# **ВЕСТНИК** машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ



#### Главный редактор А.И. САВКИН

#### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

#### ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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



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

#### Адрес редакции:

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

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

э чредитель. А.И. Савкий

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

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES Karpus' V. E., Ivanov V. A. - Selection of optimal assembling of universal-Карпусь В. Е., Иванов В. А. — Выбор оптимальной компоновки универсальноmodular re-adjustable attachments сборных переналаживаемых приспособлений . . . . . . . . . . . 3 Горин С. В., Куклин М. В. - Резонатор Гельмгольца с герметичным упруго-Gorin S. V., Kuklin M. V. - Helmholtz resonator with a waterproof elasto-10 damping element Винокуров Г. Г., Яковлева С. П., Васильева М. И., Махарова С. Н. -Vinokurov G. G., Yakovleva S. P., Vasil'eva M. I., Makharova S. N. -Комплексный анализ эксплуатационного разрушения зубчатых колес авто-A comprehensive analysis of operating destruction gears of automotive 13 techniques Сергеев С.В., Некрутов В.Г. – Компьютерное моделирование процесса Sergeev S. V., Nekrutov V. G. - Computer simulation of the coolant compoперемешивания компонентов смазочно-охлаждающих жидкостей . . . . 19 nents mixing process Омаров Т. И., Танжарикова Г. П. — Избыточные связи и динамические нагруз-Omarov T. I., Tanzharikova G. P. - Redundant links and dynamic loads in the ки в приводе механизма передвижения рельсовой машины . . . . . . . . . 22 drive of rail cars movement mechanism Vanchikov A. V., Vanchikov V. Ts. - The use of the boundary layer of a viscous Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц. — Использование свойств граничного слоя 27 incompressible fluid in the manufacturing engineering вязкой несжимаемой жидкости в технологии машиностроения . . . . . Бондарева Г.И. - Повышение долговечности рабочих органов бетоно-Bondareva G. I. - Durability enhancement of concrete mixers driven ele-30 ments Максимов Е.А. — Многовалковый стан с возможностью изгиба бочек рабочих Maksimov E. A. - A cluster mill with the possibility of bending the barrels of working rolls in a horizontal plane Хабрат Н. И., Умеров Э. Д. – Расчет эксцентриситета оси качания шкива Habrat N. I., Umorov E. D. – Calculation the rolling axis eccentricity of self-38 tightening V-belt transmission  $\label{eq:period} \textbf{Petrovsky A. N.} - \textbf{A} \text{ design-technological optimization of geometrical parameters}$ Петровский А. Н. — Конструктивно-технологическая оптимизация геометриче-41 ters of the involute gearing Юша В. Л., Райковский Н. А., Захаренко В. А., Пономарев Д. Б. – Методика Yusha V. L., Raikovsky N. A., Zakharenko V. A., Ponomarev D. B. - A nonбесконтактного измерения температуры поверхности вращающегося вала contact measurement technique of surface temperature of rotating shaft of 50 the oil-free bearing Цикл статей A series of articles «Проблемы трибологии – трения, изнашивания и смазки» «Problems of tribology - friction, wearing away and lubrication» Drozdov Yu. N., Tananov M. A., Osipova E. P., Nazarova T. I., Makarov V. V., Дроздов Ю. Н., Тананов М. А., Осипова Е. П., Назарова Т. И., Макаров В. В., Афанасьев А. В., Абрамов В. В. – Испытания тепловыделяющих сборок на Afanas'ev A. V., Abramov V. V. - The tests of fuel assemblies on the seis-52 сейсмические воздействия..... mic loads Корнеев А. Ю. — Сравнительный анализ статических характеристик конических Korneev A. Yu. — A comparative analysis of the static characteristics of conical 57 гидродинамических подшипников, смазываемых турбинным маслом . . . hydrodynamic bearings, lubricated of the turbine oil ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ MANUFACTURING ENGINEERING Абрамов Ф. Н. — Точность базирования заготовок типа валов в центрах . . . 63 Abramov F. N. - Basing accuracy of shaft-type workpieces at the centers Working of the materials without chipping Обработка материалов без снятия стружки Цикл статей A series of articles "A new solution method of complicated variation problems "Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением of non-cutting shaping 67 Vorontsov A. L. - Study of the workpiece height reduce at broaching Воронцов А. Л. — Исследование уменьшения высоты заготовки при прошивке . . Серия статей A series of articles «Проблемы теории и практики резания материалов» «Problems of theory and practice of materials cutting» - Dependence of surface roughness on the cutting energy at Тюрин А. Н. — Зависимость шероховатости поверхности от энергии резания Tvurin A. N. при суперфинишировании абразивным инструментом . . . . . . . . . . . . . . . . . 72 super-finishing by an abrasive tool Металлургическое оборудование и прокатное производство Metallurgical equipment and rolling-mill production Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. – Обеспечение надежности роликов Zyuzin A. A., Kaz'min B. N., Yurov M. D. - The rollers reliability securing in 75 the units of steel continuous casting ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION Боловинцев Ю.А. – Разработка теоретических основ функционирования Bolovintsev Yu. A. - Development of theoretical foundation of functioning of предприятий различных организационно-правовых форм. 78 enterprises of different organizational-legal forms Александров Б. Ю. — Принципы организации систем управления рисками Aleksandrov B. Yu. - Organization principles of risk management systems of 81 the enterprises ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ **TECHNICAL INFORMATION** Amirov F. G. - Structural configurations readjusted automatic lines for the Амиров Ф. Г. — Структурные компоновки переналаживаемых автоматических 85 details such as bodies of revolution type Тарханов В. И. — Критерии прочности резьбовых соединений . . . . . . . 87 Tarkhanov V. I. - Strength criteria of threaded joints Художественный редактор Т. Н. Галицына Сдано в набор 29.12.2011. Подписано в печать 16.02.2012. Технический редактор Т. А. Шацкая Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Корректор Т. В. Пчелкина Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,74. Заказ 109.

CONTENTS

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2012

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.9

В. Е. КАРПУСЬ, д-р техн. наук (Национальный ТУ "Харьковский политехнический институт"), В. А. ИВАНОВ, канд. техн. наук (Сумский государственный университет, Украина, г. Сумы), e-mail: karpus\_vladislav@i.ua

# Выбор оптимальной компоновки универсально-сборных переналаживаемых приспособлений

Разработаны система многокритериальной оптимизации компоновок установочно-зажимных приспособлений из множества сформированных конкурирующих вариантов, принцип автоматизированного формирования последних на основе библиотеки функциональных элементов и система функциональных элементов универсально-сборных переналаживаемых приспособлений.

**Ключевые слова:** многокритериальная оптимизация, установочно-зажимное переналаживаемое приспособление, синтез, погрешность базирования, гибкость.

The system for multi-objective optimization the assemblings of setting-clamping adaptations from a set of formed competing options, the automated formation principle of theirs based on the functional elements library, and the system of functional elements of universal modular readjustable attachments have been developed.

**Keywords:** multi-objective optimization, settingclamping re-adjustable attachment, synthesis, basing error, flexibility.

Установочно-зажимные приспособления (УЗП), предназначенные для базирования и закрепления заготовок при обработке на металлорежущих станках, оказывают значительное влияние на эффективность технологической операции, обеспечивая реализацию всех возможностей оборудования.

Структура УЗП — иерархическая и состоит из четырех уровней, отличающихся числом компонентов и степенью обобщения (рис. 1). Соотношения между составляющими каждого уровня обусловливают объединение структурных единиц нижних уровней в структурные единицы более высоких уровней. Каждый конструктивный элемент характеризуется заданными конструктором формой, размерами и назначением. Деталь формируется совокупностью конструктивных элементов, которые сгруппированы для выполнения определенной функции.

Функциональный модуль — самостоятельная часть УЗП, которая состоит из деталей и(или) сборочных единиц, объединенных единым функцио-

нальным назначением. Например, базирующий модуль для установки ступенчатого вала при обработке на сверлильных и фрезерных станках состоит из сменных наладок, которые обеспечивают базирование заготовки по внешним цилиндрическим поверхностям, и упора, который базирует вал по торцу, реализуя опорную базу. Таким образом, все составные части базирующего модуля в совокупности имеют единое функциональное назначение базирование обрабатываемой заготовки в УЗП.

Наивыгоднейшую компоновку УЗП выбирают на основе многокритериальной оптимизации, которая предусматривает формирование конкурирующих вариантов компоновок УЗП (рис. 2).

На основе исходных данных, приведенных на рабочем чертеже и операционном эскизе детали, подлежащей обработке на данной операции, а также в технологической документации и задании на проектирование УЗП, с учетом условий производства можно определить функциональные элементы, которые необходимы для реализации теоретической схемы базирования заготовки. Возможные конструкции элементов УЗП содержатся в библиотеке функциональных элементов (рис. 3).

Библиотека сформирована из групп элементов, выполняющих одинаковые функции в конструк-



Рис. 1. Иерархическая структура УЗП

ции УЗП, например: к группе опорных элементов (ОЭ) относятся плиты и угольники; к установочным элементам (УЭ) — опорные пластины, опоры, призмы, установочные пальцы; к дополнительным УЭ — самоустанавливающиеся и подводимые опоры; к зажимным элементам (ЗЭ) — разные конструкции прихватов, планок, рычагов и т. п.

Решение проектно-конструкторских задач связано с выбором типовых решений, которые определяются некоторым множеством параметров или условий. Как правило, такие задачи имеют слож-



Рис. 2. Схема формирования конкурирующих вариантов компоновок УЗП



Рис. 3. Структура библиотеки функциональных элементов

ные логические взаимосвязи между условиями и решениями. Для наглядного и компактного представления данных используют табличные методы, которые позволяют сократить время на постановку задачи, программирование, а также на выявление возможных ошибок и некорректностей. При решении задач наиболее распространенными табличными методами используют таблицы решений, что дает ряд преимуществ при автоматизированном проектировании: таблицы достаточно просто составляются и легко проверяются на полноту, противоречивость и избыточность информации, они позволяют изменять значения и добавлять параметры.

Библиотека функциональных элементов сформирована на основе таблиц решений для каждой группы функциональных элементов: опорных, установочных, дополнительных установочных и зажимных. Конструкции опор отличаются видом головки опоры, максимальной нагрузкой на опору, возможной регулировкой по высоте, степенью автоматизации переналадки, а также назначением в зависимости от качества базовой поверхности заготовки. Призмы и установочные пальцы выбирают в соответствии с состоянием базовой поверхности заготовки, диаметрами базовых поверхностей, способом и степенью автоматизации переналадки. ЗЭ выбирают в соответствии со степенью автоматизации процесса переналадки, диапазоном регулирования, минимальной и максимальной высотами заготовки, максимальной силой закрепления.

Таким образом, каждая группа функциональных элементов содержит конструкции единого функционального назначения, которые отличаются техническими показателями, а следовательно, имеют определенную эффективную область применения. Для идентификации элементов в библиотеке каждый элемент имеет код.

Учитывая исходные данные и технические характеристики элементов, для каждой из групп можно сформировать некоторое число конкурирующих вариантов, причем для разных групп оно будет различным. Так, в общем случае из группы ОЭ можно подобрать от одного до k вариантов ОЭ, m вариантов УЭ, n вариантов дополнительных УЭ и p вариантов ЗЭ.

На основе выбранных отдельных элементов можно создать множество конкурирующих вариантов компоновок УЗП, общее число которых равно произведению вариантов для каждой из групп: q = kmnp.

Любую компоновку УЗП можно записать в виде структурной формулы, которая представляет собой буквенно-цифровой код, состоящий из четырех групп (I $\div$ IV), отделенных одна от другой знаком тире (рис. 4).

Группа I определяет тип приспособления и соответствует виду работ, которые выполняются в



Рис. 4. Структурная формула компоновки УЗП

данном УЗП, например: С — сверлильное, Ф — фрезерное, С $\Phi$  — сверлильно-фрезерное УЗП. В группе II приводится код опорного элемента из библиотеки функциональных элементов. Группа III характеризует базирующий модуль УЗП. Она содержит код схемы установки заготовки в УЗП и записанные за знаками "/" коды основных УЭ, реализующих теоретическую схему базирования, в зависимости от которой число видов УЭ, используемых при компоновке УЗП, может быть от 1 до 3. При числе УЭ меньше трех в поля, оставленные без кодов, записывается ноль. После основных УЭ указывается число дополнительных УЭ, которые предназначены для обеспечения необходимой жесткости заготовки в компоновке УЗП. В группу IV записывается информация о ЗЭ с указанием их числа в компоновке УЗП.

Так как многокритериальная оптимизация предусматривает разработку системы конкурирующих вариантов, при ручном формировании которых требуются чрезмерно большие затраты времени, то целесообразно этот процесс автоматизировать. Для этого предложена алгоритмическая структура системы выбора оптимальных компоновок УЗП (рис. 5), которая состоит из базы данных и трех модулей: модуля исходных данных, информационно-поискового и расчетного.

На выбор конструкции УЗП влияет множество факторов, основными из которых являются: конструктивные (форма, размеры, масса, жесткость деталей и т. д.); технологические (характер выполняемой операции, виды металлорежущего оборудования и режущего инструмента, схемы базирования и закрепления заготовок и т. п.); производственные (тип производства, годовая программа выпуска деталей в партии и т. п.); экономические, а также эргономические, эстетические характеристики УЗП и др.

Основные функции базы данных — накопление, уточнение, усовершенствование, хранение и предоставление информации о существующих разработках в соответствии с требованиями, которые возникают при оснащении операции. База данных системы автоматизированного синтеза компоновок УЗП включает в себя библиотеки: функциональных элементов; нормативно-справочной информации; сведений о металлорежущем оборудовании и инструменте.

Библиотека нормативно-справочной информации содержит: таблицы допусков и посадок; квалитеты точности и данные о шероховатости поверхностей; нормативы на продолжительность обработки деталей, сборку компоновок УЗП и переналадку элементов; режимы резания.

Библиотека сведений о металлорежущем оборудовании и инструменте содержит технические характеристики металлорежущего оборудования, в частности характеристики рабочей зоны и посадочных мест станков, на которые устанавливается УЗП. Для сверлильно-фрезерно-расточных станков, например, необходимы следующие данные: размеры рабочего стола; расстояние между пазами стола



Рис. 5. Алгоритмическая структура системы синтеза компоновок УЗП



Рис. 6. Самоцентрирующаяся сборная втулка для беззазорного базирования элементов УЗП

станка; расстояние от торца шпинделя до стола в крайнем верхнем положении. Кроме того, в библиотеку внесены рекомендации фирм-производителей относительно выбора режущего инструмента в зависимости от условий и параметров обработки поверхностей деталей.

Сложность выполнения технологических процессов в машиностроении обусловливают большое разнообразие компоновок УЗП и высокий уровень требований, предъявляемых к ним.

Компоновку УЗП традиционно разрабатывают в последовательности: выбирают базовую плиту, основные и дополнительные УЭ, ЗЭ. На выбор каждого элемента влияют различные факторы. Так, для выбора базовой плиты необходимы данные о форме, габаритных размерах, массе и материале обрабатываемой заготовки. Для выбора УЭ исходной является информация о форме заготовки, виде и качестве базовых поверхностей. Для обеспечения необходимой жесткости и устойчивости заготовки в компоновке УЗП могут применяться дополнительные УЭ. Для выбора ЗЭ необходимы характеристики обрабатываемых поверхностей и поверхностей под зажимы, а также данные о силовой нагрузке на заготовку (силы резания и закрепления заготовки).

Для повышения точности базирования элементов на базовой плите и между собой предложен беззазорный способ базирования элементов универсально-сборных переналаживаемых приспособлений (УСПП) [1], для реализации которого разработана конструкция самоцентрирующейся сборной втулки [2], позволяющая сократить затраты времени на сборку компоновок УЗП (рис. 6). Для базирования и закрепления элемента 1 его размещают на базовой плите 2, обеспечивая совпадение их базовых отверстий, в которые устанавливаются самоцентрирующиеся сборные втулки. После этого винт 3 ввинчивается в резьбовое отверстие корпуса 4, перемещая крышку 7, которая сжимает гидропластмассу 6. Под действием гидропластмассы, которая равномерно давит на внутреннюю поверхность тонкостенной стальной оболочки 5, последняя деформируется, обеспечивая центрирование и закрепление элемента УЗП на базовой плите.

Применение предложенной самоцентрирующейся сборной втулки повышает точность базирования элементов приспособлений, а следовательно, уменьшает влияние УЗП на погрешность установки заготовки. Кроме того, эту втулку можно использовать для базирования заготовок по плоскости и двум отверстиям или по двум плоскостям и отверстию, что обеспечивает инструментальную доступность, например при контурной обработке, а следовательно, повышает эффективность сверлильных и фрезерных операций.

Для повышения эффективности использования станков в многономенклатурном производстве разработана и запатентована система конструкций функциональных элементов, которые имеют высокую степень гибкости и обеспечивают быструю переналадку УЭ и ЗЭ в широком диапазоне размеров. Это позволяет минимизировать непродуктивные затраты времени, связанные с переналадкой УЗП при переходе на обработку деталей других типоразмеров. Конструкции предложенных базирующих модулей реализуют основные схемы базирования плоских и корпусных деталей, а также деталей типа тел вращения.

Для повышения точности базирования заготовок по плоским поверхностям предложена регулируемая опора [3], которая имеет основную шкалу и шкалу нониуса, что позволяет выполнять переналадку положения опоры с точностью 0,1 мм (исполнение 1) или 0,05 мм (исполнение 2) и значительно сократить затраты времени на переналадку.

Предложенный переналаживаемый базирующий модуль [4] обеспечивает базирование заготовок по плоскости, а также осуществляет автоматизированное регулирование положения опор с помощью винтового механизма.

Для реализации схемы базирования заготовок по плоскости и двум отверстиям предложена сменная плита [5], обеспечивающая инструментальную доступность при контурной обработке заготовок.

Для базирования заготовок по наклонным торцевым поверхностям целесообразно применять регулируемый упор [6], особенностью которого является возможность изменения положения опоры в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Регулируемая призма [7] позволяет повысить точность базирования цилиндрических заготовок в результате одновременного перемещения опор с помощью винтового механизма регулирования. Необходимое положение опор для установки заготовок определенного диаметра контролируется по шкалам, которые нанесены на опоры и соответствуют диаметрам базовых поверхностей заготовок обрабатываемой партии. Для установки жестких заготовок типа диска или короткого вала предложена конструкция самоцентрирующего трехкулачкового патрона [8] с винтовым механизмом регулирования кулачков к центру или от центра корпуса на необходимый диаметр базовой поверхности обрабатываемой заготовки.

Заготовки, имеющие осевые отверстия большого диаметра, устанавливаются на разжимную оправку [9], обеспечивающую базирование заготовок в широком диапазоне диаметров базовых отверстий. Т-образное соединение плунжеров с клином позволяет надежно закреплять заготовки и свободно снимать обработанные детали.

Для закрепления заготовок с криволинейными базовыми поверхностями и при значительных отклонениях их от плоскостности разработана конструкция сменных губок [10] для машинных тисков. Базирование заготовок осуществляется с помощью четырех жестко закрепленных и шестнадцати самоустанавливающихся опор, находящихся в отверстиях корпуса.

Зажимной модуль [11] обеспечивает автоматизированное закрепление-раскрепление заготовок с помощью зубчато-реечного механизма регулирования и поворотного прихвата, что позволяет беспрепятственно снимать обработанные детали и устанавливать новые заготовки.

Выбор наивыгоднейшего варианта компоновки УЗП является многокритериальной задачей, т. е. осуществляется с использованием системы целевых функций. При многокритериальной оптимизации невозможно обеспечить наилучшие решения по всем критериям, поэтому целесообразно использовать метод последовательных уступок [12]. При рассмотрении дискретных систем, которые состоят из отдельных объектов, характеризующихся совокупностью критериальных оценок, можно достаточно обоснованно назначать уступки по каждому из критериев при известных характеристиках компоновок УЗП. Применение метода последовательных уступок для выбора оптимальной компоновки УЗП не связано с субъективным назначением уступок, так как их величины будут объективными характеристиками каждого из конкурирующих вариантов компоновки УЗП. Согласно методологии при выборе компоновок УЗП сначала определяют критерии оптимальности, затем их анализируют и ранжируют по значимости: первый критерий самый важный, далее — с меньшей значимостью. В качестве критериев оптимальности УЗП авторами приняты следующие показатели: погрешность установки заготовки ( $\varepsilon_v \rightarrow min$ ), степень гибкости ( $G_{Y3\Pi} \rightarrow max$ ), стоимость ( $C_{Y3\Pi} \rightarrow min$ ), металлоемкость ( $M_{Y3\Pi} \rightarrow min$ ).

Технические ограничения на выбор компоновки УЗП при оптимизации: погрешность установки не должна превышать допустимую величину, т. е.  $\varepsilon_y \leq [\varepsilon_y]$ ; степень гибкости УЗП должна быть больше или соответствовать условиям производства, т. е.  $G_{Y3\Pi} \geq [G_{Y3\Pi}]$ ; металлоемкость УЗП должна быть меньше, чем грузоподъемность стола станка, т. е.  $M_{Y3\Pi} < \Gamma_{cT}$ . Математическая модель многокритериального синтеза структуры компоновки УЗП имеет вид:

$$\begin{cases} \varepsilon_{y} = \sqrt{\varepsilon_{6}^{2} + \varepsilon_{3}^{2} + \varepsilon_{\mu_{3\Gamma}}^{2} + \varepsilon_{yc}^{2} + \varepsilon_{\mu_{3H}}^{2}} \rightarrow \min; \\ G_{y3\Pi} = \left(1 - \frac{1}{n}\right) \frac{1}{1 + \sum\limits_{i=1}^{n} t_{\Pi e p i} / \sum\limits_{i=1}^{n} t_{i} N_{i}} \rightarrow \max; \\ C_{y3\Pi} = \sum\limits_{a=1}^{b} C_{\kappa.\Pi p a}^{\mathsf{q}} t_{\Pi p a} + \sum\limits_{q=1}^{r} k_{q} \left(C_{\mathsf{M}q} + \sum\limits_{j=1}^{m} C_{jq} t_{jq}\right) + \\ + \sum\limits_{e=1}^{d} C_{e} f_{e} + C_{c6}^{\mathsf{q}} t_{c6} + C_{\mathsf{H}} \rightarrow \min; \\ M_{y3\Pi} = \sum\limits_{k=1}^{p} m_{k} + m_{3a\Gamma} \rightarrow \min \end{cases}$$

при  $\varepsilon_{v} \leq [\varepsilon_{v}]; G_{Y3\Pi} \geq [G_{Y3\Pi}]; M_{Y3\Pi} < \Gamma_{cT},$ 

где  $\varepsilon_{\delta}$  и  $\varepsilon_{3}$  — погрешности базирования и закрепления заготовки; є<sub>изг</sub> — погрешность изготовления элементов УЗП;  $\varepsilon_{yc}$  — погрешность установки УЗП на станке;  $\varepsilon_{изн}$  — погрешность износа УЭ УЗП; *n* число типоразмеров деталей, обрабатываемых в УЗП; *t*<sub>пер *i*</sub> — время переналадки УЗП для обработки детали *i*-го типоразмера; t<sub>i</sub> — время обработки детали *i*-го типоразмера;  $N_i$  — число деталей *i*-го типоразмера производственной партии; С<sup>ч</sup><sub>к.пра</sub> – часовая тарифная ставка конструктора на проектирование детали *а*-го наименования; *t*<sub>пр *a*</sub> — затраты времени на проектирование детали а-го наименования; b — число наименований деталей компоновки УЗП;  $k_q$  — число изготовляемых деталей q-го наименования; r — число наименований изготовляемых деталей; С<sub>м q</sub> — стоимость материала для изготовления одной детали *q*-го наименования; С<sub>*ia*</sub> затраты на выполнение ј-й технологической операции за единицу времени при изготовлении детали *q*-го наименования; *t<sub>jq</sub>* — время выполнения *j*-й технологической операции при изготовлении детали *q*-го наименования; *m* — число технологических операций обработки детали q-го наименования; С<sub>е</sub> — стоимость покупной детали е-го наименования, f<sub>e</sub> — число покупных деталей е-го наименования; *d* — число наименований покупных деталей;



Рис. 7. Схема формирования конкурирующих вариантов компоновок УЗП для установки валов

 $C_{c6}^{u}$  — часовая тарифная ставка слесаря-сборщика;  $t_{c6}$  — затраты времени на сборку УЗП;  $C_{H}$  — накладные затраты;  $m_{k}$  — масса k-й детали, входящей в компоновку УЗП; p — число деталей в компоновке УЗП;  $m_{3ar}$  — масса заготовки.

Многокритериальную оптимизацию по методу последовательных уступок выполняют так: определяют оптимальное значение по первому критерию и назначают величину уступки по нему, находят максимальное значение второго критерия и т. д. Система оптимизационных задач при этом имеет вид:

$$\begin{cases} K_{1} = \inf \varepsilon_{y}(u); \\ K_{2} = \sup G_{Y3\Pi}(u) \text{ при } \varepsilon_{y}(u) \leq K_{1} + \Delta \varepsilon_{y}; \\ K_{3} = \inf C_{Y3\Pi}(u) \text{ при } G_{Y3\Pi}(u) \geq K_{2} - \Delta G_{Y3\Pi}; \\ K_{4} = \inf M_{Y3\Pi}(u) \text{ при } C_{Y3\Pi}(u) \leq K_{3} + \Delta C_{Y3\Pi}; \end{cases}$$

где u — конкретный вариант компоновки УЗП из множества U;  $\Delta \varepsilon_{y}$ ,  $\Delta G_{Y3\Pi}$ ,  $\Delta C_{Y3\Pi}$  — уступки по критериям, величина которых определяется при их сравнении попарно и последовательно.

Полученное в результате оптимизации решение многокритериальной задачи, не обеспечивая оптимальности локальных критериев, будет наилучшим по совокупности характеристик.

В качестве примера выполнен синтез компоновок УЗП для установки валов при обработке на сверлильных и фрезерных станках. Конкурирующие варианты компоновок УЗП формируются на основе исходных данных и библиотеки функциональных элементов (рис. 7). Для реализации схемы базирования заготовки "по двум внешним цилиндрическим поверхностям и торцу" из библиотеки функциональных элементов выбраны шесть типов призм (коды 301, 304—308 в библиотеке функциональных элементов) и две боковые опоры (коды 253, 255). Закрепить заготовку можно пятью зажимными элементами (коды 201, 202, 206, 237, 238), а разместить выбранные функциональные элементы — на двух базовых плитах (коды 22, 31).

На основе различных сочетаний выбранных функциональных элементов формируется множество конкурирующих вариантов компоновок УЗП, общее число которых определяется произведением чисел возможных вариантов для каждой группы. Для данной задачи число компоновок УЗП, которые отличаются по показателям точности, гибкости, стоимости и металлоемкости, равно 120.

В соответствии с алгоритмической структурой синтеза компоновок УЗП (см. рис. 5) из множества конкурирующих вариантов выбираем такие компоновки УЗП, которые удовлетворяют техническим ограничениям математической модели.

Допустимая погрешность установки заготовки [ $\varepsilon_y$ ] определяется из соотношения [ $\varepsilon_y$ ] = 0,7*Td*, где 0,7 — коэффициент, соответствующий получистовой обработке поверхностей деталей [13], а *Td* допуск на выполняемый размер (для расчетов принято *Td* = 0,16 мм, что соответствует обработке заготовок по квалитету точности *IT*11). Таким образом, компоновки, которые обеспечивают погрешность установки заготовки с величиной, меньшей  $[\varepsilon_y] = 0,112$  мм, удовлетворяют точностным требованиям.

Для обеспечения высокой гибкости производства гибкость УЗП должна быть в пределах  $0,25 \le G_{\rm УЗ\Pi} < 1$  [14]. Таким образом, компоновки УЗП должны удовлетворять требованию  $G_{\rm УЗ\Pi} \ge 0,25$ .

Металлоемкость компоновки УЗП не должна превышать максимальную нагрузку на рабочий стол станка, которая в соответствии с технической характеристикой станка равна 200 кг. Следовательно, масса компоновки УЗП должна удовлетворять условию  $M_{Y3\Pi} < 200$  кг.

результате выполнения многокритериальной оптимизации по разработанной системе критериев с учетом того, что допуск на выполняемый размер Td = 0,16 мм и число деталей производственной партии N = 10, установлено, что наивыгоднейшей компоновкой УЗП для установки валов является компоновка со структурной формулой СФ-22-41.308/308/253.0-238.1, состоящая из базовой плиты (код 22), двух призм (код 308), боковой опоры (код 253) и прихвата (код 238) и характеризуемая критериальными оценками:  $\varepsilon_y = 0,07$  мм;  $G_{\rm УЗ\Pi} = 0,67$ ; С $_{\rm УЗ\Pi} = 69$  800 р.;  $M_{\rm УЗ\Pi} = 68,5$  кг. Гра-



Рис. 8. Графическая модель оптимальной компоновки УЗП



Рис. 9. Установка ступенчатого вала в УСПП

фически оптимальную компоновку УЗП, которую определили по условию задачи, можно представить схемой, приведенной на рис. 8. Конструкция оптимальной компоновки представлена на рис. 9 [15].

#### Выводы

1. Разработанная система многокритериальной оптимизации, базирующаяся на анализе иерархической структуры компоновки УЗП с учетом конструктивно-технологических характеристик элементов и производственных условий, позволяет выбор наивыгоднейшей компоновки УЗП из множества сформированных конкурирующих вариантов.

2. Разработан принцип автоматизированного формирования множества конкурирующих вариантов компоновок УЗП на основе библиотеки функциональных элементов с учетом конструктивно-технологических характеристик заготовок, а также производственных факторов.

3. Разработана база данных функциональных элементов УЗП на основе таблиц решений, которые учитывают их конструктивные характеристики и позволяют определять эффективную область применения.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Карпусь В. Е., Иванов В. А.** Универсально-сборные переналаживаемые приспособления // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 46—50.

2. Пат. на корисну модель 44718 Україна: МПК В23В 39/00. Самоцентруюча збірна втулка для беззазорного базування елементів верстатних пристроїв.

3. Пат. на корисну модель 31000 Україна: МПК В23В 39/00. Опора.

4. Пат. на корисну модель 31469 Україна: МПК В23В 39/00. Базючий вузол.

5. Пат. на корисну модель **34438 Україна:** МПК В23В 39/00, В23Q 3/06. Змінна плита.

6. Пат. на корисну модель 29824 Україна: МПК В23В 39/00. Упор регульований.

7. Пат. на корисну модель 298823 Україна: МПК В23В 39/00. Призма регульована.

8. Пат. на корисну модель **31468** Україна: МПК В23В 39/00, В23Q 3/06. Токарний самоцентруючий патрон з автоматичним приводом.

9. Пат. на корисну модель **30999 Укра**їна: МПК В23В 39/00. В23Q 3/05. Оправка розтискна.

10. Пат. на корисну модель 275551 Україна: МПК В23В 39/00, В23Q 3/06. Губки верстатних лещат.

11. Пат. на корисну модель 38073 Україна: МПК В23Q 3/00. Затискний модуль.

12. Подиновский В. В., Гаврилов В. М. Оптимизация по последовательно применяемым критериям. М.: Сов. радио, 1975. 192 с.

13. Пуховский Е. С., Мясников Н. Н. Технология гибкого автоматизированного производства. Киев: Техника, 1989. 205 с.

14. Бондаренко С. Г. Основи технологіі машинобудування. Львів: Магнолія, 2006, 2007. 500 с.

15. Пат. на корисну модель **31416** Україна: МПК В23В 39/00. Базуюча призма, що автоматично регулюється.

С. В. ГОРИН, д-р техн. наук (Севмашвтуз-филиал СПбГМТУ), М. В. КУКЛИН (ОАО "ПО "Севмаш"), e-mail: gorin29@gmail.com

# Резонатор Гельмгольца с герметичным упругодемпфирующим элементом

Представлены расчеты и результаты оптимизации габаритных размеров резонаторов Гельмгольца с герметичным упругодемпфирующим элементом с учетом акустических показателей.

Ключевые слова: резонатор Гельмгольца, упругодемпфирующий элемент, габаритные размеры, оптимизация.

The calculations and optimization results of Helmholtz resonators overall dimensions with waterproof elasto-deforming element taking into account the acoustic performance are presented.

**Keywords:** Helmholtz resonator, elasto-deforming element, overall dimensions, optimization.

Резонаторы Гельмгольца с герметичным упругодемпфирующим элементом (УДЭ) имеют существенно меньшие габаритные размеры, чем обычные резонаторы Гельмгольца, что особенно важно при их использовании для снижения низкочастотных пульсаций давления в жидких рабочих средах трубопроводных систем судов, размеры помещений которых весьма ограничены.

Герметичные УДЭ представляют собой герметичную тонколистовую оболочку из коррозионно-стойкой стали, внутри которой расположен пористый наполнитель из прессованной проволоки (рис. 1). Исследуется УДЭ с наполнителем пористостью 60 %, имеющий форму цилиндра с параметрами: площадь основания  $S = 0,0177 \text{ м}^2$ ; диаметр 0,15 м; высота 0,058 м. Цилиндр ограничен двумя гофрированными мембранами, плотно припаянными к жесткому кольцу. Герметичный УДЭ устанавливается в полости корпуса резонатора, заполненной жидкостью.

Частота собственных колебаний резонатора

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}.$$
 (1)



Рис. 1. Герметичный упругодемпфирующий элемент (a) и пористый наполнитель из прессованной проволоки (б)

Здесь  $m = \rho l_{\Im}S_{\Gamma}$  — масса среды, находящейся в горле резонатора (длина горла *l*, площадь поперечного сечения  $S_{\Gamma}$ ), где  $\rho$  — плотность среды,  $l_{\Im} = l + 1,57r$  эффективная длина горла резонатора радиусом *r*;

 $K = \frac{K_{\rm p}K_{\rm YД\Im}}{K_{\rm p} + K_{\rm YД\Im}}$  — жесткость резонатора с герме-

тичным УДЭ, где  $K_{\rm p}$  — жесткость, определяемая упругостью объема V среды в полости резонатора;  $K_{\rm YДЭ} = K_{\rm II} + K_{\rm M}/2 + K_{\rm B}$  — жесткость герметичного УДЭ ( $K_{\rm II}$ ,  $K_{\rm M}$ ,  $K_{\rm B}$  — жесткости соответственно пористого наполнителя из прессованной проволоки, гофрированной мембраны, воздуха герметичного УДЭ).

Методом кубической сплайн-интерполяции определим зависимость статического давления  $p_{\rm cT}$ рабочей среды от осевой деформации *z* пористого наполнителя во всем диапазоне давлений рабочей среды:

$$p_{\rm cT} = \alpha_0 + \alpha_1 z + \alpha_2 z^2 + \alpha_3 z^3 + \dots + \alpha_n z^n,$$

где  $\alpha_0 \div \alpha_n$  — коэффициенты полинома.

Тогда жесткость пористого наполнителя из прессованной проволоки

$$K_{\rm II} = S \frac{\mathrm{d}p_{\rm cT}}{\mathrm{d}z} \bigg|_{z = z_i} = \alpha_1 + 2\alpha_2 z + 3\alpha_3 z^2 + \dots + n\alpha_n z^{n-1}.$$

Жесткость данных элементов определяется тангенсом угла  $\varphi$  наклона касательной к оси абсцисс, проведенной к графику зависимости силы  $F_{\rm cT}$  от деформации *z* наполнителя в соответствующей точке (рис. 2).

Построим график (см. рис. 2) зависимости силы  $F_{\rm CT}$  от деформации *z* для данного пористого наполнителя из прессованной проволоки и подберем соответствующую ему функциональную зависимость:

$$F_{\rm cT} = 0,102z^5 - 2,14z^4 + 22,63z^3 - 93z^2 + 638,7z + 399,3.$$
(2)

Относительная погрешность функциональной зависимости (2) при различных значениях статической нагрузки для пористого наполнителя из прессованной проволоки составляет 0,2 %.

Жесткость пористого наполнителя из прессованной проволоки

$$K_{\Pi} = 0.51z^4 - 8.56z^3 + 67.89z^2 - 186z + 638.7.$$

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3



Рис. 2. Зависимость силы  $F_{\rm ct}$  от деформации z пористого наполнителя

Гофрированная мембрана представляет собой тонкую круглую пластину с концентрическими выпуклостями и вогнутостями. Запишем систему уравнений плоской анизотропной мембраны, допускающей большие прогибы [1]:

$$\rho \frac{d^{2} \psi}{d\rho^{2}} + \frac{d\psi}{d\rho} - m^{2} \frac{\psi}{\rho} = \frac{\vartheta^{2}}{2};$$

$$\rho \frac{d^{2} \vartheta}{d\rho^{2}} + \frac{d\vartheta}{d\rho} - n \frac{\vartheta}{\rho} = -k\psi\vartheta + v\rho^{2},$$
(3)

где  $\rho = r/r_1$  — безразмерный радиус ( $r_1$  — радиус внешнего контура оболочки мембраны, r — теку-

щий радиус мембраны);  $\psi = -\frac{Tr}{Ehr_1k_{2p}}$  — безраз-

мерная функция (T — растягивающее усилие, E — модуль упругости первого рода материала мембраны, h — толщина мембраны,  $k_{1p}$  и  $k_{2p}$  — коэффициенты конструктивной анизотропии на растяжение мембраны в радиальном и окружном направ-

лениях); 
$$k = 12[k_{1\mu}k_{2\mu} - \mu^2]\frac{r_1^2}{h^2}$$
 — безразмерная

величина, характеризующая относительную тонкостенность оболочки;  $k_{1u}$ ,  $k_{2u}$  — коэффициенты конструктивной анизотропии при изгибной деформации мембраны;  $\mu$  — коэффициент Пуассона ма $pr_1^3$ 

териала мембраны;  $v = \frac{pr_1^3}{2K_{ob}}k_{1u}$  — безразмерная ве-

личина (Р — статическое давление, действующее на

мембрану; 
$$K_{00} = \frac{Eh^3}{12 \left[1 - \frac{\mu^2}{k_{1\mu}k_{2\mu}}\right]}$$
 — жесткость анизо-

тропной оболочки);  $m^2 = k_{1p}k_{2p}$  и  $n = k_{1u}k_{2u}$  — коэффициенты.

Уравнения (3) — нелинейные, так как в первое уравнение входит квадрат функции 9 угла поворота нормалей, а во второе — произведение  $\psi$ 9.

В таблице приведены коэффициенты конструктивной анизотропии для некоторых форм гофрировки мембран.

Профиль	k <sub>1p</sub>	$k_{2p} = k_{1u}$	k <sub>2и</sub>
Трапецеидальный	$\frac{H^2}{h^2} \left( \frac{1 - \frac{2a}{l}}{\cos \theta_0} + \frac{6a}{l} \right) + \left( 1 - \frac{2a}{l} \right) \cos \theta_0 + \frac{2a}{l}$	$\frac{1 - \frac{2a}{l}}{\cos \theta_0} + 2a/l$	$\frac{H^2}{h^2} \left( \frac{1 - \frac{2a}{l}}{\cos \theta_0} + \frac{6a}{l} \right) + \left( 1 - \frac{2a}{l} \right) \frac{1}{\cos^3 \theta_0} + \frac{2a}{l}$
Пильчатый $\theta_0$ $\theta_0$ $CH$ <i>C</i> H <i>C</i> H <i>C</i> H	$\frac{H^2}{h^2} \frac{1}{\cos\theta_0} + \cos\theta_0$	$\frac{1}{\cos\theta_0}$	$\frac{H^2}{h^2} \frac{1}{\cos\theta_0} + \frac{1}{\cos^3\theta_0}$
Синусоидальный пологий ( $\theta_0 < 15^\circ$ )	$\frac{3}{2}\frac{H^2}{h^2} + 1$	1	$\frac{3}{2}\frac{H^2}{h^2} + 1$

Формулы коэффициентов для гофрированных мембран [1]



Рис. 3. Гофрированная мембрана с "пильчатым" профилем

В результате математических преобразований уравнений (3) уравнение для гофрированной мембраны без краевого гофра имеет вид:

$$\frac{pr_1^4}{Eh^4} = \frac{4(n+3)}{3k_{2p}\left(1-\frac{\mu^2}{n}\right)}\frac{w_0}{h} + \frac{32k_{2p}}{m^2-9}\left[\frac{1}{6}-\frac{3-\mu}{(m-\mu)(m+3)}\right]\left(\frac{w_0}{h}\right)^3.$$
 (4)

Для примера определим жесткость гофрированной мембраны с "пильчатым" профилем, представленным на рис. 3, на которую действует статическое давление *p*. Материал мембраны — коррозионностойкая сталь ( $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  МПа,  $\mu = 0,29$ ). Параметры мембраны:  $r_1 = D/2 = 75,1$  мм, H = 2 мм, h = 0,5 мм, d = 33,8 мм,  $\theta_0 = 9^\circ$ .

По формулам, приведенным в таблице, определим:  $k_{2p} = k_{\mu} = 1,012$ ;  $k_{1p} = 17,19$ ;  $k_{2\mu} = 17,24$ . По формулам (3) находим: m = 4,17; n = 17,45.

Уравнение (4) после подстановки численных значений примет вид:

$$p = 2,234 \cdot 10^7 w_0 + 8,825 \cdot 10^{11} w_0^3, \,\, \Pi a, \qquad (5)$$

где *w*<sub>0</sub> — прогиб в центре мембраны, м.

Жесткость "пильчатой" гофрированной мембраны  $K_{\rm M} = pS_{\rm M}/w_0$ , где площадь поперечного сечения мембраны  $S_{\rm M} = 0,0179 \text{ м}^2$ , p — статическое давление, действующее на мембрану, определенное по формуле (5).

Объем исследуемого пористого наполнителя из прессованной проволоки  $V_0 = 1,027 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ; пористость  $\Pi = 1 - \frac{V_{\text{м}}}{V_0} = 60$  %; объем материала проволоки  $V_{\text{м}} = 4,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ .

Соответственно, объем воздуха внутри герметичного УДЭ:  $V_{\rm B} = V_{\rm II} - V_{\rm M} = 6,18 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$ , где  $V_{\rm II} = 1,029 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  — объем полости, ограниченной двумя гофрированными мембранами.

Внутри герметичного УДЭ с пористым наполнителем из прессованной проволоки находится воздух объемом  $V_{\rm B}$  и площадью *S*, под давлением *p*  при постоянной температуре (pV = const), определим статическую жесткость воздуха:

$$K_{\rm B} = \frac{PS^2}{V_{\rm B}(p)}$$

где  $V_{\rm B}(p) = 2 \cdot 10^{-28} p^4 - 5 \cdot 10^{-22} p^3 + 5 \cdot 10^{-16} p^2 - -3 \cdot 10^{-10} p + 6 \cdot 10^{-4}$  — зависимость объема  $V_{\rm B}$  от статического давления, действующего на герметичный УДЭ.

