества. Промышленный форум, для успешного создания которого MVK и "Крокус Экспо" приложили много усилий, прошел с несомненным успехом. Получив хорошее начало, он обеспечил все условия и перспективы для дальнейшего развития и совершенствования.

Приглашаем Вас посетить выставку "Машиностроение / Mashex" или форум "Промышленные технологии для России" в 2008 году!

А. И. САВКИН

HITACHI представила решения SERVICES ORIENTED STORAGE SOLUTIONS, обеспечивающие эффективное взаимодействие бизнеса и IT

Высокоинтеллектуальная архитектура позволяет IT настраивать сервисы в зависимости от их важности для бизнеса и выставлять счета подразделениям компании в зависимости от использования ими сервисов

Hitachi Data Systems Corporation, дочерняя компания Hitachi, Ltd., представила первые в индустрии сервисно-ориентированные решения хранения Services Oriented Storage Solutions, позволяющие выделять ресурсы сохранения и выставлять счета за их использование в соответствии с требованиями бизнеса и без ограничений, связанных с технологиями. Основанный на полностью обновленной Hitachi Universal Storage Platform V и множестве инноваций нового программного обеспечения Hitachi Storage Software этот анонс сервисов хранения, которые напрямую связывают ресурсы и функциональность с требованиями бизнеса, открывает новую эру в хранении данных, где исторически нормой было объединение данных, функций, персонала и операций в жесткую структуру, а пользователи вынуждены были платить за сервисы, которые они не использовали.

В сегодняшней среде хранения администраторы и бизнес-пользователи должны выбирать между универсальным подходом "one-size-fits-all", при котором основная функциональность определяется на основании наиболее требовательного соглашения об уровне сервиса, и смешанным подходом "mix-match-and-manage", при котором нормой является сложная комбинация несовместимых между собой оборудования, программного обеспечения и процессов. Ни один из этих двух подходов не способен адекватно удовлетворить потребности бизнеса или IT. Подразделения компании не хотят платить за ненужный им сервис, однако IT вынуждена выделять инфраструктуре избыточные ресурсы, чтобы не нарушить важные соглашения об уровне сервиса

(SLA). Hitachi Services Oriented Storage Solutions радикально решает проблему гибкости бизнеса, с которой сталкивались архитекторы баз хранения, путем применения сервис-ориентированного подхода и конкретной функциональности, которая позволяет подразделениям компании и IT настраивать сервисы хранения в соответствии с потребностями бизнеса и гарантирует, что подразделение будет платить только за те сервисы, которые оно реально использовало.

В IT-ндустрии имеется множество примеров того, как монолитные унаследованные приложения модернизировались с помощью слабо связанных наборов сервисов, которые вызываются приложениями, когда это необходимо. Hitachi изменила эту концепцию хранения, представив новую архитектуру сервисов. Решения Services Oriented Storage Solutions реализуют для хранения концепцию сервис-ориентированной архитектуры (SOA) для построения платформы, которая предлагает набор автоматизированных функций, предоставляемых как сервисы для бизнеса и активизируемых по мере необходимости. Теперь компании вместо неэффективной модели оплаты по всей емкости хранения смогут применять более практичные методы выставления счетов и "монетаризировать" только те сервисы, которые используются на предприятии, что существенно улучшит эффективность и гибкость бизнеса.

"Помимо миграции и репликации данных и агрегирования хранения, виртуализация хранения должна обеспечить общие сервисы хранения так, чтобы бизнес-процессы с динамично меняющимися требованиями и обслуживающие их приложения могли пользоваться общей управляемой гетерогенной инфраструктурой хранения, — заявил Карл Грине (Carl Greiner), старший вице-президент по Infrastructure and Software, OVUM. — Теперь больше не нужно будет применять для каждого требования по хранению свои уникальные решения и средства управления, поэтому максимально оптимизируется использование ресурсов и становится возможным построение по-настоящему оптимизированной инфраструктуры хранения. Преимущества виртуализации позволят построить общий, консолидированный, эффективно используемый, динамичный и управляемый портфель сервисов гетерогенного хранения".

Анонсированная Hitachi Universal Storage Platform V реализует следующие ключевые сервисы хранения:

сервисы для непрерывности бизнеса;

сервисы управления контентом (поиск и индексирование с помощью Hitachi Content Archive Platform);

миграция данных без нарушения работы приложений;

управление томами на разных гетерогенных массивах;

динамическое "Thin "Provisioning (точное предоставление емкости в необходимых объемах);

сервисы безопасности хранения (неизменяемость, регистрация событий, аудит, уничтожение данных);

удаление дубликатов данных "Data de-duplication" с помощью решения Hitachi Virtual Tape Library);

балансировка нагрузки ввода/вывода;

классификация данных;

сервисы управления файлами.

Hitachi Services Oriented Storage Solutions позволяют компаниям предоставить своим бизнес-клиентам возможность выбора таких атрибутов хранения, как производительность, доступность, стоимость и безопасность, и выставлять счета за эти сервисы, исходя из выбора клиента. "Самая интересная и замечательная особенность стратегии Hitachi — это метрики для оценки управления — качество сервиса (QoS), целевые показатели сервиса/соглашение об уровне сервиса (SLO/SLA) и целевая точка восстановления (RPO), которые применяются для всех уровней сервисов, — отметил Джон Вебстер (John Webster), ведущий IT-консультант, Illuminata. — Рассмотрение корпоративного хранения в контексте предоставляемых сервисов — это ключ к получению на практике преимуществ виртуализованного хранения и выставлению счетов за ее использование".

