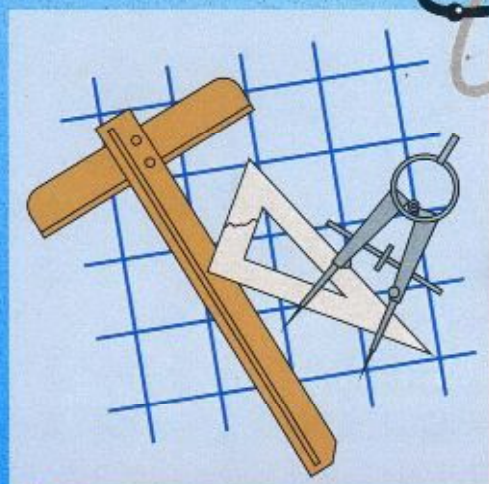
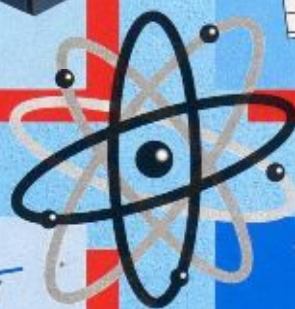
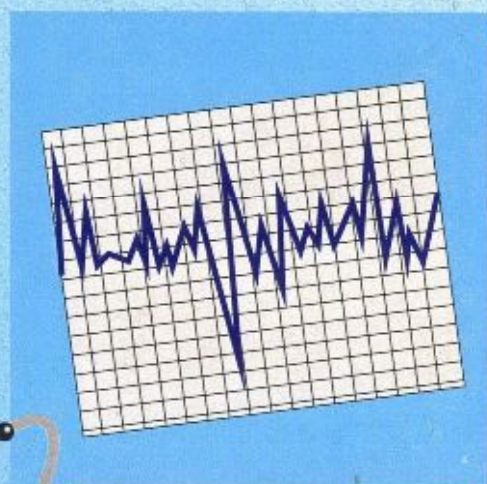


*Студенческий научно-технический  
журнал*

# ИНЖЕНЕР

**№5/2004**





ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

# ИНЖЕНЕР

*Студенческий научно-технический  
журнал*

Основан в 2000 году

**№ 5/2004**

Донецк – 2004

УДК 62  
ББК 30 (Ж/О)  
И 62

Инженер. Студенческий научно-технический журнал. – Донецк: ДонНТУ, 2004. № 5. – 175 с.

Журнал «Инженер» ориентирован на публикацию научных работ студентов, магистрантов, стажеров, аспирантов, молодых специалистов по вопросам: создание и применение прогрессивных технологий; информационные технологии; механизация и автоматизация производственных процессов; управление качеством, метрология, сертификация; вопросы экономической теории и практики; моделирование, расчеты и проектирование сложных технических систем, экологические проблемы промышленности.

**Учредитель** – Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ)

**Главный редактор**  
**Зам. главного редактора**  
**Отв. секретарь**

Михайлов А.Н.  
Богуславский В.А.  
Байков А.В.

**Редакционная коллегия:**

Башков Е.А., Горобец И.А., Ивченко Т.Г., Ищенко А.Л., Костенко В.И., Лукичев А.В., Малышко И.А., Матюха П.Г., Мизин Б.М., Момонт А.И., Навка И.П., Польченко В.В., Седуш В.Я., Шевченко Ф.Л.

**Компьютерная верстка:** Ольховская О.О., Рыбина С.А., Гнитько А.Н.

**Адрес редакционной коллегии:**

ДонНТУ, каф. ТМ  
6-й учебный корпус, 6.305  
ул. Артема 58  
83000 г. Донецк  
Тел.: (0622) 305-01-04  
Факс: (0622) 305-01-04

Журнал зарегистрирован в государственном комитете информационной политики Украины. Свидетельство о регистрации от 30 марта 2000 г., серия ДЦ, № 1550

© Донецкий национальный  
технический университет, 2004

## НЕКОТОРЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОИЗВОДСТВА РЕКОМБИНИРОВАННЫХ МОЛОЧНЫХ ПРОДУКТОВ

Глаголева Л. Э., Голубева Л. В., Федина И. С.  
(каф. ТММП, ВГТА, г. Воронеж, Россия)

Главной задачей, стоящей перед пищевой промышленностью, является удовлетворение физиологических потребностей населения в высококачественных, биологически полноценных и экологически безопасных продуктах питания. В связи с этим в последнее время широкое распространение получили различные пищевые добавки, в частности природные фосфолипиды

Цель работы – исследование функциональности природных фосфолипидов при проектировании молочно-растительных систем, предназначенных для производства рекомбинированных молочных сгущенных продуктов.

Производство продуктов консервирования молока, молочного сырья является важной отраслью хозяйства страны. Сгущенные и сухие молочные консервы обладают рядом функциональных свойств, которые позволяют использовать их для непосредственного употребления, в качестве основы для производства широкой гаммы продуктов из восстановленного молока, и в качестве компонентов для выработки разного рода комбинированных продуктов в пищевой, кондитерской и других отраслях промышленности. Возможности производства комбинированных молочных продуктов связаны с современной структурой переработки молока. При производстве молочных продуктов молоко подвергается глубокому фракционированию, и многие молочные продукты являются концентрированными (в основном по жиру и белку). При концентрировании образуется значительное количество трудно утилизируемых продуктов, например сыворотки, что влияет на экономичность производства. Многие молочные продукты производятся путём комбинирования концентрированных молочных продуктов – сливочного масла, сливок, сухого обезжиренного, цельного молока, сыров, творога и других. Следствием этого является возможность полного или частичного замещения этих молочных компонентов компонентами немолочного происхождения.

Нами исследована возможность использования природных фосфолипидов, в частности биологически активной добавки «Витол», в качестве эмульгатора при производстве рекомбинированных сгущенных молочных продуктов.

«Витол» – натуральный препарат, получаемый по технологии, разработанной кафедрой жиров КубГТУ. Он прошел клинические испытания и рекомендован Институтом питания РАМН для профилактики и комплексной терапии ряда заболеваний, таких как атеросклероз, ишемическая болезнь сердца, гипертоническая болезнь, нарушение жирового обмена, ослабление иммунной и нервной систем, нарушение сна, памяти, переутомление и т. д. Это экологически чистая пищевая добавка природного происхождения, состоящая из растительных фосфолипидов (содержание фосфолипидов не менее 90 %, в том числе фосфатидхолина не менее 30%).

Фосфолипиды (ФЛ) являются компонентами клеточных мембран во всех типах живых организмов. Они обладают уникальным строением. В их молекулах одновременно находятся гидрофобные и полярные фрагменты, которые определяют незаменимую роль во многих важнейших биологических процессах.

Одна из основных функций ФЛ – это доставка необходимых веществ в клетку и выведение из нее шлаков. Кроме того, участвуя в сложных процессах, протекающих внутри клетки, фосфолипиды выполняют ряд других жизненно важных функций. В результате воздействия на организм различных не благоприятных факторов, ухудшения

экологии, стрессов, интенсивных физических нагрузок энергетический запас организма снижается, и клетки не могут синтезировать ФЛ в необходимом количестве. В связи с этим роль фосфолипидов в производстве современных продуктов питания трудно переоценить.

В ходе проведения работы были изучены функционально-технологические свойства фосфолипидов, влияние ФЛ на дисперсность жировой эмульсии составленной композиции, применение в качестве эмульгатора в производстве рекомбинированных сгущенных молочных продуктов. Определены стадии и доза внесения ФЛ. Фосфолипидную добавку вносили в момент приготовления смеси в следующем виде: сухого порошка воду, подогретую до температуры 35-40 °С до восстановления молока, сухой порошок в растительное масло перед эмульгированием, а также в виде готовой жировой эмульсии фосфолипидов перед эмульгированием смеси. Устойчивость эмульсии определяли измерением среднего диаметра жировых шариков методом микрофотографирования.

Количество вносимых ФЛ варьировали в интервале от 0,1 до 0,5 % от массы смеси. Наилучшие показатели, а именно размер жировых шариков – 0,1-0,2 мкм, а также вкус и аромат – чистые, с приятным фруктовым вкусом и ароматом; структура и консистенция – однородная, достаточно плотная, цвет – однородный, бело-кремовый, были получены при внесении ФЛ в подготовленную жировую эмульсию перед эмульгированием смеси.

Полученные данные были использованы при обосновании технологических процессов и режимов производства рекомбинированного молочного продукта.

## **ИЗУЧЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ВОЛОКОН В ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА МЯГКИХ СЫРОВ**

**Глаголева Л. Э., Смольский Г. М., Безматерных Ю. В.** (каф. ТММП, ВГТА, г. Воронеж, Россия)

В последние годы резко увеличилось число людей, страдающих ожирением и связанными с ними хроническими заболеваниями, таких как атеросклероз, гипертоническая болезнь, ишемическая болезнь сердца, сахарный диабет и др. В связи с этим разработка технологии диетических и специальных продуктов, обладающих определенными функциональными свойствами, имеет актуальное значение. Разработка рецептур данных продуктов базируется на использовании компонентов, оказывающих позитивное воздействие при целом ряде заболеваний. Одним из направлений в решении этого вопроса является введение в пищу пищевых волокон.

Роль пищевых волокон в питании многообразна. Она состоит в частичном снабжении организма человека энергией, выведения из него ряда метаболитов пищи и загрязняющих веществ, а также в регуляции физиологических, биологических процессах в области пищеварения. Пищевые волокна (ПВ) – это комплекс биополимеров, включающий полисахариды (целлюлозу, гемицеллюлозы, пектиновые вещества), а также лигнин и связанные с ними белковые вещества, формирующие клеточные ткани растений.

Была исследована возможность использования ПВ в технологии производства мягких сыров, в частности сыра адыгейского. В ходе работы были решены следующие цели и задачи: изучены функциональные свойства пищевых волокон; составлена композиционная основа для производства сыра; определена доза и стадия внесения пище-

вых волокон с учетом степени помола; оптимизирована рецептура; определены физико-химические показатели готового продукта.

Пищевые волокна вносили на различных стадиях технологического процесса: в нормализованную смесь при температуре 60-65 °С; в процессе коагуляции при температуре  $93 \pm 2$  °С; после образования сгустка. Наилучшие результаты были получены при внесении пищевых волокон до процесса коагуляции. При этом их распределение в образовавшемся сгустке было равномерным, потери пищевых волокон в сыворотку минимальные. В растворе казеин имеет ряд свободных функциональных групп, которые обуславливают его заряд, характер взаимодействия с водой, способность вступать в химические реакции. В свежем молоке силы электростатического отталкивания между мицеллами казеина преобладают над силами молекулярного притяжения и коллоидная система молока находится в устойчивом состоянии.

При определении способа внесения пищевых волокон были использованы сухие и набухшие ПВ. При набухании в молоке пищевые волокна впитывают воду, при этом рН водной вытяжки пищевых волокон составляет 4,3-4,6. Исследование процесса набухания в молочном сырье и воде проводили в диапазоне температур 20-60 °С и времени термостатирования 10-30 минут. Наилучшие результаты с учетом технологического регламента были получены при температуре 55-60 °С с выдержкой 10 минут. В ходе эксперимента установлено, что набухшие волокна лучше распределяются по всему объему, при этом сокращаются потери в сыворотку, улучшаются органолептические свойства, увеличивается выход продукта.

Количество вносимых пищевых волокон варьировали в диапазоне 0,5-3 %, степень помола от 0,5 до 5 мм. Установлено, что пищевые волокна, измельченные до размера частиц 0,2-0,7 мм в количестве 2 % от массы смеси, благоприятно влияют не только на консистенцию и вкусовые качества готового продукта, но и повышают их хранимоспособность.

Пищевые волокна перед внесением в молочную смесь набухают в молоке при температуре 60 °С в течение 10 мин. Затем набухшие пищевые волокна вносят в нормализованную смесь с температурой 60-62 °С и продолжают нагревать при постоянном медленном перемешивании до 93-95 °С. Дальнейшие технологические операции выполняются по традиционной схеме.

Добавление пищевых волокон позволяет не только создать диетический сыр, увеличить выход готового продукта, но и благодаря функционально-технологическим свойствам применяемых ПВ (высокая водоудерживающая способность—5,4-5,6 г воды/г ПВ), получить продукт с регулируемой массовой долей влаги, что позволяет исключить дополнительную операцию – подпрессование и сократить время технологического процесса.

В результате получены следующие данные, позволяющие получить мягкий диетический сыр с хорошими органолептическими и физико-химическими показателями (кислотность 54 °Т, массовая доля влаги 56 %).

Полученные положительные результаты, свидетельствуют о перспективном использовании пищевых волокон в производстве мягкого сыра.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КАРАМЕЛЬНЫХ КРАСИТЕЛЕЙ В ПРОИЗВОДСТВЕ СГУЩЕННЫХ МОЛОЧНЫХ КОНСЕРВОВ С ТЕРМООБРАБОТКОЙ

Голубева Л. В., Ключникова Д. В., Стукалова Е. В.

(каф. ТММП, ВГТА, г. Воронеж, Россия)

Последние десятилетия ушедшего столетия и начало XXI века характеризовались широким применением пищевых добавок в производстве продуктов питания. Это связано с новыми технологическими возможностями в индустрии питания, конкуренцией на рынке продовольствия и ухудшением экологической обстановки. Создание нового поколения пищевых продуктов, отвечающих требованиям сегодняшнего и завтрашнего дня, невозможно без применения пищевых добавок

Среди добавок, используемых в пищевой промышленности, ведущие позиции занимают пищевые кислоты, ароматизаторы и красители, входящие в состав большинства рецептур пищевых изделий.

Окраска пищевых продуктов наряду со вкусом и запахом является одним из важных факторов, влияющих на их 'аппетитность'. Привлекательный внешний вид продукта и его узнаваемость является залогом успеха у потребителя.

Цвет-это критический фактор в нашем восприятии и удовлетворении пищей, поэтому существует целый ряд причин необходимости использования красителей:

-разрушение естественной окраски в процессе технологической обработки сырья;

-нестойкость естественного цвета при длительном хранении продукта;

-необходимость интенсификации естественной окраски;

-увеличение привлекательности специфических продуктов; -придание многокомпонентному продукту единого желаемого цвета;

Благодаря высокой цветовой интенсивности и термостойкости карамельные красители способствуют усилению визуальной привлекательности изделия, позволяя получить гамму оттенков от бледно-желтого до насыщенного темно-коричневого. Уже не одно столетие карамельные красители, в том числе и производимый традиционно в России сахарный колер, применяются при производстве пищевых продуктов

В настоящее время общемировое потребление карамельных красителей превышает 200 000 тонн в год и с каждым годом эта цифра растёт. Карамельные красители, позволяющие получить гамму оттенков от бледно-жёлтого до насыщенного тёмно-коричневого, составляют более чем 90% (по весу) от всех красителей, применяющихся в пищевой промышленности.

Процессы образования карамельных красителей (карамелизация) широко распространены в природе и поэтому карамельные красители издавна являлись неотъемлемой частью рациона человека. Потемнение на срезе бананов, яблок, картофеля и других овощей и плодов обусловлено ферментативной карамелизацией. При разрезании или повреждении овощей и фруктов разрушаются отдельные клетки и высвобождаются ферменты, под действием которых сахаристые вещества карамелизуются в присутствии кислорода воздуха.

По химической структуре карамельные красители относятся к меланинам - группе гетерополимерных коллоидных пигментов сложного строения.

Карамельные красители представляют собой густую сиропообразную жидкость или порошок тёмно-коричневого или чёрного цвета со слабым приятным вкусом и запахом. Карамельные красители полностью растворимы в воде.

Еще некоторое время назад на российском рынке такой продукт как сгущенное молоко с сахаром вареное был представлен лишь импортными производителями.

В настоящее время отечественные разработчики продукции попытались заполнить нишу своей продукцией. Но зачастую все существующие технологии производства молока сгущенного с сахаром термически обработанного предусматривают длительную высокотемпературную обработку, что в конечном счете не позволяет получить продукт высокой пищевой и биологической ценности.

На кафедре технологии молока и молочных продуктов ВГТА, разработана технология вареного сгущенного молока с сахаром, обладающего качественно новыми органолептическими свойствами. Данная технология предусматривает внесение в цельное сгущенное молоко с сахаром ароматизатора и натурального красителя «Карамель» и дальнейшую термическую обработку. Использование ароматизатора и красителя позволяет сократить продолжительность тепловой обработки, что в конечном счете благоприятно сказывается на пищевой ценности продукта.

Была проведена оценка органолептических показателей полученного образца продукта. Также были исследованы физико-химические свойства. В нём определены массовая доля влаги, массовая доля сухих веществ, активная кислотность, массовая доля сахарозы.

Таким образом, использование ароматизатора и красителя позволило совершенствовать технологию сгущенных молочных консервов с термообработкой.

## АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПРОМЫШЛЕННОСТИ ДОБЫЧИ И ОБРАБОТКИ ПРИРОДНОГО КАМНЯ

Горобец И. А., Калюжный А. Ю. (ДонНТУ, г. Донецк)

Природный камень издавна используется человеком в различных областях хозяйствования: строительстве, архитектуре, технике, художественном камнерезании, в быту. Несмотря на растущую конкуренцию имитирующих искусственных материалов («керамический гранит», «Бретонстоун» и т.п.), природный камень сохранит в современной архитектуре свою роль престижного, долговечного и высокодекоративного отделочного материала. В настоящее время из природного камня изготавливается широкая гамма продукции: облицовочные плиты, архитектурно строительные изделия, предметы быта и т.д. Ассортимент каменной продукции ежегодно расширяется.

К началу третьего тысячелетия уровень добычи блочного сырья достиг 54 млн.т. Лидерами, производящими до 70% общего объема добываемых блоков камня, на сегодняшний день являются [1]: Китай (9 млн.т), Италия (8,25 млн.т), Испания (5 млн.т), Индия (4,6 млн.т), Португалия (2,35 млн.т), Бразилия (2,1 млн.т), США (1,7 млн.т), Греция (1,65 млн.т), Ю.Корея (1,5 млн.т), Турция (1,35 млн.т). В настоящее время украинскими предприятиями добывается порядка 0,42 млн.т. природного камня [2].

Прогноз развития промышленности облицовочного камня до 2025 года следующий: среднегодовой рост объемов добычи будет составлять 6,75%, в результате чего уровень мировой добычи блочного камня составит в 2025 г. 298 млн. т (116 млн. м<sup>3</sup>) [1]. Выполнив анализ научно способов добычи и обработки природного камня за прошлый век, можно сделать вывод, что никаких принципиально новых методов в добыче и обработке камня не было использовано. Технологические процессы в отрасли имеют в своей основе механические способы направленного разрушения минеральных сред. В производство механической обработки каменных материалов широко внедрялись технологии использования алмазного инструмента с алмазами на износостойких металло-

керамических связках. Это позволило повысить эффективность технологических процессов. Например, замена “геликоидальных” (абразивных) пил алмазными, при добыче, привела к увеличению производительности в 10-20 раз при повышении износостойкости инструмента в 180-250 раз [1]. В то же время сам алмазный инструмент постоянно совершенствуется: например, только за последние 3-5 лет производительность алмазных сегментных кругов при резании гранита возросла примерно в 2 раза [1].

Украина имеет огромные запасы облицовочного камня, основные объемы которого находятся на Украинском кристаллическом щите. В настоящее время разведано более 300 месторождений природного облицовочного камня [3]. В настоящее время в Украине успешно работают около 800 предприятий различных форм собственности. Наиболее крупные из них - это фирма “Беютага”, международный концерн “Сиаль” (г. Днепропетровск), АО “Комета” (г. Кривой Рог), МП “Информгранит” (г. Житомир), “Омфал” (Донецкая обл.) и многие другие [3].

В последние годы в нашей стране существенно совершенствуются технология, оборудование и инструмент для обработки камня. Интенсивно закупается новое оборудование. Само направление камнеобработки претерпевает сейчас существенные изменения.

**Список литературы:** 1. Сычев Ю. И. Достижения и перспективы технологического процесса в промышленности облицовочного камня. – М.: Издательский дом «Руда и металлы». Горный журнал. – 2001. - №3. – с. 3-5. 2. Ткач В. Р., Ганицкий В. И. Проблемы развития добычи и переработки природного камня на предприятиях компании «МКК-Холдинг». – М.: Издательский дом «Руда и металлы». Горный журнал. – 1999. - №11. – с. 10-13. 3. Бакка Н. Т. Перспективные направления в технологии обработки природного камня в Украине. – М.: Издательский дом «Руда и металлы». Горный журнал. – 2001. - №3. – с. 16-18.

## К ВЫБОРУ МЕТОДА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Лесных М. А., Шалимов Ю. Н. Болдырев А. И. (ТМ ВГТУ, Воронеж, Россия)

Известно, что одним из главных стратегических направлений ресурсосбережения АПК России является восстановление изношенных деталей машин. В условиях острого дефицита всех видов техники и машинного оборудования, их интенсивного старения, снижения показателей надежности существенное значение приобретает максимальное использование имеющихся резервов. Восстановление деталей машин и механизмов обеспечивает значительное сокращение расхода запасных частей, экономию денежных средств и трудовых затрат при ремонте техники. В целом цены на технику и машинное оборудование стремительно растут, с ними растут цены и на запасные части. По мнению многих ученых высокая стоимость влечь производимых запасных частей обусловит необходимость увеличения объемов восстановления деталей. При восстановлении деталей число производственных технологических операций в 5 – 8 раз меньше, чем при их изготовлении.

Однако применяемые в настоящее время технологические процессы восстановления деталей не всегда удовлетворяют современным требованиям, морально устарели. Поэтому создание и внедрение новых технологических процессов восстановления деталей, обеспечивающих конкурентоспособность по важнейшим технико-

экономическим показателям, в том числе и по экологической безопасности и ресурсосбережению является актуальной задачей.

Существующие технологии могут быть представлены целым спектром методов: с помощью лазерных технологий, детонационное нанесение покрытий из твердых сплавов, плазменное напыление, плазменная наплавка, электроискровое упрочнение (легирование), электрохимическое (гальваническое) осаждение металлов повышенной твердости, трибологический метод.

Главными критериями оценки в порядке их важности при выборе метода являются:

1. Микротвердость
2. Адгезия
3. Пористость
4. Производительность процесса
5. Рабочая толщина наращиваемого слоя
6. Шероховатость
7. Энергоемкость
8. Экологичность

И как следствие перечисленных показателей коэффициент повышения ресурса (т. е. число показывающие во сколько раз ресурс работы отремонтированной детали больше ресурса новой), экономичность и экологическая безопасность.

Каждый из перечисленных выше методов обработки имеет один или несколько серьезных недостатков.

Лазерные технологии мало изучены, не имеют широкого распространения и имеют высокую стоимость и сложность используемого оборудования.

Детонационное нанесение покрытий из твердых сплавов не обеспечивает достаточно прочного сцепления слоя с поверхностью изделия и соответственно не может быть применено для нагруженных деталей.

Плазменное напыление также не обеспечивает необходимой прочности сцепления слоя с поверхностью исходной детали, а плазменная наплавка приводит к разрушению (деструкции) частиц спеченных твердых сплавов, в результате чего они теряют свои уникальные свойства.

Электроискровое упрочнение (легирование) дает незначительный эффект, так как приводит к деструкции металлокерамических твердых сплавов, а наносимый слой имеет относительно малую толщину (70 мкм).

Покрытия полученные гальваническим осаждением металлов имеют плохую адгезию, а технологический процесс характеризуется большим количеством операций и не обеспечивает нужной экологической безопасности (наличие вредных реагентов).

Не смотря на ряд преимуществ трибологического метода – возможность восстановления без разборки агрегата, он не обеспечивает достаточной скорости восстановления и не обеспечивает ремонта сильно изношенных деталей.

При анализе методов восстановления деталей машин следует выбрать такой, преимущества которого не оспоримы по сравнению с другими, а недостатки могут быть устранены за счет совершенствования технологий и использования современных средств вычислительной техники для повышения точности, осуществления автоматизации и контроля технологического процесса.

По нашему мнению таким методом может является способ гальванического осаждения, а именно импульсное хромирование. Это связано с его явными преимуществами. Во-первых, основные свойства электролитического хрома – высокая твердость, низкий коэффициент трения, жаростойкость и коррозионная стойкость – обеспечивают

деталю хорошие эксплуатационные характеристики (износостойкость, большие динамические нагрузки, хорошая способность к удержанию смазки на поверхности). При правильно выбранных режимах электролиза износостойкость детали в результате ее хромирования возрастает в 5 – 10 и более раз [1]. Во-вторых, использование при электроосаждении хрома импульсных токов дает возможность управлять структурой и свойствами осадков (шероховатость поверхности, размер зерен, чистоту осадка, твердость и т. п.) в широком интервале значений [2]. В-третьих, максимально допустимая толщина осадка может быть доведена до 1 – 1,5 мм [3], что вполне достаточно для восстановления изношенных деталей машин.

Недостатки такого метода можно устранить. Адгезию (сцепляемость) при электролитическом осаждении хрома можно регулировать за счет управления числом центров кристаллизации осадка, размера зерен и температуры электролита. Сложный технологический процесс можно упростить за счет снижения массогабаритных показателей оборудования и универсализации типоразмеров оснастки. Экологическую безопасность можно обеспечить с помощью специальной установки закрытого типа. Особенность такой установки в том, что электролит циркулирует по замкнутому контуру. Вредные пары не вбрасываются в атмосферу, а проходят через скруббер, который разделяет пары на фракции. Дальше фракции распределяются в системе отбора. Такой замкнутый контур обеспечивает экологическую безопасность, практически исключая выбросы в атмосферу, и делает систему более экономичной, т. к. тратится меньше энергии на нагрев электролита.

Существует так же проблема высокой пористости и как следствие плохой коррозионной стойкости. Но и этот недостаток может быть устранен применением сканирующего электрода.

Применимость того или иного способа ремонта должна быть оценена и по экономическим показателям. Известно, что экономичность способа ремонта во многом зависит от концентрации и специализации производства. Из данных работы [4] следует, что при производственной программе 2000 деталей в год способы восстановления по экономической эффективности располагаются в следующей последовательности: наплавка, осталивание, хромирование, а при выпуске более 4000 деталей – соответственно: осталивание, хромирование и наплавка. А при программе более 6000 деталей в год предпочтение следует отдать хромированию, осталиванию и наплавке. Исследования на основании анализа многих факторов показали, что в процессе ремонта должны применяться такие способы, которые позволяют повысить ресурс работы отремонтированной детали по сравнению с новой в 1,2—1,5 раза. По мнению авторов [1,4,5] такими методами являются наплавка в защитных средах (под слоем флюса и т. п.) и хромирование. Остальные способы могут быть рассмотрены как допустимые, а в некоторых случаях как вынужденные.

На основании проведенного анализа можно сформулировать главные тенденции в развитии наиболее приоритетных способов восстановления деталей машин:

1. Использование скоростных процессов с высокой эффективностью энергетических преобразований (с малыми потерями подводимой энергии)
2. Применение процессов использующих простые реагенты, которые могут быть регенерированы и возвращены в систему замкнутого рабочего цикла.
3. Разработка технологических процессов управление которых осуществляется изменением электрических параметров источника энергии.
4. Создание системы автоматического контроля и регулирования основных показателей технологического процесса.
5. Проектирование систем обеспечивающих выход продукта с заранее заданными свойствами.

В связи с этим можно сделать следующие выводы о приоритетном развитии направления импульсного электрохимического восстановления деталей машин.

**Выводы:**

1. Необходимо проведение системного анализа по выбору режимов импульсного хромирования с учетом корреляции свойств осадков с технологическими параметрами.
2. Разработать системы обеспечивающие высокую степень надежности, безопасности и экологии производства.
3. Провести физическое и математическое моделирование разрабатывания процессов с целью применения результатов исследований для подобных технологий.

**Список литературы:** 1. Молчанов В. Ф. Восстановление и упрочнение деталей автомобилей хромированием. – М.: Транспорт, 1981. – 175 с. 2. Гамбург Ю.Д. Электрохимическая кристаллизация металлов и сплавов. – М.: Янус-К, 1997. – 384с. 3. Черкез М. Б., Богорад Л. Я. Хромирование. – Л.: Машиностроение, 1968. – 104 с. 4. Шадричев В. А. Основы выбора рационального способа восстановления автомобильных, деталей металлопокрытиями. – М. – Л.: Машгиз, 1962. – 296 с. 5. Кряжков В. М. Восстановление деталей сельскохозяйственной техники механизированной наплавкой с применением упрочняющей технологии. – М.: ГосИНТИ, 1972. – 208 с.

## РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ МОРОЖЕНОГО С ИНУЛИНСОДЕРЖАЩИМ РАСТИТЕЛЬНЫМ СЫРЬЕМ

**Мельникова Е. И., Голубева Л. В., Гринько О. Н., Рудниченко Е. С.**  
(каф. ТММП, ВГТА, г. Воронеж, Россия)

В настоящее время одним из приоритетных направлений развития пищевой технологии является расширение ассортимента традиционных для российского потребителя продуктов питания, обладающих функциональными и лечебно-профилактическими свойствами благодаря наличию в их составе различных хемиопревантов.

К таким продуктам могут быть отнесены, получившие в последние годы широкое распространение, как в нашей стране, так и за рубежом комбинированные молочные продукты на основе натурального растительного сырья, которые восполняют дефицит жизненно-необходимых пищевых веществ, и наиболее полно соответствуют формуле сбалансированного питания.

В нашей работе исследована возможность использования полуфабриката из клубней якона в технологии ароматизированного мороженого на основе ультрафильтрата творожной сыворотки. Такой подход позволяет объединить ценные качества творожной сыворотки, которая давно зарекомендовала себя как основа лечебно-профилактических продуктов питания, и дефицитные нутриенты, входящие в состав якона.

Якон - многолетнее травянистое растение семейства сложноцветных. В клубнях якона содержится много фруктозы, глюкозы и сахарозы, инсулина и крахмала. В лечебных целях он широко применяется при лечении желудочных заболеваний и при сахарном диабете, так как отличается повышенным содержанием безвредного сахара.

Для получения полуфабриката клубни якона подвергали следующей переработке: инспектированию, мойке, разрезке на кубики (3-5 мм), бланшированию, термостабилизации при температуре 80-85<sup>0</sup>С с выдержкой 20 мин, охлаждению.

Полученный полуфабрикат с массовой долей сухих веществ 20% имеет соломенно-желтый цвет, вкус свежесобранных яблок с мягким сладким ароматом. В состав полуфабриката входит инулин (12-14%), аминокислоты (аспарагин, глутамин, пролин, аргинин), комплекс макро- и микроэлементов (Na, K, P, Mg, Ca, N, Fe, Zn, Cu) и др.

В ходе выполненной работы изучено влияние полуфабриката и ультрафильтрата творожной сыворотки на органолептические и физико-химические свойства сложно составленной композиции ароматизированного мороженого (массовую долю сухих веществ, кислотность, вязкость). Установлена оптимальная доза ультрафильтрата творожной сыворотки (45-50%) и полуфабриката из якона в мороженом (18-22%), обеспечивающая улучшение качественных показателей продукта и 35-40% замену сахарозы в его рецептуре по сравнению с традиционной технологией.

Выполненные исследования послужили основой для разработки параметров технологического процесса производства мороженого с инулинсодержащим растительным сырьем.

## СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫЕ ВАКУУМНЫЕ ПОКРЫТИЯ ИЗДЕЛИЙ МАШИНОСТРОЕНИЯ

*Михайлов В. А., Михайлова Е. А. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)*

Современный уровень развития техники требует непрерывного повышения качества изделий машиностроения. Одним из прогрессивных направлений повышения качества является изготовление изделий с покрытиями, полученными методом конденсации в условиях ионной бомбардировки. Эти покрытия позволяют существенно повысить различные параметры качества изделий и улучшить технико-экономические показатели машин при эксплуатации. В настоящее время, метод получения покрытий конденсацией в условиях ионной бомбардировки поверхности интенсивно развивается, и изделия с такими покрытиями широко используются в различных отраслях народного хозяйства [1,2]. Универсальность технологии, высокая производительность процесса, малая энергоемкость, отсутствие загрязнения окружающей среды и целый ряд других показателей определяют конкурентоспособность метода по сравнению с традиционными методами получения покрытий. Поэтому данные технологии должны быть широко использованы для комплексного повышения качества изделий машиностроения.

Вместе с тем, применяемые в настоящее время технологии требуют дальнейшего совершенствования, так как для комплексного повышения качества изделий машиностроения необходима системная и глубокая проработка всех этапов технологического процесса изготовления изделий. Постоянно возрастающий поток научной и технической информации в данной области определяет необходимость систематизации, выработки общих подходов в разработке прогрессивных комплексных технологий изготовления изделий на всех этапах их жизненного цикла. В том числе и создание новых способов для нанесения покрытий изделий машиностроения.

Целью данной работы является разработка специальной технологии изготовления изделий с покрытиями. В работе предполагается разработать новый способ нанесения покрытия с местными особенностями покрытий («пятнистое покрытие»).

Важнейшим условием повышения качества изделий машиностроения является применение прогрессивных технологических процессов на всех этапах жизненного цикла технологии. Значительное повышение качества изделий может быть достигнуто за счет применения комплексных технологий нанесения покрытий. При этом максимальные результаты могут быть получены только в том случае, если технологический процесс будет разрабатываться комплексно, с учетом всех этапов жизненного цикла на базе предельного критерия качества (рис. 1).

На рис. 1 показана системная модель общего подхода в создании комплексного технологического процесса изготовления изделий с покрытиями на базе предельного критерия качества. В этой модели комплексный технологический процесс строится на базе трех этапов:

- этапа подготовки изделия к нанесению покрытия,
- этапа нанесения покрытия на изделие,
- этапа подготовки изделия к эксплуатации после нанесения покрытия.

В предлагаемой модели предусмотрено то, что на каждом этапе должен выполняться целый ряд технологических операций. А именно, на этапе подготовки изделия к нанесению покрытия могут быть предусмотрены следующие операции технологического процесса: лезвийная обработка поверхности изделия, отелочная обработка поверхности изделия, поверхностно-пластическая деформация (ППД) изделия, обезжиривание, мойка, сушка изделий и другие операции. На этом этапе необходимо обеспечить необходимые параметры качества изделию и его поверхностному слою для последующего нанесения покрытия.

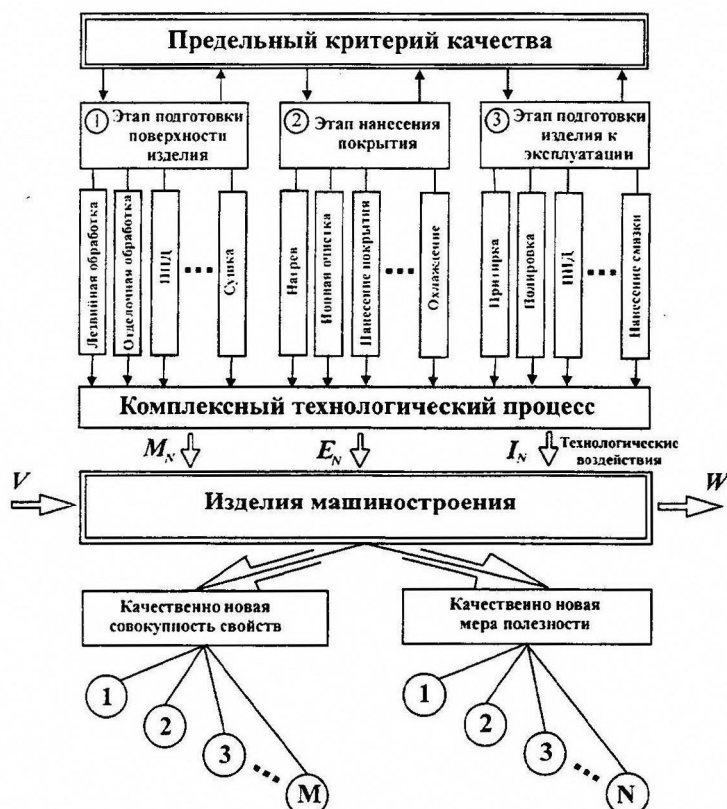


Рис. 1. Системная модель общего подхода в создании комплексного технологического процесса изготовления изделий с покрытиями на базе предельного критерия качества

Это очень важный этап, так как если здесь не будут обеспечены заданные свойства изделию, то на последующих этапах, в ряде случаев, это выполнить не возможно. Поэтому на этом этапе закладываются основы для последующего обеспечения изделию требуемого качества.

На втором этапе комплексного технологического процесса выполняется сам процесс нанесения покрытия на изделие. Этот этап также имеет определенную структуру операций, которая содержит следующее: нагрев детали, ионная очистка поверхности, нанесение покрытия, охлаждение и другие операции.

Математические символичные модели покрытий можно представить следующими выражениями:

- однослойное покрытие

$$V_O \rightarrow \bigwedge_{i=1}^{h_i} \left( dl_t \times \bigwedge_{v=1}^{\infty} dl_v \times \bigwedge_{w=1}^{\infty} dl_w \right),$$

- многослойное покрытие

$$V_M = \bigvee_{i=1}^n \left[ \bigwedge_{t=1}^{h_i} \left( dl_t \times \bigwedge_{v=1}^{\infty} dl_v \times \bigwedge_{w=1}^{\infty} dl_w \right) \right];$$

где  $V_O$  - обозначение однослойного покрытия;

$V_M$  - обозначение многослойного покрытия;

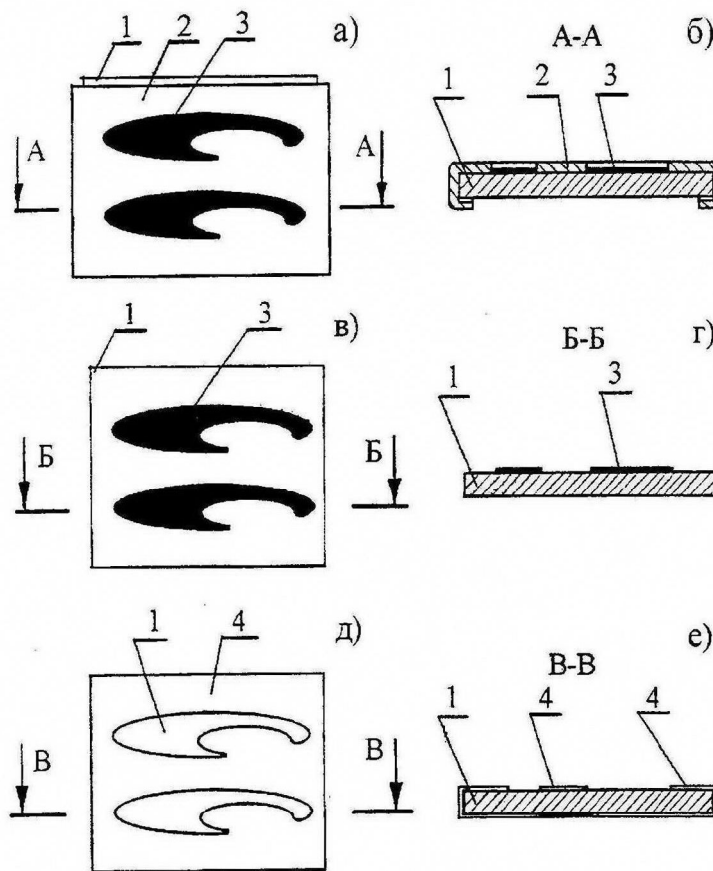


Рис. 2. Схема, поясняющая способ нанесения «пятнистого покрытия»: а – вид сверху на изделие с установленным трафаретом имеющим рельефные прорезы и нанесенным через них сажевой маски; б – сечение А-А; в – вид сверху на изделие с сажевой маской без трафарета; г – сечение Б-Б; д – вид сверху на изделие со слоем покрытия и удаленным покрытием с поверхности сажевой маски вместе с сажей; е – сечение В-В

эфные прорезы и нанесенным через них сажевой маски; б – сечение А-А; в – вид сверху на изделие с сажевой маской без трафарета; г – сечение Б-Б; д – вид сверху на изделие со слоем покрытия и удаленным покрытием с поверхности сажевой маски вместе с сажей; е – сечение В-В. Здесь показано: 1 – изделие, 2 – трафарет с рельефными прорезами, 3 – сажевая маска, 4 – рельефное (пятнистое) покрытие.

$h_i$  - толщина  $i$ -го слоя покрытия;

$n$  - число слоев различных покрытий;

$(dl_t \times dl_v \times dl_w)$  - элементарный объем (декартово произведение) в  $t$ -м,  $v$ -м и  $w$ -м направлении или окрестность объемной точки.

Одним из перспективных направлений повышения качества изделий машиностроения является использование вакуумных ионно-плазменных покрытий в виде специальных «пятнистых покрытий». «Пятнистое покрытие» это покрытие, образованное из нескольких различных зон по поверхности изделия, в каждой из которых наносится различный вид покрытия. При этом каждая зона или совокупность зон покрытия предназначены для выполнения заданного функционального назначения части поверхности изделия.

На рис. 2 представлена схема, поясняющая новый способ нанесения «пятнистого покрытия» на поверхность изделия [3]: а – вид сверху на изделие с установленным трафаретом имеющим релье-

Данный способ [3] реализуется следующим образом.

На изделие 1 устанавливается трафарет 2 с рельефными прорезями, образованными в соответствии с техническими условиями. Трафарет 2 может изготавливаться из тонкой фольги. Затем, через рельефные прорези трафарета 2 выполняется нанесение на поверхность изделия 1 сажевой маски 3. Сажевая маска может выполняться, например, методом копчения с помощью масляной лампы с фитилем. Далее, трафарет 2 удаляется с изделия 1 и выполняется нанесение вакуумного ионно-плазменного покрытия 4 на все поверхность изделия 1. После нанесения покрытия 4 на изделие 1 выполняется свободное удаление покрытия 4 сухой ветошью с поверхности сажевой маски 3 совместно с сажей. Кроме того, производится специальная обработка поверхности изделия для последующего нанесения следующего вида покрытия на места сажевой маски 3. В заключении на изделие 1 снова устанавливается трафарет 2 и выполняется нанесение другого вида покрытия на места поверхности изделия, где была сажевая маска. Толщина покрытия определяется условиями изготовления изделия.

В данном способе экспериментально установлено, что только сажевая маска позволяет качественно наносить вакуумные ионно-плазменные покрытия на изделия машиностроения, так как только она не выгорает с поверхности изделия при высоких температурах и легко удаляется при необходимости.

Реализация данного способа нанесения «пятнистого покрытия» позволяет существенно повысить качество изделий машиностроения и обеспечить высокие функциональные свойства поверхности в соответствии с условиями эксплуатации изделия.

Экспериментальные исследования процесса нанесения специальных покрытий выполнялись на кафедре «Технология машиностроения» Донецкого национального технического университета на установках для ионно-плазменного нанесения покрытий «Булат - 6» и ННВ 6.6-И1. Разработанные при этом технологии обеспечивают следующее:

- возможность нанесения покрытий практически из любых металлов и сплавов;
- возможность синтеза покрытий из соединений типа оксидов, нитридов, карбидов различного состава в любых комбинациях, в том числе в виде многослойных;
- высокую прочность сцепления формируемых покрытий с подложкой (до 25 кгс/мм<sup>2</sup>), существенно превышающая адгезионные характеристики покрытий, получаемых гальваническими и другими традиционными методами;

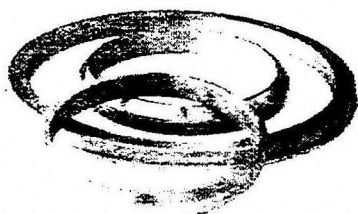


Рис. 3. Общий вид изделий со специальными видами покрытий («пятнистое покрытие»)

- экологическую безопасность метода;
- низкотемпературный нагрев деталей, так как температура изделий, на которые наносятся покрытия, определяется параметрами процесса (может составлять от 20°С до 1000°С);
- широкий спектр функциональных возможностей покрытий.

В качестве примера данный способ нанесения покрытий реализован для изделий (рис. 3), эксплуатирующихся в прокатных станах, имеющих высокий износ и разные условия эксплуатации поверхностей.

На третьем этапе комплексного технологического процесса также выполняется целый ряд операций, а именно: притирка, полировка, ППД, нанесение специальных смазок и других операций. При этом также необходимо решать вопросы обеспечения требуемых параметров качества изделий.

Следовательно, на каждом из трех этапов комплексного технологического процесса (рис. 1) необходимо обеспечить определенные параметры качества. Особенно следует отметить то, что эти этапы взаимосвязаны между собой и все параметры обработки поверхности изделия и нанесения покрытий на всех операциях зависят друг от друга. При этом получение максимальных технико-экономических показателей изделий, а также обеспечение качественно новой совокупности свойств и меры полезности изделий может быть выполнено только в том случае, если все элементы комплексного технологического процесса будут строиться на основе предельного критерия качества (оптимизационного функционала). Именно здесь закладываются основные условия создания оптимальных технологических процессов изготовления конкурентоспособных изделий машиностроения.

**Список литературы:** 1. Нанесение износостойких покрытий на быстрорежущий инструмент / Ю.Н. Внуков, А.А. Марков, Л.В. Лаврова, Н.Ю. Бердышев. – К.: Техника, 1992. – 143 с. 2. Получение покрытий на основе окиси алюминия из сепарированного потока плазмы вакуумной дуги / И.И. Аксенов, В.А. Белоус, В.Г. Падалка и др. // ФизХОМ, 1977. №6. С 52 – 56. . 3. Патент Украины № 54100 А МПК 7 С23С 14/04. Спосіб нанесення нітридного декоративного рельєфного покриття на поверхню виробу / Михайлов В.О., 2003. – 6 с.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЛИНЫ ДУГИ КОНТАКТА ЕДИНИЧНОГО АБРАЗИВНОГО ЗЕРНА С ДЕТАЛЬЮ ПРИ ПЛОСКОМ ШЛИФОВАНИИ С ВИБРАЦИЯМИ

**Рубцов М. В., Азарова Н. В, Рубцова О. А.**  
(каф. МС, каф. ВМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Скоростное микрорезание при шлифовании создает большое число высокотемпературных очагов в поверхностном слое детали, обеспечивающих его интенсивный нагрев. Длина дуги контакта зерна с деталью, определяя длину пути, который проходит абразивное зерно в обрабатываемом материале, оказывает влияние на стойкость зерна и количество тепла, выделяемое при обработке за время контакта.

Основой для определения длины дуги контакта является траектория движения абразивного зерна шлифовального круга относительно детали, параметры вибраций, а также элементы режима резания (рис. 1).

$$A_y = A \sin \frac{2\pi f R_k}{1000 v_k}$$

Исходными данными при расчёте являются:  $R_k$  – радиус шлифовального круга, мм;  $t_f$  – фактическая глубина шлифования, мм;  $v_k$  – скорость круга, м/с;  $v_d$  – скорость детали, м/мин;  $A$  – амплитуда колебаний оси шлифовального круга, мм;  $f$  – частота колебаний, Гц;  $\varphi_0$  – угол контакта абразивного зерна шлифовального круга с деталью, рад.

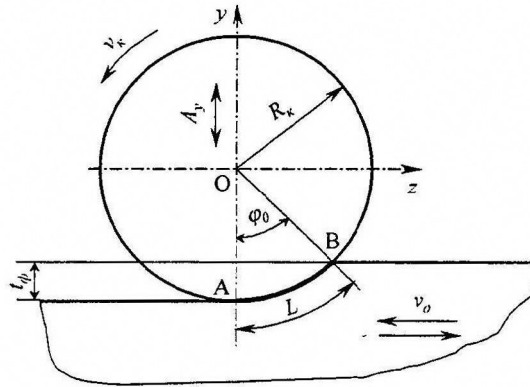


Рис. 1. Схема к определению длины дуги контакта АВ единичного абразивного зерна с деталью в условиях образования среза запятообразной формы при плоском шлифовании с вибрациями

Формула для определения длины кривой контакта при плоском шлифовании с вибрациями, полученная на основании точной траектории (трохоиды), имеет вид [1]:

$$L = \frac{R_k}{\sqrt{1 + \left(\frac{V_d}{60V_k}\right)^2}} \left[ \left( 1 + \left(\frac{V_d}{60V_k}\right)^2 + \left(\frac{A\pi f R_k}{1000V_k}\right)^2 \right) \varphi_0 \mp \frac{V_d}{60V_k} \sin \varphi_0 + \right. \\ \left. + \frac{A\pi f R_k}{1000V_k \left(1 + \frac{2\pi f R_k}{1000V_k}\right)} \left( 1 - \cos \left( 1 - \frac{2\pi f R_k}{1000V_k} \right) \varphi_0 \right) + \right. \\ \left. + \frac{A\pi f R_k}{1000V_k \left(1 - \frac{2\pi f R_k}{1000V_k}\right)} \left( 1 - \cos \left( 1 + \frac{2\pi f R_k}{1000V_k} \right) \varphi_0 \right) + \frac{A^2 \pi f R_k}{4 \cdot 1000V_k} \sin \frac{4\pi f R_k}{1000V_k} \varphi_0 \right], \quad (1)$$

где  $\varphi_0$  – корень уравнения

$$A \sin \frac{2\pi f R_k}{1000V_k} \varphi_k - R_k \cos \varphi_k + R_k - t_\phi = 0, \quad (2)$$

заклученный в промежутке  $(0, \pi/180)$ .

Верхние знаки относятся к случаю встречного шлифования, нижние – попутного.

Для решения уравнения (2) методом хорд [2] и вычисления длины дуги контакта по формуле (1) нами разработана программа на языке Pascal, блок-схема которой приведена на рис. 2.

Программа содержит следующие процедуры и функции: функцию уравнения, первую и вторую производные от исходной функции, процедуру определения минимального интервала,

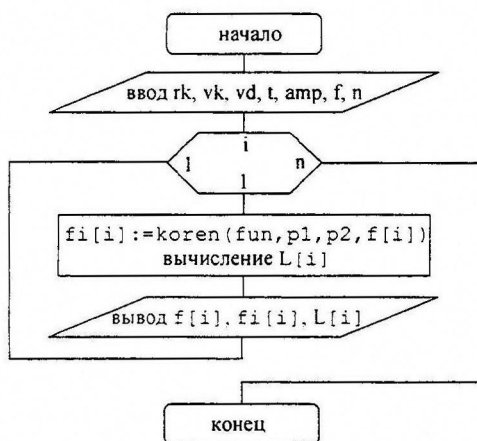


Рис. 2. Блок-схема главной программы

содержащего корень, функцию определения корня  $\varphi_0$  методом хорд и функцию определения длины дуги контакта  $L$ .

Процедура определения минимального интервала, содержащего корень, исследует исходный интервал с заданной точностью  $\varepsilon$ , и, рассматривая знак произведения значений функции на концах малого интервала длиной  $\varepsilon$ , определяет, содержит ли он корень. Процедура возвращает интервал длиной  $\varepsilon$ , содержащий корень.

Функция определения корня вычисляет корень по формуле хорд с заданной точностью на малом интервале, определённом предыдущей процедурой. Блок-схема подпрограммы-функции приведена на рис. 3.

Function koren(fun,p1,p2:funt;f:real):real;

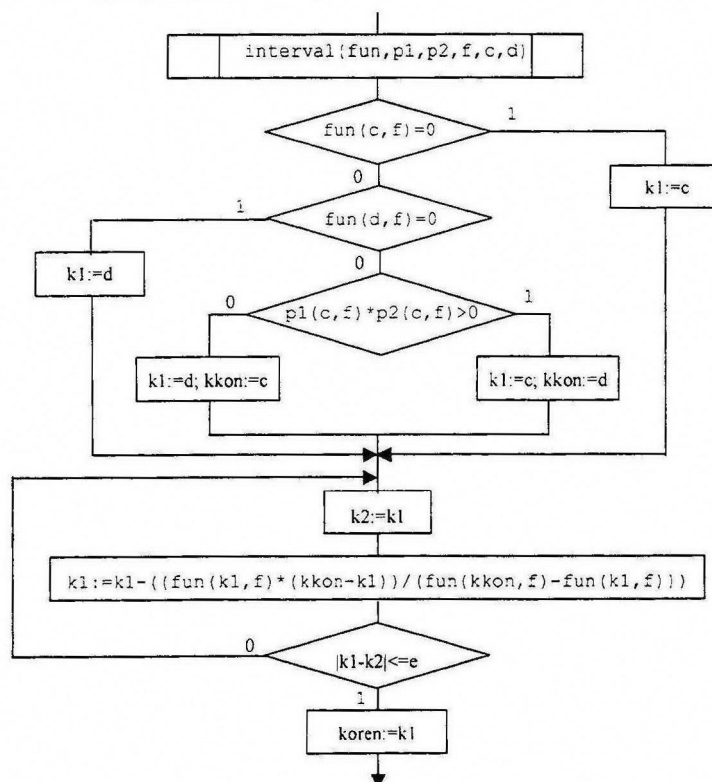


Рис. 3. Блок-схема функции определения корня методом хорд

Функция определения длины дуги контакта вычисляет длину дуги, соответствующей найденному значению угла контакта.

Параметры  $R_k$ ,  $v_k$ ,  $v_d$ ,  $t_\phi$ ,  $A$  вводятся в программу пользователем, а значения частот  $f$  считываются из прилагаемого текстового файла. Вывод результатов расчёта длины дуги контакта производится в файл `Vixog.txt` и на экран. Так как все результаты невозможно вывести на экран одновременно, то производится движение списка с помощью клавиш управления курсором.

Листинг программы для определения длины дуги контакта единичного абразивного зерна с деталью при плоском шлифовании с вибрациями:

```

program dlina;
uses crt;
type funt=function (x,y:real):real;
  art=array [1..50] of real;
const a=0;b=0.1745;e=0.0001;
var amp,rk,vk,vd,t:real;
  f,fi,l:art;
  
```

```

    ch:char;
    i,n,dx:integer;
    filef,filex:text;
{-----}
{$f+}
function fun(fi,f:real):real;
begin
    fun:=amp*sin(2*pi*f*rk*fi/(1000*vk))-rk*cos(fi)+rk-t;
end;
function p1(fi,f:real):real;
begin
    p1:=amp*2*pi*f*rk/(1000*vk)*cos(2*pi*f*rk*fi/(1000*vk))+rk*sin(fi);
end;
function p2(fi,f:real):real;
begin
    p2:=-amp*sqr(2*pi*f*rk/(1000*vk))*sin(2*pi*f*rk*fi/(1000*vk))+rk*cos(fi);
end;
function length(fi,f:real):real;
begin
    length:=rk/sqrt(1+sqr(vd/(60*vk)))*((1+sqr(vd/(60*vk))+sqr(amp*pi*f*rk/
        (1000*vk))*fi-vd/(60*vk)*sin(fi)+amp*pi*f*rk/(1000*vk*(1+2*pi*f*rk/
        (1000*vk)))*(1-cos((1-2*pi*f*rk/(1000*vk))*fi))+amp*pi*f*rk/(1000*vk*
        (1-2*pi*f*rk/(1000*vk)))*(1-cos((1+2*pi*f*rk/(1000*vk))*fi))+amp*amp*
        pi*f*rk/(4*1000*vk)*sin(4*pi*f*rk*fi/(1000*vk))));
end;
{$f-}
{-----}
function koren(fun,p1,p2:funt;f:real):real;
procedure interval(fun,p1,p2:funt;f:real; var c,d:real);
    var fl:byte;
begin
    c:=a;d:=a+e;fl:=0;
    repeat
        if fun(c,f)*fun(d,f)<=0 then fl:=1; else begin
            c:=d; d:=d+e; end;
        if c>=b then begin
            writeln('При заданных условиях уравнение не имеет решений');
            readkey;halt;end;
    until fl<>0;
end;
var k1,k2,c,d,kkon:real;
begin
    interval(fun,p1,p2,f,c,d);
    if fun(c,f)=0 then k1:=c else
        if fun(d,f)=0 then k1:=d else
            begin
                if p1(c,f)*p2(c,f)>0 then begin
                    k1:=c; kkon:=d; end;
                else begin
                    k1:=d; kkon:=c; end;
                repeat
                    k2:=k1; k1:=k1-((fun(k1,f)*(kkon-k1))/(fun(kkon,f)-fun(k1,f)));
                    until abs(k1-k2)<=e;
                end;
                koren:=k1;
            end;
end;
{-----}
begin
    clrscr; textcolor(green);
    writeln('Введите радиус шлифовального круга');
    readln(rk);

```

```

writeln('Введите скорость шлифовального круга');          readln(vk);
writeln('Введите скорость детали');                        readln(vd);
writeln('Введите фактическую глубину шлифования');      readln(t);
writeln('Введите амплитуду колебаний оси шлифовального круга'); readln(amp);
assign(filef, 'd:\bp\bp\chast.txt');
reset(filef);
n:=0;
while not eof(filef) do
  begin
    inc(n); read(filef, f[n]);
  end;
dx:=0;
assign(filex, 'Bixog.txt');
rewrite(filex);
writeln(filex, '|number|          f          |          fi          |          l          ');
for i:=1 to n do
  begin
    fi[i]:=koren(fun,p1,p2,f[i]); l[i]:=length(fi[i],f[i]);
    writeln(filex, '| ',i:5,'| ',f[i]:10:1,'          |',fi[i]:17:10,'| ',l[i]:8:4);
  end;
close(filex);
while true do
  begin
    gotoxy(1,1);
    writeln('


|       |                       |                    |                |
|-------|-----------------------|--------------------|----------------|
| № п/п | Частота колебаний, Гц | Угол контакта, рад | Длина дуги, мм |
|-------|-----------------------|--------------------|----------------|


');
    for i:=1-dx to 20+dx do
      begin
        writeln('|| ',i:5,' || ',f[i]:10:1,' || ',fi[i]:17:10,' || ',l[i]:8:4,' || ');
      end;
    write('


|  |  |  |  |
|--|--|--|--|
|  |  |  |  |
|--|--|--|--|


');
  ch:=readkey;
  case ch of
    #0:begin
      ch:=readkey;
      case ch of
        #72:if dx>0 then dec(dx);
        #80:if dx<(n-20) then inc(dx);
      end;
    end;
    #27:halt;
  end;
end;
readkey;
end.

```

Разработанная программа позволяет значительно снизить трудоемкость исследований влияния параметров вибраций на условия контактирования единичного зерна шлифовального круга с деталью.

**Список литературы:** 1. Матюха П.Г., Азарова Н.В., Полтавец В.В. Влияние колебаний оси шлифовального круга на длину дуги контакта абразивного зерна с деталью // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Збірник наукових праць. – Краматорськ, 2002. – Вип.. 12. – С. 206-210. 2. Демидович Б.П., Марон И.А., Шувалова Э.З. Численные методы анализа. – М.: Высшая школа, 1986. – 318 с.

## ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ЧИСТОВОЙ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

Самофалова М. А., Дубоделова О. М., Ивченко Т. Г.

(каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Обеспечение качества обработанной поверхности с достижением максимально возможной производительности механической обработки - важная задача, решаемая при проектировании технологических процессов изготовления деталей. Одним из резервов повышения производительности является выбор рациональных параметров процесса резания. В связи с этим весьма актуальны исследования по определению оптимальных режимов резания, обеспечивающих для заданных условий обработки и требований к качеству обработанных поверхностей максимальную производительность.

Одним из наиболее распространенных методов оптимизации в настоящее время является метод линейного программирования [1], позволяющий осуществлять одновременную оптимизацию скорости резания и подачи с учетом действующих при резании ограничений по критерию максимальной производительности. Для линейной целевой функции и линейных ограничений достаточно хорошо разработан и широко используется графический метод поиска оптимальных режимов резания. Несмотря на простоту и наглядность, этот метод не позволяет теоретически анализировать получаемые результаты в зависимости от условий обработки.

Цель представляемой работы – установить взаимосвязь оптимальных режимов резания с условиями механообработки и показателями качества обработанной поверхности при чистовой токарной обработке.

В качестве целевой функции рассматривается производительность обработки, определяемая основным временем:

$$t_0 = L/ns, \quad (1)$$

где  $L$  - длина обработки,  $n$ ,  $s$  - частота вращения и подача.

Максимум производительности достигается при минимуме основного времени, или максимуме произведения  $n \cdot s \rightarrow \max$ .

Для чистовой токарной обработки рассматриваются следующие основные ограничения:

- по режущим возможностям инструмента, определяемым скоростью резания, соответствующей его стойкости, учитывающей требования к периодичности смены инструмента в связи с организационной формой обслуживания оборудования [2]:

$$\pi Dn/1000 \leq C_V K_V / T^m t^{x_v} s^{y_v}, \quad (2)$$

где  $D$  – диаметр обработки,  $C_V$ ,  $K_V$  – коэффициенты и  $x_v$ ,  $y_v$ ,  $m$  – показатели, характеризующие степень влияния глубины  $t$ , подачи  $s$  и стойкости  $T$  на скорость резания  $v$ , определяемые в зависимости от условий эксплуатации;

- по предельно допустимой шероховатости обработанной поверхности  $R_a$  [3]:

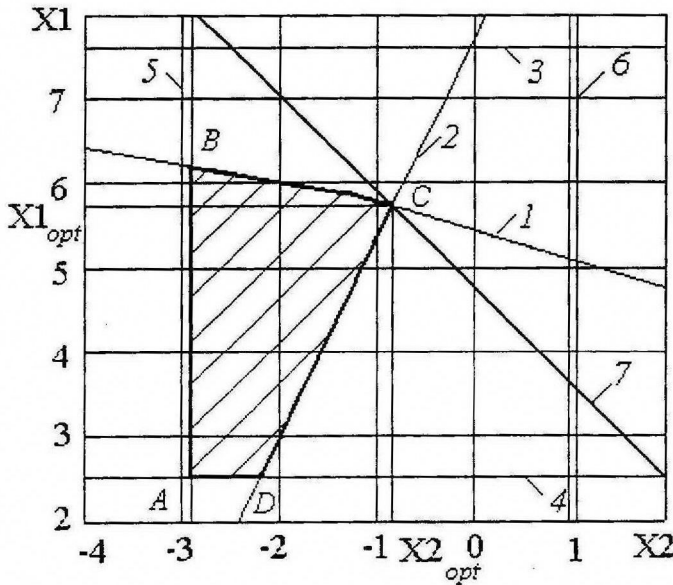
$$k_0 s^{k_1} (90 + \gamma)^{k_4} / r^{k_2} (\pi Dn/1000)^{k_3} \leq R_a, \quad (3)$$

где  $k_0$ ,  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$ ,  $k_4$  – коэффициент и показатели, характеризующие степень влияния подачи  $s$ , переднего угла  $\gamma$ , радиуса при вершине  $r$  и скорости  $v$  на шероховатость обработанной поверхности  $R_a$ , определяемые в зависимости от условий эксплуатации;

- по предельно допустимым диапазонам частоты вращения и подачи, определяемым кинематической структурой привода главного движения и привода подач:

$$n_{min} \leq n \leq n_{max}, \quad s_{min} \leq s \leq s_{max}. \quad (4)$$

В результате линеаризации целевой функции и ограничений путем логарифмирования получается следующая математическая модель процесса резания, выраженная системой линейных неравенств, графически представленных на рис. 1:



(графики построены для следующих условий механической обработки:

$D = 200$  мм;  $C_V = 350$ ;  $K_V = 1$ ;  $x_v = 0,15$ ;  $y_v = 0,35$ ;  $m = 0,2$ ;  $t = 1$  мм;  $T = 60$  мин;  $\gamma = 0^\circ$ ;  $r = 1$  мм;  $k_0 = 7,0$ ;  $k_1 = 0,85$ ;  $k_2 = 0,65$ ;  $k_3 = 0,36$ ;  $k_4 = 0,15$ ;  $R_a = 1,25$  мкм).

$$\begin{cases} X1 + y_v X2 \leq b_1, \\ k_3 X1 + k_2 X2 \leq b_2, \\ X1 \leq b_3, \\ X1 \geq b_4, \\ X2 \geq b_5, \\ X2 \leq b_6, \\ (X1 + X2) \rightarrow \max, \end{cases} \quad (5)$$

Рис. 1. Схема определения оптимальных режимов резания для чистовой обработки

где  $X1 = \ln n$ ;  $X2 = \ln s$ ;  $b_3 = \ln n_{max}$ ;  $b_4 = \ln n_{min}$ ;  $b_5 = \ln s_{min}$ ;  $b_6 = \ln s_{max}$ ;

$$b_1 = \ln(1000 C_V K_V / \pi D T^m t^{x_v}); \quad b_2 = \ln(R_a r^{k_2} (\pi D / 1000)^{k_3} / k_0 (90 + \gamma)^{k_4}).$$

Многоугольник ABCD представляет собой область возможных решений. Целевая функция принимает максимальное значение в точке C, для которой сумма расстояний до осей ( $X1 + X2$ ) максимальна, о чем свидетельствует крайне возможное положение линии 7, характеризующей целевую функцию. Координаты точки C ( $X1_{opt}$ ,  $X2_{opt}$ ) являются искомыми оптимальными значениями параметров, на основании которых определяют оптимальные частота вращения и подача:

$$n_{opt} = e^{X1_{opt}}, \quad s_{opt} = e^{X2_{opt}} \quad (6)$$

Представленный график наглядно иллюстрирует, что при чистовой обработке оптимальные значения режимов резания не зависят от кинематических ограничений, указанных на графике линиями 3, 4, 5, 6, а определяются только ограничениями по режущим способностям инструмента и шероховатости обработанной поверхности  $R_a$ , заданными линиями 1 и 2. В таком случае оптимальные подача и скорость резания могут быть определены аналитически:

$$s_{opt} = \left[ R_a C_V^{k_3} K_V^{k_3} r^{k_2} / k_0 T^{mk_3} t^{x_v k_3} (90 + \gamma)^{k_4} \right]^{1/(k_1 + y_v k_3)}, \quad (7)$$

$$v_{opt} = \frac{C_V K_V}{T^m t^{x_v}} \left[ \frac{k_0 T^{mk_3} t^{x_v k_3} (90 + \gamma)^{k_4}}{R_a C_V^{k_3} K_V^{k_3} r^{k_2}} \right]^{y_v / (k_1 + y_v k_3)}. \quad (8)$$

Для указанных ранее условий чистовой токарной обработки после подстановки постоянных параметров получены зависимости оптимальных значений подачи и скорости резания от шероховатости обработанной поверхности  $R_a$ , радиуса при вершине  $r$ , стойкости  $T$  и глубины резания  $t$ , позволяющие аналитически рассчитать оптимальные режимы обработки, обеспечивающие максимальную производительность:

$$s_{opt} = 0,58 R_a r^{0,65} / T^{0,07} t^{0,05}; \quad v_{opt} = 190 R_a^{0,35} r^{0,23} / T^{0,27} t^{0,2}. \quad (9)$$

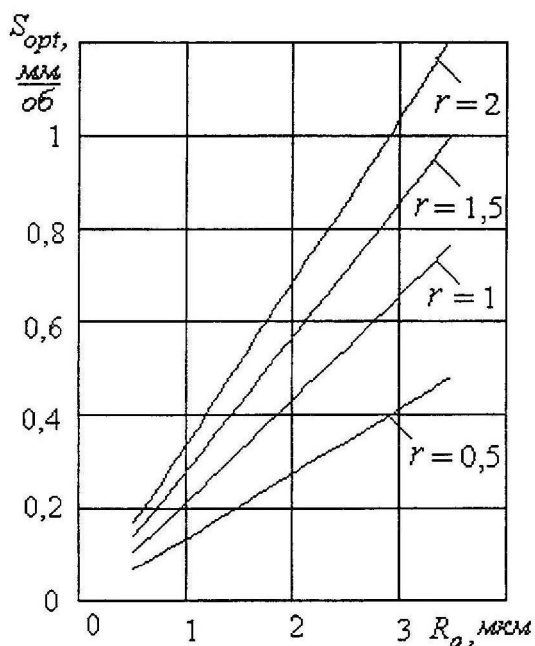


Рис. 2. Графики зависимости оптимальных значений подачи  $s_{opt}$  от шероховатости обработанной поверхности  $R_a$

Графически зависимости оптимальных значений подачи  $s_{opt}$  от шероховатости обработанной поверхности  $R_a$  при различных значениях радиуса при вершине, представлены на рис.2.

В этом случае для расчетов использована следующая зависимость:

$$s_{opt} = 0,43 R_a r^{0,65}. \quad (10)$$

Таким образом, с использованием метода линейного программирования установлена взаимосвязь режимов резания с условиями механообработки и показателями качества обработанной поверхности при чистовой токарной обработке.

Для продольного наружного точения конструкционных сталей резцами, оснащенными твердыми сплавами, даны аналитические и графические зависимости оптимальных значений скорости резания и подачи

от основных параметров механической обработки и шероховатости обработанной поверхности.

На основании полученных результатов могут быть разработаны рекомендации по выбору оптимальных режимов резания в любых условиях получистовой и чистовой токарной обработки различных обрабатываемых и инструментальных материалов.

**Список литературы:** 1. Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. - М.: Машиностроение, 1989. - 296с. 2. Справочник технолога-машиностроителя. / Под ред. А.Г.Косиловой, Р.К.Мещерякова. В 2 т.- 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986, т.2. - 496с. 3. Сулов А.Г., Дальский А.М. Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. - 84с.

## О МЕТОДИКЕ УСТАНОВЛЕНИЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ СПЕЦИАЛЬНЫХ МЕР ПО УПРАВЛЕНИЮ СОСТОЯНИЕМ КРОВЛИ

Хазипов И. В. (каф. РПМИ, ДонНТУ, г.Донецк)

Применение механизированных комплексов в очистном забое – это настоящее и будущее угледобычи. Механизированный комплекс не только существенно улучшает условия труда, но и позволяет улучшить трудоемкость выемки угля и удельные внутрилавные затраты. Однако недостатком механизированных комплексов является их высокая стоимость, неприспособленность к работе в условиях труднообрушаемых кровель (категория А<sub>4</sub> и часто А<sub>3</sub> по классификации ДонУГИ [1]), неприспособленность к работе с неустойчивым нижним слоем кровли (категория Б<sub>1</sub> и Б<sub>2</sub> по ДонУГИ).

В условиях Донбасса разрабатываются угольные пласты как с труднообрушаемыми, так и с неустойчивыми и малоустойчивыми кровлями. Применение в этих условиях механизированных комплексов приводит к необходимости применять специальные меры по управлению состоянием кровли – искусственному переводу кровель категории А<sub>4</sub> в категорию А<sub>3</sub> или А<sub>2</sub>, кровель категории Б<sub>2</sub> в категорию Б<sub>3</sub> и Б<sub>4</sub>, или применять способ управления кровлей в лаве полной и частичной закладкой.

К настоящему времени разработаны меры по управлению труднообрушаемой кровлей – передовое торпедирование [2], а в лавах с неустойчивым нижним слоем кровли применяют предварительное анкерование кровли или упрочнение кровли нагнетанием быстротвердеющих вяжущих растворов [3, 4].

Применение мероприятий по разупрочнению и упрочнению пород кровли не должно сказываться на рентабельности работы лавы. Речь идет о том, что внутрилавные затраты составляют от 18 до 30% себестоимости добычи угля в шахте и изменение величины этих затрат за счет выполнения дополнительных работ по управлению состоянием кровли может привести к превышению себестоимости над рыночной ценой угля, т.е. к убыткам. В условиях рыночной экономики это недопустимо. Так, применение мероприятий по упрочнению пород непосредственной кровли требуют не только материальных затрат, но и времени на их реализацию. В зависимости от необходимого объема их применения это может привести к уменьшению числа смен по добыче угля, снижению нагрузки на лаву и, как следствие, к увеличению удельных затрат на добычу угля в лаве. При малых нагрузках на лаву применение дорогостоящих механизированных крепей может оказаться менее целесообразным, чем работа с индивидуальной крепью. Если трудоемкость и затратность работ по передовому торпедированию кровли превышает таковые при применении полной пневматической закладки – передовое торпедирование тоже может отрицательно сказаться на рентабельности работы шахты.

Сказанное выше свидетельствует о необходимости установления экономической целесообразности применения специальных мер по управлению состоянием кровли в лавах. Методика установления экономической целесообразности этих мер должна сводиться к экономическому сравнению возможных технологических решений.

При разработке угольных пластов с труднообрушаемой кровлей альтернативными вариантами являются:

1. Применение механизированных комплексов с полным обрушением кровли при условии предварительного торпедирования кровли.
2. Применение механизированных комплексов с полной пневматической закладкой.
3. Применение комплекса оборудования с индивидуальной крепью и управления кровлей частичной закладкой из бутовых штреков.

Задача решается путем экономико-математического моделирования затрат по очистному забою. Общий вид моделей следующий:

$$\begin{aligned} C_1 &= C'_{оч} + C_{тор}, \\ C_2 &= C''_{оч}, \\ C_3 &= C'''_{оч}, \end{aligned}$$

где  $C_i$  – затраты на 1 т добычи угля в лаве по  $i$ -му варианту;  $C_{тор}$  – удельные затраты на 1 т подготовленных запасов по передовому торпедированию кровли;

$$C_{тор} = C_{бур} + C_{мат} + C_{ам} + C_{эл} + C_{нак},$$

где  $C_{бур}$  – затраты на бурение скважин по зарплате и начислениям на зарплату;  $C_{мат}$  – затраты на взрывчатые материалы, средства взрывания;  $C_{ам}$  – затраты на амортизацию бурового оборудования;  $C_{эк}$  – затраты на электроэнергию;  $C_{нак}$  – накладные расходы организации (участка) по передовому торпедированию;  $C'_{оч}$ ,  $C''_{оч}$ ,  $C'''_{оч}$  – соответственно удельные затраты по очистному забою при работе в лаве механизированного комплекса с полным обрушением кровли, с полной пневмозакладкой, с закладкой из бутовых штреков.

Модель указанных затрат составляется на базе калькуляции себестоимости. Переменными в модели должны быть как природные факторы (мощность пласта, сопротивляемость угля резанью, мощность и крепость пород кровли), так и рыночная цена оборудования и ставки сменной зарплаты рабочих.

При разработке угольных пластов с неустойчивым нижним слоем кровли альтернативными вариантами могут быть:

- анкерование кровли при работе механизированным комплексом;
- химическое упрочнение кровли при работе механизированным комплексом;
- применение широкозахватного комбайна с индивидуальной крепью;

Как и в описанном выше случае, задача выбора лучшего варианта решается путем экономико-математического моделирования с конечной калькуляцией затрат в лаве. При этом необходимо в качестве переменной величины иметь долю (процент) площади кровли в лаве, требующей упрочнения. От этого зависит не только величина дополнительных затрат, но и время выполнения дополнительных работ.

Существовавшие методики установления экономической эффективности применения новой техники и методики сравнения вариантов технологических решений [5,6] предлагали учитывать при сравнении так называемые «приведенные» затраты

$$c_{пр} = c + E * K,$$

где  $c$  – затраты на единицу готовой продукции;  $K$  – капитальные затраты, необходимые для реализации технологического мероприятия, отнесенные к годовой добыче угля при данной технологии;  $E$  – отраслевой нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений.

Величина коэффициента  $E$  принималась равной 0,15 при установлении эффекта от применения новой техники (это соответствовало сроку окупаемости капитальных вложений 6 лет).

В настоящее время отсутствует утвержденная официально методика, но не учитывать требуемые капитальные затраты нельзя, их учет целесообразно принимать в расчетах как оплату банковского процента [7]. В расчетные формулы, которые необходимо разработать для сравнения вариантов технологии очистных работ, этот процент должен входить как независимая переменная. Вместе с тем должен учитываться и такой фактор как инфляция за срок службы приобретаемого оборудования.

**Список литературы:** 1. Управление кровлей и крепление в очистных забоях на угольных пластах с углом падения до 35°. – Руководство. Киев: Минтопэнерго Украины, 2002 – 142 с. 2. Инструкция по выбору способа и параметров разупрочнения кровли на выемочных участках. – Л.: ВНИМИ, 1982. – 198 с. 3. Технологические схемы разработки пологих пластов на шахтах Украины. Утверждено Минуглепромом Украины 30.01.98г, Донецк: ДонУГИ, – 244 с. 4. Методическое руководство по укреплению углепородных массивов химическим анкерованием. – М.: ИГД им. А.А.Скочинского, 1987. – 39 с. 5. Методика определения экономической эффективности использования в угольной промышленности новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. – М.: ЦНИИУГОЛЬ, 1979. – 199с. 6. Методика расчета экономической эффективности физико-химического упрочнения пород и угля в очистных забоях. М. ИГД им. А.А.Скочинского, 1981. – 43с. 7. Stefan Nikolay. Zur Anwendung der pfeilerartigen Bauweise im Braunkohlentiefbau unter Einsatz automobiler Betriebsmittel. – RWTH-Aachen, 1991 – 147 s.

## НЕТРАДИЦИОННЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ – АСПЕКТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Ревенко А.Г., Филь Е.А., Чашко М.В.  
(каф. ЭМиТОЭ, ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Работа посвящена взаимодействию нетрадиционных (солнце, ветер) и традиционных (уголь, газ) источников энергии. Актуальность темы обусловлена возможностью увеличить производство энергии существующими электростанциями при тех же установленных мощностях электрооборудования.

В настоящее время электрическая энергия производится преобразованием тепла от сжигания топлива или расщепления атома в кинетическую энергию движения пара, а затем в электрическую энергию посредством турбины и электрогенератора. Вследствие существования пиков нагрузки на генератор, произведенная за какой то период энергия меньше, чем при равномерной нагрузке. Сейчас для выравнивания нагрузки применяются устройства, которые аккумулируют энергию турбогенератора при снижении спроса на нее потребителем и отдают потребителю при спросе на нее выше какого то среднего значения. В качестве аккумуляторов используются гидравлические и механические. В гидравлическом аккумуляторе во время спада нагрузки турбина вращает насос, который перекачивает воду в емкость на высоту нескольких десятков метров. Во время пика нагрузки насос становится турбиной, которую вращает падающая с высоты вода. Энергия воды преобразуется в электрическую энергию и покрывает пик нагрузки. В механическом аккумуляторе энергия электростанции во время спада нагрузки преобразуется в кинетическую энергию вращения маховика. Во время пика маховик вращает электрогенератор, который покрывает пик нагрузки.

Особенность этих устройств в том, что они не увеличивают общего количества энергии, вырабатываемой электростанцией, а только выравнивают ее поток. Потребителю отдается даже несколько меньше энергии, так как часть ее рассеивается в самих аккумулирующих устройствах.

В качестве энергии, сглаживающей пики, могут использоваться нетрадиционные ее источники: ветер, солнце, приливы и т.д. В настоящее время они используются как локальные в регионах, где нет электрических сетей. Работы по взаимодействию нетрадиционных и традиционных источников энергии авторам неизвестны.

Цель настоящей статьи – обосновать технологию применения нетрадиционного источника энергии для повышения количества энергии, производимой традиционным способом. Для достижения цели обоснована возможность такого повышения и представлена схема взаимодействия традиционного и нетрадиционного источников.

Анализируется схема, представленная на рис. 1,а. Турбина вращает электрогенератор, который в



Рис. 1. Генерация энергии традиционным источником: а – схема, б – график нагрузки.

(рис. 1,б). Остальное время периода ток имеет значение  $I_1$ . По условиям нагрева генера-

тор, который в электрическую сеть выдает ток  $I$  при напряжении  $U$  в течение времени  $t$ . В зависимости от нагрузки ток изменяется так, что периодически, с периодом  $T$ , ток увеличивается в  $k$  раз на длительность времени  $t_2$

тора среднеквадратическое за период значение тока не должно превышать значения  $I_{\text{доп}}$ , так что если в течение  $t_2$  имел место перегруз, то в течение  $t_1$  ток должен иметь значение  $I_1 < I_{\text{доп}}$ .

Математическая модель режима строится так. Допустимый ток выражается через кратность и длительность перегруза:

$$I_{\text{доп}} = \sqrt{\frac{I_1^2(T-t_2) + k^2 I_1^2 t_2}{T}} = I_1 \sqrt{\frac{T + (k^2 - 1)t_2}{T}} = I_1 \sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2}, \quad (1)$$

где  $I_1$  – значение тока нагрузки генератора в течение части периода  $t_1$ ,

$T$  – период повторения перегруза,

$k$  – кратность перегруза,

$t_2$  – длительность перегруза,

$\bar{t}_2 = t_2/T$  – относительное значение длительности перегруза.

Из зависимости (1) следует, что ток в течение времени  $t_1$  не должен превышать

$$I_1 = \frac{I_{\text{доп}}}{\sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2}}. \quad (2)$$

Количество энергии, которое генератор отдает в сеть в течение периода,

$$W = U(I_1 t_1 + k I_1 t_2) = U I_1 (T - t_2 + k t_2) = U I_1 T [1 + (k - 1)\bar{t}_2]. \quad (3)$$

Следовательно,

$$W = U I_{\text{доп}} T \frac{1 + (k - 1)\bar{t}_2}{\sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2}}. \quad (4)$$

Относительно энергии, которой генератор может выдать за период при токе  $I_{\text{доп}}$

$$\bar{W} = \frac{W}{U I_{\text{доп}} T} = \frac{1 + (k - 1)\bar{t}_2}{\sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2}}. \quad (5)$$

Снижение генерируемой энергии из-за перегруза или повышение ее количества при ликвидации перегруза

$$\Delta W = U I_{\text{доп}} T - U I_{\text{доп}} T \frac{1 + (k - 1)\bar{t}_2}{\sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2}} = U I_{\text{доп}} T \left( 1 - \frac{1 + (k - 1)\bar{t}_2}{\sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2}} \right). \quad (6)$$

Чтобы ликвидировать перегруз, необходимо количество энергии

$$W_{\text{пер}} = U k I_1 t_2 = \frac{U k I_{\text{доп}} t_2}{\sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2}}. \quad (7)$$

Так что их отношение

$$\frac{\Delta W}{W_{\text{пер}}} = \frac{1}{k \bar{t}_2} \left( \sqrt{1 + (k^2 - 1)\bar{t}_2} - 1 - (k - 1)\bar{t}_2 \right). \quad (8)$$

Формула (8) показывает, во сколько раз увеличится количество энергии, вырабатываемой генератором, благодаря устранению перегруза  $\Delta W$  по отношению к количеству энергии, вложенной в устранение перегруза  $W_{\text{пер}}$ .

Эта зависимость представлена на рис. 2. Из графиков видно, что существуют области, при которых увеличение энергии генератора больше, чем количество энергии, использованной для ликвидации перегруза ( $\Delta W/W_{\text{пер}} > 1$ ). Эти области увеличиваются с увеличением перегруза и уменьшением его длительности. Так, при ликвидации 4-кратного перегруза увеличение энергии генератора происходит при длительностях, меньших 0,02 периода, при 5-кратных – меньше 0,08.

Для ликвидации перегруза предлагается использовать нетрадиционные источники энергии – солнце и ветер.

Применение солнечной энергии и использование ее для покрытия пиков предполагает наличие элементов, запасующих энергию. Известно применение с этой

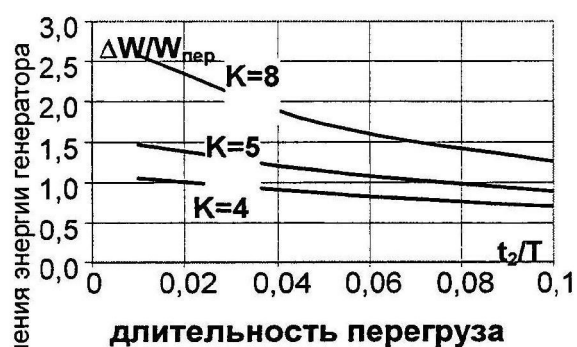


Рис. 2. Увеличение энергии генератора в результате устранения перегрузки.

трехфазное напряжение.

При работе блока солнечная батарея вырабатывает энергию в течение солнечных

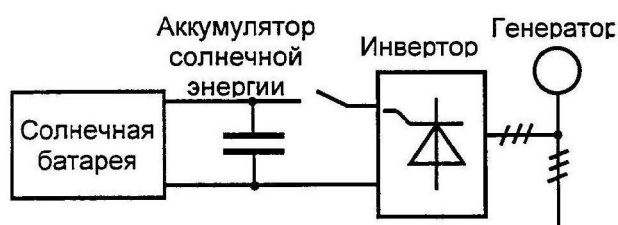


Рис. 3. Структурная схема солнечного энергоблока.

часов дня. Эта энергия запасается в конденсаторе. Во время пика нагрузки конденсатор подключается к инвертору, энергия конденсатора поступает в сеть трехфазного переменного тока, покрывая разницу между базовой мощностью генератора и мгновенной мощностью нагрузки.

Математическая модель связывает параметры солнечной батареи, емкости и нагрузки. На основании элементарных преобразований известных формул получены выражения

$$i_{CB} = \frac{P}{U} \cdot \frac{t_{СЛН}}{t_{НГР}}, \quad (9)$$

$$C = \frac{P t_{НГР}}{2\lambda U^2}, \quad (10)$$

Здесь обозначено:

$i_{CB}$  – ток солнечной батареи;

$P = W_{пер}/t_2$  – мощность, которую необходимо компенсировать;

$t_{НГР}$ ,  $t_{СЛН}$  – длительности пика нагрузки и солнечного времени;

$\lambda = \Delta U/U$  – коэффициент неравномерности напряжения на конденсаторе.

В ы в о д ы . Нетрадиционные источники энергии, в частности солнечные батареи, целесообразно использовать для устранения пиков нагрузки на турбогенератор электростанции. При этом увеличивается производство энергии электростанцией на величину большую, чем энергия устраненного пика.

целью аккумуляторных батарей. Однако в последние годы появились конденсаторы настолько большой емкости (сотни фарад), что можно говорить об их применении в качестве запасников энергии на электрических станциях.

Структурная схема энергоблока представлена на рис. 3. Она включает в себя солнечную батарею, преобразующую энергию солнечного излучения в электрическую, конденсатор, запасующий электрическую энергию солнечной батареи, ключ, подключающий конденсатор к инвертору, инвертор, преобразующий постоянное напряжение конденсатора в переменное

## ПРИМЕНЕНИЕ НЕЧЕТКОГО РЕГУЛЯТОРА В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ

**Тетеревятников Д.В., Гавриленко О.И.**  
(каф. СУЛА, ХАИ, г. Харьков, Украина)

Современное развитие информационных технологий происходит в направлении расширения сфер их применения в различных предметных областях. Задачи управления техническими системами не являются исключением. Отличительной чертой существующих направлений в области управления является использование традиционного математического аппарата. Однако благодаря бурному развитию моделей и методов искусственного интеллекта на смену классическим моделям управления приходят новые парадигмы – интеллектуальные системы управления, базирующиеся на прогрессивных информационных технологиях, моделях и методах инженерии знаний.

Преимущество использования нечеткой логики заключается в ее простоте и общности. Система с нечетким регулятором (НР) не сложнее детерминированной, но в данном случае нечеткий регулятор рассматривается скорее как решающее правило, а не как простое описание переходов из состояния в состояние. С помощью нечеткого представления довольно несложно описать переходы в пространстве состояний, исходя из желаемых свойств функционирования системы.

В данной работе рассматривается статический нечеткий регулятор, т.е. регулятор с фиксированной базой знаний. Нечеткий регулятор представляет собой регулятор, который производит обработку информации о состоянии системы, анализ полученной информации, который проводится по алгоритмам нечеткой логики с применением базы знаний, и генерирование управляющего воздействия на объект управления [1]. Уровень развития теории нечетких множеств позволяет легко получить необходимый математический аппарат для синтеза нечеткого регулятора, который позволит разработать регулятор под данную САУ, которая будет соответствовать заданным показателям качества.

Для изучения свойств нечеткого регулятора на базе учебного стенда “Исследования САУ”, была создана опытная установка, реализующая алгоритмы нечеткого регулятора применительно к системе автоматического позиционирования (САП) (рис. 1).

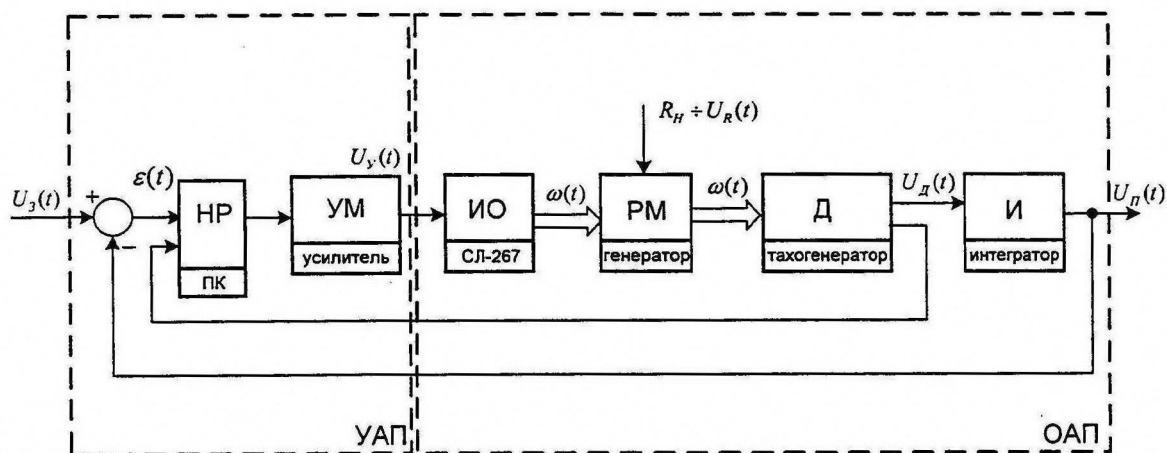


Рис. 1. Функциональная схема исследуемой САП

На приведенной выше функциональной схеме применены следующие сокращения: УМ – усилитель мощности, ИО – исполнительный орган, Д – датчик, И – интегратор, УАП – устройство автоматического позиционирования, ОАП – объект автоматического позиционирования,  $U_3(t)$  – задающее воздействие на САП,  $U_y(t)$  – выходной сиг-

нал с УМ,  $\omega(t)$  – угловая скорость РМ,  $R_H \div U_R(t)$  – сопротивление нагрузки или сигнал возмущения,  $U_d(t)$  – выходной сигнал с датчика угловой скорости (тахогенератора),  $U_{П}(t)$  – сигнал выхода системы;  $e(t) = U_3(t) - U_{П}(t)$  – разностный управляющий сигнал с сумматора. Данная система имеет отрицательную обратную связь, которая непосредственно производит передачу о положении угла поворота вала РМ на вход системы.

Данная САП представляет собой следящую систему угла поворота вала рабочего механизма (РМ). В качестве нечеткого регулятора будет использоваться модель нечеткого регулятора, построенная в системе Simulink/Matlab 6 release 12.

Применение нечеткого регулятора для коррекции системы заключается в применении нечеткой логики. Понятие «нечеткая логика» введено математиком Л.А. Заде (1965 г.). Он предложил теорию «нечетких множеств», на основе которой можно построить нечеткие аналоги всех математических понятий и создать необходимый формальный аппарат для моделирования человеческих суждений и человеческого способа решения задач. В теории нечетких множеств центральную роль играют понятия лингвистическая переменная (ЛП), лингвистическая величина и функция принадлежности (ФП)  $\mu'(x)$ . Функция  $\mu'(x)$  определяет степень принадлежности элемента  $x$  (лингвистической переменной) к нечеткому множеству (терму)  $T$  в форме численного значения в диапазоне  $[0, 1]$ . В качестве ФП для лингвистических переменных принимают различные распределения: треугольное, трапециевидное, Гауссово и т.д. [2].

На рис. 2 представлена функциональная схема нечеткого регулятора, с указанием основных функциональных блоков.

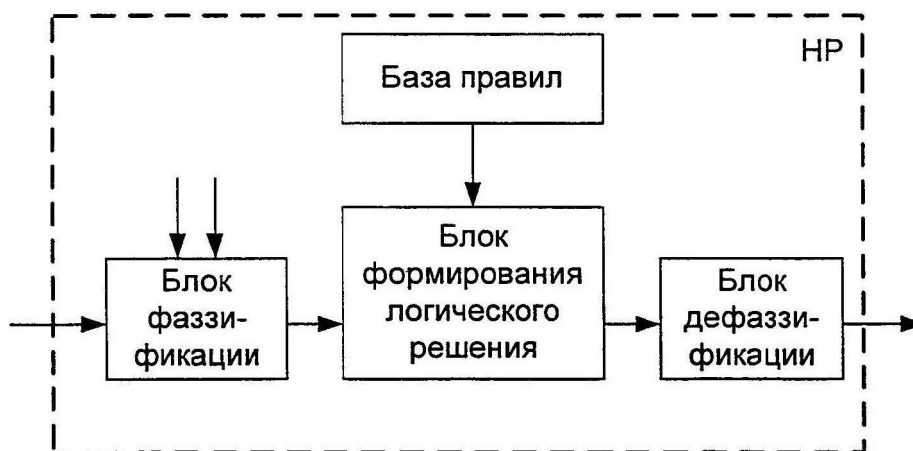


Рис. 2 Функциональная схема НР

Блок фаззификации осуществляет перевод входных лингвистических переменных в терм-множества, которые описываются на универсальном множестве функциями принадлежности  $\mu'(x)$ . В блоке формирования логического решения на основе матрицы знаний (базы правил) записываются лингвистические правила вида: ЕСЛИ (исходная ситуация), ТО (ответная реакция).. В блоке дефаззификации полученная результирующая функция принадлежности для управляющего воздействия на объект управления преобразуется в числовую величину (как правило методом «центра тяжести»).

В данной системе был создан НР с двумя входными лингвистическими переменными: угол поворота вала РМ (вход1) и скорость вращения РМ (вход2). В качестве функции принадлежности было выбрано треугольное распределение. Обоим входным лингвистическим переменным было поставлено в соответствие следующие терм-множества (лингвистические величины): отрицательная (negative), ноль (zero), положительная (positive). А выход НР описывается при помощи пяти ЛП: отрицательная (nega-

tive), отрицательно малое (subnegative), нулевая (zero), положительно малое (subpositive), положительная (positive). Составим матрицу знаний из правил типа ЕСЛИ-ТО:

*Если (вход1 = negative), то (выход = negative); Если (вход1 = positive), то (выход = positive); Если (вход1 = zero) и (вход2 = positive), то (выход = subnegative); Если (вход1 = zero) и (вход2 = negative), то (выход = subpositive); Если (вход1 = zero) и (вход2 = zero), то (выход = zero);*

В результате проведения эксперимента с указанными выше параметрами НР были получены результаты, приведенные на рис. 3.

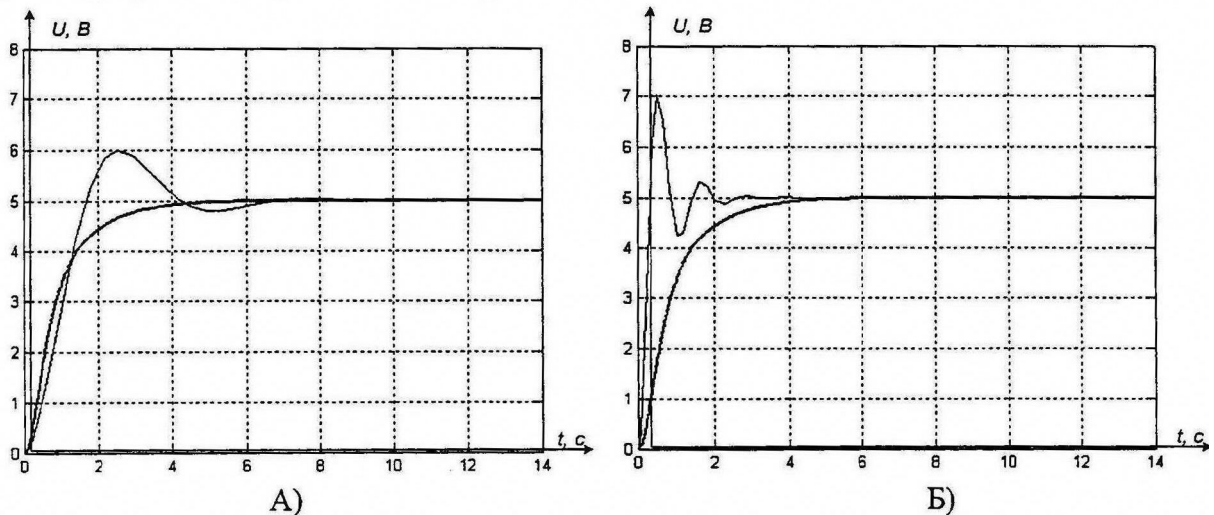


Рис. 3 Переходная характеристика САП (ступенчатое воздействие – 5 В)

На рис. 3 А тонкой линией представлена переходная характеристика системы без НР, а толстой – с НР. На рис. 3 Б тонкой линией представлена переходная характеристика САП с последовательным корректирующим устройством (КУ), а толстой – с НР.

После проведения экспериментов можно сделать выводы, что НР является простым средством для коррекции систем. На показанном примере видно, что введение НР в контур системы позволило добиться улучшения инерционных характеристик системы, по сравнению с исходной нескорректированной системы. Также удалось добиться отсутствия колебательности системы, по сравнению с системой с последовательным КУ.

**Список литературы:** 1. Применение методов искусственного интеллекта в управлении проектами. /Под. ред. Соколова А.Ю. – Х: ХАИ, 2002. – 474 с. 2. Нечеткие множества в моделях управления и искусственного интеллекта. /Под ред. Д.А. Поспелова. –М: Наука, 1986. – 312 с.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ СТАНКАМИ-АВТОМАТАМИ

Алексеевко М.О., Марчук А.П., Миловзоров О.В.

(каф. МТД, РИ МГОУ, г.Рязань, Россия)

В современном производстве широко применяются различные станки-автоматы: токарные, сверлильные, фрезерные и т. д. Обычно эти станки отличаются несложной системой управления, которая традиционно выполнялась на основе релейно-контактной автоматики, командоаппаратов. В основе работы этих систем лежит принцип циклового программно-путевого управления, при котором запуск на выполнение какого-либо действия осуществляется сигналом, формируемым блоком управления, а прекращение выдачи сигнала заканчивается при поступлении от датчика обратной связи (концевого выключателя, датчика перемещения) соответствующего подтверждающего сигнала.

В настоящее время релейно-контактные схемы практически уже сходят со сцены, взамен же их приходят программируемые логические контроллеры (PLC). Моделирование работы таких систем удобно осуществлять на основе персонального компьютера, осуществляющего связь с объектом управления с помощью PLC.

Наиболее простым вариантом PLC являются модули удаленного ввода/вывода (МУВВ), осуществляющие непосредственный прием с объекта управления сигналов с датчиков обратной связи и выдачу на него управляющих воздействий. МУВВ оснащены собственным микропроцессором и небольшим по объему EEPROM-ЗУ. Программа работы системы управления располагается непосредственно на персональном компьютере, который связан с МУВВ через канал последовательного интерфейса RS-232, который преобразуется в промышленный последовательный интерфейс RS-485 с помощью адаптера.

МУВВ предназначены для создания распределенных АСУТП, но в учебных целях их удобно использовать для моделирования работы любых систем, и, в частности, систем управления станками-автоматами. Особая привлекательность здесь заключается в возможности создания на персональном компьютере любого пользовательского графического интерфейса, что обеспечивает высокую степень наглядности и возможность виртуального моделирования объекта управления – станка.

Была поставлена задача при помощи блока модулей ADAM, RIO и языка объектно-ориентированного программирования смоделировать работу фрезерного и токарного автоматов. Для создания интерфейса программ управления использовалась среда объектно-ориентированного программирования Visual Basic 6.0. Аппаратной же средой являлся блок МУВВ, состоящий из устройств ADAM-4014D, RIO-7050, RIO-7011 и RIO-7520A, позволяющих выполнять следующие функции:

- аналого/цифровое преобразование;
- измерение температуры с помощью термопары;
- ввод информации с двупозиционных датчиков;
- вывод дискретных команд (открытый коллектор);
- прием/передача цифровой информации через интерфейс RS-485;

Основную массу датчиков станков-автоматов составляют датчики релейного типа – концевые переключатели, датчики предельных параметров. Имитация этих датчиков в моделирующем стенде выполняется при помощи тумблеров. Кроме двухпозиционных датчиков в станках могут использоваться датчики аналогового типа. Они имитируются с помощью термопары и потенциометров.

Моделирующий стенд содержит блок контроллеров, источник питания, набор тумблеров – имитаторов датчиков релейного типа, термопару, потенциометр – имитатор датчика аналогового типа, набор сигнальных светодиодов – имитаторов команд на объект управления, вентилятор – имитатор системы охлаждения. Моделирующий стенд соединяется с персональным компьютером через COM порт, что позволяет принимать, анализировать и отправлять информацию.

Были разработаны две программы: для токарного и фрезерного станков-автоматов, отличающихся различными интерфейсами. Принципы взаимодействия программ со стендом были одинаковы. При активизации программы осуществляется постоянный опрос контроллеров, анализируется полученная информация и выдается сигнал на выдачу той или иной дискретной команды (замыкание цепи того или иного исполнительного устройства). В процессе создания программ на Visual Basic 6.0 Professional использовались стандартные компоненты.

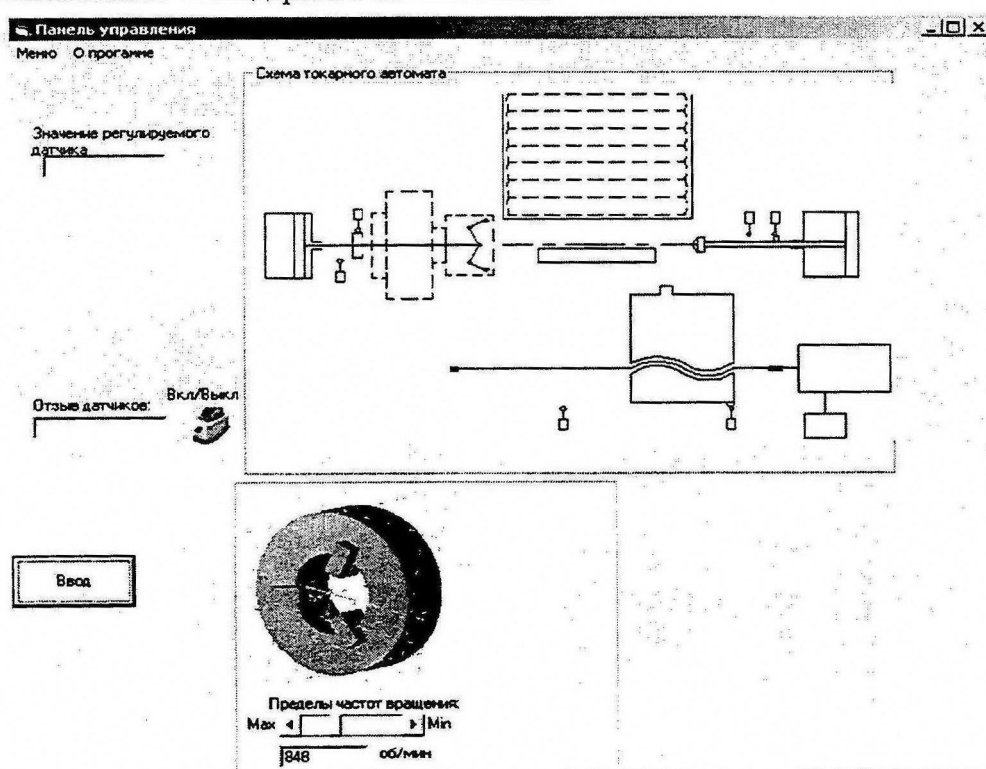


Рис.1. Окно программы моделирования СУ токарного автомата

Опрос и управление контроллерами осуществляется через COM-порт, для чего используется элемент Microsoft Comm Control 6.0. Так как управление модулями осуществляется в кодах ASCII, для Com - порта устанавливаем режим передачи текста (InputMode = comInputModeText) со скоростью 9600 бит/сек (MSCOM.Settings = "9600,п,8,1"). Обе программы имеют оконный интерфейс, отличающийся различными видами представления работы системы (рис. 1, рис. 2) с изменяющейся внутренней областью. Окна программ имеют панель отображения состояния системы и панель изменения режимов. Панель отображения состояния системы предназначена для динамического отображения работы управляемого станка: включения/выключения исполнительных устройств, срабатывания датчиков, перемещения исполнительных органов, работу отдельных станочных механизмов и станка в целом.



Рис. 2. Окно программы моделирования СУ фрезерного автомата

Так как имитаторы датчиков управляются вручную, в процессе работы системы пользователю выдаются сообщения о срабатывании механизмов станка, перемещении исполнительных органов. Пример такого сообщения показан на рис. 3. Также предусмотрены сообщения в случае ошибочных действий.

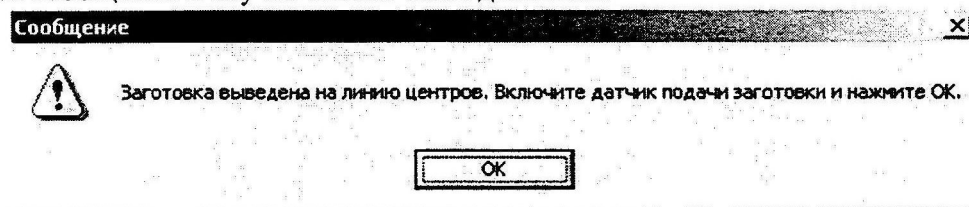


Рис.3. Пример сообщения, выдаваемого пользователю

Программы отличаются механизмами демонстрации работы станка. В одной из них была использована визуализация на основе набора видео-роликов формата \*.avi, которые соответствуют определенным действиям станка. При поступлении определенного сигнала, соответствующий ему видео файл будет воспроизведен и появится сообщение о завершении данного действия. В одной из программ использовалась 2D-графика и схематичное изображение работы станка, в другой 3D-графика и фото-реалистичное представление работы отдельных узлов (например, подача заготовки, вращение фрезы).

Таким образом были созданы законченные программы, моделирующие работу различных станков-автоматов. Данный вывод указывает на то, что модули удаленного ввода/вывода могут применяться и использоваться на различных системах управления станками-автоматами, выполнять различные виды задач, не взирая на принципиальные отличия управляемых станков.

## СТРУКТУРНАЯ СХЕМА МНОГОНОМЕНКЛАТУРНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ НА РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ

Буленков Е. А. \* (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В настоящее время вопросы разработки технологических процессов для систем непрерывного действия изучены достаточно полно. В работе [1] рассмотрен физико-механический подход к проектированию и разработке технологических процессов изготовления изделий с требуемыми свойствами. Автором работы [2] исследовались особенности сборочных технологических процессов, а в работе [3] разработаны методы проектирования технологии обработки изделий на поточно-пространственных технологических системах. Учитывая высокую модульность роторных систем [4], при разработке техпроцессов изготовления изделий на данных системах могут быть использованы известные модульные технологии [5]. Однако, несмотря на то, что технологическое обеспечение однономенклатурных роторных систем изучено достаточно полно, при разработке многономенклатурных технологических процессов изготовления изделий на базе роторных систем возникают некоторые трудности, связанные в основном с отсутствием общих представлений о структуре данных процессов и их основных закономерностях.

Целью выполнения данной работы является разработка структурной схемы многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий на базе роторных систем, обеспечивающего повышение эффективности производства за счет обработки нескольких изделий в каждой рабочей позиции. Для достижения поставленной цели должна быть разработана структурная схема многономенклатурного технологического процесса и исследованы её основные закономерности.

Понятие структуры технологического процесса характеризует внутреннюю организацию, порядок и построение технологического процесса [6]. На рисунке 1 представлена структурная схема многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий на роторных системах. Схема построена для исследования особенностей многономенклатурных технологических процессов и особенностей формирования групп изделий для изготовления на данных технических системах. Представляя подпроцессы технологического процесса как совокупности структурных элементов и отношений между ними [3, 6], может быть построена математическая модель структуры многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий. Структура технологического процесса изготовления каждого  $i$ -го изделия может быть описана такой математической зависимостью.

$$str_{Ti} = \{x_i, e_i\}$$

где  $str_{Ti}$  – структура технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия;  
 $x_i$  – множество структурных элементов (операций) технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия;  
 $e_i$  – множество отношений структурных элементов технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия.

---

Работа выполнена под руководством проф. Михайлова А. Н.

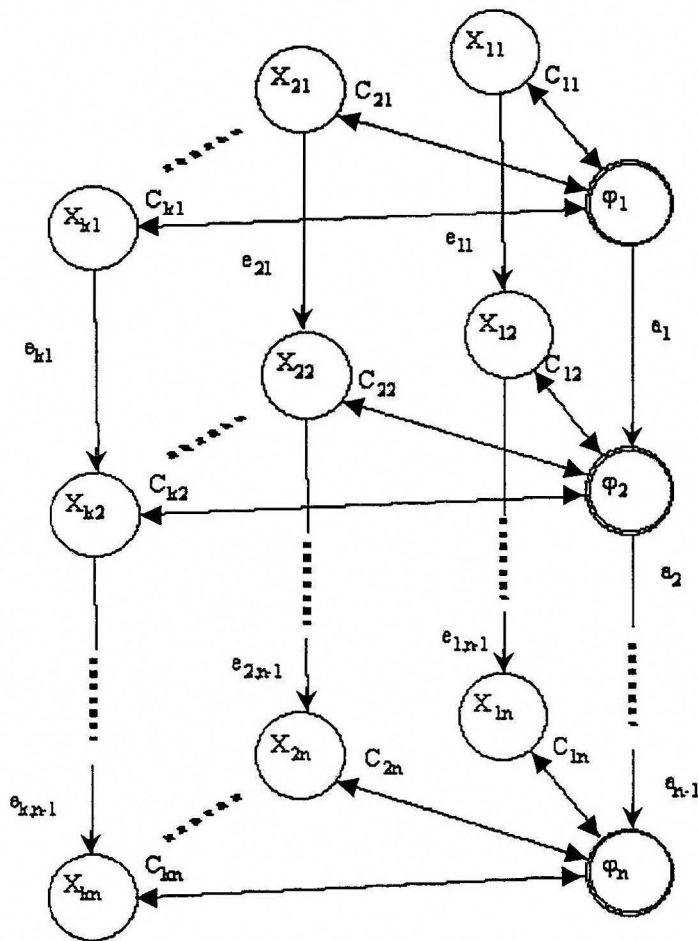


Рис. 1. Структурная схема многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий в рабочей позиции роторной машины.

Кроме того, сам многономенклатурный технологический процесс изготовления изделий имеет аналогичную структуру.

$$str_{\theta} = \{\varphi, a\}$$

где  $str_{\theta}$  – структура многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий на многономенклатурной роторной линии.

$\varphi$  – множество структурных элементов технологического процесса изготовления изделий на многономенклатурной роторной линии.

$a$  – множество отношений между структурными элементами технологического процесса изготовления изделий на многономенклатурной роторной линии

При этом, множество структурных элементов многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий ( $\varphi$ ) может быть представлено в таком виде.

$$\varphi_i = \{\varphi_1, \varphi_2 \dots \varphi_n\}$$

При этом, множество структурных элементов технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия ( $X_i$ ) может быть представлено в таком виде.

$$x_i = \{x_{i1}, x_{i2} \dots x_{in}\}$$

где  $x_{ij}$  –  $j$ -й элемент ( $j$ -я операция) технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия;

$n$  – количество элементов (операций) в технологическом процессе изготовления  $i$ -го изделия.

Множество отношений структурных элементов технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия ( $e_i$ ) может быть представлена следующей математической зависимостью.

$$e_i = \{e_{i1}, e_{i2} \dots e_{i,n-1}\}$$

где  $e_{ij}$  –  $j$ -й элемент отношений структурных элементов технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия

где  $\varphi_j$  -  $j$ -й элемент многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий.

Множество отношений структурных элементов многономенклатурных технологических процессов изготовления изделий ( $a$ ) может быть представлено следующей математической зависимостью.

$$a = \{a_1, a_2 \dots a_{n-1}\}$$

где  $a_j$  -  $j$ -й элемент отношений между элементами многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий.

Учитывая то обстоятельство, что на каждой операции многономенклатурного технологического процесса обрабатывается несколько изделий, каждая многономенклатурная операция может быть представлена множеством операций по обработке различных изделий.

$$\varphi_j = \{X_j, C_j\}$$

где  $\varphi_j$  -  $j$ -й элемент ( $j$ -я операция) многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий.

$X_j$  - множество  $j$ -х элементов технологических процессов изготовления изделий, входящих в  $\varphi_j$ .

$C_j$  - множество отношений между  $j$ -ми элементами технологических процессов изготовления изделий и  $\varphi_j$ -м элементом многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий.

При этом, множество  $j$ -х элементов технологических процессов изготовления изделий, входящих в  $\varphi_j$ , может быть представлено в таком виде.

$$X_j = \{x_{1j}, x_{2j} \dots x_{kj}\}$$

где  $x_{ij}$  -  $j$ -й элемент технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия.

$k$  - количество изделий, обрабатываемых на  $j$ -й операции.

Множество отношений между элементами технологических процессов изготовления изделий и  $\varphi_j$  -м элементом многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий может быть представлено следующей математической зависимостью.

$$C_j = \{C_{1j}, C_{2j} \dots C_{kj}\}$$

где  $C_{ij}$  -  $j$ -е отношение между  $j$ -м элементом технологического процесса изготовления  $i$ -го изделия и  $\varphi_j$ -м элементом многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий.

Общая функционально-структурная символьная модель подпроцесса, протекающего в многономенклатурном инструментальном блоке, может быть представлена в таком виде.

$$str_{x_j}^{(\phi)} = \bigvee_{i=1}^q x_{i,j}$$

где  $str_{x_j}^{(\phi)}$  - функциональная структура подпроцесса, протекающего в многоно-

менклатурном инструментальном блоке.

$\vee$  - знак последовательного функционирования элементов (логическая операция дизъюнкции).

$q$  - число изделий, обрабатываемых в одном инструментальном блоке.

Общая функционально-структурная символьная модель подпроцесса, протекающего в многономенклатурной роторной машине, представляется таким выражением.

$$str_{\varphi}^{(\phi)} = \bigwedge_{t=1}^u \bigvee_{i=1}^q x_{itj}$$

где  $str_{\varphi}^{(\phi)}$  - функциональная структура подпроцесса, протекающего в многономенклатурной роторной машине.

$\wedge$  - знак параллельного функционирования элементов (логическая операция конъюнкции).

$u$  - число инструментальных блоков в данной роторной машине.

Общая функционально-структурная символьная модель подпроцесса, протекающего в многономенклатурной автоматической роторной линии, может быть представлена в таком виде.

$$str_{\theta_j}^{(\phi)} = \bigvee_{j=1}^n \bigwedge_{t=1}^u \bigvee_{i=1}^q x_{itj}$$

где  $str_{\theta_j}^{(\phi)}$  - функциональная структура процесса, протекающего в многономенклатурной автоматической роторной линии.

$n$  - число роторных машин в данной многономенклатурной автоматической роторной линии.

Предложенные общие функционально-структурные символьные модели подпроцессов, а также математические зависимости, отражающие структуру реализуемых технологических процессов, позволяют описать любой многономенклатурный технологический процесс изготовления изделий на любой многономенклатурной роторной системе непрерывного действия. Разработанная схема многономенклатурного технологического процесса изготовления изделий может быть использована при формировании групп изделий различного иерархического уровня.

**Список литературы:** 1. Тутышкин Н. Д. Физико-механический подход к проектированию технологии обработки металлов давлением на автоматических роторных линиях. // Вестник машиностроения. - 2003.- №6 - с. 43 - 50. 2. Іщенко О. Л. Розробка технологічного і структурного забезпечення проектування високопродуктивних процесів і систем складання безперервної дії. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Донецьк 1999, 20 с. 3. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия.- Донецк: ДонНТУ, 2002.- 379 с. 4. Клусов И. А. Эволюция автоматических роторных линий. // Автоматизация и современные технологии. - 2003.- №2. - с. 3 - 6. 5. Базров Б. М. Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с., ил. 6. Цветков В. Д. Системно-структурное моделирование и автоматизация проектирования технологических процессов. - Минск: Наука и техника, 1979. - 269с.

## О ВЫБОРЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНО-МНОГОЯРУСНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Водолазская Н.В., Мосейкин В.Е. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк)

Завершающим этапом производственного процесса является сборка изделий, которая и определяет во многих случаях качество выпускаемой продукции. Решению проблемы повышение качества сборки узлов с использованием резьбовых соединений может способствовать лишь комплексное изучение закономерностей, возникающих в процессе сборки, установление причин, порождающих его погрешности, и разработка научно обоснованных методов повышения производительности сборочного процесса. А это может быть достигнуто за счет перехода от пооперационных машин к автоматическим линиям на основе качественно новых классов технологических машин. К таким машинам относятся автоматические роторные и роторно-конвейерные машины, в которых технологическая обработка и сборка изделий осуществляется в процессе непрерывного перемещения предметов обработки или сборки вместе с инструментальными блоками.