Зависимости жесткостей пористого наполнителя, мембраны и воздуха внутри герметичного УДЭ от статического давления представлены на рис. 4.

Оптимизацию конструкции резонаторов Гельмгольца по массогабаритным и акустическим показателям рассмотрим на примере установки герметичного УДЭ в резонатор Гельмгольца [2, 3] с объемом полости  $V = 11 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup> (длина горла резонатора  $l = 20,5 \cdot 10^{-2}$  м, радиус горла  $r = 2,5 \cdot 10^{-2}$  м, эффективная длина горла  $l_3 = 24,4 \cdot 10^{-2}$  м, площадь поперечного сечения горла  $S_{\Gamma} = 1,963 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>). Рабочая среда в трубопроводной системе, в которую устанавливали резонатор, — пресная вода плотностью  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, скорость звука в ней c = 1449 м/с.

Колебательная масса резонатора m = 0,479 кг, жесткость  $K = \rho c^2 S_r^2 / V = 7,36 \cdot 10^5$  Н/м; соответственно, частота собственных колебаний резонатора Гельмгольца без герметичного УДЭ согласно формуле (1) равна 197 Гц.

При установке герметичного УДЭ в полость резонатора варьируем длину горла и объем полости резонатора так, чтобы частота его собственных колебаний оставалась равной 197 Гц.



Рис. 4. Зависимости жесткостей пористого наполнителя из прессованной проволоки (1), мембраны (2), воздуха (3) внутри герметичного УДЭ от статического давления

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

#### УДК 621.833

Г. Г. ВИНОКУРОВ, С. П. ЯКОВЛЕВА, М. И. ВАСИЛЬЕВА, С. Н. МАХАРОВА, кандидаты технических наук (Институт физико-технических проблем Севера им. В. П. Ларионова СО РАН), e-mail: vasilev\_mi@mail.ru

### Комплексный анализ эксплуатационного разрушения зубчатых колес автотракторной техники

Исследованы свойства материала и особенности разрушения зубчатых колес коробки передач трактора МТЗ-80 и установлены причины сокращения сроков эксплуатации этих зубчатых колес трактора в условиях Севера.

**Ключевые слова:** зубчатое колесо, структура материала, микротвердость, разрушение, износ, поверхность трения.

The material properties and destruction peculiarities of gearwheels of tractor MTZ-80 gear transmission are investigated, and the reasons for service life decrease of these gearwheels of the tractor in the North conditions have been ascertained.

**Keywords:** gearwheel, material structure, micro-hardness, destruction, wear, friction surface.

Интенсивный износ с разрушением деталей автотракторной техники, работающей в условиях Севера, в основном обусловлен повышенными нагрузками при ее эксплуатации в экстремальных климатических условиях. Вследствие изнашивания деталей возрастают нагрузки на машину в целом, снижается ее производительность, увеличиваются простои и затраты на ремонт. Поэтому остается актуальным исследование причин и особенностей разрушений деталей автотракторной техники, эксплуатируемой в специфических природно-климатических условиях Севера.

Особенности требований к деталям тракторов обусловлены также высоким уровнем эксплуатационных нагрузок вследствие специфики их назначения. В тракторах чаще всего отказывает трансмиссия, основные детали которой (зубчатые колеса, шлицевые соединения) выходят из строя после  $2\div4$  тыс. ч работы и нуждаются в ежегодном ремонте. Проблема усугубляется общими недостатками зуборезного производства машиностроительных заводов, продукция которого часто не соответствует требованиям, предъявляемым к тяжелонагруженным зубчатым колесам.

Цель работы — выявление особенностей разрушения и оценка контактной прочности материала тяжелонагруженных зубчатых колес, эксплуатируемых в условиях Севера, на примере шестерни третьей передачи коробки передач трансмиссии трактора МТЗ-80 (базовая модель колесных тракторов семейства "Беларусь" Минского тракторного завода).

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

При давлении рабочей среды p = 0,1 МПа жесткость герметичного УДЭ  $K_{\rm УДЭ} = 8,38 \cdot 10^5$  Н/м (см. рис. 4).

Теоретические параметры резонатора Гельмгольца с герметичным УДЭ при давлении рабочей среды p = 0,1 МПа:  $V = 5,5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>;  $l = 15,2 \cdot 10^{-2}$  м;  $r = 2,5 \cdot 10^{-2}$  м;  $l_3 = 19,1 \cdot 10^{-2}$  м;  $S_{\Gamma} = 1,963 \cdot 10^{-3}$  м<sup>2</sup>. Колебательная масса m =

= 0,375 кг; жесткость 
$$K_{\rm p} = \frac{\rho c^2 S_{\rm r}^2}{V - V_{\rm YДЭ}} = 1,85 \cdot 10^6 \, {\rm H/M},$$

где  $V_{\rm YJ\Theta} = 1,117 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  — объем герметичного УДЭ; соответственно, частота собственных колебаний данного резонатора 197 Гц.

Таким образом при неизменной частоте собственных колебаний резонатора его массогабаритные параметры уменьшаются при установке герметичного УДЭ в полость резонатора. Для исследованного резонатора при p = 0,1 МПа использование

герметичного УДЭ позволяет уменьшить объем полости на 50 % и длину горла на 26 % при неизменном его радиусе.

Резонаторы Гельмгольца с герметичным УДЭ можно использовать в судовых трубопроводных системах с жидкими рабочими средами при обеспечении неизменного статического давления рабочей среды.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчеты** на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев, В. М. Макушин Т. 2. М.: Машгиз, 1960. 974 с.

2. Горин С. В., Куклин М. В. Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах резонаторами Гельмгольца // Вестник машиностроения. 2010. № 5. С. 70—72.

3. Горин С. В., Куклин М. В. Особенности использования глушителей гидродинамического шума на судах // Судостроение. 2010. № 3. С. 44—46.

#### Методика экспериментальных исследований

Как показывает практика, работоспособность большинства силовых зубчатых передач лимитируется свойствами зубьев. Зубчатые колеса трансмиссии тракторов относятся к числу наиболее нагруженных деталей, подвергающихся воздействию сил трения, циклических и статических изгибающих нагрузок, кроме того, зубчатые колеса коробки передач испытывают многократные ударные нагрузки. В связи с этим к их материалу предъявляются высокие требования. При выборе марки стали, технологии изготовления этих деталей необходимо обеспечивать два основных эксплуатационных показателя: высокую прочность и повышенную стойкость к изнашиванию, которые в основном зависят от свойств поверхностного слоя зубчатого колеса, однородности физико-механических свойств, макро- и микроструктуры материала, остаточных напряжений и т. д. Поэтому необходимо комплексное исследование состава, структуры и свойств материала разрушившегося зубчатого колеса.

Исследовали фрагмент (рис. 1) разрушившейся шестерни трактора МТЗ-80 с параметрами: форма зубьев — эвольвентная; модуль зацепления m = 4 мм; число зубьев z = 24, толщина зуба по делительной окружности  $S = 0,5\pi m = 6,28$  мм. В табл. 1 приведены механические характеристики материала шестерни после нормализации при 880÷950 °C (воздух), закалки с охлаждением от 850 °C (масло) и отпуска при температуре 200 °C согласно спецификации детали.

При экспертизе разрушившейся шестерни трактора МТЗ-80 для выявления характера разрушений и оценки контактной прочности материала химический состав материала шестерни определили с помощью спектрометра WAS Foundry-Master; для структурных исследований использовали металло-



### Рис. 1. Фрагмент зубчатого колеса с эксплуатационными повреждениями:

И — износ поверхностей передней части зубьев; П — поверхности питтинга на скосах передней части зубьев; УВ — усталостное выкрашивание поверхностей скоса; УВБП — усталостное выкрашивание боковых поверхностей зубьев; ТГ — трещина в галтели основания зуба

Параметры и характеристики шестерни третьей передачи первичного вала трактора МТЗ-80

Таблица 1

Номер по	z	<i>т</i> ,	Мас-	Мате-	σ <sub>т</sub> ,	σ <sub>в</sub> ,	δ,	ψ,
каталогу		мм	са, кг	риал	МПа	МПа	%	%
50-1701045	24	4	2,9	Сталь 25ХГТ	980	1270	10	50

графические микроскопы Neophot-32 и Axio Observer Dlm; микротвердость измеряли с помощью прибора ПМТ-3М; поверхность трения шестерни исследовали с помощью профилометра SJ-201P и стереоскопического микроскопа Stemi 2000С.

Обработку экспериментальных результатов провели в программной среде MathCad с использованием электронных таблиц.

#### Результаты исследований

Согласно техническим требованиям детали сельскохозяйственных машин из хромомарганцевых сталей должны иметь высокую поверхностную твердость при невысокой прочности сердцевины. Для получения поверхностей с такими свойствами применяют химико-термическую обработку (XTO), при которой детали нагревают в твердой, жидкой или газообразной среде, затем изделия подвергают закалке с низким отпуском. Это обеспечивает высокую твердость поверхностного слоя при сохранении достаточно вязкой сердцевины; на поверхности изделий возникают напряжения сжатия, увеличивающие их предел выносливости и долговечность. Надежность и долговечность зубчатых колес при эксплуатации определяются как структурой, так и условиями нагружения зубчатой передачи. Поэтому при оценке повреждений зубьев и состояния материала следует учитывать характер напряжений, действующих по сечению зубчатого венца.

Важными требованиями к качеству зубчатых колес являются также высокая точность размеров и низкие параметры шероховатости поверхности, причем чем больше окружные скорости зубчатых колес, тем выше требования. Известно, что тяжелонагруженные зубчатые колеса трансмиссий тракторов работают в диапазоне окружных скоростей  $0,6\div10$  м/с. Поэтому с учетом зависимости точности изготовления и параметра *Ra* шероховатости поверхности зуба от окружной скорости зубчатого колеса [1] исследуемая шестерня должна иметь класс точности  $6\div8$  и *Ra* =  $1,25\div0,63$  мкм.

Средние значения содержания химических элементов в материале исследуемой шестерни трактора и их количество по спецификации детали при-

Таблица 2

Содержание легирующих элементов, мас. %

Материал	С	Si	Cr	Mn	Ni	Cu	Ti	Р	S
Сталь исследуемой шестерни Сталь 25ХГТ, ГОСТ 4543—71 (по спецификации шестерни)	0,28 0,22÷0,29	0,34 0,17÷0,37	1,0 1,0÷1,3	0,92 0,8÷0,1	0,06 ≼0,3	0,11 ≼0,3	0,03 0,03÷0,09	0,02 ≤0,035	0,01 ≤0,035

ведены в табл. 2. Состав металла шестерни практически соответствует требованиям стандарта. Сталь 25ХГТ (ГОСТ 4543—71) относится к дополнительно легированным (в данном случае титаном) хромомарганцевым сталям. Введение небольших добавок титана в хромомарганцевые стали делает их более мелкозернистыми, улучшает вязкость и прокаливаемость, что позволяет применять их для изготовления ответственных деталей средних и больших размеров, работающих на износ при высоких нагрузках. Детали из стали 25ХГТ обычно подвергают цементации или нитроцементации с непосредственной закалкой после охлаждения до температуры 850÷880 °С.

В результате цементации на поверхности изделия из наследственно мелкозернистой стали образуется слой заэвтектоидной стали, состоящей из перлита и вторичного цементита. При правильной термообработке приповерхностная зона приобретает структуру отпущенного мартенсита, более глубокие слои представляют собой троостит и сорбит. В случае нитроцементации с последующей термообработкой конечная структура упрочненного слоя должна состоять из отпущенного мартенсита, некоторого количества остаточного аустенита и содержать мелкие округлые нитриды и карбонитриды; твердость слоя может достигать 60÷63 *HRC*.

Действительно, на поперечном макрошлифе шестерни (рис. 2) виден диффузионный слой переменной глубины  $(0,3\div0,9 \text{ мм})$  с микроструктурой, содержащей игольчатый мартенсит, остаточный аустенит, частицы карбонитридов (рис. 3, a-e). Следует отметить, что значительная часть выделений второй фазы окружена темными легкотравящимися областями. Применение метода нитроцементации подтверждается наличием тонкой слаботравящейся полоски у самой поверхности. Как следует из работ [2, 3], структура, полученная в поверхностном слое шестерни после XTO, имеет два существенных дефекта.

Первый дефект — так называемая темная составляющая, значительно снижающая прочность деталей. Предполагается [4], что темная составляющая в нитроцементованной стали появляется вследствие образования нитридной фазы, диссоциации этой фазы при ее замещении карбидной фазой, окисления и графитизации карбидной фазы. Окру-

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

жающие их легко травящиеся участки соответствуют продуктам промежуточных (немартенситных) превращений — бейниту, сорбиту, трооститу. Последние обладают меньшей твердостью, чем мартенсит, и их близкое расположение к поверхности упрочненных ХТО деталей считается дефектом.



Рис. 2. Макроструктура шестерни в поперечном сечении во впадине между зубьями (ХТО — упрочненный слой)



#### Рис. 3. Микроструктура шестерни:

 $a - диффузионный упрочняющий слой в месте галтельного перехода; <math>\delta$  – приповерхностная зона; s – "темная составляющая" в упрочняющем слое; c – сердцевина

Второй дефект — весьма высокое содержание остаточного аустенита, что снижает твердость упрочняющего слоя (табл. 3). Согласно данным работы [4], при снижении микротвердости диффузионного слоя до 5900÷6100 МПа вследствие большого количества остаточного аустенита последующее воздействие эксплуатационных нагрузок приводит к возникновению в опасных зонах деталей значительных по объему участков с измененной в результате превращений аустенита структурой. Такие области подвержены зарождению и развитию в них подповерхностных усталостных трещин. Как будет показано ниже, одним из основных механизмов разрушения шестерни являются трещины глубинной усталости, приводящие к сколам по границе упрочняющего слоя и основного металла.

Для тяжелонагруженных деталей показателями качества являются преобладание структуры мартенсита в поверхностном слое и полумартенситная структура сердцевины [5]. Как видно на рис. 3, *г*, в центре исследуемой детали наблюдаются структуры промежуточных превращений и обособленные участки остаточного легированного аустенита. Микротвердость внутренних зон шестерни 3500÷3691 МПа, что в пересчете на твердость по шкале Роквелла составляет ≈38÷40 *HRC* и свидетельствует об отсутствии мартенситных участков. Это могло снизить работоспособность исследуемой шестерни трактора МТЗ-80.

Нормативно-технической документацией на изготовление зубчатых колес тракторов (ГОСТ 21354—87) установлена твердость поверхностно упрочненных зубьев в пределах  $56\div 63~HRC$ . Однако получение регламентированной твердости не всегда обеспечивает требуемый уровень контактной выносливости активных поверхностей зубьев, это в первую очередь обусловлено дефектами XTO, такими как появление темной составляющей.

Очевидно, что развитие дефектов и влияние твердости зубьев на эксплуатационные свойства деталей в значительной степени зависят от условий нагружения. В связи с этим необходимо рассмотреть нагружение зубчатых колес при их эксплуата-

				Таблица	3
Микротвердость	разных	участков	шестерни		

Участок	<i>H</i> <sub>50</sub> , МПа					
Сердцевина	3500÷3691					
Упрочненный слой у основания зуба 2 (см. рис. 1)	5615÷6445					
Упрочненный слой в вершине зуба 2	5615÷6221					

ции и прежде всего по основным зонам зубчатого венца — рабочей поверхности зубьев и впадинам.

Исходя из характера распределения рабочих напряжений по сечению зубьев колес [6], выделяют следующие зоны, наиболее опасные с точки зрения образования усталостных трещин:

галтель основания зуба, испытывающая действие максимальных напряжений изгиба;

поверхность контакта зубьев, на которую воздействуют нормальные и касательные напряжения;

подповерхностная зона зуба на глубине действия максимальных знакопеременных контактных касательных напряжений (0,3÷0,6 мм).

Очевидно, что эксплуатационные свойства зубчатых колес зависят в основном от физико-механических свойств поверхностного слоя и прежде всего от твердости, а также от микроструктуры и микротвердости слоя на глубине действия максимальных касательных напряжений. При этом надо учитывать, что способность материала сопротивляться контактным разрушениям в большей мере зависит не от усредненных значений твердости поверхности и прочностных характеристик материала в целом, а от свойств отдельных структурных составляющих. Так, согласно работе [7], дефекты в упрочненных ХТО тихоходных тяжелонагруженных зубчатых колесах даже при большой глубине их залегания приводят к преобладанию глубинных разрушений с образованием усталостных трещин в диффузионном слое на глубине 0,4÷0,6 мм. Таким образом, твердость, микростроение и толщина упрочненного слоя должны обеспечивать его сопротивление развитию как поверхностной, так и глубинной контактной усталости.

Разрушение исследуемой шестерни вызвано формированием неоднородной структуры нитроцементованного слоя со значительными перепадами эффективной толщины и недостаточной твердостью, обусловленной большим количеством немартенситных фаз, что отрицательно повлияло на поверхностную и глубинную контактную прочности. Это подтверждается анализом повреждений зубчатого венца шестерни, содержащего поверхностные и подповерхностные разрушения во всех опасных зонах зубьев: усталостные выкрашивания боковых граней в зонах активного контакта (рис. 4, *a*), трещины в галтельном переходе и в основании (рис. 4, *б*).

Образование прогрессирующих контактных разрушений сопровождается пластическим деформированием и изнашиванием дефектной части слоя с низкой твердостью. Появление трещин в галтелях свидетельство недостаточного сопротивления зубьев шестерни изгибу. Все перечисленные факторы обусловливают потерю работоспособности зубча-



Рис. 4. Усталостное выкрашивание боковой поверхности вершины зуба 1 (a) и разрушение основания зуба 2 ( $\delta$ )



Рис. 5. Продольный профиль зуба и участки I÷III измерения линейного износа

тых колес с быстрой выработкой моторесурса коробки передач трактора.

Многообразие видов повреждений (истирание, питтинг, краевые сколы, усталостные вырывы), их множественность и локализация по всем опасным зонам зубьев (см. рис. 1) подтверждают общее неудовлетворительное качество материала исследуемой шестерни после проведенной ХТО.

Выявленные особенности структуры поверхностного слоя влияют и на формирование равновесной микрогеометрии поверхностей изнашивания шестерни. Исследовали линейный износ (по толщине зубьев) и характеристики микрогеометрии поверхностей трения разрушившейся шестерни. На рис. 5 представлен продольный профиль зуба с участками I÷III измерений линейного износа. Износы активного переднего участка III зубьев, наиболее нагруженного в момент переключения передачи, и соседнего участка II практически одинаковы и составляют в среднем 0,1 мм, или ≈1,6 %; износ наименее нагруженного участка I — 0,06 мм, или  $\approx$ 1,0 %. Таким образом, линейный износ боковых поверхностей зубьев шестерни происходит в пределах диффузионной зоны, полученной XTO.

Зубья шестерни вследствие преимущественного направления вращения имеют две боковые поверхности трения: активные приработанные (несущие основную нагрузку) и противоположные неактивные, но также со следами изнашивания. Приработанные поверхности характеризуются равновесной шероховатостью, зависящей от свойств материала и условий трения. При этом фактическая площадь контакта определяется параметрами b и v степенной аппроксимации опорной кривой поверхности; функциональный вид зависимости определяется типом контакта (упругий, пластический) [8]. Опорную кривую поверхности можно установить детальной обработкой профилограмм, однако существуют средние характеристики микрогеометрии, влияющие на процессы изнашивания.

Важнейшей количественной характеристикой микрогеометрии поверхности трения, интегрально показывающей динамику изнашивания в зависимости от параметров — нагрузки, скорости скольжения, температуры и т. д., является равновесная шероховатость [8].

Профилометрирование зубьев шестерни проводили на трех участках (см. рис. 5) в продольном направлении, т. е. перпендикулярно направлению пути трения. Усредненные значения параметров шероховатости поверхностей трения зубьев приведены в табл. 4. Изнашивание зубьев увеличивает наибольшую высоту неровностей *R*max, непосредственно влияющую при упругом контакте зубьев на фактическую площадь контакта.

В результате приработки образуются новые неровности, отличающиеся от первоначальных по форме и размерам [8]. Повышение *R*max и других высотных параметров шероховатости обусловлено дополнительным воздействием образовавшейся на приработанных поверхностях трения субмикроше-

Таблица 4

Зуб Неактивная поверхность			Приработанная поверхность				Средние значения по зубу					
(см. рис. 1)	Ra	Rz	Rq	<i>R</i> max	Ra	Rz	Rq	<i>R</i> max	Ra	Rz	Rq	<i>R</i> max
1	0,31	1,84	0,57	2,96	0,49	2,15	0,58	3,46	0,4	2,0	0,58	3,21
2	0,85	4,11	1,02	7,23	0,93	4,37	1,15	8,13	0,89	4,24	1,09	7,68
3	0,36	1,73	0,45	2,78	0,61	3,17	0,78	5,21	0,49	2,45	0,62	4,0
4	1,17	6,10	1,46	11,47	0,54	2,45	0,84	3,67	0,86	4,28	1,15	7,57

Параметры шероховатости поверхностей трения зубьев шестерни, мкм

роховатости (неровности этого масштаба связаны со структурой материала).

При усреднении значений высотных параметров шероховатости по обеим боковым поверхностям каждого из зубьев наибольшие значения таких важных параметров, как Ra и Rmax, отмечены для зуба 2 (см. рис. 1), в котором поврежденность развилась до возникновения трещин в основании (см. рис. 4,  $\delta$ ). Однако несмотря на общее повышение шероховатости параметр Ra находится в диапазоне 1,25÷0,63 мкм, задаваемом требованиями к качеству зубчатых колес. Как отмечалось выше, линейный износ боковых поверхностей зубьев на момент выхода шестерни из строя находился в пределах толщины упрочненной зоны.

Отсутствие признаков катастрофического износа активной боковой поверхности зубьев позволяет предположить такую последовательность процесса разрушения шестерни. Недостатки проведенной ХТО в первую очередь проявились на передних скошенных участках зубьев, подвергающихся кроме воздействия сил трения и изгиба многократным ударным нагрузкам при зацеплении с другим зубчатым колесом при переключении передачи. Последующее развитие глубинной и поверхностной усталости, появление отколов и вырывов неизбежно привело к нарушению кинематики и динамики узла трения; также возможна некоторая несоосность валов коробки передач. Это подтверждается различием механизмов изнашивания двух расположенных рядом пар зубьев: поверхности скоса зубьев 1 и 2 (см. рис. 1) имеют характерный темный рельеф питтинга, а поверхности скоса зубьев 3 и 4 представляют собой блестящие истертые площадки. Очевидно, что условия контактного нагружения в этих случаях были разными.

#### Выводы

1. По химическому составу материал шестерни трактора МТЗ-80 удовлетворяет сертификатным данным. Выявлены дефекты ХТО в его микроструктуре: избыточное содержание карбонитридов и так называемая темная составляющая — результат возникновения продуктов немартенситных превращений. Микротвердость упрочненного слоя шестерни 5615÷6445 МПа, внутренних зон шестерни 3500÷3691 МПа. Отсутствие мартенситных участков (предпочтительной является полумартенситная структура) может снижать работоспособность детали.

2. Анализ значений линейного износа и высотных параметров профилограмм показал: износ не

выходит за пределы диффузионного слоя, параметры шероховатости находятся в диапазоне, задаваемом требованиями к чистоте обработки зубчатых колес. Отказ детали произошел из-за исчерпания несущей способности передних участков зубьев, подвергавшихся кроме воздействия сил трения и изгиба многократным ударным нагрузкам при переключении передачи. Недостаточный уровень контактной прочности шестерни после XTO обусловил инициирование разрушения именно в этих зонах. Ограниченная нагрузочная способность передних участков зубьев шестерни подтверждается многообразием видов повреждений (истирание, питтинг, краевые сколы, усталостные вырывы).

3. Основная причина разрушения шестерни недостаточная контактная прочность после проведения XTO, что обусловило возникновение трещин глубинной и поверхностной усталости в наиболее нагружаемой передней части зубьев. Прогрессирующее развитие трещин с образованием сколов, вырывов, выкрашиваний и площадок износа привело к погрешностям в зацеплении, нарушениям кинематики и динамики узла трения, ускорившим выход шестерни из строя.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технология** сельскохозяйственного машиностроения / Л. М. Кожуро, Ж. А. Мрочек и др. Минск: Новое знание, 2006. 512 с.

2. Шапочкин В. И., Семенова Л. М. Исследование "темной составляющей" в нитроцементованных слоях // Изв. вузов. Черная металлургия. 1985. № 5. С. 125—129.

3. **Тескер Е. И.** Контактная прочность цементованных и нитроцементованных зубчатых колес // Металловедение и термическая обработка металлов. 1988. № 2. С. 46—50.

4. Новые способы газовой цементации и нитроцементации / В. М. Зинченко, Б. В. Георгиевская и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. 1984. № 10. С. 51—57.

5. **Кальнер В. Д.** Контроль качества ТО стальных полуфабрикатов и деталей: Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 384 с.

6. Устиненко В. Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. М.: Машиностроение, 1972. 90 с.

7. Тескер Е. И. Повышение прочности тяжелонагруженных цементованных и нитроцементованных зубчатых колес тракторных трансмиссий // Вестник машиностроения. 1985. № 9. С. 21–25.

8. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с. С. В. СЕРГЕЕВ, канд. техн. наук, В. Г. НЕКРУТОВ (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: sergeev-sv@list.ru

### Компьютерное моделирование процесса перемешивания компонентов смазочно-охлаждающих жидкостей<sup>1</sup>

Представлено компьютерное моделирование процесса перемешивания компонентов смазочно-охлаждающих жидкостей с помощью смесителя, оснащенного роторным виброприводом, позволяющим реализовать ряд физических эффектов.

**Ключевые слова:** перемешивание, смазочно-охлаждающая жидкость, роторный инерционный вибропривод, смеситель, моделирование.

A computer simulation of the coolant components mixing process using the mixer fitted with a rotary vibro-drive allowing to implement a number of physical effects has been presented.

**Keywords:** mixing, coolant, rotary inertial vibro-drive, mixer, simulation (modeling).

При обработке металлов резанием широкое применение нашли смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ), представляющие собой специализированные гомогенные или гетерогенные многокомпонентные технологические среды и обладающие комплексом свойств — смазывающим, охлаждающим, моющим, которые обеспечивают оптимальные условия при резании металлов. Из современных СОЖ (масляных и водорастворимых) чаще применяют эмульсионные, являющиеся водными растворами типа "масло в воде", в состав которых входят также эмульгаторы, ингибиторы коррозии, бактерициды, биоциды, антиизносные и противозадирные присадки.

Для управления составом и свойствами СОЖ в процессе ее приготовления и эксплуатации важно иметь представления о процессах, происходящих в СОЖ при перемешивании нескольких компонентов. Для приготовления СОЖ используются механическое, акустическое, циркуляционное, ударноимпульсное перемешивания, гомогенизация, барботаж паром или сжатым воздухом, перемешивание в дезинтеграторах [1].

Аппаратам для перемешивания компонентов СОЖ присущ ряд общих недостатков: наличие вра-

щающегося потока, который имеет малый градиент скорости из-за монолитности движения в вихре; малый КПД из-за больших потерь механической энергии в процессе преобразования энергии большого вихря в микроскопические, оказывающие основное рабочее воздействие на среду; интенсивность обработки только в узкой области, прилегающей непосредственно к поверхности рабочего органа; наличие застойных зон [2].

При перемешивании жидких технологических сред, в частности СОЖ, использование оборудования нового поколения позволяет увеличить турбулизацию и циркуляцию потоков при одновременном снижении энергопотребления и металлоемкости, что достигается закручиванием потоков и вихревыми движениями, обусловливающими создание центробежных сил, существенно превосходящих гравитационные, и применением звуковых, акустических, упругих колебаний, которые создают кавитацию, акустическое давление, пульсирующие микропотоки и др. Наиболее эффективно необходимые свойства сочетаются в аппаратах, основанных на вибрационном воздействии на перемешиваемые материалы через рабочие органы смесителя.

#### Методика проведения исследований

Известно, что вибрация в одних случаях может лишь интенсифицировать основной технологический процесс, а в других (идеальных) — даже вызвать специфические вибрационные эффекты [3], такие как виброструйный эффект и турбулентный режим.

С целью совершенствования процесса перемешивания компонентов СОЖ предлагаются принципиально новые роторные инерционные вибровозбудители [4], разработанные в Южно-Уральском ГУ, в которых параметрами колебаний, так же как и при сверлении [5], можно управлять, изменяя размеры элементов и динамические характеристики системы [6], что позволит повысить эффективность технологических процессов.

В предлагаемых инерционных роторных вибровозбудителях (рис. 1) вращаемое тело (ротор) 1 и неподвижное контртело 2 сопрягаются под действием тарированной силы  $P_{\rm oc}$  прижима так, что область контакта имеет замкнутую форму, симметричную относительно оси поворота. Для перемешивания компонентов СОЖ к ротору 1 приварены диски 3 диаметром  $D_{\rm d}$  со встречными коническими отверстиями 4, вызывающие пульсации жидкости

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Работа выполнялась в рамках приоритетных направлений научно-исследовательской работы Высшей школы, разработанных Министерством образования и науки Российской Федерации по темам: "Технология переработки промышленных и бытовых отходов" и "Проведение научных исследований коллективами научно-образовательных центров в области станкостроения" при финансовой поддержке ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 гг. (госконтракт № 14.740.11.1123) и Российского фонда фундаментальных исследований — РФФИ (проект № 10-08-96040-р\_урал\_а) на 2010—2012 гг.



Рис. 1. Расчетная схема возбуждения круговых колебаний ротора с дисками

при самопроизвольно возникающих радиальноосевых колебаниях. Для обеспечения колебаний одно из сопрягаемых тел приводят во вращение вокруг оси поворотной симметрии области контакта, при этом процессом перемешивания управляют, изменяя частоту ω и амплитуду ρ колебательных движений в соответствии с равенствами:

$$\omega = \frac{P_{\rm oc}}{2lm\omega_{\rm Bp}} + \sqrt{\frac{P_{\rm oc}^2}{4l^2m^2\omega_{\rm Bp}^2} + \frac{j}{m}}; \qquad (1)$$

$$\rho = \frac{D\omega_{\rm BP}}{\omega}.$$
 (2)

где *т* и  $\omega_{\rm Bp}$  — приведенная масса и угловая частота вращения тела; *l* — вылет вращаемого тела; *j* — жесткость стержня ротора диаметром *d*; *D* — диаметр вращаемого тела в зоне его сопряжения с контртелом.

При отсутствии вращения ротор *1* симметрично расположен относительно контртела, а при вращении совершает планетарное круговое движение, т. е. поперечные автоколебания по торцевой поверхности неподвижного контртела, аналогичные колебаниям инструмента при формообразовании отверстия [7]. Центр ротора, кинематически отклоняясь, описывает квазикруговую траекторию в направлении, противоположном вращению, с частотой ω.

Исследования на устойчивость системы дифференциальных уравнений, описывающих данное движение [7], показало, что все тривиальные решения этой системы неустойчивы, т. е. должно наблюдаться так называемое мягкое возбуждение колебаний ротора, сверла, зенкера и т. п. Это явление можно объяснить проявлением принципа минимальной диссипации (рассеяние энергии) в трактовке И. Р. Пригожина и Н. Н. Моисеева [8].

Принято считать, что при переходе системы от состояния максимальной диссипации к состоянию минимальной диссипации (как к более упорядоченному) должен существовать некий порог. В рассмотренной системе такого порога обнаружить не удалось: возбуждение автоколебаний всегда мягкое [6]. При этом способе возбуждения круговых колебаний [4] при незначительных угловых частотах  $\omega_{\rm Bp}$  вращения ротора стабильно получают в сотни раз большие частоты  $\omega$  его круговых колебаний. Причем, варьируя значительным числом исходных параметров, входящих в формулы (1) и (2), регулируют частоту и амплитуду этих колебаний в широких диапазонах независимо от сопротивления технологической среды [6].



Рис. 2. Результаты моделирования в MathCAD процесса возбуждения автоколебаний ротора:

 $v_{\rm Bp}, v_{\rm Bp}^x, v_{\rm Bp}^y; v_{\rm K}, v_{\rm K}^x, v_{\rm K}^y; v_{\Sigma}, v_{\Sigma}^x, v_{\Sigma}^y$  — скорости и их проекции на оси *x* и *y* соответственно движений: вращательного, колебательного, кругового, абсолютного

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

Данный процесс моделировали в программе MathCAD, которая позволяет визуализировать численные решения. В результате моделирования получены графики (рис. 2, *a*) изменения во времени скоростей периферийной точки *A* диска и точки *B* оси ротора (см. рис. 1) и абсолютной скорости  $v_{\Sigma}$  (рис. 2, *б*), а также траектории движения ротора (рис. 2, *в*).

Моделирование процесса перемешивания компонентов СОЖ осуществлялось в программе DELPHI, в основе которой лежат теоретические зависимости, подтвержденные экспериментально.

Алгоритм программы можно разделить на три модуля. В первом модуле вводятся параметры технологической среды и геометрические параметры системы; во втором — рассчитываются основные показатели и визуализируется процесс перемешивания компонентов СОЖ; в третьем — строятся зависимости, на основании которых анализируется возможность одновременного обеспечения физических эффектов при перемешивании компонентов СОЖ, в частности зависимости (рис. 3): вертикальной скорости  $v_{\text{вер}}$  от длины l ротора, по которой оценивается виброструйный эффект; числа Re Рейнольдса от радиуса  $R_{\rm д}$  диска, оказывающего влияние на турбулентный режим; мощности N от частоты n<sub>вр</sub> вращения ротора, которая свидетельствует о возникновении эффекта вибрационного поддержания вращения ротора.

Результаты компьютерного моделирования показали, что использование данного роторного инерционного вибровозбудителя позволяет одновременно реализовать несколько физических эффектов [9]: псевдоожижения жидкой технологической среды (турбулентность), активного перемешивания жидкости (виброструйный эффект), вибрационного поддержания вращения ротора машины (эффект хулахупа).

Интенсивность перемешивания существенно зависит от ускорения дисков, установленных на роторе. При повышении ускорения возрастает интенсивность потоков и увеличивается их турбулентность. Величина и направление турбулентных затопленных струй зависят от параметров вибрации, конфигурации дисков и вида их перфорации.



Рис. 3. Зависимости виброструйного эффекта (a), турбулентности ( $\delta$ ) и мощности привода (s) от управляемых параметров, полученные моделированием



Рис. 4. Экспериментальная установка

Радиально-осевые колебания конических перфорированных дисков, закрепленных на роторе, при максимальной амплитуде создают виброструйный эффект, т. е. скорость движения многочисленных затопленных струй жидкости на выходе из сужающихся конических отверстий увеличивается, что позволяет интенсифицировать процесс. При этом вибрирующая жидкость в силу своей инерционности усиливает вращение ротора, что позволяет снизить мощность привода.

Для получения СОЖ с заданными свойствами выбирают соответственные частоту и амплитуду колебаний.

Для экспериментальных исследований разработана установка (рис. 4, *a*), в которой эффект псевдоожижения жидкости определяется турбулентностью, зависящей от числа Рейнольдса, обусловленного частотой колебаний дисков, угловой частотой вращения ротора, радиусом диска и кинематической вязкостью. Эксперименты подтвердили правильность компьютерных расчетов.

Результаты компьютерного моделирования показали, что применение принципиально нового способа возбуждения колебаний, реализованного в роторном инерционном виброприводе, позволяет получить ряд физических эффектов, одновременная реализация которых способствует усовершенствованию оборудования для перемешивания компонентов СОЖ, а следовательно, интенсифицированию технологического процесса ее приготовления, увеличению срока службы СОЖ и дает возможность получения растворов с необходимыми характеристиками. Т. И. ОМАРОВ, д-р техн. наук, Г. П. ТАНЖАРИКОВА (Казахский национальный ТУ им. К. И. Сатпаева, г. Алматы), e-mail: omarov\_tim@list.ru

## Избыточные связи и динамические нагрузки в приводе механизма передвижения рельсовой машины

Рассматриваются процессы формирования и роста динамической нагрузки в приводе передвижной рельсовой машины, обусловленные наличием пассивных (избыточных) связей. Даны аналитические описания движений машин с реальной и предлагаемой схемами механизма передвижения.

Ключевые слова: механизм передвижения, привод, избыточная связь, статически неопределимая система, пассивная геометрическая связь, фрикционная связь.

The processes of formation and growth of a dynamic load in the movable rail car drive due to the presence of passive (redundant) bonds are considered. Analytical descriptions of the cars movements with real and proposed schemes or movement mechanism are given.

**Keywords:** movement mechanism, drive, the redundant bond, statically indeterminate system, passive geometric constrain, frictional bond.

Наиболее нагруженными элементами транспортных машин являются детали привода, передающие энергию от двигателя к ходовым колесам, — трансмиссия.

Эксплуатация рельсовых машин, оборудованных, как правило, электроприводом, показывает, что несущие детали привода механизма передвижения подвергаются нагрузкам, значительно превышающим технологические (необходимые для перемещения), в результате чего детали преждевременно изнашиваются и выходят из строя. Исследование структуры механизма выявило наличие избыточных связей, что превращает его в статически неопределимую систему, которая движется за счет упругой деформации звеньев. Рассмотрим четырехопорную конструкцию неподрессоренной рельсовой машины, каждая из двух колесных пар которой имеет общий привод от электродвигателей

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Латышев В. Н. Повышение эффективности СОЖ. М.: Машиностроение, 1975. 89 с.

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

3. Блехман И. И. Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994. 400 с.

4. А. с. 1664412 СССР. Способ возбуждения круговых колебаний и устройство для его осуществления.

(рис. 1). Это рельсовые грузоподъемные машины и машины, обслуживающие заводское оборудование.

Считая данную конструкцию четырехопорным твердым телом с точечным контактом, определим число избыточных связей *q* по формуле Малышева [1]:

$$q = w - 6(n - 1) + \sum_{i=1}^{5} (6 - i)p_i,$$
(1)

где w = 1 — число степеней свободы системы; n - 1 = 1 — число подвижных звеньев; i = 5 — род кинематической пары;  $p_i$  — число кинематических пар пятого рода,  $p_5 = 4$ .





 $N_2 \div N_5$  — нормальные реакции рельсов на ходовые колеса машины; C — центр масс машины

5. Сергеев С. В. Моделирование точности формирования отверстий при сверлении // СТИН. 2010. № 9. С. 33–38.

6. Сергеев С. В. Повышение эффективности вибрационных процессов при обработке различных материалов. Челябинск: ЮУрГУ, 2004. 262 с.

7. Сергеев С. В., Схиртладзе А. Г. Влияние динамических факторов на точность размера отверстий при сверлении // Справочник. Инженерный журнал. 2010. № 10. С. 33—39.

8. **Пригожин И. Р., Стенгерс И.** Порядок из хаоса. М.: Эдиториал УРСС, 2001. 312 с.

Подставив числовые значения в уравнение (1), получим q = 1. Следовательно, система имеет одну избыточную связь. Это проявляется в том, что центральная вертикальная (весовая) нагрузка распределяется по опорным колесам неравномерно. При наличии погрешностей изготовления колес и их монтажа на жесткой раме и неровностей профиля рельсов нагрузка на одно из колес может оказаться существенно меньше, чем на другие колеса, или даже равной нулю (отрыв колеса от рельса). Расчеты показали, что при потере контакта одного из колес с рельсом основная нагрузка (более 95 %) приходится на два колеса, а на третье колесо приходится менее 5 % от всей вертикальной нагрузки. Отрыв колеса от рельса и восстановление контакта может происходить мгновенно, т. е. движение машины сопровождается ударными нагрузками.

Равномерное распределение нагрузки возможно при наличии трех опор, следовательно, одно из четырех колес неподрессоренной рельсовой машины является пассивной геометрической связью. Реально осуществить трехопорную грузоподъемную машину практически невозможно, поэтому такие машины имеют, как минимум, четыре колеса, а это приводит к статической неопределимости системы опорного механизма из-за наличия избыточной связи. Этого недостатка нет у рельсовых транспортных машин, рама (кузов) и ходовая часть которых соединяются системой упругого подвешивания — рессорами, пружинами и амортизаторами. Такая конструкция обеспечивает постоянный контакт колес с рельсами, т. е. опорный механизм рельсовых транспортных машин можно считать статически определимым.

Кроме опорного механизма неподрессоренных рельсовых машин статически неопределим также и механизм передвижения (ходовой), кинематическая схема которого дана на рис. 2. На каждое из пары колес одной оси при движении рельсовой машины наложена фрикционная связь — условие, исключающее проскальзывание колес относительно рельсов. В механизме, в котором усилие от двигателя к колесам передается по жесткой схеме (центральный привод), одна из фрикционных связей, наложенных на колеса одной оси, будет избыточной, так как теоретически для перемещения достаточно иметь приводным лишь одно из пары колес.

Но для устранения перекосов при движении машины приводными выполняют оба колеса, смонтированные на одной оси. Размеры ходовых колес рельсовой машины могут отличаться в пределах допуска на изготовление, следовательно, при прохождении машиной некоторого фиксированного расстояния углы поворота колес одной оси окажутся разными. В результате возникнет упругая деформация кручения трансмиссионных валов, появятся и будут расти моменты сил упругости. В контакте ходового колеса с рельсом возникает сила трения,



Рис. 2. Кинематическая схема механизма передвижения рельсовой машины:

1 — электродвигатель; 2 и 3 — ходовые колеса; 4 — редуктор



Рис. 3. Расчетная динамическая схема механизма передвижения рельсовой машины

максимальное значение которой определяется коэффициентом трения скольжения покоя. При достижении момента упругих сил в трансмиссии, превышающего максимальную силу трения (силу сцепления), происходит разрыв фрикционной связи в системе "колесо-рельс", сопровождающийся проскальзыванием колеса относительно рельса, которое периодически повторяется. Движение машины в этом случае сопровождается фрикционными автоколебаниями, что, очевидно, является следствием избыточной фрикционной связи. Знакопеременные нагрузки, вызываемые автоколебаниями, ускоряют изнашивание и усталостные деформации деталей трансмиссии. Перегрузки, возникающие в ходовой части, вызывают сильный перегрев обмоток электродвигателя, что значительно сокращает срок его службы. Все это отрицательно сказывается на эксплуатационной надежности электропривода машины.