Была представлена также принципиально новая Hitachi Universal Storage Platform V — самая мощная в индустрии платформа сервисов хранения, которая является двигателем Hitachi Services Oriented Storage Solutions. Благодаря мощи своего виртуализирующего контроллера Hitachi обладает уникальной возможностью реализовать и предоставить сервисы хранения в гетерогенной среде, где используются хранения на уровне файлов, объектов или блоков. Вместе с мощным портфелем программного обеспечения Hitachi эти возможности означают начало новой эры предоставления сервисов хранения. Как опция для Hitachi Universal Storage Platform V объявлен сервис Hitachi Dynamic Provisioning. Это мощное программное обеспечение "Thin" Provisioning устраняет необходимость в выделении емкости с запасом при использовании адресного пространства Universal Storage Platform V, которое масштабируется до 247 петабайт. Dynamic Provisioning — инновационный пример того, как Hitachi реализует Services Oriented Storage Solutions и заново определяет сервисы хранения. До сих пор организации должны были сами определять, сколько емкости выделяется приложению, и платить за хранение авансом, до того как начать его использовать. Если прогноз оказывался завышенным, то часть емкости не использовалась и вложенные в нее деньги были потрачены зря, а если заниженным, то через какое-то время приложения переставали нормально работать из-за отсутствия места на дисках, что вело к потере прибыли и падению продуктивности. Dynamic Provisioning и мощь Universal Storage Platform V полностью избавляют от такого выбора.

"Те сервисы хранения, которые сегодня предоставляются бизнесу, не только слишком дорогие, но также не обладают гибкостью, поэтому их потребители не имеют свободы выбора и ограничены в возможности получения информации об их использовании и отдаче, — заявил Тони Эйсаро (Tony Asaro), старший аналитик, Enterprise Strategy Group. — Universal Storage Platform V — это высокомасштабируемая платформа с пакетом функций, специально разработанных для обеспечения более эффективного предоставления сервисов хранения. Для того, чтобы IT предоставляла бизнесу настоящие сервисы, требуется создать utility. Для создания utility нужно более эффективно использовать физическую IT-инфра-

структуру. Это и обеспечивает Universal Storage Platform V, реализуя уникальные возможности для внедрения Services Oriented Storage Solutions.

Hitachi разработала самую совершенную и динамичную из доступных на рынке архитектуру сервисов хранения, поскольку хорошо понимает, что разные пользователи и приложения по-разному "видят" хранение. Технология виртуализации Hitachi, мощное программное обеспечение, отделяющее логическое представление от физических ресурсов, является ключевым компонентом архитектуры Services Oriented Storage Solutions. Великолепная технология контроллера Hitachi обеспечивает виртуализацию, адресное пространство в 247 петабайт, логические разделы, виртуальные соединения, поддержку гетерогенного хранения и высокую производительность, которая нужна для полноценного предоставления сервисов on-demand, и в то же время устраняет зависимость от одного вендора. Для клиентов это означает:

упрощение управления за счет использования общих сервисов хранения по всей гетерогенной инфраструктуре хранения;

эффективную модель бизнеса, с помощью которой организации могут выставлять счета на основе потребления необходимой функциональности, а не приблизительной оценки требуемой емкости;

радикальное улучшение эффективности IT-среды, которая обеспечивает не только консолидацию, но и динамическое распределение ресурсов многоуровневого хранения;

улучшение эффективности использования физических ресурсов с помощью таких инструментов для бизнеса, как Hitachi Universal Volume Manager, Dynamic Provisioning, Virtual Partition Manager и Virtual Ports;

прежде недоступную защиту инвестиций за счет виртуализации гетерогенных дисковых массивов ведущих вендоров.

Кроме того, Hitachi Services Oriented Storage Solutions обеспечивают уникальное масштабирование, предоставляя в зависимости от потребностей бизнес-приложения системы хранения от самых маленьких до самых больших. С помощью сервисов внешней виртуализации Universal Storage Platform заказчики могут интегрировать под одним "зонтиком" управления хранения системы среднего класса Hitachi Adaptable Modular Storage (AMS) и Workgroup Modular Storage (WMS), что позволит пользоваться единым набором сервисов хранения. Системы AMS и WMS дополняют Universal Storage Platform как многоуровневые или архивные ресурсы хранения, особенно если для сокращения стоимости они оборудованы дисками SATA.

"Мы намерены агрессивно инвестировать в сервисы автоматизированного хранения и укреплять лидирующие позиции нашей архитектуры на рынке, — заявил Ху Йошида (Hu Yoshida), директор по технологиям, Hitachi Data Systems. Клиенты не хотят разбираться в сложных API-интерфейсах или работать с хранением как с монолитными островами. Им нужно хранение как сервисы с гибкой архитектурой".