Следует иметь в виду, что в состав автоматических роторных линий, могут входить технологические роторы контроля линейных размеров, поверхностного покрытия изделий и т. п., которые обеспечивают повышение качества деталей, поступающих на сборку, в частности, стабильности их размеров, веса, отсутствия поверхностных дефектов [1]. Кроме того, использование роторных машин позволяет получить определенный экономический эффект (таблица 1).

Таблица 1. Техничко-экономические показатели автоматизированного производства, создаваемого на базе систем роторных машин [2]

Техничко-экономические показатели	Изменение показателя	
	По сравнению с раздельным технологическим оборудованием	По сравнению с раздельными роторными машинами и линиями
Производительность труда	В 2,5-2,9 раза больше	В 1,2-1,4 раза больше
Длительность рабочего цикла	В 30-40 раз меньше	В 2,8-3,3 раза меньше
Путь транспортирования деталей	Почти в 100 раз меньше	В 4-5 раз меньше
Межоперационные запасы	В 50-60 раз меньше	В 2,5-3,5 раза меньше
Производственные площади	В 1,2-1,5 раза меньше	В 1,4-1,5 раза меньше

Как следует из таблицы, для улучшения технико-экономических показателей автоматизированной сборки резьбовых соединений наиболее целесообразным является применение роторных сборочных машин и роторных линий.

Существуют базовые конструкции роторно-конвейерных машин, область применения которых может быть достаточно широкой [1, 2, 3, 4]. Перспективным направлением совершенствования известных конструкций [1, 5] является создание роторно-многоярусных машин (РММ), которые могут быть использованы при выполнении различных сборочных работ

Математическая модель разработанной РММ [6] должна учитывать статический и динамический режимы её работы. Однако довольно естественно предположить, что в статическом режиме вал, несущий на себе технологические роторы, уравновешен, т.е. статические составляющие опорных реакций будут величинами постоянными. Поэтому интерес представляют величины динамических составляющих, а также конструктивное

размещение опорных реакций. Для случая, когда число ярусов равно трем, рассмотрим механическую систему, состоящую из вала, соединенного с приводным двигателем и трех технологических роторов. Опорный подпятник считаем расположенным стационарно в точке  $A$ , а подшипник может иметь например, четыре возможные точки закрепления:  $B$ ,  $C$ ,  $D$  или  $E$  (рис.1).

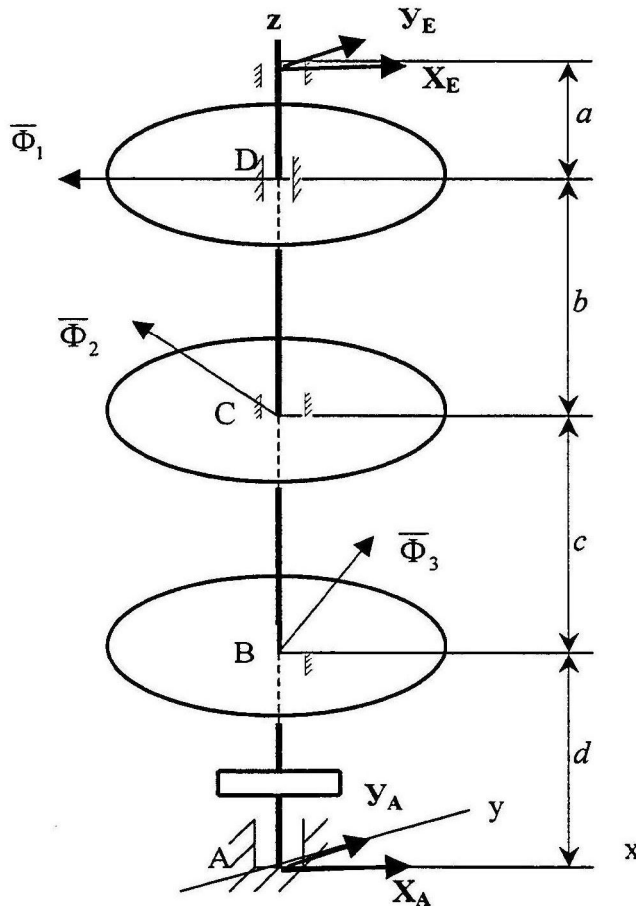


Рис.1. Схема возможных вариантов расположения опор

Для исследования заданной механической системы был использован принцип Даламбера [7]. Расчетная схема с учетом действия активных сил (т.к. анализируются динамические составляющие реакций, то силы тяжести не учитываются), реакций связей и сил инерции представлена на рисунке 2. При этом учитывалось, что транспортные роторы одновременно осуществляют загрузку одной позиции каждого яруса (или технологического ротора). Кроме того, в установившемся режиме угловая скорость вращения вала принималась величиной постоянной, а загружаемые детали считались материальными точками, для которых сила инерции  $\bar{\Phi} = \bar{\Phi}^n + \bar{\Phi}^r$ . Ис т.к.  $\omega = const$ , то касательная составляющая силы инерции  $\bar{\Phi}^r = 0$ .

Модуль указанных сил инерции определяется по известной формуле [7]:

$$\Phi^n = ma^n,$$

где  $m$  – масса материальной точки;

$a^n = \omega^2 R$  – ее нормальное ускорение

$R$  – расстояние от точки до оси вращения

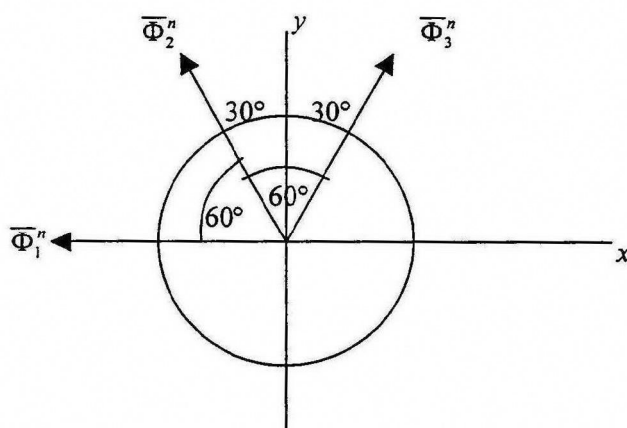


Рис. 2. Расчетная схема расположения рабочих позиций РММ

Тогда для каждого из трех технологических роторов силы инерции будут равны соответственно:

$$\Phi_1^n = m_1 \omega^2 R; \quad \Phi_2^n = m_2 \omega^2 R; \quad \Phi_3^n = m_3 \omega^2 R \quad .$$

$$\text{Здесь: } m_1 = m_2 + m_6; \quad m_2 = 2m_2 + m_6; \quad m_3 = 3m_2 + m_6,$$

здесь  $m_2$  и  $m_6$  – массы гайки и болта соответственно.

В соответствии с принципом Даламбера полученная произвольная пространственная система сил должна находиться в равновесии. Уравнения равновесия имеют следующий вид:

$$X_A + X_E - \Phi_1 - \Phi_2 \cos 60^\circ + \Phi_3 \cos 60^\circ = 0;$$

$$Y_A + Y_E + \Phi_2 \sin 60^\circ + \Phi_3 \sin 60^\circ = 0;$$

$$0 \equiv 0;$$

$$Y_E(a + b + c + d) - \Phi_2 \sin 60^\circ (c + d) - \Phi_3 \sin 60^\circ d = 0;$$

$$X_E(a + b + c + d) - \Phi_1(b + c + d) - \Phi_2 \cos 60^\circ (c + d) + \Phi_3 \cos 60^\circ d = 0$$

$$0 \equiv 0$$

Из этих уравнений были найдены сначала составляющие  $X_A$ ,  $Y_A$ ,  $X_E$  и  $Y_E$ , а затем значения полных динамических реакций:

$$R_A^{\text{дин}} = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2},$$

$$R_E^{\text{дин}} = \sqrt{X_E^2 + Y_E^2}.$$

Составляя аналогичные уравнения равновесия можно вычислить значения реакций соответственно  $R_A^{\text{дин}}$  и  $R_D^{\text{дин}}$ ;  $R_A^{\text{дин}}$  и  $R_C^{\text{дин}}$ ;  $R_A^{\text{дин}}$  и  $R_B^{\text{дин}}$  и выбрать из них наиболее рациональное месторасположение подшипников. Выполненные в пакете Delphi расчеты показали, что динамические реакции будут минимальными в случае расположения подшипника в точке  $E$ .

**Список литературы:** 1. Кошкин Л.Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - М.: Машиностроение, 1982 — 236 с. 2. Клузов И.А. Технологические системы роторных машин. — М.: Машиностроение, 1976 — 231 с. 3. Прейс В. В., Комаров Г. В., Клузов И. А., Маткин Ю. Л., Варьяш Г. М. Автоматическая загрузка роторных и роторно-конвейерных линий. – М.: ВНИИТЭМР., 1990. - 56 с. 4. Прейс В. В. Технологические роторные машины: вчера, сегодня, завтра. – М.: Машиностроение, 1976. – 128с. 5. Шерешевский Н. И. Анализ и синтез многоярусной сборки. — М.: Машиностроение, 1971. — 248 с. 6. Водолазька Н. В., Михайлов О. М. Роторна складальна машина. Патент України № 63290А, В23Р 19/06 опубл. 15.01.04 р. Бюл. №1. 7. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. - М.: Высш. шк., 2002. – 386 с.

## АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ УЧАСТОК

Демьянцева Л. А. Сучков А. В.

*(Цикловая комиссия механических дисциплин, ММТ, г. Макеевка, Украина)*

В связи с переходом к новым экономическим отношениям произошли большие изменения в промышленности. Особенно динамичными оказались изменения в металлообрабатывающей промышленности, а в ней - в машиностроение.

В течении длительного времени важнейший девиз рыночного производства можно было сформулировать как «качество или смерть!» Сегодня когда в индустриально развитых странах низкокачественная продукция – редкость, такой девиз звучит несколько иначе: «лучше-больше-быстрее!» Он отражает возможности получения доходов производителей за счет не только высоких цен на качественную продукцию, но и масштабного ее выпуска, а также – кратчайших сроков поставки, чем достигается опережение конкурентов, ускорение оборачиваемости капиталов и т.п.

Революционные перемены в направленности и содержании работ при создании новых станков – это переход от преимущественно оригинального конструирования к агрегатно-модульному принципу комплектации станков любого назначения из максимально возможного числа покупных, типовых компонентов. После выбора принципиальной схемы и общего структурно-компоновочного решения станка производится по функциональным блокам: привода, механизмов рабочих и холостых ходов, управления, с подбором готовых конструктивных решений через INTERNET или по каталогам специализированных фирм. Так, предприятия, выпускающие станки для фрезерования и координатного сверления печатных плат, при всем многообразии типоразмеров сами не конструируют и не изготавливают ни одной детали, а производят лишь узловую сборку, общий монтаж и наладку.

По-видимому, наиболее примечательным является устранения противоречий между «гибкостью» и «масштабностью» производства. Длительное время «гибкость» станочного оборудования ассоциировалась с применением одношпиндельных станков с ЧПУ, которые обладали быстротой переналадки на другие изделия, но весьма низкой производительностью по сравнению с многопозиционным оборудованием. Комплектация станков из типовых узлов позволяет искать и находить новые структурно-компоновочные решения станков в целом; меняются, но не столь быстро, конструкции типовых узлов, но в каждый момент времени эти узлы востребуются в большом количестве. Тем самым индивидуализация и изменчивость потребностей оборачивается развитием крупномасштабного, но быстропереналаживаемого производства. В связи с этим автоматизированные участки (АУ) и станки с ЧПУ в настоящее время становятся более значимыми.

Автоматизированные участки (АУ) из станков с ЧПУ, управляемых средствами электронно-вычислительной техники, используют в мелкосерийном и серийном производстве. ЭВМ осуществляет прямое числовое управление группами станков; управление системами, обеспечивающими рабочие места заготовками, инструментом, оснасткой и управляющими программами (УП); планирование и диспетчирование производства. В задачу ЭВМ входит также подготовка УП, а именно расчет данных и формирование кадров УП, их контроль и внесение коррекции по результатам обработки первых заготовок.

Применение АУ позволяет повысить производительность труда станочника в 4-5 раз, снизить стоимость обработки, уменьшить площадь под оборудование, сократить число рабочих-станочников в 4-5 раз, сократить производственный цикл изготовления детали и т.д. Отдача оборудования с ЧПУ по сравнению с индивидуально используе-

мыми станками с ЧПУ увеличивается в 1,4 -1,7 раза и более. Эти показатели достигаются применением ЭВМ для оптимального управления всем комплексом работ, высокой степенью унификации станков, систем управления, инструмента и др., механизацией и автоматизацией вспомогательных процессов и т.д.

Автоматизированные участки классифицируют по технологическому назначению и компоновке.

По технологическому назначению АУ из станков с ЧПУ подразделяют на три основные группы: 1) для обработки заготовок типа тел вращения (фланцы, валы, втулки и т.п.) – участки типа АСВ; 2) для обработки корпусных деталей (корпуса коробок скоростей, основания, станины и т.п.) – участки типа АСК; 3) для обработки плоских заготовок (планки, крышки, панели и т.п.) – участки типа АСП.

По компоновке различают участки: 1) с линейной одно- или много- рядной компоновкой, при которой станки выстраиваются в один или несколько рядов. А параллельно им устанавливают транспортно-накопительные системы; 2) с круговой компоновкой, когда станки расположены по радиусу вокруг центрального склада-накопителя; 3) с модульным принципом компоновки, когда участок комплектуется из отдельных унифицированных производственных единиц-модулей, в которые входят однотипные станки и все относящиеся к ним оборудование (устройство ЧПУ, транспортно-загрузочные устройства и накопительные устройства, электро- и гидроприводы).

Системы централизованного управления участками (системы DNC) имеют одну или две управляющие ЭВМ (рис.1), станочные устройства ЧПУ и каналы связи. В участках типа АСВ у станков установлены устройства NC (N22 для токарных и N33 для сверлильно-фрезерных многоцелевых станков). Работа станков участка АСВ возможна в двух режимах: прямого управления с покадровым вводом управляющей информации от ЭВМ и в автономном – с вводом информации с перфоленты при помощи фотосчитывающего устройства. Вызов требуемой УП от ЭВМ осуществляется оператором с помощью декадных переключателей на пульте устройства ЧПУ. Номер нужной УП задан оператору в сменном задании.

В участках типа АСК у станков установлены мини-ЭВМ (системы типа CNC), в этом случае УП передается в устройство ЧПУ не по кадрам, а целиком или в виде технологически законченной части. Мини-ЭВМ выполняют все функции ЧПУ, кроме того, операции редактирования и корректировки УП имеют индикацию технологической информации на экране.

Системы централизованного управления построены по иерархическому признаку: устройства более высоких рангов управляют устройствами низких рангов. К устройствам первого ранга относятся исполнительные механизмы управления станка: привода подач, автоматические коробки скоростей, механизмы автоматической смены инструмента и т.д. К устройствам второго ранга относят устройства станочного управления: механизмы управления приводами, дешифраторы команд, элементы цикловой автоматики и т.д.

Устройства преобразования кодированной программы в декодированную относятся к третьему рангу, как, например, все устройства ЧПУ, использующие в качестве программносителя перфоленту.

Малая ЭВМ – устройство непосредственно управляет участком. Большая ЭВМ – устройство пятого ранга выполняет операции по долгосрочному и оперативному планированию, решает вопросы ремонта и загрузки станков, производит расчет УП и их автоматическую передачу. Большая ЭВМ ведет конструкторскую и технологическую подготовку производства и может управлять несколькими ЭВМ четвертого ранга, в то же время центральная ЭВМ может и не использоваться на участке.

Вывод: с течением времени конструкция металлорежущих станков изменяется. Появляются новые механизмы, расширяются технологические возможности, повышаются производительность и качество обработки. Поэтому специалист по металлорежущим станкам не может более оставаться «чистым» конструктором-механиком, не сведущим в вопросах автоматического управления и программирования.

**Список литературы:** 1. С. Е. Локтева Станки с программным управлением и промышленные роботы. М., «Машиностроение» 1985г. 319 с. 2. Л. Н. Грачев Д. Е. Гипдин Автоматизированные участки для точной обработки деталей. М., «Машиностроение» 1981г. 240с. 3. Л. И. Волчкевич, М. М. Кузнецов, Усов Б. А. Автоматы и автоматические линии. Под редакцией Т. А. Шаумяна М., Высшая школа 1976г. 336с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРУЕМОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ

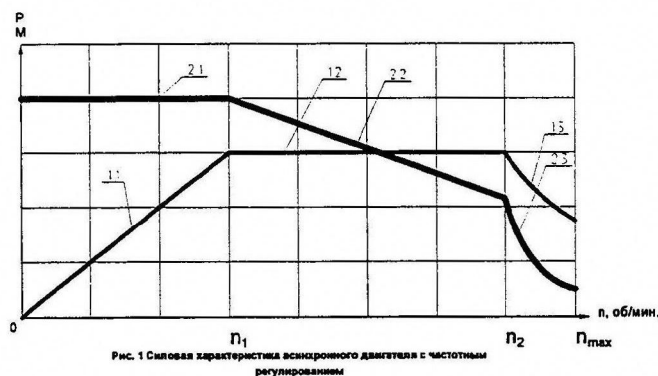
Колобаев Д.В., Марголит Р.Б., Терехова О.А.  
(каф. МТД, РИ МГОУ, г.Рязань, Россия)

В настоящее время на ОАО «РСЗ» ведется работа по созданию принципиально нового привода главного движения токарных станков, основанного на применении асинхронного двигателя с частотным регулированием. Такой двигатель в дальнейшем должен заменить своего предшественника нерегулируемый асинхронный двигатель.

Нерегулируемый привод с использованием асинхронного двигателя и коробки скоростей, используемый в станках с ручным управлением, является очень сильным на малой и слабым на большой скорости вращения. Это, безусловно, является значительным недостатком. Станок с регулируемым приводом дополнительно к слабости на большой скорости вращения слаб в диапазоне малой скорости. Термины сильный-слабый относятся к способности привода осуществлять резание с большими или малыми глубинами.

Было проведено исследование возможности рационального использования новых качеств асинхронных двигателей с частотным регулированием, которые позволяют создать привод без значительного редуцирования скорости за счет многоступенчатой коробки скоростей.

Типовая характеристика двигателя с частотным регулированием отражена на рис.1.



Можно выделить три участка работы привода. На первом участке от 0 до номинальной частоты вращения ротора  $n_1$  происходит увеличение мощности  $P$  по линейному закону (отрезок 1.1). При достижении номинальной частоты вращения достигается номинальная мощность  $P_{ном}$ . На втором участке в диапазоне частот от  $n_1$  до  $n_2$  сохраняется постоянное значение мощности (отрезок 1.2), затем

на третьем участке от  $n_2$  до  $n_{max}$  значение мощности падает (отрезок 1.3). Другая картина для крутящего момента. На первом участке он постоянный (отрезок 2.1), равный отношению мощности к угловой скорости ( $M = P_{max}/\omega$ ), на втором участке величина

момента падает так же, как у асинхронного двигателя (отрезок 2.2).

Характеристика привода главного движения с использованием регулируемого двигателя аналогична представленным на рис.1 графикам. Только значения координат по горизонтальной оси будет уменьшено согласно передаточному отношению между двигателем и шпинделем, а по вертикальной оси согласно КПД привода.

Если первый участок пониженной мощности и постоянного крутящего момента окажется слишком протяженным, то привод окажется слабым. Если этот участок окажется малым, то привод окажется излишне сильным. Следовательно, можно ставить вопрос о гармоничном приводе, у которого протяженность первого участка является оптимальной.

Изменять протяженность первого участка для привода можно двумя путями:

- увеличением механической редукции между двигателем и шпинделем;
- изменением значения  $n_1$  номинальной частоты вращения двигателя.

Первый путь желательно реализовать путем использования одноступенчатой коробки скоростей с минимальным числом зубчатых колес. Поэтому выбор из конструктивных соображений не столь велик. Уменьшающую зубчатую передачу целесообразно изготовить с соотношением чисел зубьев 1 : 4, вторую зубчатую передачу – 1 : 1. В ременной передаче - передаточное отношение  $i_p = 1,6$ . В результате передаточные отношения на нижней ступени скоростей  $i_1 = 6,4$ , на верхней  $i_2 = i_p = 1,6$ .

Второй путь. Возможность использования двигателей с различными номинальными частотами (1500, 1000 и 500 об/мин). Переход от двигателя с номинальной частотой 1500 об/мин к двигателю 500 об/мин равноценен использованию в коробке скоростей второй дополнительной ступени зубчатых передач 1 : 3.

Необходимые скоростные характеристики двигателя выявить не сложно. Желательно не использовать третий участок (рис.1), на котором мощность падает. Ведь в этой области привод слаб и без этого, в связи с падением величины крутящего момента. Второе условие выбора значений  $n_1$  и  $n_2$  выявляется при рассмотрении графиков для приводов с различными номинальными частотами. Становится, очевидно, что двухскоростные коробки скоростей при использовании двигателей с номиналом 1000 и 1500 об/мин могут иметь участки падения мощности. Условием исчезновения этих «провалов» является такое значение частоты  $n_2$ , при котором выдерживается условие:

$$n_2 \cdot i_2 > n_1 \cdot i_1.$$

Гармоничный привод для токарных станков средних размеров нужно искать в объединении обоих путей: использования двигателя с малым значением номинальной частоты вращения с применением одноступенчатой коробки скоростей.

Оценить оптимальность привода можно по удовлетворению требованиям резания. Расчеты возможностей точения производили по каноническим формулам определения режимов резания [1], [2]. Значения некоторых коэффициентов были уточнены в соответствии с математическими зависимостями, заложенными шведской фирмой Сандвик Коромант в специализированный микрокомпьютер.

$$P = \kappa_{n1} \cdot k_{n2} \cdot s_0^{0,75} \cdot v^{0,85} \cdot t,$$

где  $\kappa_{n1}$  – коэффициент, зависящий от материала заготовки и его твердости;

$k_{n2}$  – коэффициент, зависящий от обрабатываемости материала заготовки;

$s_0$  – подача на оборот, в мм/об;

$v$  – скорость резания в м/мин;

$t$  – глубина резания в мм.

По значениям глубины резания можно оценить силовую возможность для модификаций станка с высотой центров 250 мм (мощность 14 кВт). Первая модификация

имеет номинальную частоту вращения 1500 об/мин, вторая – 1000 об/мин, третья – 500 об/мин.

Расчет проведен для поверхности стальных заготовок твердостью HB180 из стали 40X диаметрами от максимально возможных на каждом из станков до 100 мм с подачей  $S_0 = 0,65$  мм/об.

В табл. 1 приведена выборка для модели станка с высотой центров 250 мм.

Таблица 1 - Силовые возможности модификаций станков с высотой центров 250 мм

п <sub>1</sub>	Диаметр обработки	Скорость резания, V, м/мин											
		20	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250
		Глубина резания, мм											
1500	500	0,9	1,0	1,0	1,0	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3
	250	1,8	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,3	2,3	2,4	2,5	2,4	2,0
	125	3,7	3,8	3,9	4,1	4,2	4,4	4,5	4,5	3,6	2,9	2,4	2,0
1000	500	1,4	1,4	1,5	1,5	1,6	1,6	1,7	1,8	1,8	1,9	2,0	2,0
	250	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	2,9	2,4	2,0
	125	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3	6,4	5,2	4,3	3,6	2,9	2,4	2,0
500	500	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	2,9	2,4	2,0
	250	5,5	5,7	5,9	6,1	6,3	6,4	5,2	4,3	3,6	2,9	2,4	2,0
	125	11	11,4	11,5	9,4	7,8	6,4	5,2	4,3	3,6	2,9	2,4	2,0

Мы убеждаемся, что привод слаб при номинальной частоте 1500 об/мин, а при меньших значениях номинальных частот его силовая характеристика вполне удовлетворительна.

Для улучшения силовых характеристик привода на высоких скоростях просматривается два пути решения проблемы: 1) использование дополнительно к режиму S1 режимов работы двигателя S6; 2) переход от соединения фаз «звездой» к соединению «треугольником».

Режим S6 позволяет получать от двигателя увеличенную мощность за счет питания токами увеличенных значений. Номинальная частота вращения при этом сохраняется.

Продолжительность работы в режимах S6, в отличие от режима S1, ограничена. Например, режим S6-60% допускает 60% работы под нагрузкой и требует 40% «отдыха». Аналогична работа в режимах S6-40%, S6-25%, S6-17%.

Использование режима S6 накладывает на управление станком особые требования. Наилучшим образом это может быть решено применением адаптивного управления. Включаться режим S6 будет на верхних ступенях вращения шпинделя автоматически по потребности, когда проявится слабость главного привода.

Вторая возможность усилить привод переключением на соединение фаз «треугольником» со сдвигом номинальных частот с 50 Гц на 87 Гц при сохранении крутящего момента дает возрастание значения мощности двигателя в  $\sqrt{3}$  раз по сравнению с номинальным. Ток также увеличивается в это же число раз.

Так же, как в режиме S6 возникают тепловые проблемы, особенно связанные с тепловыделением в железе ротора. Поэтому данный режим также нужно использовать, как кратковременный. Необходимо обеспечить возможность включения обоих режимов только в верхнем диапазоне скорости шпинделя, желательно по сигналам датчика, свидетельствующего о превышении на шпинделе нагрузки резания.

**Список литературы: 1.** Общемашиностроительные нормативы режимов резания: О-28 Справочник: В 2 т. Т2/ А.Д. Локтев и др. – М.: Машиностроение, 1991. 304 с.:ил. **2.** Общемашиностроительные нормативы режимов резания: О-28 Справочник: В 2 т. Т1/ А.Д. Локтев и др. – М.: Машиностроение, 1991. 640 с.:ил.

## РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТОКАРНОГО РІЗЦЯ З АВТОМАТИЧНОЮ ЗМІНОЮ РІЗАЛЬНОЇ КРОМКИ ПЛАСТИНИ

Матюха П.Г., Віцко А.В., Габітов В.В.  
(каф. МВерстати, ДонНТУ, м. Донецьк, Україна)

Найважливішою задачею в області машинобудування є підвищення ефективності виробництва за рахунок раціонального використання устаткування, підвищення продуктивності праці, зниження собівартості продукції, що випускається, при забезпеченні необхідної якості.

Продуктивність токарної обробки визначається кількістю виробів, оброблених за одиницю часу:

$$\Pi = \frac{1}{t_o + t_e},$$

де  $t_o$  – машинний час при обробці виробу, хв;

$t_e$  – допоміжний час, хв.

У неавтоматизованому виробництві механізовані тільки робочі рухи інструменту. Установка, настроювання і заміна інструменту, а також контроль за його станом здійснюються оператором або наладчиком. При такому підході підвищення продуктивності токарної операції цілком залежить від людського фактору, і є незначним.

У цих умовах рішення проблеми підвищення продуктивності токарної операції раціональніше виконувати шляхом введення комплексної механізації та автоматизації допоміжних рухів. За рахунок використання автоматичних систем технологічного оснащення, що включають: верстати-автомати, автоматичні завантажувальні пристрої, транспортно-накопичувальні системи, а також механізми автоматичної заміни інструменту.

Існують кілька способів скорочення допоміжного часу при автоматичній заміні інструменту [1]:

- використання незайнятих позицій револьверної головки;
- заміна різального інструменту спільно з допоміжним;
- заміна інструментів або інструментальних головок;
- заміна різальних пластин;
- зміна різальної кромки інструмента шляхом повороту різальної пластини.

Метою роботи є розробка конструкції токарного різця з автоматичною заміною різальної кромки, шляхом повороту різальної пластини.

Питанню автоматичної зміни різальної кромки інструмента шляхом повороту різальної пластини присвячений ряд робіт [2,3].

Відомий пристрій для заміни різальних кромок з механізмом для промивання різального інструменту [2]. Пристрій вміщує: плоску багатогранну вставну твердосплавну пластинку 1 з декількома різальними кромками 2 і центральним отвором 3, навколо якого пластинка 1 може обертатися; вузол закріплення вставної твердосплавної пластинки 4, в якому є гніздо для її установки 5; вузол регулювання повороту вставної пластинки 6, нерухомий вузол повороту вставної твердосплавної пластинки на рівні кути 7; сопло 8, через яке під тиском подається рідина для промивки різального інструменту. Пристрій дозволяє зміну різальних кромок після їх зношування, а також промивання різального інструменту (рис. 1.).

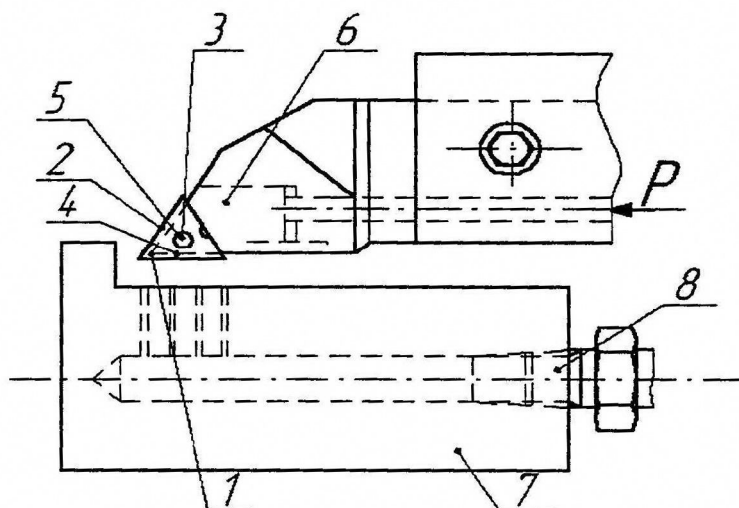


Рис. 1. Пристрій для заміни різальних кромки з механізмом для промивання різального інструменту [2]

Недоліком пристрою є можливість зміни різальної кромки в окремій позиції де розташований нерухомий вузол з соплом, а також неможливість використання інструменту в поворотних револьверних головках.

Відомий пристрій для закріплення і повороту непереточуваних різальних пластинок [3]. До складу пристрою входять: різальна пластина 1, штифти з кільцевим пазом 2 та зубчастим зачепленням 3, клинова повзунка 4 з зубчастою рейкою 5, штифтовидний носій різальної пластини 6, державка 7 (рис. 2.).

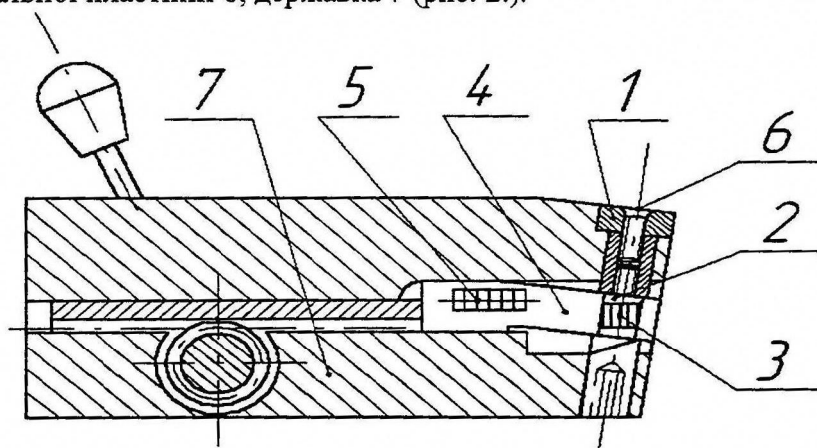


Рис. 2. Пристрій для закріплення і повороту непереточуваних різальних пластинок [3]

Недоліком конструкції є незадовільна жорсткість закріплення різальної пластинки на державці внаслідок наявності зазорів в сполученні “штифтовидний носій – державка”, яке для забезпечення відносних переміщень необхідно виконувати з гарантованим зазором.

В запропонованому нами токарному різці забезпечується автоматична зміна різальної кромки після її зношування при високій жорсткості та вібростійкості загальної конструкції.

Токарний різець має державку 1 з отвором 2, рухому вставку 3 з штифтом 4, який має можливість повороту відносно рухомої вставки 3. На верхній кінець штифта 4 надіта різальна пластина 5 без можливості повороту відносно осі штифта 4. На протилежному кінці штифта 4 розташоване зубчасте колесо 6, що сполучається з штифтом 4 за допомогою напівмуфти 7, яка надіта на шліці штифта 4. Зубчасте колесо 6 знахо-

диться в зачепленні з зубчастою рейкою 8. Рухома вставка 3, яка розташована у отворі 2 державки 1, опорною поверхнею 9 контактує з поверхнею 10 отвору 2, та поверхнею 11 контактує з опорною поверхнею різальної пластинки 5. Базуючий елемент 12, який розташований в отворі 2 державки 1, упорними базуючими поверхнями 13 і 14 контактує з боковими поверхнями різальної пластинки 5, похилою площиною 15 контактує з похилою площиною 16 державки 1, боковими поверхнями 17 і 18 контактує з відповідними поверхнями державки 1, а опорною поверхнею 19 контактує з поверхнею 20 рухомої вставки 3. В торець рухомої вставки 3 вкручена тяга 21, а між диском тяги та підкладкою розташована затискна пружина 22. Гвинт 23 з пружиною та кулькою фіксує базуючий елемент 12 в державці 1. Зубчаста рейка 8 встановлена в отворі 24 державки 1. Штифт 25, який розташований в державці 1 одним кінцем входить в паз 26 зубчастій рейці 8 (рис. 3.).

Складання токарного різця виконується таким чином.

Базуючий елемент 12 поверхнями 17, 18 встановлюється в паз державки 1 і фіксується шариком 23. На рухому вставку 3, в отвір якої закріплений штифт 4, зверху встановлюється без можливості повороту відносно осі штифта, наприклад, за рахунок посадки, різальна пластинка 5, яка опорною поверхнею контактує з поверхнею 11 рухомої вставки, а знизу зубчасте колесо 6 з напівмуфтою 7. В отвір 24 вставляється рейка 8 і фіксується штифтом 25, що входить в паз 26. Після цього рухома вставка 3 з пластинкою і зубчатим колесом встановлюється в отвір 2, виконаний в державці 1, таким чином, що зубчасте колесо 6 зайшло в зачеплення з рейкою 8. В торцеву поверхню рухомої вставки 1 вгвинчується тяга 21, на яку попередньо, надіта пружина 22. Внаслідок дії пружини 22 рухома вставка 3 переміщується вправо, бокові поверхні різальної пластинки 5 вступають в контакт з поверхнями 13 та 14 базуючого елемента 12, який також намагається переміститись вправо. Цьому протидіють сили на похилих поверхнях 15, 16, що виконані на державці 1 та базуючому елементі 12. Внаслідок сил, що виникають при контактуванні похилих площин, опорна поверхня 19 базуючого елемента 12 діє на поверхню 20 рухомої вставки 3, внаслідок чого, опорна поверхня 10 рухомої вставки підтискується до поверхні 9 отвору 2, вибираючи всі зазори. Під час обробки горизонтальна складова сил різання сприяє подальшому закріпленню різальної пластинки 5 в гнізді базуючого елемента 12, а також рухомої вставки 3 в державці 1. При виконанні отвору 2 в вигляді трикутника, а рухомої вставки 3 у вигляді трикутної призми сприяє вилученню бокових зазорів в сполученні рухомої вставки 3 і державки 1 і, як наслідок, підвищенню жорсткості та вібробійності різця в цілому.

Зміна зношеної вершини різальної пластинки на нову виконується таким чином.

Внаслідок дії на тягу 21 з силою  $P$  від окремого приводу, рухома вставка 3 переміщується вліво, а разом з нею і рейка 8. Після того, як бокові поверхні різальної пластинки 5 перемістяться відносно поверхонь 13, 14 на відстань, що обумовлена можливістю повороту різальної пластинки разом з штифтом, паз 26 своїм торцем починає контактувати з поверхнею штифта 25, внаслідок чого зубчаста рейка 8 зупиняється, а рухома вставка 3 продовжує переміщення. Це переміщення забезпечує поворот штифта 4 з різальною пластиною 5 за рахунок зчеплення зубчастого колеса 6 з рейкою 8 на кут, який дорівнює центральному куту між вершинами різальної пластинки. Після цього сила  $P$  від окремого приводу перестає діяти, а тяга 21 під дією пружини 22 починає переміщати рухому вставку 3 вправо. Внаслідок переміщення вправо різальна пластинка 5 та рухома вставка 3 закріплюються на державці в послідовності, яка описана вище, з новою вершиною різальної пластинки для обробки замість зношеної.

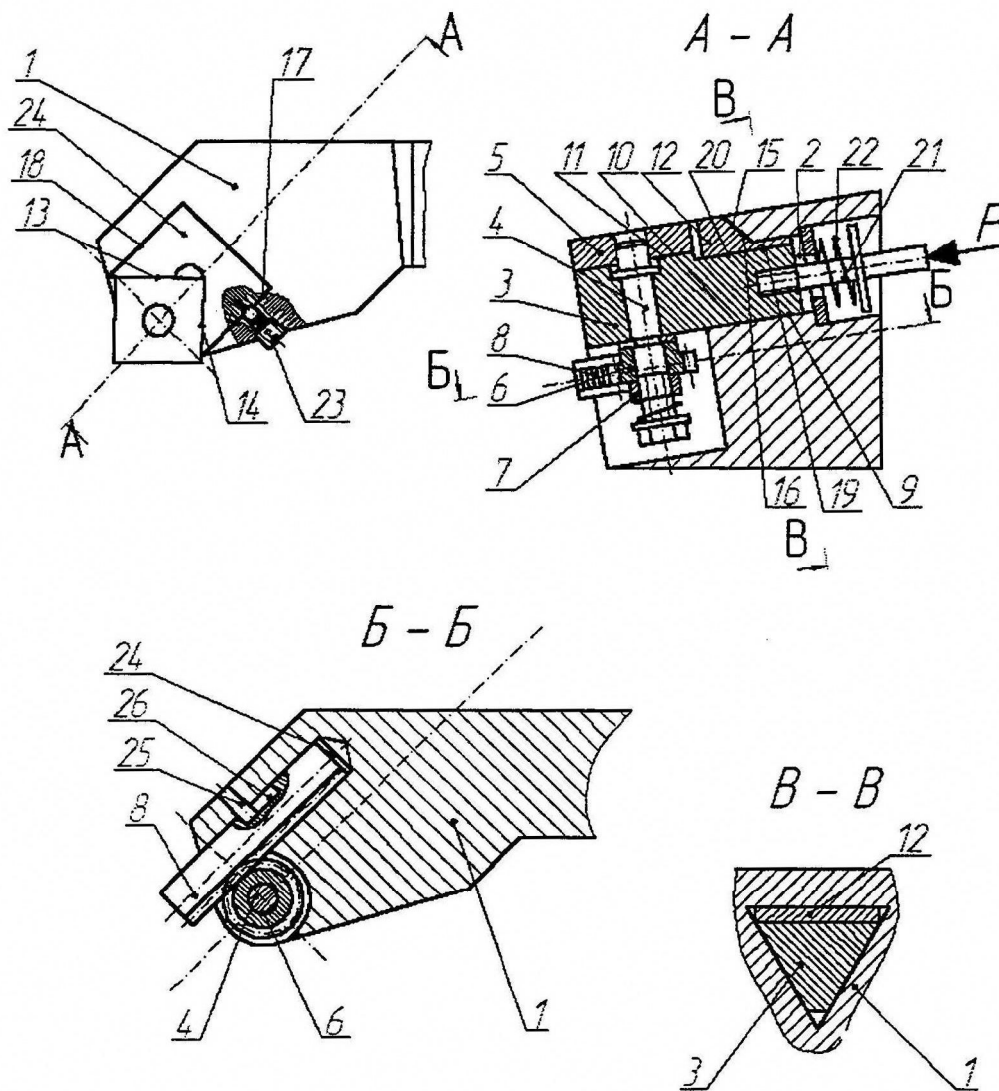


Рис. 3. Токарний різець з автоматичною заміною різальної крайки, шляхом повороту різальної пластини

На розроблену конструкцію подана заявка в Держпатент України.

Висновок: запропонований токарний різець може застосовуватися при обробці матеріалів різанням, забезпечуючи підвищення продуктивності обробки за рахунок зменшення допоміжного часу на зміну зношеної вершини багатогранної різальної пластини.

**Список літератури:** 1. *Металлорежущие инструменты: Учебник для вузов по специальностям «Технология машиностроения», «Металлорежущие станки и инструменты»* / Г.Н. Сахаров, О.Б. Арбузов, Ю.Л. Боровой и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.: ил. 2. *Устройство для замены режущих кромок с механизмом для мойки режущего инструмента: Заявка 57-38374 Япония, МКИ4 В23Q3/155/ Мицубиси Киндзону К.К. – №51-111128; Заявлено 76 09 16, Бюл. №27.- 1 с., ил. 3. Устройство для крепления и поворота неперетачиваемых режущих пластинок: Экономический патент №259 583 ГДР, МКИ4 В23В27/16/ УДК 62-229 - Опубликовано 88 08 31 №35, Бюл. №29.- 2 с., ил.*

## РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВО - СТРУКТУРНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ СКЛАДАННЯ ПЛУНЖЕРА

Павлюк С.В., Іщенко А.Л., Ольховська О.О. (ДонНТУ, м. Донецьк, Україна)

Процес складання являє собою дуже складне явище як саме процес, так і з точки зору опису його кінематики, складання схем та моделей здійснення впливу та поведінки складасмих елементів. В представленій статті надан принцип складання принципово - структурної моделі складання, яка може бути використана з метою економії часу та зусиль технологів, що складають технологічні процеси складання.

Розглядаючи процес складання можна відзначити, що для складання, як і для обробки, справедлива модель технологічних перетворень і існують три потоки технологічних впливів.(див. рис.1)

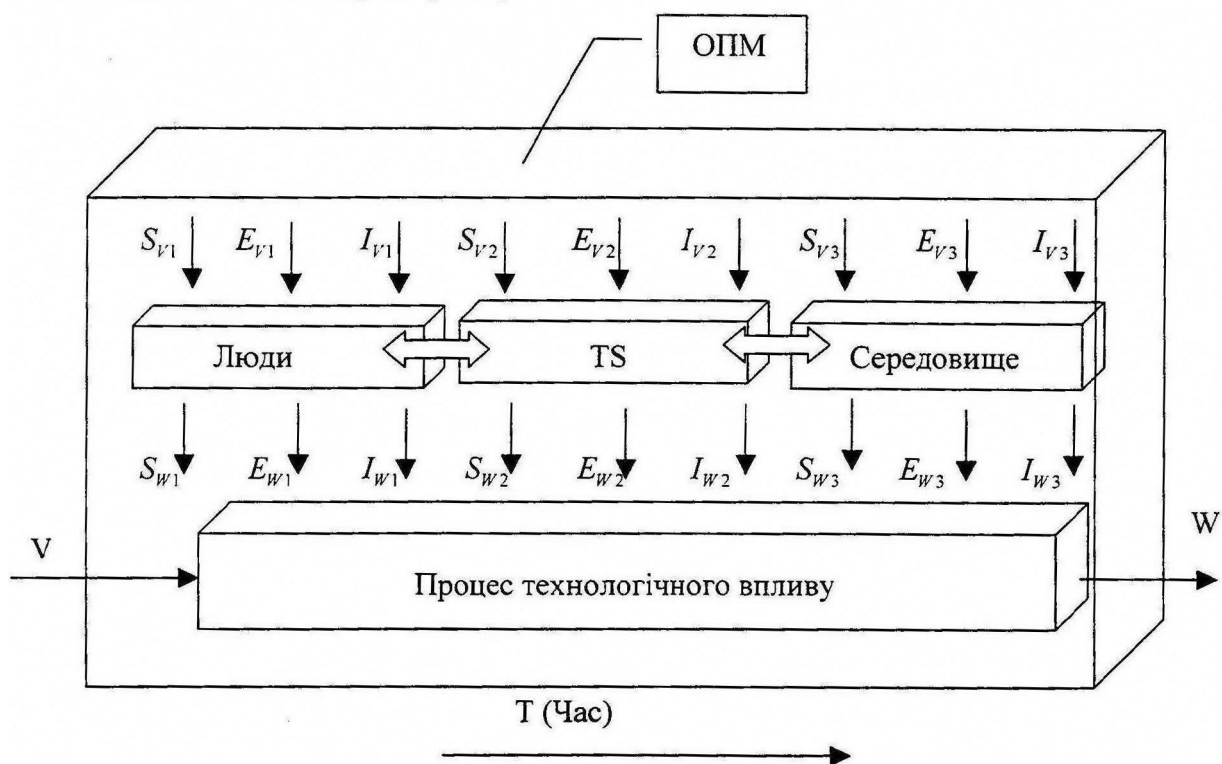


Рис. 1. Модель системи технологічних впливів

Під матеріальним потоком  $S$  розуміють деталі, складальні одиниці, інструмент, устаткування, пристосування й інші матеріальні засоби, використовувані при складанні. Під інформаційним потоком  $I$  розуміють технологічний процес складання, технічні умови на приймання й іспит виробів, складальні розмірні ланцюги, розмірні креслення складань, загальні види складальних одиниць, технологічні схеми загального складання, інформація про наявність і стан устаткування, про наявність оснастки, інструмента, виконавців і ін.. Під енергетичним потоком  $E$  розуміють усі види енергії, використовувані у виробництві.

Для розробки принципово-структурної моделі складання виробу нам необхідно мати дані про всі три приведені вище потоки. Розробка принципово-структурної моделі складання проводиться в декілька етапів:

1. Декомпозиція виробу на окремі складові частини, розгляд їхньої геометрії, вимог до складання.

2. Розгляд можливих варіантів складання кожного з'єднання, упорядкування кінематичних схем для кожного виду складання.

3. Вибір методу складання і кінематичної схеми для кожного з'єднання, тобто синтез принципово-структурних моделей складання окремих з'єднань.

4. Синтез єдиної принципово-структурної моделі складання виробу з отриманих раніше моделей складання окремих з'єднань.

Описані вище етапи подані у виді графічної залежності (див. рис. 3).

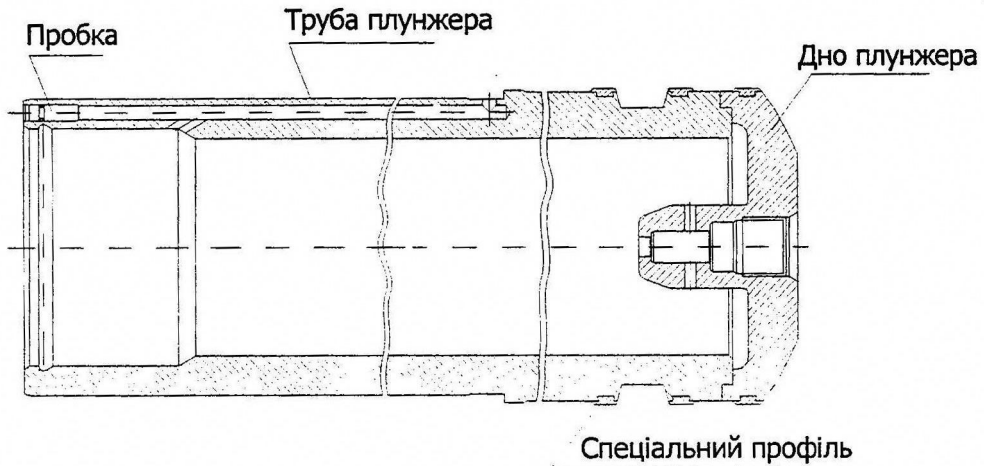


Рис. 2. Схема плунжера в сборі

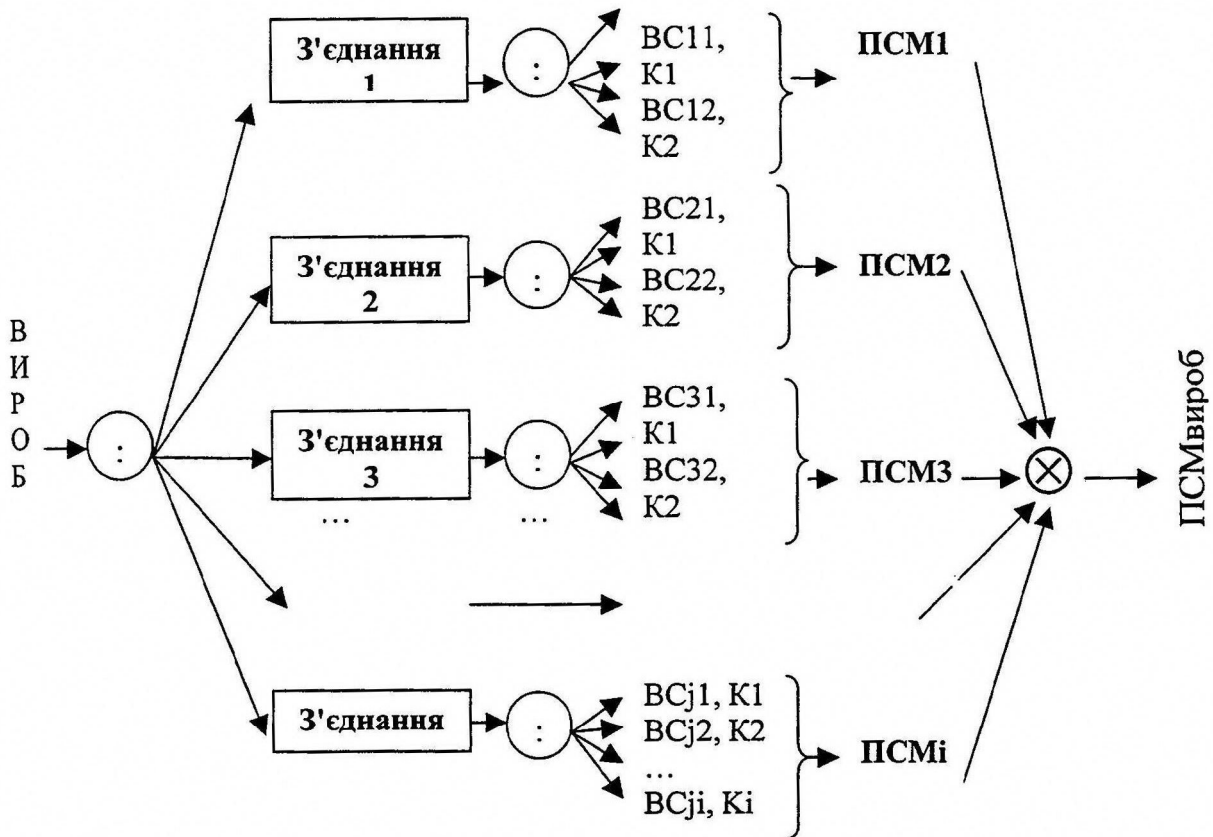


Рис. 3. Принципово - структурна модель складання виробу:

$ВЗ_{ji}$  -  $i$ -ий вид складання  $j$ -ого з'єднання;  $K_i$  -  $i$ -а кінематична схема  $j$ -ого з'єднання;  $ПСМ_j$  - принципово - структурна модель складання  $j$ -ого з'єднання;  $ПСМ_{вироб}$  - принципово - структурна модель складання виробу.

Таблиця 1 - Деталі, що збираються і можливі види їхнього складання

Деталі, що збираються	Вид складання, яким може бути отримане дане з'єднання	Позначення видів складання
Труба плунжера і дно плунжера	Зварювання	BC1
	Пайка	BC2
	Зклеювання	BC3
	Напрессовка дна на трубу плунжера	BC4
	...	...
Плунжер і спецпрофіль	Зварювання	BC1
	Закатка	BC2
	Пайка	BC3
	...	...
Плунжер і пробка	Пробка неохолоджена вставляється в ненагрітий отвір	BC1
	Пробка охолоджена вставляється в ненагрітий отвір	BC2
	Пробка неохолоджена вставляється в нагрітий отвір	BC3
	Пробка охолоджена вставляється в нагрітий отвір	BC4
	...	...

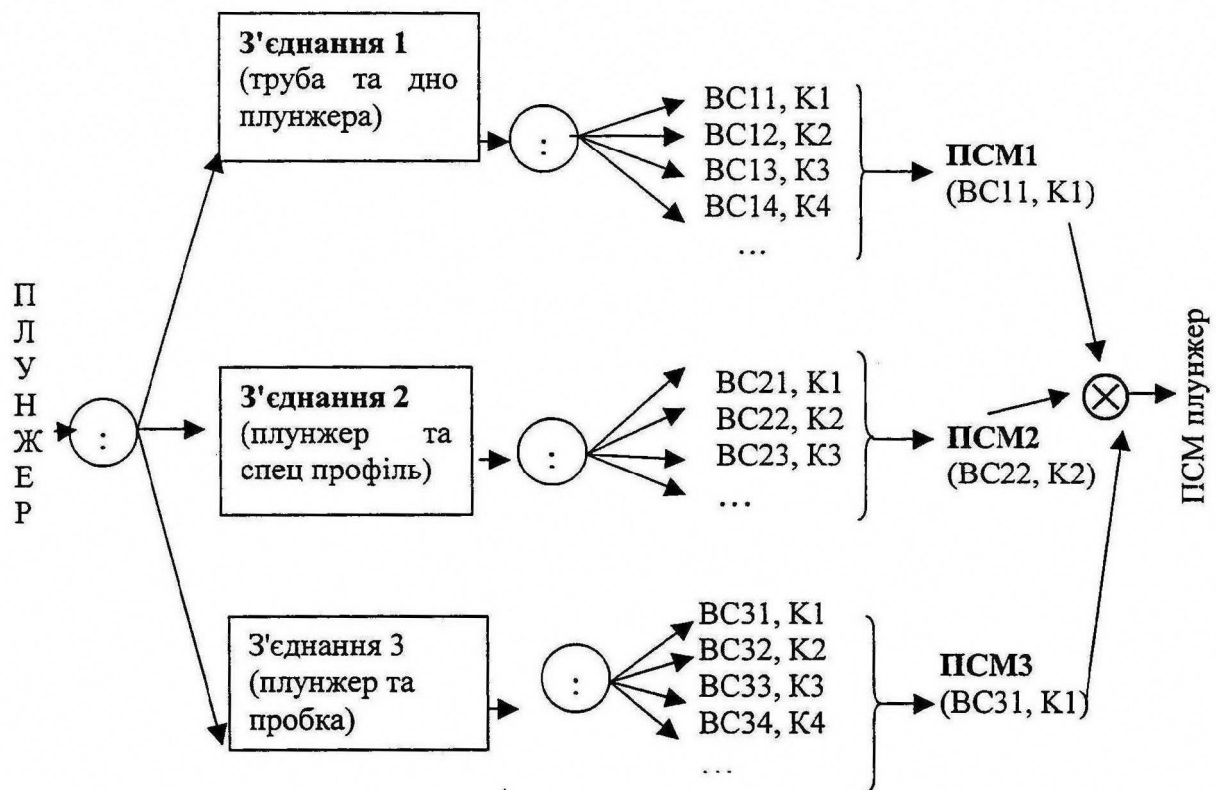


Рис. 4. Принципово – структурна модель складання плунжера

Складемо принципово-структурну модель складання плунжера, для чого розложимо його на складові частини і для кожного з'єднання пропонуємо можливі види складання. Після цього обравши для з'єднань вид складання, складемо принципово-структурну модель складання плунжера. Розкладання плунжера на складові частини, можливі види обробки і їхніх позначень подані в таблиці 1. Принципово-структурна модель складання плунжера подана на рисунку 2.

Вибір послідовності і виду складання того або іншого з'єднання буде обумовлений вимогами, запропонованими до цього з'єднання і можливостями ділянки або цеху, де буде відбуватися складання.

Таким чином представлена модель може облегшити процес складання технологічних процесів складання виробів та може бути покладена у основу розробки програм САПР для обчислювальної техніки.

## АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСА ГИДРОЦИЛИНДРА

Польченко В.В., Лейченко С.Д. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Гидроцилиндр предназначен для управления исполнительными и вспомогательными механизмами различных машин шахтного, сельскохозяйственного, транспортного и строительного назначения.

Одной из основных деталей гидроцилиндра является корпус, от качества изготовления которого зависит работоспособность и долговечность гидроцилиндра. В полости корпуса перемещается поршень. Для обеспечения надежной работы гидроцилиндра основное отверстие корпуса должно быть выполнено с высокой точностью (H8), поверхностный слой отверстия корпуса должен обладать износостойкостью и низкой шероховатостью. Эти требования определяют методы обработки и построение технологического процесса. Конструкция корпуса проста и технологична.

В качестве заготовки корпуса гидроцилиндра принята труба. Разделение трубы на заготовки осуществляется на специальных токарно-отрезных станках.

Разработке технологического процесса предшествовал анализ изготовления гидроцилиндров на Рутченковском заводе «Гормаш» и Донецком заводе «Точмаш», а также анализ методов обработки глубоких отверстий диаметром 70-120 мм.

Существует несколько схем обработки таких отверстий.

По первой схеме заготовка закрепляется в патроне и люнете токарного станка. Заготовка вращается, инструмент (расточная головка) имеет движение подачи. Такая схема получила название растачивание на «сжатие». Технологический процесс прост в реализации, удобно удалять стружку из зоны резания. По этой схеме работает большинство станков для обработки отверстий. Недостатком процесса является увеличение длины стебля (штанги, оправки), что способствует уходу расточной головки от оси вращения заготовки.

По второй схеме вращательное движение имеют обрабатываемая заготовка и инструмент. Направление их вращения встречное. Эта схема применяется, главным образом, при обработке крупных плохо отбалансированных заготовок. При такой схеме уменьшается уход инструмента от оси вращения заготовки и уменьшается искривление оси обрабатываемого отверстия.

По третьей схеме (растачивание на «растяжение») улучшается направление инструмента, уменьшается искривление оси отверстия. Однако в этом случае плохо удаляется стружка, и требуются специально приспособленные станки.

Для разработки автоматической линии принята третья схема обработки отверстия корпуса.

Основой проектирования автоматической линии является технологический процесс изготовления корпуса для условий неавтоматизированного производства, в котором использованы результаты анализа схем обработки глубоких отверстий. Определена

технологическая производительность, как обратная величина суммы времени выполнения рабочих ходов по всем переходам технологического процесса.

Выбраны механизмы рабочих и холостых ходов для реализации составных операций. Определены потери по оборудованию и инструменту. Используя технологическую производительность и потери по оборудованию, определено оптимальное число рабочих позиций, обеспечивающих максимальную производительность [1,2]. Принято расчетное округленное число рабочих позиций – 7.

В результате концентрации и совмещения рабочих и холостых ходов разработан технологический процесс изготовления корпуса цилиндра в условиях автоматизированного производства, уточнен выбор механизмов рабочих и холостых ходов, уточнены потери по оборудованию, инструменту, рассчитана ожидаемая производительность автоматической линии, которая составила 23000 изделий в год.