Для описания движения неподрессоренной рельсовой машины и анализа динамических процессов в трансмиссии рассмотрим один из симметрично расположенных приводов механизма передвижения. Расчетную динамическую схему механизма представим в виде трехмассовой замкнутой системы с безынерционными (невесомыми) упругими связями (рис. 3). Все параметры системы: моменты инерции  $J_1, J_2, J_3$  соответственно ротора электродвигателя, левой и правой частей привода; коэффициенты  $c_{12}$ ,  $c_{13}$  жесткости; коэффициенты  $b_{12}$ ,  $b_{13}$  диссипативных сопротивлений валов трансмиссии; координаты и нагрузки (см. рис. 1, где x — координата поступательного движения машины), имеющие отношение к вращательному движению, приведены к оси вращения колесной пары 2—3 [2];  $\varphi_1$  — приведенный угол поворота ротора электродвигателя;  $\varphi_2$  и  $\varphi_3$  — углы поворота соответственно левого и правого ходовых колес. Валы считаются невесомыми упругими связями, масса которых приводится к оси вращения ходовых колес.

Движение машины теоретически возможно в режимах, когда нет проскальзывания колес относительно рельсов и когда одно или оба колеса проскальзывают, на практике периодическое проскальзывание происходит на менее нагруженном в данный момент колесе. Из-за периодического разрыва и восстановления фрикционной связи в системе "колесо-рельс" и возможной потери контакта колеса с рельсом механизм передвижения рельсовой машины представляет собой систему переменной структуры. Действительно, при проскальзывании колеса сила трения в контакте колеса с рельсом несколько меньше, чем при его отсутствии, поскольку коэффициент трения покоя больше кинематического коэффициента трения, т. е. нагрузка на колесо будет изменяться в зависимости от режима движения машины. При отрыве колеса от рельса резко меняется вертикальная нагрузка на остальные колеса. Соответственно будет изменяться и система дифференциальных уравнений движения рельсовой машины, составленная для анализа динамических процессов в трансмиссии привода.

При математическом описании движения системы считаем, что вертикальная нагрузка на каждое колесо — величина постоянная (отрыв колеса от рельса в данном случае не рассматривается), рельсовый путь абсолютно жесткий, коэффициент трения скольжения изменяется скачкообразно в зависимости от режима движения машины. При таких допущениях система дифференциальных уравнений в общей форме имеет вид:

$$J_{1}\frac{d^{2}\varphi_{1}}{dt^{2}} = a - b\frac{d\varphi_{1}}{dt} - b_{12}\left(\frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{2}}{dt}\right) - b_{13}\left(\frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{3}}{dt}\right) - c_{12}(\varphi_{1} - \varphi_{2}) - c_{13}(\varphi_{1} - \varphi_{3});$$

$$J_{2}\frac{d^{2}\varphi_{1}}{dt^{2}} = b_{12}\left(\frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{2}}{dt}\right) - c_{12}(\varphi_{1} - \varphi_{2}) + M_{02}; (2)$$

$$J_{3}\frac{d^{2}\varphi_{1}}{dt^{2}} = b_{13}\left(\frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{3}}{dt}\right) - c_{13}(\varphi_{1} - \varphi_{3}) + M_{03};$$

$$m\frac{d^{2}x}{dt^{2}} = F_{2} + F_{3}.$$

Здесь  $M_1 = a - b \frac{d\varphi_1}{dt}$  — развиваемый электродвигателем момент движущих сил (статическая характеристика), приведенный к оси вращения колес;  $M_{12} = c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2)$  и  $M_{13} = c_{13}(\varphi_1 - \varphi_3)$  — приведенные моменты сил упругости валов трансмиссии;  $c_{12}$  и  $c_{13}$  — приведенные жесткости валов трансмис-

сии при кручении;  $b_{12}\left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt}\right)$  и  $b_{13}\left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_3}{dt}\right)$  — приведенные моменты сил диссипативных сопротивлений, учитывающие рассеяние энергии в результате внутреннего трения частиц материала;  $b_{12}$  и  $b_{13}$  — приведенные коэффициенты диссипативных сопротивлений;  $M_{02}$  и  $M_{03}$  — моменты сил реакций, действующих на ходовые колеса 2 и 3 со стороны рельсов;  $F_2$  и  $F_3$  — силы трения в зоне контакта колес с рельсами; m — масса исследуемой системы (принимается равной половине массы машины, так как уравнения составляются для расчетной схемы, моделирующей один из двух идентичных приводов).

Момент  $M_{02}$  реакции и силу  $F_2$  трения, учитывающие возможность проскальзывания колеса относительно рельса, можно определить по формулам:

$$M_{02} = \begin{cases} -b_{12} \left( \frac{\mathrm{d}\varphi_1}{\mathrm{d}t} - \frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t} \right) - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + J_2 \frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t} \\ & \Pi \mathrm{pu} \ v_{20} = 0 \ \mathrm{u} \ f_0 P_2 r_2 > |M(F_2)|; \\ -P_2 [k + f_0 r_2 \mathrm{sgn} \ M(F_2)] \\ & \Pi \mathrm{pu} \ v_{20} = 0 \ \mathrm{u} \ f_0 P_2 r_2 = |M(F_2)|; \\ -P_2 (k - f_k r_2 \mathrm{sgn} v_{20}) \ \Pi \mathrm{pu} \ v_2 \neq 0; \end{cases}$$
(3)
$$\left\{ \frac{M(F_2)}{r_2} \ \Pi \mathrm{pu} \ v_{20} = 0 \ \mathrm{u} \ f_0 P_2 r_2 > |M(F_2)|; \\ \right\}$$

$$F_{2} = \begin{cases} f_{0}P_{0}\operatorname{sgn} M(F_{2}) \operatorname{при} v_{20} = 0 \\ \operatorname{H} f_{0}P_{0}r_{2} = |M(F_{2})|; \\ f_{k}P_{2}\operatorname{sgn} v_{20} \operatorname{прu} v_{20} \neq 0. \end{cases}$$
(4)

Здесь  $v_{20} = \frac{dx}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt}r_2$  — абсолютная скорость проточки контакта колеса с рельсом или скорость проскальзывания (контакт предполагается точечным);  $f_0$  и  $f_k$  — коэффициенты трения при отсутствии и наличии проскальзывания колеса; k — коэффициент трения качения;  $r_2$  — радиус ходового колеса 2;  $P_2$  — вертикальная нагрузка, действующая на ось колеса (принята постоянной);  $M(F_2)$  — момент касательных составляющих реакций на колесо 2 (момент силы трения), определяется по формуле

$$M(F_{2}) = b_{12} \left( \frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{2}}{dt} \right) + c_{12}(\varphi_{1} - \varphi_{2}) - kP_{2} - J_{2} \frac{d^{2}\varphi_{2}}{dt^{2}}.$$
 (5)

Формулы для определения  $M_{03}$  и  $F_3$  аналогичны формулам (3) и (4). Практически по вышеуказанным причинам проскальзыванию подвержено одно из колес пары, менее нагруженное вертикальными усилиями или имеющее в приводе вал с большей жесткостью, что возможно при несимметричном расположении электродвигателя в приводе.

Рассмотрим, как изменяются приведенные выше дифференциальные уравнения в системах (3) и (4) в зависимости от режима движения рельсовой машины. Первые уравнения систем остаются неизменными при любых режимах движения машины, устанавливаемых при составлении расчетной динамической схемы и математическом описании движения системы. Первый режим — движение без проскальзывания колес:  $v_{20} = 0$ , т. е. абсолютная скорость точки контакта колеса с рельсом равна нулю. Предельное значение момента  $f_0 P_2 r_2$  силы трения значительно превышает абсолютное значение момента  $M(F_2)$  (5), что предотвращает проскальзывание колеса. Переменные  $M_{02}$  и  $F_2$  ( $M_{03}$ ,  $F_3$ ) определяются первыми уравнениями в формулах (3) и (4). Очевидно, что вторые и третьи уравнения систем вырождаются в тождества, а переменные  $\varphi_2$ и ф3 определяются интегрированием кинематиче-

ских соотношений  $\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\varphi_2}{\mathrm{d}t}r_2$  и  $\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} = \frac{\mathrm{d}\varphi_3}{\mathrm{d}t}r_3$ .

Второму режиму движения машины соответствует равенство  $|M(F_2)| = f_0 P_2 r_2$ , когда абсолютное значение действующего на колесо момента M(F<sub>2</sub>) достигает предельного значения момента  $f_0 P_2 r_2$  силы трения. Переменные  $M_{02}$  и  $F_2$  ( $M_{03}$ ,  $F_3$ ) определяются вторыми уравнениями в системах (3) и (4). В первых двух режимах машина движется без проскальзывания колес, т. е. фрикционные связи не нарушаются. При дальнейшем движении машины разница между обобщенными координатами φ<sub>1</sub> и φ<sub>2</sub> увеличится, вследствие чего момент  $M(F_2)$  превысит величину  $f_0 P_2 r_2$ , что приведет к разрыву фрикционной связи на колесе 2 и его проскальзыванию (третий режим движения машины). Абсолютная скорость точки контакта колеса с рельсом не равна нулю:  $v_{20} \neq 0$ , переменные  $M_{02}$  и  $F_2$  определяются третьими уравнениями в системах (3) и (4).

Система дифференциальных уравнений (2) движения решена с использованием данных о механизме передвижения рельсовой грузоподъемной



Рис. 4. Графики изменения динамических нагрузок в трансмиссии передвижения рельсовой машины

машины для загрузки шихты в мартеновские печи. Расчетная динамическая схема механизма показана на рис. 3. Решение системы уравнений (2) получено в численном виде для приведенных моментов  $M_{12}^R$  и  $M_{13}^R$  упругих сил, включающих в себя диссипативные составляющие:

$$M_{12}^{R} = c_{12}(\varphi_{1} - \varphi_{2}) + b_{12} \left( \frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{2}}{dt} \right);$$
$$M_{13}^{R} = c_{13}(\varphi_{1} - \varphi_{3}) + b_{13} \left( \frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{3}}{dt} \right).$$

На рис. 4 приведены графики изменения моментов  $M_{12}^R$  (линия 1) и  $M_{13}^R$  (линия 2), построенные по численным результатам решения. С течением времени моменты сил упругости увеличиваются до значений, превышающих предельный момент силы трения, с дальнейшим их уменьшением в результате ослабления (релаксации) напряженного состояния деформируемых деталей привода, вызванного проскальзыванием колеса. Изменение моментов при движении рельсовой машины периодически повторяется, т. е. в приводе механизма передвижения происходит релаксационный автоколебательный процесс. Момент сопротивления движению данной машины, приходящийся на одну колесную пару, не превышает 1,1 кН · м. Очевидно, что средний момент сил упругости многократно превышает момент сил сопротивления движению.

Экспериментально полученные моменты сил упругости в трансмиссионных валах подобной рельсовой машины, приведенные в работе [3], близки к моментам, определенным при решении системы дифференциальных уравнений движения машины, составленных в предположении, что вертикальные нагрузки на колеса постоянны. В реальной системе эти нагрузки переменные, и определить истинный характер их изменения для неподрессоренной рельсовой машины практически невозможно. Поэтому численные изменения моментов сил упругости в трансмиссионных валах работающей на производстве машины носят более спонтанный характер [3], чем показано на рис. 4.

Необходимо отметить, что при экспериментах [3] датчики для записи данных устанавливали на быстроходных валах, соединяющих электродвигатель с ведущим зубчатым колесом первой ступени редуктора. Следовательно, определяли истинные моменты сил упругости в быстроходных трансмиссионных валах, а при решении дифференциальных уравнений (2) вычисляли моменты сил упругости, приведенные к оси вращения колес 2 и 3, доминирующая составляющая которых формируется именно на быстроходном участке, ввиду большей его податливости по сравнению с другими участками. Это следует учитывать при сравнении моментов сил упругости. Изменения крутящих моментов осей и скорости проскальзывания колес подтверждены осциллограммами, записанными при движении рельсовой транспортной машины в реальном эксплуатационном режиме, т. е. подтверждено наличие автоколебаний в приводе механизма передвижения [4].

Проведенные расчеты показали, что основная причина возникновения большой динамической нагрузки в приводе — статическая неопределимость механизма передвижения рельсовой машины, вызванная наличием пассивных связей в его структуре. Для снижения нагрузки на детали привода прежде всего необходимо устранить статическую неопределимость механизма передвижения [5]. Для устранения пассивной (избыточной) связи опорного механизма раму следует выполнить из двух частей, каждая из которых имеет по три опоры. Это позволит равномерно распределить и стабилизировать вертикальную нагрузку на колеса. Полученная система адаптируется к неровностям пути и гарантирует постоянный контакт ходовых колес с рельсами. Механизму передвижения следует добавить одну степень свободы, которая позволит колесам одной оси вращаться независимо друг от друга. Фрикционная связь, наложенная на второе соосное колесо, не будет избыточной. Разница размеров колес и, следовательно, разные углы их поворота не будут способствовать периодическому формированию в трансмиссионных валах дополнительной нагрузки. Моменты сил упругости, действующие на колеса, будут практически равны между собой. Проскальзывание колес в этом случае возможно только при недостаточном коэффициенте трения скольжения, что может быть вызвано случайным фактором, например попаданием смазочного материала на поверхность качения.

Предлагаемое изменение кинематической схемы механизма передвижения несколько усложнит конструкцию рельсовой машины, но позволит исключить из механизма замкнутые контуры звеньев, формирующие дополнительную нагрузку. Таким образом, устранение статической неопределимости механизма передвижения возможно.

Дифференциальные уравнения движения для статически определимого механизма передвижения рельсовой машины имеют вид:

$$J_{1}\frac{d^{2}\varphi_{1}}{dt^{2}} = a - b\frac{d\varphi_{1}}{dt} - 2b_{12}\left(\frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{2}}{dt}\right) - 2c_{12}(\varphi_{1} - \varphi_{2})_{1};$$

$$\left(J_{2} + J_{3}\frac{r_{2}^{2}}{r_{3}^{2}} + mr_{3}^{2}\right)\frac{d^{2}\varphi_{2}}{dt^{2}} = b_{12}\left(\frac{d\varphi_{1}}{dt} - \frac{d\varphi_{2}}{dt}\right)\left(1 + \frac{r_{2}}{r_{3}}\right) + 2c_{12}(\varphi_{1} - \varphi_{2})\left(1 + \frac{r_{2}}{r_{3}}\right) - k\left(P_{2} + \frac{r_{2}}{r_{3}}P_{3}\right).$$

Уравнения системы составлены при условии отсутствия проскальзывания колес, т. е. с учетом кинематических соотношений  $\frac{dx}{dt} = \frac{d\phi_2}{dt}r_2$  и  $\frac{dx}{dt} = \frac{d\phi_3}{dt}r_3$ .

Система полученных линейных дифференциальных уравнений движения также решена относительно момента  $M_{12}^R$  сил упругости с учетом диссипативной составляющей. Зависимость 3 на рис. 4 показывает, что максимальный момент  $M_{12}^R$  достигается в самом начале движения, когда ротор электродвигателя начал вращение, а ходовые колеса практически неподвижны, т. е. закручивание трансмиссионных валов в данном случае вызывается не различием углов поворота ходовых колес, как в нелинейной системе, а инертностью самой машины.

При дальнейшем движении момент  $M_{12}^R$  уменьшается и стабилизируется. Возможны небольшие колебания момента сил упругости с частотами собственных колебаний системы.

Эксплуатация опытных экземпляров мостовых кранов с составной рамой, позволяющей стабилизировать вертикальные нагрузки на колеса, показала значительное уменьшение потребляемой электроэнергии и износа деталей ходовой части кранов [6].

На предприятиях, эксплуатирующих подобные рельсовые машины, предпринимались попытки модернизации механизма передвижения без существенного изменения его конструкции. Например, путем увеличения размеров несущих деталей с целью повышения их прочности ("Карметкомбинат", Казахстан) и установкой индивидуального электропривода на каждом из четырех колес ("Криворожсталь", Украина). В обоих случаях не удалось достичь требуемого результата, причем при инди-

### Использование свойств граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости в технологии машиностроения

Рассмотрены процесс образования мультимолекулярного граничного слоя вязкой несжимаемой жидкости на стенке капилляра и его свойство оказывать упругое сопротивление сдвиговым усилиям потока.

Ключевые слова: граничный слой, облитерация, перколяция, когезия.

The formation process of multi-molecular boundary layer of a viscous incompressible fluid on the capillary wall and its property to put up the elastic resistance to shearing forces of the stream-flow is considered.

Keywords: boundary layer, silting, percolation, cohesion.

Молекулярные связи в технологических процессах машиностроения. Исследование молекулярных связей, возникающих при адгезии частиц ламинарного потока вязкой несжимаемой жидкости (ВНЖ) к стенке капилляра, имеет важное значение в развитии молекулярной технологии.

Возможность формирования на поверхности твердого тела молекулярных граничных слоев жидкости, обладающих прочностью к сдвиговым нагрузкам, и исследование свойств жидкости, обусловливающих послойную укладку молекул ламинарного потока в виде неподвижных слоев в случае облитерации капилляра, представляют большой научный и практический интерес для нанотехнологий. Молекулярным связям, которые проявляются как силы адгезии и когезии, долгое время не придавали должного значения. Неполнотой исследования ван-дер-ваальсовых сил притяжения, проявляющихся как силы когезии и адгезии, объясняется отсутствие теории прилипания частиц ламинарного потока жидкости к поверхности твердого тела и физической модели, описывающей зону действия сил адгезии поверхностных молекул твердого тела на частицы потока жидкости.

В работах [1, 2] показано, что зона адгезионного взаимодействия жидкости и твердого тела распространяется на глубину до 100 мкм. Вопрос о толщине прилипшего слоя ВНЖ до сих пор остается открытым. Так, в работе [3] указано, что на поверхности кварца при облитерации капилляра вода может образовывать граничный слой толщиной 0,09 мкм, т. е. наблюдается образование мультимолекулярных неподвижных слоев ВНЖ на поверхности твердого тела, толщина которых отличается от ньютоновского монослоя на три порядка. Иными словами, на твердой поверхности образуются более 2700 условных слоев ВНЖ, которые неподвижны вследствие адгезии микрочастиц поверхности твердого тела. При этом в работе [3] утверждается, что облитерация обусловлена тривиальным засорением капилляров твердыми примесями или газовыми пузырьками. На самом деле процесс закрытия капиллярных или поровых каналов технических систем может быть обусловлен либо механической причиной — засорением просвета капилляра примесями, либо физическим фактором облитерацией стенки капилляра ВНЖ. Однако механическая причина более очевидна, чем основная – образование мультимолекулярных неподвижных слоев ВНЖ, обездвиженной силами адгезии микрочастиц стенки капилляра. Кроме того, исследования основной причины осложняются микро-

#### 

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 22)

видуальном приводе колес расход электроэнергии повысился в 3÷4 раза.

Очевидно, что только устранение избыточных связей в механизме передвижения рельсовой машины, т. е. существенное изменение конструкции механизма, позволит значительно снизить нагрузки на несущие детали привода и повысить эксплуатационную надежность машины.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кожевников С. Н. Основания структурного синтеза механизмов. Киев: Наукова думка, 1979. 232 с.

2. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев: Наукова думка, 1986. 288 с. 3. Гроховский А. Г., Иваченко Ф. К. Эксплутационные нагрузки напольной завалочной машины грузоподъемностью 15 тонн // Динамика крупных машин. М.: Машиностроение, 1969. С. 256—263.

4. **Хироцу Т., Касай С., Такая Х.** Автоколебания при проскальзывании в механизме привода параллельного карданного типа для рельсовых транспортных средств с электрической тягой // Журнал "Нихон кикай гаккай ромбунсю, Trans. Jap. Soc. Mech. Eng". 1986. Т. 52. № 483. С. 2843—2849.

5. А. с. 31164198 СССР: Тележка подъемно-транспортного средства.

6. Попов Г. П. Эксплуатационные свойства статически определимых кранов // Тр. ВНИИПТМАШ. М.: ВНИИПТМАШ, 1970. Вып. 1(96). С. 161–169. скопичностью изменения толщины неподвижного граничного слоя и отсутствием метода выявления этого изменения, а неразличимость молекул ламинарного потока жидкости и молекул неподвижного граничного слоя не позволяет определить толщину пристенного слоя прямым измерением. Поэтому задача исследования основной причины закрытия просвета капилляра даже не ставилась.

В связи с этим в работах [1, 2] была представлена оригинальная методика, позволяющая установить основную причину облитерации капилляра ВНЖ, тщательно очищенной от примесей.

Исследование сдвиговой прочности граничного слоя воды [1, 2] аналогично гидродинамическим опытам О. Рейнольдса по определению существования ламинарного и турбулентного течений, а также опытам по установлению закона фильтрации А. Дарси. Так, с учетом принципов действия лабораторных установок Рейнольдса, Дарси и приборов, используемых в физике и физической химии, был создан оригинальный прибор с горизонтальным расположением капилляра, который позволяет: 1) определять энергию связи молекулы воды на "поверхности" граничного слоя, обездвиженного силами адгезии поверхностных молекул стенки капиллярной трубки; 2) регистрировать процесс укладки частиц ламинарного потока ВНЖ в виде упорядоченных неподвижных слоев на стенке капилляра. В качестве мерного сосуда постоянной и малой вместимости использовали каплю [4]. Измерение времени наполнения объема капли дало возможность определить уменьшение объемного расхода ВНЖ в долях микролитра и выявить временную зависимость расхода, которая характеризует микроскопическое увеличение толщины неподвижного граничного слоя жидкости, а также установить переход ламинарного течения ВНЖ при числе Рейнольдса 6,3 в новый (особый) вид ламинарного течения, при котором наблюдается прилипание частиц ламинарного потока жидкости к стенке капилляра, в результате чего на ней образуются мультимолекулярные неподвижные слои. Кроме того, было установлено [4]: 1) быстрота наполнения мерного сосуда пропорциональна изменению площади просвета капилляра; 2) зависимость расхода от времени подчиняется линейному и показательному законам (этому имеется аналогия: в практике наибольшее применение получили два закона изменения массы [5]); 3) переход микропроцессов внутреннего трения в макропроцесс облитерации капилляра происходит в течение 1 ч, что сходно с продолжительностью микропроцессов в клетках биологических систем [6].

С помощью этого прибора впервые было получено значение энергии связи молекулы воды на "поверхности" граничного слоя — 0,059 эВ на молекулу, что на 0,003 эВ меньше энергии фазового перехода льда в жидкое состояние и на 0,02 эВ

больше разрушающей тепловой энергии. Найденное значение находится в диапазоне  $0,01\div 0,1$  эВ, т. е. соответствует опубликованным данным для ван-дер-ваальсовых сил. Кроме того, согласно анализу в работах [1, 2], открытая в 1922 г. Р. Вильсоном и Д. Бернардом облитерация капилляров ВНЖ, тщательно очищенной от примесей, в технических системах гидроавтоматики [7] характеризуется особым видом ламинарного течения ВНЖ. На основании измерений с помощью данного прибора в работах [1, 2] показано, что обобщение разрозненных сведений из гидромеханики, теории перколяции и теории пограничного слоя способствует лучшему пониманию гидродинамических процессов вблизи поверхности твердого тела при обтекании его жидкостью. При этом теорию размерностей использовали как метод качественного анализа облитерационого явления в капиллярах.

Таким образом, получены результаты, полезные для практического использования. Например, опыты по разрушению ультразвуком неподвижного пристенного слоя пропиточной жидкости в капиллярных каналах изоляции якорей тяговых электродвигателей локомотивов позволили разработать эффективный способ пропитки обмоток электрических машин [8, 9].

Функции граничного слоя ВНЖ в технологических процессах. Исследование механизма возникновения сил когезии между микрочастицами ламинарного потока ВНЖ и ее неподвижного граничного слоя важно для разработки эффективных методов устранения причин возникновения облитерации, приводящей к прекращению течения рабочей жидкости через капилляры технических устройств.

Образование мультимолекулярных неподвижных слоев ВНЖ (воды) толщиной около 100 мкм наблюдалось в опытах, проведенных с помощью разработанного прибора [4]: "сдвиговая прочность" граничного слоя воды была обнаружена на расстоянии порядка  $10^{-4}$  м, т. е. сравнительно с размером молекулы воды адгезионное воздействие микрочастиц поверхности твердого тела на частицы жидкости распространяется на громадное расстояние.

Свойство неподвижного граничного слоя ВНЖ в капилляре оказывать сопротивление сдвиговым усилиям протекающей жидкости в работах [1, 2] объясняется, во-первых, силами притяжения Вандер-Ваальса (когезии), которые действуют между молекулами жидкости, находящимися в пристенном слое, а во-вторых, наноразмерным эффектом воздействия сил Ван-дер-Ваальса микрочастиц стенки капилляра на прилегающие слои жидкости (зона действия сил адгезии твердого тела).

Отдельные микрочастицы под действием сил притяжения Ван-дер-Ваальса образуют комплексы (группы), из которых состоит молекулярное твердое тело [5]. Типичными примерами молекулярных твердых тел являются органические вещества. Для нанотехнологических процессов важен механизм самосборки, самоорганизации биоструктур, в результате которого происходит формирование клеток организмов. Вероятно, механизм возникновения особого вида ламинарного течения ВНЖ схож с процессами самосборки биологических молекул.

В уравнениях гидромеханики, описывающих силовое взаимодействие потока жидкости с поверхностью твердого тела, не рассматривались силы адгезии частиц потока с микрочастицами поверхности твердого тела (описать микропроцессы адгезии жидкости и твердого тела можно, не используя понятие физического поля, т. е. поля электрических сил). Поэтому в теории пограничного слоя граничное условие силового воздействия микрочастиц стенки капилляра на течение ВНЖ принято в терминах скорости движения частиц потока жидкости, равной нулю. В работах [1, 2] это рассмотрено с позиции физики адгезионного взаимодействия жидкости с поверхностью твердого тела. При этом в рамках механистической концепции сформулированы представления и подходы, необходимые описания адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока с микрочастицами стенки капилляра. Уравнения Навье-Стокса являются теоретической основой решения задачи, но в исходном состоянии они отражают микроскопический процесс адгезии частиц ламинарного потока жидкости со стенкой капилляра в неявном виде. Следует отметить, что операционный метод описания движения ВНЖ является адекватным математическим аппаратом, описывающим сплошную среду, т. е. предназначен для решения многоточечной задачи. Поэтому переход с позиции квазиконтинуальной теории к решению одноточечной задачи описания движения частицы ламинарного потока жидкости в случае облитерации капилляра потребовал замены дифференциальных уравнений течения ВНЖ их алгебраическим выражением, т. е. уравнением расхода Гагена-Пуазейля.

Такой подход можно реализовать, во-первых, при переходе от решения внешней задачи гидромеханики к решению внутренней задачи, во-вторых, при переходе с операционного метода рассмотрения движения частиц потока в уравнениях Навье— Стокса к их алгебраическому выражению в форме уравнения расхода жидкости Гагена—Пуазейля, которое содержит необходимые для анализа кинематическую (расход), физическую (вязкость) и геометрические (длина и радиус капилляра) характеристики течения жидкости по трубке круглого сечения. При этом задача описания микроскопического процесса адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока жидкости и микрочастиц поверхности стенки капиллярной трубки потребовала преобразования уравнения расхода жидкости Гагена—Пуазейля с учетом теории протекания (перколяции).

Это преобразование заключается во вводе множителя, равного 0,16, в соответствии с теорией перколяции в новые члены модифицированного уравнения, отражающие физику анализируемого адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока жидкости со стенкой капилляра и новые факторы, обнаруженные посредством замены кинематической характеристики потока (объемного расхода жидкости) динамической характеристикой (силой динамического давления потока).

Экспериментальные исследования, подтвердившие теоретические положения работ [1, 2], позволили установить существование нового вида ламинарного течения жидкости. Нарушение закономерности, описываемой уравнением расхода Гагена-Пуазейля, в случае облитерации капилляра обусловлено тем, что вблизи верхней границы ползучего течения (ограничено числом Re ≈ 5) наблюдается ранее неизвестный режим течения жидкости, характеризуемый укладкой молекул ламинарного потока в виде неподвижных слоев на стенке капилляра. При расходе 1 мкл/с был определен переход ламинарного течения в новый вид, характеризующийся утолщением неподвижного граничного слоя (число Рейнольдса составляет 6,3), т. е. прилипанием частиц ламинарного потока к неподвижному граничному слою. В работах [1, 2] он назван особым видом ламинарного течения ВНЖ.

Следует отметить, что энергия связи молекулы жидкости, находящейся в неподвижном граничном слое, определяется в соответствии с теорией твердого тела для задачи о кристалле, которая сводит многочастичную задачу к одночастичной (согласно этой теории переход к одночастичному решению является единственно возможным [5]).

Теоретическое исследование адгезионного взаимодействия частиц ламинарного потока с микрочастицами поверхности твердого тела показало, что на мезоскопическом расстоянии от твердых границ геометрические свойства пространства микрочастиц твердого тела, обусловленные дискретностью атомно-молекулярной структуры вещества, при действии контактных сил проявляются в виде постоянной величины, равной 6,3. Обратная ей величина  $1/6,3 \approx 0,16$  получена в результате опытов в области теории перколяции, которые внесли существенный вклад в раскрытие новых, ранее неизвестных закономерностей поведения жидкости в зоне действия сил адгезии на стенки капилляра. Проведенные исследования предполагают возможность применения сформулированных теоретических положений при создании новых технологий.

Г. И. БОНДАРЕВА, канд. техн. наук (ФГОУ ВПО "МГАУ им. В. П. Горячкина"), e-mail: boss2569@yandex.ru

# Повышение долговечности рабочих органов бетоносмесителей

Исследовано изнашивание рабочих органов и их влияние на работоспособность бетоносмесителей. Рассмотрены способы повышения долговечности рабочих органов.

**Ключевые слова:** бетоносмесители, рабочие органы, изнашивание, долговечность, ресурс.

The wear of the driven elements and their influence on the concrete mixers performances has been studied. The methods of durability enhancement of the driven elements have been considered.

**Keywords:** concrete mixers, driven elements, wear, durability, service life.

Работоспособность бетоносмесительных машин зависит от износа их рабочих органов (PO), применительно к которым вопросы теории и практики конструкционной износостойкости являются новым направлением повышения их долговечности и качества [1, 2]. Эту проблему можно решить путем исследования динамики их изнашивания. В дорожно-строительной отрасли данная проблема решается в основном подбором материалов повышенной износостойкости [3], что может несколько повысить ресурс быстро изнашиваемых деталей, уменьшить скорость изнашивания, однако не дает значительных результатов. Экономически целесообразно использовать еще и конструктивные способы.

Наибольшее влияние на работу бетоносмесителей оказывает повышенное ударно-абразивное изнашивание РО — лопастей (лопаток), футеровочных материалов корпусов [4], особенно при повышенных режимах работы (давлении, температуре, скорости, производительности и др.).

Для существующих конструкций бетоносмесителей затраты на ремонт в результате износа их деталей являются определяющими в общей сумме эксплуатационных расходов. Эксплуатация оборудования для производства строительных материалов [5, 6] показала, что простои на ремонт по техническим причинам составляют 45÷48 % от общих простоев, трудоемкость ремонта — 38÷41 % от общей трудоемкости ремонтов в год, годовые затраты на ремонт и замену изношенных РО (лопаток, лопастей) и листов бронефутеровки (далее футеровка) емкостей достигают 35÷40 % и более от стоимости бетоносмесителя. Основными причинами недостаточной их долговечности помимо работы в ударно-абразивной среде являются низкая конструкционная надежность, отсутствие рекомендаций, учитывающих характер и динамику изнашивания.

Следует различать износостойкость материала и износостойкость РО (детали) или конструкционную износостойкость. При прочих равных условиях износостойкость материала зависит от его свойств, а конструкционная износостойкость детали определяется еще и конструктивно-эксплуатационными параметрами.

Наиболее распространенным способом повышения долговечности быстроизнашивающихся деталей является применение износостойких материалов [7] либо упрочнение рабочих поверхностей при изготовлении или восстановлении в ходе эксплуатации [6]. Ресурсосберегающие технологии позволяют повысить производительность машин до 40 % и более [9] за счет сокращения ремонтных работ. При определении эффективности материаловедческих методов повышения долговечности

#### 

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 27)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ванчиков В. Ц. Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 167 с.

2. Ванчиков В. Ц. Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: Дис. ... канд. техн. наук. Улан-Удэ. 2001. 130 с. Машинопись.

3. Поляев В. М., Майоров В. А., Васильев Л. Л. Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988. 168 с.

4. Пат. на полезную модель: 72764 Рос. Федерации: МПК G 01N13/00, B05D 7/04. Устройство определения силы адгезии жидкости и твердого тела.

5. Карякин Н. И., Быстров К. Н., Киреев П. С. Краткий справочник по физике. М.: Высшая школа, 1964. С. 64. С. 478.

6. Романовский Ю. М., Степанова Н. В., Чернавский Д. С. Что такое математическая биофизика. М.: Просвещение, 1971. С. 112.

7. Wilson R. E., Barnard D. P. // Automative Engeneers. 1922. № 14. P. 692.

8. Коновалов Е. Г. Ультразвуковой капиллярный эффект // Открытия в СССР. М.: ЦНИИПИ, 1973. С. 16—18.

9. А. с. 1197013 СССР. Способ пропитки обмоток электрической машины.

10. Ванчиков А. В., Ванчиков В. Ц. Анализ публикаций по использованию технологических возможностей управления граничным слоем жидкости // Вестник машиностроения. 2011. № 8. С. 40—44.



**Рис. 1. Стенды для ресурсных испытаний:** *а* – БСМ 26-0,5; *б* – БСМ "ELBA"



**Рис. 2. Схема измерения износа лопаток БСМ:** длина заготовки: 3454 мм по *A*—*A*; 3077,2 мм по *B*—*B*; 2700,4 мм по *C*—*C*; длина полулопасти: 710 мм по *A*—*A*; 632 мм по *B*—*B*; 555 мм по *C*—*C* 

следует учитывать наличие необходимого оборудования. Рациональные конструктивно-эксплуатационные параметры [4, 5] следует определять с учетом динамики изнашивания деталей [5, 6]. Динамику изнашивания РО лотковых одновальных бетоносмесителей отечественного (СБ-146, БСМ 26-0,5, БСМ 26-1,0) и зарубежного (БСМ "ELBA") производства (рис. 1, *a*, *б*) исследовали на базе ФГУП 26 ЦНИИ МО РФ и НПО "Эллипс".

Результаты комплексных испытаний бетоносмесителей в реальных условиях эксплуатации позволили выявить элементы, наиболее подверженные износу и отказам (табл. 1). Наиболее изнашиваемыми элементами, лимитирующими ресурс бетоносмесителей, являются: РО — лопасти (лопатки) ( $B_6$ ); листы футеровки емкости ( $B_7$ ); шиберная заслонка разгрузочного устройства ( $B_8$ ). Износ рабочих элементов в значительной степени определяют их конструктивные параметры и прежде всего форма рабочих поверхностей.

Динамику изнашивания и характер износа рабочих элементов устанавливали по результатам машинного эксперимента. Для испытаний использовали бетонорастворимые смеси (БРС), форма зерен в которых была близка к тетраидальной и кубической, что в условиях строительного производства обеспечивает большую прочность и долговечность смесей. По разработанным методикам диагностирования [7] механизма перемешивания через определенные интервалы времени при работе бетоносмесителя на различных смесях и режимах измеряли толщину  $(h_{\rm II})$  лопаток и зазор  $(c_{\rm II})$  между лопатками и листами футеровки емкости, толщину футеровки по длине  $(h_1)$  емкости и на торцах  $(h_2)$ , толщину  $(h_3)$  листа футеровки на шиберной заслонке разгрузочного устройства, зазор  $(c_{\rm III})$  между шибером и емкостью. По результатам измерений лопаток (рис. 2 и табл. 2) построены годографы изнашивания (рис. 3, *a*, *б*).

Таблица 1

Среднестатистические данные по наиболее подверженным износу и отказам элементам бетоносмесителя

Элемент (обозначение)	Весовая оценка $q_i$
Электродвигатель привода ( <i>B</i> <sub>1</sub> )	0,0550
Ременная передача привода (В2)	0,0709
Редуктор привода (В <sub>3</sub> )	0,0613
Цепная передача привода (В4)	0,1438
Держатели рабочих органов( <i>B</i> <sub>5</sub> )	0,0696
Рабочие органы — лопатки (В <sub>6</sub> )	0,1732
Листы футеровки (В7)	0,1661
Шиберная заслонка разгрузочного устройства (В <sub>8</sub> )	0,1508
Реле управления и контроля системы автоматики ( <i>B</i> <sub>9</sub> )	0,0441
Контакторы и концевые выключатели автоматики $(B_{10})$	0,0652

Таблица 2

Результаты измерений изношенных лопаток бетоносмесителей (см. рис. 2)

Политопости	Плино		Сечение						
Полулопасть	длина	1-1	2-2	3—3	4—4	5-5			
Первая левая	A—A B—B C—C	1,65 2,25 2,55	5,55 6,75 8,05	4,95 5,15 5,95	2,65 3,85 5,55	0,95 1,95 3,65			
Вторая левая	A—A B—B C—C	3,55 5,75 6,35	4,55 6,15 5,25	4,75 5,85 5,55	3,05 6,15 6,45	2,65 4,05 7,05			
Третья левая	$\begin{array}{c} A - A \\ B - B \\ C - C \end{array}$	2,65 5,05 7,25	3,10 6,05 6,45	2,20 5,50 5,75	1,45 5,25 4,85	0,85 4,25 4,85			
Четвертая левая	A—A B—B C—C	0,75 3,60 4,65	2,35 4,25 4,85	4,10 5,55 6,05	2,70 4,85 7,45	6,05 7,35 7,50			
Первая правая	$\begin{array}{c} A - A \\ B - B \\ C - C \end{array}$	0 1,85 3,65	3,15 6,25 6,15	3,15 6,25 5,75	3,35 4,60 5,55	2,15 4,15 5,95			
Вторая правая	$\begin{array}{c} A - A \\ B - B \\ C - C \end{array}$	2,85 0,65 0	2,05 3,25 5,45	2,65 5,05 6,65	2,75 5,85 6,35	1,65 5,05 6,35			
Третья правая	$\begin{array}{c} A - A \\ B - B \\ C - C \end{array}$	7,05 7,45 7,80	3,05 5,25 8,15	3,95 4,45 5,55	4,35 4,95 4,45	1,15 4,70 4,55			
Четвертая правая	$\begin{array}{c} A - A \\ B - B \\ C - C \end{array}$	3,20 4,65 5,55	3,25 4,85 5,35	2,55 4,15 6,25	2,65 3,55 6,95	1,05 1,55 1,75			

Распределение износа по рабочей поверхности лопаток можно объяснить прежде всего изменением давления смеси на рабочую кромку. При движении по окружности лопатка в результате установки ее под углом 35° к плоскости вращения сдвигает смесь не только в направлении движения, но и вдоль оси бетоносмесителя. При приготовлении высокоабразивных различных по фракционному составу смесей износ лопаток по толщине приводит к их прогибу, искривлению профиля и даже поломкам.



Рис. 3. Годографы изнашивания лопаток левой (а) и правой (б) полулопастей БСМ после длительной эксплуатации



Рис. 4. Изменение износа  $U_R$  и скорости  $v_R$  изнашивания РО в зависимости от наработки *t* для СБ-146 (линии *1*) и БСМ 26-0,5 (линии *2*)



Рис. 5. Изменение показателей работоспособности  $(N_3, \Pi, v_{\Pi})$  серийного РО в зависимости от наработки *t* 

Так, износ вала РО по диаметру вызывает увеличение угла  $\alpha$  подъема на 1÷2°, а изменение формы лопастей при изнашивании приводит к увеличению угла  $\gamma$  наклона до 25÷35° и повышенному энергопотреблению. В результате увеличения этих углов при износе будут уменьшаться аксиальная составляющая и окружное усилие. Вследствие чего усилится циркуляционное движение смеси и повысится расход мощности, следовательно, снизится производительность. Радиальная сила с увеличением угла  $\gamma$  будет возрастать, что приведет к повышению скорости изнашивания и увеличению износа РО. Кроме того, наблюдается увеличение дефектных структур. Все это говорит о необходимости замены РО.

Энергоемкость процесса приготовления бетонных смесей при увеличении радиального зазора с начального 4÷5 мм до предельного 24÷25 мм возрастает примерно в 1,5÷1,7 раза. С износом РО существенно изменяется и структура абразивных смесей, что еще раз подчеркивает важность решения проблемы повышения износостойкости. На основании экспериментальных исследований получены зависимости износа  $U_R$  и скорости  $v_R$  изнашивания РО от времени *t* наработки (рис. 4). В табл. 3 приведены износы и других элементов бетоносмесителей.

Анализ рис. 4 показал три явно выраженные периода изнашивания РО:

1)  $t = 0 \div 40$  ч — приработка. Скорость изнашивания уменьшается. Поверхности имеют неровности от механической обработки, которые обеспечивают интенсивное микрорезание, царапание и пластическое деформирование движущихся абразивных смесей;

2)  $t = 40 \div 196$  ч — нормальное изнашивание. Скорость изнашивания плавно уменьшается и достигает минимума через 164 ч, затем снова возрастает. Длительность этого периода зависит от износостойкости материала лопастей и степени полированности их рабочих поверхностей, износ которых выражается в дальнейшем полировании и ударно-абразивном изнашивании. По мере износа рабочих кромок лопаток увеличивается радиальный зазор между ними и листами футеровки емкости, вследствие чего скорость изнашивания постепенно повышается;

3) t > 196 ч — аварийное изнашивание. Возрастают износ и скорость изнашивания. Поверхность РО приобретает трудновосстанавливаемую форму, снижается его прочность и резко увеличивается износ.

Функция  $U_R = f(t)$  описывается степенным уравнением

$$U_R = K_R t^m, \tag{1}$$

где  $U_R$  — износ лопасти по радиусу, мм; t — наработка, ч;  $K_R$ , m — коэффициенты, полученные методом наименьших квадратов (m = 0,37;  $K_{R(1-2)} =$  $= 2,08 \text{ мм/ч}^{0,37}$ ;  $K_{R3} = 1,61 \text{ мм/ч}^{0,37}$ ).