О компании Hitachi Data Systems

Корпорация Hitachi Data Systems использует глобальные ресурсы НИОКР для разработки основанных на лучших в индустрии примерах технологий, решений хранения, производительность, доступность и масштабируемость которых помогают заказчикам получить максимальную отдачу от инвестиций и свести к минимуму риски. Благодаря ориентации на интересы клиента при применении лучшего оборудования, программного обеспечения и сервисов Hitachi и её партнеров компания обладает уникальными возможностями для решения проблем бизнеса клиентов. В компании Hitachi Data Systems работает около 3200 сотрудников. Компания осуществляет прямые продажи и поставки через партнерскую сеть клиентам из государственного и корпоративного секторов в 170 странах в разных регионах мира. Заказчиками Hitachi Data Systems являются свыше половины компаний Fortune 100. Подробную информацию о компании можно получить на Web-сайте: http://www.hds.ru.

О компании Hitachi, Ltd.

Компания Hitachi, Ltd. (NYSE : HIT/TSE: 6501) со штаб-квартирой в Токио (Япония) — ведущий мировой производитель электронного оборудования со штатом около 356 тыс. сотрудников во всем мире. В 2005 финансовом году, который завершился 31 марта 2006 г., доход компании составил 9464 млрд йен ($ 80,9 млрд). Компания предлагает широкий спектр систем, продуктов и услуг для различных секторов рынка, в том числе информационные системы, электронную аппаратуру, силовое и промышленное оборудование, бытовую технику, материалы и финансовые услуги. Подробную информацию о Hitachi можно получить на Web-сайте компании: httpt//www.hitachi.com.

А. И. САВКИН

Итоги деятельности ОАО "Электротехнический концерн "Русэлпром"

Электротехнический концерн "Русэлпром", один из ведущих российских электромашиностроительных холдингов, подвел предварительные финансовые и операционные итоги деятельности за 2006 г. Сконцентрировавшись на производстве электромашин большой мощности, а также комплексных поставках, холдинг вновь продемонстрировал уверенный рост своих финансовых показателей. В 2006 г. общая выручка концерна "Русэлпром" составила 6,974 млрд р., что подтверждено аудиторским отчетом. Прибыль до уплаты налогов, аморти-

зационных отчислений и выплаты процентов (EBITDA) в 2006 г. составила 1,046 млрд р., включая прибыль от реализации активов. Общий объем инвестиций в техническое перевооружение, реконструкцию и НИОКР в 2006 г. составил 862 млн р. Рост финансовых показателей в 2006 г. достигнут благодаря существенному увеличению продаж наукоемкой продукции с большей добавленной стоимостью, в результате выпуска новых видов продукции, а также увеличения производственных мощностей предприятий концерна.

На сегодняшний день в состав концерна "Русэлпром" входят следующие предприятия: "Владимирский электромоторный завод", "Ленинградский электромашиностроительный завод", "Сафоновский электромашиностроительный завод", "НИПТИЭМ", "Русэпром-Электромаш", "ВЭМЗ-СПЕКТР", "Русэлпром-Инжиниринг", "Русэлпром-Оснастка". Для повышения конкурентоспособности своей продукции, снижения издержек, а также для обеспечения выхода в рыночные ниши с продукцией большей добавленной стоимости концерн создает собственную технологическую, инструментальную и проектную базу. В 2006 г. были окончательно сформированы научно-производственный комплекс и комплекс подготовки производства.

В 2006 г. концерн реализовал актив ОАО "Армавирский электротехнический завод", производящий микроэлектродвигатели мощностью до 250 Вт и мелкую бытовую технику. Выведя из своего состава АЭТЗ, концерн прекратил производство электротехники бытового назначения, сосредоточившись на выпуске мощных электромашин, предназначенных для нужд различных отраслей промышленности, строительства и ЖКХ. Менее чем за три года работы предприятия в составе "Русэлпром" капитализация АЭТЗ возросла в 6 раз. Средства, полученные от продажи завода, направляются на техническое перевооружение основных производств в рамках программы по выпуску гидрогенераторов.

Концерн последовательно реализует стратегию увеличения доли экспорта в общей структуре продаж. Если в 2005 г. доля экспорта в страны СНГ и дальнего зарубежья в продажах "Русэлпром" составляла 28 %, то по результатам 2006 г. она достигла 31 %. По прогнозу на 2007 г. доля экспорта составит 37 %. В 2006 г. происходил дальнейший сдвиг в сторону продукции с большей добавочной стоимостью, о чем свидетельствуют:

предложение готовых технических решений в области электроприводов вместо поставок отдельных электротехнических агрегатов. В 2006 г. реализованы технические решения в ЖКХ (водоканалы), машиностроении (станочные приводы), гидрогенерации, производстве электроэнергии на ТЭЦ;

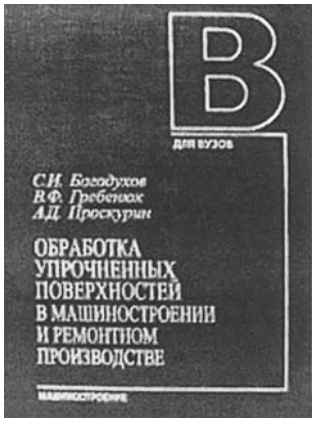
продвижение частотно-регулируемых приводов в рамках программы энергосбережения для отдельных предприятий и объектов ЖКХ;

производство и продвижение приводной электроники — высоковольтных ЧРП, систем автоматизации, возбуждения, плавного пуска электродвигателей.