Автоматическая линия (рис. 1) работает следующим образом.

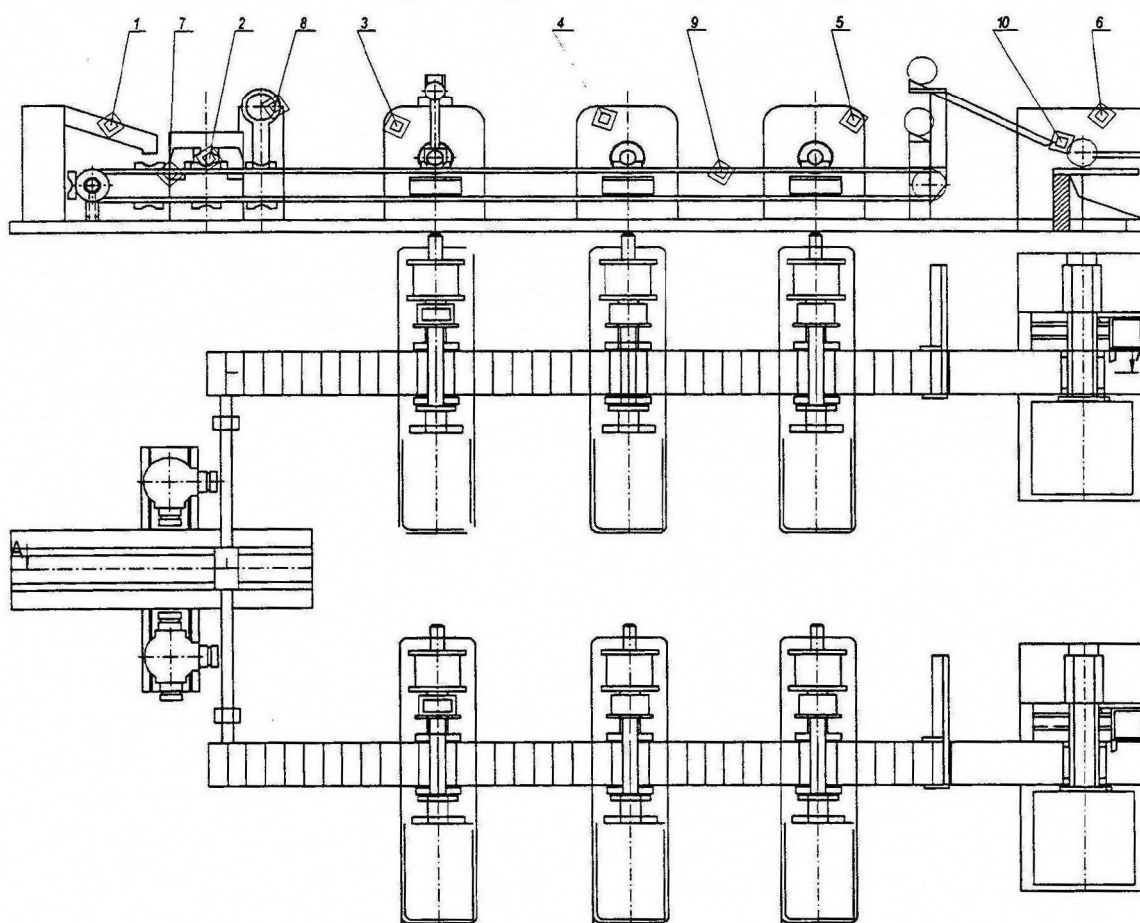


Рис. 1. Компановка автоматической линии

Заготовка из автоматического загрузочного устройства 1 по ленточному транспортеру 7 поступает на первый 3-х позиционный станок 2, на котором на первой позиции торцовыми фрезами производится обработка торцов. На второй позиции обрабатываются наружные фаски на торцах корпуса. В дальнейшем эти фаски будут использоваться для базирования заготовки на остальных рабочих позициях, чем реализуется принцип совмещения и постоянства баз. Обработка фасок осуществляется специальными резцовыми головками, при этом заготовка неподвижна, инструмент вращается. На третьей позиции обрабатывается внутренняя фаска специальным коническим зенкером.

Производительность первого станка превышает производительность последующих станков. Поэтому для устранения накопления заготовок и уменьшения пролежневости их, автоматическая линия разделяется на два параллельных потока. Каждый из параллельных потоков состоит из 4-х токарных станков 3, 4, 5, 6, транспортных устройств 9, 10 и механизмов загрузки и выгрузки заготовок (манипуляторов).

На первых трех токарных станках в технологической последовательности производится зенкерование, развертывание и раскатка отверстия корпуса. При этом используются специальные приспособления для установки заготовки и для крепления специальных инструментов – зенкера, развертки и раскатки.

Применение метода обработки на «растяжение» потребовало проектирование специального манипулятора для перестановки инструментов. На станках, где производится зенкерование, развертывание и раскатка отверстия корпуса применяются аналогичные по конструкции специальные приспособления

На четвертом токарном станке обрабатывается наружная поверхность, канавка для выхода резьбы и специальная резьба. Составные операции по обработке наружной поверхности совмещены.

Таким образом, разработан проект переналаживаемой автоматической линии из специального оборудования, с жесткой межагрегатной связью с параллельными потоками.

**Список литературы:** 1. Волчкевич Л.И., Ковалев М.П., Кузнецов М.М. Комплексная автоматизация производства. – М.: Машиностроение, 1983.-269 с. 2. Волчкевич Л.И., Кузнецов М.М., Усов А.А. Автоматы и автоматические линии: Учеб. пособие для вузов: В 2 ч. -М.: Высш. Шк., 1976.

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН ТИПА ДКУ

Тарасенко В.А., Ахметов О.В. (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

На угольных шахтах Украины и России уже многие годы существует необходимость разрушения крупных кусков горной массы, выдаваемых из очистных и проходческих забоев. Наличие негабаритных кусков в транспортируемой по горным выработкам горной массы (с размерами в трех измерениях от 200-250 мм и более) приводит к снижению долговечности конвейерных роликов и лент, бункеров, течек, пересыпов, скипов и пр. транспортных средств; учащению закупорок потока горной массы в бункерах, течках, на пересыпах, погрузочных пунктах; повышению аварийности, снижению коэффициента машинного времени и эксплуатационной производительности транспортных средств; увеличению трудоемкости работ по зачистке на пересыпах, погрузочных пунктах и вдоль трасс транспортных магистралей; усложнению технического обслуживания и ремонтов транспортных средств, увеличению их трудоемкости и состава обслуживающего персонала, а также повышению уровня травматизма.

Разработанная институтом Донгипроуглемаш дробилка ДКУ позволяет регулировать производительность потока и крупность транспортируемых кусков путем изменения проходного сечения рабочей камеры. Изменение проходного сечения камеры осуществляется одновременным синхронным вращением настроечных винтов. В условиях интенсивных нагрузок на очистные забои и большой неравномерности грузопото-

ков этот способ регулировки может привести к нежелательным простоям и, как следствие, снижению эксплуатационной производительности лавы.

Для исключения нежелательных простоев было разработано устройство оперативного регулирования проходного сечения камеры дробилки без остановки машины. Модернизируемый узел представляет собой устройство регулирования проходной высоты щели, который предназначен для обеспечения требуемой производительности конвейера и крупности кусков продукта дробления.

Регулируемый узел 1 (рис. 1) размещается в пазах двух боковин 2 с подшипниковыми опорами 3. В базовой конструкции дробилки ДКУ лобовины перемещаются по высоте в пазах 4 при помощи винтовых регулировочных устройств и закрепляются в необходимом положении при помощи клиновых планок и болтов со стороны камеры дробления 5. При этом регулирование высоты проходной щели осуществляется в пределах 150-300 мм. Замена винтовых устройств на гидроцилиндры обеспечит повышенную функциональность конструкции. На рис. 1 также показаны гидроцилиндр 6, исполнительный орган 7, приводной вал редуктора 8, полый вал исполнительного органа 9, корпус дробилки 10.

При проектировании были обеспечены независимость работы привода дробилки и привода гидравлической системы, конструкция узла регулирования не увеличила габаритных размеров дробилки по ширине, относительный перекося правый и левый лобовин не должен превысил 2 мм.

В предлагаемой гидравлической системе питания цилиндров использован шестеренчатый гидронасос, приводимый в движение индивидуальным электродвигателем. Насос подает гидравлическую жидкость (индустриальное масло И40) на оба гидроцилиндра одновременно. При этом для обеспечения номинального относительного перекося лобовин требуется их синхронное движение при отсутствии относительного смещения. При несинхронной работе параллельно установленные гидроцилиндры могут перемещать исполнительный орган с разной скоростью или на разное расстояние.

Это отрицательное воздействие может увеличиваться, если не предусмотреть мер, стабилизирующих положение вала, при неравномерном приложении нагрузки. Вследствие этого один гидроцилиндр будет замедлять свой ход, а другой увеличивать сверх необходимого значения. Существуют два типа синхронизирующих устройств [1, 2]: гидравлические и гидромеханические устройства. Гидромеханические устройства более точны. Движение в них осуществляется силовыми цилиндрами, а синхронизация – механическими передачами. Однако для шахтной дробилки ДКУ, эти схемы не подходят из-за сложности конструкции и больших габаритов. Гидравлические синхронизирующие устройства менее громоздки, но имеют большую погрешности при синхронизации. Учитывая требования к габаритным размерам дробилки и силовую нагруженность перемещаемых опор для регулирования положения исполнительного органа было использовано гидравлическое синхронизирующее устройство.

Учитывая небольшой расход гидроцилиндров, малую мощность приводного электродвигателя и небольшие потери энергии, наиболее целесообразной для данной конструкции является схема синхронизирующего устройства с использованием дросселей с регуляторами. Гидравлическая схема которого представлена на рис. 2.

Устройство регулирования исполнительного органа состоит из двух параллельно подсоединенных гидроцилиндров 1, которые обеспечивают регулировку высоты его проходной щели. Регулировка положения исполнительного органа осуществляется золотником с ручным управлением 2. Для компенсации утечек и неточности работы к золотнику 2 параллельно подключены два настроечных золотника 3, при помощи которых может быть отсечен любой из двух гидроцилиндров 1 от общего золотника. Это позволит выровнять положение оси исполнительного органа до требуемого. Для фик-

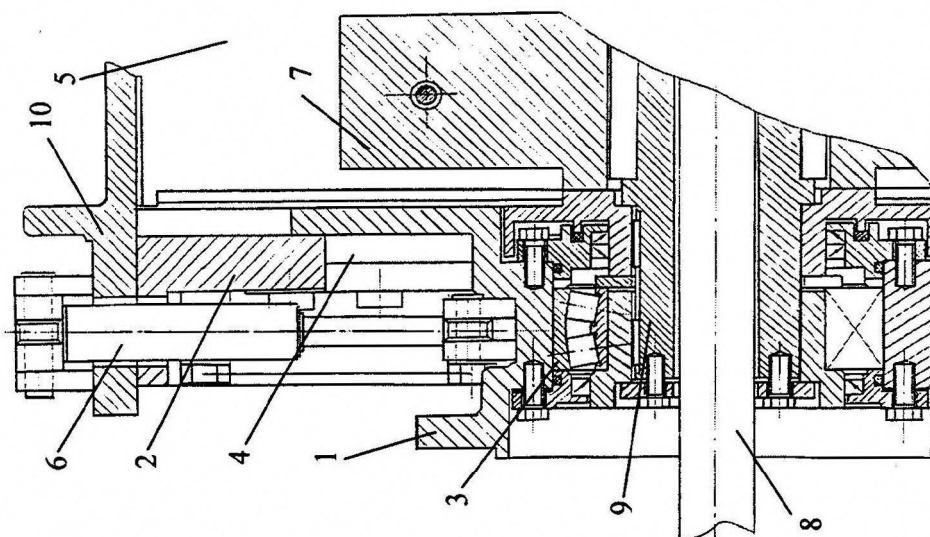


Рисунок 1 – Конструкция гидравлического регулирующего устройства

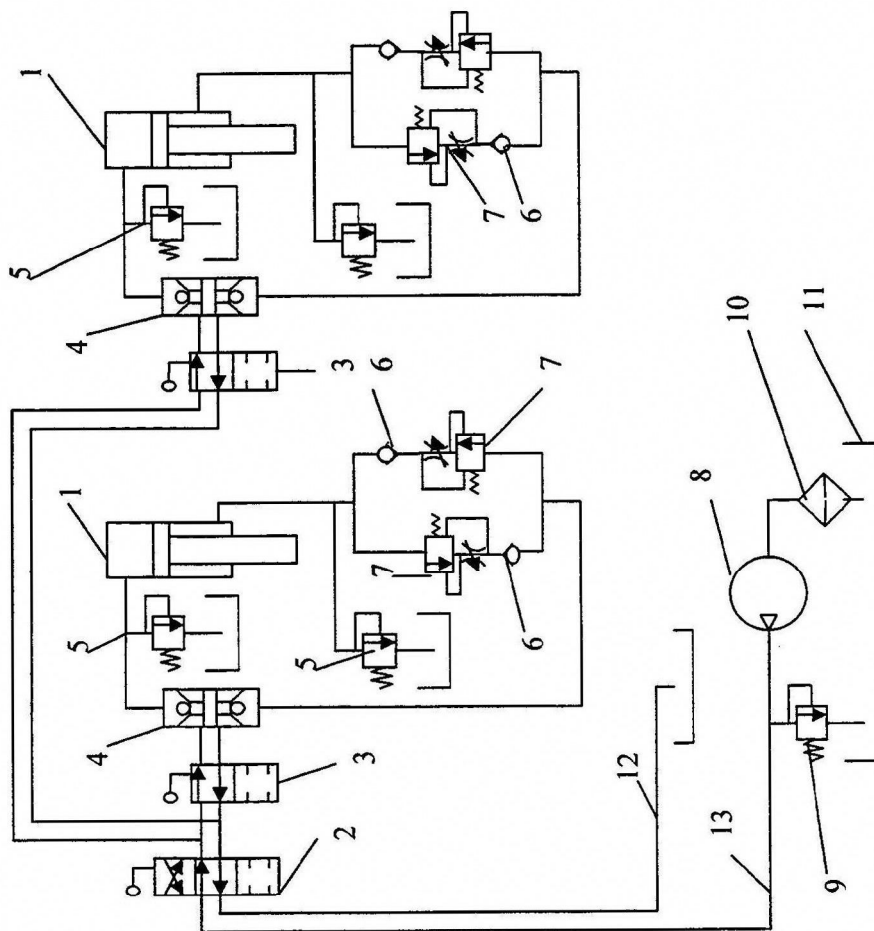


Рисунок 2 – Гидравлическая схема устройства регулирования исполнительного органа

сацией положения гидроцилиндров в схеме управления каждый из них подключен через двухсторонний гидрозамок 4.

Защита гидросистемы и привода исполнительного органа осуществляется предохранительным клапаном 5, причем он защищает от перегрузок как поршневую, так и штоковую полости цилиндров. Питание гидросистемы осуществляется шестеренчатым насосом 8, всасывающим рабочую жидкость из бака 11 через фильтр 10. В линиях, питающих цилиндры 1, установлены дроссели 7 с обратными клапанами 6, с помощью которых обеспечивается настройка рабочего давления и хода поршней цилиндров.

Таким образом предложенная конструкция устройства регулирования исполнительного органа высокооборотной шахтной дробилки типа ДКУ позволяет: осуществлять оперативное регулирование проходного сечения камеры дробилки без остановки машины; – обеспечить номинальное перемещение вала исполнительного органа за счет синхронного движения гидроцилиндров при относительном перекосе лобовин не более 2 мм; обеспечить независимость работы привода дробилки и привода гидравлической системы. При этом размеры усовершенствованной дробилки по ширине не превышают размеров базовой машины ДКУ, что позволяет ее эффективно эксплуатировать в стесненных размерах выработки.

**Список литературы:** 1. Ковалевский В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин – М.: Недра. – 1973. – 502 с. 2. Гавриленко Б.А., Минин В.А., Рождественский С.Н. Гидравлический привод – М.: Машиностроение, – 1968. – 503 с.

## ВЫБОР ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ ВОССТАНАВЛИВАЕМОГО ТИПА ДЛЯ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН

**Тарасенко В.А., Ахметов О.В.** (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В горном деле к числу наиболее трудоемких и энергоемких технологических процессов при разработке угольных пластов относится проведение подготовительных выработок и выдача отбитой породы на поверхность. Одним из путей решения этой проблемы является снижение выдачи горной породы на поверхность за счет использования ее для частичной или полной закладки выработанного пространства. Для этой цели используются механизированные закладочные комплексы в которых одним из основных элементов является дробильная установка. В качестве дробильной установки в современном закладочном комплексе может быть использована одновалковая шахтная дробилка типа ДВ [1], разработанная институтом Донгипроуглемаш совместно с ДонНТУ.

При эксплуатации шахтных дробильных машин нередки случаи попадания разрушаемую в горную массу различных металлических предметов. Как правило, это приводит к заклиниванию исполнительного органа и опрокидыванию приводного электродвигателя. При этом запасенная движущимся приводом кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию закрученного валопровода, что сопровождается формированием значительных динамических нагрузок. Для снижения экстренных нагрузок в приводе дробилки ДВ установлены два срезных предохранительных устройства. Однако от момента стопорения валка до полного разрушения срезных элементов ПУ проходит некоторое время, в течение которого происходит рост нагрузки в приводе дробилки, причем после полного разрыва кинематической цепи при некоторых условиях рост

нагрузки в трансмиссии может продолжаться до уровня, превышающего расчетное значение, полученное по общепринятым методикам.

Вместе с этим существенным недостатком используемого в приводе дробилки срезного предохранительного устройства является его не самовосстанавливаемость после срабатывания. Это снижает эксплуатационные свойства машины и общую производительность комплекса за счет потерь времени на замену срезных элементов. При этом на практике не всегда соблюдаются требования к материалу и геометрическим параметрам срезных элементов, и как показали исследования [2], влекущие за собой увеличение частоты срабатываний предохранительных устройств или нагрузок в приводе.

Для устранения этого недостатка срезного предохранительного устройства была предложена конструкция шарико-пружинной предохранительной муфты (рис. 1). Данная муфта обеспечивает высокую точность срабатывания благодаря достаточно стабильным упругим свойствам пружинных элементов и восстановление работоспособного состояния без каких либо дополнительных трудозатрат.

На рис.1 изображены выходной вал редуктора 1, с которого передается крутящий момент на исполнительный орган дробилки, ведущая 2 и ведомая 3 полумуфты шариковой муфты, пружинные элементы 4 и рабочие шарики 5, подшипниковые опоры трения скольжения 6, опора на основе двухрядного роликоподшипника 7, зубчатое колесо 8, вращающее полый вал 9. Расчетная схема нагружения шарика, используемая для расчета параметров муфты приведена на рис. 2.

Для пружинно-шариковых муфт, у которых в процессе срабатывания перемещаются шарики условие равновесия имеет вид:  $P_{np} = P \cdot [tg(\alpha - \rho) - f]$ ,

где  $P_{np}$  – сила сжатия пружины, Н;

$P$  – окружная сила, действующая на шарик, Н;

$\alpha$  – угол наклона касательной в точке касания шарика и рабочей поверхности, рад;

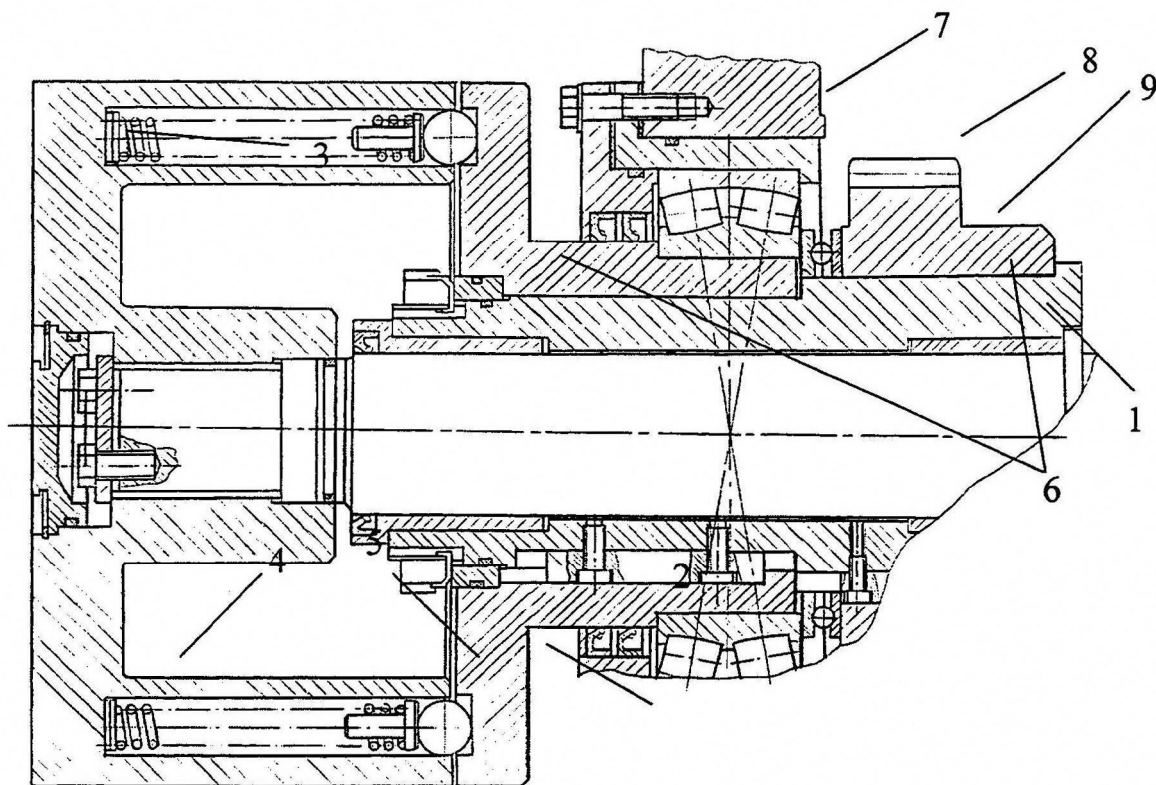


Рис. 1. Конструкция шариковой предохранительной муфты на валу редуктора

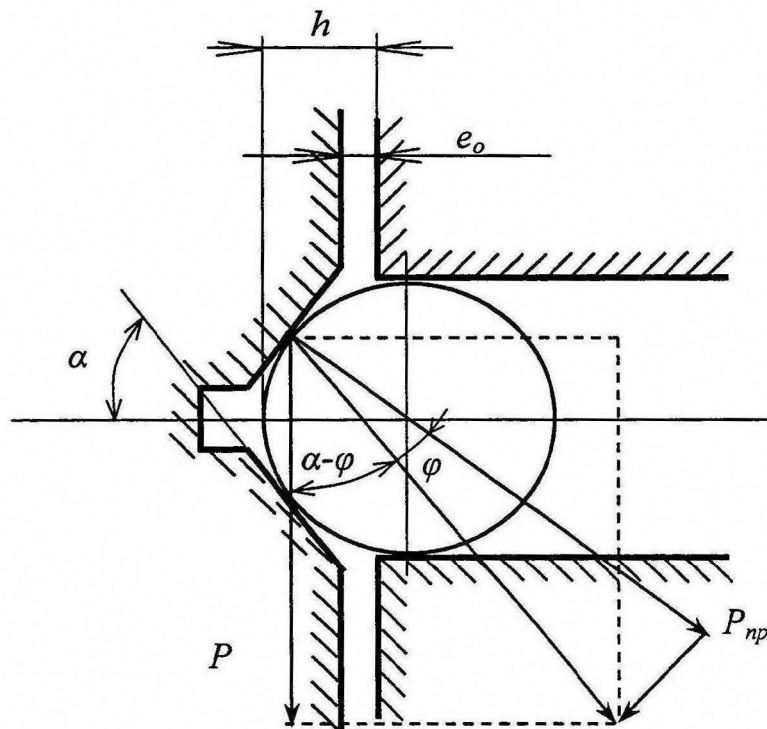


Рис. 2. Расчетная схема нагружения шарика муфты

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{d_w - h}{d_w}\right);$$

$d_w$  – диаметр шарика, м;

$h$  – расстояние, на которое выступает шарик из полумуфты, м;

$\rho$  – угол трения между шариками и сопряженной поверхностью другой полумуфты, рад;

$f$  – коэффициент трения между шариками и стенками отверстий.

$$P = \frac{2 \cdot M_{кр}}{D};$$

Окружная сила  $P$  зависит главным образом от расположения шариков, определяемого углом  $\alpha$ . В процессе срабатывания муфты размер  $h$  убывает, сила сжатия пружины возрастает, угол  $\alpha$  также убывает. При этом сила  $P$  определяющая величину крутящего момента, передаваемого муфтой, резко уменьшается. Таким образом, для полного выключения муфты не требуется дополнительного увеличения нагрузки, как для кулачковых муфт. Вследствие этого повышается точность срабатывания шарико-пружинных предохранительных муфт.

Окружная сила, действующая на один шарик определяется как:

$$P = \frac{2 \cdot M_{кр}}{D_o \cdot z},$$

где  $M_{кр}$  – расчетный динамический момент при внезапном стопорении исполнительного органа, Нм;  $z$  – количество шариков в муфте, шт;

$D_o$  – диаметр, на котором располагаются шарики, м.

Предложенная конструкция пружинно-шароковой муфты для шахтной гирационной дробилки ДВ позволяет обеспечить защиту привода дробилки от экстренных нагрузок, обеспечивая при этом высокие скорости срабатывания, стабильность рабочих характеристик, самовосстанавливаемость после срабатывания, что позволит снизить время простоя дробилки и повысить производительность закладочного комплекса в целом. При этом конструктивно шарико-пружинное предохранительное устройство не превышает размеров срезного предохранительного устройства.

**Список литературы:** 1. Шахтная валковая дробилка для крепких пород // Кондрахин В.П., Мизин В.А., Малородов В.Г., Ольховский О.В. Уголь Украины. – № 9. – 1994. – С.15-16. 2. Кондрахин В.П., Тарасенко В.А. Комплексная имитационная модель функционирования одновалковой гирационной дробилки // Сб. научн. трудов Национальной горной академии Украины. – Днепропетровск. – 1998. – № 3, том 6. – С. 67-71.

## КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РОТОРА С НАКЛОННОЙ ПЛАНШАЙБОЙ ДЛЯ ВЫСАДКИ

Чернышев Е. А., Хасхачих С.Н. (каф. ТМ, ДонНТУ, Донецк, Украина)

Производство проволочных изделий с фасонной головкой может быть реализовано на автоматических роторных линиях (АРЛ), позволяющих решить вопрос комплексной автоматизации. Отличительной особенностью АРЛ является обработка заготовки в процессе ее непрерывного транспортирования через рабочую зону ротора совместно с обрабатывающим инструментом, причем производительность ротора напрямую зависит только от транспортной скорости и шагового расстояния и не зависит от технологических параметров операции [1].

Для этого можно использовать планшайбу (рис.1), наклоненную под некоторым малым углом к горизонтальной плоскости, на конической поверхности которой по окружности установлены пуансоны. За счет угла перекоса транспортировка пуансонов обеспечит изменение их координат вдоль вертикальной оси, то есть создаст рабочий ход без дополнительного механизма. Относительно каждой рабочей позиции ось вращения планшайбы будет совершать регулярную (постоянную) прецессию.

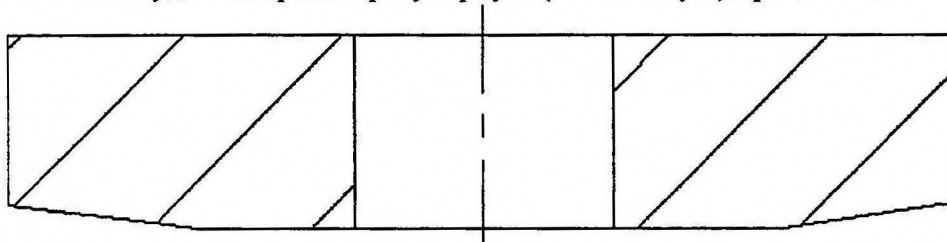


Рис. 1. Схема несущей планшайбы технологического ротора

Конструкция технологического ротора с наклонной шайбой уже была предложена [2]. Но шайба рассматривалась как средство сообщения движения возвратно-поступательно перемещающимся ползунам, приводимым в движение через качающиеся шатуны. Установка пуансонов непосредственно на конической поверхности планшайбы практически замещает блок технологического воздействия как отдельный меха-

низм ротора. Однако при такой высадке имеет место наклон пуансонов относительно горизонтальной плоскости.

Определим, как изменяется угол наклона торца пуансона к горизонтальной плоскости при вращении ротора. Для этого используем кинематику прецессионного качания в относительных движениях. Если связать наклонную планшайбу с системой координат  $Ox_2y_2z_2$ , а систему  $Ox_1y_1z_1$  считать неподвижной, то связь между координатами в относительных движениях определяется уравнениями [3]:

$$\begin{cases} x_2 = x_1(1 - 2\cos^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2}) - y_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\omega}{2} + z_1 \cos \psi \sin \omega; \\ y_2 = -x_1 \sin 2\psi \sin^2 \frac{\omega}{2} + y_1(1 - 2\sin^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2}) + z_1 \sin \psi \sin \omega; \\ z_2 = -x_1 \cos \psi \sin \omega - y_1 \sin \psi \sin \omega + z_1 \cos \omega; \end{cases} \quad (1)$$

где  $\omega$  - угол перекоса осей валов ротора и планшайбы (угол нутации),  $\psi$  - угол, равный углам прецессии и собственного вращения. Последнее условие выражает равенство угловых скоростей инструмента и заготовки вокруг соответствующих осей вращения ротора.

Расчетная схема приведена на рис.2.

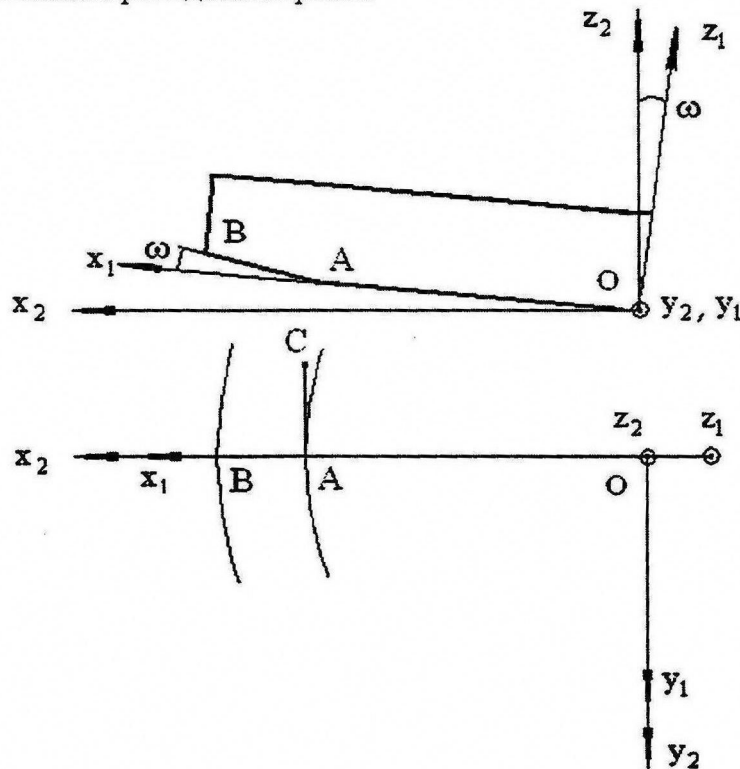


Рис.2. Расчетная схема к определению углов наклона инструмента

Разделим угол наклона пуансона на две составляющие: в радиальной и касательной плоскостях. Радиальной назовем плоскость, проходящую через радиус начальной окружности перпендикулярно плоскости начальной окружности (плоскость  $x_2Oz_2$ ); касательной назовем плоскость, перпендикулярную начальной окружности и имеющую с ней одну общую точку (плоскость, проходящая через точки  $A, C$  и параллельная плоскости  $y_2Oz_2$ ). Обозначим эти углы  $\gamma_p, \gamma_k$  соответственно. Угол поворота ротора обозначен  $\psi$  (1).

Тогда угол наклона в радиальной плоскости найдем из воображаемого прямоугольного треугольника с гипотенузой  $AB$ :

$$\operatorname{tg} \gamma_p = \frac{z_{2B} - z_{2A}}{\sqrt{(x_{2B} - x_{2A})^2 + (y_{2B} - y_{2A})^2}}, \quad (2)$$

где  $x_{2B}$ ,  $x_{2A}$ ,  $y_{2B}$ ,  $y_{2A}$ ,  $z_{2B}$ ,  $z_{2A}$  - координаты точек  $A$ ,  $B$  в системе координат  $Ox_2y_2z_2$ , выраженные через (1).

В соответствии с рис.2, запишем уравнения координат, входящих в выражение (2), через уравнения (1):

$$\begin{cases} x_{2A}(\psi) = x_1 \left(1 - 2 \cos^2 \frac{\omega}{2}\right); \\ x_{2B}(\psi) = (x_1 + z_1 \operatorname{ctg} \omega) \cdot \left(1 - 2 \cos^2 \frac{\omega}{2}\right) + z_1 \sin \omega \cos \psi; \\ y_{2A}(\psi) = -x_1 \sin^2 \frac{\omega}{2} \sin 2\psi; \\ y_{2B}(\psi) = -(x_1 + z_1 \operatorname{ctg} \omega) \sin^2 \frac{\omega}{2} \sin 2\psi + z_1 \sin \omega \sin \psi; \\ z_{2A}(\psi) = -x_1 \sin \omega \cos \psi; \\ z_{2B}(\psi) = -(x_1 + z_1 \operatorname{ctg} \omega) \sin \omega \cos \psi + z_1 \cos \psi. \end{cases} \quad (3)$$

Подставляя уравнения (3) в (2), получим итоговую формулу:

$$\operatorname{tg} \gamma_p = \frac{\cos \omega (1 - \cos \psi)}{\sqrt{\left(\operatorname{ctg} \omega \left\{1 - 2 \cos^2 \frac{\omega}{2}\right\} + \sin \omega \cos \psi\right)^2 + \left(\sin \omega \sin \psi - \operatorname{ctg} \omega \sin^2 \frac{\omega}{2} \sin 2\psi\right)^2}}.$$

Угол наклона в касательной плоскости найдем из воображаемого прямоугольного треугольника с гипотенузой  $AC$ :

$$\operatorname{tg} \gamma_k = \frac{z_{2C} - z_{2A}}{\sqrt{(x_{2C} - x_{2A})^2 + (y_{2C} - y_{2A})^2}},$$

где  $x_{2C}$ ,  $y_{2C}$ ,  $z_{2C}$  - координаты точки  $C$  в системе координат  $Ox_2y_2z_2$ , выраженные через (1).

$$\begin{cases} x_{2C}(\psi) = x_1 \left(1 - 2 \cos^2 \frac{\omega}{2}\right) - y_1 \sin 2\psi; \\ y_{2C}(\psi) = -x_1 \sin^2 \frac{\omega}{2} \sin 2\psi + y_1 \left(1 - 2 \sin^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2}\right); \\ z_{2C}(\psi) = -x_1 \cos \psi \sin \omega - y_1 \sin \omega \sin \psi. \end{cases} \quad (4)$$

Подставляя уравнения (4) в (2), получим итоговую зависимость:

$$\operatorname{tg} \gamma_k = \frac{-\sin \omega \sin \psi}{\sqrt{\sin^2 2\psi + \left(1 - 2 \sin^2 \psi \sin^2 \frac{\omega}{2}\right)^2}}.$$

Геометрические расчеты показывают, что для высадки, например, конической головки гвоздя диаметром 5 мм и высотой 2 мм с диаметром стержня 2,5 мм угол нутации  $\omega$  составляет  $0^\circ 50'$ . Приведем графики изменения углов для этого примера (рис.3, 4).

Будем рассматривать пол-оборота ротора, когда углы уменьшаются, то есть

производится высадка.

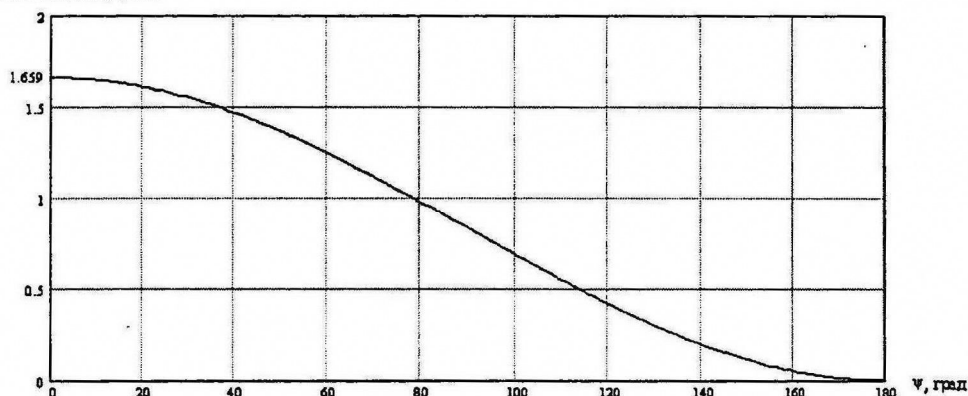


Рис.3. Зависимость угла наклона пуансона в радиальной плоскости, град, от угла поворота ротора

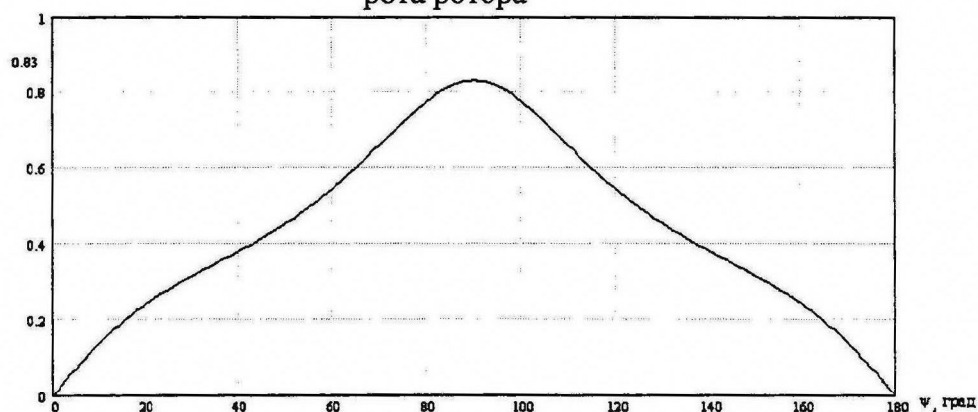


Рис.4. Зависимость угла наклона пуансона в касательной плоскости, град, от угла поворота ротора

Таким образом, приведенные графики иллюстрируют тот факт, что угол наклона пуансона в обеих плоскостях уменьшается до нуля в момент прохождения наиболее низкой по высоте точки, то есть в момент окончания высадки. По мере вращения ротора углы не превышают двойного угла нутации, а при высадке не более чем за четверть оборота – угла нутации  $\omega$ . Небольшие углы наклона инструмента не являются негативным фактором при высадке. Поэтому формообразование в роторе с наклонной планшайбой может быть использовано в производстве.

**Список литературы:** 1 Кошкин Л. Н. Роторные и роторно-конвейерные линии. - М.: Машиностроение, 1986. - 320 с. 2. И.Ф. Корнюхин, М.Д. Власов. Силовые передаточные функции технологического ротора с наклонной шайбой/ Автоматизация технологических процессов. Сб. научн. трудов. – Тула: Тульский политех. ин-т, 1980. Вып. 3. С. 68 - 75. 3. Михайлов А. Н. Основы синтеза поточно-пространственных технологических систем. - Донецк: ДонНТУ, 2002. - 379 с.

## ЭСТЕТИЧЕСКОЕ, ВКУСОВОЕ И АРОМАТИЧЕСКОЕ ВОСПРИЯТИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Колесникова Е. В., Бутенко В. И.

(каф. механики, ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

Человек общается с внешним миром с помощью пяти чувств: зрения, осязания, слуха, обоняния и вкуса. Этим чувствам соответствуют пять органов: глаза, кожа, уши, нос и язык. Создавая художественные изделия, решая задачи дизайна, необходимо знать, как выбранный материал будет восприниматься человеком через его органы чувств.

Рассмотрим, как человек реагирует на одну из важнейших групп конструктивных материалов: металлы и сплавы. Органы чувств воспринимают металлы и сплавы по набору внешних признаков, к которым можно отнести цвет, блеск, прочность, плотность, вкус и другие. Благодаря этим признакам мы видим металлические изделия, можем ощущать предметы в руках, слышать звуки, издаваемые металлическими пластинками и т.д.

Когда мы произносим выражение «металлический предмет», то хорошо представляем себе вид металла. Совокупность внешних признаков, характерных для металлов и сплавов, по которым мы воспринимаем предметы, обычно называют эстетическими свойствами металлов и сплавов. Знание эстетических свойств, их использование способствует гармоничному формированию предметной среды.

Эстетические свойства металлов и сплавов проявляются как в зависимости от формы предмета, так и независимо от нее и в большинстве своем являются формонезависящими, т.е. служат характеристиками металлов и сплавов. Например, цвет золота и серебра не зависит от формы изделия, которое из них изготовлено. Эти свойства зависят от химического и фазового состава материала. Другие свойства, например блеск поверхности, существенно зависят от того, как был обработан металл: отполирован или отшлифован. Такие свойства являются формозависимыми, так как связаны с изменениями структуры в процессе формообразования.

Следует отметить, что человек своими органами чувств не всегда может заметить происходящие в процессе обработки изменения металла. Это может быть связано с тем, что величина изменения очень мала, или с тем, что значение свойства велико и его изменение лежит за пределами восприятия человеческих органов чувств. Например, человек не почувствует изменение плотности ковального изделия по сравнению с литым, так как она отличается всего на несколько десятых долей процента, а это лежит за пределами чувствительности человека.

Для фиксирования свойств, лежащих за пределами человеческого восприятия, используются различные приборы. Металловедческое деление свойств на механические, физические и химические основано на способах измерения этих характеристик, точнее на том, разрушается ли в процессе исследования материал, и если разрушается, то до какой степени. Измерение химических свойств приводит к разложению материала до атомного уровня; при этом возможно образование новых соединений. Исследование механических свойств обычно требует разрушение образца; при этом меняется форма образца, а анализ физических свойств позволяет сохранить образцы по форме и составу.

С точки зрения восприятия человека часто используется другое деление свойств металлов и сплавов на эстетические, воспринимаемые человеком, и технологические, связанные с воздействием на материал в процессе создания ему формы. На рис. 1 приведено деление эстетических свойств металлов и сплавов на группы в соответст-

вии с тем, какой орган их воспринимает. Это деление свойств целесообразно с позиций дизайна, так как основывается на человеческом восприятии окружающего мира.



Рис. 1. Схема восприятия эстетических свойств металлов и сплавов

Существуют несколько основных вкусовых ощущений: горькое, сладкое, кислое, соленое. Металлы не обладают ни одним четко выраженным из перечисленных качеств, но вместе с тем существует устойчивое выражение «металлический вкус», которое внесено в медицинскую энциклопедию. Оно подразумевает комплексное воздействие металлов на полость рта как в качестве растворов, так и в качестве мельчайших частиц, оказывающих давление или раздражение на тактильные и болевые рецепторы.

Запах для металлических материалов не является ведущим, однако совсем не учитывать его нельзя для художественных и декоративно-прикладных изделий посудной группы, так как восприятие запаха – это восприятие материала в виде мельчайших частиц или в результате образования им летучих соединений. Рецепторы органов чувств человека реагируют на атомы и молекулы вещества, поэтому человек и может различать запахи.

На практике мы чувствуем запахи, когда металл разогревается, когда контактирует с агрессивной средой, например, с человеческим потом, пищевыми продуктами или при механической обработке. Примером запаха металла можно считать характерный запах разогретой на солнце меди, или слабый запах, появляющийся при контакте с пищей мельхиоровых столовых приборов, изготовленных из сплава с большим содержанием меди. Пахнут металлом руки детей после соприкосновения их с дворовыми металлическими качелями и турниками.

Возможность появления запаха должна быть исключена в случае использования металлов и сплавов для ювелирных и декоративно-прикладных изделий. Металлические материалы, применяемые в этой области, должны быть химически инертны, устойчивы и износостойки; они не должны в нормальных условиях испаряться и сублимировать.

Непосредственно металлы и сплавы не являются для человека продуктами питания. Вместе с тем с металлами человек постоянно контактирует при приготовлении, хранении и приеме пищи, а значит мы можем говорить и о вкусовом восприятии металлических материалов. В пищу с продуктами питания попадают частички металлов и их растворимые соединения. Конечно, речь идет об очень малых количествах,

Таблиц 1. Санитарно-гигиенические характеристики металлов и их оксидов

Материал	Токсичность	Предельные и пороговые концентрации, мг/м <sup>3</sup>	Особенности действия
1	2	3	4
Cu	сильнотоксичен	ПК <sub>сс</sub> = 0,22 ПДК <sub>пр</sub> = 5 – 10	Лихорадка, головная боль
Cu <sub>2</sub> O, CuO	общетоксичен	ПК <sub>хр</sub> = 0,1	Лихорадка, головная боль
Al	- >> -	ПК <sub>хр</sub> = 15	Поражение печени, глаз
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	- >> -	- >> -	Раздражение дыхательных путей
Fe	- >> -	ПК <sub>хр</sub> = 20	Канцерогенное действие
FeO	- >> -	ПДК <sub>сс</sub> = 0,04	Раздражение глаз
Cd	сильнотоксичен	ПДК <sub>сс</sub> = 0,003	Окрашивание десен, канцерогенное действие
Ni	общетоксичен	ПК <sub>хр</sub> = 0,001	Канцерогенное действие
NiO <sub>2</sub> , Ni <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	- >> -	ПДК <sub>сс</sub> = 0,001	Канцерогенное действие
Sn	- >> -	- >> -	Раздражение глаз, дыхательных путей
Pt	малотоксичен	ПК <sub>хр</sub> > 70	Раздражение дыхательных путей
Pb	сильнотоксичен	ПК <sub>хр</sub> = 0,01	Канцерогенное действие, поражение нервной системы, крови
PbO, PbO <sub>2</sub> , Pb <sub>3</sub> O <sub>4</sub>	токсичен	- >> -	Поражение нервной системы, крови
Ag	слаботоксичен	- >> -	Пигментация кожи (серо-голубая окраска)
Ag <sub>2</sub> O, Ag <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	- >> -	- >> -	Пигментация кожи (серо-голубая окраска), раздражение дыхательных путей
Ti	общетоксичен	- >> -	Канцерогенное действие
TiO <sub>2</sub>	- >> -	- >> -	Поражение легких
Cr	малотоксичен	- >> -	Аллергическое действие
Cr <sub>2</sub> O <sub>3</sub> , CrO <sub>3</sub>	общетоксичен	ПДК <sub>сс</sub> = 0,0015	Канцерогенное действие, поражение дыхательных путей
Zr	- >> -	- >> -	Угнетение, раздражение дыхательных путей, раздражение кожи
ZrO <sub>2</sub>	общетоксичен	- >> -	Угнетение, раздражение дыхательных путей, раздражение кожи
Zn	- >> -	ПК <sub>хр</sub> = 0,01	Малокровие, канцерогенное действие
ZnO	- >> -	ПДК <sub>пр</sub> = 10-50	Лихорадка, раздражение дыхательных путей
Au	нетоксичен	ПДК <sub>сс</sub> = 0,05	Аллергическое действие
Rh	- >> -	- >> -	Аллергическое действие

составляющих от 0,0001 г до 0,01 г. [1]. Однако попадание в организм человека металлов и сплавов в виде микрочастиц и растворенных соединений является нежелательным и даже опасным процессом. Поэтому существуют специальные медицинские и гигиенические нормы на предельные количества и концентрации металлов и их соединений, которые являются безопасными для людей (табл. 1)

Превышение допустимых норм попадания металла в организм человека обычно приводит к различным заболеваниям. Так, при производстве меди и латуни очень часто у людей появляется «металлическая лихорадка», связанная с проникновением в организм металлической пыли размером (0,3 – 0,6) мкм. Основными признаками этого заболевания являются высокая температура, озноб, головная боль, кашель. Врачами установлено, что заболевание металлической лихорадкой связано с распадом белка в дыхательных путях. Кроме меди и латуни подобные действия оказывают порошки серебра, железа и некоторых других металлов.

При механической обработке бериллия и его сплавов возникает опасность заболевания человека «бериллезом», который выражается в покраснении слизистых оболочек и различного рода экземах.

Избыточное попадание металлической пыли в рот приводит к появлению металлического привкуса у пищи, что может привести к отравлению, а это связано с серьезным, а порой непоправимым ущербом для человека. Существуют данные о вкусах непосредственно самих металлов:

Медь	сладкий	Свинец	металлический
Кадмий	металлический	Цинк	сладкий

Вместе с тем следует отметить, что в основном отрицательным влиянием на человеческий организм обладают чистые металлы в порошковой форме. В то же время в организме человека необходимо присутствие ионов и соединений десятков металлов, в том числе железа, калия, кальция и других элементов.

**Список литературы:** 1. Соколова М.Л. Дизайн в металлах. М.: Машиностроение, 2003. 186 с.

## ПРИМЕНЕНИЕ ДИСПЕРСИОННОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОЦЕНКИ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРУБ

Лобко А. А., Коваленко В. И. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

На производственных мощностях предприятия «ТочМаш» (г. Донецк) были выполнены экспериментальные исследования, цель которых – оценка точности обработки (с точки зрения однородности выборок) внутренних поверхностей труб с номинальным диаметром  $\varnothing$  80 мм, используемых для производства корпусов гидравлических цилиндров.

В ходе эксперимента производились измерения внутренних поверхностей труб до и после механической обработки. Схема измерений представлена на рис. 1.

После приваривания бобышки на сварочной операции производилось измерение отверстий заготовок штангенциркулем ШЦ-III в двух крайних сечениях (А–А и В–В) и в двух плоскостях (горизонтальной и вертикальной) в каждом из сечений. Отметим производственную особенность: заготовки складировались в контейнерах, что усложняло доступ к ним при проведении измерений.

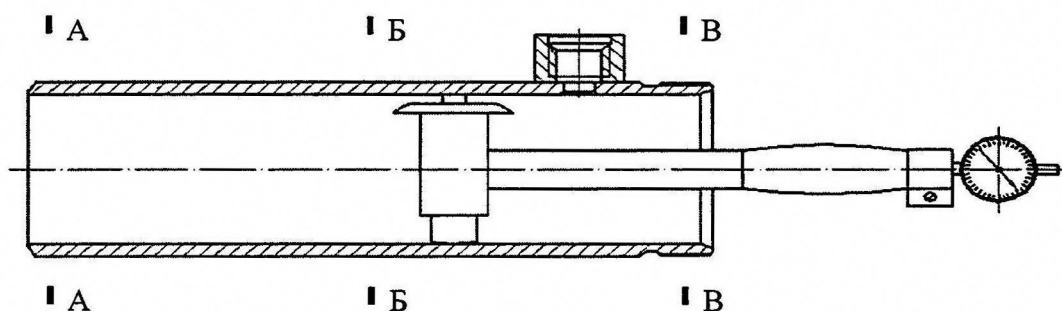


Рис. 1. Схема измерений

Корпус гидравлического цилиндра подвергался механической обработке на модернизированных токарно-винторезных станках (мод. 1М63): предварительная перовая развертка; окончательная перовая развертка; роликовая раскатка.

После окончательной обработки рабочей поверхности корпуса цилиндра происходило повторное измерение внутренних поверхностей. Измерение выполнялось индикаторным нутромером мод. 4МИН трех сечениях (А–А, Б–Б, В–В) и в двух плоскостях (горизонтальной и вертикальной) (см. рис. 1); по каждому из сечений определялось среднеарифметическое значение.

Для проверки однородности выпускаемой продукции и качества функционирования самого объекта или процесса можно воспользоваться статистическими методами проверки гипотезы о принадлежности исследуемых выборок к одной генеральной совокупности.

Один из методов, с помощью которого можно сделать вывод о принадлежности нескольких выборок к одной генеральной совокупности - это метод проверки однородности дисперсии выборок. На рис. 2 представлена блок – схема выполнения дисперсионного анализа, разработанная на основе этого метода.

На основании блок-схемы на языке программирования Delphi была разработана компьютерная программа, которая позволяет выполнять дисперсионный анализ исследуемых выборок. На рис. 3 приведен пример рабочей страницы компьютерной программы, служащей для внесения в программу результатов измерений.

Поясним структуру блок-схемы. При проектировании программного обеспечения для проверки однородности двух дисперсий был принят наиболее часто используемый критерий Фишера. Этот критерий ( $F$  – критерий) представляет собой отношение большей дисперсии к меньшей [1]:

$$F = \frac{S_1^2}{S_2^2}. \quad (1)$$

Расчётное значение критерия сравнивается с критическим табличным  $F_\alpha$ , определяемым для принятого уровня значимости и степеней свободы  $f_1$  и  $f_2$ , соответствующих  $S_1^2$  и  $S_2^2$ .

Если расчётное значение  $F$  меньше табличного  $F_\alpha$ , то выборки однородны и их можно объединить в одну выборку; вместо дисперсий  $S_1^2$  и  $S_2^2$  необходимо пользоваться средневзвешенным значением:

$$S_{св}^2 = \frac{S_1^2 \cdot f_1 + S_2^2 \cdot f_2}{f_1 + f_2}. \quad (2)$$

Необходимо также заново вычислять остальные основные характеристики объединенной выборки [2].

В работе программы предусмотрена проверка однородности результатов измерения на наличие грубой ошибки методом „трех сигм”.

На рис. 4 приведена рабочая страница компьютерной программы, которая служит для выполнения дисперсионного анализа.

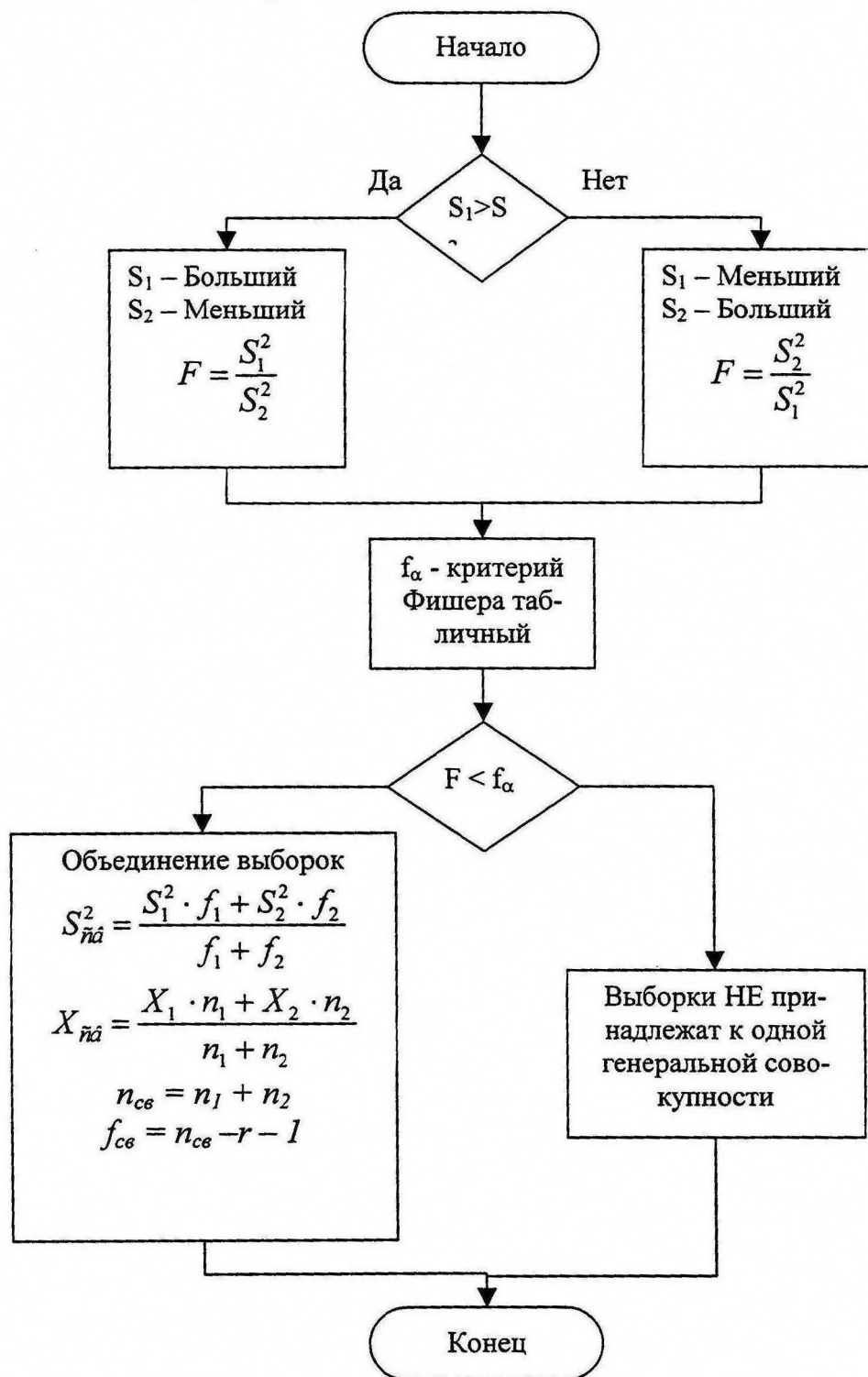


Рис. 2. Блок – схема выполнения дисперсионного анали-



Выполненный анализ показал, что большинство (около 90%) исследованных выборок однородно. Причиной неоднородности остальных выборок могут быть условия хранения заготовок труб, а также заводские особенности выполнения технологического процесса обработки корпусов гидравлического цилиндра.

**Список литературы:** 1. Справочник по теории вероятностей и математической статистике / Королук В.С., Портенко Н.И., Скороход А.В., Турбин А.Ф. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 640 с. 2. Теория инженерного эксперимента: Учеб. пособие / Тимошенко Г.М., Зима П.Ф. – К.: УМК ВО, 1991. – 124 с.

## ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БУЛАТНЫХ СТАЛЕЙ

Мельников А.М., Бутенко В.И. (каф. механики ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

При изготовлении эксклюзивных изделий методами художественнойковки широко используют булатные стали, так как они обладают высокой прочностью и хорошей обрабатываемостью. Многочисленные изделия показывают, что булатные стали представляют собой многослойную конструкцию из высокоуглеродистых ( $C > 1,0\%$ ) и малоуглеродистых ( $C < 0,5\%$ ) слоев [1]. Целью настоящих исследований является решение задачи поэтапного моделирования многослойной структуры комбинациями из простых конструкций одного твердого ( $T$ ) и одного мягкого ( $M$ ) слоев металлов. В этом случае твердость принятого пакета  $\sigma_n$  будет определяться следующими геометрическими соотношениями:

$$\sigma_n = \sigma_m \frac{H_m}{H_0} + \sigma_M \frac{H_M}{H_0}, \quad (1)$$

где  $\sigma_m$  и  $\sigma_M$  - сопротивление пластической деформации соответственно твердого и мягкого слоев конструкции;

$H_m, H_M$  - толщина твердого и мягкого слоев конструкции при деформации пакета на величину  $\varepsilon$ ;

$H_0$  - начальная толщина элементарного пакета из двух слоев.

Известно, что характер упрочнения металлов имеет степенной характер вида [2]

$$\begin{aligned} \sigma_m &= \sigma_m^m + K_m \cdot \varepsilon_m^{n_m}; \\ \sigma_M &= \sigma_M^M + K_M \cdot \varepsilon_M^{n_M}, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\sigma_m^m, \sigma_M^M$  - пределы прочности соответственно твердого и мягкого слоев;

$K_m, K_M$  - константы упрочнения твердого и мягкого слоев;

$\varepsilon_m, \varepsilon_M$  - относительная деформация слоев пакета;

$n_m, n_M$  - показатели упрочнения твердого и мягкого материалов булатной стали.

Исследования показывают, что для осуществления совместного деформирования нормальное давление твердого и мягкого компонентов стали должны быть одинаковы [1]. В этом случае прочность  $i$ -того элемента конструкции составит

$$\sigma_n = \frac{\sigma_m(1-\varepsilon_{mi})}{(1+x)(1-\varepsilon)} + \frac{\sigma_m(1-\varepsilon_{mi})_0 x}{(1+x)(1-\varepsilon)}, \quad (3)$$

где  $x = \frac{H_M}{H_m}$ ;  $\varepsilon$  - общая относительная деформация конструкции.

Максимальная прочность элемента возникает при наибольшей деформации  $\varepsilon \rightarrow \varepsilon_{\max}$  и с учетом формулы (3) составит

$$\sigma_n^{\max} = \frac{\sigma_m(1-\varepsilon_{mi})}{(1+x)(1-\varepsilon_{\max})} + \frac{\sigma_m(1-\varepsilon_{mi}) \cdot x}{(1+x)(1-\varepsilon_{\max})}. \quad (4)$$

При тонком матричном слое относительная деформация мягкого слоя  $\varepsilon_{Mi} \rightarrow \varepsilon_{\max}$  и элементарная  $i$ -ая система становится наиболее прочной при условии

$$\sigma_n \geq (1-\varepsilon_{Ti})(1-\varepsilon_{\max}) \quad (5)$$

Неравенство (5) реализуется совместным действием деформационных и материаловедческих факторов и может привести при оптимальных технологических процессах к повышению прочностных характеристик материалов в четыре и более раз [1].

Объединение элементарных конструкций в общую систему «булат» обычно осуществляется подбором «мягких» и «твердых» слоев как по их толщине, так и механическим свойствам. При этом общая прочность системы элементов не является простой суммой прочностей, так как прочности системы объединяются на основе деформационного закона вида [1]

$$\sigma_n = \sum_{i=1}^n \sigma_i \frac{H_0}{H_i}, \quad (6)$$

где  $\sigma_i$  - предел прочности  $i$ -того слоя системы;

$H_i$  - толщина  $i$ -того слоя системы.

Проведенный анализ прочностных характеристик булатных сталей показал, что подбором числа  $n$  элементарных слоев и их значений предела прочности  $\sigma_i$  можно существенно увеличить прочностные свойства всей системы.

Другой важнейшей характеристикой рассматриваемых структур булатных сталей является упругость. Исследование существующих булатов показывает, что рассматриваемые конструкции обладают весьма большими величинами изгибных деформаций, позволяющими осуществлять их изгиб до  $180^\circ$  и более. При этом радиальные деформации конструкции не должны превышать 70%. В этих условиях реальный модуль упругости  $E$  элементарной конструкции, состоящей из двух слоев ( $T+M$ ) должен значительно отличаться от простого соотношения модулей упругости вида

$$E = E_m + E_M, \quad (7)$$

где  $E_m, E_M$  - модули упругости соответственно твердого и мягкого слоя конструкции.

Резкое уменьшение модуля упругости  $E$  или увеличение относительной деформации  $\varepsilon$  в упругой зоне должны обеспечивать сочетание упругих свойств твердого и мягкого слоев конструкции.

По аналогии с вышеизложенным можно считать, что изменение модуля упругости принятой конструкции булатной стали  $E$  осуществляется по зависимости [1]

$$E = E_m \frac{\varepsilon_{mp}}{\varepsilon_p} + \varepsilon_m \frac{\varepsilon_{mp}}{\varepsilon_p}, \quad (8)$$

где  $\varepsilon_{mp}$ ,  $\varepsilon_{mr}$  - относительные радиальные деформации соответственно твердого и мягкого слоев;

$\varepsilon_p$  - относительные радиальные деформации всего пакета конструкции.

Можно считать, что при совместной деформации булатной стали имеет место примерное равенство радиальных деформаций мягкой и твердой составляющих, т.е.  $\varepsilon_{mp} = \varepsilon_{mr}$ . Тогда значения модулей упругости составляющих слоев булатной стали определяются по следующим формулам:

$$E_m = E \frac{\varepsilon_{mp}}{[\varepsilon]}; \quad E_m = E \frac{\varepsilon_{mr}}{[\varepsilon]}, \quad (9)$$

где  $[\varepsilon]$  - допустимая или эксплуатационная величина относительной деформации конструкции.

Анализ зависимостей (1), (6), (8), (9) дает основание сделать вывод о том, что при подборе материалов для булатной стали необходимо учитывать соотношения между деформациями  $\varepsilon_{mp}$  и  $\varepsilon_{mr}$ , обеспечивающие значительное снижение величины  $\varepsilon_{mp}/\varepsilon_{mr}$  за счет уменьшения толщины начальных слоев  $H_m$  и  $H_m$ . Одновременно это позволит снизить модуль упругости конструкции  $E$  пропорционально отношению  $H_m/H_m$ . Однако более подробные металлографические исследования деформационных процессов, протекающих при получении булатных сталей и изделий из них, указывают на необходимость разработки специальной теории многослойных систем с развитыми межкристаллическими связями. Для этих целей может быть использована теория формирования высокопрочных и сверхпрочных состояний металлов и сплавов, базирующаяся на электронно-дислокационной модели деформационного разрушения твердого тела [2].

**Список литературы:** 1. Кохан Л.С., Горбылев А.Ю. Оценка прочности и упругости материалов типа «Булат» / Сборник научно-методических трудов, программ и студенческих работ по технологии художественной обработки материалов. Выпуск V. М., 2001. С. 116 – 118. 2. Бутенко В.И. Высокопрочные и сверхпрочные состояния металлов и сплавов. М.: Изд-во ТРТУ, 2003. 219 с.

## ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА СТОЙКОСТЬ ПРЕСС-ФОРМЫ ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ ХУДОЖЕСТВЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ

**Чернышева Д. А., Бутенко В. И., Шаповалов Р. Г.**  
(кафедра механики, ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

Пресс-формы, используемые для прессования при кристаллизации художественных изделий, работают в сложных условиях эксплуатации. В связи с тем, что сложнопрофильную отливку из цветного сплава невозможно извлечь после кристаллизации из пресс-формы, то отливку обычно оформляют в так называемых разовых стержневых вкладышах, которые затем разрушаются при извлечении готовой отливки. Для получе-

ния следующих отливок применяют новые стержни до момента образования в них отливок, после чего процесс повторяют. В связи с этим отдельные части пресс-формы многократно подвергаются тепловому удару заливаемого металла, а также давлению металла на металлические части пресс-формы, которые постепенно разрушаются. К таким частям пресс-формы относятся элементы литниковой системы, каналы и прорези в пуансоне для подачи металла в литниково-питательную систему. Следует отметить, что сам пуансон является металлоприемником матрицы, в которую наливается металл и под давлением поднимается в верхнюю часть пуансона, заполняя литниковые питатели и питая отливку [1].

Выход из строя пресс-формы может быть обусловлен следующими причинами: появлением сетки трещин разгара, образованием термических трещин, смятием и износом литниково-питательной системы пресс-формы. Каждая из указанных причин находится в зависимости от температурного режима работы пресс-формы, удельного давления прессования и физико-механических свойств материала пресс-формы.

При заливке металла происходит разогрев поверхности пресс-формы, который в условиях контакта с расплавленным металлом может привести к увеличению газонасыщаемости поверхности металлоприемника и пуансона, их необратимому формоизменению и протеканию структурных превращений, приводящих к снижению прочности и износостойкости. Необратимое формоизменение поверхности пресс-формы обусловлено анизотропией коэффициента термического расширения и наличием температуры по сечению. Установлено, что изменение размеров образцов из углеродистой стали может достигать 1% за один цикл нагрева пресс-формы до температуры  $600^{\circ}+50^{\circ}\text{C}$  и последующего резкого охлаждения. При этом необратимое формоизменение легированных сталей для штампов и пресс-форм (например, сталей 4X5B2ФС, 5XНБ и др.) значительно меньше, чем у углеродистых сталей. Однако сказанное относится лишь к тому случаю, когда в процессе нагрева и охлаждения материала пресс-формы не протекают структурные и фазовые превращения. Если разогрев рабочей поверхности пресс-формы сопровождается структурными изменениями материала, то процесс формоизменения существенно усложняется, так как объемные изменения могут дополнительно вызываться различием удельных объемов исходных и образующихся фазовых составляющих [2]. Этим, по-видимому, можно объяснить установленную опытным путем повышенную стойкость сталей (например, стали 3X2B8, используемой для литья медных сплавов) со сравнительно невысокой твердостью (до 40–45 HRC) по сравнению с закаленной углеродистой сталью, имеющей твердость 48–50 HRC и выше.

Таким образом, можно считать, что поверхностные слои металла пресс-формы находятся в процессе эксплуатации под действием напряжений, обуславливающих возникновение термической усталости. Ее первым проявлением является образование на рабочей поверхности пресс-формы сетки трещин разгара, которая в дальнейшем приводит к появлению глубоких термических трещин.

Появление трещин на поверхности, транспортирующей заливаемый металл в полости пресс-формы, возможно также за счет адсорбционно-поверхностных эффектов (эффект Ребиндера), имеющих место при взаимодействии жидких металлов или газов с металлами. Особенности этого эффекта являются резкое снижение механических свойств поверхности металла и быстрое взаимодействие ее с заливаемым металлом, вызывающее разрушение поверхностного слоя пресс-формы за минуты или даже секунды.

Износ пресс-формы может быть вызван как высоким удельным давлением прессования, так и некачественным изготовлением рабочих частей поверхности пресс-формы, например, низкого качества шероховатости, формы паза и т.д.

В момент прессования художественных изделий происходят соприкосновения паза пуансона, его торца и металлоподводящих питателей с расплавленным металлом при больших скоростях, гидродинамических ударах и при высоком давлении. При увеличении числа циклов теплосмен  $N_{\Theta}$  (или заливок металла) шероховатость рабочей поверхности пресс-формы  $Ra$  увеличивается (рис. 1, а). Установлено также, что шероховатость рабочей поверхности пресс-формы  $Ra$  зависит от материала пресс-формы и температуры  $\Theta$  заливаемой в нее металла будущей отливки (рис. 1, б).

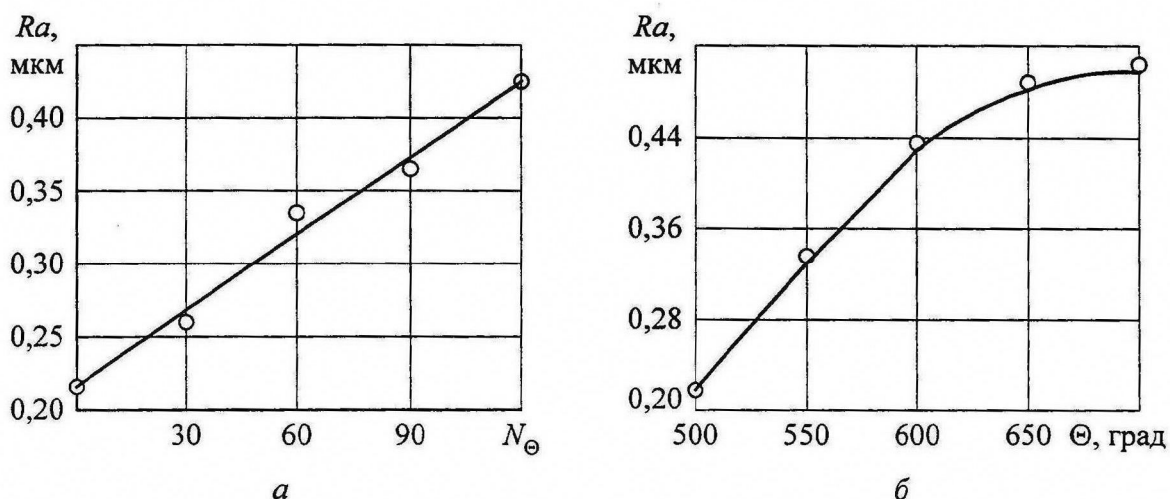


Рис. 1. Изменения шероховатости рабочей поверхности пресс-формы  $Ra$  от числа циклов теплосмен  $N_{\Theta}$  (а,  $\Theta=550^{\circ}\text{C}$ ) и температуры  $\Theta$  заливаемого металла (б,  $N_{\Theta}=60$ ), сталь 3Х2В8

Из анализа данных, приведенных на рис. 1, следует, что в условиях прессования художественных изделий питатель пресс-формы изнашивается за счет повышения шероховатости поверхности, которое одновременно приводит к понижению сопротивления материала термической усталости.

Выполненные исследования факторов, влияющих на стойкость пресс-формы для прессования художественных изделий, показывают, что физико-механические свойства материала пресс-формы должны обеспечивать высокие сопротивления термической усадке и окислению при повышенной температуре, высокую прочность и износостойкость, а также сохранение геометрических размеров при эксплуатации.

**Список литературы:** 1. Лившиц В.Б., Платинин А.В. Факторы, определяющие стойкость пресс-формы для прессования при кристаллизации художественных изделий // В сб. научно-методических трудов, программ и студенческих работ по технологии художественной обработки материалов. Выпуск V. М.: Изд-во МГАПИ, 2001. С. 110–113. 2. Бутенко В.И. Структурная самоорганизация материала поверхностного слоя обрабатываемой детали. Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2000. 168 с.

## МНОГОКАНАЛЬНАЯ СИСТЕМА ИСПЫТАНИЙ УСТРОЙСТВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

**Богатыренко Р.В., Гапченко А. Г.**

*(Кафедра авиационных приборов и измерений. Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского "ХАИ", Харьков, Украина)*

В настоящее время актуальна проблема автоматизации процессов измерений на существующих механических (электромеханических) стендах. Целью является получение гибкой измерительной системы с возможностью оперативной программно-алгоритмической перенастройки, формирования результатов измерений с заданной дискретностью и требуемой точностью.

Микропроцессорные устройства находят всё более широкое применение в различных областях науки и техники. При этом возникает потребность в многоканальной системе, осуществляющей опрос сигналов датчиков (установленных на борту самолёта, в автомобиле и т.д.) с целью последующей их обработки.

Предлагается реализация подобного устройства с помощью компьютерного интерфейса PCI либо ISA, одного или нескольких портов ввода-вывода, а также набора регистров и мультиплексоров. Предлагаемое устройство представляет собой плату расширения для шины PCI или ISA персонального компьютера. Кроме того, применение подобной платы не ограничивается системой опроса датчиков. Она также может использоваться как устройство, обеспечивающее безопасность подключения экспериментальных периферийных устройств к системной плате персонального компьютера. При подключении устройств, не предусмотренных производителями материнских плат, часто возникают сбои в работе или выход их из строя. При проведении экспериментальных исследований используется дорогостоящее оборудование, выход из строя которого может повлечь за собой серьёзные материальные издержки. Безопасность подключения возможно обеспечить с помощью платы расширения, реализованной рассмотренным ниже методом. Тогда экспериментальные устройства будут подключаться к системной плате через LPT-порты платы расширения и в случае возникновения неисправностей выйдет из строя плата расширения, а не системная плата персонального компьютера. Поводом для разработки подобного устройства также может послужить дороговизна существующих на рынке аналогов, тогда как данная плата расширения имеет относительно невысокую цену при одинаковых технических характеристиках.

Обобщенная структурная схема (рис. 1) предлагаемого устройства состоит из следующих блоков: тридцатидвухразрядный интерфейс PCI, к которому подключается разрабатываемое устройство; мультиплексор данных, предназначенный для обмена данными между интерфейсом PCI и программируемым портом ввода-вывода; мультиплексор адреса, формирующий адреса; программируемый порт ввода-вывода, осуществляющий связь интерфейса PCI с портом LPT; порт LPT, служащий для подключения периферийного устройства.

Мультиплексор адреса построен на элементах И и НЕ и связан с интерфейсом PCI шиной адреса. Управление мультиплексорами данных и адреса осуществляется шиной управления.



Рис. 1. Обобщенная структурная схема многоканального опроса

Программируемый порт ввода-вывода представляет собой программируемый параллельный интерфейс. Данные поступают с мультиплексора данных по общей шине. Адрес – с мультиплексора адреса через два 4-разрядных сдвиговых регистра. Мультиплексор данных реализован четырьмя 8-разрядными регистрами и осуществляет связь с интерфейсом PCI через шину данных. Данные и адреса с интерфейса PCI подаются на мультиплексоры по шинам данных и адреса соответственно. Для управления мультиплексорами предусмотрена шина управления.

На основе обобщенной структурной схемы разработана принципиальная электрическая схема платы расширения. Собрана она на следующей элементной базе: 8-разрядный программируемый параллельный интерфейс серии KP580, предназначенный для преобразования входных сигналов в двоичный код; четыре 8-разрядных регистра серии K555, обеспечивающие разделение 32-разрядного интерфейса PCI; два 4-разрядных регистра той же серии; три элемента НЕ и один элемент И, реализующие мультиплексор адреса и обеспечивающие доступ к необходимой ячейке памяти. Реализован мультиплексор адреса на трёх элементах НЕ, элементе И серии K555 и двух 4-разрядных универсальных сдвиговых регистрах K555IP1.

Разрабатываемое устройство необходимо поместить в определённую область памяти компьютера. Для этого наиболее подходит верхняя память (Upper Memory Area), расположенная между адресами A0000h-FFFFFh. Верхняя память имеет размер 384 Кбайта и зарезервирована для системных нужд. В ней размещаются области буферной памяти адаптеров и постоянная память (BIOS с расширениями). Эта область обычно используется в неполном объёме и прекрасно подходит для размещения разрабатываемого устройства. Для размещения проектируемого устройства наиболее подходит область верхней памяти C0000h-DFFFFh.

На основании предложенной структурной схемы (рис.1) разработан исследовательский стенд с использованием в качестве управляющего микроконтроллера фирмы Atmel. Указанный контроллер реализует снятие регистрируемых параметров и выдачу управляющих сигналов на исполнительные блоки стенда.

Структурная схема стенда (рис. 2) состоит из таких блоков: вычисления, режимов работы, измерителя количества оборотов и искрообразования. Для выдачи результатов измерений предусмотрен блок индикации.



Рис. 2. Структурная схема цифрового стенда контроля датчиков-распределителей

Таким образом, описанная система предоставляет возможность применения её в качестве многоканальной системы исследования датчиков, а также в качестве системы обеспечения безопасности для системной платы персонального компьютера, и при этом обладает такими качествами как простота реализации, невысокая стоимость и высокие технические характеристики.

Поставленные задачи реализованы с использованием микропроцессорного устройства, внедренного в структуру исходного измерительного стенда. Построенная многофункциональная измерительная система контроля датчиков вращения применима для исследования датчиков угла поворота, скорости вращения, датчиков-распределителей.

База данных микроЭВМ может быть расширена значениями выходных сигналов данных датчиков при различных режимах движения с целью увеличения функциональных возможностей процесса проверки функционирования автомобильных датчиков параметров движения и эволюций автомобиля.

**Список литературы:** 1. Михайлов А. Г. Построение алгоритмов комплексного синтеза структур интеллектуальных измерительных систем // МНТК "ИКТМ-2003": Тезисы докладов, - Харьков: "Харьк. авиац. ин-т", 2003. - с.172. 2. Богатыренко Р. В., Михайлов А. Г. Анализ применимости микроконтроллеров серии ATME1 при обработке измерительной информации // МНТК "ИКТМ-2002": Тезисы докладов, - Харьков: "Харьк. авиац. ин-т", 2002. - с.123.

## СТЕНД ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ

Гнитько А. Н. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Для осуществления высокопроизводительной и точной обработки заготовок в условиях автоматизированного производства необходимым условием является своевременная эвакуация стружки из зоны резания. Невыполнение этого условия определяет ограничения производительности и точности обработки.

Значительную актуальность имеет вопрос удаления стружки при фрезеровании пазов, фигурных лабиринтов и т.д. В начальный момент времени, когда свободное пространство паза еще не заполнено отделенной стружкой, элемент стружки выбрасывается из пространства между зубьями на некоторое расстояние. Далее, по мере реализации рабочего процесса, свободное пространство паза заполняется отделяемой стружкой. Поскольку плотность стружки ( $\rho_c = 1,0 \dots 1,5 \text{ г/см}^3$ ) существенно меньше плотности материала обрабатываемой заготовки ( $\rho_m = 7,8 \text{ г/см}^3$ ), то заполнение свободного пространства паза происходит достаточно быстро. Скорость этого процесса определяется геометрическими размерами паза, значением расстояния выброса, а также значением коэффициента разрыхления стружки.

Установлено, что заполнение свободного пространства паза происходит при длине обработки всего 1,0...1,3 см в случае обработки стальных заготовок и 6...8 см при обработке чугунных заготовок. При дальнейшей реализации рабочего процесса с этими параметрами объем отделенной стружки превышает объем свободного пространства, что приводит к сжатию стружки.

Упомянутое явление определяет подпор как рабочим поверхностям фрезы, так и элементам стружки, находящимся в пространстве между зубьями, со стороны уплотненной стружки.

Так как отделенная стружка может иметь твердость, значительно большую по сравнению с твердостью обрабатываемого материала вследствие наклепа и закаливания, то при попадании ее в зону резания имеет место аварийный износ и разрушение режущих кромок лезвий фрезы. Это приводит к снижению ресурса инструмента, точности обработки, повышению шероховатости и увеличению затрат энергии. Решение проблемы обеспечивается своевременным удалением стружки из зоны резания.

Известен способ удаления стружки напорными струями СОТС, который достаточно эффективен в отношении экономических, энергетических и эксплуатационных показателей. Разработан ряд устройств для удаления стружки напорными струями СОТС в процессе фрезерования Т-образных пазов [1]. Предварительные результаты экспериментальных исследований показывают, что их использование позволяет повысить подачу в 2-3 раза за счет своевременного удаления стружки.

Для определения оптимальных режимов резания и функционирования разработанных устройств необходимо проведение комплексных экспериментальных исследований. Для этого спроектирован специальный полноразмерный стенд (рис.1).

На столе 5 универсально-фрезерного станка 6М76П устанавливается динамометр-датчик 1 со столиком 4 и заготовкой 2. При обработке Т-образного паза фрезой 3 производится измерение сил резания. Измеренный сигнал через усилитель 8 передается

для фиксации на приборный щит 7 универсального динамометра 1, осциллограф или персональный компьютер 6.

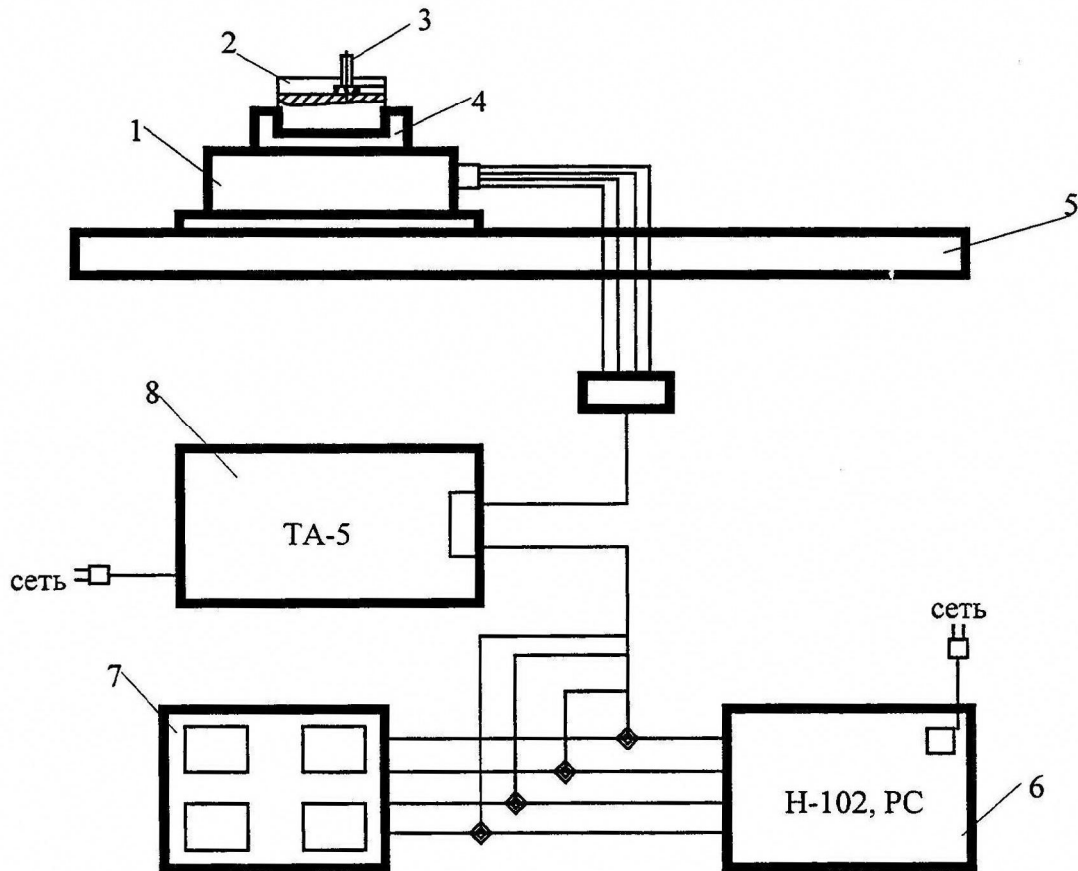


Рис. 1. Схема станка для проведения экспериментальных исследований: 1 – динамометр-датчик; 2 – заготовка; 3 – фреза для обработки Т-образных пазов; 4 – столик, используемый при фрезеровании; 5 – стол станка; 6 – прибор фиксирующий показания динамометра-датчика (осциллограф или компьютер); 7 – приборный щит; 8 – тензоусилитель

При проведении экспериментальных исследований варьированию подвергаются:

- минутная подача  $S_m$ ;
- давление струи СОТС  $p$ ;
- диаметр насадка  $d$  устройства подачи СОТС.

#### Выводы.

1. Разработана конструкция станка для экспериментального определения оптимальных режимов резания закрытых профильных пазов при их фрезеровании.

2. Своевременное удаление стружки напорной струей СОТС при фрезеровании закрытых профильных пазов позволяет повысить подачу в 2-3 раза.

**Список литературы:** 1. Нечпаев В. Г., Гнисько А. Н. Разработка и моделирование системы удаления стружки при фрезеровании закрытых пазов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 27. - С.158 – 165.

## ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРНО – ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ МЕХАТРОНИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Горбатов П.А., Полозов А.Г., Кислун А.В. (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В настоящей работе в качестве объекта совершенствования рассмотрена подсистема привода исполнительного органа (подсистема ПИО) проходческого комбайна КПД стреловидного типа. В состав указанной подсистемы с традиционной структурой входит нерегулируемый асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, редуктор и исполнительный орган в виде двухкорпусной поперечно-осевой фрезы.

Предлагаемое направление совершенствования подсистемы ПИО для соответствующего исполнения комбайна КПД заключается в использовании частотно-регулируемого асинхронного электродвигателя с аппаратурой автоматизации, что позволяет автоматизировать управление скоростью резания  $V_p$  как основным режимным параметром для исполнительного органа. В этом случае подсистема ПИО становится мехатронической, т.к. должна создаваться в виде органически целостного электро-механо-электронного технического объекта, включающего в качестве изначально одинаково важных, технически равноправных не только электрические и механические структурные единицы, но и аппаратуру автоматизации [1]. Такое построение рассматриваемой подсистемы позволит повысить ее технико-экономический уровень за счет упрощения конструкции и улучшения параметров надежности редуктора, являющегося тяжело нагруженным структурным элементом, что особенно актуально при эксплуатации комбайна в проходческих забоях с крепкими породами.

В качестве рационального алгоритма автоматизированного управления предлагается вариант стабилизации среднего уровня момента  $M_p$  на валу исполнительного органа (ИО) при постоянной теоретической производительности  $Q = \text{const}$  путем однопараметрического регулирования режимного параметра  $V_p$  [1]. В этом случае при реализации современных технологических схем последовательной обработки забоя на основе доминирующих поворотных перемещений стрелы комбайна в горизонтальной плоскости скорость перемещения ИО  $V_n$  можно считать постоянной<sup>1)</sup>, значения толщин стружки на резцах  $h = \text{var}$ , средний уровень мощности электропривода на резание  $P_p = \text{var}$ .

Рассмотрим отличительные особенности установления исходных данных и проектирования соответствующего исполнения комбайна КПД.

I. Максимальное значение предела прочности разрушаемых пород при одноосном сжатии  $\sigma_{сжв}$ .

В настоящее время для комбайна КПД в технической характеристике указывается значение  $\sigma_{сжв} = 80$  МПа. Учитывая желательность расширения области применения комбайна по этому фактору и наличие автоматизированной подсистемы ПИО, обеспечивающей стабилизацию  $M_p$ , для рассматриваемого исполнения принимаем  $\sigma_{сжв} = 100$  МПа.

---

<sup>1)</sup> Некоторые кинематические изменения  $V_n$  и  $Q$  (порядка до 10-20%) при поворотных перемещениях стрелы в настоящей работе в первом приближении не рассматриваются.

II. Диапазон автоматизированного регулирования скорости резания  $V_p \in [V_{рн}; V_{рв}]$ .

В соответствии с рекомендациями Донгипроуглемаша [2] приняты следующие граничные значения основного режимного параметра:  $V_{рв} = 2 \text{ м/с}$ , т.к. при выемке крепких пород при более высоких значениях  $V_p$  резко интенсифицируется износ резцов;  $V_{рн} = 1 \text{ м/с}^1$ .

Далее находится требуемый диапазон автоматизированного регулирования частоты вращения ИО  $n_{об} \in [n_{обн}; n_{обв}]$ , соответствующий области изменения скорости резания  $V_p \in [V_{рн}; V_{рв}]$ .

III. Значения толщин стружек  $h_n$  и  $h_b$  при автоматизированном управлении, соответствующие  $V_{рв}$  и  $V_{рн}$  при  $V_n = \text{const}$ .

Наибольшее значение толщины стружки принято равным  $h_b = 4 \text{ см}$ , исходя из ограничения по радиальному вылету резцов, а наименьшее -  $h_n = 2 \text{ см}$ , что можно считать приемлемым с позиций значений удельных энергозатрат при разрушении крепких пород.

Далее можно определить значение рабочей скорости подачи  $V_n$ , соответствующее реализации параметров  $h_n$  и  $V_{рв}$  или  $h_b$  и  $V_{рн}$  ( $m$  – число резцов в линиях резания):

$$V_n = \frac{0,6 \cdot h_n \cdot V_{рв} \cdot m}{\pi \cdot D_{ср}} = 2,3 \text{ м/мин.}$$

IV. Задание значений параметров, которые также относятся к управляемым режимным: величины заглубления в массив  $B_3$  и толщины разрушаемого слоя  $H_c$ .

С учетом конструктивных особенностей ИО, рекомендаций ОСТ 12.44.197-81 и разработчиков комбайна – ведущих специалистов Донгипроуглемаша приняты следующие значения:  $B_3 = 200 \text{ мм}$ ,  $H_c = 480 \text{ мм}$ .

V. Построение зависимости средних за оборот ИО значений момента  $\overline{M}_B$  на валу ИО при  $\sigma_{сжв} = 100 \text{ МПа}$  от толщины стружки  $\overline{M}_B = \overline{M}_B(h)$ .

На рисунке представлена оценочная линейная зависимость  $1 \overline{M}_B = \overline{M}_B(h)$ , построенная применительно к серийному ИО комбайна КПД и вышеуказанным значениям параметров  $B_3$  и  $H_c$  по результатам расчетов  $\overline{M}_B$  в соответствии с ОСТ 12.44.197-81 при  $h_n = 2 \text{ см}$  и  $h_b = 4 \text{ см}$ .

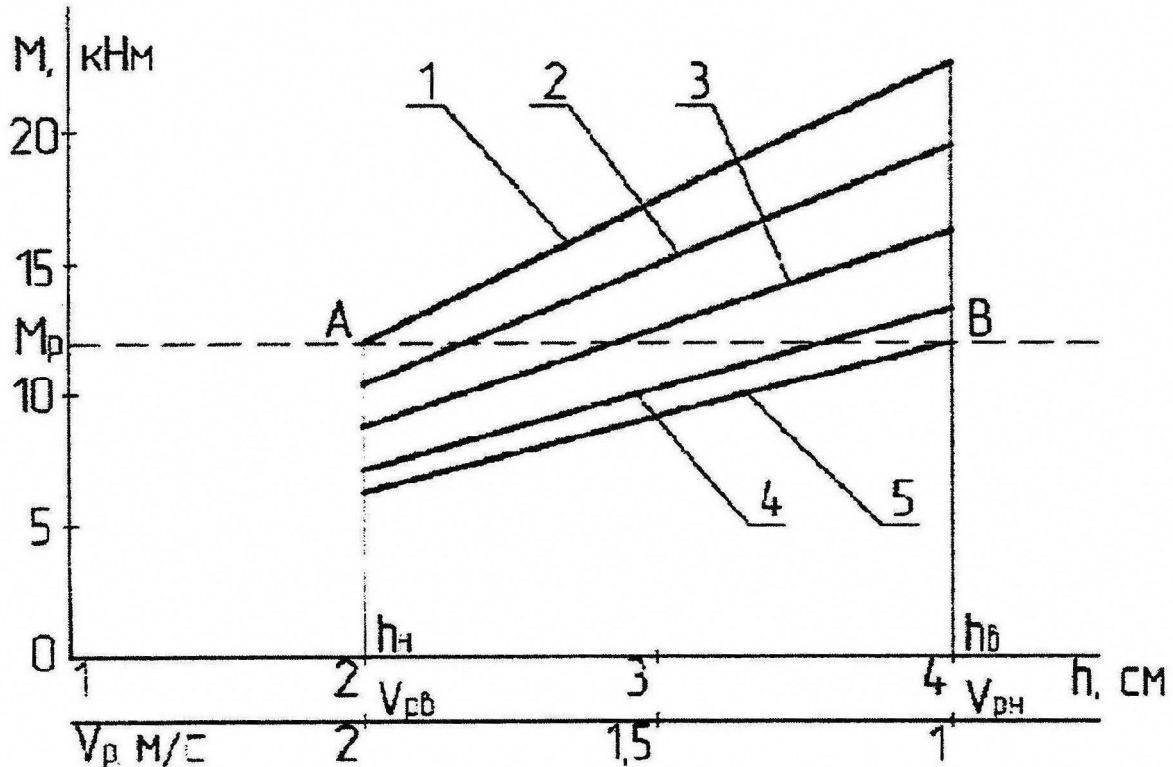
VI. Определение среднего уровня момента  $M_p$  на валу ИО, который аппаратурой автоматизации должен поддерживаться стабильным в процессе эксплуатации комбайна.

Указанное значение, определенное как ордината точки А, см. рисунок, составляет  $M_p = 12,1 \text{ кНм}$ .

VII. Установление нижнего значения предела прочности разрушаемых пород при одноосном сжатии  $\sigma_{сжн}$ , обеспечиваемого рассматриваемым исполнением подсистемы ПИО.

<sup>1)</sup> Параметр  $V_p$  предлагается при решении поставленных задач относить к резцам со средним диаметром  $D_{ср}$  расположения на поперечно-осевой фрезе.

Путем построения промежуточных зависимостей 2, 3, 4 и 5 (см. рисунок) средних за оборот ИО значений момента на валу ИО от толщины стружки  $\bar{M} = \bar{M}(h)$  при понижающихся значениях  $\sigma_{сж}$  (соответственно 90, 80, 70 и 65 МПа) установлено  $\sigma_{сжн}$ ,



соответствующее оценочной прямой 5  $\bar{M}_н = \bar{M}_н(h)$ , проходящий через точку B.

Рис. 1. Установление основных параметров подсистемы ПИО

Т.о. определена область применения исполнения проходческого комбайна КПД с мехатронической подсистемой ПИО по пределу прочности разрушаемых пород  $\sigma_{сж} \in [\sigma_{сжн}; \sigma_{сжв}]$ .

VIII. Выполнение эскизного проекта редуктора на основе следующих подходов:

1) электродвигатель размещается таким образом, чтобы его ось была параллельной оси ИО; это позволяет избавиться от имеющихся в редукторе подсистемы ПИО базового комбайна КПД конических зубчатых колес, которые, как известно, обладают многими весьма существенными недостатками по сравнению с цилиндрическими колесами;

2) реализуется более короткая кинематическая цепь на основе цилиндрических зубчатых колес с минимально возможными (в пределах компоновочных и габаритных ограничений) количеством силовых элементов и передаточным числом;

3) для снижения динамичности нагрузок элементов подсистемы привода целесообразно применение в составе редуктора виброзащитного устройства (ВЗУ) зубчато-пружинного типа. Для определения рациональных динамических и конструктивных параметров ВЗУ предлагается использовать методику, разработанную на кафедре горных машин ДонНТУ [3 - 5];

4) конструкторскими и технологическими решениями, применением ВЗУ обеспечиваются требуемые прочностные запасы наименее жизнестойких структурных элементов редуктора (зубчатых колес, валов и т.д.), исходя из реализации при автоматизированном управлении среднего уровня момента на валу ИО  $M_p = 12,1$  кНм.

IX. Выбор асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором для подсистемы ПИО осуществляется прежде всего с учетом следующих условий:

1) габариты двигателя должны обеспечивать его вписываемость в имеющееся свободное пространство в корпусе стрелы;

2) реализация момента  $M_p = 12,1$  кНм должна соответствовать области устойчивой работы электродвигателя, т.е. должно выполняться условие:

$$M_{уст} > M_p (I_p \eta_p)^{-1},$$

где  $M_{уст}$  - устойчивый момент двигателя;  $\eta_p$  - КПД редуктора.

X. Аппаратура автоматизации должна обеспечивать формирование искусственных статических механических характеристик электродвигателя для реализации управляющего алгоритма в соответствии с правилом М.П.Костенко [1]:

$$\frac{U_1}{f_1} = \frac{U_2}{f_2} = \dots = const,$$

где  $U$  и  $f$  – соответственно величина действующего значения и частота питающего напряжения.

При этом регулирование  $f$  и  $U$  должно осуществляться вниз от номинальных значений этих параметров, т.е.  $f < f_c$  и  $U < U_n$ , где  $f_c = 50$  Гц и  $U_n = 660$  В – номинальные значения рассматриваемых параметров.

В соответствии с вышеизложенным сценарием можно проектировать мехатронические подсистемы ПИО современных проходческих комбайнов для конкретных условий их эксплуатации.

**Список литературы:** 1. Горбатов П.А., Петрушкин Г.В., Лысенко Н.М. Горные машины и оборудование – В 2-х т. Т.1. – Донецк: РИА ДонНТУ, 2003. – 295 с. 2. Мизин В.А., Мизин С.В. Обоснование кинематической схемы привода исполнительного органа проходческого комбайна для оптимизации режимов разрушения пород различной крепости // Инженер. – Донецк: ДонНТУ, 2003. № 3. – С. 144 – 146. 3. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Укрепин С.А. Установление рациональных параметров виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа // Труды Донецкого государственного технического университета. Выпуск 7, серия горноэлектромеханическая. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – С. 45 – 50. 4. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Андыбор А.М. Диссипативные параметры виброзащитных устройств зубчато-пружинного типа // Всеукраинский научно-технический журнал «Вибрации в технике и технологиях». – 2001. № 3 (19). – С. 52 – 55. 5. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Некрасова Н.И. Проектирование виброзащитно-отключающего устройства для подсистем приводов выемочных машин // Инженер. – Донецк: ДонНТУ, 2003, № 4. – С. 110 – 112.

## ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ПОДСИСТЕМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА КПД

Горбатов П.А., Поцешук А.Н. (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Гусеничные подсистемы перемещения (подсистемы ПВМ) проходческого комбайна представляют собой сложные электро-гидро-механические объекты, состоящие из большого количества сборочных единиц и деталей. Обе подсистемы ПВМ в составе комбайна КПД включают:

а) общие электродвигатель и насос НШ 63-63-32 со ступенчатым регулированием подачи; при маневрах комбайна со скоростью подачи  $V_{nm}$  работают две секции с рабочим объемом  $63 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об на два гидромотора (каждая секция на свой гидромотор), а при уборке отбитой горной массы со скоростью  $V_{np}$  работает одна секция с рабочим объемом  $32 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об на два гидромотора подсистем ПВМ;

б) индивидуальные гидромоторы (ГМ) ГРВ-600 с рабочим объемом  $565 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об, редукторы и приводные элементы движителей (ПЭД) в виде двух ведущих звезд (рис.1а).

Для удержания машин, работающих в условиях наклонных горных выработок, применены встроенные в редукторы тормозные устройства (ТУ) на основе гидравлически управляемых кулачковых муфт.

Редукторы подсистем ПВМ образованы прямозубыми цилиндрическими передачами и сдвоенным планетарным механизмом (рис.1а). Последний имеет большое число тяжело нагруженных деталей в ограниченном объеме, что существенно ухудшает технический уровень подсистем. Таким образом, к недостаткам применяемого планетарного редуктора можно отнести:

— сложность конструкции и высокая металлоемкость, что приводит к дороговизне механизма;

— сложность технического обслуживания и недостаточная надежность.

Исходя из вышеизложенного, предлагается применить новую гидропередачу, которая позволит существенно снизить передаточное число механического редуктора.

Предложенное структурное решение подсистем ПВМ для модернизированного комбайна КПДМ представлено на рис.1б.

Примененная гидропередача состоит из насоса НШ 63-63-32 и двух гидромоторов 1ДП4 с рабочим объемом  $40 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/об. Значительное увеличение рабочего объема указанных гидромоторов позволило сформировать редуктор на основе только цилиндрических зубчатых передач и избавиться от сдвоенного планетарного механизма.

При решении поставленной задачи установлены рациональные взаимосвязи между основными силовыми параметрами гидропередачи: устойчивым давлением рабочей жидкости в напорной гидролинии  $p_{уст}$ ; давлением настройки предохранительного клапана  $p_k$ ; предельными давлениями насоса  $p_{пр н}$  и гидромотора  $p_{пр м}$ , то есть такими давлениями, которые допускаются конструкциями этих гидромашин. На рис.1в приведены указанные параметры, характеризующие на качественном уровне устойчивый режим работы гидропередачи комбайна КПДМ, когда при установившихся режимах нагружения максимальные мгновенные значения  $p_{nm}$  давления рабочей жидкости  $p_n$  не достигают давления  $p_k$ .

Условие устойчивости работы гидропередачи имеет вид:

$$P_k > P_{уст} \cdot \Pi \text{ или } P_k > P_{нм},$$

где  $\Pi$  — показатель, характеризующий степень динамичности процесса  $p_n$  при запортом предохранительном клапане.

Устойчивое давление соответствует максимальному значению  $\bar{P}_{нм}$  среднего уровня давления в нагнетательной гидролинии  $\bar{P}_n$ :

$$P_{уст} \equiv \bar{P}_{нм}$$

При этом также должно обеспечиваться соотношение:

$$P_{нр} > P_k \cdot \Pi_y,$$

где  $P_{нр}$  — наименьшие из предельных давлений  $P_{нр н}$  и  $P_{нр м}$  гидромашин, находящихся в структуре гидропередачи;

$\Pi_y$  — показатель чувствительности по давлению гидропередачи в режиме сброса рабочей жидкости через предохранительный клапан при установившемся процессе работы последнего.

Параметры, используемых гидромашин должны отвечать условию:

$$P_i \geq P_{во i},$$

где  $P_i$  — значение выходной мощности на движителях, которое обеспечивают подсистемы ПВМ комбайна, кВт;

$P_{во i}$  — требуемое значение выходной мощности каждой подсистемы ПВМ комбайна, кВт.

$$P_i = Q_{ном i} \cdot (P_{уст} - \bar{P}_e) \cdot (\eta_{нм} \cdot \eta_p \cdot \eta_d)^S \cdot 10^{-3},$$

$$P_{во i} = \frac{Y_{ni} \cdot V_{ni} \cdot 10^{-3}}{60}.$$

Здесь  $i = 1, 2$  — номер режима движения комбайна;  $i = 1$  при скорости перемещения  $V_{нм}$  и  $i = 2$  при скорости  $V_{нр}$ ;

$Q_{ном i}$  — номинальная подача насоса, м<sup>3</sup>/с, соответствующая подаче одной секции с рабочим объемом  $63 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об ( $i = 1$ ) или секции с рабочим объемом  $32 \cdot 10^{-6}$  м<sup>3</sup>/об ( $i = 2$ );

$\bar{P}_e$  — средний уровень давления во всасывающей гидролинии, МПа;

$\eta_{нм}$ ,  $\eta_d$ ,  $\eta_p$  — коэффициенты полезного действия: полный гидромотора, движителя и редуктора соответственно;

$S$  — число гидромоторов в гидропередаче;

$Y_{ni}$  — максимальное требуемое тяговое усилие на двух звёздах каждой подсистемы ПВМ при маневровой  $V_{нм}$  и рабочей  $V_{нр}$  скоростях движения комбайна, Н;

$V_{ni}$  — требуемая скорость перемещения комбайна, м/мин, в  $i$  — м режиме.

Для нормальной работы подсистем ПВМ необходимо выполнение условий:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{ном i} \geq \frac{\omega_{mp} \cdot U_p \cdot q_m \cdot S}{\eta_{ом} \cdot 2\pi}, \\ \omega_{mp} \cdot U_p \leq \omega_{м.мах.} \end{array} \right.$$

Здесь  $\omega_{mp}$  – требуемое значение частоты вращения приводного элемента движителя,  $c^{-1}$

$$\omega_{mp} = \frac{V_{ni}}{60 \cdot r_n};$$

$r_n$  – средний радиус приложения тягового усилия к звезде, м;

$U_p$  – передаточное число редуктора

$$U_p \geq \frac{Y_{ni} \cdot r_n}{M_{уст} \cdot \eta_p \cdot \eta_d \cdot S};$$

$M_{уст}$  – устойчивый момент на валу гидромотора, Н·м, соответствующий давлению  $p_{уст}$

$$M_{уст} = ((p_{уст} - \bar{p}_в) \cdot q_m \cdot \eta_{мм}) / 2\pi;$$

$q_m$  – рабочий объем гидромотора,  $см^3/об$ ;

$\eta_{ом}$ ,  $\eta_{мм}$  – объемный и механический коэффициенты полезного действия гидромотора;

$\omega_{м max}$  – максимальная частота вращения ротора гидромотора по технической характеристике,  $c^{-1}$ .

Таким образом, применение новой гидропередачи с более высоким гидравлическим передаточным числом позволило избавиться от сложного сдвоенного планетарного механизма и сформировать редуктор только на основе цилиндрических зубчатых передач.

**Список литературы:** Горбатов П.А., Петрушкин Г.В., Лысенко Н.М. Горные машины и оборудование – В 2-х т. Т. 1-Донецк: РИА ДонНТУ, 2003.-295 с.

## АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ДАТЧИКА СИЛЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЛОСКОГО ШЛИФОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ

Горобец И.А., Борисов Д.Н. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

На Украине четвертое место среди экспортируемой продукции занимает продукция камнеобработки. Повышение производительности технологических процессов обработки природного камня, снижение себестоимости его изготовления позволит повысить конкурентоспособность готовой продукции из украинского камня.

При обработке поверхностного слоя материала на плоскошлифовальных станках формируется сила резания, характер которой зависит от режимов абразивного резания, свойств материала и инструмента, параметров СОТС и прочих факторов. От характера и величины формируемой силы резания зависит и качество обработанного поверхностного слоя заготовки. Поэтому исследования характера сил, образующихся при обработке заготовки, является актуальными.

Одним из чувствительных элементов измерительного устройства для определения сил резания при плоском шлифовании торцом абразивного круга является датчик силы [1-2], связанный с плитой, на которой закреплена обрабатываемая заготовка. Рассмотрим параметры конструкции датчика силы, рис.1, разработав его модель, рис.2, в программной среде «ANSYS» [3]. Моделирование в среде «ANSYS» позволит изучить особенности деформации элементов детали отдельно от каждой составляющей приложенной силы и проанализировать взаимное влияние осевых составляющих сил на деформации в других направлениях. Результаты теоретических исследований позволят еще на стадии проектирования тензометрического датчика определить рациональные схемы расположения чувствительных элементов (в качестве которых используются тензорезисторы), эффективность разработанной конструкции.

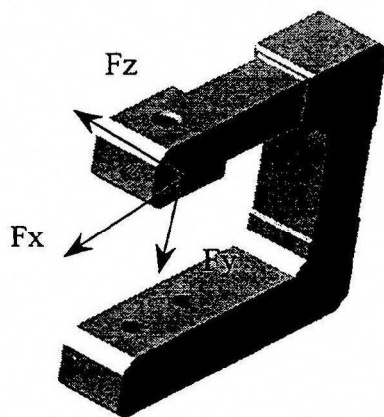


Рис. 1. Трехмерная модель конструкции датчика

Вместе с тем, сложность конструкции детали и переменное направление измеряемой силы усложняют задачу выбора рациональной схемы размещения тензорезисторов для измерения составляющих силы.

Для проведения расчетов в среде ANSYS была создана трехмерная модель детали датчика в среде «Компас-3D». Затем готовая модель была импортирована в ANSYS и разбита на конечные элементы (рис. 2) в автоматическом режиме, были наложены связи, имитирующие закрепление детали. При моделировании к датчику силы были поочередно приложены отдельные составляющие измеряемой силы, конечноэлементная модель датчика рассчитана на статическую прочность.

Результатами расчета являются поля деформаций детали по всем осевым направлениям для каждой схемы нагружения. Полученные результаты позволяют проанализировать влияние каждой составляющей силы на деформации участков детали для выбора правильной схемы измерения.

Сила  $F_x$  вызывает на поверхностях А и Б в направлении  $x$  деформации растяжения. Пропорциональные им напряжения находятся в пределах 34...106 МПа, рис.4.

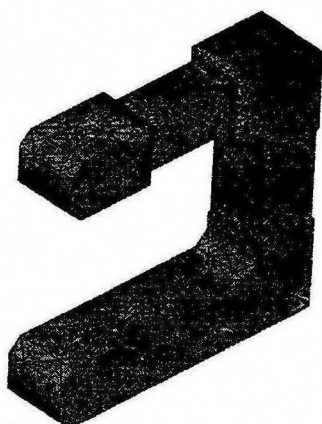


Рис. 2. Конструктивная схема датчика, разбитая на конечные элементы

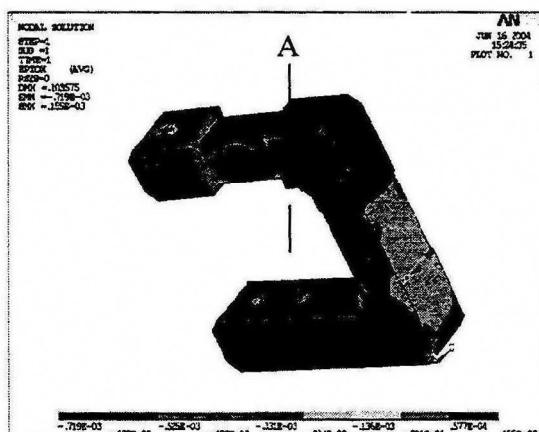


Рис. 3. Поля деформаций детали под действием силы  $F_x$  в направлении оси  $Ox$

В направлении оси  $Oy$  действие силы  $F_x$  обусловило деформации поверхностей Д и Е. Пропорциональные им напряжения растяжения лежат в пределах 71..126 МПа, напряжения сжатия – в пределах -41..-122 МПа, рис.5,6.

Таким образом, можно сделать вывод, что сила  $F_x$  практически не оказывает влияния на деформации поверхностей А и Б в направлениях  $Oy$  и  $Oz$ . Влияние силы на поверхностях А и Б выражено лишь в направлении оси  $Ox$ . Однако при расположении тензорезисторов вдоль площадок А и Б и электрическом соединении их по полумостовой схеме, влияния усилия  $F_x$  на измерения будут компенсироваться разностью напряжений, на тензорезисторах. На деформации поверхностей В и Г сила  $F_x$  оказывает значительное влияние в направлении  $Oy$ , следовательно для измерения усилия  $F_x$  на площадках В и Г необходимо разместить тензорезисторы. При этом продольная ось тензорезисторов должна совпадать с осью  $Oy$ .

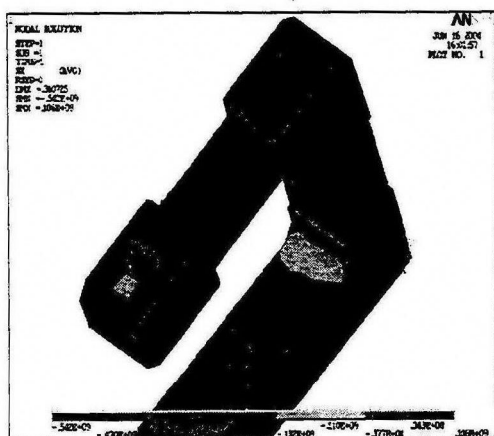


Рис. 4. Поля напряжений детали под действием силы  $F_x$  в направлении оси  $Ox$

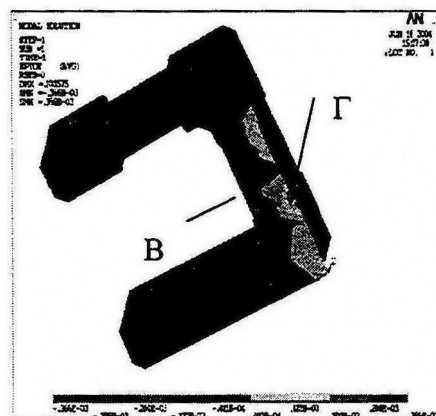


Рис. 5. Поля деформаций детали под действием силы  $F_x$  в направлении оси  $Oy$

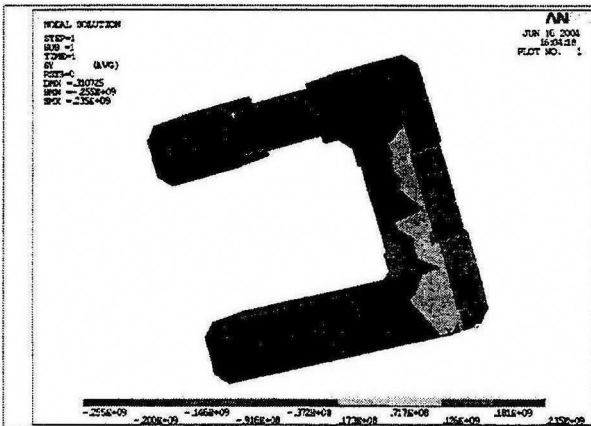


Рис. 6. Поля напряжений детали под действием силы  $F_x$  в направлении оси  $Oy$

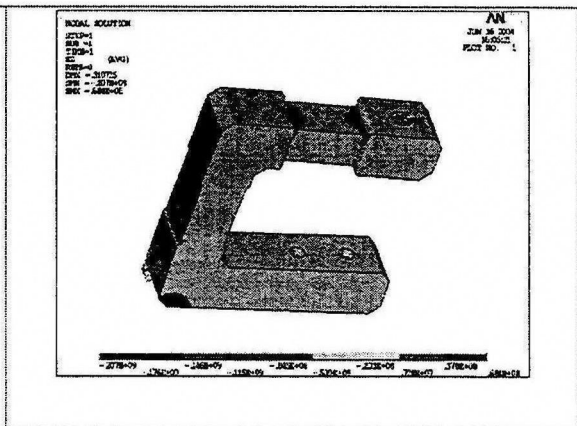


Рис. 7. Поля напряжений детали под действием силы  $F_x$  в направлении оси  $Oz$

Рассмотрим схему нагружения тензодатчика усилием  $F_y$ , выполнив анализ полей деформаций и напряжений элементов конструкции, рис.8-13.