С увеличением наработки и износа изменяются показатели работоспособности: производитель-

Таблица 3 Средний износ, мм, некоторых элементов бетоносмесителя

Элемент	Струк- турный	Наработка бетоносмесителя, ч					
	параметр	200	400	600	800		
Лист футеровки	h <sub>1</sub> h <sub>2</sub>	1,86 0,84	3,14 1,90	5,04 2,99	8,07 4,55		
Шиберная заслонка разгрузочного устройства	h <sub>3</sub> с <sub>ш</sub>	2,09 1,14	3,20 1,87	5,63 2,88	7,02 4,08		



Рис. 6. Диаграмма конструкционной износостойкости

ность П, энергоемкость  $N_3$  и относительная скорость  $v_{\Pi}$  перемешивания компонентов смеси (рис. 5). Видно, что при наработке  $80\div90$  ч работоспособность бетоносмесителя наибольшая и при дальнейшей эксплуатации снижается. Резкое снижение работоспособности наблюдается в период аварийного изнашивания, и его эксплуатация становится малоэффективной.

Для анализа зависимостей износа от наработки и определения их влияния на показатели работоспособности бетоносмесителя построены диаграммы конструкционной износостойкости (рис. 6). Они позволяют определять и нормировать предельные значения износа при резком ухудшении показателей работоспособности, а также устанавливать характер их изменения и величину в функции износа. Из диаграмм следует, что предельный износ лопаток по радиусу  $U_{R \, np} = 3 \div 4$  мм. На основании зависимостей энергоемкости и производительности от наработки (правая нижняя часть) можно определить предельную наработку ( $t = 140 \div 160$  ч) и периодичность регламентных работ.

Анализ диаграмм конструкционной износостойкости показал, что ресурс лопаток и лопастей можно повысить увеличением предельного износа и снижением скорости изнашивания. Однако увеличение предельного износа нецелесообразно ввиду снижения работоспособности бетоносмесителя. Уменьшение скорости изнашивания может быть достигнуто улучшением условий эксплуатации, а также повышением конструкционной износостойкости деталей.

На работоспособность бетоносмесителя оказывает влияние и величина зазора между сопрягаемыми РО, который сравнительно легко определяется и может быть использован для контроля предельного состояния деталей. Предельные значения зазоров для проведения ремонта (15÷18 мм) и для замены (25÷28 мм) РО достаточно объективно устанавливаются статистическим методом на основании данных эксплуатации и ремонта бетоносмесителей. При этом, чем меньше принятый зазор, тем большее число восстановлений РО возможно.

Предельные износы деталей до ремонта (восстановления) и замены можно определить по форму-

ам [18]: 
$$U_{p(B)} = \frac{\Delta_{p(B)} - \Delta_{H}}{v_{c}} v_{d}; U_{\Pi p} = \frac{\Delta_{\Pi p} - \Delta_{H}}{v_{c}} v_{d},$$
 где

J

 $U_{p(B)}$  и  $U_{np}$  — предельные износы деталей соответственно до ремонта (восстановления) и замены, мм;  $\Delta_{H}$ ,  $\Delta_{p(B)}$  и  $\Delta_{np}$  — начальный и предельные зазоры до ремонта (восстановления) и замены деталей, мм;  $v_c$  и  $v_d$  — средние скорости изнашивания сопряжения и деталей, мм/ч.

Расчеты, основанные на данных испытаний бетоносмесителей в условиях эксплуатации, показали, что предельное значение износа РО до восстановительного ремонта ( $U_{\rm np} = 3$  мм), полученное статистически, полностью совпадает с нормированным значением ( $U_{\rm np} = 3 \div 4$  мм), полученным из условия резкого снижения производительности и повышения энергопотребления процесса приготовления высокоабразивных смесей.

Таким образом, основным геометрическим параметром, определяющим изнашивание, является толщина лопасти:  $h_{\pi} = U_R(tg\phi - tg\gamma_1 - tg\gamma_2)$ , где  $\phi$ ,  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  — углы соответственно начальный и при износе передней и задней поверхностей.

Влияние толщины лопасти на скорость изнашивания определяли путем решения обратной задачи динамики изнашивания. Мгновенная скорость изнашивания прямо пропорциональна абразивности смеси, давлению и скорости вращения РО и обратно пропорциональна износостойкости материала и толщине лопасти.

Форма лопасти может быть прямолинейной, вогнутой, выпуклой, с утолщением (подкреплением), утонением или заострением изнашиваемой части. Оптимальными форма и конструктивно-эксплуатационные параметры будут те, которые обеспечивают максимальный ресурс до предельного состояния и высокие показатели эффективности и качества.

Толщину лопастей разных форм можно определить по формуле

$$h_{\pi} = \left[h_{0}^{s} - \frac{U_{R}(h_{0}^{s} - h_{\Pi}^{s})}{U_{\Pi p}}\right]^{\frac{1}{s}}.$$
 (2)

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3



Рис. 7. Зависимости коэффициента K<sub>л</sub> формы лопастей от величины утолщения при разных значениях s

Износ лопасти определяем по формуле (1). Показатель степени *s* в уравнении (2) характеризует кривизну лопасти: s = 1 — лопасть прямолинейная; s < 1 — выпуклая; s > 1 — вогнутая.

Долговечность (ресурс) определяем по формуле

$$T_{\rm PO} = \frac{K_{\rm M} U_{\rm \Pi p} h_{\rm \Pi}^{1,70} K_{\rm \Lambda}}{K_{\rm a} v_{\rm \Lambda}},$$
 (3)

где  $K_{\rm M}$ ,  $K_{\rm a}$  — коэффициенты, учитывающие износостойкость материала и абразивные свойства смесей;  $U_{\rm пp}$ ,  $h_{\rm п}$  — предельные износ и толщина лопасти, мм;  $v_{\rm л}$  — линейная скорость вращения РО, м/с (практически не изменяется и рассчитывается при определении производительности бетоносмесителя);  $K_{\rm л}$  — коэффициент формы лопастей, определяемый на основании теоретических зависимостей (рис. 7) или по формуле

$$K_{\pi} = \frac{[1 - H_{\pi}^{1,70+s}]s}{[1 - H_{\pi}^{s}][1,70+s]},$$
(4)

где  $H_{\pi} = h_0/h_{\pi}$  — утолщение лопасти.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

Анализ выражений (3) и (4) показал, что ресурс РО увеличивается с повышением износостойкости материала (коэффициент  $K_{\rm M}$ ), предельных значений износа  $U_{\rm np}$  и толщины  $h_{\rm n}$  лопастей, увеличением коэффициента К<sub>л</sub> формы, уменьшением абразивности смесей по фракционному составу (коэффициент  $K_a$ ) и скорости  $v_{\pi}$  вращения РО. С увеличением Н<sub>л</sub> при любой форме лопастей коэффициент  $K_{\rm n}$ , а следовательно, и ресурс  $T_{\rm PO}$  увеличиваются (см. рис. 7). Утолщение лопасти также способствует снижению максимальных суммарных напряжений от изгибающего момента, т. е. повышению прочностной надежности. При H<sub>л</sub> < 1 коэффициент  $K_{\pi} < 1$ . Это позволяет сделать вывод, что из-за низкой износостойкости и прочности нерационально конструировать лопасти с заострением наиболее изнашиваемой ее части. При вогнутой форме лопастей (s > 1) коэффициент  $K_{\pi}$  больше, а следовательно, больше и ресурс, чем при прямолинейной (s = 1) и выпуклой (s < 1). Увеличение s при увеличении параметра Н<sub>л</sub> позволяет получить высокий коэффициент Кл. При выпуклой форме лопасти показатель s не оказывает существенного влияния на коэффициент  $K_{\pi}$ . Такая форма лопасти менее рациональна, чем прямолинейная и тем более вогнутая.

Измерения, выполненные в условиях эксплуатации, показали, что безразмерный параметр  $H_{\pi}$ изменяется по мере износа от начального  $H_0 = 1,15$ до 0,20. Именно изменение формы лопасти является основной причиной повышения скорости  $v_R = f(U_R)$  и динамики  $U_R = f(t)$  изнашивания, а также снижения эффективности работы и долговечности РО. Значительное повышение долговечности даже при прямолинейной форме лопасти можно обеспечить простым увеличением ее толщины. Так, при исходных параметрах s = 1 и  $H_0 = 1,15$  (см. рис. 7) увеличение толщины только рабочей части лопасти до  $H_{\pi} = 2 \div 2,2$  повышает их ресурс в 1,5÷1,7 раза. Таким образом, рациональные конструктивно-эксплуатационные параметры имеют лопатки вогнутых форм (s > 1), которые обеспечивают, согласно данным теоретических исследований, достаточно высокий их ресурс.

Более оптимальной с динамической и энергетической точек зрения является спиралеобразная форма (идеальная переходная кривая) лопастей PO — предлагаемый вариант. Определен оптимальный диапазон параметров (s = 3,  $H_{\pi} = 2,4\div2,8$ ), обеспечивающий при исходных (s = 1,  $H_0 = 1,15$ ) и постоянных других параметрах и материале лопастей (лопаток) PO повышение его ресурса более чем в 2,5 раза. Добиться снижения энергетических затрат можно и изменением угла наклона лопасти,



Рис. 8. Диаграмма конструкционной износостойкости РО: штриховая линия — базовый вариант, сплошная линия — предлагаемый вариант

близкого к среднему углу внешнего трения бетонной смеси о сталь.

На основании экспериментальных данных построены зависимости динамики и скорости изнашивания (рис. 8, линии 3 и 4) в функции энергопотребления  $N_{3(0)}$  от наработки *t* (линия 5) и износа U<sub>R</sub> (линия 8) для предлагаемого варианта. Анализ динамики изнашивания (линия 3) показал, что лопасти, выполненные по предлагаемому варианту, изнашиваются медленнее, чем выполненные по базовому (исходному). Скорость изнашивания (линия 4) на участке нормального износа (нормальной эксплуатации) практически постоянна. Зависимости  $N_{i}(0) = f(U_R)$  и  $N_{i}(0) = f(t)$  показывают, что спиралеобразная форма лопастей обеспечивает снижение потребляемой мощности (точки 2 на рис. 8) и, как следствие, уменьшение износа рабочих поверхностей.

По данным НПО "Эллипс" и ФГУП 26 ЦНИИ МО РФ средний износ лопастей за межремонтный период  $t = 360 \div 420$  ч составил  $U_R = 2 \div 3$  мм для предлагаемого варианта (БСМ 26-0,5) и  $U_R = 8 \div 12$  мм для базового варианта бетоносмесителя (СБ-146). Таким образом, относительная износостойкость составляет  $\varepsilon = 3 \div 4$ , что подтверждает результаты теоретических исследований.

Спиралеобразная форма лопаток (лопастей) создает "запас" на износ и сохраняется в процессе изнашивания, что снижает трудоемкость восстановления и позволяет увеличить число восстановлений и ресурс до замены.

#### Выводы

1. Основными причинами недостаточной долговечности РО бетоносмесителей наряду с работой в водно-пластичной ударно-абразивной среде (песок—щебень—цемент) являются низкая конструкционная износостойкость, отсутствие рекомендаций по параметрам, учитывающим характер и динамику изнашивания, а также по материалам для их изготовления, ремонта и восстановления.

2. Наиболее рациональным путем снижения скорости изнашивания является оптимизация конструктивно-эксплуатационных параметров деталей с учетом динамики, а также применения для их изготовления, ремонта и восстановления материалов, более стойких к ударно-абразивному изнашиванию.

3. Экспериментальные исследования подтвердили правильность решения проблемы путем оптимизации конструктивно-эксплуатационных параметров PO с учетом динамики изнашивания.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Коротеев В. В.** Надежность машин и оборудования для производства грубой керамики: Обзорная информация. Сер. 4. Машины и оборудование для промышленности строительных материалов. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1988. Вып. 4. 44 с.

2. **Кравченко И. Н.** Повышение эксплуатационной надежности быстроизнашивающихся деталей рабочих органов строительных и сельскохозяйственных машин // Вестник МГАУ им. В. П. Горячкина. 2003. № 1. С. 32—35.

3. Кравченко И. Н., Ерофеев М. Н. Управление техническим состоянием бетоносмесительных установок при их эксплуатации на объектах военно-строительного комплекса // Материалы, технологии и оборудование для строительства специальных фортификационных сооружений. М.: 26 ЦНИИ МО РФ, 2004. С. 36—44.

4. **Кравченко И. Н.** Физические основы процессов ударно-абразивного изнашивания рабочих органов машин и технологического оборудования для производства строительных материалов // Материалы науч.-практ. конф. М.: 15 ЦНИИИ МО РФ, 2006. С. 96—116.

5. Кравченко И. Н. Основы повышения надежности строительных машин путем разработки и оптимизации способов восстановления их рабочих органов в условиях специального строительства // Современные материалы, технологии и оборудование для строительства и восстановления объектов военной инфраструктуры. М.: 26 ЦНИИ МО РФ, 2006. С. 67–82.

6. **Кравченко И. Н.** Упрочнение и восстановление рабочих органов строительных и дорожных машин плазменным напылением // Механизация строительства. 2007. № 1. С. 17—25.

7. **Кравченко И. Н.** Анализ изнашивания и обоснование предельных и допустимых параметров деталей рабочих органов бетоносмесителей // Материалы, технологии и оборудование для строительства объектов военной инфраструктуры. М.: МО РФ, 2003. С. 113—124.
Е. А. МАКСИМОВ, канд. техн. наук (ОАО "Челябэнерго", г. Челябинск), e-mail: maksimov50@yandex.ru

# Многовалковый стан с возможностью изгиба бочек рабочих валков в горизонтальной плоскости

Представлена конструкция нового многовалкового стана с роликовой секцией, позволяющей создавать изгиб бочек рабочих валков в горизонтальной плоскости.

**Ключевые слова:** стан, роликовая секция, валки, прокатываемые полосы.

A new design of cluster mill with roller section allowing to create the bending of the barrels of working rolls in a horizontal plane is presented.

Keywords: mill, roller, section, rollers, rolled strips.

В настоящее время традиционными методами изгиба активной образующей рабочих валков и, соответственно, изменения геометрической формы прокатываемых полос на стане кварто являются противоизгиб рабочих валков и дополнительный изгиб опорных валков [1]. В этом случае изгиб активной образующей рабочих валков осуществляется в вертикальной плоскости, но при этом увеличиваются нагрузки на станину рабочей клети и подшипники валкового узла стана кварто, что неблагоприятно влияет на процесс прокатки.

Исследования показали, что поперечный профиль (геометрическую форму) прокатываемых полос можно регулировать изменением профиля межвалкового зазора в горизонтальной плоскости, для чего может быть использован многовалковый стан в виде шестивалковой клети с роликовой секцией, валки которой расположены в горизонтальной плоскости и контактируют с промежуточными валками, также расположенными в горизонтальной плоскости [2].

Многовалковый стан состоит из опорных 1, рабочих 2 и промежуточных 3 валков и роликовой секции 4 (рисунок). Роликовая секция (см. рисунок, А-А) состоит из роликов, установленных на оси 5, опорного моста 6, гидравлической подушки 7, закрытой со стороны роликов мембраной 8, взаимодействующей с частью опор, несущих ось 5. Центральная часть моста 6 в пределах длины мембраны 8 отделена от концевых его частей фигурными пазами 9, горизонтальные участки которых направлены в сторону трубопроводов 10 гидроподушки. Трубопроводы соединены с гидросистемой (на рисунке не показана). В концевых частях опорного моста 6 за пазами 9 с каждой стороны выполнены по два горизонтальных отверстия 11 (см. рисунок, В-В), соединяющихся с вертикальными отверстиями 12. В отверстиях 11 установлены толкатели 13 (см. рисунок, Б-Б, В-В), а в отверстиях 12 — поворотные валики 14. На каждом толкателе со стороны парного ему валика 14 имеется паз 15, на обращенной к толкателю части валика эксцентрично установлена втулка 16, входящая в паз.



Многовалковый стан с роликовой секцией (см. А-А) для изгиба промежуточных валков в горизонтальной плоскости

Изменение профиля межвалкового зазора на многовалковом стане осуществляется следующим образом. Если два промежуточных валка 3 и две роликовые секции 4 находятся в одной горизонтальной плоскости, то середины бочек промежуточных валков 3 сходятся, а середины бочек рабочих валков 2 опускаются, при этом поперечные профили полосы и межвалкового зазора становятся двояковогнутыми. В этом случае большее обжатие приходится на середину полосы. Полоса с дефектом формы в виде волнистости по краям при изменении профилей межвалкового зазора и полосы на двояковогнутый получит большее обжатие по середине и приобретет плоскую форму. Сближение середин бочек промежуточных валков 3 происходит следующим образом. Под действием рабочей жидкости, поступающей по трубопроводу 10, мембрана 8 изгибается в горизонтальной плоскости и перемещает опоры центральной части моста 6, в которых на подшипниках установлены роликовые секции 4. Центральная часть оси 5 изгибается относительно неподвижных крайних частей. Изгиб оси через роликовые секции 4 передается на бочку промежуточного валка 3, которая также изгибается в своей центральной части.

Для изгиба промежуточных валков 3 в противоположном направлении давление в гидроподушке 7 сбрасывают, а трубопровод 10 отключают. В этом случае необходимо повернуть валики 14 (привод не показан). Тогда эксцентрично установленная втулка 16, взаимодействующая с пазами 15, сместит толкатели 13 в горизонтальной плоскости. Толкатели 13 через опоры моста 6 воздействуют на концевые части оси 5, вызывая их изгиб относительно центральной части. Роликовые секции 4 вызывают изгиб промежуточного валка 3, подобный изгибу оси 5. Если два промежуточных валка 3 и две роликовые секции 4 находятся в горизонтальной плоскости, то при рассматриваемом изгибе края промежуточных валков сойдутся, а контактирующие с ними края рабочих валков 2 опустятся, и поперечный профиль межвалкового зазора рабочих валков станет выпуклым (чечевицеобразным), полоса получит большее обжатие по краям. Полоса с дефектом формы в виде волнистости по середине при изменении профиля межвалкового зазора при прокатке получит большее обжатие по краям. Такой изгиб оси 5 и роликовых секций 4 позволяет при прокатке получить полосу плоской формы.

Таким образом, регулируя поперечный профиль межвалкового зазора, можно изменять поперечный профиль полосы и устранять дефекты геометрической формы.

Работу нового многовалкового стана с регулированием образующей рабочих валков путем изгиба промежуточных валков в горизонтальной плоскости исследовали при прокатке полос из коррозионно-стойкой стали толщиной  $h_0 = 0.48$  мм и шириной B = 100 мм. Полосы после прокатки имели плоскую геометрическую форму. При прокатке образцов из латуни Л63 с параметрами B = 80 мм,  $h_0 = 0.25$  мм,  $\lambda = 1.24$  поперечная разнотолщинность была минимальной, а амплитуда волнистости изменялась от 0 до 2 мм.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Настройка, стабилизация и контроль процесса тонколистовой прокатки // Г. Г. Григорян, Ю. Д. Железнов, В. А. Черный и др. М.: Металлургия. 1975. 368 с. 2. А. с. 1447447 А1 СССР: МКИ<sup>4</sup> В21 В29/00: Устройство для регулирования прогиба прокатного валка многовалкового стана.

#### УДК 621.85.058.2

Н. И. ХАБРАТ, Э. Д. УМЕРОВ (Крымский инженерно-педагогический университет, Украина, г. Симферополь), e-mail: ervin777@yandex.ru

# Расчет эксцентриситета оси качания шкива самонатяжной клиноременной передачи

Предложен расчет эксцентриситета оси качания ведущего шкива горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи на основе условия равенства моментов с учетом распределений натяжений в ветвях передачи и ее несущей способности.

Ключевые слова: клиноременная передача, самонатяжной привод, автоматическое натяжение.

Calculation of the rolling axis eccentricity of drive pulley of horizontal selftightening V-belt drive on the basis of the moments equality conditions subject to the distributions of tensions in the gear;s branches and its carrying capacity has been proposed.

Keywords: V-belt drive, self-tightening drive, automatic tension.

В приводной технике широкое применение клиноременного привода [1] обусловлено простотой конструктивного исполнения, возможностью передавать нагрузку на значительные расстояния и не допускать перегрузок в результате пробуксовки ремня [2].

Существенным недостатком клиноременной передачи является необходимость в постоянном контроле и восстановлении начального натяжения гибкой связи. Эксперименты показали, что при снижении натяжения ремней имеет место повышенное проскальзывание, приводящее к их перегреву и значительному сокращению сроков службы [3]. При этом избыточное начальное натяжение ремней тоже приводит к снижению их срока службы. Установлено, что увеличение суммарных напряжений в ремне всего лишь на 4 % приводит к снижению долговечности приводных ремней на 25÷56 % в зависимости от их конструкции [4]. Требуемое натяжение приводных ремней создается: различными натяжными устройствами [1]; автоматически под действием реактивного момента, например приводного электродвигателя; элементами, воспринимающими нагрузку от ведомого шкива. Передачи, в которых натяжение приводного ремня создается реактивным моментом, получили название самонатяжных. Таких конструкций более 40 видов. Они освобождают от необходимости постоянно контролировать натяжение ремней, автоматически создавая оптимальное натяжение при правильно выбранных конструктивных параметрах. Однако из-за отсутствия точных данных о конструктивных параметрах этих передач ременные приводы не получили широкого применения.

В работах [5, 6] представлена зависимость натяжения в ветвях самонатяжной ременной передачи при нагрузке, но нет достаточной информации для создания конструкций самонатяжной клиноременной передачи. В работе [7] подробно рассматривается работа данной передачи с учетом коэффициента трения ремня по шкиву при передаче нагрузки. Однако из-за сложности передачи нагрузки от ведущего шкива на ремень и далее от ремня на ведомый шкив [8] расчет клиноременной передачи ведется по нормативным табличным данным [9], учитывающим основные параметры передачи, частоту вращения шкивов, режим работы и др.

В работе [10] экспериментально определен основной параметр самонатяжной передачи с качающимся закреплением приводного



Рис. 1. Схема самонатяжной клиноременной передачи

электродвигателя, т. е. эксцентриситет оси качания ведущего шкива для горизонтальной передачи. Оптимальная величина этого параметра получена путем наложения типовой кривой скольжения обычной передачи на кривые скольжения самонатяжной передачи при различном эксцентриситете оси качания ведущего шкива. Полученный результат имеет единичный характер и не может быть общим для выполнения других самонатяжных клиноременных передач с иными диаметрами шкивов, частотами их вращения, сечениями ремня и пр.

Поставлена задача — разработать методику расчета эксцентриситета оси качания ведущего шкива горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи с учетом нормативных рекомендаций [9].

На рис. 1 представлена схема горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи с качающимся закреплением оси ведущего шкива, для которой уравнение равновесия моментов сил относительно оси качания ведущего шкива имеет вид:

$$\Sigma M_0 = F_{1c}(0,5D_1 - e) - F_{2c}(0,5D_1 + e) = 0, \qquad (1)$$

где  $F_{1c}$  и  $F_{2c}$  — силы натяжения ремня соответственно на ведущей и ведомой ветвях при передаче окружной силы  $F_{ti}$ ; e — эксцентриситет оси качания ведущего шкива диаметром  $D_1$ .

Преобразуем уравнение (1) к виду

$$\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = \frac{0.5D_1 + e}{0.5D_1 - e}.$$
 (2)

Введем обозначения  $\frac{F_{1c}}{F_{2c}} = m$ 

и  $\frac{e}{0.5D_1} = \psi$  и решим уравнение (2) относительно  $\psi$ :

$$\Psi = \frac{m-1}{m+1} \,. \tag{3}$$

На рис. 2 приведены зависимости изменения сил натяжения в ведущих и ведомых ветвях самонатяжной и обычной клиноременных передач с плавающим закреплением осей шкивов от окружной силы  $F_{ti}$  при начальных усилиях натяжения ремней  $F_0 \neq 0$  (1) и  $F_0 = 0$  (2) [5, 6]. При передаче оптимального окружного усилия  $F_{to}$  натяжение в обычной и самонатяжной передачах составят соответственно в ветвях:

ведущей

$$F_1 = F_{1c} = F_0 + 0.5F_{to};$$
 (4)

ведомой

$$F_2 = F_{2c} = F_0 - 0.5F_{to}.$$
 (5)



Рис. 2. Зависимости изменения сил F натяжения (a) и коэффициента  $\varepsilon$  скольжения ( $\delta$ ) в ведущих (индекс "1") и ведомых (индекс "2") ветвях самонатяжной (индекс "с") и обычной клиноременных передач от передаваемой силы  $F_{fi}$ 

Определим параметры, входящие в уравнения (4) и (5). Исходя из рекомендаций [9], найдем силу  $F_0$  начального натяжения приводного ремня при передаче номинальной мощности  $P_{\rm H}$  и плавающем закреплении оси одного из шкивов:

$$F_0 = 500 \frac{(2,5 - C_{\alpha}) P_{\rm H} C_{\rm p}}{C_{\alpha} v K}, \quad (6)$$

где  $C_{\alpha}$  — коэффициент угла охвата [9];  $C_{\rm p}$  — коэффициент динамичности и режима работы передачи [9]; v — скорость ремня; K число ремней в передаче [9]:

$$K = \frac{P_{\rm H} C_{\rm p}}{P_{\rm o} C_{\alpha} C_L C_K}$$

где  $P_0$  — номинальная мощность, передаваемая одним ремнем определенного сечения при стандартных условиях [9];  $C_L$  — коэффициент, учитывающий длину ремня;  $C_K$  — коэффициент, учитывающий число ремней в передаче [9].

Расчетное оптимальное окружное усилие, передаваемое одним ремнем:

$$F_{to} = \frac{F_{\rm H}}{Kv}.$$
 (7)

Используя выражения (4)—(6), найдем отношение *m* сил натяжения в ветвях самонатяжной и обычной передач, по формуле (3) — относительный эксцентриситет оси качания ведущего шкива самонатяжной передачи.

Рассмотрим пример расчета относительного эксцентриситета оси качания для горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи с одним ремнем сечения *A*, диаметрами шкивов  $D_1 = D_2 = 125$  мм, частотой вращения n = 950 мин<sup>-1</sup>. Для этой передачи при  $P_{\rm H} = P_{\rm O} = 1,37$  кВт,  $C_{\alpha} = 1$ , K = 1,  $C_{\rm p} = 1$  (при спокойной нагрузке) [9] получим  $\pi D_1 n_1$ 

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60\ 000} = 6,28$$
 m/c.

При плавающем закреплении одной из осей шкивов приводного ремня обычной передачи определим: по формуле (6) —  $F_0 = 163,6$  H; по формуле (7) —  $F_{to} = 218,2$  H.

Далее, используя выражения (4) и (7), получим:  $F_1 = 272,7$  H;  $F_2 = 54,5$  H, следовательно, m = 5. По формуле (3) найдем  $\psi = 0,667$ .

Абсолютная величина эксцентриситета оси качания шкива по формуле (2) составит  $e \approx 41,7$  мм. В работе [10] экспериментально определен относительный эксцентриситет оси качания шкива горизонтальной самонатяжной клиноременной передачи с ремнем сечения А и диаметрами шкивов  $D_1 = D_2 = 125$  мм, частотой вращения  $n_1 = 980$  мин<sup>-1</sup> и передаваемой мощностью  $P_0 = 1,18$  кВт. Относительный эксцентриситет у оси качания шкива находился в пределах 0,64÷0,72. Результаты экспериментальных исследований подтвердили правильность полученных аналитических выражений.

Анализ различных способов создания начального натяжения приводных клиновых ремней при разных диаметрах шкивов показал, что параметр *m* по результатам исследований [11÷13] находится в диапазоне 3÷9. По нормативным документам [9] при любых диаметрах шкивов принято m = 5. Это приводит к избыточному начальному натяжению ремней, что снижает их долговечность. Расчет начального натяжения приводных клиновых ремней следует проводить по допускаемым нагрузкам с учетом диаметров шкивов, как это показано в работах [13, 14].

При монтаже самонатяжной передачи для обеспечения стабильного пуска привода рекомендуется приводной электродвигатель устанавливать на раме так, чтобы ось вращения ведущего шкива была смещена по горизонтали в сторону ведомого шкива. Расчет эксцентриситета оси качания ведущего шкива самонатяжной клиноременной передачи и величины  $\psi$  по коэффициенту трения выполнять нецелесообразно, так как при среднем коэффициенте трения f = 0,32[13], угле желоба шкивов 36° и диаметрах шкивов  $D_1 = D_2$  полу-

чим: 
$$m = F_1/F_2 = e^{\frac{\alpha J}{\sin \phi/2}} = 25,8;$$
  
 $\psi = 0.925.$ 

При эксперименте по тяговой способности самонатяжной клиноременной передачи было установлено [10], что уже при  $\psi = 0,86$  передача работает крайне неустойчиво, а при бо́льших значениях  $\psi$  работа передачи невозможна.

При проектировании рассматриваемой передачи сначала рассчитываются основные параметры обычной клиноременной передачи с плавающим закреплением оси одного из шкивов по ГОСТ 1284.3—96, затем  $F_0$ ,  $F_{to}$  и эксцентриситет оси качания одного из шкивов по вышеизложенной последовательности.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Машиностроение:** Энциклопедия: Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Под общ. ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

2. Хабрат Н. И. К вопросу о предохранении рабочих органов машин от перегрузок путем пробуксовывания приводного ремня // Науч. тр. УСХА. Повышение работоспособности деталей сельскохозяйственных машин. Киев: УСХА, 1971. С. 141—149.

3. Поляков В. С., Кугушева В. М. Передаточные механизмы. О нагреве приводных ремней при работе и влияние его на срок службы ремней. М.: Машгиз, 1963. С. 117—123.

4. Хабрат Н. И. О контроле натяжения приводных ремней сельскохозяйственных машин / Тр. УСХА. Повышение эффективности использования широкозахватных и скоростА. Н. ПЕТРОВСКИЙ, канд. техн. наук (НГТУ им. Р. Е. Алексеева, г. Нижний Новгород), e-mail: eneco@aport.ru

# Конструктивно-технологическая оптимизация геометрических параметров эвольвентного зацепления

Предложена оптимизация параметров эвольвентного зацепления на основе условий существования и качества зацепления. Решение получено в виде двухмерного массива возможных чисел зубьев.

**Ключевые слова:** редуктор, зубчатые передачи, эвольвентное зацепление, двухпозиционный обкат, оптимизация, нагрузочная способность, уровень шума, вибрации.

In the paper an optimization of parameters of involute gearing, based on the conditions of the gearing existence and its quality, is proposed. The solution is obtained in the form of two-dimensional array of possible teeth number.

**Keywords:** gearbox, gears, involute gearing, two-position running-in, optimization, load-carrying capacity, noise level, vibrations.

Многочисленные исследования по оптимизации параметров эвольвентного зацепления направлены на увеличение нагрузочной способности и надежности зубчатых передач, уменьшение их габаритных размеров, массы, уровня шума и вибрации. Лучшие результаты объясняются исключением из задач оптимизации важного технологического ограничения — положения о стандартном исходном производящем контуре (ИПК). Э. Б. Вулгаков — автор теории эвольвентного зацепления в обобщающих параметрах, писал [1, 2]: "Такой синтез зацепления и передачи в целом открывает возможности творческого конструирования, разделяя этот процесс на конструирование эвольвентной части зубьев и конструирование переходной кривой. При этом инженера не удовлетворит стандартный производящий исходный контур с единственно возможным сочетанием параметров. В общем случае потребуется разработка специального инструмента, без которого оптимальное проектирование станет невозможным".

С отказом части разработчиков от стандартного ИПК в практике проектирования эвольвентных передач утвердились два подхода: хорошо известный технологический и относительно новый конструктивный.

Технологический подход предусматривает синтез рабочего зацепления на основе стандартного ИПК, стандартные расчеты геометрии и прочности. Теоретические положения данного подхода используются в качестве методических основ преподавания теории и технологии зубчатых передач. Высокий уровень стандартизации и устоявшиеся программы подготовки специалистов способствуют сохранению технологического подхода в большинстве отраслей машиностроения. Однако современные требования к нагрузочной способности зубчатых передач, уровням шума и вибрации показывают, что нормы технологического подхода не всегда достаточны для достижения конкурентоспособности машин.

Конструктивный подход предусматривает синтез рабочего зацепления на основе анализа показателей нагрузочной способности и качества, которые рассматриваются как функции геометрических параметров рабочего зацепления. Сторонники конструктивного подхода отказались от технологических ограничений стандартного ИПК и на основе прямого конструирования (Direct Gear Design) создают зацепления, которые превосходят аналоги, разработанные по нормам технологического подхода. Повышение нагрузочной способности, сни-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 38)

ных машинно-тракторных агрегатов. Вып. 141. Киев: УСХА, 1977. С. 40—45.

5. **Ялпачик Г. С.** Натяжение ветвей многошкивных клиноременных передач / Тр. УСХА. Повышение работоспособности деталей сельскохозяйственных машин. Вып. 51. Киев: УСХА. 1971. С. 67—84.

6. **Ниберг Н. Я.** Самонатяжные ременные передачи // Вестник машиностроения. 1977. № 7. С. 38—42.

7. Светлицкий В. А. Передачи с гибкой связью. М.: Машиностроение, 1967. 156 с.

8. Вирабов Р. В. Тяговые свойства фрикционных передач. М.: Машиностроение, 1982. 263 с.

9. ГОСТ 1284.3—96. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемая мощность. М.: Изд-во стандартов, 1997. 59 с.

10. Хабрат Н. И. Обоснование величин эксцентриситета оси качания шкива самонатяжной ременной передачи // Детали машин: Республиканский науч.-техн. сб. Вып. 30. Киев: Техника, 1980. С. 30—33.

11. Поляков В. С., Хабрат Н. И. О методиках расчета начального на-

тяжения приводных клиновых ремней // Детали машин: Республиканский науч.-техн. сб. Вып. 33. 1981. Киев: Техника. С. 35—37.

12. Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы). М.: Машиностроение, 1967. 404 с.

13. Детали машин. Расчет и конструирование: Справочник. Т. 3. М.: Машиностроение, 1969. 472 с.

14. Справочник машиностроителя. Т. 4. М.: Машгиз, 1956. 852 с. жение уровней шума и вибрации достигаются рациональной формой зубьев и высокими коэффициентами перекрытия [3—7].

Конструктивный подход развивает технические идеи начала XX века, интерес к которым был утрачен за длительный период доминирования технологических норм проектирования. Посредством ручного графического анализа и эмпирического конструирования 100 лет назад было создано множество оригинальных зацеплений, включая зацепление несимметричных зубьев. Докторинженер профессор Штутгартского высшего технического училища К. Бах в фундаментальном труде [8] привел обзор публикаций своих современников, успешно конструировавших зацепления, выделив как наиболее удачные в области эвольвентного зацепления труды К. Хента, М. Маага и О. Лаше.

Конструктивный подход получил системное применение в авиационной промышленности, где действуют отраслевые стандарты и методики проектирования [9, 10]. В автомобильной промышленности возможности данного подхода реализованы не полностью. В станкостроении, судостроении, общепромышленном и гражданском машиностроении сохраняется технологический подход, что мотивируют дополнительными затратами на специальный инструмент, отсутствием директивных норм проектирования и специалистов. Эти проблемы можно решить, применив комплексный подход.

Конструктивно-технологический подход предусматривает совместный синтез рабочего и станочных (технологических) зацеплений на основе анализа удельных показателей нагрузочной способности [11, 12], условий существования и качества зацеплений. К технологической особенности комплексного подхода можно отнести и двухпозиционный обкат заготовок универсальным ИПК с постоянными параПозиция обката левого профиля Позиция обката правого профиля /







Рис. 2. Универсальный ИПК

метрами [13], при котором в первой позиции образуются боковые профили только одной стороны зубьев. Необходимую толщину зубьев обеспечивают настройкой второй позиции обката путем тангенциального или углового смещения ИПК и заготовки (рис. 1). Обкатом во второй позиции образуются боковые профили противоположной стороны зубьев. Форма универсального ИПК определяется двумя постоянными параметрами: углом α профиля и радиусом р скругления головки. Позиции ИПК задают радиальным  $(x_l)$  и тангенциальным (y)смещениями (рис. 2). Подбором смещений исключают эффекты подрезания, заострения, интерференции и уменьшение толщины зубьев. По результатам двухпозиционный обкат аналогичен обкату ИПК с переменной толщиной выступа. Для улучшения формы переходной кривой можно использовать и многопозиционный обкат. Основные положения конструктивно-технологического подхода приведены ниже как решение задачи оптимизации геометрических параметров зацепления.

В качестве обобщенного критерия качества зацепления принята удельная нагрузочная способность пары сопряженных зубчатых колес [12]:

$$t = \frac{T_1}{V},\tag{1}$$

где t — удельная нагрузочная способность, МПа;  $T_1$  — вращающий момент на шестерне; V сумма объемов начальных цилиндров сопряженных зубчатых колес на рабочей ширине зубчатых венцов.

Данный критерий численно равен средней энергии упругой деформации, приходящейся на единицу объема начальных цилиндров, имеет размерность напряжения и применяется для построения целевых функций, которые получены из соотношений, приведенных в ГОСТе [14], и имеют вид:

$$t_{H1,2} = \left(\frac{\sigma_{H\lim 1,2}^2}{Z_E^2 S_{H1,2}^2 K_H}\right) \times \left(\frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2\cos\beta_b}\right) \left(\frac{u}{\pi (u^2+1)(u+1)}\right) = q_{H1,2} \frac{\gamma_H}{\nu_H};$$
(2)

$$t_{F1,2} = \left(\frac{\sigma_{F\lim b1,2}^{0}}{S_{F1,2}K_{F}}\right) \times \\ \times \left(\frac{2\varepsilon_{\alpha}\cos\alpha_{tw}\cos^{3}\beta_{b}}{z_{1}Y_{FS1,2}Y_{\beta}\cos\alpha_{t}}\right) \left(\frac{1}{\pi(u^{2}+1)}\right) =$$

$$= q_{F1,2} \frac{\gamma_{F1,2}}{v_F}, \qquad (3)$$

>

где *H* и *F* — индексы условий соответственно контактной прочности и прочности на изгиб; 1, 2 индексы соответственно шестерни и зубчатого колеса; *t* — индекс торцевого сечения;  $\sigma_{Hlim}$  — предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа; *Z<sub>E</sub>* – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, МПа $^{0,5}$ ;  $\sigma^0_{Flimb}$  — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;  $z_{1,2}$  — число зубьев; u — передаточное число; Y<sub>FS</sub> — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; У<sub>в</sub> коэффициент, учитывающий наклон зуба;  $\varepsilon_{\alpha}$  — коэффициент перекрытия; α<sub>tw</sub> — угол зацепления; β<sub>b</sub> — угол наклона зубьев в плоскости зацепления; S<sub>H</sub> и S<sub>F</sub> – сводные коэффициенты безопасности соответственно по напряжениям контакта и изгиба.

Для прямозубого зацепления в функцию (2) вместо  $\varepsilon_{\alpha}$  подставляют  $Z_{\varepsilon}^{-2}$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

В больших скобках главных целевых функций (2) и (3) сгруппированы соответственно статистические, геометрические и структурные величины, которые образуют функции: допускаемых напряжений (q<sub>H1,2</sub>, q<sub>F1,2</sub>); зацепления ( $\gamma_H$ ,  $\gamma_{F1,2}$ ); структуры ( $\nu_H$ ,  $v_F$ ). Функции  $\gamma_H$ ,  $v_H$ ,  $v_F$  — общие для шестерни и зубчатого колеса. Функции структуры пары сопряженных зубчатых колес содержат один параметр — передаточное число и. Функции зацепления и структуры — безразмерные, а их отношение — функция формы, характеризует геометрические свойства зацепления.

Лимитирующая нагрузочная способность зацепления опреде-



Рис. 3. Профиль симметричного эвольвентного зуба с узловыми точками

ляется наименьшим из значений функций (2) и (3):

$$t = \min(t_{H1,2}; t_{F1,2}) = q_{v}^{\gamma}$$
. (4)

Лимитирующие функции обозначены без индексов.

Из выражений (1) и (4) получена формула функции допускаемых напряжений для действующих и опытных образцов:

$$q = T_1 \left(\frac{v}{\gamma}\right) \frac{(u+1)^2}{\pi a_w^2 b_w (u^2+1)},$$
 (5)

где  $a_w$  — межосевое расстояние;  $b_w$  — рабочая ширина зубчатых венцов.

Анализ передач известных производителей показал, что каждой из них соответствуют устойчивые значения функций допускаемых напряжений, которые отражают специальные и отраслевые требования к надежности и исполнению передачи. Например, для скоростных передач автомобильной коробки передач:  $q_H = 32 \div 36$  МПа,  $q_F =$ = 340÷380 МПа [12]. Таким образом, для фиксированных значений *q* предельная нагрузочная способность передач будет достигнута при максимальных значениях целевых функций зацепления:

$$\gamma_H = \frac{\varepsilon_\alpha \sin 2\alpha_{tw}}{2\cos\beta_b}; \tag{6}$$

$$\gamma_{F1,2} = \frac{2\varepsilon_{\alpha} \cos \alpha_{tw} \cos^{3} \beta_{b}}{z_{1} Y_{FS1,2} Y_{\beta} \cos \alpha_{t}}.$$
 (7)

Функции (6) и (7) относятся к неявным многопараметрическим функциям. Массив переменных параметров содержит координаты узловых точек профиля сопряженных зубьев. Профиль симметричного зуба с эвольвентным теоретическим профилем определяется на плоскости четырьмя узловыми точками -a, e, l, f, т. e.восемью координатами (рис. 3). Если радиус  $r_{b1}$  основной окружности шестерни принять равным единице, то радиус основной окружности колеса будет равен передаточному числу, а профиль каждого зуба определится в полярной системе координат четырьмя переменными.

Положения узловых точек в рабочем и станочных зацеплениях показаны на рис. 4.

Числа  $z_1$ ,  $z_2$  зубьев, углы  $\vartheta_{1,2}$ профиля в верхней предельной точке теоретического профиля, углы  $\alpha_{a1,2}$  профиля на окружностях вершин, углы  $\alpha_{I1,2}$  профиля на граничных окружностях и угол  $\beta_b$  наклона линии зуба в плоскости зацепления образуют массив из девяти переменных, определяющих целевые функции (6) и (7). Кроме того, функция (7) содержит параметры ИПК, определяющие форму переходной кривой и коэффициенты  $Y_{FS1,2}$  формы зуба.

Переменные параметры связаны конструктивно-технологическими условиями существования и качества зацеплений. Если условия сформулировать в виде системы совместных уравнений, число которых равно числу оптимизируемых параметров, то задача будет иметь единственное решение.