География поставок продукции "Русэлпром" увеличилась за счет следующих стран: Бразилия, Ангола, Монголия, Ирак, Египет, Афганистан.

В соответствии с производственно-технической политикой концерна "Русэлпром" расходы на НИОКР составляют 3 % от объема реализации продукции. В 2006 г. общий объем вложений в новые разработки вырос почти в 2 раза по сравнению с 2005 г. В 2006 г. подготовлены конструкторские разработки продукции более чем для 90 наименований, которые расширяют номенклатуру предприятий концерна и повышают технический уровень продукции.

А. И. САВКИН



Богодухов С. И., Гребнюк В. Ф., Проскурин А. Д.
Обработка упрочненных поверхностей в машиностроении и ремонтном производстве:
Учебное пособие
1-е изд. — М: Машиностроение, 2005. — 256 с.
ISBN: 5-217-03257-X
Цена 297 р. (с НДС)

Приведены сведения по основам технологических процессов обработки упрочненных поверхностей и условиям обеспечения заданной точности и физико-механических характеристик.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств" и направлению подготовки дипломированных специалистов "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств".

European Tool and Mould making. 2006-07. V. 8. Nr. 6 (спец.выпуск Buyer's guide)

Программный пакет для обработки крупных пресс-форм, с. 57, ил. 1.

Описан вертикальный обрабатывающий центр мод. VMC 4020 фирмы Cincinnati Machine, поставляемый в комплекте с программным пакетом. Частота вращения шпинделя 10 000 мин$^{-1}$. Встроенные УЧПУ марки GE Fanuc Series 18i MB15 и система охлаждения марки Cool Power позволили осуществить операции черновой и чистовой обработки крупных пресс-форм на одном станке, а коробчатая конструкция направляющих обеспечила высокую точность обработки. УЧПУ имеет специфические функции для изготовления пресс-форм (искусственный интеллект, селектор состояния станка и выбора одного из двух вариантов обработки по мощности). Память объемом 2 Мб исключила узкие места и сократила время цикла.

Высокоточный шлифовальный станок, с. 58, ил. 1.

Описаны плоскопрофилешлифовальные станки серии UPZ фирмы Okamoto Machine Tool Europe GmbH, обеспечивающие правку круга с получением зеркальной чистоты поверхности. Станки имеют увеличенную ширину станины, подвижные салазки, камеру для измерения детали в процессе обработки, а также кожухи из коррозионно-стойкой стали. Стол станка имеет привод от гидроцилиндра и перемещается по спаренным V-образным направляющим. Поперечные и вертикальные оси снабжены направляющими качения повышенной точности позиционирования.

Фрезерные станки корпорации Emco Mecof, с. 59, ил. 8.

Представлена широкая серия высокоскоростных станков корпорации Emco Mecof, предназначенных для высокопроизводительного фрезерования штампов и пресс-форм, а также деталей для авиа- и общего машиностроения. Серия включает модели MECMILL, Agile, AirOne, Dynamill, The Machine. Приведены подробные технические характеристики каждого из указанных станков.

Высокоточный обрабатывающий центр для обработки деталей широкого диапазона, с. 63, ил. 1.

Описан обрабатывающий центр мод. C 50 U фирмы Maschinenfabrik Berthold Hermle AG, предназначенный для обработки с пяти сторон штампов диаметром до 1000 мм, высотой 810 мм, массой до 2 т. Отмечаются усовершенствованная конструкция портала и спаренный привод по оси *Y*, обеспечивающие высокую динамику с эффективным гашением усилий по трем направляющим. Линейные перемещения станка составляют 1000 × 1100 × 700 мм по осям *X, Y* и *Z*, скорости быстрого хода — 60 м/мин (*X, Y*), ускорение 6 м/с^2, частоты вращения главного шпинделя составляют 9 000, 12 000 и 18 000 мин$^{-1}$, крутящий момент 380 Н · м.

Высокоточный электроэрозионный вырезной станок, с. 68, ил. 1.

Описан экономичный проволочный электроэрозионный станок серии PA фирмы Mitsubishi Electric Europe B. V. (Германия), демонстрировавшийся на осенних выставках 2006 г. Отмечаются экономичность станка, а также устойчивость работы и надежность при контурной точности 2 мкм и чистоте обработанной поверхности Ra = 0,1 мкм.

Экономичная многофункциональная ручная машинка, с. 74, ил. 1.

Фирма Engis (Великобритания) предлагает серию высокопрецизионных приводных инструментов Minimo One для удаления заусенцев, шлифования, отрезки и полирования поверхностей, в том числе и поверхностей зубьев. Вращающийся и вибрирующий с ультразвуковой частотой шпиндель ручного инструмента имеет быстродействующий сменный цанговый патрон, в котором легко и просто закрепляются хвостовики режущих инструментов.

Fertigung. 2006. V. 33. Nr. 6

Тема номера — оборудование для медицинской промышленности

Микропрецизионные обрабатывающие центры, с. 18—20, ил. 6.