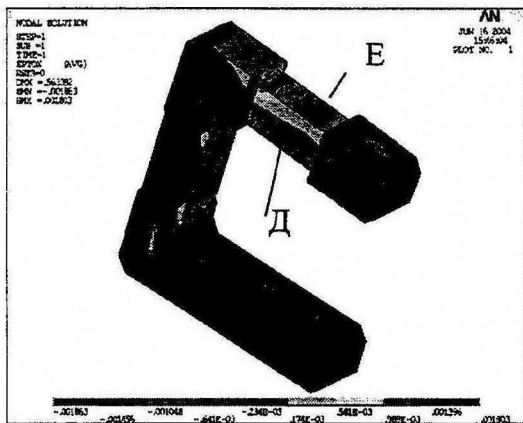


Рис. 8. Поля деформаций датчика под действием силы  $F_y$  в направлении оси  $Ox$

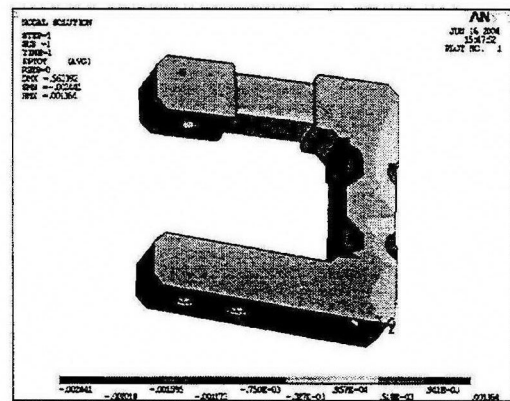


Рис. 9. Поля деформаций датчика под действием силы  $F_y$  в направлении оси  $Oy$

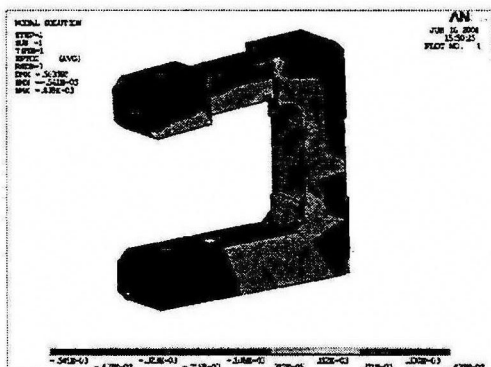


Рис. 10. Поля деформаций детали под действием силы  $F_y$  в направлении оси  $Oz$

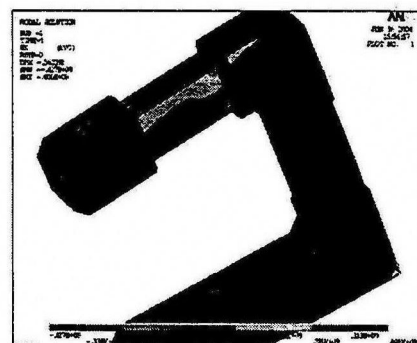


Рис.11. Поля напряжений детали под действием силы  $F_y$  в направлении оси  $Ox$

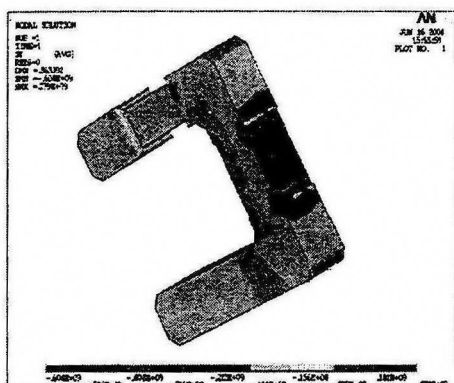


Рис.12. Поля напряжений детали под действием силы  $F_y$  в направлении оси  $Oy$

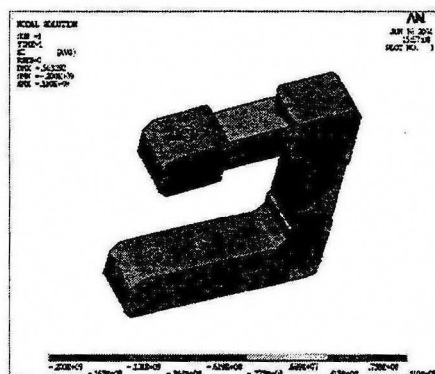


Рис.13. Поля напряжений детали под действием силы  $F_y$  в направлении оси  $Oz$

В направлении оси  $Ox$  действие силы  $F_y$  обусловлено деформациями поверхностей А и Б. Пропорциональные им напряжения растяжения лежат в пределах 36..128 МПа, напряжения сжатия – в пределах -57..-149 МПа. На поверхностях Д и Е в направлении оси  $Ox$  возникают неравномерные деформации, поэтому тензорезисторы, предназначенные для измерения силы  $F_z$  необходимо располагать в центральной части поверхностей Д и Е вдоль оси  $x$ , для исключения влияния  $F_y$  на показания датчиков  $F_z$ , рис.14.

Поскольку из анализа рис.12 очевидно постоянство напряжений на поверхностях В и Г от действия усилия  $F_y$  (напряжения растяжения лежат в пределах 25..181 МПа, напряжения сжатия – в пределах -114..-212 МПа), то тензорезисторы для измерения усилия  $F_x$  целесообразно располагать на поверхностях В и Г с соединением их по тандем-дифференциальной схеме, рис.14 [1].

Рассмотрим схему нагружения датчика усилием  $F_z$ , выполнив анализ полей деформаций и напряжений элементов конструкции, рис.14-20.

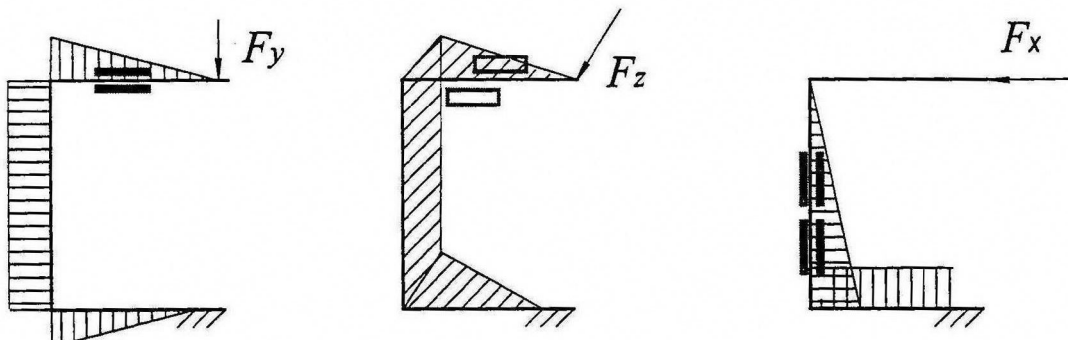


Рис. 14. Схема расположения чувствительных элементов на поверхностях датчика

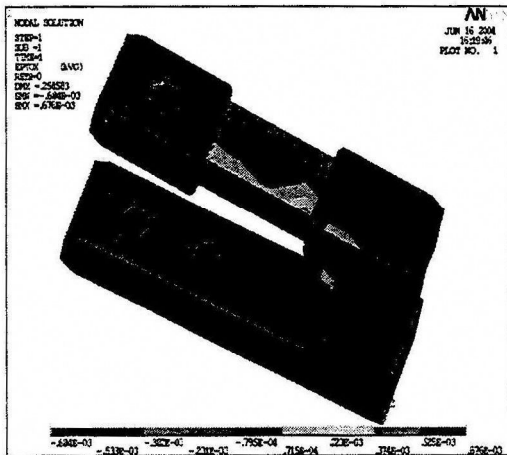


Рис.15. Поля деформаций датчика под действием силы  $F_z$  в направлении оси  $Ox$

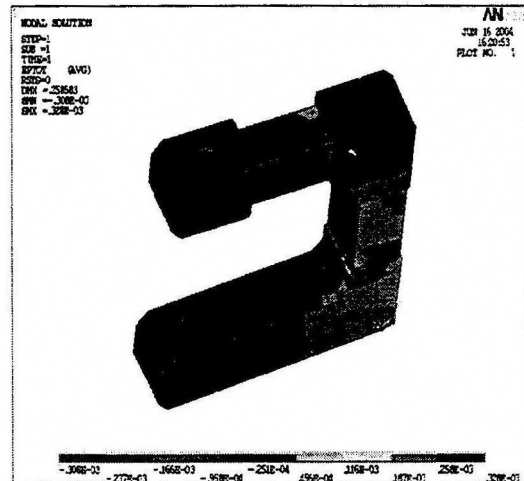


Рис. 16. Поля деформаций датчика под действием силы  $F_z$  в направлении оси  $Oy$

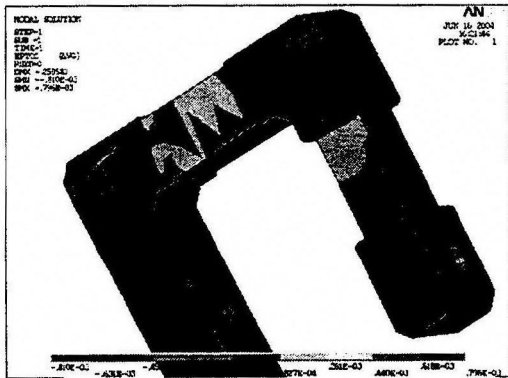


Рис.17. Поля деформаций детали под действием силы  $F_z$  в направлении оси  $Oz$

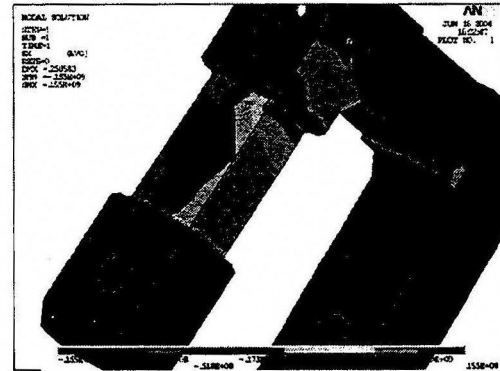


Рис.18. Поля напряжений детали под действием силы  $F_z$  в направлении оси  $Ox$

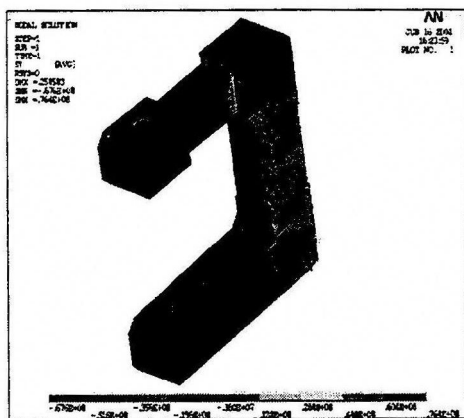


Рис.14. Поля напряжений датчика под действием силы  $F_z$  в направлении оси  $Oy$

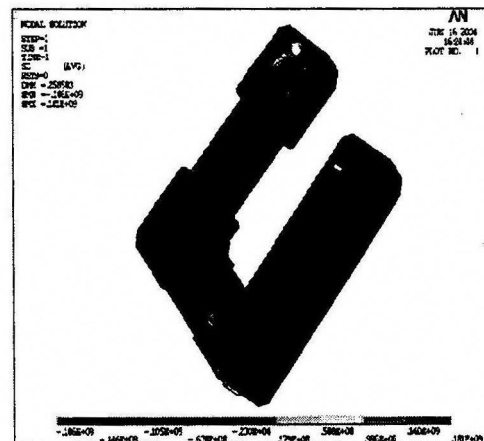


Рис.20. Поля напряжений датчика под действием силы  $F_z$  в направлении оси  $Oz$

В направлении оси  $Ox$  действие силы  $F_z$  обусловило деформации поверхностей Д и Е датчика. Пропорциональные им напряжения растяжения находятся в пределах 17..51 МПа, напряжения сжатия – в пределах -17..-51 МПа. На поверхностях А и Б датчика в направлении  $Ox$  возникают неравномерные деформации, поэтому тензорезисторы измерения силы  $F_y$  необходимо располагать на центральной части поверхностей А и Б во избежание влияния силы  $F_z$  на показания тензорезисторов, измеряющих усилие  $F_y$ .

В направлении оси  $Oy$  на поверхностях В и Г возникают неравномерные деформации от усилия  $F_z$ , поэтому тензорезисторы для измерения силы  $F_x$  необходимо клеить на центральной части поверхностей В и Г, во избежание влияния силы  $F_z$  на показания чувствительных элементов, измеряющих усилие  $F_x$ .

В соответствии с предложенной схемой расположения чувствительных элементов на поверхности датчика силы была разработана схема электрических соединений тензорезисторов, воспринимающих усилия  $F_x$ ,  $F_y$  и  $F_z$ .

Теоретическими исследованиями установлен линейный характер деформаций поверхностей с чувствительными элементами датчика от прилагаемых усилий, рис.22-24.

Испытания тензометрического стола, оснащенного разработанными датчиками силы, показали его работоспособность и удовлетворительную работу при измерениях динамически изменяющихся усилий абразивной обработки заготовок из камня.

**Список литературы:** 1. Болтян А.В., Горобец И.А. Теория инженерных исследований Учебное пособие (издание 2-е переработанное и дополненное).- Донецк, ДонНТУ, 2004. – 162 с. 2. Gorobets I., Mikhajlov A., Golubov M. Die Formierungsbesonderheiten der Schleifenskräfte des Steines.- Modern Technologies, Quality, Restructuring International Conference T.M.C.R – Bulletin of the Politechnic institute of Iassy, Iassy, Romania 27-29 of May 2004 , Vol. A - S.61-65. 3. Конюхов А.В. Основы анализа конструкций в «ANSYS».- Казань: 2001.-235с.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАССТОЯНИЯ ОТ ЦЕНТРА МНОГОГРАННЫХ ПЛАСТИН РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ ДО ИХ ВЕРШИН

Гринёв Ю.А., Холод В.М. (каф. МСтанки, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

При проектировании и исследовании сборного режущего инструмента необходимо знать расстояние от центра режущей сменной многогранной пластины (СМП) до ее вершины.

Расстояние от центра пластины до ее вершины изменяется и зависит от конструктивных параметров пластины, которые взаимосвязаны между собой. Для стандартных СМП в ГОСТах предусмотрены следующие конструктивные параметры (рис. 1):  $d$  – диаметр вписанной окружности,  $l$  – длина режущей кромки острозаточенной пластины,  $r$  – радиус при вершине пластины,  $m$  – расстояние от вершины пластины до диаметра вписанной окружности (для четырехгранных и шестигранных СМП) или расстояние от вершины пластины до противоположной грани (для трехгранных и пятигранных СМП).

При разработке расчетных оптимизационных программ существует два пути получения информации о расстоянии между центром пластины и ее вершиной в зависимости от формы и размера СМП, и величины радиуса при вершине:

- ручной или автоматический выбор из предварительно введенной таблицы данных о конструктивных параметрах для различных по размеру и форме пластин с различными радиусами при вершине;

- расчет по входным данным о форме (угол при вершине  $\varepsilon$ ), размере (диаметр вписанной окружности  $d$ ) и радиусе при вершине  $r$ .

На наш взгляд, более рациональным является второй способ, так как сокращается время разработки и ввода исходных данных при работе с программой, исключаются ошибки при вводе данных, повышается точность расчета.

В связи с этим, целью работы является получение зависимости для определения расстояния между центром стандартных СМП и их вершинами при известных диаметре вписанной окружности  $d$ , угле при вершине  $\varepsilon$  и радиусе при вершине  $r$ .

Рассмотрим квадратную СМП (рис. 2). На рисунке 2:  $R$  – расстояние от центра пластины до ее вершины,  $R1$  – радиус окружности описанной вокруг острозаточенной пластины,  $R2$  – радиус окружности описанной вокруг квадрата, радиус вписанной окружности которого равен радиусу при вершине  $r$ .

Расстояние  $R$  между центром СМП и ее вершиной найдем как сумму разности между радиусами  $R1$ ,  $R2$  и величины радиуса при вершине  $r$ .

Радиус  $R1$  определим из треугольника  $ABC$  как:

$$R1 = \frac{d}{2 \sin \frac{\varepsilon}{2}}. \quad (1)$$

Аналогично из треугольника  $EDC$  определим радиус  $R2$ :

$$R2 = \frac{r}{\sin \frac{\varepsilon}{2}}. \quad (2)$$

С учетом (1) и (2) расстояние  $R$  найдем как:

$$R = \frac{0,5d - r}{\sin \frac{\varepsilon}{2}} + r. \quad (3)$$

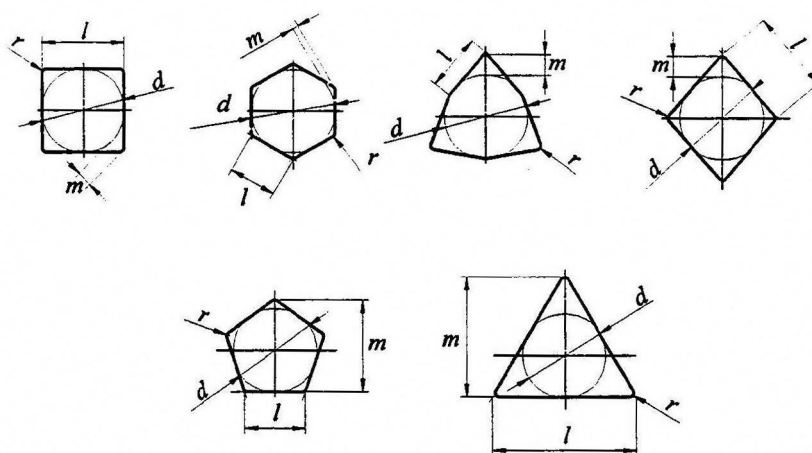


Рис.1. Различные типы СМП и обозначение их конструктивных параметров

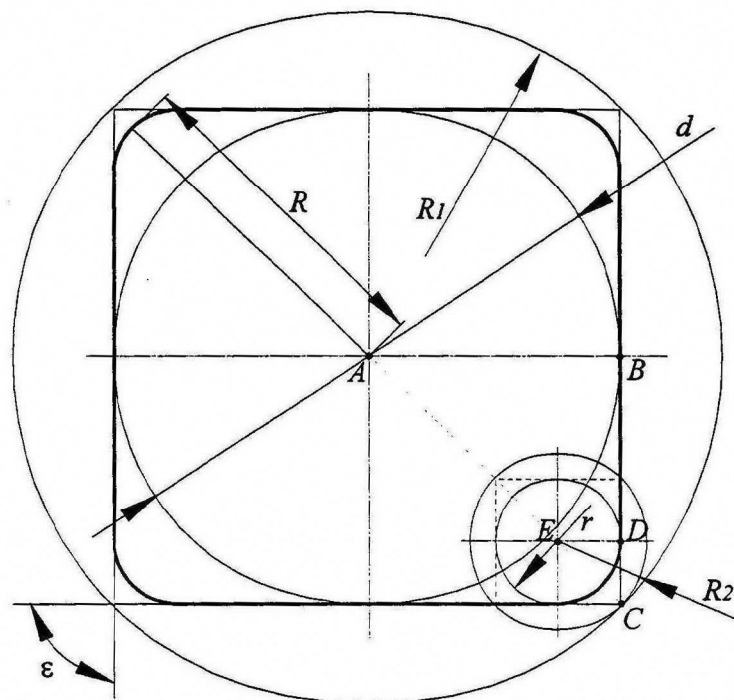


Рис. 2. Расчетная схема для определения расстояния между центром и вершинами СМП

Как показали исследования, для других СМП стандартных форм предложенная зависимость (3) также справедлива.

Таким образом, с помощью полученной зависимости (3) можно проводить расчет расстояния от центра СМП до ее вершины для стандартных СМП различных по форме, размеру и обладающих разными радиусами при вершине.

Полученная зависимость (3) будет использоваться при оптимизации конструкций универсального сборного инструмента, оснащенного СМП.

## ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ТРЕХКОМПОНЕНТНОГО ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОГО ДАТЧИКА СИЛ

Деркач А.В., Болтян А.В., Лемешкин Д.А. (ДонНТУ, Донецк, Украина)

Объект исследования данной работы (см. рис.1) относится к области измерительной техники, а именно к многоосевым тензометрическим динамометрам и может быть использован для измерения трех взаимноперпендикулярных составляющих сил, произвольно расположенных в пространстве.

Тензометрические датчики применяются для измерения мгновенных усилий, деформаций, перемещений, поворотов, крутящих моментов, давления и прочих физических величин [3]. Рассматриваемый трехкомпонентный силоизмерительный датчик может применяться в различных областях техники для измерения и установления законов распределения сил на поверхностях сложной формы (на винтовых поверхностях шнеков очистных комбайнов, лопастях гребных винтов и др.), для определения нагруженности, диагностики и контроля различных деталей машин, в автоматизированных системах контроля и защиты.

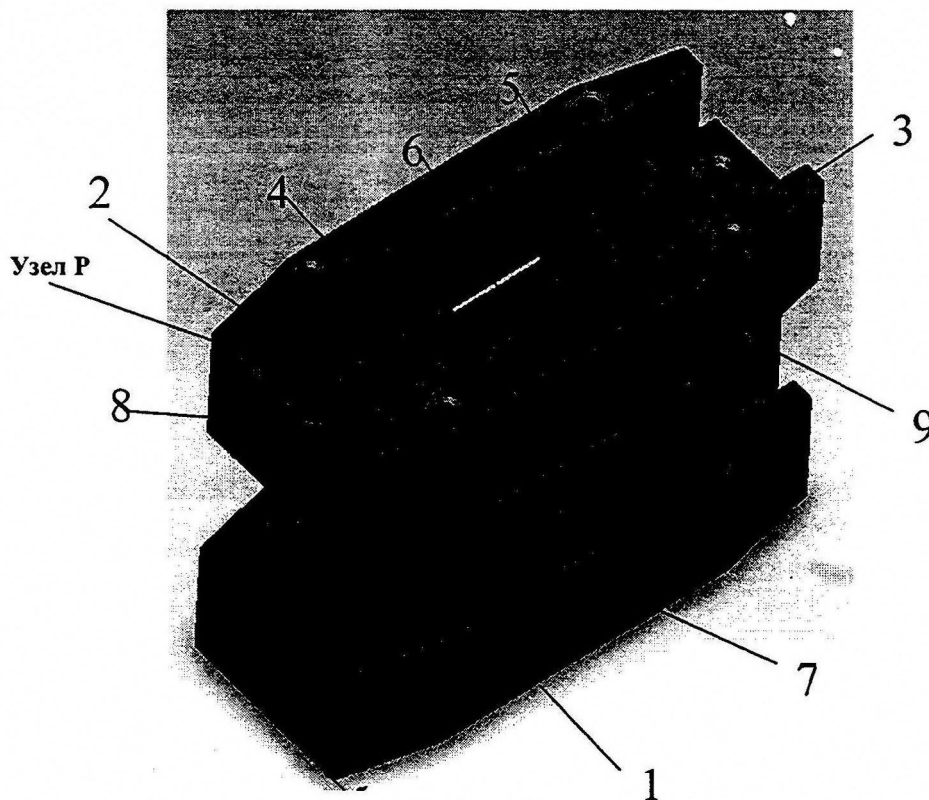


Рис. 1. Трехмерная модель исследуемого тензометрического датчика, реализованная посредством CAD-системы «SolidWorks 2004»

Трехкомпонентное измерительное устройство [1] представляет собой жесткое соединение двух опорных П-образных рам 1 и 2 с дополнительной П-образной рамой 3, расположенной между опорными (см. рис. 1). Причем опорные рамы одинаково

направлены и лежат в параллельных плоскостях, а дополнительная направлена встречно и лежит в плоскости, перпендикулярной им. При помощи резьбовых отверстий в раме 1 устройство неподвижно крепится в месте установки. К раме 2 посредством винтов крепится пластина (силоприемная площадка), воспринимающая внешние, подлежащие измерению усилия. Пластина придается форма, повторяющая форму рабочей поверхности рабочего органа в месте установки датчика. Тензорезисторы 4..9 расположены на измерительных брусках рамы 3. Следует заметить, что датчик имеет простую статически определимую конструкцию [3].

Устройство работает следующим образом. Сила, действующая на раму 2, вызывает деформацию упругих элементов рамы 3. Тензодатчики 4..9 преобразуют эту деформацию в сигналы, пропорциональные составляющим  $P_x$ ,  $P_y$ , и  $P_z$  действующей силы. Датчики 4 и 5 обеспечивают измерение составляющей  $P_z$ , датчики 6..7 –  $P_x$ , а датчики 8..9 –  $P_y$ . Сигналы, вырабатываемые датчиками, поступают на усилитель, осциллограф или другое регистрирующее устройство. Они не зависят от точки приложения силы и величины неизмеряемой составляющей.

Таким образом, данный трехосевой тензометрический динамометр согласно [1] обеспечивает:

- независимость показаний измерительных узлов от точки приложения силы в пределах силоприемной площадки;
- точное безынерционное измерение трех взаимноперпендикулярных составляющих силы;
- определение точки приложения силы на поверхности силоприемной площадки.

*Целью данной работы* являлось физическое моделирование напряженно-деформированного состояния тензометрического силоизмерительного датчика (изучение относительных деформаций и эквивалентных напряжений, возникающих в теле детали) и модальный анализ датчика (определение частот собственных колебаний) при помощи средств метода конечных элементов (МКЭ) [2].

*Исходными данными* для выполнения данной работы являются:

- ⇒ рабочий чертеж детали датчика,
- ⇒ предельные значения осевых составляющих силы:  $\leq 500$  Н по каждой оси,
- ⇒ точка приложения измеряемой силы: сила прикладывается непосредственно к поверхности рамы 2 в узле Р (см. рис. 1),
- ⇒ материал детали: конструкционная сталь марки 40Х ГОСТ 4543-71,
- ⇒ диапазон частот, в котором будет производиться поиск собственных частот: 20...10000 Гц.

Одним из путей решения данной задачи является аналитический расчет деформаций и напряжений датчика традиционными методами курса «Сопротивление материалов». В силу сложности конструкции рассматриваемой детали это является достаточно трудоемким процессом с большими затратами времени. Напряженно-деформированное состояние датчика может быть исследовано экспериментальным путем, однако и данный вариант приводит к некоторым сложностям: требуется создание экспериментальной модели датчика и устройства нагружения, что также приведет к дополнительным временным и материальным затратам. Таким образом, предлагается применение метода конечных элементов посредством программной среды

«ANSYS» [4], преимущества которой компенсируют недостатки вышеперечисленных методов исследования.

Была создана посредством CAD-системы «SolidWorks 2004» объемная модель детали датчика (рис. 1), напряжения, деформации и собственные частоты колебаний которого рассчитывались методом конечных элементов при помощи программного пакета «ANSYS 5.7».

В результате физического моделирования:

- была создана конечно-элементная модель рассматриваемого датчика (см. рис. 2)
- получены числовые значения собственных частот колебаний (см. табл.1)

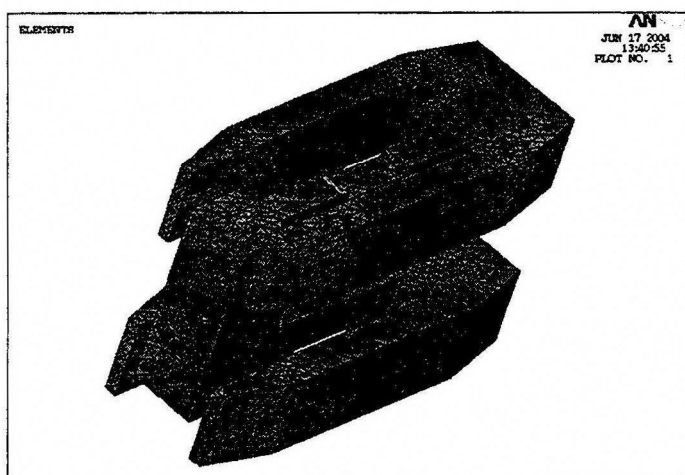


Рис. 2. Конечно-элементная модель датчика

- исследовано напряженно-деформированное состояние моделируемого устройства (см. рис. 3, 4)

Анализируя результаты физического моделирования, можно сделать выводы, что максимальные эквивалентные напряжения не превышают величины 407 МПа (рис. 3). Это свидетельствует об достаточной прочности и целостности конструкции датчика, т.к. для стали марки 40Х предел текучести составляет  $G_T = 800$  МПа

и временное сопротивление  $\sigma_s = 1000$  МПа. Таким образом, в дальнейшем представляется целесообразным применение исследуемого датчика для измерения сил большей величины, чем указано в исходных данных.

Таблица 1. Значения собственных частот колебаний датчика в диапазоне от 20 до 10000 Гц

№ п/п	Собственная частота, Гц	№ п/п	Собственная частота, Гц
1	208.52	10	2221.0
2	257.31	11	2324.0
3	281.76	12	2805.8
4	550.42	13	4899.2
5	639.59	14	5064.2
6	686.66	15	5327.2
7	784.00	16	6345.4
8	869.36	17	6635.9
9	1839.2	18	7639.1

Также рекомендуется при проведении измерений исключить значения собственных частот колебаний датчика (табл. 1) из режимов работы машины, в которой

установлено рассматриваемое измерительное устройство, во избежание явления резонанса и соответственно разрушения датчика.

В целом, датчик является работоспособным и предложенная его разработчиками схема расположения тензорезисторов обоснованна для проведения измерений действующей на конструкцию силы. Экспериментальные исследования технических

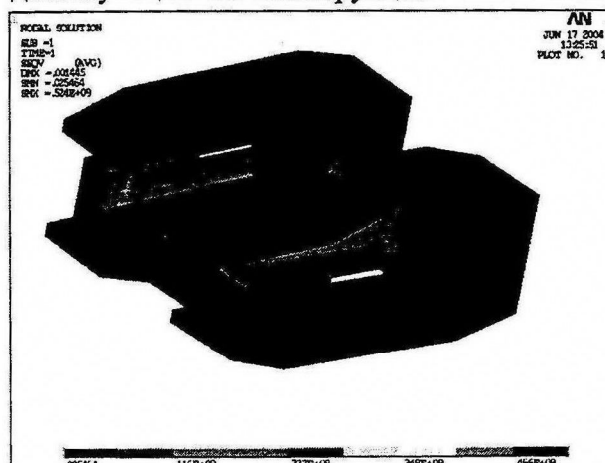


Рис. 3. Эквивалентные напряжения (в Па), возникающие в теле датчика под действием 3-х составляющих действующей силы  $F_x=F_y=F_z=500$  Н, приложенных в узле Р

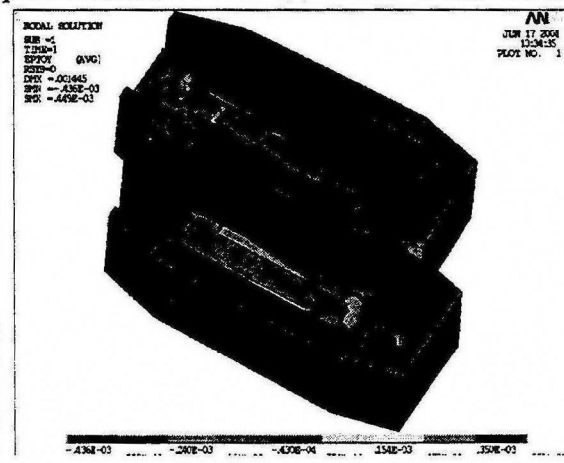


Рис. 4. Относительные деформации (в м) в направлении оси Y, возникающие в теле датчика под действием 3-х составляющих действующей силы  $F_x=F_y=F_z=500$  Н, приложенных в узле Р

характеристик натурального трехкомпонентного датчика полностью подтвердили теоретические исследования.

Далее, как продолжение данной работы, представляет собой интерес проведение гармонического, спектрального и полного динамического анализов.

**Список литературы:** 1. Авторское свидетельство СССР № 1041886 «Трехкомпонентное тензометрическое устройство», кл. G 01 L 1/22, кл. G 01 L 5/16, 1983 г. / Я.И. Альшиц, Н.Г. Бойко, А.К. Семенченко и др. 2. Метод конечных элементов: Учеб. пособие для вузов / Под ред. П.М. Варвака. — Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1981. — 176 с. 3. Болтян А.В., Горобец И.А. Теория инженерных исследований: Учебное пособие (издание 2-е переработанное и дополненное). — Донецк, ДонНТУ, 2004. — 162 с., ил. 4. Басов К.А. ANSYS в примерах и задачах / Под общей ред. Д.Г. Красковского. — М.: КомпьютерПресс, 2002. — 224 с.: ил.

## РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ РЕЗАНИЯ ДЛЯ СБОРНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ИСТОЧНИКОВ

Дубоделова О.М., Самофалова М.А., Ивченко Т.Г. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Температура резания является важнейшей характеристикой тепловых явлений при эксплуатации режущего инструмента, оказывающих весьма существенное влияние на его работоспособность. Экспериментальные методы исследования температуры резания весьма трудоемки, в связи с чем возрастает роль теоретических методов, позволяющих рассчитывать уровень температур, как на поверхностях, так и внутри тел, участвующих в теплообмене.

В настоящее время одним из наиболее распространенных аналитических методов решения тепловых задач является метод источников теплоты [1, 2]. Несмотря на достаточную простоту и наглядность в сравнении с другими аналитическими и численными методами, метод источников еще не получил широкого распространения в практике, результаты его использования для анализа температуры резания в литературе практически отсутствуют.

Целью представленной работы является аналитическое определение температуры резания для сборного режущего инструмента с помощью метода источников.

Для установившегося процесса резания стационарное температурное поле описывается следующим дифференциальным уравнением теплопроводности [1]:

$$\frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} = 0; \quad \frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = 0, \quad (1)$$

где  $\Theta, x, y, z, \tau$  - температура, координаты точек тела и время.

На площадках контакта лезвия инструмента со стружкой имеют место граничные условия второго рода, определяемые законом распределения плотности теплового потока  $q$ . Предполагается, что остальные участки поверхностей пластины не обмениваются теплотой с окружающей средой и отдаленными от источника тепловыделения поверхностями. Для них  $q_s = 0$ .

С помощью метода источников, основанного на использовании принципов конструирования решений и принципов отражения источников, сравнительно просто можно определить интеграл, удовлетворяющий дифференциальному уравнению теплопроводности и условиям однозначности: дальнейшей задачей является лишь вычисление этого интеграла.

В соответствии с принципом конструирования решений сложные источники представляют в виде той или иной системы, состоящей из мгновенных точечных источников теплоты. Поэтому и температурное поле, возникающее под действием источника сложной формы, получают методом суперпозиции полей, возникающих под действием каждого из мгновенных точечных источников.

При схематизации компонентов исследуемой системы лезвийный инструмент, представленный на рис. 1, рассматривается в виде неограниченного клина с углом заострения  $\beta$ . Источник теплоты  $I_0$ , возникающий на передней поверхности лезвия инструмента, представляется двумерным прямоугольным с размерами  $b \times l$ , равным площадке контакта стружки с передней поверхностью, с равномерной плотностью распределе-

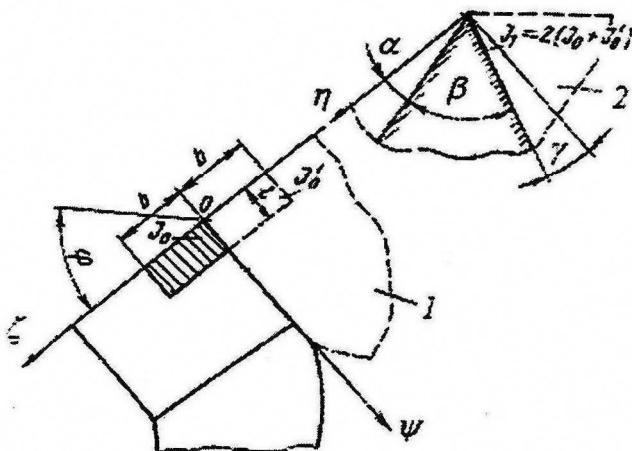


Рис.1. Схематизация компонентов системы

2 с источником  $I_1 = 2(I_0 + I_0')$ , последующие отражения аналогичны второму.

Температурное поле, возникающее в лезвии режущего инструмента под действием такого источника при установившемся теплообмене, описывается выражением:

$$\Theta(x, y, z) = \frac{K_\beta q l}{4\pi\lambda} \int_0^1 d\psi_u \int_{-0.5b/l}^{+0.5b/l} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \eta^2 + (\zeta - \zeta_u)^2}} = AT(\psi, \eta, \zeta), \quad (2)$$

где  $\psi = x/l$ ;  $\psi_u = x_u/l$ ;  $\zeta = z/l$ ;  $\zeta_u = z_u/l$ ;  $\eta = y/l$  - безразмерные координаты:  $x, y, z$  - координаты какой-либо точки тела  $M(x, y, z)$ ;  $x_u, y_u, z_u$  - координаты места вспышки  $J(x_u, y_u, z_u)$ ;  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности инструментального материала;  $K_\beta$  - коэффициент перехода от неограниченного пространства к неограниченному клину:  $K_\beta = 4$  для  $\beta = 90^\circ$ ,  $K_\beta = 6$  для  $\beta = 60^\circ$ ;  $T(\psi, \eta, \zeta)$  - закон распределения температур в безразмерном виде;  $A = K_\beta q l / 4\pi\lambda$  - размерный коэффициент, определяемый в зависимости от условий эксплуатации:

$$A = K_\beta v (P_{Z0} \sin \gamma + P_{N0} \cos \gamma) \sin \varphi / 8\pi\lambda k t, \quad (3)$$

где  $P_{Z0} = P_z - F_{mp}$  - разность тангенциальной силы резания и силы трения по задней поверхности лезвия;  $P_{N0} = P_y - F_{mp}$  - разность нормальной составляющей силы резания и силы трения по передней поверхности лезвия;  $v$  - скорость резания;  $k$  - коэффициент продольной усадки стружки;  $\gamma$  - передний угол резца;  $s$  - подача;  $t$  - глубина резания;  $\varphi$  - главный угол в плане.

Представление закона распределения температур в безразмерном виде  $T(\psi, \eta, \zeta)$  позволяет установить общие закономерности изменения температуры, которые для каждого конкретного варианта обработки корректируются размерным коэффициентом  $A$ . Формула (2) позволяет рассчитывать температуру в любой точке лезвия режущего инструмента.

Для многогранных неперетачиваемых пластин сборных инструментов с углом заострения лезвия  $\beta = 90^\circ$  распределение температур в лезвии графически представлено на рис.2 безразмерным температурным полем в поперечном сечении лезвия  $T(\psi, \eta)$ , определяемым при  $\zeta = 0$  и  $b = l$ :

ния теплового потока  $q$  [2].

В соответствии с принципом отражения источников, для того чтобы учесть ограниченность твердых тел, надо выполнить отражение источников теплоты, мысленно прикладывая к основному (реальному) телу ряд подобных ему тел с фиктивными источниками теплоты, причем каждое из последующих тел должно являться зеркальным отражением предыдущего тела относительно плоскости их соприкосновения. На рис. 1 первое отражение - тело 1 с фиктивным источником  $I_0'$ , второе отражение - тело

$$T(\psi, \eta) = \int_0^1 d\psi_u \int_{-0.5}^{+0.5} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \eta^2 + \zeta_u^2}}. \quad (4)$$

На этом же рис.2 представлено безразмерное распределение температур на передней  $T(\psi)$  (при  $\zeta = 0, \eta = 0$ ) и задней  $T(\eta)$  (при  $\zeta = 0, \psi = 0$ ) поверхностях лезвия инструмента:

$$T(\psi) = \int_0^1 d\psi_u \int_{-0.5}^{+0.5} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \zeta_u^2}}, \quad T(\eta) = \int_0^1 d\psi_u \int_{-0.5}^{+0.5} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{\psi_u^2 + \zeta_u^2}}. \quad (5)$$

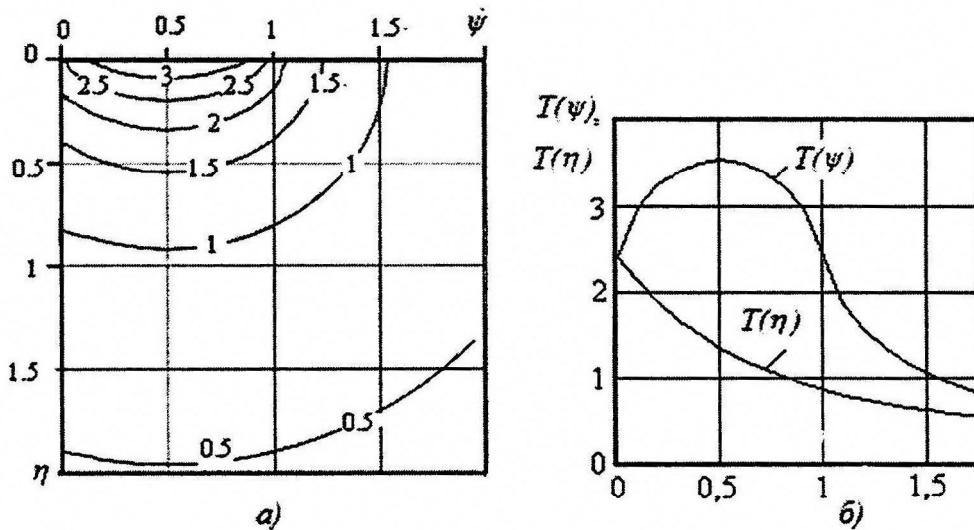


Рис.2. Безразмерное температурное поле в лезвии инструмента – а) и безразмерное распределение температур на передней  $T(\psi)$  и задней  $T(\eta)$  поверхностях – б)

Температура резания представляет собой среднюю температуру по длине контакта лезвия со стружкой и деталью. На основании установленного закона распределения температур по передней  $T(\psi)$  и задней  $T(\eta)$  поверхностям лезвия с учетом длины контакта лезвия с деталью, определяемой его износом по задней поверхности  $h$ , температура резания рассчитывается следующим образом:

$$\Theta_{рез} = \frac{A}{l+h} \left[ \int_0^1 d\psi \int_0^1 d\psi_u \int_{-0.5b/l}^{+0.5b/l} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{(\psi - \psi_u)^2 + \zeta_u^2}} + \frac{h/l}{l+h} \int_0^1 d\eta \int_0^1 d\psi_u \int_{-0.5b/l}^{+0.5b/l} \frac{d\zeta_u}{\sqrt{\psi_u^2 + \eta^2 + \zeta_u^2}} \right]. \quad (6)$$

Выражение в квадратных скобках представляет собой безразмерную температуру резания  $T_{рез}$ , не зависящую от условий обработки, которые учитываются размерным коэффициентом  $A/(l+h)$ . Безразмерная температура зависит от соотношения размеров – ширины и длины площадки контакта стружки с передней поверхностью  $b/l$  и соотношения величины износа с длиной этой площадки  $h/l$ , которые могут быть определены в зависимости от параметров обработки следующим образом:

$$b/l = t/2s(\sin \varphi)^2 [k(1 - tg \gamma) + sec \gamma] \quad h/l = h/2s \sin \varphi [k(1 - tg \gamma) + sec \gamma]. \quad (7)$$

На рис. 3 представлена зависимость безразмерной температуры  $T_{рез}$  от соотношения  $b/l$  при  $h/l = 0,5$ . Устанавливая постоянное значение безразмерной температуры можно достаточно просто рассчитывать температуру резания для любых условий.

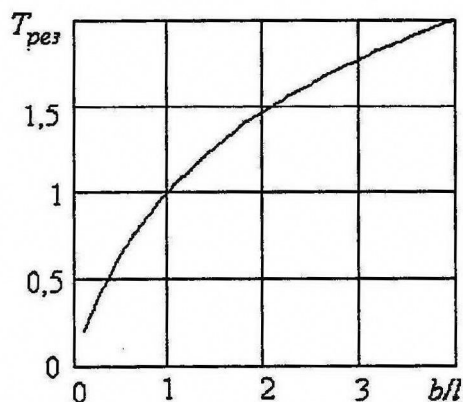


Рис.3. График зависимости безразмерной температуры  $T_{рез}$  от соотношения  $b/l$

В качестве примера приведен выполненный по представленной методике расчет температуры резания в сравнении с температурами: на вершине лезвия и максимальной для резцов с пластинами из различных твердых сплавов. Расчеты, представленные в табл. 1, выполнены для следующих условий: обрабатываемый материал - сталь 45,  $\sigma_s = 750$  МПа, коэффициент усадки  $k = 2,0$ ; режимы резания - глубина резания  $t = 2$  мм, подача  $s = 0,4$  мм/об, скорость резания  $v = 120$  м/мин., износ по задней поверхности лезвия  $h = 0,9$  мм. Параметры резцов: углы в плане  $\varphi = \varphi_1 = 45^\circ$ , передний угол  $\gamma = -5^\circ$ , задний угол  $\alpha = 5^\circ$ .

Таблица 1. Температуры передней поверхности лезвия резцов и температуры резания

Инструментальный материал	Коэффициент теплопроводности $\lambda$ , Вт/м <sup>3</sup> ·°C	Температура вершины лезвия, °C	Наибольшая температура лезвия, $\theta_{max}$ °C	Температура резания $\theta_{max}$ °C
ВК8	54,4	202	282	240
T5K10	38,5	285	399	340
T14K8	33,9	324	453	390
T15K6	27,2	404	565	480
T30K4	23,9	460	643	550
TT7K12	20,9	523	732	610

С использованием указанной методики расчета выполнен анализ температурных полей в лезвии инструмента и температуры резания в различных условиях эксплуатации: для различных обрабатываемых и инструментальных материалов, геометрических параметров, режимов резания. Выполненные исследования позволяют назначать параметры механообработки, обеспечивающие уровень температуры резания не превышающий заданный. Предлагаемая методика исследования температурного поля может быть широко использована для различных сборных режущих инструментов с механическим креплением многогранных неперетачиваемых пластин.

**Список литературы:** 1. Резников А.Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. - М.: Машиностроение, 1981. - 279с. 2. Влияние параметров инструмента на распределение температур по передней поверхности лезвия. // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. - Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 17. С.7- 11.

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

Ефремов М.А., Кондрахин В.П. (каф.ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Виброзащитное устройство (ВЗУ) (рис. 1) монтируется в штоке 8 гидродомкрата и включает в себя: плунжер 2 с уплотнениями, образующий поршневую 3 и штоковую 4 камеры, которые соединяются с соответствующими полостями гидродомкрата за счет отверстий 1 и 5. Тарельчатые пружины 6, установлены на хвостовике плунжера 2 с помощью втулки 9, упираются через кольцо 10 в втулку 11 и фиксируются в осевом положении съемной головкой штока 12.

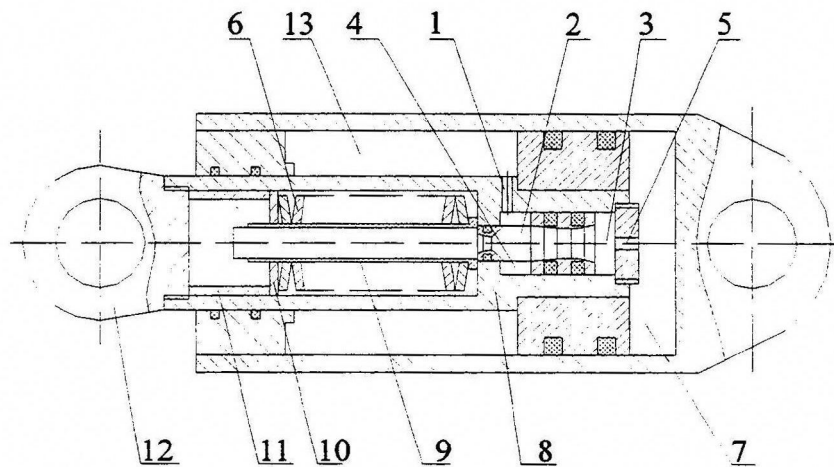


Рис. 1. Гидродомкрат подвески исполнительного органа с ВЗУ

Для того, чтобы давление в полости 13 оставалось постоянным, необходимо, чтобы повышение объема в штоковой полости 13 за счет перемещения штока 8 с поршнем компенсировалось соответствующим объемом жидкости, которая попадает через дроссельное отверстие 1 штоковой полости 4. Исходя из этого, получено требуемое соотношение между площадями полостей ВЗУ

$$\frac{S_n}{S_{пк}} = \frac{S_{ш}}{S_{шк}}$$

В качестве упругого элемента, который будет обеспечивать амортизацию ударных динамических нагрузок, принимаются тарельчатые пружины. Пружины должны работать во всем диапазоне нагрузок на гидродомкрат. Требуемая максимальная нагрузка определяется давлением настройки предохранительного клапана, защищающего полости гидродомкрата.

Для обеспечения более качественного восприятия изменения нагрузки на штоке ВЗУ целесообразно использовать пружины с нелинейной жесткостью (граф. 1).

Для оценки эффективности работы ВЗУ выполнен анализ амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) линеаризованной системы подвески и привода исполнительного органа [1]:

- для участка системы исполнительный орган – трансмиссия:

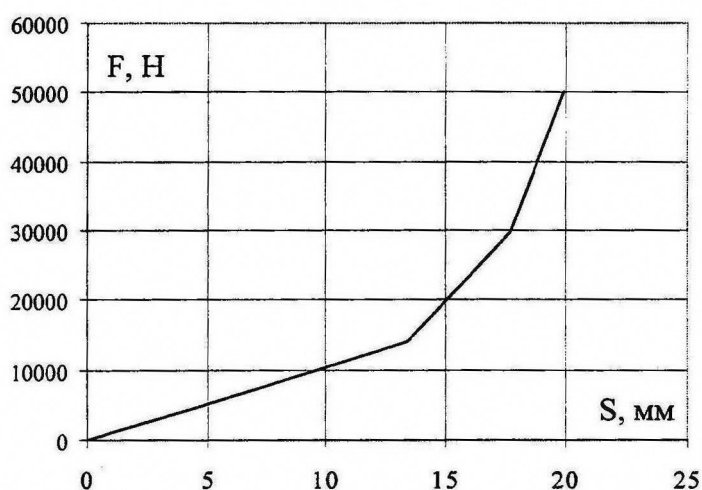


Рис. 2. Зависимость нагрузки на гидродомкрат от деформации пружины

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{A^2(\omega) + B^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)}}$$

- для участка системы исполнительный орган – гидродомкрат:

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{E^2(\omega) + H^2(\omega)}{C^2(\omega) + D^2(\omega)}}$$

где А, В, С, Д, Е, Н – параметры, зависящие от упругих, инерционных и диссипативных характеристик системы и ВЗУ.

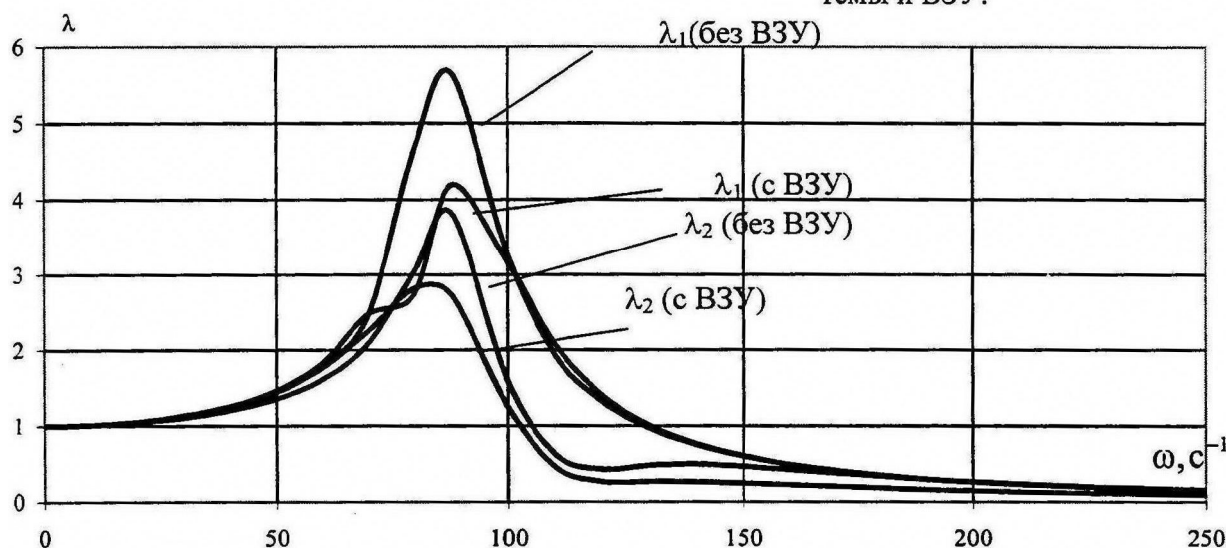


Рис. 3. АЧХ для участков систем «исполнительный орган – трансмиссия» и «исполнительный орган – гидродомкрат».

АЧХ соответствующих подсистем приведены на рис. 3. Как видно из рисунка 3, использование ВЗУ существенно снижает коэффициенты динамичности нагрузке в зоне резонансных частот. При случайных возмущениях, действующих на исполнительный орган, снижение дисперсий нагрузки в подсистеме подвески за счет использования ВЗУ составляет до 25%.

Таким образом, применение демпфирующих устройств позволяет решить задачу существенного снижения динамической нагруженности и повышения долговечности элементов подсистемы подвески очистных комбайнов.

**Список литературы:** 1. Гуляев В. Г., Горбатов П. А., Кондрахин В. П. Влияние передаточного отношения поворотного редуктора шнекового комбайна на нагруженность его силовых систем // Известия высших учебных заведений. Горный журнал №10. М., 1980, - с 71-77.

## ЗАДАЧА ПОИСКА «ПОХОЖИХ» СТРОКОВЫХ НАИМЕНОВАНИЙ В АТТРИБУТАХ РЕЛЯЦИОННОГО ОТНОШЕНИЯ

Завгородний А.Ю. (каф. СУЛА,  
Национальный Аэрокосмический университет «ХАИ», г.Харьков, Украина)

Большие инвестиции, вкладываемые в разработку и внедрение информационных систем управления (ИСУ), обусловили широкое распространение таких систем в различных отраслях человеческой деятельности. В то же время, надежды, возлагаемые на ИСУ, зачастую не оправдываются по целому ряду причин, анализ которых позволяет выделить и одну из центральных проблем – низкое качество накапливаемых системой данных. Среди классов возможных некачественных данных особое место занимают дублирующиеся данные, когда данные представляющие одну и ту же сущность реального мира представлены в базе данных более чем один раз. Действительно, являясь по своей сути достоверными данными, дубликаты, тем не менее, оказывают существенное влияние на показатель достоверности базы данных в целом. Для оценки влияния дублирования на качество данных в целом, воспользуемся следующими показателями достоверности (soundness) и доступности (completeness) впервые предложенными в работе

[3]:  $S = \frac{|D \cap W|}{|D|}$ ,  $C = \frac{|D \cap W|}{|W|}$ , где S, C – показатели достоверности и доступности соответственно; D – реальное отношение базы данных; W – идеальное отношение. Очевидно, что если реальное отношение искажено относительно идеального наличием к дубликатам, то  $D \cap W = W$  т.к. все данные идеального отношения W существуют также в D. Рассуждениями аналогичными предыдущему утверждению мы легко можем доказать что

$|D| = |W| + k$ . Тогда исходную формулу мы можем преобразовать к  $s = \frac{|W|}{|W| + k}$ . С практической же точки зрения можно отметить, что наличие дублирующихся данных в системе существенно влияет на значения агрегированных показателей, что особенно актуально для аналитических подсистем.

Среди методов поиска дублирующихся наименований широко распространен стандартный метод обнаружения *равных строк* в таблице, заключающийся в сортировке таблицы с дальнейшей последовательной проверкой соседних строк. К сожалению такой подход не применим для случая, когда строки в силу различных причин могут быть не равны. Поэтому в данной работе мы будем говорить о эквивалентности двух строк, если они равны семантически, т.е. представляют одну и ту же сущность реального мира. В то же время поскольку создание машинных методов, позволяющих однозначно определять отношение семантической эквивалентности, в обозримом будущем не представляется возможным, далее в статье мы будем употреблять термин «похожие» для двух строк если предполагается их эквивалентность.

Похожесть может быть определена как степень или вероятность эквивалентности двух строк для чего необходимо создание функции возвращающей значение находящееся в интервале [0;1] где значение 1 представляет однозначную эквивалентность двух строк, значение 0 однозначную неэквивалентность, а остальные значения степень похожести. В то же время наиболее типичным подходом к определению степени похожести на сегодняшний день является сравнение результирующего значения функции расстояния между двумя строками с некоторым порогом зависящем от особенностей

выбранной функции расстояния и домена сравниваемых строк.

Подобный подход с использованием функции похожести характерен для целого ряда работ, например [1,2,4]. В качестве критериев похожести использовалась равенство q-грамм, расстояние Левенштейна и т.д. Не умаляя достоинств существующих работ, следует отметить, что акцент исследований сместился в сторону повышения быстродействия методов поиска похожих строк на основе уже существующих критериев похожести. В то же время существующие критерии похожести зачастую не отображают особенностей сравниваемых строк. Вышесказанное особенно актуально для строк содержащих слабо структурированные данные. Примерами таких строк могут служить почтовые адреса, наименования должностей и т.д.

Проиллюстрируем недостатки наиболее часто применяемого для решения таких задач расстояния Левенштейна результатами экспериментов проведенных на множестве наименований должностей в подсистеме «Кадры» информационной системы управления административно финансовой деятельностью «ХАИ» (рис. 1). Как показано на рис. 1 для большей части найденных похожих пар атрибутов выполняется следующее условие: «Расстояние Левенштейна между похожими атрибутами не превышает 1». При увеличении порогового значения количество точных решений увеличивается незначительно, а количество неверно найденных решений стремительно растет, что затрудняет

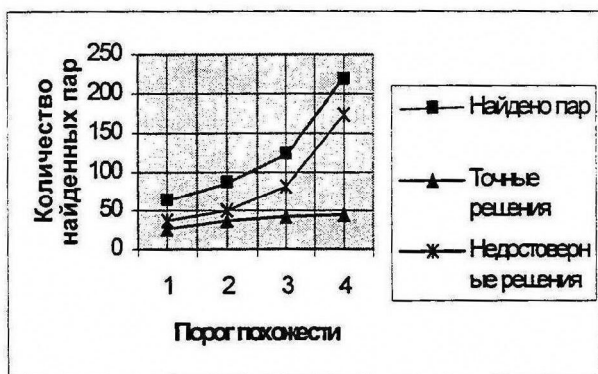


Рис. 1 Поиск похожих атрибутов на базе расстояния Левенштейна

интерпретацию полученных результатов. Типичными примерами неверно найденных похожих пар являются 'Инженер 1 кат.' и 'Инженер 2 кат.', 'электромонтер бр.' и 'электромонтер 5р.'. В то же время визуальный анализ исходных данных позволяет говорить о ненайденных похожих парах таких как например 'ИНЖЕНЕР 1 КАТ.' и 'инженер 1 кат.'.

Для устранения подобных недостатков в работе [4] были предложены следующие меры: во-первых при сравнении не нужно учитывать регистр символов и во-вторых для избежания нахождения в качестве похожих пар отличающихся только цифрой необходимо использовать следующий критерий:

$$Z = S_2 \left[ \left\{ (d(sm_i, sm_j) \leq \lambda) \wedge ((sm_{i1} = sm_{j1}) \vee (sm_{i2} = sm_{j2})) \wedge \right. \right. \\ \left. \left. \wedge \neg (\exists h \in \{1, \dots, \min(|sm_i|, |sm_j|)\}) ((sm_{ih} \neq sm_{jh}) \wedge sm_{ih}, sm_{jh} \in \{ '0', \dots, '9' \}) \right\} \right],$$

где  $S_2$  - двухзначное предикатное уравнение;  $d(sm_i, sm_j)$  - расстояние Левенштейна для двух строк;  $\lambda$  - порог похожести двух наименований;  $|sm_i|, |sm_j|$  - длины строк  $sm_i$  и  $sm_j$  соответственно, причем если  $Z = 1$ , то наименования  $sm_i$  и  $sm_j$  похожи, а если  $Z = 0$ , то рассматриваемые наименования различны. Результаты применения такого критерия для поиска похожих наименований должностей представлены на рис. 2.