Рис. 4. Положения узловых точек в рабочем и станочных зацеплениях:  $O_{1,2}$  — центры зубчатых колес; P — полюс рабочего зацепления;  $P_{1,2}$  — полюса станочных зацеплений

Ниже приведены ограничения, обусловленные конструктивнотехнологическими нормами.

Коэффициент радиального зазора в зацеплении . . . . .  $\delta^* \ge 0,15$ Коэффициент запаса от подрезания, интерференции и завышенного скольжения..... т\* ≥ 0,05 Отношение центральных углов межлу точками разноименных теоретических профилей на окружности вершин и основной окружности . . . . .  $\mu = 1 - 1$  $-\operatorname{inv}\alpha_a/\operatorname{inv}\vartheta \ge 0.03$ Угол профиля ИПК (см. ниже условие 13)....  $\alpha = 15 \div 20^{\circ}$ Коэффициент радиуса скругления головки ИПК . . . .  $\rho^* \ge 0,25$ 

Показатели б\*, т\* и р\* определены относительно нормального модуля.

Представленная ниже система конструктивно-технологических условий не является единственной. Численные эксперименты показали, что условия можно выражать через другие параметры и ограничения, а также в другом виде, однако для целевых функций (6) и (7) они приводят к близким результатам.

1. Условие собираемости — главное уравнение зацепления [1, 2]. По начальным окружностям сумма толщин сопрягаемых зубьев равна шагу:

$$\left(\frac{z_2}{z_1} + 1\right) \operatorname{inv}\alpha_{tw} =$$
$$= \vartheta_1 + \frac{z_2}{z_1} \operatorname{inv}\vartheta_2 - \frac{\pi}{z_1}. \qquad (8)$$

2. Условия рационального перекрытия зубьев:

$$1 \leq \varepsilon_{\alpha} \leq 2,1; \tag{9}$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2\pi} \left( tg\alpha_{a1} + \frac{z_2}{z_1} tg\alpha_{a2} - \left( \frac{z_2}{z_1} + 1 \right) tg\alpha_{tw} \right).$$
(10)

Нижний предел коэффициента перекрытия отражает условие существования кинематической связи в прямозубой передаче, верхний — практику выбора чисел зубьев. Значения ε<sub>α</sub> могут быть и выше, но они реализуются при большом числе зубьев, что требует специального анализа.

3. Условия отсутствия интерференции и недопустимых удельных скольжений в рабочем зацеплении — первое ограничение углов профиля на окружности вершин:

$$\alpha_{a\tau 1} \leq \operatorname{arctg}\left[\left(\frac{z_2}{z_1} + 1\right) \operatorname{tg}\alpha_{tw} - \frac{z_2}{z_1} \operatorname{tg}\alpha_{l2} - \frac{2}{z_1 \cos \alpha_t} \tau^*\right]; \quad (11)$$

$$\alpha_{a\tau 2} \leq \operatorname{arctg}\left[\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \operatorname{tg}\alpha_{tw} - \frac{z_1}{z_2} \operatorname{tg}\alpha_{l1} - \frac{2}{z_2 \cos \alpha_t} \tau^*\right], \quad (12)$$

где т — отличительный индекс **VСЛОВИЯ**.

4. Условия гарантированных радиальных зазоров в рабочем зацеплении — второе ограничение углов профиля на окружности вершин:

$$\alpha_{a\delta 1} \leq \arccos\left[\left(\frac{1}{\cos\alpha_{tw}}\left(\frac{z_2}{z_1}+1\right)-\frac{z_2}{z_1\cos\alpha_{t/2}}+\rho^*\frac{2}{z_1\cos\alpha_t}\times\right) \times (1-\sin\alpha_t)-\delta^*\frac{2}{z_1\cos\alpha_t}\right]^{-1};(13)$$

×

$$\alpha_{a\delta 2} \leq \arccos\left[\left(\frac{1}{\cos\alpha_{tw}}\left(\frac{z_2}{z_1}+1\right)-\frac{1}{\cos\alpha_{l1}}+\rho^*\frac{2}{z_1\cos\alpha_t}\times\right.\\\left.\times\left(1-\sin\alpha_t\right)-\delta^*\frac{2}{z_1\cos\alpha_t}\right]^{-1}\right],(14)$$

где  $\delta$  — отличительный индекс **VСЛОВИЯ**.

5. Условия минимальной толщины зубьев на окружности вершин ограничение углов профиля в верхних предельных точках:

$$\operatorname{inv} \vartheta_{\mu 1} \ge \operatorname{inv} \alpha_{a1} \left( 1 + \frac{\mu^*}{2} \right);$$
 (15)

$$\operatorname{inv} \vartheta_{\mu 2} \ge \operatorname{inv} \alpha_{a2} \left( 1 + \frac{z_1 \mu^*}{z_2 2} \right), \quad (16)$$

где µ — отличительный индекс условия.

6. Условие равных нагрузочных способностей на изгиб сопрягаемых зубьев следует из равенства целевых функций (7) для шестерни и зубчатого колеса:

$$\left(\frac{\sigma_{Flimb1}^{0}}{S_{F1}}\right)Y_{FS2} = \left(\frac{\sigma_{Flimb2}^{0}}{S_{F2}}\right)Y_{FS1}.$$
 (17)

В первом приближении для решения уравнения (17) используем условие равной толщины сопрягаемых зубьев по граничным окружностям:

$$\frac{(\operatorname{inv}\vartheta_1 - \operatorname{inv}\alpha_{l1})}{\cos\alpha_{l1}} =$$
$$= \frac{z_2(\operatorname{inv}\vartheta_2 - \operatorname{inv}\alpha_{l2})}{z_1\cos\alpha_{l2}}.$$
 (18)

Более точные решения можно получить, используя методы теории упругости, варьируя отношением толщин зубьев шестерни и зубчатого колеса:

$$K_{\vartheta} = \frac{z_2 \mathrm{inv}\vartheta_2}{z_1 \mathrm{inv}\vartheta_1}.$$

Равенство (17) выполняется при большей толщине зуба шестерни, т. е.  $K_9 < 1$ , но для пары одинаковых зубчатых колес ( $z_1 = z_2$ ) из одинакового материала уравнения (17) и (18) сводятся к равенству углов  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$ .

7. Условие равной нагрузочной способности зубьев по контактной прочности и прочности на изгиб имеет вид:

$$\cos^{4}\beta_{b} \leq \frac{\sin\alpha_{tw}\cos\alpha_{t}\sigma_{H\lim}^{2}\times}{2\sigma_{F\lim b1,2}^{0}Z_{E}^{2}\times} \rightarrow \frac{\times Z_{1}Y_{\beta}Y_{FS1,2}S_{F1,2}u}{\times S_{H1,2}^{2}(u+1)}.$$
 (19)

Это выражение следует из равенства функций (2) и (3) и позволяет наращивать нагрузочную способность путем перераспределения напряжений контакта и изгиба. Условие (19) следует рассматривать совместно с условием кратности рабочей ширины зацепления осевому шагу:

$$b_w = \frac{2\pi r_{b1}}{z_1 \text{tg}\beta_b} k, \quad k = 1, 2, 3 \dots$$

8. Условие отсутствия подрезания зубьев в станочных зацеплениях — ограничение углов профиля на граничной окружности. Целевые функции возрастают с увеличением углов  $\alpha_{a1,2}$  профиля на окружности вершин и с уменьшением углов  $\alpha_{l1,2}$  профиля на граничной окружности. Очевидно, что для последних целесообразно принимать минимальные значения, не допуская подрезания зубьев:

$$\alpha_{l1} \ge 0. \tag{20}$$

Для обеспечения близких форм сопрягаемых зубьев угол  $\alpha_{l2}$  зубчатого колеса принимают таким, чтобы высота ножки зуба колеса была не меньше, чем высота ножки зуба шестерни:

$$0 \leq \alpha_{l2} \leq \operatorname{arctg}\left[\left(1 + \frac{z_1}{z_2}\right) \operatorname{tga}_{tw} - \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) \operatorname{tga}_t\right].$$
(21)

9. Условие совместности соотношений для углов профиля на окружности вершин:

 $\alpha_{a1,2} = MIN(\alpha_{a\delta 1,2}, \alpha_{a\tau 1,2}).$  (22)

Принимаются меньшие значения выражений (11), (12) и (13), (14).

10. Условие совместности соотношений для углов профиля в верхней предельной точке теоретического профиля. Выражения (8), (15), (16), (17) для углов  $\vartheta_{1,2}$ профиля в верхней предельной точке и угла  $\alpha_{tw}$  зацепления будут совместны, если

$$inv\vartheta_{1,2} =$$
  
= MIN(inv\vartheta\_{\mu 1,2}; inv\vartheta\_{1,2}), (23)

что исключает неопределенность выбора одного из углов  $\vartheta_{1,2}$ , не нарушая других условий существования и качества зацеплений.

11. Условие совместности соотношений для углов профиля в верхней предельной точке рабочего и станочных зацеплений. Из геометрии станочного зацепления следует:

$$inv \vartheta_{I1,2} =$$

$$= inv\alpha_t + \frac{\pi}{z_{1,2}} - \frac{2\rho^*}{z_{1,2}} \cos\alpha_t -$$

$$- \sin\alpha_t \left(\frac{1}{\cos\alpha_t} - \frac{\cos(\alpha_t - \alpha_{I1,2})}{\cos\alpha_{I1,2}}\right),$$

где *l* — индекс условия.

В общем случае углы  $9_{11,2}$  и  $9_{1,2}$  не совпадают, поэтому сформировать зубья с параметрами  $\alpha_{11,2}$  и  $9_{1,2}$  в одной позиции обката не удается. Необходимый угол профиля  $9_{1,2}$  можно получить обкатом заготовки во второй позиции, которую настраивают угловым смещением заготовки или тангенциальным смещением ИПК.

Угловое смещение определяется выражением:

$$\vartheta_{1,2} = 2(inv\vartheta_{1,2} - inv\vartheta_{l1,2}).$$
 (24)

Тангенциальное смещение определяется коэффициентом

$$y_{1,2}^* = \frac{z_{1,2}}{\cos\beta} (\text{inv}\vartheta_{1,2} - \frac{1}{\cos\beta}) (\text{inv}\vartheta_{1,2}), \qquad (25)$$

где β — угол наклона ИПК.

Смещения, рассчитанные по формулам (24) и (25), имеют отрицательные значения, что указывает их направление "в тело" заготовки.

Коэффициент радиального смещения определяется выражением:

$$x_{l1,2}^* = \frac{\pi - 4\rho^* \cos \alpha}{4 t g \alpha} - \frac{z_{1,2} \cos \alpha_t}{2 \cos \beta} \times \left( \frac{1}{\cos \alpha_t} - \frac{\cos(\alpha_t - \alpha_{l1,2})}{\cos \alpha_{l1,2}} \right).$$

В расчетах размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев, например по ГОСТ 16532—70, удобно использовать приведенный коэффициент смещения:

$$x_{1,2}^* = x_{l1,2}^* + \frac{y_{1,2}^*}{2 \operatorname{tg} \alpha}.$$

12. Условие совместности рабочего и станочных зацеплений по коэффициенту перекрытия и радиальному зазору — ограничение угла профиля ИПК. В станочных зацеплениях параметры ИПК должны обеспечить гарантированные радиальные зазоры и коэффициенты перекрытия несколько большие, чем в рабочем зацеплении. Из схемы станочного зацепления (рис. 5) следует, что при радиальном зазоре  $\delta_0$  параметры ИПК должны удовлетворять соотношениям:

$$\begin{split} \varepsilon_a &\leq \varepsilon_{a0} = \left( \operatorname{tg} \alpha_{a0} - \operatorname{tg} \alpha_t + \right. \\ &+ \frac{\pi}{z_1 \cos^2 \alpha_t} + \rho^* \frac{2}{z_1 \cos \alpha_t} \right) \frac{z_1}{2\pi}; \\ \alpha_{a0} &= \arccos \left[ \left( \frac{1}{\cos \alpha_t} + \right. \\ &+ \left( \frac{\pi}{z_1 \cos \alpha_t} - 4 \frac{\rho^*}{z_1} \right) \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_t} - \right. \\ &- \left( \frac{\pi}{z_1 \cos \alpha_t} + 2 \frac{\rho^*}{z_1} \right) \operatorname{tg} \alpha_t \right], \end{split}$$

где индекс "0" указывает на станочное зацепление;  $\varepsilon_{\alpha 0}$  — коэффициент перекрытия;  $\alpha_{a 0}$  — предельный угол профиля на окружности вершин.

На рис. 6 показаны зависимости  $\varepsilon_{\alpha 0}$  от числа *z* зубьев, согласно которым  $\varepsilon_{\alpha 0}$  превышает предельное значение  $\varepsilon_{\alpha} = 2,1$  рабочего зацепления при  $\alpha_t \leq 20^\circ$ . С учетом изменения угла профиля ИПК в торцевом сечении косозубых колес оптимальные значения углов  $\alpha = 15 \div 20^\circ$ .

Вышеизложенные условия существования и качества зацеплений сводятся к системе из восьми выражений (8), (15), (19)-(22) и (23) с соответствующими индексами — для одного из зубчатых колес, которые определяют угол а<sub>tw</sub> зацепления и семь переменных параметров сопрягаемых зубьев ( $\vartheta_1$ ,  $\vartheta_2$ ,  $\alpha_{a1}$ ,  $\alpha_{a2}$ ,  $\alpha_{l1}$ ,  $\alpha_{l2}$ ,  $\beta_b$ ). Общий интервал определения переменных (0; л) и равенство числа переменных числу связывающих их выражений указывает на возможность замены данных условий системой уравнений с единственным решением.

Таким образом, синтез оптимизированных зацеплений, расчет их геометрии, показателей качества и нагрузочной способности можно выполнить для двумерного массива натуральных независимых переменных  $z_1 \times z_2$ .

Трансцендентный характер полученных выражений предполагает применение в расчетах методов итерации и программных средств. Численное решение задачи оптимизации получено в виде трехмерного массива  $\{z_1, z_2, N\}$ , каждый элемент которого определен целочисленными координатами, где N — номер расчетной величины, расположенной в N-м уровне над двумерным массивом натуральных чисел  $z_1 \times z_2$ . Массив расчетных величин включает оптимизированные геометрические параметры, целевые функции и показатели качества зацеплений.

Каждая расчетная величина может быть представлена поверхностью, заданной координатами  $z_1$  и  $z_2$ . Так как расчетные величины определены только для натуральных чисел, то поверхности следует считать условными.

Условная поверхность, представляющая произведение  $\epsilon_{\alpha} \sin 2\alpha_{tw}$ , показана на рис. 7 (см. обложку). Поверхность характеризует целевую функцию (6).

В данном численном решении выполняется условие  $\varepsilon_{\alpha} \leq 2,1$ : если при изменении  $z_1$  и  $z_2$  для некоторого  $z'_1$  справедливо неравенство  $\varepsilon_{\alpha} \geq 2,1$ , то соответствующее значение угла  $\alpha_{tw}$  и  $\varepsilon_{\alpha} = 2,1$  принимаются для всех сочетаний, где  $z'_1 \leq z_2$ .

Пример. Оптимизация прямозубого эвольвентного зацепления с параметрами:  $z_1 = 10$ ;  $z_2 = 36$ ;  $T_1 = 500$  H·м;  $q_{F1,2} =$ = 380 МПа;  $q_{H1,2} = 42,5$  МПа последние два значения рассчитаны по формуле (5) для надежного серийного аналога.





Рис. 6. Зависимости изменения  $\varepsilon_{\alpha 0}$  от z

Таблица 1

Ряд модулей и соответствующие им главные линейные параметры

Пара- метр	$m_i = a_i, \text{ MM}$									
	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0
а <sub>wi</sub> , мм b <sub>wi</sub> , мм	92,0 93,7	103,5 105,4	115,0 117,1	126,5 128,8	138,0 140,5	161,0 163,9	184,0 187,3	207,0 210,8	230,0 234,2	253,0 257,6

Для заданных чисел  $z_{1,2}$  из массива { $z_1$ ,  $z_2$ , N} получаем оптимизированные безразмерные параметры:  $\vartheta_{1,2}$ ;  $\alpha_{a1,2}$ ;  $\alpha_{a1,2}$ ; угол  $\alpha_{tw}$  зацепления; коэффициент  $\varepsilon_{\alpha}$ перекрытия; коэффициенты смещения  $x_{l1,2}^*$ ,  $y_{1,2}^*$ ,  $x_{1,2}^*$ ; коэффициенты  $Y_{FS1,2}$  формы зубьев; функции зацепления ( $\gamma_H$ ,  $\gamma_{F1,2}$ ) и структуры ( $v_H$ ,  $v_F$ ).

Из выражений (2)—(4) получим лимитирующее значение удельной нагрузочной способности t. Стандартному ряду модулей  $m_i$  поставим в соответствие ряды делительных  $(a_i)$  и рабочих  $(a_{wi})$  межосевых расстояний:

$$a_{wi} = m_i \frac{z_1 + z_2}{2\cos\beta} \left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}\right) =$$
$$= a_i \left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}\right), \quad i = 1, 2, 3. ...,$$

и значения рабочей ширины b<sub>wi</sub> зубчатых венцов, полученные из формулы (5), см. табл. 1. Из условий компоновки передачи принято:  $a_w = 140,5$  мм;  $b_w = 38,5$  мм. Расчетные значения межосевых расстояний, как правило, не соответствуют рядам натуральных или предпочтительных чисел и приводятся к ним путем незначительного изменения параметров зубчатого колеса с соответствующим изменением угла зацепления. Результаты оптимизации геометрических параметров представлены ниже.

На рис. 8 показаны профили зубъев и эпюры коэффициентов  $Y_{FS1,2}$  формы для данного примера и его промышленного аналога. Для профиля аналога узловые точки — темные. У шестерни аналога толщина зуба меньше, а коэффициент формы больше, чем у зуба колеса. Такая форма зубъев ограничивает коэффициент перекрытия ( $\varepsilon_{\alpha} = 1,19$ ) и нагрузочную способность. В оптимизированном варианте  $\varepsilon_{\alpha} = 1,46$ , для шестерни и зубчатого колеса коэффициенты форм зубъев имеют близкие значения, расчетная нагрузочная способность на контактную прочность увеличена на 10 %, а на изгиб — на 29 %.

Следующим шагом в оптимизации данного зацепления может стать некоторое увеличение чисел зубьев, что приведет к увеличению коэффициента перекрытия и нагрузочной способности для лимитирующих условий контактной прочности. Но в этом случае последует снижение нагрузочной способности для условий прочности на изгиб, которое потребует анализа перегрузочной способности зацепления и динамических характеристик привода.

На двумерном массиве переменных  $z_1 \times z_2$  (рис. 9) можно



Рис. 8. Профили зубьев и эпюры коэффициентов формы



Рис. 9. Двумерный массив  $z_1 \times z_2$  и его градация

#### Исходные данные и результаты оптимизации

#### Исходные данные Вращающий момент на шестерне $T_1$ , H·м..... 500 Функция допускаемых напряжений по условию контактной прочности *q*<sub>H</sub>, МПа ...... 42.5 Функция допускаемых напряжений по условию прочности на изгиб *q<sub>F</sub>*, МПа ..... 390 Число зубьев: шестерни z<sub>1</sub>..... 10 36 Конструктивно-технологические ограничения Угол профиля ИПК α°..... 20 Коэффициент радиуса скругления головки ИПК р\*..... 0.30 Коэффициент радиального зазора в зацеплении б\*..... 0,15 Коэффициент запаса от подрезания, интерференции и завышенного скольжения т\*..... 0,05 Отношение центральных углов между точками разноименных теоретических профилей на окружности вершин и основ-0,03 ной окружности и ..... Оптимизированные параметры, показатели качества и нагрузочной способности Угол профиля в верхней предельной точке теоретического профиля, градус: шестерни 91.... 45,63 зубчатого колеса 92..... 29,79 Угол профиля на окружности вершин, градус: 44,19 шестерни а<sub>a1</sub>.... зубчатого колеса $\alpha_{a2}$ ..... 27,39 Угол профиля на граничной окружности, градус: шестерни а/1.... 0 9,98 0 Угол зацепления а<sub>т</sub> °..... 22,64 1,46 Функция зацеплений по условию контактной прочности $\gamma_H$ ..... 0,42 Функция зацеплений по условию прочности на изгиб у<sub>Г1.2</sub> для шестерни и зубчатого колеса..... 0,05 Функция структуры по условию контактной прочности v<sub>H</sub>..... 56,04 Функция структуры по условию прочности на изгиб *v<sub>F</sub>*..... 43,86 Удельная нагрузочная способность по условию контактной прочности для шестерни и зубчатого колеса t<sub>H1,2</sub>, МПа ... 0,32 Удельная нагрузочная способность по условию прочности на изгиб для шестерни и зубчатого колеса $t_{F1,2}$ , МПа..... 0,45 Коэффициент формы зуба: 4,64 шестерни *Y<sub>FS1</sub>*..... зубчатого колеса Y<sub>FS2</sub> ..... 4,82 Коэффициент смещения радиальный: шестерни x<sup>\*</sup><sub>11</sub>..... 0.798 зубчатого колеса x<sup>\*</sup><sub>12</sub> ..... 0,295 Коэффициент смещения тангенциальный: шестерни $y_1^*$ ..... -0,021зубчатого колеса $y_2^*$ ..... -0,215Коэффициент смещения приведенный: шестерни x<sub>1</sub>\*.... 0.740 зубчатого колеса $x_2^*$ ..... -0,296Делительный диаметр, мм: шестерни d<sub>1</sub> ..... 60 зубчатого колеса d2..... 216 Диаметр вершин зубьев, мм: шестерни *d*<sub>*a*1</sub>..... 78,632 зубчатого колеса d<sub>a2</sub> ..... 228,594 Диаметр впадин, мм: шестерни *d*<sub>f1</sub>..... 36,400 зубчатого колеса d<sub>f2</sub> ..... 186,363 Длина общей нормали, мм: шестерни $W_1$ .... 48,161 зубчатого колеса W2 ..... 63,804 Межосевое расстояние а<sub>w</sub>, мм. 140,5 Рабочая ширина зубчатых венцов $b_w$ , мм

38,5

выделить области чисел зубьев, существенно отличающиеся нагрузочной способностью, и получить градацию зацеплений по нагрузочной способности:

*тяжелые* зацепления:  $5 \le z_1 \le 16$ и  $1 \le \varepsilon_{\alpha} \le 1,5$  — отличаются высокой перегрузочной способностью:  $t_F/t_H > 2$ ;

*средние* зацепления:  $10 < z_1 < 23$ и  $1,5 < \varepsilon_{\alpha} \leq 2,1$  — перегрузочная способность снижается с увеличением  $z_1$ :  $1 < t_F/t_H \leq 2$ ;

легкие зацепления:  $z_1 \ge 23$  и  $\varepsilon_{\alpha} \approx 2,1; t_F/t_H \approx 1$  — перегрузочная способность близка к единице.

Накопление опытных данных по сериям позволит оптимизировать и выбор чисел зубьев *z*<sub>1,2</sub>.

Синтез оптимизированных зацеплений и технологические операции двухпозиционного обката апробированы в проектных, опытно-конструкторских и опытно-технологических работах. Установлено, что эвольвентные передачи большинства производителей имеют существенные резервы повышения расчетной нагрузочной способности.

Перспективы конструктивнотехнологической оптимизации связаны с типизацией и последующей стандартизацией эвольвентных передач с предельными показателями расчетной нагрузочной способности [15]. Результатом стандартизации станет развитие высокоточных автоматизированных технологий производства зубчатых колес, подобных технологиям подшипниковой и инструментальной промышленности, с переходом на новый уровень качества.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Вулгаков Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. М.: Машиностроение, 1974. 264 с.

2. **Вулгаков Э. Б.** Теория эвольвентных зубчатых передач. М.: Машиностроение, 1995. 320 с.

3. Вулгаков Э. Б., Дорофеев В. Л. Компьютерное проектирование эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах // Конверсия в машиностроении. 2002. № 6. С. 148—151.

4. Каргин П. А. Синтез эвольвентных зубчатых передач при свободном выборе параметров зуборезного инструмента. Ростов-н/Д: РГАСХМ, 1998. 121 с.

5. **Kapelevich A. L., Shekhtman Y. V.** Tooth Fillet Profile Optimization for Gears with Symmetric and Asymmetric Teeth // Gear Technology. 2009. 73–79.

6. Алипиев О. Л. Геометрический расчет эвольвентных передач обобщенного исходного контура // Теория механизмов и машин. Т. 6. 2008. № 2. С. 60—73.

7. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Новые возможности автоматического проектирования эвольвентных цилиндрических передач с помощью блокирующих контуров. Машиноведение и детали машин // Всерос. науч.-техн. конф. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2008. 272 с.

8. Бах К. Детали машин, их расчет и конструкция / Пер. с нем. под ред. И. М. Холмогорова, Н. С. Ачеркана. М.: Гос. науч.-техн. изд-во по машиностроению, металлообработке и черной металлургии, Т. 1. 1932. 720 с.

9. Дорофеев В. Л. Прямой синтез авиационных эвольвентных зубчатых передач. Ч. 1. Проектирование зацепления. М.: ФГУП ММПП "Салют", 2003. 22 с.

10. Производство зубчатых передач газотурбинных двигателей / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин и др. Под. ред. Ю.С. Елисеева. М.: Высшая школа, 2001. 493 с.

11. Андриенко Л. А., Петровский А. Н. Критерий удельной нагрузочной способности механических передач // Изв. вузов. Машиностроение. 2008. № 7. С. 22—32.

12. Попов П. К., Андриенко Л. А., Петровский А. Н. Обобщенная оценка совершенства механических передач // Справочник. Инженерный журнал. 2009. № 7. С. 20—31; № 8. С. 6—12.

13. Пат. 2412026 Рос. Федерации:  $M\Pi K^7$  B23F5/14, B23F5/14. Способ образования зубчатых передач двух-позиционным обкатом.

14. ГОСТ 21354—87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов. 1987.

15. Петровский А. Н. Предпосылки стандартизации цилиндрических зубчатых передач с улучшенными свойствами. Актуальные задачи машиноведения, деталей машин и триботехники // Междунар. науч.-техн. конф. 2010. СПб.: Балт. гос. техн. ун-т, 2010. 277 с.

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



В. Л. ЮША, д-р техн. наук, Н. А. РАЙКОВСКИЙ, В. А. ЗАХАРЕНКО, канд. техн. наук, Д. Б. ПОНОМАРЕВ (ОмГТУ, г. Омск), e-mail: n\_raykovskiy@mail.ru

# Методика бесконтактного измерения температуры поверхности вращающегося вала бессмазочного подшипника

Предложен метод определения температуры поверхности вала, нагреваемой трением, бесконтактным способом с погрешностью измерения не более 2,6 %.

**Ключевые слова:** триботехническое исследование, вал, метод пирометрии, трение, температура.

The method for determining the surface temperature of the shaft, heated due to the friction, with use of a non-contact mode is proposed. It is stated that the measurement error is no more than 2,6 %.

**Keywords:** tribotechnical research, shaft, pyrometric technique, friction, temperature.

Известны различные экспериментальные и теоретические методы оценки температуры в зонах трения [1—3]. К преимуществам пирометрического метода можно отнести : возможность определения текущей усредненной температуры трущейся поверхности; быстрый отклик при изменении условий трения; измерение без использования щеток (токосъемников, терморезисторов и т. п.). Однако данный метод не получил широкого распространения в трибоисследованиях, что обусловлено сложностью измерения малых температур (30÷150 °С). Поэтому была поставлена задача — разработать способ повышения точности измерения температуры вращающегося вала пирометрическим методом.

В пирометрическом методе основной причиной недостаточной точности измерений является отсутствие информации об излучающей способности материала, характеризуемой коэффициентом излучения, который зависит от температуры исследуемого объекта [4]. Так, при измерении температуры пирометрическими преобразователями, погрешность которых 0,1 %, погрешность снимаемых данных может составлять 100 % [5, 6]. Коэффициент є теплового излучения (степень черноты) — отношение энергии теплового излучения данной поверхности к излучению абсолютно черного тела при той же температуре согласно закону Стефана—Больцмана. Коэффициент излучения абсолютно черного тела  $\varepsilon = 1$ .

Бесконтактное измерение температуры металлических поверхностей может давать неточные результаты, если рядом находятся другие нагретые объекты, излучения которых, в свою очередь, отражаются от визируемой поверхности [4, 7]. Кроме того, при наличии на поверхности царапин, окислов, краски и пр. качество измерений ухудшается. Исследования показали, что на результаты пирометрических измерений кроме качества исследуемой поверхности влияют эффективность оптической системы пирометра и температура окружающей среды [5, 7]. Для получения достоверных результатов перед измерением температуры следует на металлическую поверхность нанести покрытие с хорошей излучающей способностью или определить степень черноты металла измерением температуры с помощью термопары. Эффективный коэффициент  $\varepsilon_{эф}$  излучательной способности будет отличаться от фактического коэффициента [4, 5, 7].

В соответствии с законом Стефана-Больцмана

фактическая температура объекта:  $T_{\rm o} = \frac{T_{\rm pag}}{4\sqrt{\epsilon_{
m op}}},$ 

здесь  $\varepsilon_{\Phi}$  — коэффициент излучения фона;  $T_{\text{рад}}$  — измеренная пирометром радиационная температура в общем случае определяется выражением [8, 9]

$$T_{\text{pag}}^{n} = \varepsilon T_{\text{o}}^{n} + (1 - \varepsilon)\varepsilon_{\Phi}T_{\Phi}^{n} + \varepsilon_{\Phi}T_{\Phi}^{n} - T_{\Gamma,\Pi}^{n}$$

где  $\varepsilon$  — коэффициент излучения образца;  $T_{\phi}$  — температура фона;  $T_{\Gamma,\Pi}$  — температура головки пирометра; n — показатель степени, определяется по спектральной характеристике излучения.

Сложность аналитического учета фоновых составляющих предполагает разработку методики определения поправки для эффективного коэффициента  $\varepsilon_{ab}$  излучательной способности.

Для трибологических исследований разработан экспериментальный стенд (рисунок). Объект контроля (OK) — стальной полированный вал, нагреваемый трением при контакте с полимерным под-



Блок-схема испытательного стенда:

 $\Pi K$  — персональный компьютер; ЭБП — электронный блок пирометра; ГП — головка пирометра; БМ — блок мембран; ОК — объект контроля, нагреваемый трением; В — вентилятор; ЭП — элемент Пельтье; ТР — терморегулятор; БП — блок питания;  $\varPhi_{\rm pag}$  — суммарный поток излучения на ИК-датчик пирометра

шипником. Частота вращения вала  $50\div100 \text{ c}^{-1}$ . Расстояние от датчика до ОК зависит от диаметра пятна измерения. В данном случае дорожка трения составляет 10 мм (размер полимерного подшипника). Поэтому диаметр пятна измерения принят равным 7÷8 мм, что соответствует расстоянию от линзы датчика до ОК в 100 мм.

В пирометре имеются измерительный ИК-датчик — головка пирометра в активном термостате, и электронный блок, с которого сигнал передается на компьютер.

Если измерительный датчик находится на расстоянии ≈100 мм от поверхности вала, температура которого составляет 150 °C, то температура самого датчика изменяется. Причем величина колебаний составляет 5÷7 °С. Поэтому была разработана система стабилизации температуры на базе модулей Пельтье и аналогового пропорционального регулятора. Датчик расположен в алюминиевом корпусе, контакт с его стенками осуществляется через термопасту. К боковым стенкам корпуса поджаты модули Пельтье (80 Вт) с термопастой, обдуваемые вентиляторами. Это позволяет поддерживать температуру датчика в диапазоне 8÷23 °С, что на 10÷15 °С ниже температуры окружающей среды. Предложенная конструкция позволяет поддерживать температуру датчика с точностью 0,2 °С.

В ходе экспериментов установлено, что охлаждение датчика увеличивает его чувствительность как к излучению от стального вала, так и к фоновому излучению, что повышает погрешность измерения. Повышение температуры датчика снижает его чувствительность. Установлено, что оптимальная температура датчика соответствует нормальной температуре, т. е. составляет 22,5  $\pm$  0,2 °C.

Для снижения влияния фонового излучения на показания пирометра между объектом излучения и датчиком [4, 5, 7, 8] устанавливали систему мембран, соосных с линзой датчика, или полированную стальную трубку. Однако стальная трубка, близко расположенная к ОК, постепенно прогревалась и создавала собственный фон. Применение мембран на стенде также вызывало трудности, так как показания датчика зависели от его расположения. Даже малое его отклонение изменяло показание на 10 °С.

Учитывая сложность выверки, контроля положения пирометра и тарирования было принято решение использовать полированную стальную трубку с принудительным охлаждением потоком воздуха, положение которой фиксировалось.

Показания пирометра сверялись с показаниями термопары. Разброс показаний термопары зависит от качества ее контакта с поверхностью объекта (в данном случае разброс показаний составлял до 5 °C). Для повышения точности измерений вокруг рабочего спая термопары была нанесена термопаста, которая обеспечивала надежность и увеличивала площадь контакта. В ходе отладки стенда был определен эффективный коэффициент черноты поверхности вала:  $\varepsilon_{9\phi} = 0,187$ . Перед тарированием пирометра для прогревания всех элементов стенд работал в нагруженном режиме  $40 \div 50$  мин. Затем проводилось тарирование пирометра по показаниям поджатой к поверхности вала термопары, предварительно нагретой трением до температуры на  $10 \div 15$  °C, превышающий верхний предел тарирования.

Установлено, что вращение вала не оказывает влияния на показания пирометра, поэтому возможно тарирование пирометра в статике. По полученным результатам определяли зависимость температуры пирометра от температуры объекта. Средняя погрешность для температур от 30 до 150 °C составила 2,6 %.

Сопоставление экспериментальных данных с результатами расчетов [10] подтвердили адекватность модели. Таким образом, предложен метод определения температуры трущейся поверхности вала бесконтактным способом с погрешностью измерения не более 2,6 %.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Справочник по триботехнике. Т. 3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний / Под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 1992. 730 с.

2. Богданович П. Н., Ткачук Д. В., Белов В. М. Методы регистрации температуры при трении и механической обработке твердых тел // Трение и износ. 2006. № 4. С. 445—456.

3. Веттегрень В. И., Башкарев А. Я., Лебедев А. А. Определение "контактной" температуры в зоне трения антифрикционного полимерного покрытия по стали // Письма в журнал технической физики. Т. 32. Вып. 8. 2006. С. 78—82.

4. **Криксунов Л. З.** Справочник по основам инфракрасной техники. М.: Советское радио, 1978. 400 с.

5. Нестерук Д. А., Вавилов В. П. Тепловой контроль и диагностика. Томск. 2007. 104 с.

6. Пономарев Д. Б., Захаренко В. А. Модель пирометрического калибратора. Кн. 1 // VII Междунар. науч.-техн. конф. "Динамика систем, механизмов и машин". Омск, 2009. С. 409—412.

7. Галанов Е. К., Филатов М. К. Метрологические вопросы измерения температуры поверхностей бесконтактным методом ИК пирометрии // Оптический журнал. Т. 76. 2009. № 3. С. 44—47.

8. Гаррисон Т. Р. Радиационная пирометрия. М.: Мир, 1964. 248 с.

9. Госсорг Ж. Инфракрасная термография. Основы, техника, применение. М.: Мир, 1988. 416 с.

10. Вибронадежность и герметичность центробежных машин. Монография / Под ред. В. А. Марцинковского, А. В. Загорулько. Сумы: СумГУ, 2011. 351 с.

## Цикл статей

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

УДК 621.039.524.44:550.34

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук, М. А. ТАНАНОВ, Е. П. ОСИПОВА, канд. техн. наук, Т. И. НАЗАРОВА (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), В. В. МАКАРОВ, А. В. АФАНАСЬЕВ, В. В. АБРАМОВ, кандидаты технических наук (ОАО ОКБ "Гидропресс"), e-mail: makarov@grpress.podolsk.ru

# Испытания тепловыделяющих сборок на сейсмические воздействия

Представлены методика и результаты испытаний полномасштабных макетов тепловыделяющих сборок реактора ВВЭР-1000 на сейсмические воздействия. Определены передаточные характеристики между приложенным воздействием (ускорением опор) и откликом ТВС. Установлено отсутствие резонансных откликов ТВС при сейсмических нагрузках.

**Ключевые слова:** тепловыделяющая сборка, полномасштабный макет, кинематическое нагружение, испытания, акселерограммы.

The technique and test results of full-scale models of WWER-1000 fuel assemblies on the seismic loads are presented. The transfer characteristics between the applied force (supports acceleration) and fuel rod array response were determined. It was stated that the resonance response of the fuel assemblies at seismic loads are absent.

**Keywords:** fuel assembly, full-scale model kinematic loading, test, accelerograms.

Для обоснования прочности и стойкости тепловыделяющих сборок (ТВС) при воздействии сейсмических нагрузок рассчитывали их прогибы в активной зоне и условия взаимодействия ТВС между собой и с выгородкой. Расчет [1] проводили линейно-спектральным методом на основании обобщенных спектров ответа [2]. Для расчета прогибов ТВС использовали расчетно-экспериментальные данные по собственным частотам колебаний ТВС. Согласно результатам расчета отклик ТВС на сейсмические воздействия представляет собой суперпозицию колебаний по нескольким формам собственных изгибных колебаний, причем наибольший вклад вносят колебания по первой С-образной форме. При этом все ТВС изгибаются в одном направлении, входя друг в друга. В зависимости от интенсивности землетрясения определенная часть ТВС собирается в плотную упаковку, прижимаясь к выгородке. В зоне плотной упаковки между ТВС возникают поперечные усилия, сжимающие дистанционирующие решетки (ДР) и максимальные у ТВС, прижатых к выгородке. Один из основных критериев сейсмической прочности ТВС — отсутствие пластических деформаций ДР при воздействии статической сжимающей силы, равной максимальной динамической силе, определенной по результатам расчета активной зоны сейсмических воздействий.

Следует отметить, что область применения линейно-спектрального метода ограничена линейными системами. Относительное демпфирование данных систем устанавливается на уровне 0,02. Результаты экспериментального модального анализа ТВС разных конструкций показали, что резонансные частоты и коэффициенты демпфирования ТВС зависят от амплитуды прикладываемой вибрационной нагрузки, т. е. ТВС является нелинейной динамической системой, что не учитывается в расчетных моделях.

В рамках данной работы выполнены пробные эксперименты по кинематическому нагружению макета ТВС путем воспроизведения на опорах расчетной методической акселерограммы, не соответствующей площадке конкретной АЭС, и акселерограммы для площадки Нововоронежской АЭС (НВАЭС-2). Цель — отработка методики кинематического нагружения ТВС, определение перемещений макета ТВС и его передаточных функций при сейсмическом воздействии максимального расчетного землетрясения (МРЗ) силой 7 баллов по шкале MSK-64.

# Испытания на воздухе (методический эксперимент)

Макет ТВС, имитирующий выгоревшее состояние топлива путем создания зазоров в узлах "твэл-ДР" при изготовлении, испытывали при штатном продольном поджатии макета на стенде (рис. 1). Для испытаний макет ТВС, сжатый стяжками в двух фланцах-опорах, вывешивали вертикально с помощью тали. Вибрационную нагрузку создавали двумя электродинамическими вибростендами и прикладывали к фланцам-опорам. В ходе эксперимента с помощью специального программного обеспечения, учитывающего взаимовлияние вибро-



Рис. 1. Схема стенда для сейсмических испытаний ТВС на воздухе:

1 и 9 — верхний и нижний вибростенды; 2 и 8 — верхний и нижний фланцы-опоры, 3 — стяжка; 4 — акселерометр; 5 — макет ТВС; 6 — металлоконструкция; 7 — опорное гнездо; 10 — станина

стендов и передаточные характеристики промежуточных конструкций между вибростендами и ТВС, воспроизводили расчетные акселерограммы опор ТВС. Вибрационное воздействие (ускорения опор) и вибрационный отклик (ускорения ТВС) измеряли пьезоэлектрическими акселерометрами, Перемещения опор и ТВС определяли двойным интегрированием акселерограмм по времени.

В ходе испытаний с почти полным совпадением были воспроизведены целевые расчетные акселерограммы на опорах: совпадения имеются и во временной, и в частотной областях (рис. 2). Анализ зависимостей перемещений опор и ТВС от времени показал, что фазы колебаний ТВС на уровнях разных ДР не совпадают, т. е. форма колебаний далека от первой изгибной (С-образной) формы.

На рис. 3 представлены передаточные функции ТВС, определенные как отношение спектров отклика и воздействия. На собственных (резонансных) частотах должны наблюдаться максимумы передаточных функций. На некоторых передаточных функциях (ДРЗ, ДР7, ДР13) наблюдаются максимумы в области частот 7,3 Гц, которые могут соответствовать сильно демпфированному (более 20 % от критического) резонансу на 3-й изгибной форме. Других резонансных откликов в диапазоне частот 2÷15 Гц, в который входят максимальные сейсмические нагрузки (9÷12 Гц) и первые три частоты собственных изгибных колебаний ТВС, не наблюдалось. При частотах свыше 15 Гц (на рис. 3 не приведены) передаточные функции не являются информативными, так как уровень воздействия на 2÷4 порядка ниже максимального, вследствие чего в спектрах как воздействия, так и отклика преобладают шумы.

#### Испытания в воде

Амплитуды ускорений и характер зависимости перемещений (ускорений) от времени в местах крепления головок и хвостовиков ТВС при сейсмическом возбуждении колебаний корпуса реактора зависят от передаточных свойств гидроупругих колебаний внутрикорпусных устройств (ВКУ) и в первую очередь от динамических характеристик основного несущего элемента ВКУ — шахты реактора. Для расчетного анализа сейсмических воздействий на опоры ТВС с целью их последующего использования при проведении экспериментального обоснования ТВС была взята трехмерная гидроупругая динамическая модель ВКУ реактора ВВЭР-1200. Расчетные акселерограммы опор ТВС приведены на рис. 4.

Испытания проводили при температуре 20÷40 °С в стоячей воде и в потоке теплоносителя с расходом через ТВС от 300 до 750 м<sup>3</sup>/ч на стенде (рис. 5) для сейсмических и вибрационных испытаний ТВС совместно с приводом СУЗ ШЭМ-3 системы управления и защиты. Для испытания ТВС помещали в колонку, входящую в гидравлический контур стенда. Вибрационную нагрузку на опоры ТВС и привода создавали с помощью шести электродинамических вибростендов, расположенных на трех уровнях перпендикулярно друг к другу. В ходе испытаний воспроизводился весь спектр сейсмических нагрузок, характерных для данной площадки, в диапазоне 1,5÷30 Гц (за пределами этого диапазона сейсмические ускорения пренебрежимо малы). Вибрационное воздействие измеряли пьезоэлектрическими акселерометрами, установленными вблизи точек приложения нагрузки, вибрационный отклик ТВС измеряли бесконтактным способом с помощью лазерных доплеровских виброметров 8 через окна в колонке стенда (см. рис. 5).