В современной медицине все чаще и шире используется микротехника, для изготовления которой требуется соответствующее оборудование. Одним из его видов являются обрабатывающие центры мод. Kern Evo фирмы Kern Micro-und Feinwerktechnik GmbH & Co. KG, гарантирующие точность обработки ±0,002 мм и шероховатость получаемых поверхностей Ra < 0,2 мкм, необходимые, например, при изготовлении роторов насосов для перекачивания крови диаметром 4 мм.

Обрабатывающие центры для медицинской промышленности, с. 22, 23, ил. 2.

Швейцарская фирма Mikron Agie Charmilles AG выпускает обрабатывающие центры HSM 400U ProMed и UCP 600 Vario ProMed для изготовления имплантантов, включая зубные протезы, из титановых сплавов. Первый тип характеризуется малой глубиной резания при высокой частоте вращения (до 30 000 мин$^{-1}$), второй — высоким крутящим моментом при низкой частоте вращения. Общие особенности обоих типов — наличие ленточных фильтров для очистки СОЖ и система управления фирмы Heidenhain.

Специализированные токарные станки мод. 300CS, с. 26—28, ил. 5.

Приготовление некоторых медицинских препаратов требует применения электродов из тантала длиной око-

ло 40 мм и диаметром 1,82 ÷ 5,20 мм, изготовляемых из стержней диаметром 6 мм и длиной 50 см. Так как на обычных станках их обработка невозможна, фирмой GDW Werkzeugmaschinen GmbH были специально разработаны станки мод. 300 CS, оснащенные программным обеспечением Navigator и системой управления Power Mate фирмы Fanuc.

Станок для шлифования специальных сплавов, с. 32, 33, ил. 2.

Фирма Alfred H. Schiilte GmbH & Co KG выпускает станки WU 305, которые уже в течение двух лет успешно используются для шлифования деталей протезов коленных суставов из хромоникелевых и титановых сплавов, которые (особенно титан) плохо поддаются обработке на обычных станках. Пятикоординатный станок обеспечивает стабильную точность порядка 0,5 мкм, имеет собственное программное обеспечение SlGS medical, магазин на 24 сменных круга, при обработке полностью исключается возможность образования взрывоопасных смесей.

Обрабатывающий центр для изготовления деталей точной механики, с. 58, ил. 1.

Фирма Datron-Electronic GmbH выпустила компактный обрабатывающий центр M7-HP, занимающий площадь всего 1300 × 1300 мм, имеющий рабочую зону с размерами 500 × 500 × 240 мм и предназначенный для изготовления небольших деталей сложной геометрии. Мощность привода шпинделя составляет 0,6 ÷ 3,0 кВт, частота вращения — до 60 000 мин$^{-1}$, емкость магазина — 16 инструментов. Центр комплектуется системой охлаждения с минимальным расходом СОЖ и интерфейсами USB-2.0 для обмена информацией.

Обработка алюминиевых ступиц, с. 79, ил. 1.

Описывается опыт фирмы Ceratizit Austria Gesellschaft в токарной обработке алюминиевых ступиц автомобильных колес с помощью инструментальной оснастки Ovalflex модульного типа. Основное отличие новой оснастки заключается в поверхности контакта овальной формы между инструментальным патроном и сменными режущими головками с многогранными режущими пластинами X32. По данным фирмы стойкость резцов увеличивается на 100 % при одновременном повышении стабильности и надежности процесса резания.

Зажимные устройства, с. 81, ил. 1.

Фирма Horsl Witte Gerätebau e.K. предлагает стандартные и специальные зажимные устройства для закрепления обрабатываемых деталей. Так, например, для измерения шероховатости обработанной поверхности предлагается вакуумное зажимное устройство в виде плит различных размеров. Рабочая поверхность такой плиты выполнена из пористого алюминия, что гарантирует надежное закрепление детали без какого-либо повреждения контролируемой поверхности.

Изготовление шарниров для велосипеда, с. 92, 94, 95, ил. 4.

Описывается опыт фирмы Brompton (Великобритания), выпускающей велосипеды, по изготовлению шарниров складной рамы на вертикальном многоцелевом станке VF-1 SK40 фирмы Haas. Поворотный стол станка и устанавливаемая под углом шпиндельная бабка обеспечивают комплексную обработку шарниров рамы с отклонениями критических размеров ± 0,05 мм. К преимуществам подобной обработки относятся высокая гибкость, благоприятное соотношение между стоимостью и производительностью, легкость программирования.

Системы программного управления, с. 118—120, ил. 4.

Простота обслуживания и ориентирование на требования конкретного потребителя играют важную роль при разработке систем ЧПУ к металлорежущим станкам. Рассматриваются новые разработки ведущих фирм Mitsubishi Electric, GE Fanuc Automation CNC Deutschland и Siemens AG в области программного управления, призванные в первую очередь устранить опасность столкновения узлов станка в процессе обработки.

American Machinist. 2006. V. 150. Nr. 10

Токарные станки фирмы Tornos, с. 67, ил. 1.