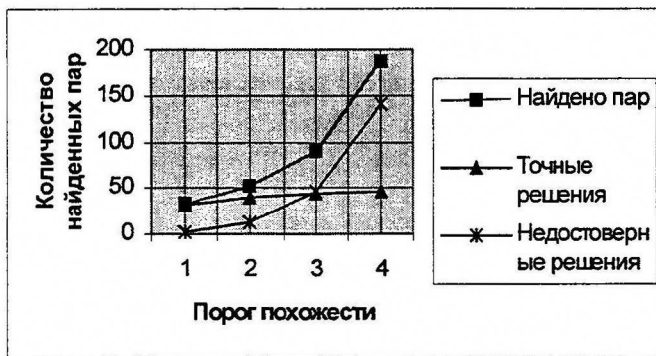


Рис.2. Поиск похожих атрибутов на базе улучшенного критерия

Как видим подобный учет специфики представленных данных позволяет улучшить получаемые результаты при небольших пороговых значениях, но как и ранее увеличение порога приводит к значительному увеличению неправильно найденных решений. В то же время анализ не найденных верных решений показывает что в большинстве таких не найденных пар используются различные типы сокращений. Среди возможных видов сокращений следует выделить: 1) сокращенное слова в строке являются префиксом слов полной строки (пример: «к.т.н.» является сокращением от «кандидат технических наук»); 2) сокращения в строке комбинируют префикс и суффикс полных слов («ун-т» является сокращением от «университет»); 3) сокращением является аббревиатура и полной строки («ХАИ» является сокращением от «Харьковский авиационный университет»); 4) сокращением является конкатенация префиксов полной строки («Физтех» является сокращением от «физико-технический»). К сожалению ни один из известных критериев не позволяет учитывать возможные сокращения в строках. Поэтому, на взгляд автора, для дальнейшего развития систем повышения качества данных необходимо создание нового критерия схожести строк и методов базирующихся на таком критерии.

**Список литературы:** 1. Hernandez, M. A., Stolfo, J. S. Real-world Data is Dirty: Data Cleansing and The Merge/Purge Problem // Journal of Data Mining and Knowledge Discovery. – 1998. – V. 2. – P. 9 – 37. 2. Monge A. Adaptive detection of approximately duplicate database record and the database integration approach to information discovery: Ph.D. thesis. – University of California, San Diego. – 1997. – 98 p. 3. Motro A., Rakov I. Estimating the Quality of Databases. Lecture Notes in Computer Science. – 1998. – V. 1495. – P. 298 – 307. 4. Кулик А.С., Чухрай А.Г. Метод обнаружения «похожих» наименований номенклатуры в неоднородных справочниках технико-экономической информации вуза //Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии: – X.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2003. – Вып. 17. – С. 147 – 152.

Как видим подобный учет специфики представленных данных позволяет улучшить получаемые результаты при небольших пороговых значениях, но как и ранее увеличение порога приводит к значительному увеличению неправильно найденных решений. В то же время анализ не найденных верных решений показывает что в большинстве таких не найденных пар используются различные типы

## ИНЕРЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Кондратьева Н. А., Кондрахин В.П. (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Для моделирования рабочих процессов и решения задач статики и динамики проходческих комбайнов, большое значение имеет знание инерционных характеристик, к числу которых можно отнести массу, координаты центра масс, моменты инерции, направление главных осей инерции. Современные пакеты трехмерного проектирования позволяют с любой степенью точности определить инерционные характеристики построенной модели [1].

В настоящей работе исследованы инерционные характеристики проходческого комбайна со стреловидным исполнительным органом, для чего разработана трехмерная модель комбайна (см. рис. 1 и 2). При помощи построенной модели были определены основные инерционные характеристики комбайна, такие как координаты центра масс, моменты инерции относительно осей, центробежные моменты инерции, главные центральные моменты инерции (таблицы 1, 2) в зависимости от положения исполнительного органа в пространстве (здесь  $\alpha$  - угол наклона ИО в вертикальной плоскости,  $\beta$  - в горизонтальной).

Таблица 1. Основные инерционные характеристики проходческого комбайна 4ПП-2М при изменении положения исполнительного органа в вертикальной плоскости ( $\beta=0$ )

$\alpha$ , град	Координаты центра масс, мм			Радиусы инерции, мм			Моменты инерции относительно осей, $кг \times м^2$		
	$X_c$	$Y_c$	$Z_c$	$r_x$	$r_y$	$r_z$	$I_x$	$I_y$	$I_z$
	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	-1000	2760	-882	1902	887	1953	116600	25400	122900
10		2758	-845	1911	916	1948	117700	27000	122270
20		2750	-810	1911	956	1940	117700	29300	121270
30		2734	-776	1914	1004	1918	118000	32500	118500
38.5		2726	-747	1923	1050	1889	119100	35500	115000

Продолжение табл. 1

$\alpha$ , град	Центробежные моменты инерции, $кг \times м^2$			Главные центральные моменты инерции, $кг \times м^2$		
	$I_{xy}$	$I_{zx}$	$I_{zy}$	$I_{xx}$	$I_{yy}$	$I_{zz}$
	11	12	13	14	15	16
0	88900	-28400	-78400	270500	57280	277660
10	88860	-27200	-75100	268100	55200	277300
20	88600	-26100	-71800	264800	53360	275900
30	88100	-25000	-68400	260200	51600	275900
38.5	87800	-24100	-65600	257400	50200	271600

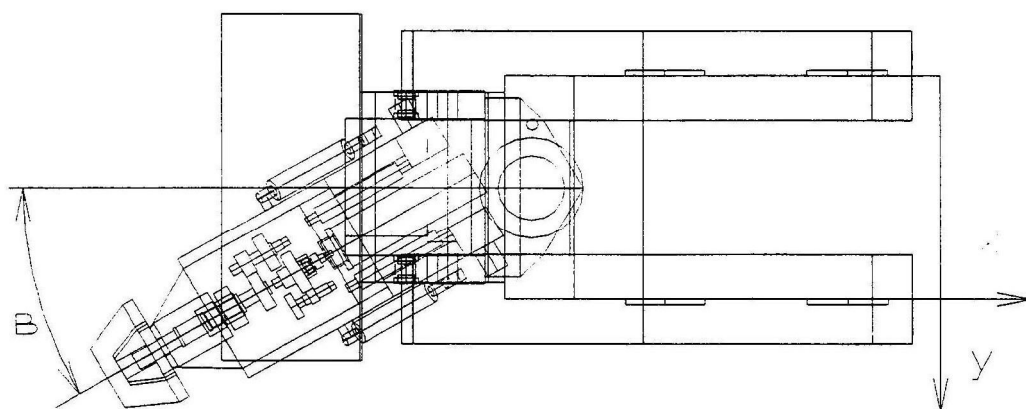


Рис. 1. Поворот исполнительного органа комбайна в горизонтальной плоскости

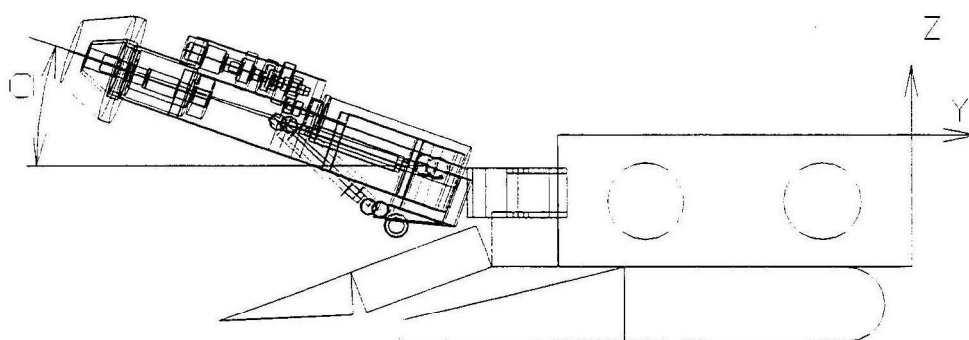


Рис. 2. Поворот исполнительного органа в вертикальной плоскости

Таблица 2. Основные инерционные характеристики проходческого комбайна 4ПП-2М при изменении положения исполнительного органа в горизонтальной плоскости ( $\alpha=0$ )

$\beta$ , град	Координаты центра масс, мм			Радиусы инерции, мм			Моменты инерции относительно осей, $кг \times м^2$		
	$X_c$	$Y_c$	$Z_c$	$r_x$	$r_y$	$r_z$	$I_x$	$I_y$	$I_z$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	1000	2760	-882	1902	887	1953	166600	25300	122900
10	948	2738		1871	899	1928	112800	26000	119700
20	900	2708		1826	930	1898	107400	27900	116100
30	859	2670		1769	973	1866	100800	30500	112200
42	819	2615		1690	1029	1822	92000	34100	107000

Продолжение табл.2

$\beta$ , град	Центробежные моменты инерции, $кг \times м^2$			Главные центральные моменты инерции, $кг \times м^2$		
	$I_{xy}$	$I_{zx}$	$I_{zy}$	$I_{xx}$	$I_{yy}$	$I_{zz}$
	11	12	13	14	15	16
0	88930	-28400	-78400	270500	57300	277700
10	83630	-26900	-77800	266600	54000	270500
20	78500	-25600	-77000	261300	51200	262400
30	73900	-24400	-75900	254800	48800	253500
42	69000	-23300	-74300	245400	46700	244300

При изменении положения ИО происходит существенное изменение моментов инерции. Проанализируем для примера изменения главных центральных моментов инерции. При изменении положения ИО одновременно в обеих плоскостях  $I_{xx}$  изменяются от 244600  $кг \times м^2$  до 270500  $кг \times м^2$  (т.е. на 10%),  $I_{yy}$  от 38800  $кг \times м^2$  до 80100  $кг \times м^2$  (52%),  $I_{zz}$  от 244300  $кг \times м^2$  до 279000  $кг \times м^2$  (12%). Это необходимо учитывать при моделировании рабочих процессов проходческого комбайна.

Таким образом, используя метод 3М моделирования получены исходные данные для моделирования рабочих процессов проходческих комбайнов с целью оптимизации параметров силовых подсистем, систем их автоматического управления и режимов работы.

**Список литературы:** 1. Кондрахин В.П., Ефремов М.А. Определение инерционных характеристик горных машин методом 3м моделирования//Инженер.Студенческий науч.-техн. журнал.-№4.-Донецк:ДонНТУ,2003.-с120-122.

### ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНОЇ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНИХ СИСТЕМ В БАГАТОМАСОВІЙ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОПЛОЩАДКИ ЗАДОВІЛЬНЯЮЧИ УМОВУ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ

Ланець О.С., Андрєєв В.С. (НУ "Львівська політехніка", кафедра АКМ, м. Львів, Україна)

**Вступ.** На сьогоднішній день існує потреба в створенні вібраційних машин для виготовлення бруківки та стоків з наступними параметрами: габарити стола 1200×900 мм, маса завантаження до 160 кг, максимальна амплітуда коливань робочого органу 0.25 мм, частота вимушених коливань 100 Гц. Наявність вібраційного обладнання, в даному випадку вібраційних площадок (столів), що працюють на такій частоті, є однією з умов забезпечення якості та продуктивності на підприємствах даної галузі.

Використовуючи дебалансні віброзбудники можна створити площадки з необхідними параметрами, однак рухомі з'єднання, що сприймають динамічні зусилля на частотах 100 Гц, виявляться ненадійними і швидко виходитимуть з ладу [1].

Одним із найбільш оптимальних рішень даної проблеми є створення віброплощадки з електромагнітними віброзбудниками. Якість роботи таких площадок обумовлюється величиною та стабільністю амплітуди їх робочих органів. Забезпечення необхід-

них амплітуд залежить від пружної системи механічної коливної системи віброплощадки та зусилля, яке розвивають віброзбудники. Саме від точності визначення жорсткості пружних систем залежить роботоздатність усієї площадки.

**Постановка проблеми.** Існуючі методики для одно- та двомасових конструкцій вібромашин у визначенні необхідної жорсткості пружних систем не можна використовувати як шаблон в багатомасових конструкціях. Це пов'язано з тим, що вони виводились тільки для одно- та двомасових конструкцій і їх використання даватиме невірні результати.

**Аналіз останніх досліджень.** На сьогоднішній час існують повністю розроблені методики визначення жорсткості пружних систем в одно- та двомасових конструкціях віброплощадок [2,3], однак не виявлено методик щодо їх визначення в багатомасових конструкціях.

**Постановка задачі.** В даній статті автори займаються визначенням жорсткості пружних систем в багатомасовій (тримасовій) конструкції віброплощадки.

**Виклад основного матеріалу.** Розглянемо тримасову конструкцію віброплощадки (рис.1).

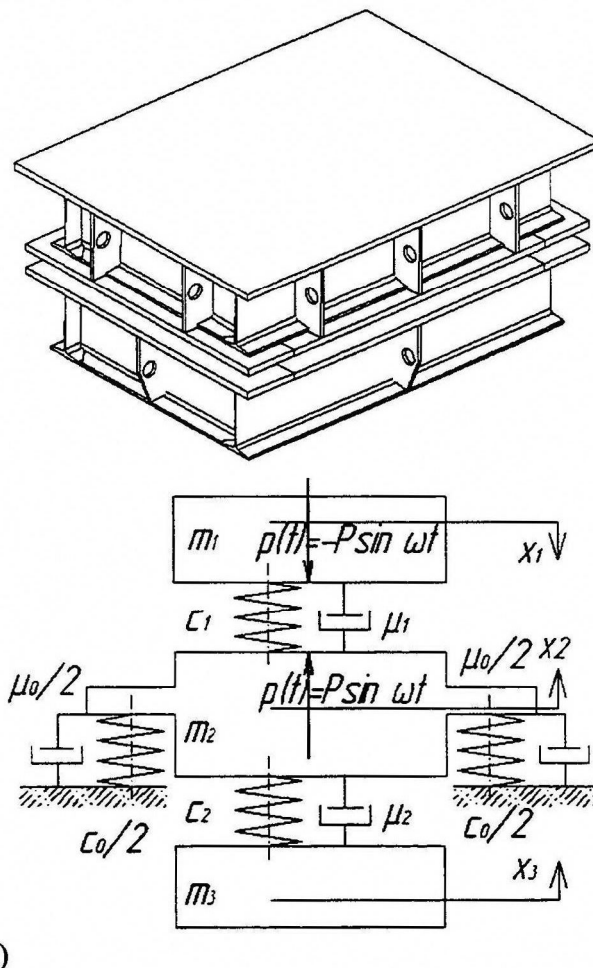


Рис.1. Просторова модель (а) та узагальнена структурна схема (б) тримасової вібраційної площадки

Математична модель віброплощадки складається з динамічного демпфера  $m_3$ , проміжної маси  $m_2$ , за яку віброізолюється механічна коливна система віброплощадки, та активної маси  $m_1$ , яка виконує функцію робочого органу. Коливні маси здійснюва-

тимуть суто прямолінійні коливання у вертикальному напрямку. Збурення коливань відбувається за рахунок електромагнітних віброзбудників, якорі яких кріпляться до активної маси  $m_1$ , а статори електромагнітів до проміжної маси  $m_2$ . Плоска модель віброплощинки матиме три ступені вільності за узагальненими координатами  $x_1, x_2, x_3$ , де  $x_3$  - переміщення вздовж осі  $x$  маси  $m_3$  внаслідок кінематичного збурення від коливної маси  $m_2$ ;  $x_1, x_2$  - переміщення вздовж осі  $x$  відповідно мас  $m_1$  і  $m_2$  внаслідок вимушеного зусилля електромагнітних віброзбудників  $p(t) = P \sin \omega t$ , де  $P$  - амплітудне значення електромагнітного зусилля;  $\omega$  - колова частота вимушених коливань;  $t$  - час. Система диференціальних рівнянь, що описує тримасову модель віброплощинки запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} m_3 \ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_2) + \mu_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2(x_2 - x_3) + c_1(x_2 - x_1) + c_0 x_2 + \mu_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \mu_1(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + \mu_0 \dot{x}_2 = P \sin \omega t; \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + \mu_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = -P \sin \omega t, \end{cases} \quad (1)$$

де  $c_0$  - сумарна жорсткість пружних елементів віброізоляторів;  $c_1$  - сумарна жорсткість пружних елементів, що поєднують робочий орган  $m_1$  і проміжну масу  $m_2$ ;  $c_2$  - сумарна жорсткість пружних елементів, що поєднують динамічний демпфер  $m_3$  і проміжну масу  $m_2$ ;  $\mu_0, \mu_1, \mu_2$  - коефіцієнти дисипації механічної коливної системи.

Рівняння рухів за трьома незалежними ступенями вільності шукаємо у вигляді  $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$ ,  $x_2 = X_2 e^{i\omega t}$  та  $x_3 = X_3 e^{i\omega t}$ . Підставляючи ці вирази в (1) і скоротивши в кожній частині системи рівнянь член  $e^{i\omega t}$ , отримаємо наступне рішення системи рівнянь:

$$\begin{bmatrix} c_2 - m_3 \omega^2 + i\mu_2 \omega & -c_2 - i\mu_2 \omega & 0 \\ -c_2 - i\mu_2 \omega & c_0 + c_1 + c_2 - m_2 \omega^2 + i(\mu_0 + \mu_2 + \mu_3) \omega & -c_1 - i\mu_1 \omega \\ 0 & -c_1 - i\mu_1 \omega & c_1 - m_1 \omega^2 + i\mu_1 \omega \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ P \\ -P \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_3 \\ X_2 \\ X_1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Позначивши:

$$\begin{aligned} k_{11} &= c_2 - m_3 \omega^2 + i\mu_2 \omega; & k_{23} &= -c_1 - i\mu_1 \omega; \\ k_{12} &= -c_2 - i\mu_2 \omega; & k_{31} &= 0; \\ k_{13} &= 0; & k_{32} &= -c_1 - i\mu_1 \omega; \\ k_{21} &= -c_2 - i\mu_2 \omega; & k_{33} &= c_1 - m_1 \omega^2 + i\mu_1 \omega. \\ k_{22} &= c_0 + c_1 + c_2 - m_2 \omega^2 + i(\mu_0 + \mu_2 + \mu_3) \omega; \end{aligned}$$

Розв'язок системи рівнянь (2) буде у вигляді:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{-P \cdot k_{12}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; & X_2 &= \frac{P \cdot k_{11}(k_{23} + k_{33})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}; \\ X_3 &= \frac{P \cdot (-k_{11}k_{32} + k_{12}k_{21} - k_{22}k_{11})}{k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32}}. \end{aligned} \quad (3)$$

Визначимо сумарну жорсткість пружних елементів  $c_1$  та  $c_2$  так, щоб коливна маса  $m_2$  під час роботи віброплощинки залишалась нерухомою. Для того прирівняємо

спільний знаменник у виразах (3) до нуля:  $k_{12}k_{21}k_{33} - k_{11}k_{22}k_{33} + k_{11}k_{23}k_{32} = 0$ . З цього виразу можна визначити жорсткість  $c_1$ , задовільнивши умову резонансу. При цьому необхідно знати жорсткості  $c_2$  та  $c_0$ . Жорсткість  $c_2$  визначаємо з умови, що маса  $m_3$  повинна мати резонансне налагодження за парціальною частотою вимушуючих коливань. Тобто жорсткість  $c_2$  без врахування сил дисипації визначаємо за наступною формулою:

$$c_2 = m_3 \left( \frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (4)$$

$z = \frac{\omega}{\omega_0}$  - резонансне налагодження механічної коливної системи гасника, тут  $\omega_0$  - частота власних коливань.

Сумарна жорсткість  $c_0$  віброізоляторів без врахування сил дисипації визначається з умови, що власна частота коливань усієї віброплощадки повинна в 4.5 разів бути меншою від частоти вимушених коливань, тобто:

$$c_0 = \frac{(m_1 + m_2 + m_3)}{4.5} \left( \frac{\omega}{z} \right)^2, \quad (5)$$

Підставляючи значення коефіцієнтів в детермінант системи рівнянь (2), жорсткість  $c_1$  без врахування сил дисипації в аналітичному вигляді буде рівна:

$$c_1 = m_1 \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 \frac{-c_0 c_2 + c_0 m_3 \omega^2 + c_2 m_3 \omega^2 + c_2 m_2 \omega^2 - m_3 m_2 \omega^4}{-c_0 c_2 + c_0 m_3 \omega^2 + c_2 m_3 \omega^2 + c_2 m_1 \omega^2 - m_3 m_1 \omega^4 + c_2 m_2 \omega^2 - m_3 m_2 \omega^4}. \quad (6)$$

Формула (6) складається з двох добутків і при умові, що в сумарних жорсткостях  $c_1$  та  $c_2$  резонансні налагодження  $z$  однакові та  $c_0 = 0$ , другий добуток буде дорівнювати 1. Згідно рекомендацій [3], де механічна коливна система розглядаються як така, що складаються з двох одномасних, розрахунок сумарних жорсткостей можна виконати за спрощеними залежностями:

$$c_1 = m_1 \left( \frac{\omega}{z} \right)^2 \quad \text{та} \quad c_2 = m_3 \left( \frac{\omega}{z} \right)^2. \quad (7)$$

**Висновок.** Використання формул (4-6) при визначенні значень сумарних жорсткостей пружних систем, дозволить точно налагодити механічну коливну систему три-масової віброплощадки в резонанс при умові, щоб коливна маса  $m_2$  під час роботи площадки залишалась нерухомою.

**Список літератури.** 1. Бауман В.А., Быховский И.И. Вибрационные машины и процессы в строительстве. - М.: Высшая школа. - 1977. - 255 с. 2. Повидайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. - М.: Машгиз, 1962. 3. Повидайло В.А. Принципы создания вибрационных устройств и машин для автоматизированных производств // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Вібрації в техніці та технологіях". - 1994. - №1 - С. 18-27.

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ СО СМЕЩЕННЫМ В ЗАБОЙ КОРПУСОМ ТИПА УКД 200

Лысенко Н.М., Косарев А.В. (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Анализ конструктивных особенностей очистных комбайнов, предназначенных для выемки тонких пластов, свидетельствует о том, что подавляющее количество современных отечественных и зарубежных машин данного класса оснащается шнековыми исполнительными органами, а их корпус смещен относительно рештчатого става забойного конвейера и располагается в уступе забоя. Такая компоновочная схема очистного комбайна, обеспечивая вписываемость его в тонкий пласт, уже изначально является проблемной с позиции сохранения устойчивого положения корпуса машины в поперечной плоскости. Это объясняется тем, что даже в статике при неработающем комбайне центр масс машины в поперечной плоскости, как правило, смещен ближе к забою и располагается вне ее опорного контура, вследствие чего в завальных опорах формируются отрицательные реакции (работа на отрыв).

При работе комбайна внешние нагрузки, формирующиеся на его исполнительных органах, могут существенно усугубить эту картину и он может потерять устойчивое положение, выражающееся в опрокидывании (повороте) корпуса машины на забой. При определенной (критической) величине такого поворота будет нарушено нормальное функционирование как самого очистного комбайна, так и сопряженного с ним оборудования (прежде всего забойного конвейера и механизированной крепи). С этих позиций фактор сохранения устойчивого положения корпуса комбайна в поперечной плоскости для машин рассматриваемого типа может выступать в качестве ограничивающего момента при выборе их рационального режима работы, а в отдельных случаях даже может определять их работоспособность вообще. Следовательно, вполне целесообразно, что уже на стадии создания нового комбайна конструктор должен иметь возможность хотя бы на уровне инженерной методики оценивать устойчивость рассматриваемых вариантов проектируемой машины.

Указанная методика должна включать в себя следующие основные пункты:

1. Выбор критерия устойчивого положения комбайна.
2. Разработка соответствующей расчетной схемы с конкретизацией принимаемых допущений.
3. Составление алгоритма расчета.
4. Имитационное моделирование (вычислительный эксперимент) положения корпуса комбайна в поперечной плоскости в процессе его функционирования.

В ряде работ [1,2], посвященных исследованию устойчивости очистных комбайнов рассматриваемого типа, в качестве критерия устойчивости используется угол поворота корпуса комбайна в поперечной плоскости  $\alpha$ . При этом устойчивое положение комбайна сохраняется, если выполняется условие  $\alpha \leq \alpha_d$ , где  $\alpha_d$  – допустимый (предельный) угол поворота корпуса комбайна в поперечной плоскости, определяемый возможностью вписываемости комбайна в заданный минимальный пласт при наличии механизированной крепи, приемлемой величиной заглубления его исполнительных органов в почву пласта и т. д. Данный критерий устойчивости вполне может быть использован и в предлагаемой методике.

Основываясь на результатах ранее выполненных работ по исследованию устойчивости очистных комбайнов [1,2,3], а также учитывая инженерный уровень предлагаемой методики, при разработке расчетной схемы будем исходить из следующих основных допущений:

- рассматриваемая задача решается в статическом виде. При этом к абсолютно жесткому корпусу комбайна прикладываются в соответствующих точках сосредоточенные силы, обусловленные весом машины и приподнимаемого рештачного става забойного конвейера, а также внешние силы, обусловленные процессом разрушения угольного пласта любого строения и погрузкой разрушенной горной массы;

- внешние силы задаются в функции углов поворота исполнительных органов комбайна, причем последние изменяются дискретно с заданным шагом. При этом численные значения соответствующих усилий резания определяются на каждом исполнительном органе комбайна согласно [4], а результирующее значение усилия погрузки прикладывается в центре площади окна выгрузки только опережающего шнека (осуществляющего погрузку основной массы угля) и в первом приближении определяются на основании экспериментально установленных соотношений между мощностью на резание и погрузку угля для шнеков малого диаметра [1,5];

- возможное стабилизирующее воздействие на корпус комбайна со стороны цепного тягового органа вынесенной системы подачи и штыбовой подушки, образующейся под днищем машины, не учитывается и относится в запас устойчивости.

На рисунке представлена расчетная схема, на основании которой с учетом оговоренных допущений может быть составлен алгоритм расчета угла поворота в поперечной плоскости очистного комбайна типа УКД 200 (для приведенного варианта опережающий шнек располагается у почвы пласта). На указанной схеме приняты следующие обозначения: OXYZ – неподвижная прямоугольная система координат;  $\alpha$  – угол поворота корпуса комбайна;  $\alpha_{op}$  – угол поворота опорных рештаков (располагающихся между завальными опорами комбайна) забойного конвейера;  $G_k$ ,  $G_p$  – сила тяжести соответственно комбайна и одного загруженного углем рештака с его навесным оборудованием;  $R_a$ ,  $R_c$ ,  $R'_a$ ,  $R'_c$  – соответствующие проекции равнодействующих усилий резания, формирующихся на опережающем и отстающем исполнительных органах комбайна;  $F_o$ ,  $F_t$  – осевая и тангенциальная составляющие результирующего усилия погрузки;  $\lambda$  – угол, определяющий точку приложения результирующего усилия погрузки на лопасти опережающего шнека.

Алгоритм расчета угла поворота корпуса комбайна в поперечной плоскости целесообразно организовать по следующей схеме:

1. Исходя из области применения комбайна устанавливаются конкретные горно-геологические условия, с учетом которых задается схема расположения исполнительных органов по мощности пласта и среднее значение скорости подачи.

2. Принудительно реализуется ступенчатый поворот корпуса комбайна в поперечной плоскости с шагом  $\Delta\alpha$  (начальное положение соответствует  $\alpha = 0^\circ$ ). При этом для каждого дискретного значения  $\alpha$  моделируется процесс разрушения угольного массива и погрузки разрушенной горной массы и с учетом полученных значений внешних возмущающих сил в заданной системе координат OXYZ определяются величины опрокидывающего  $M_o$  и восстанавливающего  $M_b$  моментов.

3. На основании сравнения величин  $M_o$  и  $M_b$  (с учетом их знака) делается логический вывод: а) - комбайн находится в устойчивом положении ( $M_b + M_o \geq 0$ ); б) - комбайн находится в неустойчивом положении ( $M_b + M_o < 0$ ).

4. Вывод б) требует рассмотрения следующего положения корпуса комбайна при  $\alpha_{i+1}$ . Если условие ( $M_b + M_o \geq 0$ ) не будет выполнено и при повороте корпуса комбайна на предельно допустимый угол  $\alpha_d$ , то при заданных горно-геологических и режимных параметрах положение комбайна считается неустойчивым.

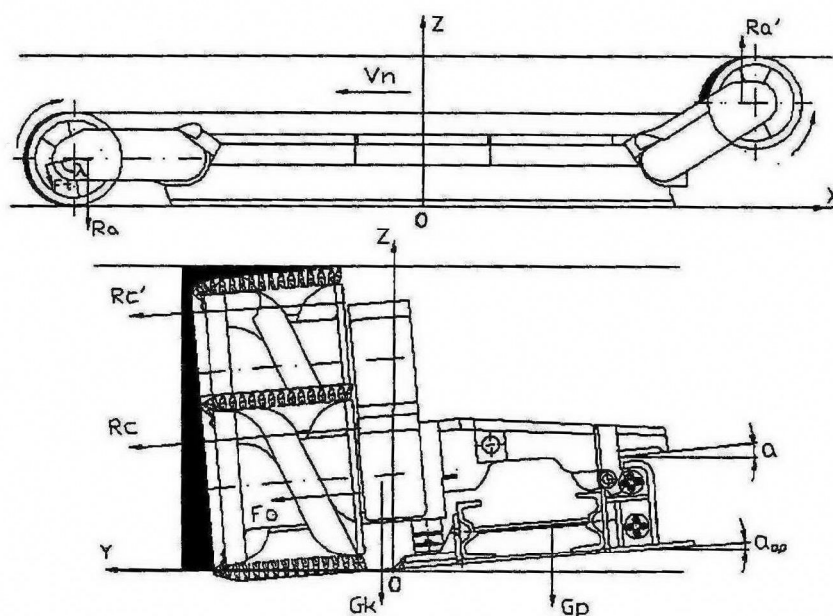


Рис.1. Расчетная схема.

Выражения для определения  $M_o$  и  $M_b$  сравнительно просто могут быть получены на основании расчетной схемы, а алгоритм нахождения осевой и тангенциальной составляющих результирующего усилия погрузки требует более подробной детализации.

Выше оговоренное допущение относительно нахождения результирующего усилия погрузки математически может быть интерпретировано в следующем виде:

$$F_t = \frac{k_n M_{кр}}{R_c}; \quad F_o = \frac{k_n M_{кр} \operatorname{tg} \varphi}{R_c},$$

где  $k_n$  – коэффициент, характеризующий соотношение между затратами мощности приводного электродвигателя на погрузку и резание;

$M_{кр}$  – суммарное (на опережающем и отстающем шнеках) значение крутящего момента, обусловленного разрушением угольного массива;

$R_c$  – средний радиус шнека;

$\varphi$  – угол подъема погрузочной лопасти шнека на радиусе  $R_c$ .

Численное значение угла  $\lambda$ , определяющего точку приложения результирующего усилия погрузки на лопасти опережающего шнека, может быть получено из следующего выражения:

$$\varphi = \arcsin \frac{z_{он} - z_{pn}}{R_c},$$

где  $z_{он}$ ,  $z_{pn}$  – координаты соответственно оси вращения опережающего шнека и точки приложения результирующего усилия погрузки в системе координат  $OXYZ$ .

Следует заметить, что величина восстанавливающего момента существенно зависит от количества одновременно приподнимаемых рештаков  $n_p$  забойного конвейера. Исходя из наличия достаточно больших зазоров в узлах сочленения рештачного става и связанного с ним навесного оборудования можно предположить, что зависимость  $n_p = f(\alpha)$  будет иметь явно выраженный нелинейный или даже скачкообразный характер. Для нахождения хотя бы приближенной количественной оценки этой зависимости необходимо детально рассмотреть картину формирования вероятностных зазоров в указанных соединительных узлах используемого конкретного забойного конвейера.

Для оперативного получения результатов при оценке устойчивости очистных комбайнов рассматриваемого типа при проведения большого количества повторяющихся вычислений в рамках предлагаемой методики целесообразно использовать программу на одном из основных языков программирования.

**Список литературы:** 1. Григорьян Б.Р. Обоснование рациональных параметров системы комбайн – конвейер, обеспечивающих устойчивость выемочных машин со смещенным в забой корпусом: Автореф. дис. ... канд. Техн. Наук. – М., 1980. – 32 с. 2. Исследование устойчивости очистного комбайнаУКД в составе комплекса 1МКД-80 /Горбатов П.А., Лысенко Н.М., Марченко И.Н., Сердюк Ю.В. Уголь Украины – 1995.- № 8.- С.49-51. 3. Бойко Н.Г. Теория устойчивости очистного комбайна со смещенным с конвейера корпусом // Разработка месторождений полезных ископаемых .- К. : Техніка, 1985.- Вып. 70.- С. 3 – 10. 4. КД12.10.040-99. Изделия угольного машиностроения. Комбайны очистные. Методика выбора параметров и расчета сил резания и подачи на исполнительных органах (взамен ОСТ12.44.258-84). Введен с 01.01.2000.- Донецк: Минуглепром Украины, 1999.- 75с. 5. Бойко Н.Г. Погрузочная способность удлиненных шнеков очистных комбайнов для тонких пластов // Изв. вузов. Горн. журн.- 1982.- №9.- С. 76-80.

## ШВИДКОПЕРЕНАЛАГОДЖУВАНІЙ ЗБІРНИЙ ТОКАРНИЙ РІЗЕЦЬ

Матюха П. Г., Холод В. М. (каф. МВерстати, ДонНТУ, м. Донецьк, Україна)

В умовах ринкової економіки, при наявності жорсткої конкуренції та постійній зміні попиту, велике значення набувають методи зниження собівартості продукції. Стосовно машинобудування до таких методів відносять, насамперед, зниження штучно-калькуляційного часу виготовлення продукції. Вирішення цього завдання взагалі має два варіанти: зниження основного часу обробки та зниження допоміжного часу, витраченого на заміну ріжучої частини інструменту.

Розглянемо основні відомі методи зниження допоміжного часу, які пов'язані з конструкцією інструменту. До таких належать:

- автоматична заміна різальної частини [1];
- автоматичний поворот ріжучої пластини [2];
- використання інструменту з багатограними різальними пластинами [3].

Мета дослідження – удосконалення конструкції різця, оснащеного багатограними різальними пластинами, яка забезпечує зниження допоміжного часу за рахунок автоматичної заміни різальної пластини разом з підкладкою.

Задача скорочення допоміжного часу вирішується за рахунок нової конструкції різця, що забезпечує заміну різальної частини з іншими геометричними параметрами шляхом скорочення кількості елементів вузла кріплення та зв'язків між ними. Крім цього конструкція передбачає можливість використання промислового маніпулятора для заміни різальної частини.

Запропонований токарний різець (рис 1, а, б, в, г) має державку 1 з закритим гніздом 2, в якому розміщена вставна опорна пластинка 3. В гнізді 4 вставної опорної пластинки закріплена різальна пластинка 5 за допомогою гвинта 6, який має головку 7 сферичної форми, що взаємодіє з конічною поверхнею 8 в отворі різальної пластини при

вкручувані гвинта в різьбовий отвір 9. На опорній поверхні вставної опорної пластинки виконаний паз 10. В державці виконано ступінчастий отвір 11, що сполучається з закритим гніздом державки. В цьому отворі розташована тяга 12 з гачком 13, похила поверхня 14 якої взаємодіє з похилою поверхнею 15 пазу. В ступені 16 з більшим діаметром отвору 11 розміщена пружина 17, одна сторона якої має можливість взаємодії з уступом 18 ступені 16, а друга - з упором 19 на тязі, наприклад, з шайбою. Гайки 20 та 21 призначені для регулювання сили підтиску вставної опорної пластини до базуючих поверхонь 22 та 23 в гнізді державки. Штифт 24, який запресований в державку, входить у паз 25 на тязі, який необхідний для орієнтування тяги в отворі, а також обмеженню величини переміщення тяги в отворі.

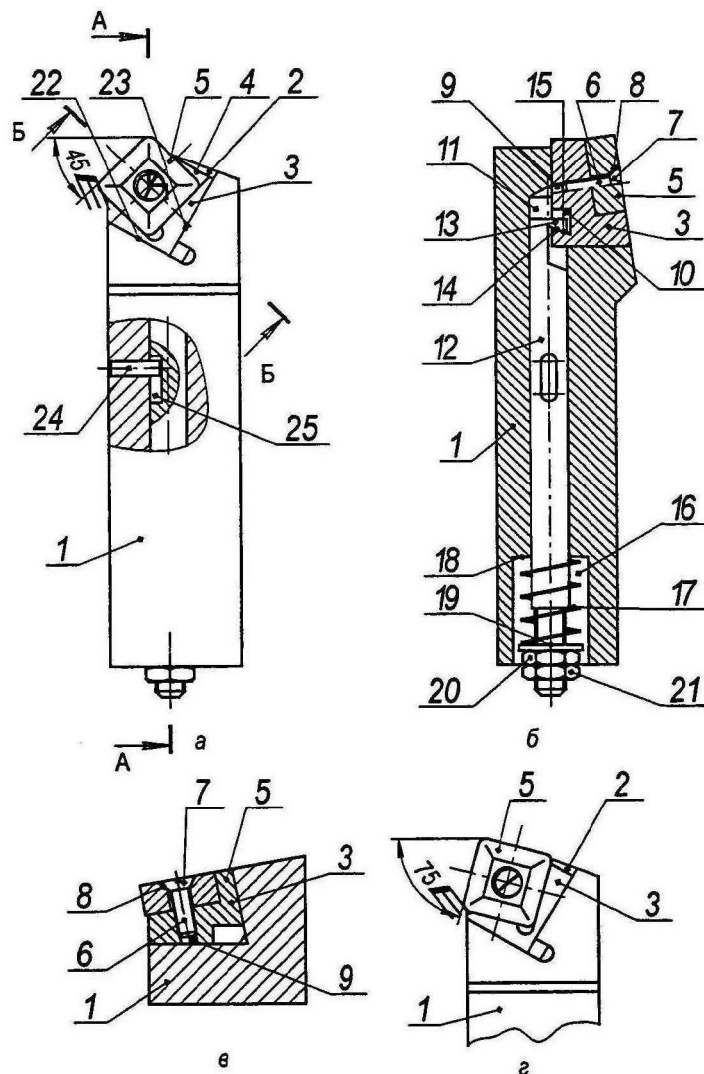


Рис. 1. Швидкопереналагоджуваний токарний різець.

а – загальний вид, б – переріз А-А, в – переріз Б-Б, г – токарний різець з кутом в плані  $75^\circ$

Задача скорочення допоміжного часу на заміну різальної частини вирішується за рахунок того, що на опорній поверхні вставної опорної пластинки виконано паз, а в державці ступінчастий отвір, що сполучається з закритим гніздом державки, в якому розташована тяга з гачком, при цьому, похила поверхня гачка встановлена з можливістю взаємодії з відповідною поверхнею пазу в вставній опорній пластинці, а в ступені з

нією стороною з уступом отвору в державці, а другою стороною з упором на тязі, наприклад, шайбою. Це дозволяє спростити вузол закріплення вставної опорної пластинки.

Для встановлення різальної частини різця з іншими геометричними параметрами необхідно стиснути пружину 17 зняти непотрібну вставну опорну пластинку 3 з різальною пластини 5 з гачка 13, встановити різальну частину з необхідними геометричними параметрами і відпустити пружину.

Таким чином, запропонована конструкція токарного різця забезпечує скорочення допоміжного часу і дозволяє автоматизувати процес зміни різальної частини, в тому числі і за допомогою робота.

Запропонований токарний різець може застосуватися при обробці матеріалів різанням, забезпечуючи закріплення різальних пластин з іншими геометричними параметрами на одній державці з невеликим допоміжним часом, що дозволяє збільшити продуктивність токарної обробки.

За результатами дослідження була подана заявка на отримання патенту України на винахід.

**Список літератури :** 1. Резец с устройством автоматической смены режущих пластин. Нэгиси Хидэо, Исии Масаэ; Мицубиси киндзоку к. Пат. 58-7403, Япония. Заявл. 08.08.77, № 52-94F43, опубл. 09.02.83. МКИ В23В27/16, В23Q3/155. 2. Устройство для крепления и поворота непerezатачиваемых режущих пластинок. МКИ4 В 23 В 27/16. Экон. пат. № 259 583. ГДР (DD) Публикация 88 08 31 №35. 3. Патент України на винахід № 51167А МКИ В23 В27/16. Різальний інструмент/ Матюха П. Г., Гриньов Ю. О., Скринніков В. С., Бережний С. А.

## **МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ КОМБИНИРОВАННЫМ ИНСТРУМЕНТОМ ТИПА ЗЕНКЕР-РАЗВЁРТКА.**

**Мирошниченко А.В., Зубко М.М. (каф. МСиИ, ДонНТУ, м. Донецьк, Україна)**

Современное производство немислимо без использования комбинированного инструмента. Эти специальные инструменты оказывают значительное влияние на увеличение производительности обработки. Комбинированные инструменты позволяют совместить несколько операций одновременно или последовательно за один рабочий цикл. Поэтому очевидны следующие преимущества станков, оснащаемых комбинированным инструментом: меньшие стоимость и потребная площадь, упрощение обслуживания, увеличение надёжности, экономия зажимных и специальных приспособлений.

Режимы резания определяют эффективность комбинированных инструментов, а также их износ и производительность. Отдельные ступени комбинированных инструментов в процессе резания испытывают различную нагрузку. Интенсивность нагрузки на различные режущие кромки зависят, в первую очередь, от режимов резания, а также от продолжительности резания [1].

Требуемая шероховатость обработанной поверхности является основной выбора схемы резания: параллельная, комбинированная и последовательная.

Как показал предварительный анализ, наиболее оптимальным вариантом для комбинированного инструмента типа зенкер-развёртка, является последовательная схема резания.

Таким образом, для выравнивания интенсивности нагрузки на различные режущие кромки зенкер-развёртки необходимо определить оптимальные режимы резания.

Основными критериями оптимизации для многоинструментальной обработки являются себестоимость и производительность операции. Для того чтобы в обоих случаях производить минимизацию критерия в качестве «представителя» производительности принято брать штучное время

$$T_{шт} = t_m + t_{см}, \quad (1)$$

где  $t_m$  - машинное время;

$t_{см}$  - время на смену инструмента.

Переменную составляющую  $T_{шт}$ , если инструменты заменяют по отдельности, по мере выхода из строя, определяют как сумму машинного времени и времени на смену и регулировку инструмента, отнесённого к стойкости инструмента [2]:

$$T_{шт} = t_{mi} + \frac{t_{смi} \cdot t_{mi}}{T_i}, \quad (2)$$

где  $T_i$  - стойкость  $i$ -го инструмента (мин).

Для определения себестоимости необходимо умножить штучное время на себестоимость станко-минуты  $e$  и прибавить к этому времени долю расходов по инструменту, отнесённых к одной детали:

$$C = e \cdot Q + \frac{e_{ui} \cdot t_{mi}}{T_i}, \quad (3)$$

где  $e_{ui} = E_H \cdot t_{см} + \omega_i$  - расходы по инструменту [3];

$E_H$  - заработная плата за минуту работы наладчика, производящего смену инструмента;

$\omega_i$  - расходы по переточке и изнашиванию  $i$ -го инструмента, отнесённые ко времени работы инструмента.

После подстановки выражения (2) в выражение (3) получим уравнение определяющее переменную часть стоимости изготовления детали для случая работы зенкер-развёрткой:

$$C = e \cdot t_{m1} + (e \cdot t_{см} + e_{u1}) \cdot \frac{t_{m1}}{T_1} + e \cdot t_{m2} + (e \cdot t_{см} + e_{u2}) \cdot \frac{t_{m2}}{T_2}, \quad (4)$$

где  $e$  - стоимость машинного времени (коп/мин);

$e_u$  - приведенные затраты, обусловленные эксплуатацией режущего инструмента за период его стойкости;

$t_{m1}, t_{m2}$  - машинное время соответственно на первой и второй ступенях;

$t_{см}$  - время смены инструмента;

$T_1, T_2$  - период стойкости инструмента соответственно на первой и второй ступенях.

С учётом того, что машинное время при работе осевым инструментом равно:  $t_m = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{1000 \cdot V \cdot s}$ , а стойкость можно выразить уравнением  $T = \frac{C_T}{V^{1/m} \cdot s^{y/m} \cdot t^{x/m}}$ , то

выражение (4) примет вид:

$$C = \sum_{i=1}^n \frac{\pi \cdot e \cdot D_1 \cdot L}{1000 \cdot V_i \cdot s_i} + (e \cdot t_{cm} + e_u) \cdot \frac{\pi \cdot D_1 \cdot L \cdot V_i^{\left(\frac{1}{m_i}-1\right)} \cdot s_i^{\left(\frac{y_i}{m_i}-1\right)} \cdot t_i^{\left(\frac{x_i}{m_i}\right)}}{1000 \cdot C_{Ti} \cdot D_i^{q_i/m_i} \cdot K_{Vi}^{1/m_i}}. \quad (5)$$

Поиск оптимальных режимов резания  $\{V_1, s_1, V_2, s_2\}$  осуществляется при активных ограничениях на силу резания для первой ступени (зенкера) и на требуемую шероховатость обработанной поверхности для второй ступени (развёртки). Данное обстоятельство объясняется тем, что для зенкера режимы резания назначаются исходя из обеспечения заданной стойкости инструмента, в то время как для развёртки они определяются точностными параметрами.

Ограничение для первой ступени (зенкера) можно представить в виде [4]:

$$10 \cdot C_p \cdot t_1^{x_p} \cdot s_1^{y_p} \cdot V_1^{n_p} \cdot K_p \leq \frac{\Delta \cdot E \cdot I}{L^3}, \quad (6)$$

где  $E$  - модуль упругости;

$I$  - момент инерции зенкера;

$L$  - вылет инструмента;

$C_p, K_p, x_p, y_p, n_p$  - коэффициенты и показатели степеней в силовой зависимости.

Для второй ступени (развёртки) достаточным условием является наложение ограничений на требуемую шероховатость поверхности. В результате экспериментальных исследований [5] была получена зависимость для определения шероховатости поверхности при развёртывании

$$0,16 \cdot s_2^{0,575} \cdot V_2 \leq R_a. \quad (7)$$

Определение оптимальных режимов обработки, проводимое на основании математической модели, сводится к решению задачи геометрического программирования. Прямую постановку задачи оптимизации методом геометрического программирования можно представить в виде

$$C_2 = \frac{x_{01}}{v_1 \cdot s_1} + x_{02} \cdot s_1^{\left(\frac{y_1}{m_1}-1\right)} \cdot t_1^{\left(\frac{x_1}{m_1}\right)} + \frac{x_{03}}{v_2 \cdot s_2} + x_{04} \cdot s_2^{\left(\frac{y_2}{m_2}-1\right)} \cdot t_2^{\left(\frac{x_2}{m_2}\right)},$$

при ограничениях:  $x_{05} \cdot V_1^{n_p} \cdot s_1^{y_p} \leq 1; x_{06} \cdot s_2^{0,575} \cdot V_2 \leq 1.$  (8)

где  $x_{01} = \frac{e \cdot \pi \cdot D_1 \cdot L}{1000}; x_{02} = (e \cdot t_{cm} + e_u) \cdot \frac{\pi \cdot D_1 \cdot L \cdot V_1^{\left(\frac{1}{m_1}-1\right)}}{1000 \cdot C_{T1} \cdot D_1^{q_1/m_1} \cdot K_{v1}^{1/m_1}}; x_{03} = \frac{e \cdot \pi \cdot D_2 \cdot L}{1000};$

$$x_{04} = (e \cdot t_{cm} + e_u) \cdot \frac{\pi \cdot D_2 \cdot L \cdot V_2^{\left(\frac{1}{m_2}-1\right)}}{1000 \cdot C_{T2} \cdot D_2^{q_2/m_2} \cdot K_{v2}^{1/m_2}}; x_{05} = 10 \cdot C_p \cdot t_1^{x_p} \cdot K_p; x_{06} = \left(0,16/R_a\right).$$

Так как каждое ограничение в выражении (8) содержит единственный полиномиальный член, то двойственная задача геометрического программирования имеет вид:

$$V(w) = \left(\frac{x_{01}}{w_{01}}\right)^{w_{01}} \cdot \left(\frac{x_{02}}{w_{02}}\right)^{w_{02}} \cdot \left(\frac{x_{03}}{w_{03}}\right)^{w_{03}} \cdot \left(\frac{x_{04}}{w_{04}}\right)^{w_{04}} \cdot x_{05}^{w_{11}} \cdot x_{06}^{w_{21}} \rightarrow \max. \quad (9)$$

При ограничениях:

$$\begin{aligned} v_1 : w_{01} + w_{02} &= 0; \\ s_1 : w_{01} + w_{02} + w_{11} &= 0; \\ v_2 : w_{03} + w_{04} + w_{21} &= 0; \\ s_2 : w_{03} + w_{04} + w_{21} &= 0; \\ w_{01} + w_{02} + w_{03} + w_{04} &= 1. \end{aligned} \quad (10)$$

Так как рассматриваемая задача 1-й степени трудности ( $m = 4$ ;  $n = 6$ ), то система линейных уравнений в двойственной постановке не имеет единственного решения. Используем методику Уайльда для определения двойственных весов  $w$ . Для этого решим систему линейных уравнений (10) относительно наименьшего позинома целевой функции, характеризующегося двойственным весом  $w_{\min}$ . Необходимым условием существования геометрического программирования является неравенство

$$0 \leq w_{\min} \leq y, \quad (11)$$

где  $y$  - значение при котором другие двойственные веса принимают отрицательное значение.

На следующем этапе  $V(w)$  представляется как функция от  $w_{\min}$ , используя метод дихотомии (6), определяется точная верхняя граница двойственной функции  $V(w)$  и значение двойственного веса  $w_{\min}$ , максимизирующего целевую функцию. На последнем этапе, решением системы уравнений (10), находятся оптимальные значения скоростей резания и подач для обеих ступеней комбинированного инструмента типа зенкер-развёртка.

**Список литературы:** 1. Sauer Leopold. Probleme beim Einsntz von Stufenwerkzeugen. „Werkstait und Betr“, 1977, 110, № 3, 161-164. 2. Гильман А.М., Егоров Г.В., Егоров Ю.Б., Ясаков Ю.В. Автоматизированное проектирование оптимальных наладок металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1984. – 168с.: ил. 3. Оптимизация режимов обработки на металлорежущих станках. М.: Машиностроение, 1972. Гильман А.М. и др. – 188с. 4. Мальшко И.А., Сурженко А.Н., Мирошниченко А.В. Определение неуравновешенной радиальной силы при зенкеровании. Вісник національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут.” Машиностроение, Київ. 2002, вип. 43, с. 107-109. 5. Мірошниченко А.В. Взаимосвязь направления движения стружки с шероховатостью обработанной поверхности при развёртывании. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 71. – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – 191 с.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАПОЛНЕНИЯ СТРУЖКОЙ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ ПРИ ИХ ФРЕЗЕРОВАНИИ

Нечепаяев В. Г., Прохорова Е. В. (каф. ОПМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

До настоящего времени эффективные средства принудительного удаления стружки из зоны резания при фрезеровании закрытых пазов и лабиринтов не разработаны, а исследования, направленные на их создание, не установлены.

Для осуществления принудительного удаления стружки предлагается использовать подачу напорных струй смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС) в зону резания. Подача выполняется согласно двум основным схемам:

- с расположением устройств подачи напорных струй СОТС вне режущего инструмента – схема I (рис. 1 а);

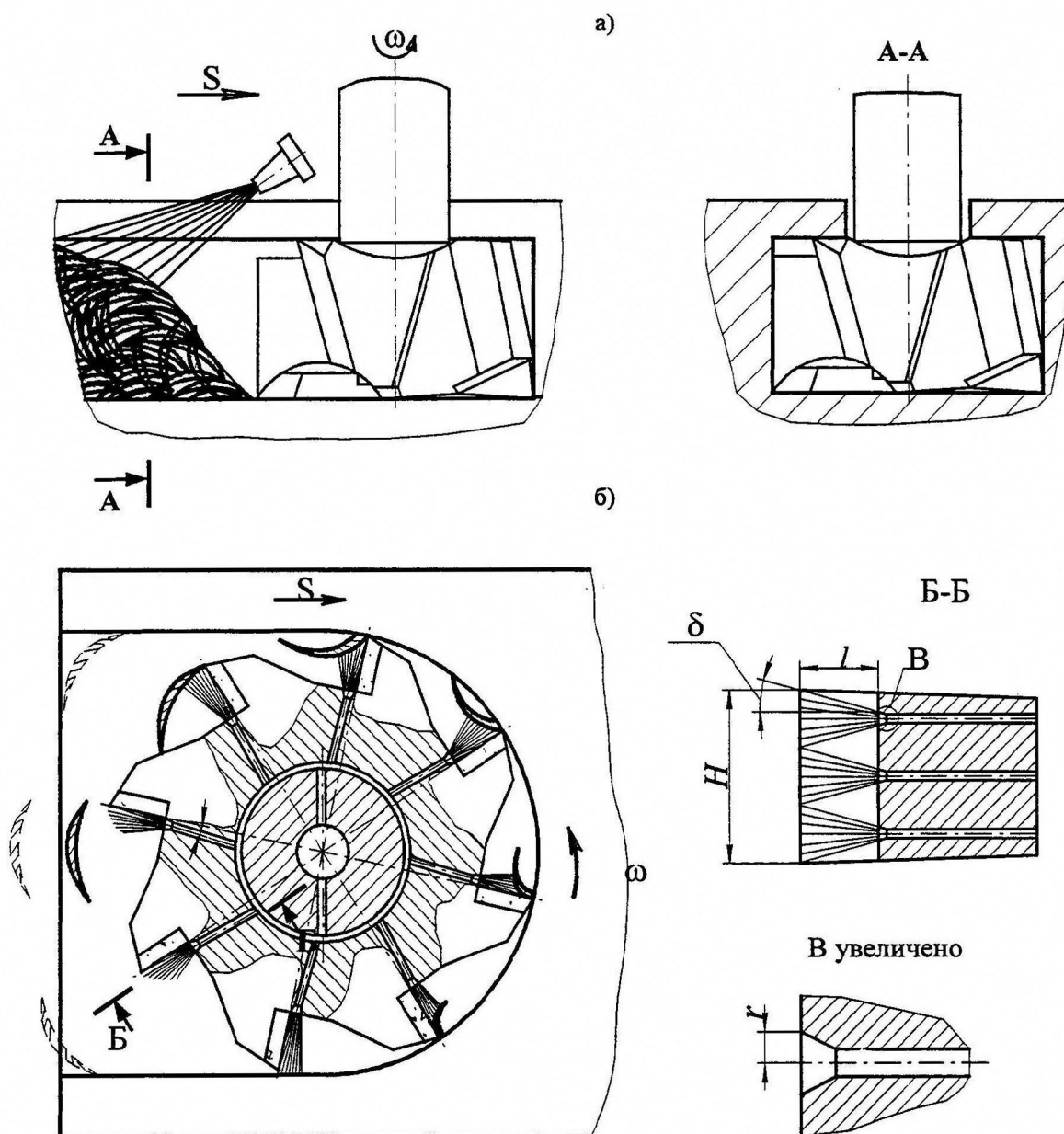


Рис. 1. Устройства подачи напорных струй СОТС: а) вне режущего инструмента – по схеме I; б) по каналам в теле режущего инструмента – по схеме II

- с подачей СОТС для формирования напорных струй по каналам в теле режущего инструмента – схема II (рис. 1 б).

Общим недостатком устройств первого типа является значительное удаление источника гидравлической энергии от объекта, на который он должен воздействовать – отделенной стружки.

Для устранения этого недостатка разработан режущий инструмент [1] с непосредственной подачей напорных струй СОТС в зону резания при фрезеровании закрытых пазов (рис. 1 б).

Для установления параметров принудительного воздействия, обеспечивающих своевременное удаление стружки из рабочей зоны, рассмотрим процесс ее перемещения непосредственно после отделения (при осуществлении холостого цикла – когда зуб фрезы не снимает металл).

Элемент стружки рассматривается как однородное абсолютно жесткое материальное тело с постоянными параметрами состояния поверхностного слоя на всех поверхностях, размерами которого, для решения поставленных задач, можно пренебречь. На элемент стружки, находящийся в пространстве между зубьями фрезы, действуют силы:  $\bar{F}_u^{чб}$  - центробежная сила инерции;  $\bar{N}_z$  - реакция со стороны передней поверхности зуба фрезы;  $\bar{F}_u^{кор}$  - кориолисова сила инерции;  $\bar{F}_n$  - сила сопротивления перемещению по нижней поверхности;  $\bar{F}_n$  - сила сопротивления перемещению по передней поверхности зуба [1]. При наличии принудительного силового воздействия – действует также сила  $\bar{F}_{np}$ . Сумма этих сил

$$\bar{F}_\Sigma = \bar{F}_u^{чб} + \bar{N}_z + \bar{F}_u^{кор} + \bar{F}_n + \bar{F}_n + \bar{F}_{np}.$$

Направление и значение  $\bar{F}_\Sigma$  определяют возможность удаления стружки из пространства между зубьями.

Для определения угла поворота зуба фрезы в момент выброса элемента стружки из пространства между зубьями (во время холостого цикла) после его отделения применим теорему об изменении количества движения в интегральной форме в проекции на ось  $Ox$ , параллельную передней поверхности зуба фрезы [2]

$$mv_2 - mv_1 = \sum_{k=1}^n S(F_k),$$

где  $m$  – масса элемента стружки;  $v_1, v_2$  – скорость элемента стружки соответственно в начальный и конечный момент времени его движения вдоль передней поверхности зуба фрезы;  $\sum_{k=1}^n S(F_k)$  - проекция на ось  $Ox$  суммы импульсов сил, действующих на элемент стружки.