Сейсмические испытания в воде проводили на макете ТВС АЭС-2006, имитирующем "свежее" топливо. В ходе испытаний на опорах ТВС и привода воспроизводили акселерограммы, рассчитанные для землетрясения силой 7 баллов по шкале MSK-64 на площадке HBAЭC-2. Сейсмические нагрузки на площадке HBAЭC-2 отличались от нагрузок в методическом эксперименте тем, что их воздейст-



Рис. 2. Временные функции и спектры колебаний ТВС нижней (а) и верхней (б) опор



Рис. 3. Передаточные функции *F* перемещений ТВС и опор: НО и ВО — нижняя и верхняя опоры

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

вие максимально в диапазоне 2÷5 Гц, тогда как в методическом эксперименте этот диапазон составлял 9÷12 Гц (рис. 6, см. обложку). В связи с этим амплитуда перемещений опор ТВС на площадке НВАЭС-2 существенно выше, чем в методическом эксперименте, тогда как амплитуда ускорений больше в методическом эксперименте. Спектры ускорений опор и передаточные функции ТВС при сейсмическом нагружении в воде приведены на рис. 7 (см. обложку).

В качестве примера на рис. 7 приведены результаты испытаний в потоке теплоносителя с расходом через ТВС 500 м<sup>3</sup>/ч. Подобные

результаты получены и на ос-

тальных режимах. Из временных зависимостей видно, что

колебания всех ДР и опор близ-

ки к синфазным, а размахи перемещений ДР относительно опор составляют менее полови-

ны абсолютных перемещений опор. Резонансные отклики

ТВС на приложенное сейсмиче-

ское воздействие отсутствуют.

Это подтверждают приведенные

на рис. 7 передаточные функ-

ции ТВС (соотношение от-

клик/воздействие), которые в



Рис. 4. Расчетные акселерограммы опор ТВС: *KG* — коэффициент перегрузки





диапазоне до 15 Гц, как правило, не превышают 1. Формы колебаний ТВС (рис. 8), построенные через промежутки времени 0,1 с, свидетельствуют об отсутствии какой-либо преобладающей формы колебаний.

#### Заключение

В результате проведенных испытаний отработана методика сейсмического нагружения ТВС на воздухе и в потоке теплоносителя. Два макета ТВС, имитирующих как "свежее", так и "выгоревшее" топливо, испытывали на сейсмические воздействия с воспроизведением на опорах ТВС методических акселерограмм и акселерограмм, полученных по результатам расчета для площадки НВАЭС-2. Определены абсолютные перемещения ТВС в воде (размах до 27 мм) и перемещения ДР относительно опор (размах до 14 мм). Перемещения ТВС при сейсмическом воздействии превышают проектный зазор между ТВС и выгородкой, поэтому остается актуальной задача определения сил соударений между ними.

Получены передаточные функции ТВС при сейсмиче-





ском воздействии. В диапазоне частот сейсмических нагрузок резонансный вибрационный отклик на сейсмические воздействия либо отсутствует, как при испытаниях в воде, либо сильно демпфирован, как при испытаниях на воздухе. Результаты эксперимента свидетельствуют о консервативности расчетов активной зоны на сейсмические нагрузки [2], согласно которым комплект ТВС деформируется преимущественно по первой С-образной собственной форме колебаний и собирается в плотную упаковку вблизи выгородки. В эксперименте упругая линия ТВС не является С-образной, колебания разных точек ТВС значительно отличаются по фазе.

В связи с различным характером деформирования TBC в расчетной модели активной зоны и в эксперименте значения сил взаимодействия TBC с выгородкой, определенные по результатам расчетов, требуют экспериментальной проверки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Троянов В. М., Лихачев Ю. И., Фоломеев В. А.** Метод расчета на сейсмическое воздействие активной зоны ВВЭР-1000 // Изв. вузов. Ядерная энергетика. 2002. № 3. С. 26—33.

2. **Нормы** расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. ПНАЭ Г-7-002—86. М.: Энергоатомиздат, 1989. С. 478—504.

#### УДК 621.822

А. Ю. КОРНЕЕВ, канд. техн. наук, (Государственный университет — УНПК, г. Орел), e-mail: korneev\_andrey@mail.ru

# Сравнительный анализ статических характеристик конических гидродинамических подшипников, смазываемых турбинным маслом

Предложены зависимости для определения статических характеристик конических гидродинамических опор трех типов в условиях переменных теплофизических свойств смазочного материала.

Ключевые слова: конические гидродинамические подшипники, смазочный материал, несущая способность, расход, потери мощности, трение, прокачка.

The dependences to determine the static characteristics of three types conical hydrodynamic bearings in the conditions of variable heat-transfer properties of te lubricant are proposed.

**Keywords:** conical hydrodynamic bearings, lubricant, carrying capacity, expense, power loss, friction, pumping.

Данная статья является продолжением работ [1—9] по расчету и проектированию конических подшипников скольжения. В качестве смазочного материала для вычислительных экспериментов принято турбинное масло. Из множества гидродинамических опор сравним статические характеристики конических гидродинамических подшипников (ГДП) трех основных типов: гладкого, многоклинового и гибридного.

Конические гладкие гидродинамические подшипники скольжения (рис. 1, *a*) широко применяются в высокоскоростных турбомашинах, что объясняется простотой их конструкции, обусловленной отсутствием дросселирующих элементов, что удешевляет и упрощает их эксплуатацию [2].

Конические многоклиновые гидродинамические подшипники (МГДП) (рис. 1,  $\delta$ ), внутренняя (опорная) поверхность которых состоит из  $N_S$  равных сегментов, отличаются повышенной виброустойчивостью и могут воспринимать значительные осевые нагрузки [2, 6].

Совмещение двух представленных выше конструкций в одной опоре скольжения позволяет получить новый тип ГДП — гибридный [2, 7]. Длина L гибридного ГДП складывается из суммы длин гладкой ( $L_{\rm rл}$ ) и многоклиновой ( $L_{\rm M}$ ) частей. Конструктивные параметры гибридного ГДП представлены на рис. 1, *в*. Преимущество данного подшипника заключается в том, что гладкая часть опоры обеспечивает большую грузоподъемность, а сегментная — устойчивость.

В гладком ГДП при смещении оси вала ротора относительно оси конического подшипника зазор в опорном узле можно рассматривать как функцию двух переменных *r* и  $\varphi$  [2, 3]:

$$h(r, \varphi) = h_0 - [X \sin\beta + Y \cos\beta] \cos(\alpha/2) + + Z \sin(\alpha/2) - (r - r_1) tg\gamma, \qquad (1)$$

где 
$$\beta = \frac{\varphi}{\sin(\alpha/2)}; r_1 = \frac{R_1}{\sin(\alpha/2)}$$

Зазор в паре ротор—МГДП представим как сумму двух составляющих:

$$h = h(r, \varphi) + h_S, \tag{2}$$

где  $h(r, \varphi)$  — зазор между валом и конической поверхностью, вписанной по выступам сегментов, которая определяется по формуле (1);  $h_S$  — зазор между конической поверхностью, вписанной по выступам сегментов, и поверхностью сегментов [2, 6], определяется функцией

$$h_{S} = \frac{1 - \cos(n\varphi_{S} - \varphi)}{1 + \cos(n\varphi_{S} - \varphi)}h_{0}.$$
 (3)



**Рис. 1. Конические гидродинамические подшипники:** *a* – гладкий, *δ* – многоклиновый, *в* – гибридный

Подставив формулы (1) и (3) в выражение (2), получим:

$$h = \frac{2h_0}{1 + \cos(n\varphi_S - \varphi)} - [X\sin\beta + Y\cos\beta]\cos(\alpha/2) + + Z\sin(\alpha/2) - (r - r_1)tg\gamma.$$
(4)

Для гибридного подшипника функция зазора для каждого участка рассматривается отдельно [2, 7]:

$$h = \begin{cases} h(r, \varphi) \text{ при } r \le R_{\rm cp}; \\ h(r, \varphi) + h_S \text{ при } r > R_{\rm cp}, \end{cases}$$
(5)

где первое выражение определяется формулой (1), второе — формулой (4).

В качестве смазочного материала в данных подшипниках используют турбинное масло ТП-22 или ТП-30. Зависимости показателей теплофизических свойств данных масел от температуры [9] представлены в таблице.

Используя представленные аналитические зависимости показателей теплофизических свойств масел в математической модели опор скольжения с учетом уравнений Рейнольдса, баланса энергий, функции зазора и дополнительных соотношений, замыкающих систему, можно определить функцию поля давлений и рассчитать несущую способность (грузоподъемность), потери мощности на трение и прокачку смазочного материала, его объемный расход [2, 3, 5].

Интегрирование найденного поля давлений, полученного численными методами (методом конечных разностей) [4], позволяет определить основные статические характеристики конических опор жидкостного трения [2, 5].

1. Несущая способность:

полная: 
$$W = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2 + R_Z^2};$$
  
радиальная:  $W_R = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2};$   
осевая:  $W_A = R_Z,$  (6)

где проекции гидродинамических сил, действующих на цапфу, на соответствующие оси координат имеют вид:

$$R_X = \int_{r_1 \phi_0}^{r_2 \phi_{\rm K}} p \sin\beta \cos(\alpha/2) r \, \mathrm{d}\varphi \, \mathrm{d}r;$$

$$R_{Y} = \int_{r_{1}\phi_{0}}^{r_{2}\phi_{K}} p \cos\beta\cos(\alpha/2)r d\phi dr; \qquad (7)$$
$$R_{Z} = \int_{r_{1}\phi_{0}}^{r_{2}\phi_{K}} p \sin(\alpha/2)r d\phi dr.$$
$$r_{1}\phi_{0}$$

2. Объемный расход  $Q_V$  (в осевом направлении):

$$Q_V = \int_{\varphi_0}^{\varphi_{\rm K}} \left( -\frac{h^3}{12\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{v_r h}{2} \right) r \,\mathrm{d}\varphi. \tag{8}$$

3. Потери мощности на трение:

$$N_{\rm Tp} = M_{\rm Tp}\omega_0,$$

где 
$$M_{\rm Tp} = \int_{r_1 \phi_0}^{r_2 \phi_{\rm K}} R^* \tau r d\phi dr$$
, здесь  $R^* = r \sin(\alpha/2);$ 

$$\tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} + \frac{\mu K_{\varphi} v_{\varphi}}{h}.$$
(9)

4. Потери мощности на прокачку смазочного материала:

$$N_{\Pi p} = Q_V p_0. \tag{10}$$

В формулах (6)—(10) приняты следующие обозначения: p — давление;  $\rho$  — плотность;  $\mu$  — вязкость;  $R^*$  — текущий радиус подшипника;  $\alpha$  — угол конусности;  $\beta$  — угловая координата в окружном направлении; r,  $\varphi$ , y — осевая, окружная и радиальная координаты по опорной поверхности подшипника;  $K_r$ ,  $K_{\varphi}$  — коэффициенты турбулентности;  $v_r$ ,  $v_{\varphi}$  — скорости точек на поверхности цапфы; h функция полного зазора;  $\omega_0$  — угловая скорость ротора;  $M_{\rm Tp}$  — момент сопротивления вращению цапфы;  $\tau$  — касательные напряжения; индекс "0" означает вход в подшипник.

Учитывая необходимость численного расчета методом конечных разностей, полученные выражения (6)—(10) следует представить в разностном виде. Подробный алгоритм расчета приведен в работах [2, 4]. Предложенные выражения реализованы в программном обеспечении "Подшипник—Криоген" [10], которое позволяет определить необходимые статические характеристики конических гидродинамических опор и сравнить полученные результаты для подшипников трех типов.

Показотели	Турбинное масло				
Показатель	ТП-22	ТП-30			
Плотность, кг/м <sup>3</sup> Вязкость, Па·с Удельная теплоемкость, Дж/(кг·°С) Энтальпия, Дж/кг	$\rho = 1109,38 + 2,2 \cdot 10^{-4} T^2 - 0,794 T$ $\mu = 0,0017 + 42196,411e^{-0,045 T}$ $C_p = 263,93 + \frac{5852,78 T}{793,05 + T}$ $I = -227781,56 + 3,403 T^2$	$\rho = 1128,802 + 0,000371T^{2} - 0,891T$ $\mu = 0,003 + 424365,19e^{-0,05T}$ $C_{p} = 9125,689 - 8459,562e^{-0,0005T}$ $I = -232967,49 + 3,347T^{2}$			



Рис. 2. Зависимости несущей способности W конических ГДП (1 — гладкий, 2 — многоклиновый, 3 — гибридный), смазываемых маслом ТП-22 (a, в) и ТП-30 (б, г), от угловой скорости  $\omega$  (a, б) и угла  $\alpha$  конусности (в, г) при  $\omega_0 = 1000 \text{ c}^{-1}$ 

Результаты расчета характеристик конических ГДП, смазываемых турбинными маслами ТП-22 или ТП-30, при переменных теплофизических свойствах смазочного материала, различных значениях радиального относительного эксцентриситета *е* положения цапфы ротора приведены на рис. 2—5. Подшипники имеют следующие параметры: длина L = 53 мм; радиус  $R_2 = 24$  мм; число клиньев  $N_S = 8$  (для многоклинового и гибридного подшипников); угол конусности  $\alpha = 30^\circ$ ; средний радиальный зазор  $h_0 = 50$  мкм; давление подачи  $p_0 = 0.2$  МПа; температура смазочной жидкости  $T_0 = 293$  К.

Анализ полученных зависимостей показал, что из трех типов гидродинамических опор скольжения наибольшую несущую способность имеет гладкий ГДП (на рисунках — кривые 1), наименьшую — МГДП (кривые 2). Гибридный подшипник (кривые 3) занимает промежуточное положение, однако по абсолютным значениям ближе к МГДП. В процентном соотношении несущая способность МГДП и гибридного ГДП, смазываемых турбинными маслами ТП-22 и ТП-30, меньше, чем у гладкого на 1 % при небольших и средних эксцентриситетах  $(e = 0,2 \div 0,4)$  и в среднем на 2,5 % при значительных эксцентриситетах (e = 0,6). С увеличением угловой скорости происходит увеличение несущей способности всех гидродинамических подшипников, особенно значительное при больших эксцентриситетах (см. рис. 2, а, б). Расход смазочного материала через конические ГДП, также как и потери мощности на прокачку, возрастают с увеличением угловой скорости и относительного радиального эксцентриситета. Поскольку зазор в гладком ГДП меньше, чем в МГДП и гибридном ГДП, из-за отсутствия клиньев, то и расход в такой опоре меньше, но незначительно (менее 1 %). Различия между МГДП и гибридным ГДП по данным характеристикам не наблюдаются (см. рис. 3 и 5, а, б). Потери мощности на трение в исследуемых подшипниках также возрастают с увеличением угловой скорости и относительного радиального эксцентриситета. В зависимости от типа подшипника потери мощности на трение максимальны для гладкого ГДП, минимальны — для МГДП, гибридная опора занимает промежуточное положение, но в процентном соотношении расхождение незначительно: менее 1 % при небольших и средних эксцентриситетах ( $e = 0,2 \div 0,4$ ) и менее 1,5 % при значительных эксцентриситетах (e = 0,6) (см. рис. 4,  $a, \delta$ ).

При смазывании турбинными маслами несущая способность конических ГДП с увеличением угла конусности подшипника снижается, причем более значительно для небольших и средних эксцентриситетов. Это связано со значительным уменьшением радиальной несущей способности, и хотя осевая составляющая  $R_Z$  возрастает, этого не достаточно для компенсации уменьшающейся радиальной составляющей W<sub>R</sub>. Наблюдается снижение полной несущей способности для гладкого ГДП на 20 % при e = 0,6 и в среднем на 45÷47 % при  $e = 0,2\div0,4$ ; для многоклинового и гибридного подшипников на 25 % при e = 0,6 и в среднем на 46÷48 % при  $e = 0,2\div0,4$  (см. рис. 2, *в*, *г*). Расход смазочного материала через конические опоры с увеличением угла конусности также снижается, причем более значительно при больших эксцентриситетах: в среднем на 20, 15 и 7 % соответственно при e = 0,6, 0,4и 0,2 независимо от типа гидродинамической опоры и типа турбинного масла (см. рис. 3, e, e). С ростом угла конусности также снижаются и потери мощности на трение: в среднем на 64÷68 % для ГДП всех исследуемых типов (см. рис. 4, e, e). Потери мощности на прокачку пропорциональны расходу, поэтому с увеличением угла конусности они также снижаются на 20, 15 и 7 % соответственно при e = 0,6, 0,4 и 0,2 (см. рис. 5, e, c).

Обобщая результаты исследований по приведенным выше графикам можно отметить, что увеличение относительного радиального эксцентриситета и угловой скорости  $\omega_0$  приводит к увеличению несущей способности рассматриваемых конических гидродинамических подшипников, что связа-



Рис. 3. Зависимости объемного расхода  $Q_V$  смазочного материала ТП-22 (*a*, *в*) и ТП-30 (*б*, *г*) конических ГДП от угловой скорости  $\omega$  (*a*, *б*) и угла  $\alpha$  конусности (*в*, *г*) при  $\omega_0 = 1000 \text{ c}^{-1}$ 



Рис. 4. Зависимости потерь мощности  $N_{\rm rp}$  на трение конических ГДП (1 – гладкий, 2 – многоклиновый, 3 – гибридный), смазываемых маслом ТП-22 (*a*, *в*) и ТП-30 (*б*, *г*), от угловой скорости  $\omega$  (*a*, *б*) и угла  $\alpha$  конусности (*b*, *c*) при  $\omega_0 = 1000 {\rm c}^{-1}$ 

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3



Рис. 5. Зависимости потерь мощности  $N_{\rm np}$  на прокачку конических ГДП, смазываемых маслом ТП-22 (*a*, *s*) и ТП-30 (*b*, *c*), от угловой скорости  $\omega$  (*a*, *b*) и угла  $\alpha$  конусности (*s*, *c*) при  $\omega_0 = 1000 \text{ c}^{-1}$ 

но с уменьшением рабочего зазора и, как следствие, значительным увеличением давлений в нем (см. рис. 2, a, b). Увеличение угла  $\alpha$  конусности снижает несущую способность W гидродинамических опор, смазываемых маслами. Это связано с вязкостью смазочного материала. Так, для таких вязких жидкостей, как турбинные масла, радиальная несущая способность  $W_R$  значительно превышает осевую  $R_Z$ , которая обусловлена в первую очередь давлением подачи. Соответственно, при увеличении угла конусности снижение  $W_R$  не может быть компенсировано увеличением  $R_Z$ , вследствие чего и происходит общее снижение несущей способности (см. рис. 2,  $\theta$ ,  $\varepsilon$ ).

Увеличения эксцентриситета и угловой скорости приводят к возрастанию расхода Q и связанных с этим потерь мощности как на трение ( $N_{\rm Tp}$ ), так и на прокачку ( $N_{\rm np}$ ) смазочного материала (см. рис. 3—5, a,  $\delta$ ). Однако с увеличением угла конусности можно отметить некоторое снижение расходных показателей (см. рис. 3—5, e, r), что, несомненно, является преимуществом конических опор по сравнению с радиальными.

Приведенные зависимости позволяют проанализировать основные характеристики исследуемых конических гидродинамических подшипников.

Полученные результаты отражают основные функции конических гидродинамических опор жидкостного трения, смазываемых турбинными маслами. Используя разработанное программное обеспечение [10], можно рассчитать статические характеристики конических гидродинамических подшипников, применяемых в качестве опор роторов различных высокоскоростных турбомашин.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Токарь И. Я. Проектирование и расчет опор трения. М.: Машиностроение, 1971. 168 с.

2. Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В. Конические подшипники жидкостного трения. М.: Машиностроение-1, 2008. 172 с.

3. Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В. Математическая модель неизотермического турбулентного течения смазочного материала в конических опорах жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 37—42.

4. Соломин О. В., Корнеев А. Ю. Численное определение поля давлений в конических опорах жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 46—50.

5. Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Соломин О. В. Расчет статических характеристик конических опор жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2006. № 12, С. 37—41.

6. Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Ярославцев М. И. Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения // Вестник машиностроения. 2010. № 3. С. 25–29.

7. Корнеев А. Ю., Савин Л. А., Ярославцев М. М. Математическая модель двухфазного неизотермического турбулентного течения смазочного материала в коническом гибридном подшипнике // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2009. № 5/277 (576). С. 66—72.

8. **Sheng-Bo Li, Korneev A. Yu., Hong-Yuan Jiang.** The determination of the complete gap function in different types of conical bearings // Proceedings of the Ninth International Conference on Machine Learning and Cybernetics. Qingdao: 2010. V. 3. P. 1249–1251.

9. Максимов В. А., Баткис Г. С. Высокоскоростные опоры скольжения гидродинамического трения. Казань: Изд-во "Фэн", 2004. 406 с.

10. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610593. Подшипник—Криоген.

# ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

#### УДК 621.81.002.73

Ф. Н. АБРАМОВ, канд. техн. наук (г. Великие Луки, Россия) e-mail: nikoina@mail.ru

# Точность базирования заготовок типа валов в центрах

Даны аналитические зависимости для определения погрешности базирования заготовок типа валов в центрах. Даны рекомендации по повышению точности базирования таких заготовок.

**Ключевые слова:** заготовки типа валов, схемы базирования, погрешности базирования.

Analytical dependences for determining the basing errors of the shaft-type workpieces in the centers are presented. The recommendations for improving the basing accuracy are given.

**Keywords:** workpiece, shaft, basing schemes, basing errors.

В работе [1] даны анализ используемых в настоящее время баз и теоретических схем базирования заготовок типа валов в центрах и новое их толкование, а также указаны основные факторы, влияющие на точность базирования для выполняемых размеров.

В данной статье рассматриваются погрешности базирования, возникающие при использовании двух наиболее распространенных схем базирования заготовок с коническими центровыми отверстиями: 1) в жестко закрепленном переднем и подво-



**Рис. 1. Теоретические схемы базирования валов в центрах:** I, II, III — технологические базы; *1*÷5 — координатные точки

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

димом заднем центрах (рис. 1, a); 2) в утопающем переднем и подводимом заднем центрах (рис. 1,  $\delta$ ).

Сначала определим погрешности базирования для выполняемых размеров, возникающие от действия каждого фактора в отдельности, а затем найдем их суммарное значение. При расчетах используем термины и понятия, изложенные в работах [2, 4].

#### Расчет погрешностей базирования заготовок в жесткозакрепленном переднем и подводимом заднем центрах

При расчетах используем теоретическую (рис. 1, *a*) и реальные (рис. 2 и 3) схемы базирования заготовок.

В рассматриваемом случае погрешность базирования для размера А<sub>в</sub> (см. рис. 2) обусловлена двумя факторами: 1) использованием переменно-координатной опорной технологической базы III (см. рис. 1, a); 2) погрешностью взаимного расположения (отклонение от перпендикулярности) плоскости Е<sub>п</sub>, прилегающей к реальному базовому торцу, и оси С<sub>п</sub> прилегающей конической поверхности центрового отверстия. Погрешность базирования для размера  $B_{\rm B}$  (см. рис. 3) обусловлена тремя факторами, два из которых указаны выше, третий — несовмещенность технологической и отсчетной баз. Отсчетной базой для размера A<sub>в</sub> является плоскость  $E_{\rm II}$ , а ее нормируемым участком круг диаметром d. Предельное поле рассеяния линейных отклонений базы Еп относительно плоскости YOZ (см. рис. 2, а), возникающих в результате использования переменно-координатной опорной технологической базы III (см. рис. 1, *a*), определяем по формуле

$$\Delta_{E_{\Pi}}^{\Pi.K} = l_{\max \Pi p} + \Delta_{o} - l_{\min \Pi p} =$$
$$= IT_{l} + \frac{D_{\max \Pi p} - D_{\min \Pi p}}{2\text{tg}(\varphi/2)} = IT_{l} + \frac{IT_{D}}{2\text{tg}(\varphi/2)}, \quad (1)$$

где  $I_{\text{max пр}}$  и  $I_{\text{min пр}}$  — соответственно максимальная и минимальная предельные длины конической поверхности;  $D_{\text{max пр}}$  и  $D_{\text{min пр}}$  — соответственно максимальный и минимальный предельные размеры меньшего диаметра D конической поверхности центрового отверстия;  $IT_D$  и  $IT_l$  — соответственно допуски размеров D и l;  $\Delta_0$  — осевое смещение (проседание) заготовки, обусловленное отклонениями диаметра D в пределах заданного допуска;  $\varphi$  — угол при вершине конической поверхности.



А увеличено





Рис. 2. Реальная схема базирования заготовки в жесткозакрепленном переднем и подвижном заднем центрах при расчете погрешности для размера  $A_{\rm B}$ 







Рис. 3. Реальная схема базирования заготовки в жесткозакрепленном переднем и подвижном заднем центрах при расчете погрешности для размера  $B_{\rm B}$ 

Приняв найденное поле  $\Delta_{E_{\Pi}}^{\Pi.K}$  за искомую погрешность  $\varepsilon_{6E_{B}}^{\Pi.K}$  базирования для размера  $A_{B}$ , получим:

$$\varepsilon_{6E_{\rm B}}^{\rm n.\kappa} = \Delta_{E_{\rm n}}^{\rm n.\kappa} = IT_l + \frac{IT_D}{2\mathrm{tg}(\phi/2)}.$$
 (2)

Предельное поле рассеяния угловых отклонений базы  $E_{\Pi}$  относительно плоскости *YOZ* (см. рис. 2,  $\delta$ ), возникающих в результате погрешностей взаимно-

го расположения плоскости Е<sub>п</sub> и оси С<sub>п</sub>, определя-

ется как  $\Delta_{E_{\Pi}}^{\text{в.р}} = IT_{E_{\Pi} \perp C_{\Pi}}$ , где  $IT_{E_{\Pi} \perp C_{\Pi}}$  — допуск перпендикулярности плоскости  $E_{\Pi}$  к оси  $C_{\Pi}$ . (Здесь и далее угловые отклонения отсчетных баз даны в линейных единицах).

Отсюда погрешность базирования можно определить по формуле

$$\varepsilon_{6A_{\Pi}}^{\text{B.p}} = \Delta_{E_{\Pi}}^{\text{B.p}} = IT_{E_{\Pi} \perp C_{\Pi}}.$$
(3)

Отсчетной базой для размера  $B_{\rm B}$  (см. рис. 3) является плоскость  $F_{\rm II}$ , прилегающая к реальному плоскому торцу заготовки, а ее нормируемым участком — круг диаметром  $d_1$ .

Предельное поле рассеяния линейных отклонений базы  $F_{\Pi}$  относительно плоскости YOZ (см. рис. 3, *a*), возникающих в результате использования переменно-координатной технологической базы III (см. рис. 1, *б*), определяем по фор-

муле  $\Delta_{F_{\Pi}}^{\Pi,K} = \Delta_{E_{\Pi}}^{\Pi,K} = IT_{l} + \frac{IT_{D}}{2 \operatorname{tg}(\varphi/2)}$ , где поле  $\Delta_{E_{\Pi}}^{\Pi,K}$ 

находим по формуле (1).

Отсюда погрешность базирования для размера  $B_{\rm B}$  может быть рассчитана по формуле

$$\varepsilon_{6B_{\rm B}}^{\rm n.\kappa} = \Delta_{F_{\rm n}}^{\rm n.\kappa} = IT_l + \frac{IT_D}{2\mathrm{tg}(\phi/2)}.$$
 (4)

Предельное поле рассеяния угловых отклонений  $\Delta_{E_{\Pi}}^{\text{в.р}}$  базы  $F_{\Pi}$  относительно плоскости *YOZ* (см. рис. 3,  $\delta$ ), возникающих в результате погрешностей взаимного расположения плоскости  $E_{\Pi}$  и оси  $C_{\Pi}$ , следует рассчитывать в пределах нормируемого участка (диаметр  $d_1$ ). С учетом этого запишем:

$$\Delta_{F_{\Pi}}^{\text{B.p}} = \Delta_{1E_{\Pi}}^{\text{B.p}} = d_1 \text{tg}\alpha = \frac{d_1}{d} IT_{E_{\Pi} \perp C_{\Pi}}, \text{ rge } \Delta_{1E_{\Pi}}^{\text{B.p}} -$$

предельное поле рассеяния угловых отклонений плоскости  $E_{\Pi}$  относительно плоскости YOZ, рассчитанное в пределах нормируемого участка  $d_1$ ;  $\alpha$  — максимальный угол наклона базы  $F_{\Pi}$  к плоскости YOZ (равен максимальному углу наклона плоскости  $E_{\Pi}$  к плоскости YOZ).

Следовательно, рассматриваемая погрешность базирования

$$\varepsilon_{6B_{\rm B}}^{\rm B.p} = \Delta_{F_{\rm II}}^{\rm B.p} = \frac{d_1}{d} IT_{E_{\rm II}\perp C_{\rm II}}.$$
 (5)

Предельное поле рассеяния линейных отклонений (см. рис. 3, *в*), возникающих в результате несовмещения баз, определяем как  $\Delta_{F_{\Pi}}^{\text{H.6}} = IT_{A_{\text{р.B}}}$ , где  $IT_{A_{\text{р.B}}}$  — допуск ранее выполненного размера  $A_{\text{р.B}}$ . Следовательно, погрешность базирования можно выразить формулой

$$\mathcal{E}_{6B_{\rm B}}^{{\rm H}.6} = \Delta_{F_{\rm II}}^{{\rm H}.6} = IT_{A_{\rm p.B}}.$$
 (6)

С учетом полученных зависимостей (2)÷(6) определяем суммарные погрешности по формулам:

$$\begin{split} \varepsilon_{6A_{\rm B}}^{\rm cym} &= \varepsilon_{6A_{\rm B}}^{\rm n.\kappa} + \varepsilon_{6A_{\rm B}}^{\rm b.p} = IT_l + \frac{IT_D}{2{\rm tg}(\varphi/2)} + IT_{E_{\rm II}\perp C_{\rm II}};\\ \varepsilon_{6B_{\rm B}}^{\rm cym} &= \varepsilon_{6B_{\rm B}}^{\rm n.\kappa} + \varepsilon_{6B_{\rm B}}^{\rm b.p} + \varepsilon_{6B_{\rm B}}^{\rm h.6} =\\ &= IT_l + \frac{IT_D}{2{\rm tg}(\varphi/2)} + \frac{d_1}{d} IT_{E_{\rm II}\perp C_{\rm II}} + IT_{A_{\rm p.B}}. \end{split}$$

#### Расчет погрешностей базирования заготовок в утопающем переднем и подводимом заднем центрах

При анализе погрешностей базирования используем теоретическую (см. рис. 1,  $\delta$ ) и реальные (рис. 4 и 5) схемы базирования заготовок. В данном случае погрешность базирования для выполняемого размера  $A_{\rm B}$  (см. рис. 4) обусловлена одним фактором — погрешностью взаимного расположения плоскости  $E_{\rm II}$  и оси  $C_{\rm II}$ . Погрешность базирования для размера  $B_{\rm B}$  (см. рис. 5) может быть обусловлена двумя факторами: 1) погрешностью взаимного расположения плоскости  $E_{\rm II}$  и оси  $C_{\rm II}$  (см. рис. 5, a); 2) несовмещенностью технологической и отсчетной баз (рис. 5,  $\delta$ ).

Сравнительный анализ факторов, действующих при применении первой и второй схем базирования заготовок, показал, что вторая схема позволяет исключить один из основных факторов: использование переменно-координатной опорной технологической базы III, имеющей место при первой схеме базирования (см. рис. 1, *a*). Отсюда следует, что остальные факторы при обеих схемах базирования



Рис. 4. Реальная схема базирования заготовки в утопающем переднем и подвижном заднем центрах при расчете погрешности для размеров  $A_{\rm B}$ 





Рис. 5. Реальная схема базирования заготовки в утопающем переднем и подвижном заднем центрах при расчете погрешности для размера  $B_{\rm R}$ 

действуют идентично, обусловливая одинаковые предельные поля рассеяния отклонений  $\Delta_{E_{\Pi}}^{\text{B},\text{p}}$ ,  $\Delta_{1E_{\Pi}}^{\text{B},\text{p}}$ ,  $\Delta_{F_{\Pi}}^{\text{B},\text{p}}$  и  $\Delta_{F_{\Pi}}^{\text{H},\text{f}}$  отсчетных баз  $E_{\Pi}$  и  $F_{\Pi}$  для размеров  $A_{\text{B}}$ и  $B_{\text{B}}$  относительно плоскости YOZ. Это значит, что в рассматриваемом случае указанные факторы вызывают одинаковые погрешности базирования для этих размеров. Следовательно, при использовании второй схемы базирования заготовок искомые погрешности базирования  $\varepsilon_{6A_{\text{B}}}^{\text{B},\text{p}}$ ,  $\varepsilon_{6B_{\text{B}}}^{\text{B},\text{p}}$  и  $\varepsilon_{6B_{\text{B}}}^{\text{H},\text{f}}$  могут быть рассчитаны по ранее полученным зависимостям (3), (5) и (6).

Тогда суммарную погрешность  $\varepsilon_{6B_{B}}^{\text{сум}}$  базирования для размера  $B_{B}$  определяем по формуле

$$\varepsilon_{\bar{6}B_{B}}^{\text{CYM}} = \varepsilon_{\bar{6}B_{B}}^{\text{B},\text{P}} + \varepsilon_{\bar{6}B_{B}}^{\text{H},\bar{6}} = \frac{d_{1}}{d} IT_{E_{\Pi}\perp C_{\Pi}} + IT_{A_{\text{p},B}}.$$

#### Повышение точности базирования заготовок в центрах

Анализ точности базирования заготовок в центрах показал, что при использовании любой из рассмотренных схем возможны погрешности базирования для размеров  $A_{\rm B}$  и  $B_{\rm B}$ . При прочих равных условиях наименьшими они будут при второй схеме базирования, но и в этом случае погрешность базирования для размера  $B_{\rm B}$  может быть достаточно большой ввиду одновременного действия двух указанных факторов, а ее величина может быть не только сопоставимой с допуском размера  $B_{\rm B}$ , но и существенно (иногда в несколько раз) превышать его. Поэтому необходимо искать пути ее уменьшения.

По мнению автора, могут быть рекомендованы два способа решения указанной проблемы: 1) обработка торцов, связанных выполняемым размером  $B_{\rm B}$ , с одной установки заготовки (рис. 6); 2) совмещение постоянно-координатной технологической базы III с отсчетной базой  $F_{\rm III}$  для этого размера (рис. 7).



Рис. 6. Реальная схема базирования заготовки в утопающем переднем и подводимом заднем центрах, обеспечивающая обработку связанных выполняемым размером  $B_{\rm B}$  торцов с одной установки



Рис. 7. Реальная схема базирования заготовки в утопающем заднем и подводимом переднем центрах, обеспечивающая совмещение опорной технологической базы III с отсчетной базой  $F_{\rm H}$  для выполняемого размера  $B_{\rm B}$ 

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

# Цикл статей "Новый метод решения сложных вариационных задач обработки давлением"

#### УЛК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

## Исследование уменьшения высоты заготовки при прошивке\*

Проанализирована стадия прошивки, на которой высота заготовки уменьшается. Получены формулы для расчета соответствующих их размеров и формы заготовки.

Ключевые слова: вариационное формоизменение, прошивка, осадка.

In the paper the broaching stage is analyzed, on which the workpiece height decrease is observed. The formulae for calculation the workpiece size and form have been obtained.

кучести.

Keywords: variation forming, broaching, yielding.

В статье использованы обозначения, принятые в данном цикле статей [1, 2] и относительные величины геометрических и силовых параметров, отнесенные со-

\*Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1, 2 за 2012 г., продолжение — № 4 за 2012 г.

#### 

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 63)

ответственно к радиусу пуансона

r = 1 и среднему напряжению те-

ки, при которой уменьшается высота заготовки (рис. 1). Очаг пла-

стической деформации предста-

вим в виде областей 1 и 2. Об-

ласть 3 на данном этапе анализа

Рассмотрим стадию прошив-

При первом способе необходимо увеличить (по сравнению со стандартными значениями) размеры центрового отверстия, расположенного у заднего центра, и использовать специальный центр. Этот способ целесообразно применять при второй схеме базирования заготовок.

Второй способ (см. рис. 7) основан на изменении функций центров: задний центр 4 делают утопающим, а передний центр 1 — подводимым, что обеспечивает перемещение заготовки 2 до упора 3, расположенного у заднего центра. Центр 1 обеспечивает не только базирование заготовки, но и ее зажим. Привод переднего центра 1 осуществляется от пневмо- или гидроцилиндра, устанавливаемого на заднем конце шпинделя станка. В этом случае погрешность базирования для размера  $B_{\rm B}$  можно рас-

считать по формуле 
$$\varepsilon_{6B_{B}}^{\text{B},\text{p}} = \Delta_{F_{\Pi}}^{\text{B},\text{p}} = \frac{d_{1}}{d} IT_{E_{\Pi} \perp C_{\Pi}}$$
, где

 $\Delta_{F_{\Pi}}^{\mathrm{B.p}}$  — предельное поле рассеяния угловых откло-

считается жесткой. С учетом возможной стадии осадки и образования вогнутости размеры заготовки в момент начала прошивки обозначим  $H_{0\pi}$  и  $R_{0\pi}$ .

В области **1** принимаем: кинематически возможная осевая скорость  $v_z = 0$  (и, соответственно,  $\xi = 0$ ); радиальная скорость



Рис. 1. Расчетная схема прошивки с уменьшением высоты заготовки

нений базы  $F_{\Pi}$  для размера  $B_{B}$  относительно плоскости *YOZ*, возникающих в результате погрешности взаимного расположения плоскости  $F_{\Pi}$  и оси  $C_{\Pi}$ ;  $IT_{E_{\Pi}\perp C_{\Pi}}$  — допуск перпендикулярности плоскости

 $F_{\Pi}$ к оси  $C_{\Pi}$ .

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Абрамов Ф. Н. К вопросу о базах и теоретических схемах базирования заготовок в центрах и на конических оправках // Вестник машиностроения. 2010. № 12. С. 53–58.

2. Абрамов Ф. Н. О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.

3. Абрамов Ф. Н. О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.

4. Абрамов Ф. Н. О сущности базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 74–77.

определяется выражением [2]  $v_{\rho 1} = \frac{v_0}{2h\rho}$ . С учётом этого скорости:

$$\xi_{0} = -\xi_{\rho} = \frac{v_{0}}{2h\rho^{2}}; \qquad (1)$$
  
$$\xi_{i1} = \frac{1,155v_{0}}{2h\rho^{2}}; \qquad (2)$$

скорость угловой деформации  $\eta_{\rho z} = 0$  и, соответственно, касательное напряжение  $\tau_{\rho z} = 0$ .

Тогда из третьего уравнения системы Леви—Мизеса

$$\begin{cases} \sigma_{\rho} = \sigma + \frac{2\xi_{\rho}}{3\xi_{i}}; \\ \sigma_{\theta} = \sigma + \frac{2\xi_{\theta}}{3\xi_{i}}; \\ \sigma_{z} = \sigma + \frac{2\xi_{z}}{3\xi_{i}}; \\ \tau_{\rho z} = \frac{1}{3}\frac{\eta_{\rho z}}{\xi_{i}} \end{cases}$$
(3)

и второго уравнения равновесия системы

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{\rho}}{\partial \rho} + \frac{\partial \tau_{\rho z}}{\partial z} + \frac{\sigma_{\rho} - \sigma_{\theta}}{\rho} = 0; \\ \frac{\partial \sigma_{z}}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{z \rho}}{\partial \rho} + \frac{\tau_{z \rho}}{\rho} = 0 \end{cases}$$
(4)

следует:

$$\sigma_z = \sigma = f(\rho). \tag{5}$$

Из первого выражения системы (3) с учетом выражений (1), (2) и (5) имеем:

$$\sigma_{\rho} = f_1(\rho). \tag{6}$$

Тогда, решив первое уравнение равновесия системы (4) совместно с условием пластичности

$$\sigma_{\theta} - \sigma_{\rho} = \beta, \qquad (7)$$

получим:

68

$$\sigma_{\rho} = \beta \ln \rho + C. \tag{8}$$

Произвольную постоянную *C* находим из граничного условия  $\sigma_{\rho} = 0$  при  $\rho = R$ . В итоге имеем:

$$\sigma_{\rho} = -\beta \ln \frac{R}{\rho}.$$
 (9)

Рассмотрим область **2** на рис. 1. Поле скоростей течения материала заготовки задаем функциями:

$$v_{z2} = -\varphi_2(z);$$
$$v_{\rho 2} = \frac{\partial \varphi_2(z)}{\partial z} \frac{\rho}{2},$$

с учетом которых аналогично результату, полученному в разделе 4.1 монографии [3], получим:

$$\tau_{\rho z} = -C_1 z \rho + C_2 \rho.$$
 (10)

Произвольные постоянные  $C_1$ и  $C_2$  находим из граничных условий:  $\tau_{\rho z} = -\mu\beta$  при z = 0 и  $\rho = 1$ ;  $\tau_{\rho z} = 0,5\beta$  при z = -h и  $\rho = 1$ , при которых

$$\begin{cases} C_1 = \beta \frac{0.5 + \mu}{h}; \\ C_2 = -\mu\beta. \end{cases}$$
(11)

Далее по аналогии с формулами раздела 4.1 работы [3] получим:

$$\begin{cases} \sigma_{\rho} = 0.5 C_{1} \rho^{2} + \\ + (C_{1} z - 2 C_{2}) z + C_{3}; \\ \sigma_{z} = -\beta + 0.5 C_{1} \rho^{2} + \\ + (C_{1} z - 2 C_{2}) z + C_{3}. \end{cases}$$
(12)

Для определения произвольной постоянной  $C_3$  используем граничное условие  $\sigma_{\rho 2} = \sigma_{\rho 1}$  при  $\rho = 1$  и z = 0, тогда

$$C_3 = -0.5C_1 - \beta \ln R.$$
 (13)

Из второго выражения системы (12) с учетом равенств (11) и (13) при z = 0 находим:

$$\sigma_{z}|_{z=0} = -\beta \left[ 1 + \ln R + \frac{0.5 + \mu}{2h} (1 - \rho^{2}) \right].$$
(14)

Полная сила прошивки складывается из силы, необходимой для пластической деформации заготовки и определяемой напряжением (14), и силы, необходимой для преодоления трения на поверхности разрыва между областями **1** и **2**. С учетом этого и вывода, сделанного в работе [2], относительная удельная сила прошивки

$$q_{\Pi} = \frac{1}{\pi} \left( 2\pi \int_{0}^{1} |\sigma_{z}| \rho d\rho + 2\pi h \frac{\beta}{4} \right) = \beta \left[ 1 + \ln R + \frac{0.5 + \mu}{4h} + \frac{h}{2} \right]. (15)$$

Так как в области **1**  $\beta$  = 1,155, а в области **2**  $\beta$  = 1, примем среднее значение  $\beta$  = 1,1. Подставив  $\mu$  = 0,5 в формулу (15), получим:

$$q_{\Pi} = 1, 1 \left( 1 + \ln R + \frac{1}{4h} + \frac{h}{2} \right).$$
 (16)

Высоту *h* очага пластической деформации найдем из условия получения минимальной удель-

ной силы 
$$q_{\Pi}$$
:  $\frac{\partial q_{\Pi}}{\partial h} = 0$ , откуда

$$h = 0,7.$$
 (17)

Подставив это значение в формулу (16), определим удельную силу свободной прошивки:

$$q_{\Pi} = 1,1(1,7 + \ln R).$$
 (18)

Выражение (18) — математическое описание закономерностей, представленных в пп. 16 и 20 работы [1].