Описаны токарные станки с ЧПУ серии DECO фирмы Tornos Technologies U. S., специально предназначенные для скоростной обработки простых деталей с высокой точностью (±1 мкм). Мод. DECO Sigmazo имеет шесть программируемых осей, а мод. DECO Sigma 8 — семь. Указывается на возможность программирования в коде G (ISO) непосредственно на станке или с использованием фирменной программы TB-DECO ADV. Станки оснащаются прутковым питателем марки Kobobar и в полной комплектации превосходят аналоги с ценой до 200 000 долл. США.

American Machinist. 2007. V. 151. Nr. 2

Обработка выхлопных коллекторов, с. 47, ил. 1.

Описывается опыт фирмы Brighton NC Machine по применению крупных фрез Widia Heinlein M75Q HexaCut фирмы Kennametal с шестигранными двусторонними режущими пластинами для черновой и чистовой обработки элементов составных коллекторов, изготовляемых из отливок жаропрочного ковкого чугуна. Применение фрез позволило повысить производительность при обработке элементов коллекторов в 8 раз. Обработка осуществляется с подачей до 6 м/мин.

American Machinist. 2007. V. 151. Nr. 4

Vernyi B. Станкостроение Тайваня, с. 6.

Описывается ежегодная международная выставка металлорежущих станков в Тайпее (Тайвань), на которой проводился конкурс станков, изготовляемых на Тайване. На конкурс было представлено 46 станков, среди которых были комбинированный токарно-шлифовальный станок, портальный обрабатывающий центр для обработки крупных деталей по пяти осям с перемещением до 5 м, устройство для подачи прутков и др.

Новости промышленности, с. 12, 15, ил. 2.

Описываются мощные многоцелевые токарные центры серии SR с ЧПУ фирмы Hardinge для обработки в универсальном патроне или по принципу пруткового

автомата. Станок SR 150 имеет кулачковый патрон диаметром 152,4 мм для обработки прутков диаметром до 50,8 мм, шпиндель с частотой вращения 6000 мин$^{-1}$, мощность и вращающий момент которого составляют соответственно 15 кВт и 240 Н · м. Шестишпиндельный токарный станок мод. MS22C фирмы Index Traubc ЧПУ для работы с прутком диаметром до 22 мм имеет револьверную головку с индивидуальными двигателями привода вращения с независимым устройством регулирования частоты вращения до 10 000 мин$^{-1}$ и вращающим моментом 18 Н · м. Токарно-фрезерный центр TNX65/42 той же фирмы выполняется в трех вариантах: с двумя револьверными головками — верхняя и нижняя; с тремя револьверными головками — одна верхняя и две нижние; с четырьмя револьверными головками — две нижние и две верхние. На станке можно обрабатывать прутки диаметром до 65 мм при частоте вращения 5 000 мин$^{-1}$. Станок имеет мощность 24,3 кВт и вращающий момент 170 Н · м.

Benes J. Режущие инструменты, с. 18, 20, 21, ил. 5.

Описываются новые инструменты, предлагаемые инструментальными фирмами. Режущие вставки Jet-Cut фирмы Iscar для отрезки и прорезки канавок состоят из деформируемого корпуса с режущей пластиной, закрепляемой в пазу корпуса. Режущая вставка и пластина (ширина 3 или 3,99 мм) со стружкоформирующими элементами снабжены каналами для подвода СОЖ непосредственно в зону резания. Цилиндрическая державка Short-Cut-SIS фирмы H. B. Rouse & Co. предназначена для закрепления режущих пластин с положительной геометрией типа AM для обработки внутренних канавок. Расточная оправка Mini Shaft фирмы Seco Tools для работы в отверстиях диаметром от 8 мм имеет сменную режущую головку, соединяемую с корпусом оправки с помощью рифлений. Керамические режущие пластины CC6060 фирмы Sandvik Coromant предназначены для обработки с большой длиной резания деталей из жаропрочных сплавов большого диаметра со скоростью резания, в 6 раз превышающей скорость резания твердосплавных пластин.

Haftl L. Современное программное обеспечение, с. 26—28, ил. 1.

Переход от системы 2D CAD к 3D CAD представляет собой не просто следующий шаг развития ПО. При использовании объемной модели вместо чертежа или в дополнение к нему оператор может получать необходимые размеры непосредственно с модели. В настоящее время предлагаются два наиболее распространенных программных продукта Autodesk's Inventor и SolidWorks, с которыми ведущие фирмы увязывают свои программные продукты системы CAM. Приведены положения, руководствуясь которыми можно плавно и экономически выгодно перейти к системе 3D CAD.

Bates Ch. Программное обеспечение процесса измерения, с. 34—38, ил. 4.

Современное ПО процессов измерения PC-Dmis/NC 3D фирмы Lockheed Martin позволяет осуществлять контроль окончательно обработанной детали практически любой формы непосредственно на станке, т. е. без извлечения ее из зажимного устройства. Описывается также ПО 3D Shape Inspector фирмы Marposs, обеспечивающее перемещение измерительной головки прибора в любом направлении относительно измеряемой детали.

Экспонаты выставки Wectech-07, с. 86—91, ил. 4.

Описываются экспонаты выставки, в числе которых: горизонтальный центр G5 фирмы Makino для обработки по пяти осям, предназначенный для шлифования, сверления, растачивания и фрезерования; обрабатывающий центр портального типа FSP 300X Plus фирмы Moore с ЧПУ Siemens 840D, отличающийся высокой точностью позиционирования, быстродействующим устройством для смены инструмента, системой онлайнового контроля вибрации и нагрева и модульным устройством загрузки обрабатываемых деталей; горизонтальный (мод. NXH3000 DCG) и вертикальный (мод. NXV3000 DCG) обрабатывающие центры фирмы Mori Seiki с высотой 3 м и площадью менее 2,7 м^2, имеющие столы с размерами 320 × 320 мм для деталей массой до 176 кг и устройства для смены инструментов на 8 или 16 инструментов. Быстрое перемещение по всем осям осуществляется со скоростью до 50 м/мин.

JSME International Journal. Серия C. 2006. V. 49. Nr. 1

Uddin M. et al. Расчет траектории инструмента, с. 43—49, ил. 12, библ. 10.

Предложен алгоритм определения траектории инструмента получистового фрезерования концевой фрезой, обеспечивающий постоянство угла контакта инструмента с обрабатываемым материалом при чистовом проходе. Применение предложенного алгоритма позволяет выдерживать силы резания при чистовом фрезеровании на заданном постоянном уровне, что существенно повышает точность обработки.

Chon K-Su et al. Обработка оптических деталей, с. 56—62, ил. 14, библ. 10.

Изложен метод изготовления зеркала типа Wolter 1, являющегося ключевым оптическим элементом в некоторых рентгеновских микроскопах, в связи с чем к такому зеркалу предъявляются высокие требования к качеству поверхности и точности формы. В разработанной технологии мастер-оправка была изготовлена алмазным точением с последующим полированием. Из такой оправки было изготовлено высокоточное асферическое зеркало. Из одной оправки может быть изготовлено несколько зеркал. Согласно приведенным данным, зеркала могут быть изготовлены с шероховатостью поверхности Ra = 1,12 нм и точностью формы 34 нм.

JSME International Journal. Серия C. 2006. V. 49. Nr. 2

Tertxmota K. et al. Исследование температуры резания, с. 287—292, ил. 8, библ. 8.

Рассмотрен метод адаптивной визуализации температурного режима при обработке резанием за счет моделирования процесса передачи теплоты с помощью соответствующих датчиков. Предложены базовые поло-

жения такой визуализации и прототип системы. Представлены выводы и направления дальнейшей работы.

Ahmad N. et al. Оптимизация режимов точения, с. 293—300, ил. 7, библ. 12.

Описаны пути оптимизации режимов токарной обработки и возможности достоверного и быстрого выявления ограничивающих факторов оптимизации с использованием модифицированного генетического алгоритма с самоорганизованной адаптивной корректировкой.

Nakaguivu H. et al. Исследование работоспособности концевых фрез, с. 322—328, ил. 26, библ. 7.

Представлены исследования влияния предварительной обработки и условий нанесения покрытия КНБ (метод плазменного ионного плакирования) на работоспособность твердосплавных концевых фрез. Отмечено, что при уменьшении интенсивности предварительного упрочнения снижается прочность режущей кромки.

Исследование СОЖ при наружном шлифовании, с. 346—352, ил. 12, библ. 8.

Исследовался механизм улучшения эффективности СОЖ при ее активации ультразвуком по критерию шероховатости обработанной поверхности при наружном круглом шлифовании. Оценка состояния обработанной поверхности показала, что активированная СОЖ уменьшает силы резания и интенсивность изнашивания шлифовального круга, что в свою очередь способствует повышению качества обработанной поверхности.

Xu G.et al. Сравнение лазерного и плазменного нанесения покрытий, с. 370—378, ил. 17, библ. 10.

Покрытия никелевого сплава наносили на детали из аустенитной коррозионно-стойкой стали SUS316LN, используя порошки сплава с размерами частиц 47—165 мкм. Целью исследования было сравнение покрытия, нанесенного лазером (CO_2-лазер мощностью 2,4 кВт), с покрытием, нанесенным плазменным способом. Подробно описаны технология нанесения и методики оценки растрескивания покрытий, их изнашивания, исследования структуры и фазового состава.

Matsuoku H. et al. Исследование работы червячной фрезы, с. 590—599, ил. 20, библ. 18.

Описаны исследования нарезания зубьев червячной фрезой с применением минимального количества СОЖ. Исследуемый процесс резания сравнивался с работой червячной фрезы без охлаждения и при охлаждении погружением в СОЖ, а также при различных покрытиях инструмента.

ПОТАПОВА Г. С.

По вопросам получения и перевода материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru

Вниманию специалистов!

Вышла в свет монография "Основы структурной геометрии твердых тел". Авторы: д-р техн. наук М. А. Салтыков, канд. техн. наук А. М. Казанская, г. Коломна, 2007, ГУП МО "Коломенская типография".

Монография объемом 26,5 усл. печ. л. (408 с.) включает предисловие, введение, четыре главы, послесловие и список литературы.

Авторы длительное время работали на ОАО "Коломенский завод" в созданном при их активном участии (в 1958 г.) отделе прочности управления главного конструктора по машиностроению. Образно говоря, монография представляет собой "вершину айсберга", состоящего в своем "подводном объеме" из множества конкретных исследований и разработок оригинальных методов расчета и испытаний на прочностную надежность двигателей, выполненных в отделе (почти за 50 лет) по инициативе и при участии авторов. Эти методы вошли в основной фонд научной школы конструирования, сложившейся на заводе с середины прошлого века и принесшей заслуженную славу изделиям, выпускаемым заводом.