Если  $h_{\rm d} < 0,7$ , то начнется стесненная прошивка, удельную силу которой следует определять по выражению (16), подставив в него  $h = h_{\rm d}$ . В этом случае получим математическое описание закономерностей, рассмотренных в пп. 17 и 20 работы [1].

Проанализируем изменения размеров заготовки в процессе прошивки.

Подставив равенство (10) из работы [2] в выражение

$$d\rho = v_0 dt$$

получим уравнение

$$d\rho = \frac{v_0}{2h\rho} dt, \qquad (19)$$

проинтегрировав которое с учетом равенства

 $s = v_0 t \tag{20}$ 

(где *s* — рабочий ход), найдем:

$$\rho^2 = \frac{s}{h} + C_4.$$
 (21)

Произвольную постоянную  $C_4$ найдем из начального условия  $\rho = \rho_0$  при s = 0, откуда  $C_4 = \rho_0^2$ . Окончательно получим:

$$\rho = \sqrt{\rho_0^2 + \frac{s}{h}} \,. \tag{22}$$

Отсюда радиус наружной боковой поверхности заготовки в очаге пластической деформации определяется выражением

$$R = \sqrt{R_{0\pi}^2 + \frac{s}{h}}.$$
 (23)

При s = 0 получим  $R = R_{0\pi}$ . Так как при движении пуансона образовавшаяся стенка выходит из очага пластической деформации (см. рис. 1) и перестает деформироваться, то наружный радиус верхнего торца заготовки остается постоянным, а текущий радиус на границе стенки с очагом определяется зависимостью (23). В результате образующаяся стенка будет иметь вид, показанный на рис. 1 справа от оси симметрии. Таким образом, получено математическое описание закономерности 1, рассмотренной в п. 1 работы [1, с.74].

Так как высота *h* очага пластической деформации не зависит от исходного радиуса  $R_{0\Pi}$  заготовки, то из формулы (23) следует, что при одинаковом рабочем ходе *s* относительное приращение радиуса будет тем больше, чем меньше был исходный радиус  $R_{0\Pi}$ . Например, при s = h для  $R_{0\Pi} = 1$  имеем R = 1,41 ( $R_{0\Pi}$  увеличился на 41 %), для  $R_{0\Pi} = 1,5 - R = 1,80$  ( $R_{0\Pi}$  увеличился на 20 %), для  $R_{0\Pi} = 2 - R = 2,24$  ( $R_{0\Pi}$  увелич



Рис. 2. Схема осадки области 3 при прошивке

чился на 12 %), для  $R_{0\Pi} = 4$  — R = 4,12 ( $R_{0\pi}$  увеличился на 3 %). Таким образом, с учетом большей вероятности стадии осадки у заготовок с меньшим исходным радиусом, большей вогнутости, определяемой формулой (30) из работы [2], и большего относительного увеличения исходного радиуса, определяемого выражением (23), можно сделать вывод о большем искажении первоначальной формы по сравнению с заготовками, имеющими больший исходный радиус при равных значениях  $H_0$  и  $h_{\pi}$ . Следовательно, получено математическое описание закономерности, рассмотренной в п. 2 работы [1, с. 74].

Расчеты показали, что увеличение радиуса заготовки при прошивке заготовок с малым исходным радиусом существенно влияет на изменение удельной силы по ходу деформации и практически незаметно при прошивке заготовок со значительным исходным радиусом. Так, по формуле (18) получим: *q*<sub>п</sub> = 2,316 при  $R_{0\Pi} = 1,5$  и  $q_{\Pi} = 2,517$  при R = 1,8(расхождение 8,7 %);  $q_{\Pi} = 2,632$ при  $R_{0\Pi} = 2$  и  $q_{\Pi} = 2,757$  при R = 2,24 (расхождение 4,7 %);  $q_{\Pi} = 3,395$  при  $R_{0\Pi} = 4$  и  $q_{\Pi} = 3,427$ при R = 4,12 (расхождение 0,9 %). Следовательно, даже при отсутствии стадии осадки в начале прошивки заготовок с малым исходным радиусом удельная сила заметно изменяется, переходя в квазистационарную стадию лишь

после существенного увеличения R [1, рис. 5 кривая при R = 1.5].

В работе [2] получено, что в момент начала прошивки осадка заготовки высотой  $H_{0\Pi}$  и радиусом  $R_{0\Pi}$  становится невозможной. В соответствии с формулой (4) из работы [1] представляется тем более невозможной осадка в области **3**, имеющей меньшую высоту  $h_0$  (рис. 2).

В действительности это не так. После начала прошивки из-за радиального течения металла в областях 1 и 2 (см. рис. 1) на верхней границе области 3 будут действовать активные силы трения (см. рис. 2). Если в формулу (26) работы [4], определяющую удельную силу осадки при разной силе трения на верхнем и нижнем торцах, подставить  $\mu = -0,577$  и  $\mu_1 = 0,577$ , то получим, что удельная сила, необходимая для осадки области 3, равна 1, т. е. достаточно мала. В действительности эта удельная сила будет даже меньше 1, поскольку предельный коэффициент пластического трения на верхней границе превышает реальный коэффициент контактного трения на нижней границе.

Таким образом, после начала прошивки одновременно будет происходить и осадка области 3, обусловливающая форму боковой поверхности этой области, показанную на рис. 2 и наблюдаемую на реальных образцах [1, рис. 3, *б*]. Поскольку для строгого определения высоты  $h_1$  и радиуса  $R_{\rm H}$  области 3 требуется решение более сложной вариационной задачи, чем рассмотренная в работе [4], то для упрощения примем, что область 3 сохраняет при прошивке цилиндрическую форму с наружным радиусом, равным радиусу расположенного выше очага пластической деформации прошивки, определяемому выражением (23). С учетом этого уменьшение высоты области 3 и соответственно общей высоты заготовки в процессе прошивки можно определить следующим образом (рис. 3).



Рис. 3. Схема определения размеров заготовки в процессе прошивки

В соответствии с принятым в области **1** полем скоростей высота *h* заготовки в пределах верхнего очага пластической деформации в процессе прошивки не изменяется.

При получении формулы (23) область 3 (см. рис. 1) считали жесткой, и, соответственно, осевую скорость на нижней границе областей 1 и 2 принимали равной нулю. Поскольку установлено, что область 3 деформируется, то в выполненное решение необходимо внести соответствующие коррективы. Верхний очаг пластической деформации можно считать мгновенно неподвижным, а полученные выражения — справедливыми, если учесть переносное движение очага и скорость  $v_0$ представить как

$$v_0 = v'_0 - v_3, \tag{24}$$

где  $v'_0$  — скорость движения пуансона;  $v_3$  — скорость опускания верхней границы области **3**.

Тогда при решении уравнения (19) следует заменять скорость на ход не по выражению (20), а по формуле

$$v_0 t = (v'_0 - v_3)t = s - \Delta h_0.$$
 (25)

С учетом формулы (25) и обозначений на рис. 3 вместо выражения (23) получим:

70

$$R_1 = \sqrt{R_0^2 + \frac{\Delta s - \Delta h_0}{h}}.$$
 (26)

Исходная высота области **3** (рис. 3, *a*, слева от оси симметрии) определяется выражением

$$h_0 = H_0 - h, \tag{27}$$

где с целью дальнейшей алгоритмизации введено обозначение  $H_0 = H_{0\Pi}$ . С этой же целью введено обозначение  $R_0 = R_{0\Pi}$ .

После совершения рабочего хода  $s_1$  высота области **3** уменьшится на  $\Delta h_0$ , а радиус увеличится и станет равным  $R_1$ . Тогда из условия постоянства объема для области **3**  $\pi R_0^2 h_0 = \pi R_1^2 (h_0 - \Delta h_0)$ , с учетом формулы (26) получим квадратное уравнение

$$\Delta h_0^2 - 2a_1 \Delta h_0 + b_1 = 0, \quad (28)$$

где

$$a_1 = 0,5(R_0^2 h + h_0 + \Delta s); \quad (29)$$

$$b_1 = h_0 \Delta s. \tag{30}$$

Решив это уравнение, найдем:

$$\Delta h_0 = a_1 - \sqrt{a_1^2 - b_1} \,. \tag{31}$$

При решении перед корнем принят знак минус, так как при  $\Delta s = 0$  должно быть  $\Delta h_0 = 0$ .

Далее найдем общую высоту заготовки:

$$H_1 = H_0 - \Delta h_0.$$
 (32)

Следующую расчетную высоту  $h_1$  области **3** нетрудно найти из равенства (см. рис. 3)

$$h_1 + h + \Delta s = h_0 + h,$$
 (33)

откуда

$$h_1 = h_0 - \Delta s. \tag{34}$$

С учетом полученных выражений расчет формоизменения заготовки при прошивке осуществляем следующим образом.

1. Определяем расчетный рабочий ход *s*. Если конечная толщина дна  $h_{\pi} \ge h = 0,7$ , то

$$s = H_0 - h_{\pi}.$$
 (35)

Если конечная толщина дна  $h_{\rm m} < h = 0,7$ , то

$$s = H_0 - 0.7.$$
 (36)

2. Выбираем число *n* этапов расчета и определяем приращение рабочего хода:

$$\Delta s = \frac{s}{n}.$$
 (37)

При этом руководствуемся условием

$$\Delta s \le 0,7 \tag{38}$$

и учитываем, что чем больше *n*, тем точнее будет расчет.

3. Определяем начальную высоту области **3**:

$$h_0 = H_0 - 0.7. \tag{39}$$

4. Далее ведем расчет от i = 1 до *n* по алгоритму:

$$a_{i} = 0,5(0,7R_{i-1}^{2} + h_{i-1} + \Delta s); \qquad (40)$$

$$b_i = h_{i-1}\Delta s; \tag{41}$$

$$\Delta h_{i-1} = a_i - \sqrt{a_i^2 - b_i};$$
 (42)

$$H_i = H_{i-1} - \Delta h_{i-1}; \qquad (43)$$

$$R_{i} = \sqrt{R_{i-1}^{2} + \frac{\Delta s - \Delta h_{i-1}}{0,7}}; \quad (44)$$

$$h_i = h_{i-1} - \Delta s. \tag{45}$$

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

В результате данного расчета определим наибольший радиус заготовки  $R = R_n$  и высоту  $H = H_n$ .

Если конечная толщина дна меньше высоты h = 0,7 очага пластической деформации (рис. 3,  $\delta$ , справа от оси симметрии), то в соответствии с принятым полем скоростей и полным исчезновением области **3** при дальнейшем ходе  $s_{\rm A}$  найденная высота H меняться не будет. Однако радиус будет увеличиваться, а выражение (44) для его определения становится неприменимым, поскольку оно было получено из решения уравнения (19) при высоте h, не зависящей от времени t.

Для получения корректной формулы, определяющей радиус заготовки при стесненной прошивке, решив уравнение

$$d\rho = \frac{v_0}{2(h - v_0 t)\rho} dt,$$
 (46)

получим:

$$\rho^2 = -\ln(h - v_0 t) + C_5. \quad (47)$$

Произвольную постоянную  $C_5$  найдем из начального условия  $\rho = \rho_0$  при t = 0:

$$C_5 = \rho_0^2 + \ln h.$$
 (48)

Подставив выражение (48) в равенство (47) и сделав замену

$$h - v_0 t = h_{\pi}, \tag{49}$$

окончательно получим:

$$\rho = \sqrt{\rho_0^2 + \ln \frac{h}{h_{\pi}}}.$$
 (50)

Подставив в данное выражение  $\rho = R$  и  $\rho_0 = R_{\rm d}$ , где  $R_{\rm d}$  наибольший радиус заготовки в момент начала стесненной прошивки, с учетом равенства (17) получим расчетную формулу

$$R = \sqrt{R_{\rm A}^2 + \ln \frac{0.7}{h_{\rm A}}} \,. \tag{51}$$

Полученные расчетные выражения математически описывают



Рис. 4. Начальные размеры прошиваемой заготовки после стадии осадки (a) и после образования вогнутости ( $\delta$ )

закономерность, представленную в п. 9 работы [1, с. 74].

Если для примера принять  $H_0 = 4$ , а  $\Delta s = 0,5$ , то по формуле (39) найдем *h*<sub>0</sub> = 3,3. Далее по формулам (40)÷(42) получим:  $\Delta h = 0,403$  при  $R_0 = 1; \Delta h = 0,327$ при  $R_0 = 1,5;$   $\Delta h = 0,260$  при  $R_0 = 2; \Delta h = 0,111$  при  $R_0 = 4.$ Следовательно, интенсивность уменьшения высоты заготовки тем больше, чем меньше ее радиус R<sub>0</sub>. Таким образом, полученные выражения математически описывают и закономерность, представленную в п. 11 работы [1, c. 74].

В заключение укажем, как определяются размеры  $H_{0\Pi}$  и  $R_{0\Pi}$  заготовки, соответствующие началу стадии прошивки с уменьшением высоты.

При наличии стадии осадки [1] образование вогнутости может начинаться еще на этой стадии, а заканчиваться на стадии прошивки. Чтобы не проводить трудоемкое дополнительное исследование, будем считать, что заготовка в момент начала прошивки имеет вид, показанный на рис. 4, *a* (размеры  $R_{\rm oc}$  и  $H_{\rm oc}$  находим методом, приведенным в работе [1]). Размер вогнутости, определяемый формулой (30) из работы [2], будем учитывать лишь при построении окончательной формы заготовки после прошивки.

Если стадия осадки отсутствует, то размеры заготовки в момент начала прошивки определяем по схеме, представленной на рис. 4,  $\delta$ . Так как выступы, образующие вогнутость, в момент начала прошивки находятся выше очага пластической деформации, то при прошивке они деформироваться не будут. Поэтому

$$H_{0\Pi} = H_0 - h_{\rm BOF}.$$
 (52)

Радиус  $R_{0\Pi}$  определяем из условия постоянства объема по рис. 1 из работы [2] (глубину внедрения пуансона принимаем равной  $h_{\text{вог}}$ ):

$$\pi R_0^2 H_0 = \pi R_{0\Pi}^2 H_0 - \pi h_{\text{BOF}},$$

откуда

$$R_{0\Pi} = \sqrt{R_0^2 + \frac{h_{\rm BOF}}{H_0}}.$$
 (53)

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Воронцов А. Л. Новый метод решения сложных вариационных задач на примере исследования деформации заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 73—77.

2. Воронцов А. Л. Исследование образования вогнутости верхнего торца заготовки при прошивке // Вестник машиностроения. 2012. № 2. С. 61—64.

3. Воронцов А. Л. Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.

4. Воронцов А. Л. Осадка заготовки с разным расширением на верхнем и нижнем торцах // Кузнечноштамповочное производство. 2007. № 4. С. 3—12.

# Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

УДК 621.923

А. Н. ТЮРИН, д-р техн. наук (Западно-Казахстанский аграрно-технический университет им. Жангир Хана, г. Уральск), e-mail: turin56@mail.ru

# Зависимость шероховатости поверхности от энергии резания при суперфинишировании абразивным инструментом

Рассматривается связь шероховатости обрабатываемой поверхности с энергией резания при суперфинишировании, которая является обобщенным показателем процесса и обусловлена множеством факторов.

**Ключевые слова:** суперфиниширование, энергия резания, шероховатость поверхности.

In the paper the relationship of the work surface roughness with the cutting energy at super-finishing, concerned as a generalized parameter of the process and caused by a great number of factors, is considered.

**Keywords:** super-finishing, cutting energy, surface roughness.

При обработке резанием важным показателем является шероховатость получаемой поверхности, для определения которой будем использовать методику, изложенную в книге [1]. Относительная длина опорных участков микропрофиля детали после абразивной обработки с учетом перекрытия царапин определяется выражением

$$\frac{l_{\lambda}}{l_{\delta}} = 1 - \frac{\sum b_{\lambda}}{l_{\delta}},\tag{1}$$

где  $l_{\lambda}$  — длина опорного участка микропрофиля на расстоянии  $\lambda$  от линии впадин;  $l_{\overline{0}}$  — базовая длина микропрофиля;  $\Sigma\Sigma b_{\lambda}$  — суммарная ширина царапин от зерен на расстоянии  $\lambda$  от линии впадин (двойной знак  $\Sigma$  означает, что царапины суммируются не за один ход инструмента, а за все).

При суперфинишировании параметр *Ra* шероховатости обработанной поверхности, как правило, составляет 0,16 мкм, что соответствует средней высоте микронеровностей  $R_Z = 0,8$  мкм. Припуск на сторону при суперфинишировании примерно равен средней высоте исходной микронеровности, т. е.  $\approx 3,5$  мкм, и снимается не за один рабочий ход инструмента [2], их может быть от 300 до 1000. С учетом минимального числа ходов инструмента получим, что за один рабочий ход инструмент снимает 0,01 мкм. Следовательно, высота микрорельефа обработанной поверхности в 80 раз превышает припуск, снимаемый за один рабочий ход инструмента. При меньшей шероховатости поверхности и бо́льшем числе рабочих ходов инструмента это отношение увеличивается.

Среднее арифметическое отклонение микропрофиля обработанной поверхности определяется выражением [1]

$$Ra = \frac{2}{l_{\rm o}} \int_{0}^{\lambda_0} \Sigma \Sigma b_{\lambda} d\lambda, \qquad (2)$$

где  $\lambda_0$  — расстояние средней линии профиля от линии впадин.

Параметр  $\lambda_0$  с достаточной точностью определяется выражением [1]

$$\lambda_0 = \frac{1}{l_0} \int_{0}^{\lambda_{sv}} \Sigma \Sigma b_{\lambda} d\lambda, \qquad (3)$$

где  $\lambda_{sv}$  — расстояние от линии впадин до средней линии вершин микронеровностей.

Схема микропрофиля поверхности и его параметры приведены на рис. 1. Средняя линия вершин микронеровностей — важный параметр. При суперфинишировании царапины от абразивных зерен перекрываются. Представим, что все царапины параллельны и не перекрываются. Тогда вершины микронеровностей будут находиться на одном уровне, это и будет средней линией микронеровностей. При этом фактическая площадь царапин и площадь царапин, посчитанная без учета их пере-



Рис. 1. Схема микропрофиля обрабатываемой поверхности и его параметры

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3
крытия по средней линии вершин микронеровностей, совпадут.

Максимальная глубина царапин равна критической глубине  $a_{\rm K}$ . Абразивные зерна, которые делают неполные срезы, оставляют царапины такой же или меньшей глубины, однако число таких зерен невелико. Съем припуска за один рабочий ход инструмента намного меньше величины  $a_{\rm K}$ . Следовательно, глубина царапины от абразивного зерна при первом проходе инструмента в результате дальнейшего снятия припуска будет постепенно уменьшаться и при числе рабочих ходов инструмента,

определяемом формулой  $i_{rx} = \frac{a_{\rm K}}{q_1}$  (где  $q_1$  — при-

пуск, снимаемый за один ход инструмента), царапина исчезнет.

Рассмотрим микропрофиль длиной  $l_6$  обрабатываемой поверхности в поперечном сечении (относительно хода инструмента). За один рабочий ход инструмента снимется часть припуска. Площадь поперечного сечения снимаемого припуска находим по формуле

$$S_1 = q_1 l_6 = U_t \frac{K_v l_6}{\pi d_z L}, \qquad (4)$$

где  $U_t$  — полная энергия срезов, сделанных абразивными зернами за один ход инструмента, Дж;  $K_v$  — коэффициент подобия, 1/МПа; L — длина обрабатываемой поверхности заготовки;  $d_z$  — диаметр абразивного зерна.

В поперечном сечении площадь снимаемого припуска распределена неравномерно. Суммарную ширину царапин, выполненных за один ход инструмента, в поперечном сечении на расстоянии  $\lambda$  от самой глубокой царапины находим по формуле  $b_{\lambda} = k_{0}\lambda^{n}$ . Тогда площадь припуска, снимаемого за один рабочий ход,

$$S_1 = \int_{0}^{a_{\rm K}} b_{\lambda} \mathrm{d}\lambda = k_6 \frac{a_{\rm K}^{n+1}}{n+1}, \qquad (5)$$

где n = 2 [1].

Из формулы (5) получим 
$$k_{\tilde{0}} = \frac{3S_1}{a_{\kappa}^3}$$

Остаточная площадь всех царапин после *i*-го хода инструмента на расстоянии  $\lambda_f$  от наиболее глубокой царапины имеет вид:

$$S_{i} = \int_{iq_{1}}^{\lambda} b_{x} dx = k_{0} \frac{\lambda^{3} - (iq_{1})^{3}}{3} = S_{1}(\lambda) \left(1 - \frac{(iq_{1})^{3}}{\lambda^{3}}\right), \quad (6)$$

где  $S_1(\lambda)$  — суммарная площадь царапин в поперечном сечении, оставленных абразивными зернами

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

при первом проходе инструмента, на расстоянии  $\lambda$  от наиболее глубокой царапины.

Из выражения (6) получим остаточную площадь царапин на глубине  $\lambda$  после всех рабочих ходов  $i_{\lambda} = \lambda/q_1$ :

$$S_{\lambda} = S_{1}(\lambda) \sum_{i=0}^{\lambda/q_{1}-1} \left(1 - \frac{(iq_{1})^{3}}{\lambda^{3}}\right).$$
(7)

Из выражения (7) получим:

$$S_{\lambda} = S_{1}(\lambda) \left( (n+1) - \frac{q_{1}^{3}}{\lambda^{3}} (1+2^{3}+3^{3}+...+n) \right) =$$
$$= (n+1) - \frac{q_{1}^{3}}{\lambda^{3}} \frac{n(1+n)^{2}}{4},$$

где  $n = \frac{\lambda}{q_1} - 1.$ 

Выполнив некоторые преобразования, получим:

$$S_{\lambda} = S_1 \frac{\lambda^3}{a_{\kappa}^3} \left( 2 - \frac{q_1}{\lambda} \right).$$
(8)

Производная выражения (8) по переменной  $\lambda$  дает суммарную ширину царапин на обрабатываемой поверхности от всех зерен на уровне  $\lambda$  за все  $\lambda/q_1$  рабочие ходы инструмента:

$$\Sigma\Sigma b_{\lambda} = S_1 \frac{6\lambda^2}{a_{\rm K}^3} \left(1 - \frac{q_1}{3\lambda}\right). \tag{9}$$

Подставив полученную суммарную ширину царапин в равенство (1) с учетом выражения (4), найдем относительную опорную длину профиля поверхности:

$$\frac{l_{\lambda}}{l_{6}} = 1 - 6q_{1}\frac{\lambda^{2}}{a_{v}^{3}}\left(1 - \frac{q_{1}}{3\lambda}\right)$$

Для оценки опорной способности поверхности при различных обработках можно использовать величину съема припуска. С уменьшением припуска  $q_1$ , снимаемого за один ход инструмента, опорная способность поверхности существенно возрастает.

Используя выражения (3) и (4), относительную опорную длину микропрофиля можно выразить через энергию резания:

$$\frac{l_{\lambda}}{l_{6}} = 1 - 6 U_{t} \frac{K_{v}}{\pi d_{z}L} \frac{\lambda^{2}}{a_{K}^{3}} \left( 1 - \frac{U_{t}K_{v}}{3\pi d_{z}L\lambda} \right).$$
(10)

73

Введем величину  $U_{ud} = \frac{U_t}{\pi d_z L}$ , Дж/мм<sup>2</sup>, и назо-

вем ее удельной энергией резания.

Тогда равенство (10) примет вид:

$$\frac{l_{\lambda}}{l_{6}} = 1 - 6U_{ud}K_{v}\frac{\lambda^{2}}{a_{K}^{3}}\left(1 - \frac{U_{t}K_{v}}{3\lambda}\right)$$

Очевидно, что изменение удельной энергии резания не прямо пропорционально влияет на изменение площади опорной поверхности. С одной стороны, при уменьшении энергии резания относительная опорная длина микропрофиля возрастает, так как уменьшается съем припуска за один ход инструмента. С другой стороны, с уменьшением снимаемого припуска относительная опорная длина микропрофиля уменьшается, так как возрастает число рабочих ходов, необходимых для съема металла. Но первое преобладает, поэтому в целом с уменьшением энергии резания относительная опорная длина профиля возрастает.

Из выражений (9) и (10) определим положение средней линии профиля:

$$\lambda_0 = S_1 \frac{\lambda_{sv}^3}{l_5 a_{\kappa}^3} \left( 2 - \frac{q_1}{\lambda_{sv}} \right). \tag{11}$$

Так как  $\lambda_{sv} = a_{\rm K}$ , с учетом значения  $S_1$  приведем равенство (11) к виду:

$$\lambda_0 = q_1 \left( 2 - \frac{q_1}{a_{\rm K}} \right). \tag{12}$$

Тогда из выражения (2) определим параметр шероховатости обработанной поверхности:

$$Ra = \frac{2}{l_{\rm 6}} S_1 \frac{\lambda_0^3}{a_{\rm K}^3} \left( 2 - \frac{q_1}{\lambda_0} \right).$$
(13)

Подставив в уравнение (13) равенство (12), найдем:

$$Ra = 2\frac{q_1^4}{a_{\rm K}^3} \left(3 - 2\frac{q_1}{a_{\rm K}}\right) \left(2 - \frac{q_1}{a_{\rm K}}\right)^2$$

Последнее выражение указывает на сложную зависимость параметра Ra шероховатости обработанной поверхности от снимаемого за один рабочий ход инструмента припуска  $q_1$  и отношения его к критической глубине  $a_{\rm K}$  внедрения зерен, которая в свою очередь зависит от зернистости инструмента, его твердости, структуры, прочности связки и



Рис. 2. Зависимости параметра *Ra* шероховатости обработанной поверхности при суперфиниширования от припуска  $q_1$ , снимаемого за один ход инструмента, при разных значениях  $q_1/a_{\rm K} = 2$  (1); 3 (2); 4 (3)  $10^{-4}$  мм

свойств обрабатываемого материала. Снимаемый припуск  $q_1$  зависит от энергии резания, которая определяется совокупностью факторов, в том числе и параметром  $a_{\rm K}$ . Поэтому влияние параметра  $q_1$  на шероховатость поверхности доминирующее.

На рис. 2 представлены зависимости параметра Ra шероховатости обработанной поверхности от припуска, снимаемого за один ход инструмента, при разных значениях  $q_1/a_{\rm K}$ . С уменьшением съема припуска шероховатость поверхности снижается.

Параметр шероховатости поверхности можно связать с энергией резания, выразив параметр  $q_1$  через удельную энергию резания:

$$Ra = 2 \frac{U_{ud}^4 K_v^4}{a_{\kappa}^3} \left(3 - 2 \frac{U_{ud} K_v}{a_{\kappa}}\right) \left(2 - \frac{U_{ud} K_v}{a_{\kappa}}\right)^2.$$

Таким образом, шероховатость обрабатываемой поверхности при суперфинишировании выразили через энергию резания, показав, что энергия резания является обобщенным показателем данного процесса, который не однозначно зависит от различных факторов. Энергетический подход объединяет все процессы, происходящие при суперфинишировании, что можно использовать при поиске путей его совершенствования.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Королев А. В.** Исследование процессов образования поверхностей инструмента и детали при абразивной обработке. Саратов: Саратовский ГТУ, 1975. 192 с.

2. **Тюрин А. Н.** Энергетические параметры процессов суперфинишной обработки. Уральск: Западно-Казахстанский аграр.-техн. ун-т. 2007. 109 с.

### УДК 621.03

А. А. ЗЮЗИН, канд. техн. наук, Б. Н. КАЗЬМИН, М. Д. ЮРОВ (Липецкий ГТУ), e-mail: kaf-at@stu.lipetsk.ru

## Обеспечение надежности роликов установки непрерывной разливки стали

Представлены результаты исследования влияния свойств конструкционных сталей, применяемых для изготовления роликов УНРС, и качества обработки роликов на образование и развитие трещин. Получены технологические решения повышения качества механической обработки и работоспособности роликов.

**Ключевые слова:** качество, надежность, безотказность, структурные и фазовые превращения, шероховатость, микрошлиф, твердость, резец, режимы резания.

The investigation results of the influence of properties of structural steels, being used for production of rollers for the devices of steel continuous casting, and the rollers treatment quality on the formation and development of cracks are presented. Technological solutions to improve the treatment quality and working ability of the rollers have been obtained.

**Keywords:** quality, reliability, reliability, faultness, structural and phase conversions, roughness, polished section, hardness, cutter, cutting conditions.

Комплексным свойством качества деталей, сборочных единиц и машин в целом является их надежность в работе, которая характеризуется рядом показателей (ГОСТ 27.002—89), в том числе безотказностью. Качество изготовления и восстановления роликов установок непрерывной разливки сталей (УНРС) предопределяет безотказность их эксплуатации в заданный период, а, следовательно, производительность и экономическую эффективность работы УНРС в целом.

В процессе эксплуатации ролики вторичного охлаждения УНРС и их опоры подвергаются сложным динамическим нагрузкам в условиях нестационарного температурного поля в периоды контакта и выхода из зоны контакта с раскаленным слябом. Это обусловливает ряд специальных требований при обосновании выбора марок конструкционных материалов, технологического обеспечения точности и качества при обработке основных поверхностей роликов УНРС.

Несмотря на разнообразие типоразмеров ролики УНРС имеют схожие конструктивные и технологические признаки. Основными конструктивными элементами роликов являются: бочка, поверхность которой при эксплуатации непосредственно контактирует со слябом, и шейки, расположенные с обеих сторон бочки и служащие для монтажа подшипниковых опор. Конструктивно ролики выполняют с внутренним осевым отверстием или без него. При сверлении осевых отверстий удаляют центральную часть роликов, которая в большинстве случаев может иметь рыхлость, пористость и другие дефекты, являющиеся концентраторами напряжений.

В зависимости от диаметра ролики можно разбить на три группы: ролики малого диаметра диаметр бочки до 250 мм; средние ролики — диаметр бочки 250÷400 мм; крупные ролики — диаметр бочки 400÷600 мм. На УНРС применяют ролики массой от 570 до 6530 кг.

Для обеспечения точности и качества при изготовлении и восстановлении роликов важны технологические методы обработки, которые зависят от их размеров и массы. Ролики вторичного охлаждения УНРС изготовляют из сталей 75XM, 34XH1M, 15XM1Ф, 25XM1Ф и 25XMФ. В эксплуатации находятся ролики как термически обработанные закалкой и высоким отпуском — термоулучшенные (210÷255 *HB*), так и термически не обработанные после отжига — сырые (146÷176 *HB*).

Анализ показал, что чаще всего и новые, и восстановленные наплавкой ролики теряют свою работоспособность в результате поломок по термическим трещинам. Наплавку роликов УНРС осуществляют на установках автоматической наплавки проволокой CB-08A или лентой 08кп под слоем флюса AH-348AM или ЖСН-5 с припуском на механическую обработку (6÷8 мм).

Было проведено комплексное исследование факторов, влияющих на работоспособность роликов. Исследования предусматривали определение доминирующих факторов, влияющих на зарождение и развитие трещин по поверхности и глубине бочки при эксплуатации роликов, и разработке конструкторских и технологических мероприятий по повышению их термоусталостной прочности.

По разработанным специальным методикам исследовали: качество поверхностей и поверхностных слоев рабочих и нерабочих участков бочки роликов до и после эксплуатации; химический состав применяемых сталей; структурные и фазовые превращения в поверхностном слое бочки роликов, изготовленных из разных сталей.

Качество исследуемых поверхностей и поверхностных слоев бочки роликов оценивали: по микропрофилю микронеровностей; по параметрам шероховатости и направлению микронеровностей (ГОСТ 2789—73); по распределению твердости и микротвердости по толщине активного рабочего слоя; по характеру, величине и глубине распространения остаточных внутренних напряжений; по структурным и фазовым превращениям.



Рис. 1. Общий вид образцов с трещинами

Для каждого вида исследования вырезали образцы перед (после механической обработки) и после эксплуатации роликов. Для этого в фиксированных по осевой координате сечениях бочки исследуемого ролика после эксплуатации вырезали пять образцов типа колец толщиной 35÷40 мм и шириной 20÷25 мм, из которых изготовляли микрошлифы. На рис. 1 показан общий вид образцов с трещинами, вырезанных из роликов после эксплуатации.

После окончательной чистовой токарной обработки роликов с обеих сторон поверхности бочки вблизи кромок вырезали также кольца для исследования исходной шероховатости и физико-механических свойств поверхностного слоя перед эксплуатацией. Из полученных колец вырезали сегменты требуемых размеров (15×20, 8×8 мм и др.) и из них изготовляли микрошлифы для соответствующих исследований на профилографе-профилометре мод. 252, оптическом микроскопе МИМ-8, растровом электронном микроскопе РЭМН-2, микротвердомере ПМТ-3 и дифрактометре ДРОН-3.

Влияние шероховатости поверхности бочки ролика на образование микротрещин и трещин оценивали, сравнивая фотографии сечений микрошлифов в пределах базовой длины l = 2,5 мм, принятой для оценки шероховатости: исходная поверхность после чистовой окончательной токарной обработки (рис. 2, *a*), нерабочая (рис. 2, *b*) и рабочая (рис. 2, *b*) поверхности после эксплуатации ролика.

Исследованиями установлено, что трещины и микротрещины направлены преимущественно вдоль неровностей микрорельефа, полученного после чистовой окончательной токарной обработки. Наиболее развитые трещины и микротрещины имеют ярко выраженную периодичность с шагом S = 0,7 мм, соответствующим величине продольной подачи при окончательной токарной обработке. Глубина залегания трещин и микротрещин по длине бочки изменяется в широком интервале, увеличиваясь к среднему сечению. У некоторых из исследованных

роликов глубина залегания трещин в среднем сечении бочки составляла 22,5÷25 мм. В отдельных местах поверхности бочки наблюдалось соединение поперечных микротрещин продольными, т. е. образование сетки микротрещин. Основания микротрещин и микронеровностей на рабочей поверхности бочки имеют скругленные очертания без резких переходов одних микроучастков в другие, что указывает на сложное коррозионно-механическое изнашивание. При эксплуатации роликов вследствие образования и разрушения окалины, а также сопутствующего абразивно-механического изнашивания происходит сглаживание микронеровностей, полученных в результате окончательной токарной обработки, и формирование очагов зарождения микротрещин. Параметры шероховатости рабочей поверхности бочки ролика от исходных  $Ra = 6 \div 9,6$  мкм и  $Rz = 24 \div 38,4$  мкм уменьшаются до  $Ra = 2 \div 4,2$  мкм и  $Rz = 8 \div 16,8$  мкм, а микрорельеф приобретает характер ненаправленых микронеровностей. В процессе эксплуатации параметры шероховатости нерабочей поверхности бочки роликов практически не изменяются и остаются близкими к исходным ( $Ra = 5,6 \div 8,4$  мкм и  $R_{z} = 22 \div 35$  мкм). Однако вследствие образования окалины треугольные вершины микропрофилей исходных микронеровностей нерабочей поверхности бочки ролика в процессе эксплуатации несколько сглаживаются (см. рис. 2, б).

На рис. 3 представлены зависимости изменения относительной опорной длины *l*<sub>p</sub> профиля от уров-



Рис. 2. Панорамы микронеровностей поверхностей бочки ролика:

*а* — исходной после чистовой токарной обработки; *б* — нерабочей после эксплуатации; *в* — рабочей после эксплуатации



Рис. 3. Кривые относительной опорной длины профилей сечений поверхности бочки ролика УНРС:

*I* — исходной до эксплуатации; 2 и 3 — соответственно нерабочей и рабочей после эксплуатации

ня *p* сечений профилей неровностей поверхности бочки ролика: исходного после окончательной токарной обработки (линия *I*); нерабочего (линия *2*) и рабочего (линия *3*) участков после эксплуатации. На рабочей поверхности бочки ролика после эксплуатации характер исходных микронеровностей, полученных в результате токарной обработки, либо совсем не прослеживается, либо прослеживается очень слабо. Рабочий участок поверхности бочки ролика после эксплуатации имеет микронеровности (очаги зарождения микротрещин) со скругленным микропрофилем высотой  $Rz = 10 \div 20$  мкм, образовавшемся в результате абразивно-механического изнашивания.

Металлографическими исследованиями установлено, что в процессе эксплуатации роликов происходят структурные изменения некоторых сталей на рабочих и нерабочих участках бочки как по величине зерна, так и по строению. У термически обработанных роликов из стали 25ХМ1Ф исходное состояние металла после токарной обработки перед эксплуатацией характеризуется структурой сорбита и цементита в глобулярной форме, а после эксплуатации металл рабочей и нерабочей частей бочки имеет структуру сорбита и цементита в глобулярной и пластинчатой форме. У термически необработанных роликов из стали 25ХМФ после эксплуатации металл нерабочих частей бочки имеет крупнозернистую структуру феррита и перлита пластинчатого строения (рис. 4, *a*), а металл рабочей части, особенно в средних сечениях бочки, мелкозернистую структуру феррита и сорбитизированного перлита (рис. 4,  $\delta$ ), пластинчатое строение почти исчезает.

Выполненные на данном этапе исследования показали, что в основе зарождения и развития

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

микротрещин и трещин лежат сложные процессы образования окалины, обезуглероживания поверхности бочки, абразивно-механического изнашивания и структурных превращений металла в поверхностных слоях при изготовлении и эксплуатации роликов.

Резервом повышения надежности роликов УНРС являются выбор наиболее рациональных марок сталей и совершенствовании технологии их изготовления. Наилучшие показатели по стойкости к образованию термических трещин имеют ролики из стали 15ХМ1Ф, улучшенные термической обработкой до твердости 210÷255 *HB*.

Известно, что качество поверхности и поверхностного слоя деталей машин (шероховатость и физико-механическое состояние наружных слоев) в значительной степени формируются на финишных операциях механической обработки под воздействием силовых и температурных факторов. Так как при шлифовании физико-механическое состояние поверхностного слоя определяется в основном тепловыми явлениями и в нем, как правило, возникают неблагоприятные напряжения растяжения или близкие к нулю напряжения сжатия, то в качестве финишной обработки поверхности бочки роликов следует применять чистовое обтачивание, обеспечивающее параметры шероховатости  $Ra = 1,25 \div 2,5$  мкм и  $Rz = 5 \div 10$  мкм без явно выраженной направленности микрорельефа.

При обработке резцами, особенно с отрицательным передним углом  $\gamma^{\circ}$ , доминирующее влияние на физико-механическое состояние обрабатываемой поверхности и поверхностного слоя оказывают силовые факторы [1]. В результате создаваемых условий резания в поверхностном слое формируются напряжения сжатия, повышается микротвердость обработанной поверхности и активного рабочего поверхностного слоя. При чистовой токарной обработке деталей из различных сталей деформации в процессе резания распространяются в поверхностном слое на глубину до 200÷300 мкм.

Для чистовой окончательной токарной обработки поверхности бочки роликов разработан специальный резец с отрицательным передним углом ү



Рис. 4. Структура нетермообработанной стали 25ХМФ: *a* — нерабочего участка бочки ролика (феррит и перлит пластинчатого строения); *б* — рабочего участка бочки ролика (феррит и сорбитизированный перлит)

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.1

Ю. А. БОЛОВИНЦЕВ, канд. экон. наук (ООО "ОТИС Лифт"), e-mail: Bolovintsev.Yuri@otis.com

# Разработка теоретических основ функционирования предприятий различных организационно-правовых форм

Показаны направления в разработке теоретических основ функционирования предприятий с различными организационно-правовыми формами (ОПФ) хозяйствования и основные подходы при выборе ОПФ на машиностроительных предприятиях.

Ключевые слова: корпоративные образования, организационно-правовые формы, предприятие, общества с ограниченной ответственностью, акционерные общества.

The lines in developing of theoretical foundations of the functioning of enterprises with different legal forms (LF) of management methods and the basic approaches at LF selecting on the machine-building enterprises are shown.

**Keywords:** corporate establishments, legal forms, enterprise, Co Ltd, Joint stock companies.

Рыночные отношения диктуют переход предприятий на более эффективные организационноправовые формы (ОПФ) функционирования. Выбор ОПФ — один из ключевых вопросов в мероприятиях по повышению эффективности экономической деятельности и конкурентоспособности предприятий.

Историческое развитие машиностроительной отрасли богато готовыми решениями в области управления, в которой за многие годы сложились свои традиции. Однако общий консерватизм привел к отставанию в области технологий управления, в частности в применении новых организационно-правовых форм.

Негативные последствия, вызванные кризисным состоянием российской и мировой экономики, проявились, прежде всего, в резком снижении объемов отечественного машиностроительного производства и рентабельности машиностроительных предприятий. При этом следует учитывать перспективу вступления России во Всемирную торговую организацию, что существенно повлияет на конкурентоспособность отечественных предприятий. Все это слабо учитывается при выборе ОПФ машиностроительных предприятий, реализации ос-



Рис. 5. Общий вид головки чистового проходного резца с переходной зачищающей вспомогательной кромкой: режущая пластина из твердого сплава № 02292 № 2 или № 3 ГОСТ 25395—90

от 15 до 20° и переходной зачищающей вспомогательной режущей кромкой длиной 3 мм (рис. 5), определены оптимальные режимы резания. При чистовом обтачивании данным резцом бочки роликов из стали 15ХМ1Ф, улучшенных термической обработкой до твердости 210÷255 *HB*, оптимальными режимами резания являются: глубина резания  $t = 0,8\div1,5$  мм; подача  $S = 0,15\div0,2$  мм/об; скорость резания  $V = 0,8\div1,0$  м/с.