В предисловии отмечен факт научной апробации, проведенной в виде доклада в Центральном доме ученых РАН в октябре 1997 г., по основным положениям монографии, получившей одобрение участников обсуждения. Также указано, что, авторами был опубликован ряд статей в журнале "Вестник машиностроения", отражающих отдельные стороны и результаты, полученные при разработке обозначенной темы. Дано краткое изложение каждой из четырех глав, показано их назначение в раскрытии основного замысла монографии — построении основ структурной геометрии. В каждой главе выделены полученные новые результаты, имеющие научное, познавательное и практическое значение.

Авторы, занимаясь научными разработками по созданию и обеспечению надежности и прочности основных деталей и звеньев судовых и тепловозных дизелей в течение многих лет, пришли к выводу, что внутри замкнутых пространств твердых тел, в их конструктивных формах существует своя особая "естественная" геометрия, которую они назвали "структурной геометрией", что и отражает заглавие книги.

Анализ базовых понятий евклидовой геометрии (точки, прямой, плоскости и пространства) привел авторов к осознанию их терминологической неопределенности и недостаточной информативности. С помощью этих понятий оказалось невозможным отразить сущностное содержание внутренних пространств рассматриваемых твердых тел (деталей), тогда как найденный новый подход позволяет получить наглядное представление геометрических моделей, адекватное реальным твердым телам, сохраняя соответствие их формы и внутреннего содержания, в отличие от аналитического метода, который из-за высокой степени абстракции элементной базы не дает возможности достигнуть таких результатов. Структурная геометрия является направлением, призванным дополнить геометрию Евклида и аналитическую геометрию; предметом ее изучения служат внутреннее пространство твердых тел с обнаруженными в нем кривизной и структурностью. Новый подход при значительном уменьшении затрат обеспечивает качественное конструирование и расчетное обоснование, в том числе за счет большей полноты введения исходных данных о предмете расчета, что подтверждено положительным опытом его применения в области создания современных транспортных дизелей.

Книга предназначена для конструкторов, инженерно-технических работников, прочнистов, математиков, преподавателей и студентов вузов.

ОАО "Издательство "Машиностроение"

ПРЕДЛАГАЕТ

Автор, название книги	Цена с НДС, руб.
Богодухов С. И., Гребнюк В. Ф., Проскурин А. Д. **Обработка упрочненных поверхностей в машиностроении и ремонтном производстве:** учебное пособие. 1-е изд. — 2005. — 256 с.	297
Еремин В. Г., Сафронов В. В., Схиртладзе А. Г., Харламов Г. А. **Обеспечение безопасности жизнедеятельности в машиностроении:** учебное пособие для вузов. 2-е изд. — 2002. — 400 с.	121
Еремин В. Г., Сафронов В. В., Схиртладзе А. Г., Харламов Г. А. **Безопасность труда в машиностроении в вопросах и ответах**: учебное пособие. 1-е изд. — 2004. — 192 с.	132
Калашников А. С. **Технология изготовления зубчатых колес.** 1-е изд. — 2004. — 480 с.	363
Конкс Г. А., Лашко В. А. **Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта:** учебное пособие. 1-е изд. — 2005. — 600 с.	594
Окопный Ю. А., Радин В. П., Хроматов В. Е., Чирков В. П. **Механика материалов и конструкций. Сборник задач:** учебное пособие. 1-е изд. — 2004. — 416 с.	253
Осинцев О. Е., Федоров В. Н. **Медь и медные сплавы. Отечественные и зарубежные марки:** справочник. 1-е изд. — 2004. — 336 с.	418
Садаков Г. А. **Гальванопластика:** справочное пособие. 3-е изд. — 2004. — 400 с.	363
Сварка. Резка. Контроль: справочник. В 2 т. / Под общ. ред. Н. П. Алешина, Г. Г. Чернышова. 1-е изд. — 2004. — 1136 с.	1430
Соломонов Ю. С., Шахтарин Ф. К. **Большие системы: гарантийный надзор и эффективность.** 1-е изд. — 2003. — 368 с.	198
Степнов М. Н., Шаврин А. В. **Статистические методы обработки результатов механических испытаний:** справочник. 2-е изд., испр. и доп. — 2005. — 400 с.	363
Суслов А. Г., Дальский А. М. **Научные основы технологии машиностроения.** 1-е изд. — 2002. — 684 с.	330
Чернилевский Д. В. **Детали машин и основы конструирования:** учебник для вузов. 1-е изд. — 2006. —656 с.	440
Чичинадзе А. В., Берлинер Э. М., Браун Э. Д. **Трение, износ и смазка (трибология и триботехника).** / Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. 1-е изд. — 2003. — 576 с.	660

Приобрести книги **по цене издателя** можно, прислав заявку в отдел реализации

по факсу: (495) 269-48-97, **по e-mail:** realiz@mashin.ru,

по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., д. 4, ОАО "Издательство "Машиностроение",

телефон: (495) 269-66-00, 269-52-98