Для черновой обдирочной токарной обработки бочки роликов с глубокими трещинами разработан сборный резец со вставным ножом и накладным сменным стружколомом, позволяющий работать с глубиной резания, превышающей глубину залегания трещин. В работе [2] приведены конструкция сборного резца и режимы резания чернового и получистового обтачивания при обработке легированных сталей.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Суслов А. Г., Дальский А. М. Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 684 с.

2. Зюзин А. А., Казьмин Б. Н., Юров М. Д. Повышение эксплуатационных характеристик листопрокатных валков при восстановлении их работоспособности // Вестник машиностроения. 2010. № 11. С. 92—96. новных направлений стратегического развития данной отрасли и формировании хозяйственных связей.

Наиболее важным моментом в преодолении сложившейся ситуации является использование новых подходов при выборе ОПФ. Необходимы более гибкие корпоративные образования, способные оперативно реагировать на колебания рынка на основе новейших методов организационного проектирования, в том числе с использованием аутсорсинга и аутстаффинга.

В современной экономической среде в силу состоявшегося разделения капитала собственности и капитала функции и специфичного решения проблемы треугольника "собственность—контроль управление" в ОПФ предприятий своеобразно переплетаются интересы представителей трех субъектов: домашних хозяйств (физические лица), фирм (юридические лица/корпоративные образования) и государства (властные структуры).

Динамика такова, что значимость физических лиц как организаторов и собственников фирм снижается. Неуклонно уменьшается доля индивидуальных активов собственности на ресурсы и реальная возможность управления ими. Общественное производство все больше становится экономикой юридических лиц, в распоряжении которых находятся гигантские материальные и финансовые средства. Подобная деперсонификация собственности усиливается относительно самостоятельной сменой как наемных работников (в том числе и управляющих высокого уровня), так и владельцев пакетов акций или реально действующих фирм. Примером такой экономики является экономика Японии, где корпорации не только определяют экономическую и политическую жизнь общества, но и прямо воздействуют на благосостояние и социальный статус людей. При этом доля физических лиц в капитале составляет не более четверти всего капитала [1].

Переходный характер российской экономики обусловил начальную персонификацию субъектов организаторов фирм. Создателями и собственниками большинства предприятий стали преимущественно физические лица — члены трудовых коллективов, в том числе руководители, получившие немалую долю собственности. Обособление институционального и личностного аспектов поведения руководителей предприятий означало становление преобладающим индивидуально-групповое управление и трансформацию советской экономики государства в современную экономику физических лиц [2].

Представляют интерес исследование сути и последствий такой трансформации с позиций реального оборота собственности, ее контроль и управление. Следует понять, каким образом преобладание физических лиц в структуре управления корпоративных образований обусловливает вид и динамику ОПФ машиностроительных российских предприятий.

В разных странах организационно-правовые формы различны. В России коммерческие организации могут иметь только те ОПФ, которые предусмотрены действующим законодательством — Гражданским кодексом Российской Федерации [3].

При разработке теоретических основ функционирования корпоративных образований в машиностроении не будем рассматривать унитарные предприятия и некоммерческие организации. В машиностроении не распространена и такая ОПФ, как индивидуальное предпринимательство.

Наиболее характерными ОПФ функционирования предприятий машиностроительной отрасли являются общества с ограниченной ответственностью и акционерные (закрытые и открытые) общества. В трактовке западных ученых-экономистов они объединяются общим названием — корпорации [4]. Их сравнительный анализ приведен в таблице, в которой выделены предпосылки и ограничения при вы-

Показатель	3AO	OAO	000		
Число участников	Не более 50	Не ограничено	Не более 50		
Размер уставного капитала	100 MPOT	1000 MPOT	100 MPOT		
Распределение уставного капитала	Делится на	Делится на доли в процентном отношении			
Увеличение уставного капитала	Размещение дополнительных акций путем проведения закрытой подпис- ки среди ограниченного круга лиц (как правило, среди акционеров, уже имеющих акции). Изменения в со- ставе акционеров и сведения о но- вых акционерах вносятся в реестр акционеров, после регистрации вы- пуска акций в ФСФР вносятся изме- нения в учредительные документы	Размещение дополнительных акций путем открытой под- писки среди неограниченного круга лиц. Изменения в со- ставе акционеров и сведения о новых акционерах вносят- ся в реестр акционеров, после регистрации выпуска акций в ФСФР вносятся изменения в учредительные документы	Внесение изменений в учре- дительные документы, заклю- чение нового учредительного договора, перераспределение (переоценка) долей (в процен- тном отношении)		
Продажа долей участия в уставном капитале	Заключение договора купли-продажи сение записи в реестр акционеров	Определение стоимости доли из расчета стоимости чистых активов. Заключение нового учредительного договора			
Выход участников из общества	Акционер имеет право только на возм длежащих ему акций	Участник имеет право забрать принадлежащую ему долю как деньгами, так и имуществом			

Сравнительный анализ корпоративных образований в машиностроении

боре той или иной ОПФ функционирования корпоративного образования с учетом факторов, имеющих влияние на конкретных этапах организационно-экономического развития хозяйствующего субъекта.

Анализ показал, что выбор ОПФ зависит от потребностей предприятия на конкретном этапе экономического развития. Экономическое развитие большинства государств обеспечило плавное совершенствование организационных форм предпринимательской деятельности. Индивидуальное владение и партнерство преобразовывались в корпорации с огромным числом акционеров и высокопрофессиональным самостоятельным менеджментом в течение продолжительного времени. При этом изменялся менталитет людей, росли взаимопонимание и гармонизация экономических интересов.

Прежде всего в российском бизнесе пришло осознание пагубных последствий неограниченной ответственности, что предопределило полное отсутствие в экономике партнерств (товариществ). Кроме того, доля малых и средних фирм, для которых характерно совмещение таких функций, как владение собственностью, контроль и управление, ничтожно мала в сравнении с наличием таковых в развитых странах. В России в таких фирмах трудится всего 9,6 % от общей численности занятых, они создают 10÷11 % ВВП, для развитых стран эти показатели составляют соответственно 49—78 и 50—67 %. На тысячу жителей в России приходится всего 5,65 предприятий такого типа, в развитых странах — до 74,2 фирм [5].

Наиболее несовершенной ОПФ является общество с ограниченной ответственностью (ООО), которое логически вырастает из партнерства и в определенной степени сохраняет его закрытость. Уставной капитал ООО разделен на доли, принадлежащие участникам общества. Безусловным прогрессом в развитии организационных форм бизнеса является разделение ответственности: участники не отвечают по обязательствам общества и несут риск убытков, связанных с его деятельностью, в пределах стоимости внесенных ими вкладов. Это принципиально изменяет характер экономических отношений между учредителями и позволяет подчинить управление организацией их экономическим интересам.

Организационно-правовая форма в виде ООО является достаточно удобной для средних машиностроительных предприятий. Приватизация в сфере предприятий машиностроения проводилась более высокими темпами, чем в других отраслях промышленности, что способствовало формированию реальной конкурентной среды и образованию большого числа таких корпораций, как акционерные общества (AO).

Считается, что акционерная ОПФ — высшая форма организации фирмы [6, 7]. Уставный капитал АО, разделенный на число акций, не только определяет минимальный размер используемых обществом ресурсов и обеспечивает исходную базу коммерческой деятельности, но и определяет долю каждого акционера в капитале, и таким образом, участие в доходах и правах по управлению АО. Поэтому структура акционерного капитала — фактор эффективности АО и управления.

Законодательство устанавливает два типа акционерных обществ — закрытое (ЗАО) и открытое (ОАО). По экономическому содержанию эти организационные формы имеют существенные различия: ЗАО — более развитый вариант ООО. Уже в самом названии подчеркнута невозможность свободного движения собственности, контроля и управления. ОАО обеспечивает максимально возможную экономическую свободу его членам и при этом отсутствие ограничений по распоряжению собственностью, адекватность механизмов контроля и управления.

На основе анализа различных ОП $\Phi$  в машиностроении выявлены основные факторы, определяющие выбор формы: отраслевая направленность, стратегические цели, объем бизнеса, издержки функционирования, территориальная разобщенность подразделений, личные возможности руководителя (собственника), величина стартового капитала, возможный риск, ответственность. Решающим фактором является объем средств, необходимых для создания и функционирования производства в конкретной сфере экономики. Минимальный объем средств должен обеспечивать безубыточное производство. Именно это условие определяет отраслевые границы применения индивидуальных предприятий и партнерства. Трудно представить, например, распространение таких организационных форм на нефте- и газодобывающие предприятия, металлургические и машиностроительные заводы, банки, страховые и финансовые компании. Поэтому чем больше требуется средств для ведения бизнеса, тем более развитой должна быть его  $O\Pi \Phi$ .

Далее важно то, что обусловливает изменение выбранной ОПФ в результате экономического роста предприятия и связанную с этим потребность в финансировании. Дополнительные источники финансирования можно найти или вовлечением в бизнес новых субъектов, или взять заем. Увеличение числа собственников, как правило, требует экономически более совершенной ОПФ (так, число участников ООО и ЗАО не может превышать установленных законом норм). Только ОАО располагает неограниченными возможностями привлечения новых акционеров. Важное значение в бизнесе имеет и механизм ограниченной ответственности, который позволяет минимизировать и распределить риски финансовых вложений. Таким образом, экономическая динамика предприятия обусловливает совершенствование его ОП $\Phi$ .

При выборе и совершенствовании форм важна и реализация требований собственников и менеджмента. При любой ОПФ интересы собственника являются определяющими, однако механизмы их реализации различны. По мере развития экономики, укрупнения субъектов хозяйствования и повышения зрелости форм предпринимательской деятельности, разделения капитала собственности и капитала функции и профессионализации управления владелец средств получает расширяющиеся возможности в получении дохода от собственности с ограниченной ответственностью (в пределах вклада в предприятие) с минимальным риском. Совершенные организационные формы современных фирм, во-первых, позволяют собственникам получать доходы в различных формах, дифференцируя их по уровню риска, во-вторых, оставляют возможность принимать участие в управлении предприятием и принятии решений на всех уровнях управления, в-третьих, позволяют переложить трудности оперативного управления и текущего ведения бизнеса на профессионалов. Кроме того, профессиональные менеджеры, осуществляя распорядительные функции и опираясь на специфику ОПФ предприятия, в состоянии принудить собственника делиться доходами.

Таким образом, при разработке теоретических основ функционирования корпоративного образования необходимо понимать особенности процесса формирования ОПФ в машиностроительной отрасли Российской Федерации, учитывать основные

факторы, определяющие выбор организационноправовой формы ОПФ, уметь выделять основные элементы деятельности хозяйствующего субъекта, на которые влияет ОПФ, учитывать мировой опыт.

Дальнейшая разработка теоретических основ выбора и функционирования ОПФ корпоративных образований требует создания пошагового алгоритма выбора модели, основанного на многофакторном анализе элементов функционирования хозяйствующего субъекта, и разработки практических рекомендаций.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Аоки М.** Фирма в японской экономике. Информация, стимулирование и заключение сделок в японской экономике. СПб.: Лениздат, 1995. 145 с.

2. Демин А. А., Акулов В. Б. Фирма: испытание рынком. СПб.: Лениздат, 1994. 92 с.

3. Гражданский кодекс Российской Федерации. Ч. 1.

4. Акулов В. Б., Рудаков М. Н. Теория организации. Петрозаводск: ПетрГУ, 2002. 34 с.

5. Россия в цифрах. 2007. Краткий статистический сборник. М.: Росстат, 2007. С. 207—226.

6. Воронин А. Машиностроительный ребус // Эксперт. 2007. № 36(577). 56 с.

7. Клипов В. Современные тенденции развития машиностроения // Вопросы экономики. 2006. № 9. 42 с.

### УДК 338.24:330.131.7(045)

Б. Ю. АЛЕКСАНДРОВ (МГУПП), e-mail: kafinvest@mail.ru

# Принципы организации систем управления рисками предприятий

Рассматриваются принципы построения систем управления рисками промышленных предприятий, направленных на повышение их эффективности при наличии неопределенности в условиях конкурентной среды.

**Ключевые слова:** система управления рисками, промышленное предприятие.

The design philosophy of the risk management systems of industrial enterprises directed on their efficiency enhancement in the presence of uncertainty in a competitive environment is considered.

Keywords: risk management, industrial enterprise.

Все предприятия в своей деятельности сталкиваются с неопределенностью бизнес-среды и дальнейших событий. Задача руководителей — принятие решений о степени неопределенности (уровень риска), которую можно допустить при реализации стратегической цели, например повышение конкурентоспособности. С одной стороны, неопределенность обусловливает риски, с другой — открываются новые возможности, способные изменить характер и результат деятельности предприятия, например снизить или увеличить стоимость активов. Управление рисками позволяет повысить эффективность в условиях неопределенности, увеличивая потенциал развития предприятия.

Обобщение теоретических подходов и практика минимизации рисков показала, что для эффективного управления рисками на предприятии следует создать специальное подразделение с учетом масштаба экономической деятельности предприятия. Создание отдельной службы на предприятии может привести к дополнительным финансовым затратам, несоизмеримым с ее эффективностью. В этом случае можно ограничиться временным привлечением сторонних специалистов в этой области. На крупном производственном предприятии привлеченные на время специалисты вряд ли охватят весь спектр бизнес-процесса, что может привести к финансовым потерям. Следует понимать, что организационная структура системы управления рисками (СУР) зависит не только от масштаба предприятия, но и от вида его деятельности. Если предприятие специализируется на высокорисковых инвестициях, например венчурном бизнесе, то отсутствие грамотного управления рисками незамедлительно приведет к плачевным результатам. Профильным

же компаниям низкодоходной торговли специальный отдел по управлению рисками не требуется. Для такого предприятия есть риск вытеснения с рынка новыми более технологичными продуктами, однако прогнозировать их должен руководитель данного предприятия. Для этого он должен иметь навыки экономического анализа.

Руководителем специально выделенной единицы в структуре предприятия (отдела, подразделения и пр.), функция которого заключается в управлении рисками, является риск-менеджер (для крупного предприятия риск-аналитик). Риск-менеджер (его служба) является представителем топ-менеджмента предприятия и несет личную ответственность за проведение соответствующих мероприятий, осуществляет координацию иных структурных предприятий в этой области, разрабатывает антирисковую стратегию. Выдвижение риск-менеджера из числа сотрудников, относящихся к высшему руководству предприятия, продиктовано тем, что, как правило, методы минимизации рисков влекут за собой принятие непопулярных, даже болезненных управленческих решений для других подразделений. Если такие мероприятия исходят от руководителя низшего и среднего звена, они могут быть легко заблокированы вышестоящим руководством.

Политика предприятия по управлению рисками тесно связана с общей концепцией развития компании, так как именно отношение к предпринимательским рискам влияет на положение предприятия в целом.

Предприятие, которое стремится завоевать новые для себя рынки, выберет вариант, сопряженный с повышенным уровнем риска. Например, компания по реализации металлургической продукции, чтобы выйти на зарубежный рынок с перспективой роста продаж, готова к повышенным рискам, предоставляя особые условия покупателям: отсрочки платежа, неденежные формы расчетов за продукцию и пр. Стратегия удержания большей части предпринимательских рисков внутри компании, принятия на себя новых рисков называется активной рисковой политикой. Если предприятие отказывается от высокоприбыльных рискованных сделок, завоевания новых рынков сбыта ради сохранения финансовой устойчивости, то можно говорить о пассивной рисковой политике предприятия. Определение типа политики базируется на всестороннем комплексном экономическом анализе целей и условий предпринимательской деятельности предприятия.

Независимо от типа рисковая политика предприятия должна учитывать стратегические задачи по внедрению процедур регулирования рисков предприятия:

прозрачность работы структурных подразделений;

отлаженность взаимодействий подразделений;

контроль и корректировку неэффективных действий;

управление нестабильностью ожидаемых результатов (объем доходов, денежные потоки) как проявление бизнес-риска, являющегося неотъемлемой частью бизнес-среды предприятия и результатом принимаемых управленческих решений;

принятие решений о проектном выделении капитала;

определение стратегии финансирования компании и выявление ее неэффективности;

управление затратами (соотношение постоянных и переменных затрат);

принятие решений о целесообразности страхования выявленных рисков;

эффективное управление налоговыми обязательствами компании [1].

Комитет спонсорских организаций Комиссии Тредвея (KOSO) в 2001 г. инициировал в США проект по разработке концептуальных основ управления рисками для использования руководством компаний при оценке системы управления рисками и ее дальнейшем усовершенствовании. Для реализации проекта была привлечена компания PricewaterhouseCoopers. Разработка концептуальной базы по управлению рисками сопровождалась рядом корпоративных скандалов и банкротств, получивших широкую огласку и принесших значительные убытки инвесторам и компаниям. В связи с этим появились призывы к укреплению корпоративного управления и совершенствованию управления рисками путем введения новых законов, нормативных актов и новых требований к регистрации ценных бумаг на фондовых биржах. Потребность в концептуальной базе по управлению рисками, устанавливающей основные принципы и концепции, общую терминологию, четкие указания и рекомендации, стала еще очевиднее. Специалисты KOSO считают, что подготовленный документ "Концептуальные основы управления рисками организаций" выполняет данную задачу и рассчитывают на то, что он будет широко применяться всеми заинтересованными сторонами.

Следующим шагом стало принятие в США в 2002 г. закона Сарбейнса—Оксли. Аналогичные законы (стандарты и др.) приняты или готовятся к принятию и в других странах. Данный закон расширяет существовавшее ранее *требование к открытым акционерным обществам по созданию и поддержке систем внутреннего контроля*, возлагая обязанность представлять информацию об эффективности этих систем на руководство предприятий, а также удостоверять предоставленные сведения независимыми аудиторами. Выдержавший проверку временем документ "Концептуальные основы внутреннего контроля" является общепринятым стандартом КОЅО при выполнении требований по предоставлению отчетности [2].

В документе "Концептуальные основы управления рисками организаций" рассматриваются вопросы внутреннего контроля. При этом акцент делается на более широком понятии "управления рисками". Этот документ не заменяет "Концептуальные основы внутреннего контроля", а включает их в качестве составной части. Поэтому компании могут принять решение об использовании данного документа как для решения задач по внутреннему контролю, так и для перехода к более широкому управлению рисками. На основе рекомендованных концептуальных основ или принципов управления рисками разрабатывается более детализированный документ "Регламент регулирования рисков", который содержит основные ключевые моменты стратегии управления рисками и некоторые правила принятия решений, т. е. общие положения конкретной компании относительно управления рисками. Цель данного документа — формирование взвешенного и обоснованного подхода к формированию риск-стратегии предприятия, органически вписанной в структуру бизнеса и способствующей сбалансированности профиля "риск-доходность". Описываются система управления рисками предприятия, организационная структура системы рискменеджмента, разграничение зон ответственности и полномочий между структурными подразделениями. Сформулированы задачи:

установление стратегических целей (например повышение стоимости предприятия);

ограничение по уровню принимаемых компанией рисков в соответствии с предпочтениями руководства и акционеров компании при поддержании высоких объемов проводимых операций;

обеспечение способности покрывать убытки, связанные с рисками, собственными средствами без угрозы срыва стратегических, оперативных и финансовых целей предприятия путем формирования "риск-капитала", устанавливаемого высшим руководством компании и предназначенного для покрытия возможных убытков по всем видам деятельности и всем видам рисков;

формирование *отчетности надлежащего уровня* о деятельности предприятия и связанных с этим рисками для предоставления ее заинтересованным лицам с учетом растущих требований к информации о соотношении рисков и дохода и инвестиционной стратегии предприятия;

обеспечение стратегической и *оперативной устойчивости бизнеса* путем снижения чувствительности к факторам рисков всех типов;

обеспечение эффективного распределения ресурсов компании с учетом всех рисков;

снижение изменчивости стратегических показателей (например волатильности прибыли) путем введения системы стимулирования подразделений по факту регулирования рисков;

определение во внутренних нормативных документах компании установленных процедур и полнообеспечения надлежащего уровня надежности, соответствующего характеру и масштабам предприятия, его дочерних и зависимых обществ;

снижение непредвиденных убытков и экстремальных потерь путем уменьшения вероятности их возникновения;

оптимизация налоговых обязательств путем уменьшения волатильности доходов и расходов компании.

Регламент регулирования рисков предполагает стратегическое управление рисками в строгом соответствии с предпочтениями руководства предприятия с учетом соотношения рисков и доходности в целом. Данный документ предоставляет системный управленческий инструмент *повышения* эффективности функционирования предприятий путем снижения неопределенности результатов и их изменчивости во времени. Результатом реализации станет повышение стабильности финансового состояния, конкурентоспособность и привлекательность предприятия.

Таким образом, обеспечивается управление рисками на основе следующих принципов:

1) глубокая интегрированность — концентрация управления рисками на уровне руководства с одновременным делегированием полномочий, включая в данный процесс все структурные и функциональные подразделения. Реализуется комплексный интегрированный подход к выявлению, оценке и минимизации совокупного риска по всем направлениям деятельности предприятия, обеспечивающий формирование взвешенной оценки риска с высокой степенью консолидации, которая должна стать эффективным аналитическим инструментом для принятия руководством компании оперативных и стратегических управленческих решений;

2) непрерывность — предполагает постоянство независимо от экспертных оценок менеджеров компании относительно необходимости в управлении рисками в сложившейся на текущий момент ситуации;

3) *расширенность* — предполагает оценку и регулирование всех рисков без ограничения, т. е. не только страхуемых и финансовых рисков.

Первый принцип (интегрированность) реализуется посредством комплексного учета в рамках системы минимизации рисков следующего:

наличия, полноты и эффективности стратегии развития предприятия, в том числе маркетинговой политики, стратегического партнерства, региональной политики и стратегических инвестиций;

эффективности процедур планирования и бюджетирования, а также управленческой отчетности;

установления и соблюдения обоснованных лимитов и контролируемых показателей операций и сделок, за рамками которых решения о проведении сделки или операции принимаются исключительно вышестоящим руководством;

наличия актуализированных с учетом текущей конъюнктуры прогнозов и планов действий в чрезвычайной обстановке;

установления и соблюдения процедур защиты от юридических рисков;

соблюдения и эффективности политики в области управления персоналом.

*Принцип непрерывности* процесса в рамках системы минимизации рисков на регулярной основе предусматривает ряд процедур:

периодический пересмотр выявленных ключевых рисков и процедур в случае приближения риска к критическим показателям;

постоянную оценку текущих рисков компании, регулярный пересмотр моделей управления и систем утверждения лимитов, создание системы индикаторов опасного приближения к критическим показателям;

регулярную переоценку стоимости портфеля компании по единой стандартной технологии;

регулярную количественную оценку действующих рисков и анализ основных источников рисков и дохода;

периодическое тестирование применяемых на практике моделей;

периодический пересмотр системы лимитов и ограничений операций, а также совокупного риска агрегированного портфеля и портфелей управляющих подразделений;

обеспечение непрерывного учета и отчетности и анализа эффективности и риска размещения ресурсов;

перманентное отслеживание постоянно изменяющихся факторов риска посредством формирования и ведения по каждому типу риска оперативной унифицированной отчетности;

мониторинг корпоративных рисков на постоянной основе по распоряжению руководства и по запросам структурных подразделений. Подготовку на регулярной основе стандартных аналитических риск-отчетов для руководства и специальных рискотчетов по заданной тематике по распоряжению руководства и по запросу структурных подразделений;

регулярный пересмотр основных параметров лимитной и резервной политики и страховой про-граммы.

Для каждого из этапов деятельности предприятия регламент предусматривает один из режимов функционирования системы минимизации рисков, устанавливаемых по решению руководства:

обычный — применяется в обычных условиях хозяйственной деятельности;

особого внимания — применяется на предприятии, в подразделении, группе подразделений при накоплении сигналов о концентрации рисков или по особым решениям руководства; чрезвычайный — применяется относительно всего предприятия при сигнале о превышении допустимого уровня концентрации рисков;

отладки — испытание системы управления рисками, внедрение новых, процедур, устанавливаемых по решению руководства.

*Принцип расширенности* реализуется следующими действиями:

выявление всех типов рисков и формирующих их риск-факторов на основе всестороннего анализа всех аспектов деятельности предприятия;

представление выявленных рисков компании в форме карты рисков, в которой конкретизируются риски и подразделения, в которых целесообразно централизовать соответствующие мероприятия риск-менеджмента;

разработка унифицированной системы процедур в случае приближения рисков к критическим показателям;

последовательное и всеобъемлющее внедрение системы лимитов и ограничений для всех рисков и на различных уровнях детализации;

вовлечение сотрудников управления всех уровней в процесс управления рисками.

В качестве критерия эффективности работы, реализованной в действующем регламенте интегрированной, непрерывной и расширенной системы минимизации рисков, приняты оптимизация отношения "риск—доходность", объем капитала, необходимого для покрытия всех экономических рисков и потерь, выраженных в следующем:

излишнем сокращении объемов по операциям при их лимитировании и снижении скорости оборота средств компании;

отвлечении средств из оборота сверх объективно необходимого объема в рамках резервирования средств под потери от рисков;

отвлечении средств из потенциально более доходных операций вследствие завышения оценки их рискованности.

Регламент предусматривает комплексный подход, предполагающий последовательную реализацию трех этапов:

1) выявление (диагностика) всех факторов риска, являющихся внутренними и внешними относительно предприятия и способных оказать негативное влияние на результаты его деятельности и стоимость;

2) оценка всех объектов риска, стоимость которых зависит от выявленных факторов риска;

3) минимизация выявленных и оцененных рисков.

Практические рекомендации по минимизации рисков в отличие от регламента минимизации рисков представляют собой документ, направленный на определение конкретных действий сотрудников предприятия. Практические рекомендации включают в себя перечень действий сотрудника в зависимости от вида риска, возможности количествен-

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.9.06.

Ф. Г. АМИРОВ, канд. техн. наук (Азербайджанский ТУ, г. Баку), e-mail: fazir.67@mail.ru

## Структурные компоновки переналаживаемых автоматических линий для деталей типа тел вращения

Показано, что особенностью структурной компоновки переналаживаемых автоматических линий для деталей типа тел вращения является транспортная связь, представляющая собой распределенную накопительную систему.

Ключевые слова: переналаживаемые автоматические линии, транспортная связь, накопительная система, роботизированные ячейки.

It is shown that the distinctive feature of structural arrangement of re-adjustable automatic production lines for such details as bodies of revolution is a transport link, representing a distributed cumulative system.

**Keywords:** re-adjustable automatic production lines, transport link, cumulative system, robotic cells.

Анализ применения переналаживаемых автоматических линий (ПАЛ) показывает, что в рыночных условиях массовое производство часто преобразуется в крупносерийное, в связи с чем доля ПАЛ в машиностроении будет возрастать ввиду необходимости выпуска изделий новых модификаций, причем срок выпуска каждой модификации должен быть достаточно коротким.

С точки зрения повышения производительности труда при создании станочных ПАЛ необходимо, чтобы при обеспечении требуемой программы выпуска всех деталей число технологического и вспомогательного оборудования было минимальным, но достаточным для обеспечения их заданной комплектности.

Однако высокая стоимость ПАЛ и потери производства из-за несвоевременной поставки продукции потребителю требуют поиска оптимальных решений еще на этапе проектирования, так как при создании ПАЛ отсутствует этап изготовления и испытания опытного образца. Поэтому актуальна оптимизация структурной компоновки ПАЛ, которая заключается в оценке влияния принятых проектных решений на производительность системы.

Метод синтеза дает возможность на этапе технического проекта выбрать оптимальную структуру, обеспечивающую проектную производительность ПАЛ при минимуме приведенных затрат, числе технологического оборудования и транспортных связей между ними, минуя этап изготовления и испытания опытного образца. Применение малооперационной технологии особенно актуально при концентрации операций на обрабатывающих центрах [1]. Необходимо пересмотреть отношение технологов к анализу технологичности конструкции



Рис. 1. Структурные компоновки ПАЛ при обслуживании ПР одной (*a*), двух ( $\delta$ ), трех (*в*) и четырех (*г*) одинаковых операций (C1); двух разных операций (C1 и C2) по синхронному ( $\partial$ ) и асинхронному (*e*) циклам

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 75)

ной оценки размера возможных потерь, набор стандартных противорисковых мероприятий и пр. Практические рекомендации содержат описание методики выявления рисков (проведения риск-аудита), их оценки на основе проведения качественного и количественного анализа риска, описание возможности применения того или иного метода минимизации рисков [3]. В настоящее время алгоритм управления рисками разработан достаточно детально и излагается во многих инструктивных методиках и стандартах.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Авдийский В. А., Курмашов Ш. Р. Прогнозирование и анализ рисков в деятельности хозяйствующих субъектов. М.: Финансовая академия при Правительстве РФ, 2003. 14 с.

2. **Enterprise** Risk Management — Integrated Framework Executive Summary. Committee pf Sponsoring Organization of the Treadway Commission, 2004.

3. Авдийский В. И., Герасимов П. А., Лебедев И. А. Анализ и прогнозирование рисков в системе экономической безопасности хозяйствующих субъектов. Ч. 2. М.: Финакадемия, 2007. С. 98—102.





#### Рис. 2. Структурные компоновки ПАЛ для обработки деталей типа тел вращения:

a — однопоточная ( $\Re^{j}_{ij}$  — *ij*-й вариант ячейки, используемой на *j*-м участке;  $z_{j}$  — вместимость накопителя между *j*-м и (*j* + 1)-м участками);  $\delta$  — многопоточная ( $\Re^{ja}_{b}$  — обрабатывающая ячейка на позиции *b* потока *a* участка *j*;  $z_{j}$  — вместимость транспортной системы между ячейками *j*-го участка)

изделий, конечной целью которого должно быть решение о возможности обработки данной детали в ACC. Следует максимально унифицировать конструктивные элементы деталей, определяющие переходы обработки в технологической операции. Оптимальной можно считать структуру ACC с минимальным числом единиц оборудования, обеспечивающую рациональную концентрацию операций на каждой позиции обработки.

Переналаживаемая технология предусматривает возможность автоматизированного изменения условий производства с целью его оптимизации по заданному критерию в заданном интервале времени [2, 3]. Реализация переналаживаемой технологии связана прежде всего с обоснованием многовариантных технологических решений, созданием адаптивно управляемых процессов обработки, разработкой средств широкорегулируемой, автоматически переналаживаемой оснастки.

По своей структурной компоновке ПАЛ отличаются от обычных автоматических линий в основном загрузочными устройствами (ЗУ), которые должны быть универсальными или переналаживаемыми. Переналаживаемые ЗУ должны быть встроены в каждый станок, а универсальные — промышленные роботы (ПР), не обязательно должны быть встроенными; например, один ПР может осуществлять загрузку и выгрузку нескольких станков (С). С учетом быстродействия ПР могут быть реализованы структурные компоновки ПАЛ, приведенные на рис. 1.

Существенной особенностью структурной компоновки ПАЛ для тел вращения является транспортная связь, которая представляет собой распределенную накопительную систему, т. е. каждый участок транспортной системы можно рассматривать как накопитель транзитного типа (рис. 2) [4, 5]. Характерным для таких систем является использование разных накопителей, т. е. транспортных систем, которые зависят от конструкций обрабатываемых заготовок. На практике в большинстве случаев используют роликовые транспортеры, вибролотки, гравитационное перемещение детали и т. д. Анализ данных транспортных систем показал, что в зависимости от числа используемых приводов и их местоположения по длине транспортной системы, накопители по принципу действия можно разделить на три группы:

накопители, при отказе которых происходит накопление деталей, а выдача не происходит (+q-);

накопители, при отказе которых происходит выдача деталей, а накопления не происходит  $(-q^+)$ ;

накопители, при отказе которых не происходит накопления и выдачи деталей (-q-).

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Вагнер Г. Основы исследования операций. Т. 3. М.: Мир, 1973. 501 с.

 Севастьянов Б. А. Задача о влиянии емкости бункеров на среднее время простоя автоматической линии станков // Теория вероятностей и ее применение. 1962.
 Т. VII. Вып. 4. С. 41—48.
 3. Амиров Ф. Г. Анализ современного состояния

3. Амиров Ф. Г. Анализ современного состояния производительности автоматических линий // Материалы докл. II Междунар. науч.-техн. конф. "Проблемы машиностроения XXI века". Баку, 2001. С. 71–72.

4. **Амиров Ф. Г.** Исследование структурных компоновок двухучастковых автоматических линий // Механика. Машиностроение. Баку, 2005. С. 34—36.

5. Амиров Ф. Г. Технологические процессы многономенклатурного крупносерийного производства // 1-я Междунар. науч. конф. "Нанотехнологии и применение их в технике". Баку, 2010. С. 210–214. В. И. ТАРХАНОВ, канд. техн. наук (Ульяновский ГТУ), e-mail: l.yakovleva@ulstu.ru

### Критерии прочности резьбовых соединений

Обоснована необходимость испытаний резьбовых соединений на сопротивление усталости с целью нормирования пределов их выносливости. Установлена целесообразность промышленного изготовления болтов, винтов, шпилек, гаек с метрической резьбой МЈ.

Ключевые слова: болт, гайка, резьба МЈ, изготовление, испытание, сопротивление усталости, предел выносливости.

The test necessity of threaded joints on the fatigue resistance to normalize their endurance limits is vindicated. It was established the feasibility of industrial production of bolts, screws, studs, and nuts with metric MJ thread.

**Keywords:** bolt, nut, MJ thread, manufacture, test, fatigue resistance, limit of endurance.

При внедрении ГОСТ 1759-70, впервые установившего марки сталей, технологию изготовления и механические свойства болтов с треугольной метрической резьбой, провели их всесторонние экспериментальные исследования. При производстве крепежных изделий использовали технологические возможности нового импортного оборудования метизных заводов Магнитогорска. Болты и гайки изготовили на высокопроизводительных автоматах холодной высадкой, накатыванием резьбы болтов и нарезанием резьбы гаек с контролем статической прочности изделий, представителем НИИМЕТИЗа. Испытания на сопротивление усталости резьбовых соединений с болтами классов прочности 4.6÷12.9 показали низкие пределы выносливости [1-6]. В конечном итоге национальный стандарт [7], введенный в 2008 г., не распространяется на болты, винты и шпильки по такому показателю, как усталостная прочность. Согласно этому ГОСТу нагрузочную способность резьбового соединения обусловливает статическая прочность болта, причем расчет его на растяжение по-прежнему основывается на номинальной площади сечения резьбы:

$$A_{\rm p} = \frac{\pi}{4} \left( \frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} (d - 0.938P)^2,$$

где  $d_2$  — средний диаметр наружной резьбы;  $d_3$  — внутренний диаметр по дну впадины наружной резьбы; d — наружный диаметр резьбы; P — шаг резьбы.

Разрушение резьбового соединения при перегрузке может произойти либо вследствие разрыва стержня болта, либо из-за срыва резьбы гайки или болта. Разрыв стержня болта, как правило, происходит внезапно и сопровождается резким звуком разрушенный болт можно легко заметить и своевременно заменить. Срыв же резьбы зачастую происходит постепенно, его трудно обнаружить, а зна-

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2012. № 3

чит, существует опасность, что в соединении имеется болт или гайка с поврежденной резьбой. К тому же при срыве резьбы соединение часто становится неразъемным, так как гайку невозможно отвернуть ключом. Следовательно, резьбовое соединение целесообразно конструировать так, чтобы при его перегрузке разрушение происходило по стержню болта.

Однако из-за наличия ряда факторов, влияющих на стойкость резьбы к срыву (прочность материала болта и гайки, зазоры в резьбе, размеры гайки под ключ и т. д.), требуется слишком большая высота *m* гайки, при которой болты будут гарантированно разрушаться по стержню во всех случаях перегрузки резьбовых соединений.

Поэтому было принято решение отказаться от твердо установленных относительных высот гаек (например m/d = 0.8). Применяют такие гайки двух типов: типа 1 [8], предназначенные для классов прочности 4, 5, 6, 8, 10 и 12 (до М16); шестигранные гайки типа 2 (ИСО 4033:1999), которые примерно на 10 % выше, чем гайки типа 1 (ИСО 4032:1999, ГОСТ 5915—70 и ГОСТ 5927—70) и предназначенные — для классов прочности 9 и 12 (свыше М16). Кроме того, предусмотрены альтернативные варианты.

Если требуется повышенная усталостная прочность резьбовых соединений, необходимо применять метрическую резьбу с профилем MJ [9], который является модификацией профиля метрической резьбы по ГОСТ 9150—2002 (ИСО 68-1-98); отличается от него увеличенным срезом по внутреннему диаметру гайки и увеличенным радиусом R закругления впадины резьбы винта (болта, шпильки) и поэтому по сравнению с обычной резьбой имеет увеличенный диаметр  $d_3$  по дну впадины резьбы винта и внутренний диаметр  $d_1$  (в точке перехода от боковой стороны к впадине), а также внутренний диаметр  $D_1$  резьбы гайки.

Для крепежных деталей с  $d = 1,6\div7$  мм рекомендуются резьбы с крупным шагом *P*, а для деталей с  $d = 8\div39$  мм — резьбы с мелким шагом:

<i>а</i> , мм	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	39
<i>Р</i> , мм	1	1,25	1,25	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2	2

Исследованию влияния радиуса R закругления впадины резьбы винтов на сопротивление усталости резьбовых соединений посвящены работы многих авторов. Анализ результатов испытаний тщательно изготовленных резьбовых деталей показал, что при одинаковом отношении R/P шаг резьбы практически не влияет на предел выносливости резьбовых соединений. С увеличением отношения R/P очаг усталостной трещины смещается к точке перехода от впадины к боковой стороне витка, что подтверждается снижением концентрации напряжений во впадине резьбы винта.

Необходимо отметить, что уменьшение перекрытия витков (из-за увеличения внутреннего диаметра резьбы гайки) тоже приводит к повышению сопротивления усталости резьбовых соединений, что объясняется увеличением податливости витков винта и, как следствие, более равномерным распределением осевой нагрузки по виткам резьбы на длине свинчивания соединения.

Значительное повышение предела выносливости резьбовых соединений при увеличении радиуса закругления впадины резьбы винтов от R = 0,144Pдо R = 0,18P достигается без заметного снижения статической прочности. При этом рабочая высота профиля резьбы уменьшается не более чем на 10 %. Увеличение радиуса R является резервом повышения не только предела выносливости резьбовых соединений, но и стойкости инструмента при накатывании резьбы на высокопрочных винтах.

Таким образом, производство и испытание на сопротивление усталости болтов (ISO 5857:2008, ISO 8168:2008 и др.) с резьбой МЈ в соединении с гайками (ISO 8279:2008) с целью нормирования пределов выносливости является актуальной задачей.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тарханов В. И.** Усталостная прочность болтов при нормальной и низкой температурах // Вестник машиностроения. 1972. № 12. С. 13—15.

2. Влияние среднего напряжения на усталостную прочность болтов / Н. А. Дроздов, Б. А. Байков, В. И. Тарханов, В. И. Мокринский / Изв. вузов. Машиностроение. 1973. № 4. С. 33—35.

3. Решетов Д. Н., Тарханов В. И., Мокринский В. И. Влияние напряжений изгиба на усталостную прочность болтов // Изв. вузов. Машиностроение. 1973. № 7. С. 36-40.

4. Тарханов В. И. Исследование циклической прочности резьбовых соединений при нормальной и низкой температурах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / МВТУ им. Н. Э. Баумана. М., 1973. 14 с.

5. **Тарханов В. И.** Влияние последовательности операций термической обработки и накатывания резьбы при изготовлении болтов на выносливость соединений // Вестник машиностроения. 1976. № 7. С. 69, 70.

6. **Тарханов В. И.** Выносливость оцинкованных болтов // Изв. вузов. Машиностроение. 1979. № 5. С. 151— 153.

7. ГОСТ Р 52627—2006 (ИСО 898-1:1999). Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 2006.

8. **ГОСТ Р 52628—2006** (ИСО 898-2:1992, ИСО 898-6:1994). Гайки. Механические свойства и методы испытаний. М.: Изд-во стандартов, 2006.

9. **ГОСТ 30892—2002** (ИСО 5855-1—99, ИСО 5855-2—99, ИСО 5855-3—99). Резьба метрическая с профилем МЈ. М.: Изд-во стандартов, 2002.

### ЕВГЕНИЮ НИКОЛАЕВИЧУ ЧУМАЧЕНКО — 60 ЛЕТ

Шестидесятилетний юбилей отметил заведующий кафедры "Математическое моделирование" Московского института электроники и математики, академик РАЕН, профессор, доктор технических наук, заслуженный деятель науки РФ Евгений Николаевич Чумаченко.

Работы Евгения Николаевича по математическому моделированию стали основой в проектировании технологий для авиа- и ракетостроения. Разработанная им математическая модель сверхпластической среды, развитая с учетом эволюции структуры металлических и керамических материалов при сверхпластической деформации, широко используется в разработках новых ресурсосберегающих технологий обработки материалов давлением в состоянии сверхпластичности, в частности при создании самолета AIRBUS A-380. Внедрение разработок Е. Н. Чумаченко в области высокотехнологичной переработки отходов подшипниковой промышленности позволило существенно повысить коэффициент использования металла в отрасли. Предложенные им принципы математического моделирования в биомеханических системах нашли широкое применение в стоматологии и технологиях по восстановлению зубочелюстной функции человека.

Многие годы Евгений Николаевич совмещает педагогическую деятельность с работой в Институте космических исследований РАН, где возглавляет группу специалистов, выполняющих проекты по освоению космоса, исследованию Земли и созданию робототехники. Е. Н. Чумаченко руководит научно-образовательным центром "Космос", организованным в МИЭМе совместно с ИКИ РАН.

За научные достижения и серию книг по математическому моделированию в нелинейной механике награжден орденом РАЕН им. В. Н. Татищева "За пользу отечеству", за многолетнюю научно-педагогическую деятельность — орденом "За вклад в развитие общества".

Чумаченко Е. Н. является основателем отделения РАЕН "Анализ инновационных технологий, систем и процессов", созданного для реализации научных достижений российских ученых, расширения использования информационных технологий при проектировании и оптимизации промышленных технологий.

За вклад в развитие отечественной науки Евгений Николаевич награжден почетным знаком "Рыцарь науки и искусств".

Редколлегия и редакция журнала "Вестник машиностроения" поздравляют юбиляра и желают здоровья и дальнейших творческих успехов.