После преобразований, интегрирования и ряда подстановок [2] значение угла поворота зуба фрезы определяется согласно

$$\varepsilon = \left[ 2\pi n \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_c \cdot S_z (d - a) \cdot l_1 \cdot h l}{\frac{mv^2}{r} (\cos \alpha - \sin \alpha \cdot f_n) - mg f_n (1 + f_n) + F_{np} (\cos \beta - \sin \beta \cdot f_n)}} \right] + \gamma + \alpha,$$

где  $n$  – частота вращения фрезы;

$\rho_c$  – плотность элемента стружки (плотность обрабатываемого материала);

$S_z$  – подача на зуб;

$d$  – диаметр фрезы;

$a$  – ширина предварительной обработки паза;  
 $l_1$  – длина рабочей части фрезы;  
 $h_1$  – длина передней поверхности зуба;  
 $v$  – линейная скорость перемещения элемента стружки во вращательном движении;  
 $r$  – расстояние от оси вращения фрезы до центра масс элемента стружки;  
 $\alpha$  – передний угол;  
 $f_n$  – коэффициент сопротивления перемещению по передней поверхности зуба фрезы;  
 $g$  – ускорение свободного падения;  
 $f_n$  – коэффициент сопротивления перемещению по нижней поверхности паза;  
 $\beta$  – угол наклона вектора силы  $F_{np}$  к передней поверхности зуба фрезы;  
 $\gamma$  – угол наклона вектора силы  $\bar{F}_\Sigma$  к оси  $Ox$  [1].

В начальный момент времени, когда свободное пространство паза еще не заполнено отделенной стружкой, элемент стружки выбрасывается из пространства между зубьями под углом  $\varepsilon$  на некоторое расстояние. Определено расстояние, на которое он может переместиться в этом случае. В качестве основополагающей зависимости при моделировании этого процесса использована теорема об изменении кинетической энергии в интегральной форме

$$\frac{1}{2}mv_{21}^2 - \frac{1}{2}mv_{11}^2 = \sum_{k=1}^n A(F_k),$$

где  $m$  – масса элемента стружки;  
 $v_{11}$ ,  $v_{21}$  – соответственно скорость элемента стружки в начальный и конечный моменты времени его движения по пазу;

$\sum_{k=1}^n A(F_k)$  – сумма работ сил, действующих на элемент стружки при его движении по пазу.

Далее, по мере реализации рабочего процесса, свободное пространство паза заполняется отделяемой стружкой. Поскольку плотность стружки ( $\rho_c = 1,0 \dots 1,5$  г/см<sup>3</sup>) существенно меньше плотности материала обрабатываемой заготовки ( $\rho_m = 7,8$  г/см<sup>3</sup>), то заполнение свободного пространства паза происходит достаточно быстро.

Скорость этого процесса определяется геометрическими размерами паза, значением расстояния выброса, а также значением объемного коэффициента (коэффициента разрыхления стружки).

Определена длина перемещения фрезы, соответствующая заполнению свободного пространства обрабатываемого паза отделенной стружкой, из условия равенства объемов свободного пространства паза и отделенной стружки.

Установлено, что в диапазоне изменения конструктивных и режимных параметров, рекомендованных ГОСТ 7063 – 72 (СТ СЭВ 115 – 79, СТ СЭВ 4632 – 84) и ГОСТ 10673 – 75 для обработки Т-образных пазов, заполнение свободного пространства паза происходит при длине обработки всего 1,0...1,3 см в случае обработки стальных заготовок и 6...8 см при обработке чугунных заготовок. При дальнейшей реализации рабочего процесса с этими параметрами объем отделенной стружки превышает объем свободного пространства, что приводит к сжатию стружки.

Показано, что значение плотности стружки, находящейся в пазу, в процессе сжатия изменяется в диапазоне 1...2,2 г/см<sup>3</sup> в случае фрезерования стальных заготовок и в диапазоне 1,5...2,2 г/см<sup>3</sup> в случае обработки чугунных заготовок.

Упомянутое явление определяет подпор как рабочим поверхностям фрезы, так и элементам стружки, находящимся в пространстве между зубьями, со стороны уплотненной стружки.

Для оценки возможности самоудаления стружки из пространства между зубьями фрезы, определена сила подпора элементу стружки, препятствующая этому процессу. При обработке стальных заготовок значение силы подпора изменяется в диапазоне  $0 \dots 0,02$  Н, а силы самоудаления –  $0,0001 \dots 0,0002$  Н; при обработке чугуных заготовок соответственно  $0 \dots 0,015$  Н и  $0,001 \dots 0,002$  Н.

Согласно предварительной оценке, сила подпора значительно (до 200 раз) превышает силу выброса элемента стружки, что для большинства известных в практике вариантов обработки определяет невозможность его самоудаления из пространства между зубьями фрезы. Данное явление приводит к повторному попаданию стружки в зону резания, уменьшая ресурс работы инструмента, определяя повышенный износ режущих кромок, уменьшая производительности и качества обработки. В этих случаях для удаления элемента стружки из пространства между зубьями фрезы требуется приложение дополнительного принудительного воздействия.

#### **Выводы.**

1. Разработана методика, позволяющая выполнить анализ перемещения стружки после ее отделения.
2. Выполнены схематизация и описание процесса заполнения стружкой закрытых профильных пазов при их фрезеровании. Результаты показывают высокую вероятность самозатягивания стружки в зону резания, что приведет к уменьшению производительности и качества обработки.
3. Анализ рабочего процесса фрезерования Т-образных пазов, выполненный в диапазоне, рекомендованном действующими стандартами, показывает, что для гарантированного удаления стружки из пространства между зубьями фрезы в течение цикла обработки необходимо осуществление дополнительного принудительного воздействия.

**Список литературы:** 1. Нечепаяев В. Г., Гнитько А. Н. Разработка и моделирование системы удаления стружки при фрезеровании закрытых пазов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2004. Вып. 27. - С.158 – 165. 2. Нечепаяев В. Г., Гнитько А. Н. Исследование отделения и накопления стружки при фрезеровании закрытых профильных пазов // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. научных трудов. – Краматорск: ДГМА, вып. № 3, 2004. – С.45-51.

## ВЛАСТИВІСТЬ КУБІЧНИХ ПАРАБОЛ

Ольховиченко Н. Г., Проскуренко Д. В. (каф. НГПГ, м. Донецьк, Україна)

При описі кривих ліній кубічними сплайнами і побудові поверхонь, заданих кривими, описаними кубічними сплайнами /1/ виникає необхідність враховувати подібність кубічних парабол.

Дамо визначення подібності кривих.

Нехай

$$X_1 = t_1; Y_1 = b_1; Z_1 = Z_1(t_1);$$

$$X_2 = t_2; Y_2 = b_2; Z_2 = Z_2(t_2);$$

рівняння двох кривих, що мають неперервні похідні  $n+1$ -го порядку. Криві задані в лівій системі декартових координат. Вони лежать у площинах

$$Y_1 = b_1; Y_2 = b_2 ;$$

рівнобіжні площини  $ZOX$  і задані в параметричному вигляді.

Будемо вважати, що між точками цих кривих парабол встановлене взаємно однозначна відповідність за умовою рівності перших похідних у відповідних точках. Тобто, для будь-якої точки  $c_1$  області визначення  $t_1$  кривій  $Z_1(t_1)$ , значення першої похідної в якій  $Z'_1(c_1) = k$  знайдеться відповідна точка  $l_1$  області визначення  $t_2$  кривій  $Z_2(t_2)$ , у якій значення першої похідної  $Z'_2(l_2) = k$ .

Геометричний зміст цієї умови полягає в тому, що дотичні у відповідних точках рівнобіжні.

Нехай  $c_1$  і  $c_2$  - будь-які два фіксованих значення області визначення  $t_1$  кривій  $Z_1(t_1)$  і  $Z_1(c_1)$  і  $Z_1(c_2)$  значення функції в цих точках кривій, а  $l_1, l_2, Z_2(l_1), Z_2(l_2)$ - координати відповідних точок кривій  $Z_2(t_2)$ .

Назвемо ці криві подібними, якщо виконується умова

$$\frac{c_2 - c_1}{l_2 - l_1} = \frac{Z_1(c_2) - Z_1(c_1)}{Z_2(l_2) - Z_2(l_1)} = m \quad (1)$$

де  $m$  - постійне число.

Геометричний зміст подібності кривих може полягати в тім, що вони визначають конічну поверхню.

Нехай

$$X_1 = t_1; Y_1 = b_1; Z_1(t_1) = A_3(t_1 - p_1)^3 + A_2(t_1 - p_1)^2 + A_1(t_1 - p_1) + A_0;$$

$$X_2 = t_2; Y_2 = b_2; Z_2(t_2) = B_3(t_2 + p_2)^3 + B_2(t_2 + p_2)^2 + B_1(t_2 + p_2) + B_0;$$

рівняння двох кубічних парабол, що лежать у рівнобіжних площинах, записані щодо точок перегину з абсцисами  $p_1$  і  $p_2$ .

Взаємно однозначну відповідність між двома кубічними параболою за умовою паралельності дотичних у відповідних точках можна установити, якщо перші похідні в точках перегину однакові і коефіцієнти  $A_3$  і  $B_3$  мають однакові знаки.

Ці умови мають простий геометричний смисл. Рівняння перших похідних цих функцій являють собою параболу. Ординати вершин цих парабол визначають значення першої похідної в точках перегину кривих. Якщо перші похідні однакові і знаки  $A_3$  і  $B_3$  однакові, тобто області парабол направлені в одну сторону, між точками парабол можна установити необхідну взаємно однозначну відповідність за допомогою горизонтальних прямих.

Покажемо, що при такій відповідності кубічні параболу подібні, тобто для відповідних точок виконується умова (1).

Кубічна парабол-це крива, симетрична щодо точки перегину, тому на кривій є дві точки з однаковими значеннями першої похідної. Одна з них знаходиться на опуклій частині кривої, а інша на угнутій. Якщо взаємно однозначна відповідність між двома кривими встановлено таким чином, що обидві відповідні точки лежать на опуклих (увігнутих) частинах кривих, то  $m$  -*позитивне* число. Якщо одна з відповідних точок лежить на опуклій (угнутій), а інша на угнутій (опуклій) частині кривої, то  $m$  -*негативне* число.

Якщо відповідність установлена першим способом, криві визначають конічну поверхню, вершина якої розташована за межами відсіку, обмеженого напрямними кривими.

Якщо відповідність установлена іншим способом, криві визначають конічну поверхню, вершина якої розташована між напрямними кривими.

Продиференціюємо рівняння кубічних парабол тричі

$$\begin{aligned} Z'_1(t_1) &= 3A_3(t_1 - p_1)^2 + 2A_2(t_1 - p_1) + A_1, \\ Z''_1(t_1) &= 6A_3(t_1 - p_1) + 2A_2, \\ Z'''_1(t_1) &= 6A_3, \\ Z'_2(t_2) &= 3B_3(t_2 - p_2)^2 + 2B_2(t_2 - p_2) + A_2, \\ Z''_2(t_2) &= 6B_3(t_2 - p_2) + 2B_2, \\ Z'''_2(t_2) &= 6B_3. \end{aligned}$$

Вважаючи в цих рівняннях

$$t_1 = p_1; \quad Z''_1(p_1) = 0; \quad t_2 = p_2; \quad Z''_2(p_2) = 0;$$

визначимо коефіцієнти рівнянь кубічних парабол:

$$\begin{aligned} A_0 &= Z_1(p_1); \quad A_1 = Z'_1(p_1); \quad A_2 = 0; \quad A_3 = \frac{Z'''_1(t_1)}{3!}; \\ B_0 &= Z_2(p_2); \quad B_1 = Z'_2(p_2); \quad B_2 = 0; \quad B_3 = \frac{Z'''_2(t_2)}{3!}. \end{aligned}$$

Запишемо умови паралельності дотичних у точках перегину кубічних парабол.

$$Z'_1(p_1) = Z'_2(p_2);$$

звідки вибігає

$$A_1 = B_1 = k_p ;$$

де  $k_p$  – значення першої похідної у точках перегинач кривих.

Рівняння двох кубічних парабол з рівнобіжними дотичними в точках перегиначу мають вигляд:

$$Z_1(t_1) = A_3(t_1 - p_1)^3 + k_p(t_1 - p_1) + Z_1(p_1);$$

$$Z_2(t_2) = B_3(t_2 - p_2)^3 + k_p(t_2 - p_2) + Z_2(p_2).$$

Запишемо умову паралельності дотичних у відповідних точках кривих з абсцисами  $c_1, l_1$ .

$$3A_3(c_1 - p_1)^2 + k_p = 3B_3(l_1 - p_2)^2 + k_p ;$$

Звідки вибігає

$$\frac{c_1 - p_1}{l_1 - p_2} = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} = m, \quad c_1 - p_1 = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} (l_1 - p_2). \quad (2)$$

Запишемо умову паралельності дотичних у відповідних точках кривих з абсцисами  $c_2, l_2$ .

$$3A_3(c_2 - p_1)^2 + k_p = 3B_3(l_2 - p_2)^2 + k_p$$

Звідки вибігає

$$\frac{c_2 - p_1}{l_2 - p_2} = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} = m, \quad c_2 - p_1 = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} (l_2 - p_2)$$

Виконавши перетворення, маємо

$$\frac{c_2 - c_1}{l_2 - l_1} = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} = m$$

Запишемо значення функцій  $Z_1(c_1)$  і  $Z_2(l_1)$

$$Z_1(c_1) = A_3(c_1 - p_1)^3 + k_p(c_1 - p_1) + Z_1(p_1); \quad (3)$$

$$Z_2(l_1) = B_3(l_1 - p_2)^3 + k_p(l_1 - p_2) + Z_2(p_2) \quad (4)$$

Підставимо вираз (2) у рівняння (3)

$$Z_1(c_1) = A_3 \left( \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} \right)^3 (l_1 - p_2)^3 + k_p \left( \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} \right) (l_1 - p_2) + Z_1(p_1)$$

Виконавши перетворення, одержимо

$$Z_1(c_1) = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} [B_3(l_1 - p_2)^3 + k_p(l_1 - p_2)] + Z_1(p_1)$$

З рівняння (4)

$$B_3(l_1 - p_2)^3 + k_p(l_1 - p_2) = Z_2(l_1) - Z_2(p_2),$$

Отже,

$$\frac{Z_1(c_1) - Z_1(p_1)}{Z_2(l_1) - Z_2(p_2)} = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} = m.$$

Записавши значення функцій  $Z_1(c_2)$  і  $Z_2(l_2)$  і виконавши аналогічні перетворення, одержимо

$$\frac{Z_1(c_2) - Z_1(p_1)}{Z_2(l_2) - Z_2(p_2)} = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} = m.$$

Після перетворень одержимо

$$\frac{Z_1(c_2) - Z_2(c_1)}{Z_2(l_2) - Z_2(l_1)} = \pm \sqrt{\frac{B_3}{A_3}} = m.$$

Отже, дві кубічні параболи подібні, якщо дотичні у точках перегину рівнобіжні і треті похідні рівнянь кривих мають однакові знаки.

**Список літератури:** 1.Завьялов Ю.И., Квасов В.И., Мірошніченко В.Л. Методы сплайн-функций.-М: Наука, 1980.-250 с.

**АНАЛИЗ ДИАГРАММ УСКОРЕНИЙ, РЫВКА И УСИЛИЙ В ШПУ.****Остроухов И.О., Борисенко В.Ф. (каф. ЭАПУ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)**

Подъемные установки в зависимости от назначения и высоты подъема, вида и грузоподъемности сосудов, числа обслуживаемых горизонтов, расстояния между ними могут работать по одной из следующих диаграмм движения. (рис.1) :

а) трехпериодная, б) пятипериодная, в) шестипериодная, г) семипериодная.

Диаграмма типа «пятипериодная» является наиболее простой и находит применение для клетевых подъемных установок с одноэтажными неопрокидными клетями при качающихся приемных площадках. В частном случае  $t_1$  может быть равным  $t_3$  (времена разгона и торможения), обычно время  $t_3$  замедления (торможения) несколько меньше  $t_1$ .

Более сложный характер движения имеют подъемные установки, оборудованные опрокидными скипами. Начальный этап движения – движение спускающегося скипа в разгрузочных кривых. Скорость схода с кривых не должна превышать  $1,5$  м/с; для опрокидной клетки –  $2,5$  м/с. После выхода подъемного сосуда из разгрузочных кривых ШПМ движется с допустимым ускорением, которое зависит от перегрузочной способности двигателя, с одной стороны, а с другой стороны, лимитируется допустимыми нагрузками в ЭМС подъема. Ускорение для вертикальных подъемников  $a \leq 1,2$  м/с<sup>2</sup>; в случае многоканатных подъемных машин величина ускорения не должна приводить к проскальзыванию каната по футеровке.

Время работы с максимальной скоростью зависит от глубины опускания  $H$  (высоты подъема). Максимальная скорость движения сосудов обычно ограничивается величиной

$V_{\max} = (0,4 \div 0,5 H^{1/2})$ ,  $V_{\max}$  не должна превышать  $20$  м/с.

При подходе к разгрузочным кривым мы наблюдаем участок активного замедления, скорость движения сосуда должна снизиться до  $1,5$  м/с. Движение в разгрузочных кривых скипа (клетки) происходит при малых скоростях порядка  $0,6 \pm 0,3$  м/с. Пониженная скорость при дотягивании в ряде случаев используется для компенсации погрешностей системы управления. Последний участок тахограммы – останов.

В зависимости от конструктивных особенностей ШПМ в процессе ее работы на ободу барабана (шкива трения) могут быть зафиксированы существенно различающиеся величины движущих усилий (рис. 1)

Как видно из рисунка 1, движущие усилия изменяются ступенчато, причем в начале и конце движения возможно изменение знака. Такой характер диаграмм не является оптимальным, поскольку не учитывает динамические нагрузки в элементах привода и физиологическое воздействие рывка на пассажиров (горняков), находящихся в клетке.

Из анализа кривых следует, что наименьшее максимальное ускорение имеет место при работе по треугольной диаграмме, далее за ней следуют комбинированная, гармоническая, параболическая и циклоидальная диаграммы. Наибольший рывок наблюдается при работе по треугольной диаграмме. Наиболее равномерно рывок распределяется в гармонической и циклоидальной диаграммах.

Повышение плавности переходных процессов путем ограничения рывка желательно практически для всех подъемно-транспортных механизмов даже в тех случаях, когда правилами и нормами величина рывка не ограничивается.

Это связано с желанием снизить динамические нагрузки рабочего оборудования и передач механизма в процессах пуска и торможения. Как было показано выше, ограничение темпа нарастания момента двигателя при пуске эффективно снижает амплитуды упругих колебаний. Соответственно снижаются максимальные нагрузки механического оборудования, повышается его надежность и долговечность. Кроме того, при ограничении рывка выбор зазоров в передачах происходит при меньших частотах вращения

приводного двигателя, что также способствует снижению динамических нагрузок в элементах системы и привода.

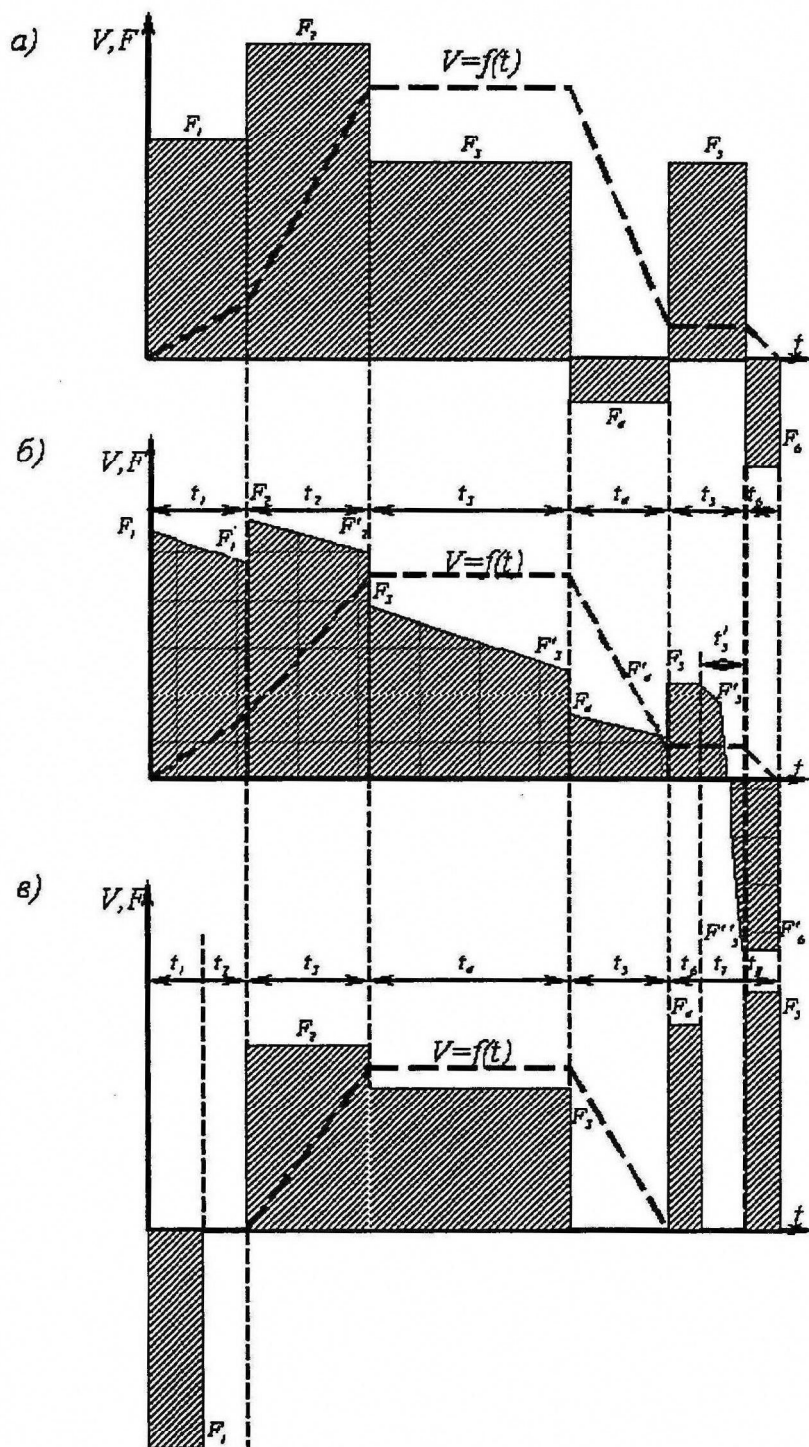


Рисунок 1. – Диаграммы усилий уравновешенной двухконцевой (а), неуравновешенной с опрокидными скипами (б) и одноклетевой (в) подъемной установки.

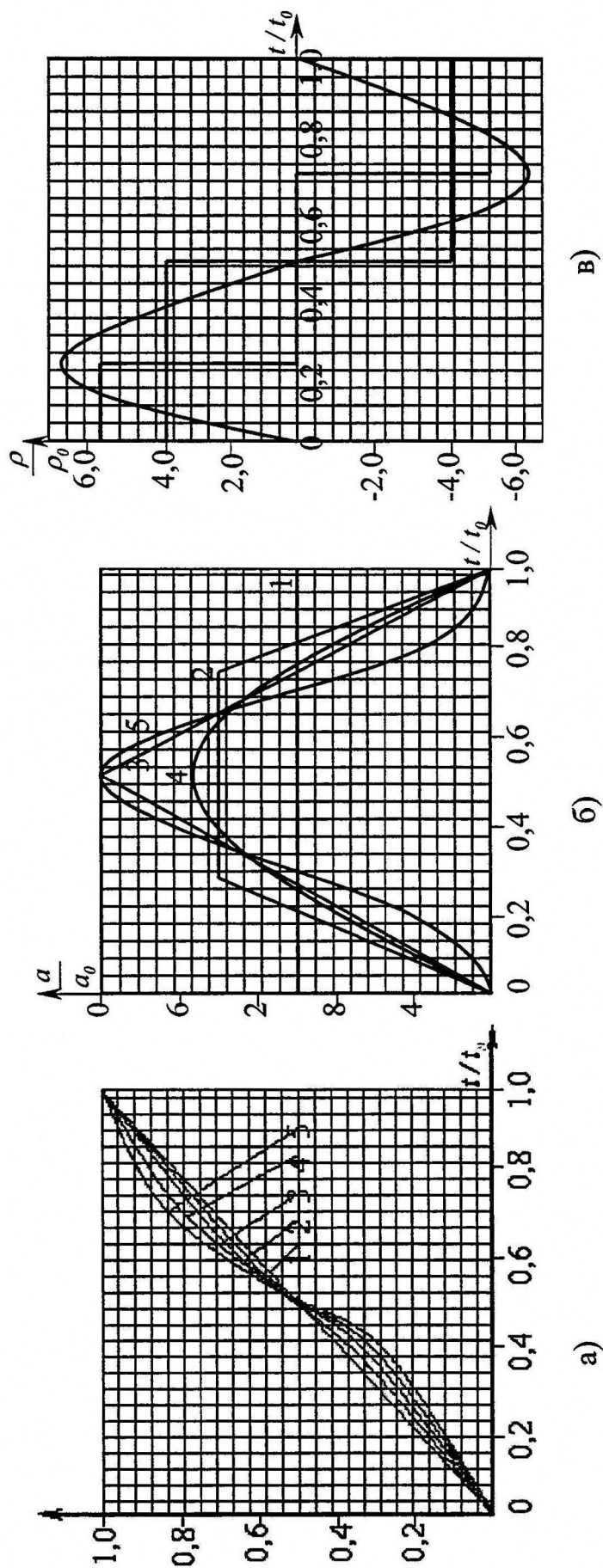


Рисунок 2. - Сравнение кривых скорости (а) и кривых ускорения (б) и рывка (в) для различных законов изменения скорости. Варианты кривых скорости: 1 – треугольная; 2 – комбинированная (парабола + прямая); 3 – параболическая; 4 – гармоническая; 5 – циклоидальная.

## К ВОПРОСУ О СЕЧЕНИИ КОНУСА ПЛОСКОСТЬЮ

Пастернак Д.Н., Катькалова Е.А., Абрамов А.Н.  
(каф. НГиИГ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В статье показан способ определения больших и малых осей трех эллипсов – горизонтальной, фронтальной проекций и натуральной величины сечения, образующегося при пересечении наклонного конуса плоскостью.

С целью повышения точности построений, когда выполняется сечение по эллипсу наклонного конуса плоскостью, появляется необходимость в нахождении больших и малых осей эллипса сечения и его горизонтальной и фронтальной проекций.

Построение осей упомянутых трех эллипсов, если в задаче участвует прямой круговой конус, изложено в литературе [1,2,3]. Оно основано на применении перспективного – аффинного соответствия, так как расположение осей эллипсов совпадает с главными направлениями преобразования. Проекция сечения находится в перспективно-аффинном соответствии. Его ось представляет собой линию пересечения двух плоскостей – заданной в задаче и биссекторной второй и четвертой четвертей пространства. Роль направления родства выполняют линию связи. Натуральную величину сечения можно получить, совместив его с одной из плоскостей проекций. Здесь же можно выделить большую и малую оси эллипса сечения.

В литературе отсутствуют сведения по нахождению большой и малой осей эллипса, представляющего собой натуральную величину сечения, когда в задаче участвует наклонный конус. Изложено [2] только построение больших и малых осей проекций сечения с помощью родственного соответствия.

В данной работе рассмотрен единый способ построения больших и малых осей трех эллипсов, которые получаются при построении сечения конуса плоскостью, - двух проекций и натуральной величины независимо от того, как расположена ось конуса относительно плоскостей проекций. В основе способа лежит построение большой и малой оси эллипса по двум сопряженным диаметрам [3].

На рис.1 изображены наклонный конус и плоскость  $\Sigma$  ( $f \square h$ ). Необходимо построить сечение конуса плоскостью  $\Sigma$  и его натуральную величину, предварительно определив оси трёх эллипсов сечения – горизонтальной, фронтальной проекций и натуральной величины.

Построения выполнены в такой последовательности. С помощью замены плоскостей проекций чертёж преобразован так, чтобы плоскость  $\Sigma$  оказалась проецирующей. В этом случае дополнительная проекция сечения спроецируется в линию  $A_4B_4$ .

Отрезок  $A_4B_4$  разделим пополам в точке  $O_4$ . Здесь же окажутся и проекции  $C_4, D_4$  точек  $C, D$ , являющихся конечными точками одного из диаметров эллипса.

Построим горизонтальные проекции  $A_1B_1, C_1D_1$  двух диаметров  $AB$  и  $CD$ . Точка  $O_1$  – горизонтальная проекция центра  $O$  эллипса, являющегося натуральной величиной сечения. Она находится на пересечении  $A_1B_1$  и  $C_1D_1$ .

Докажем, что диаметры  $A_1B_1$  и  $C_1D_1$  являются сопряженными. Проведем через точку  $B_1$  (или  $A_1$ ) прямую, параллельную  $C_1D_1$ . (На чертеже эти построения отсутствуют). Отложим на ней от точки  $B_1$  отрезки, равные  $O_1C_1$  и  $O_1D_1$ . Примем полученный отрезок за сторону квадрата и построим его. Выполним параллелограмм, образованный прямыми через точки  $A_1, B_1$  параллельно  $C_1D_1$ , и прямыми, проходящими через точки  $C_1, D_1$  параллельно  $A_1B_1$ . Построенные квадрат и параллелограмм являются



ность с центром в точке  $1_1$  и радиусом  $1_1O_1$ . Последняя пересечет линию  $A_1H'_1$  в точках  $2_1, 3_1$ . Линии  $O_12_1, O_13_1$  – направления осей эллипса. Отложим на них в обе стороны от точки  $O_1$  отрезки  $3_1H'_1$  (или  $2_1A_1$ ) и  $2_1H'_1$  (или  $3_1A_1$ ). Получим большую  $G_1H_1$  и малую  $E_1F_1$  оси эллипса.

На чертеже построены также опорные точки 5, 6, лежащие на контурных образующих относительно горизонтальной плоскости проекций.

Построим большую и малую оси эллипса, являющегося фронтальной проекцией сечения. С помощью образующих конуса и линий связи построены сопряженные диаметры  $A_2B_2$  и  $C_2D_2$ . Полу диаметр  $O_2C_2$  повернут на  $90^\circ$  до положения  $O_29_2$ . Через точки  $9_2$  и  $A_2$  проведена линия. Отрезок  $9_2$  и  $A_2$  разделен пополам в точке  $10_2$ . Проведена окружность с центром в точке  $10_2$  и радиусом  $10_2O_2$ . Через точки  $11_2$  и  $12_2$  пересечения окружности и прямой  $9_2A_2$  проведены прямые  $O_211_2, O_212_2$ . Они определяют направления большой и малой осей эллипса. Замерив отрезки  $11_2A_2$  (или  $12_29_2$ ) и  $9_211_2$  (или  $A_212_2$ ) и отложив их в обе стороны от точки  $O_2$  на построенных направлениях, получим большую  $M_2N_2$  и малую  $K_2L_2$  оси эллипса. На чертеже построены также опорные точки 7 и 8, лежащие на контурных образующих относительно фронтальной плоскости проекций.

Построим большую  $P_5R_5$  и малую  $T_5U_5$  оси эллипса – натуральной величины сечения. Построения выполнены в такой последовательности. С помощью замены плоскостей проекций определены натуральные величины  $A_5B_5$  и  $C_5D_5$  сопряженных диаметров. Полу диаметр  $O_5C_5$  повернут на  $90^\circ$  в положение  $C'_5$ . Отрезок  $A_5C'_5$  разделен пополам в точке  $13_5$ . Проведена окружность радиусом  $13_5O_5$  с центром в точке  $13_5$ . Точки  $13_5$  и  $R_5$  пересечения линии  $A_5C'_5$  с окружностью выделяют направления большой  $P_5R_5$  и малой  $T_5U_5$  осей эллипса.  $O_5P_5=14_5A_5$  ( $R_5C'_5$ ),  $O_5T_5=14_5C'_5$  ( $R_5A_5$ ).

Рассмотренный способ построения больших и малых осей эллипсов, являющихся горизонтальной, фронтальной проекциями и натуральной величиной эллипса сечения наклонного конуса плоскостью даёт возможность упростить и повысить точность построений.

**Список литературы :** 1. Муравьев М.С. Начертательная и проективная геометрия. – М.: Изд-во геодезической лит-ры, 1960. – 324с. 2. Попов Н.А. Курс начертательной геометрии. – М.: ГИТТЛ, 1947. – 459с. 3. Гордон В.О., Семенцов-Огиевский М.А. Курс начертательной геометрии. – М.: ГИТТЛ, 1957. – 404с.

## О ПАРАМЕТРАХ СЕЧЕНИЯ ЦИЛИНДРА ПЛОСКОСТЬЮ

Пастернак Д.Н., Катькалова Е.А., Абрамов А.Н.  
(каф. НГиИГ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В работе рассмотрим способ построения большой и малой осей эллипса и его горизонтальной и фронтальной проекцией, получающегося в результате пересечения наклонного цилиндра плоскостью.

При построении сечений наклонного цилиндра плоскостью, когда в сечении получается эллипс, с целью повышения точности возникает необходимость в определении большой и малой осей эллипсов – горизонтальной, фронтальной проекций и натуральной величины.

Когда в задаче участвует прямой круговой цилиндр, построение больших и малых осей трех эллипсов – горизонтальной, фронтальной проекций и натуральной величины рассмотрено в литературе. Построение основано на использовании родственного соответствия, в частности нахождения главных направлений преобразования. Последние определяют расположение осей эллипса. Горизонтальная и фронтальная проекции находятся в родственном соответствии. Ось родства – линия пересечения секущей плоскости с биссекторной плоскостью второй и четвертой четвертей пространства. Направление родства совпадает с линиями проекционной связи. Совмещенное положение фигуры сечения с одной из плоскостей проекций будет её натуральной величиной, представляющей собой тоже эллипс. Можно установить его родство с одной из проекций и тем самым определить большую и малую оси.

Задача значительно усложняется, если в ней участвует наклонный цилиндр. В литературе [2] показано построение только осей эллипсов – горизонтальной и фронтальной проекцией. Построение выполнено с помощью родственного соответствия. Следует заметить, что определение осей осуществлено различными приемами. Последнее усложняет решение задачи.

Нахождение осей эллипса, определяющего натуральную величину сечения, в литературе отсутствует.

Цель данной работы – изложить единый способ построения больших и малых осей трёх эллипсов – горизонтальной, фронтальной проекций и натуральной величины эллипса сечения цилиндра плоскостью вне зависимости от того, как расположен цилиндр относительно плоскостей проекций – в частном или общем положении.

Основу способа определения больших и малых осей эллипсов составляет построение большой и малой осей по двум сопряженным диаметрам [3].

Пусть задан наклонный цилиндр и плоскость  $\Sigma(f \square h)$ . Необходимо построить сечение цилиндра плоскостью  $\Sigma$  и его натуральную величину, предварительно определив оси трех эллипсов сечения – горизонтальной, фронтальной проекций и натуральной величины (рис. 1).

Горизонтальная проекция сечения и основание цилиндра находятся в родственном соответствии. Ось родства – горизонтальная проекция  $h1$  горизонтали  $h$ , участвующей в задании плоскости  $\Sigma$ . Направление родства – горизонтальные проекции образующих.

Построим сопряженные диаметры горизонтальной проекции сечения. Выделим два взаимно перпендикулярных диаметра  $A1B1$  и  $C1D1$  горизонтальной проекции основания.  $A1B1$  совпадает с направлением проекции оси,  $C1D1$  проходит через точки касания проекций контурных образующих и основания. Построим горизонтальные

проекции  $A_1'B_1'C_1'D_1'O_1$ . Их определим как проекции точек пересечения соответствующих образующих и оси с плоскостью  $\Sigma$ . Например, точка  $D_1$  построена путём проведения через образующую  $D_3$  горизонтально проецирующей плоскости. Аналогично построены остальные точки. Линии  $A_1'B_1'$ ,  $C_1'D_1'$  будут сопряженными диаметрами, проходящими через точку  $O_1$  симметрии эллипса – горизонтальной проекции сечения.

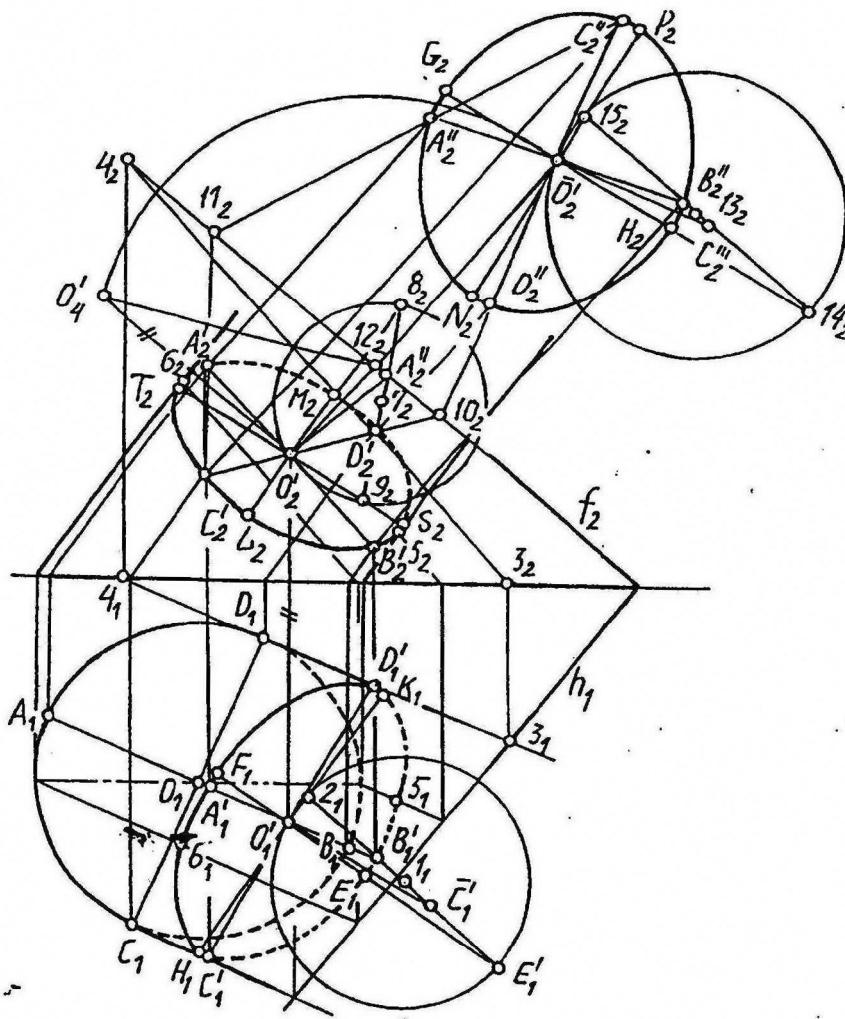


Рис 1. Построение сечения цилиндра плоскостью.

Повернём полурадиус  $O_1C_1$  на  $90^\circ$  в положение  $O_1\bar{C}_1$ . Проведём через точки  $B_1\bar{C}_1$  прямую. Разделим отрезок  $B_1\bar{C}_1$  пополам в точке  $1_1$ . Построим окружность

радиусом  $1_1O_1$  с центром в точке  $1_1$ . Она пересечет линию  $B_1\bar{C}_1$  в точках  $E_1$  и  $2_1$ . Проведём линии  $O_1E_1$  и  $O_12_1$ . Они определяют направления осей эллипса. Полуось большой оси равна отрезку  $2_1\bar{C}_1$  (или  $B_1E_1$ ), малой оси – отрезку  $\bar{C}_1E_1$  (или  $2_1B_1$ ). Замерив и отложив их на направлениях осей, получим большую  $H_1K_1$  и малую  $E_1F_1$  оси эллипса – горизонтальной проекции сечения. Заметим, что точки  $C_1, D_1$  находятся на контурных образующих, а точки  $H_1, K_1$  – нет. По двум осям строим эллипс – иско-

мую горизонтальную проекцию сечения.

Фронтальная проекция сечения построена в такой последовательности. Найдены диаметры  $A'2B'2$ ,  $C'2D'2$ . Они будут сопряженными диаметрами эллипса – фронтальной проекции сечения. Полу диаметр  $O'2A'2$  повернут на  $90^\circ$  в положение  $O'2A''2$ . Через точки  $D'2A''2$  проведена прямая. Отрезок  $D'2A'2$  разделен пополам в точке 72. Проведем окружность с центром в точке 72 и радиусом  $72O'2$ . Окружность пересекла линию  $D'2A'2$  в точках 82, 92. Линии  $O'282$ ,  $O'292$  – направления большой и малой осей эллипса. Отрезок  $82D'2$  (или  $92A''2$ ) равен большей полуоси эллипса. Малая полуось равна отрезку  $D'292$  (или  $A''282$ ). Замерив их и отложив на соответствующих направлениях, получим большую  $S2T2$  и малую  $L2M2$  оси эллипса. На чертеже построены ещё точки 52, 62, являющиеся опорными – они лежат на контурных образующих, разделяя фронтальную проекцию сечения на видимую и невидимую части.

Большая и малая оси эллипса – натуральной величины – построены следующим образом.

Вращением вокруг  $f$  повернута точка  $O'$  до совмещения с  $\Pi_2$  в точке  $\bar{O}'_2$ . Построим сопряженные диаметры  $A''_2 B''_2$  и  $C''_2 D''_2$ , используя  $f_2$  как ось родства. Направление родства – линия  $O'_2 \bar{O}'_2$ . Повернём полу диаметр  $\bar{O}'_2 C''_2$  на угол  $90^\circ$  в положение  $\bar{O}'_2 C''_2$ . Проведем отрезок  $B''_2 C''_2$  и разделим его пополам в точке 132. Проведем окружность радиусом  $132 \bar{O}'_2$  с центром в точке 132. Окружность пересекла линию  $B''_2 132$  в точках 142, 152. Линии  $\bar{O}'_2 142$ ,  $\bar{O}'_2 152$  будут направлениями малой и большой осей эллипса. Малая полуось равна отрезку  $142 C''_2$  (или  $152 B''_2$ ), большая –  $142 B''_2$  (или  $152 C''_2$ ). Отложив их на соответствующих направлениях в обе стороны от точки  $\bar{O}'_2$ , получим малую  $G_2 H_2$  и большую  $N_2 P_2$  оси эллипса – натуральной величины сечения.

Рассмотренный метод построения больших и малых осей трёх эллипсов – натуральной величины и горизонтальной и фронтальной проекций, получающихся в результате пересечения цилиндра плоскостью, – даёт возможность упростить и повысить точность построений данного сечения.

**Список литературы:** 1. Муравьев М.С. Начертательная и проективная геометрия. – М.: Изд-во геодезической лит-ры, 1960. – 324с. 2. Попов Н.А. Курс начертательной геометрии. – М.: ГИТТЛ, 1947. – 459с. 3. Гордон В.О., Семенцов-Огиевский М.А. Курс начертательной геометрии. – М.: ГИТТЛ, 1957. – 404с.

## ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО

**Петрушкин Г.В., Васильева Т.А.** (каф.ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Опыт эксплуатации горных машин, предназначенных для добычи полезных ископаемых, показывает, что в процессе их работы наблюдаются отказы отдельных составных элементов, приводящие, как следствие, к снижению производительности машин в целом. Поэтому целесообразным представляется разработка мероприятий и соответствующих конструкторских решений, направленных на повышение надежности машин. К числу таких мероприятий относится ограничение уровня максимальных нагрузок, действующих в трансмиссиях выемочных машин. Одним из путей решения данной задачи является создание соответствующих предохранительных устройств, которые были бы достаточно просты в изготовлении и при эксплуатации, а также обладали высокой точностью срабатывания.

На основе анализа конструкций существующих предохранительных устройств с учетом их достоинств и недостатков предлагается принципиальная схема следующего предохранительного устройства (см. рис. 1). Главным для данного устройства является то, что в нем ограничение нагрузок в механической трансмиссии осуществляется с помощью средств объемного гидропривода, а основными его элементами является планетарная передача и объемная гидросистема.

Планетарная передача включает в себя ведущую солнечную шестерню 1, сателлиты 2, освобожденную эпициклическую шестерню 3 и водило 4, которое передает движение сопряженному с ним ведомому валу 5. Эпициклическая шестерня для восприятия реактивного момента снабжена звездообразным профилем, с которым контактирует ролик (один или несколько) 6, осуществляющий связь планетарной передачи с объемной гидросистемой. Последняя состоит из неподвижного блока гидроцилиндра 7, в котором перемещается плунжер 8 с закрепленным на нем с возможностью вращения роликом 6. К поршневой полости гидроцилиндра подсоединен предохранительный клапан 10 и напорный золотник 11, необходимый для заполнения системы рабочей жидкостью. К гидросистеме может быть подключено реле давления 12 сигнальной системы или цепи управления электропривода.

Предохранительное устройство работает следующим образом. При нормальной работе предохранительного устройства крутящий момент от входного вала передается через солнечную шестерню 1, сателлиты 2, водило 4 к выходному валу 5, который связан системой передач с рабочим органом машины. Эпициклическая шестерня 3, сопряженная с сателлитами, стремится под действием реактивного момента, обусловленного моментом сил сопротивления на рабочем органе, повернуться, но ролик 6, контактируемый с впадиной звездообразного профиля, препятствует этому повороту. При этом за счет наклонной поверхности впадины ролик вместе с плунжером 8 стремится переместиться в осевом направлении и вытолкнуть рабочую жидкость. В результате этого создается давление жидкости в гидросистеме, пропорциональное передаваемому моменту.

Если нагрузка на выходном валу достигает предельного значения, например, при стопорении или заклинивании рабочего органа, то давление жидкости в гидросистеме возрастает до величины настройки предохранительного клапана, вследствие чего последний срабатывает, жидкость из системы выбрасывается, плунжер 8 утапливается, а ролик 6 теряет связь с эпициклической шестерней. Кинематическая и силовая связи между ведущим и ведомым звеньями планетарной передачи прерываются. Освобожденная таким образом эпициклическая шестерня вместе со звездообразным профилем начинает вращаться со скоростью, пропорциональной скорости входного вала.

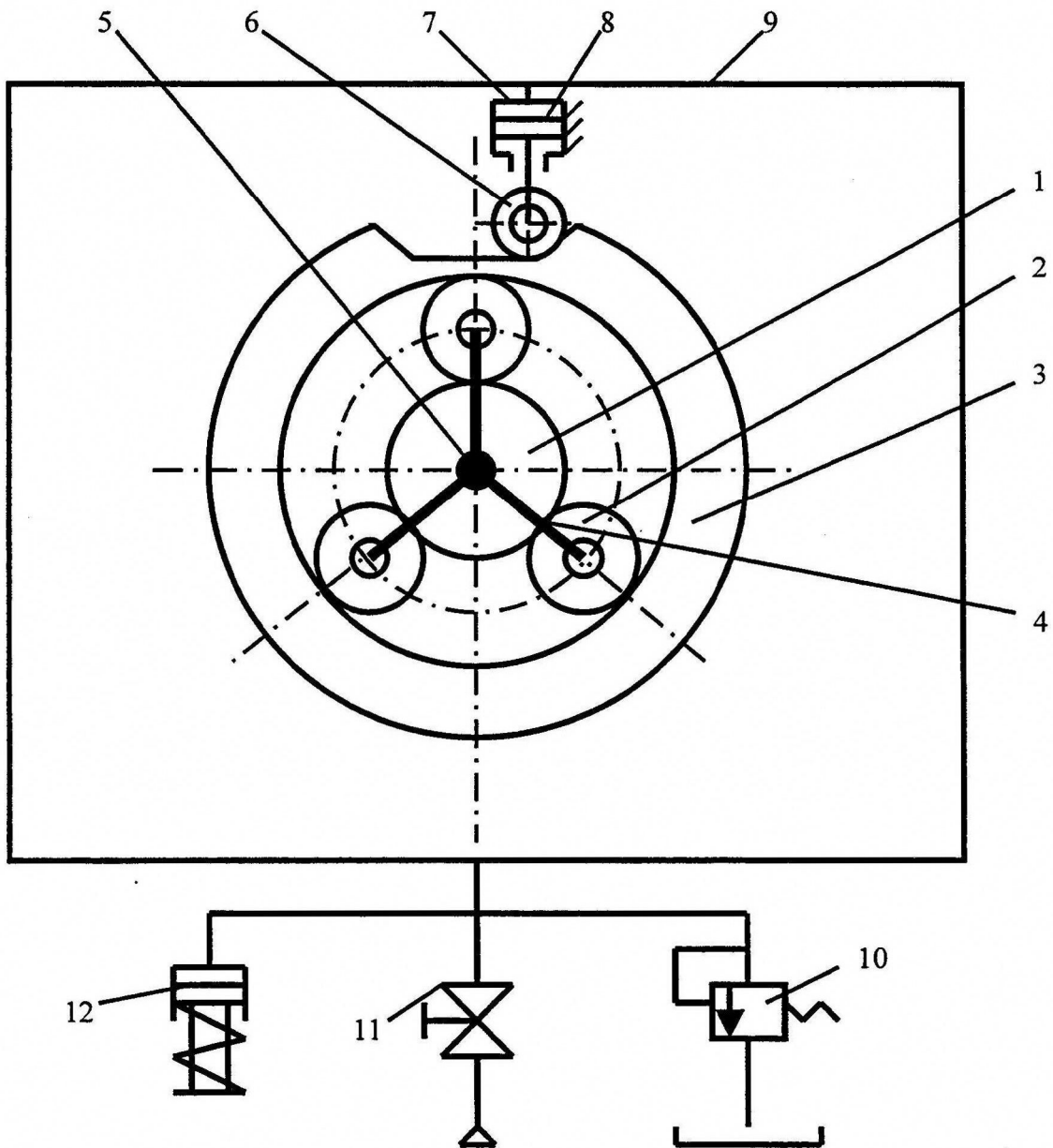


Рисунок 1.- Принципиальная схема предохранительного устройства.

Для восстановления кинематической связи между ведущим и ведомым звеньями, т.е. для восстановления рабочего состояния предохранительного устройства, необходимо открыть напорный золотник 11 и от постороннего источника питания заполнить гидросистему рабочей жидкостью. Заполнение системы следует производить при давлении жидкости меньшем давления настройки предохранительного клапана 10. Для того, чтобы плунжер 8 полностью выдвинулся, а ролик попал во впадину звездообразного профиля эпициклической шестерни, заполнение гидросистемы необходимо производить на затухающих оборотах приводного электродвигателя.

## ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА

Петрушкин Г.В., Куфаев Д.А. (каф.ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Непрерывное и своевременное воспроизводство фронта очистных работ является одним из неперемных условий высокопроизводительной работы современного угольного предприятия (шахты). В значительной мере данная проблема решается при применении проходческих комбайнов, среди которых преимущественно распространение получили комбайны со стреловидным исполнительным органом (4ПП2М, КСП32, П110 и др.). Одним из основных недостатков комбайнов указанного типа является ограниченная по площади сечения проводимых выработок область их применения. Известны попытки устранения отмеченного недостатка за счет увеличения геометрических размеров исполнительного органа и комбайна в целом (КСП42), но это приводит к существенному росту массы комбайна, а, следовательно, его стоимости. В свое время была предложена конструкция комбайна БПУ [1], предполагающая наличие двухстрелового исполнительного органа, однако промышленные испытания опытного образца комбайна выявили ряд существенных недостатков, одним из которых являлась низкая эффективность работы системы подвески и подачи исполнительного органа. В частности, отсутствовало синхронное разведение (сведение) стрел исполнительного органа.

Одним из вариантов устранения отмеченного недостатка может явиться следующая конструктивная схема системы подвески и подачи исполнительного органа (см. рис.1).

Исполнительный орган проходческого комбайна включает две стрелы (рукояти) 1 и 2, в состав каждой из которых входит электродвигатель, редуктор и режущая коронка. Стрелы шарнирно закреплены на поворотной в вертикальной плоскости платформе 3. В состав системы подвески и подачи исполнительного органа входит гидродомкрат 4, который расположен по продольной оси комбайна и предназначен для разведения (сведения) стрел 1 и 2 в горизонтальной плоскости, а также гидродомкраты 12, служащие для подъема платформы 3, а, следовательно, и стрел в вертикальной плоскости. Стрелы соединены между собой шарнирно тягами 7 и 8 и трубчатый ползуном 9, соединенным со штоком 10 и надетым на цилиндр 11, который жестко закреплен на поворотной платформе 3. Исполнительный орган работает следующим образом.

После забуривания (осевого врезания) режущих коронок 5 и 6 в забой осуществляется подача избыточного давления в поршневую или штоковую полость гидродомкрата 4. При этом шток 10 выдвигается или вдвигается и перемещает вдоль цилиндра 11 трубчатый ползун 9, с которым шарнирно соединены тяги 7 и 8, вследствие чего происходит одновременное разведение или сведение стрел 1 и 2. После, таким образом выполненного горизонтального реза, следует подъем (опускание) поворотной платформы вместе с закрепленным на ней исполнительным органом за счет гидродомкратов 12 с одновременным разрушением забоя (вертикальный рез).

Таким образом, предлагаемый исполнительный орган проходческого комбайна обеспечивает по сравнению с известными конструкциями проведение подготовительных выработок широкого диапазона сечений, а наличие в нем шарнирной связи со стрелами обеспечивает снижение требуемых усилий для угловых перемещений стрел в плоскости платформы, а также синхронность разведения стрел независимо от крепости разрушаемых пород перед каждой из режущих коронок. Одновременно с этим упрощается конструкция проходческого комбайна и уменьшается его масса при одновременном увеличении производительности.

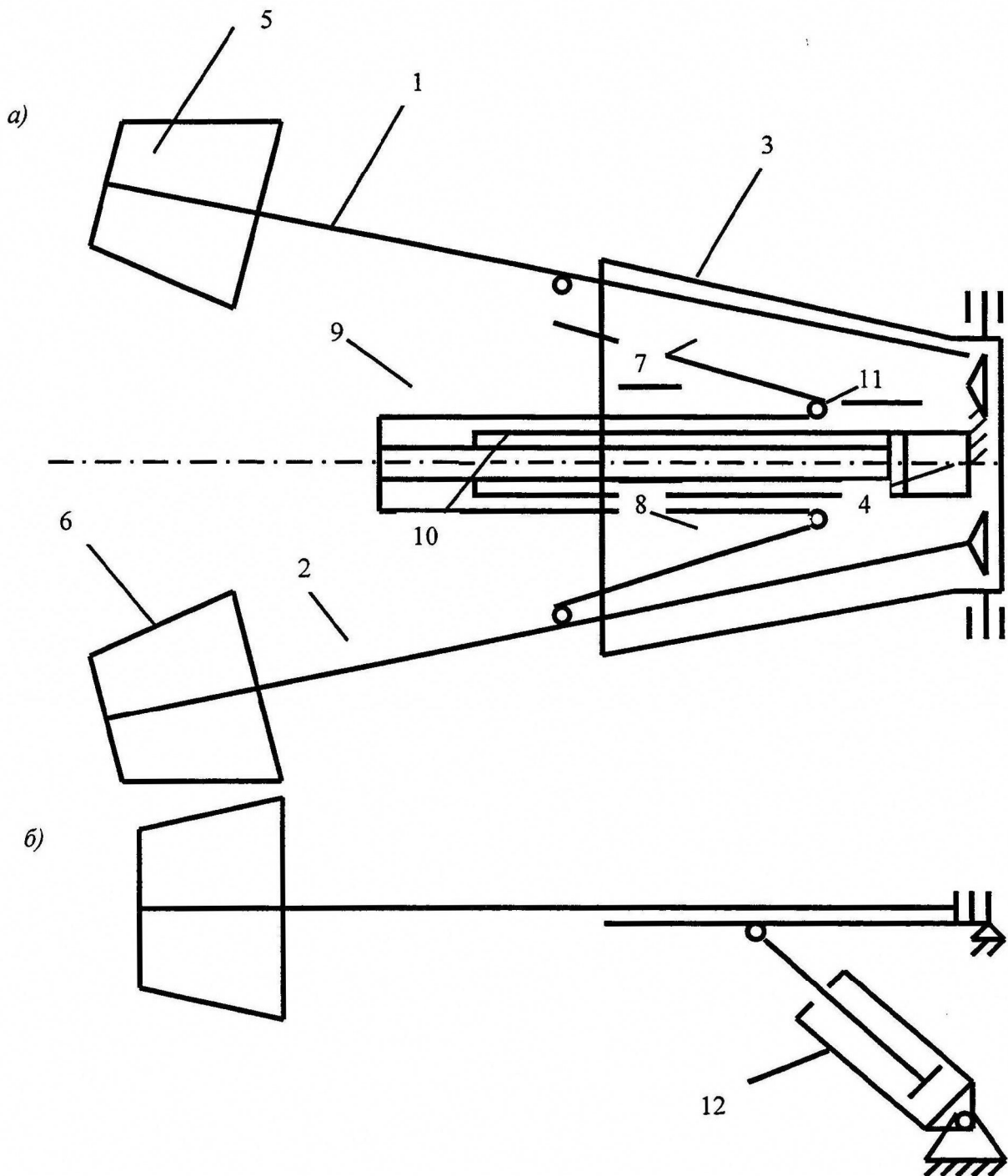


Рис. 1. Система подвески и подачи исполнительного органа проходческого комбайна  
(а – вид сверху, б – вид сбоку)

Список литературы: 1. Базер Я.И., Крутилин В.И., Соколов Ю.Л. Проходческие комбайны.- М.: Изд-во «Недра». 1974. - 304 с.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИАГРАММ ПРИЧИН И РЕЗУЛЬТАТОВ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ Полтавец В.В., Стецюк А.Л. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

*The essence of cause-and-effect diagram is considered and the drawing up of this diagram for machining is performed.*

В 1953 г. профессор Токийского университета Каору Исикава, обсуждая проблему качества продукции на предприятии, суммировал мнение инженеров в форме диаграммы причин и результатов. С этого момента такие диаграммы, применявшиеся ранее для упорядочивания факторов в научных исследованиях, стали использоваться в производственной практике во многих компаниях Японии.

Диаграмма причин и результатов включена в японский промышленный стандарт (Japan Industrial Standard) на терминологию в области контроля качества и определяется в нем следующим образом: диаграмма причин и результатов (cause-and-effect diagram) – диаграмма, которая показывает отношение между показателем качества и воздействующими на него факторами.

В настоящее время эта диаграмма используется во всем мире не только применительно к показателям качества продукции, но и в других областях. Образно её называют также диаграммой "рыбий скелет" (fishbone diagram) и диаграммой "речных притоков", что обусловлено специфичностью формы её представления.

Рассмотрим процедуру построения диаграммы на примере процесса механической обработки заготовки на универсальном металлообрабатывающем оборудовании. В качестве исследуемого показателя качества обработки выберем отклонение размера обработанной поверхности от заданного значения.

В середине правого края поля будущей диаграммы запишем название выбранного показателя качества и заключим его в прямоугольную рамку (рис.1). Слева направо до этого показателя проведем прямую линию ("хребет рыбы"). Выделим главные причины (факторы), которые влияют на показатель качества:

- рабочий, выполняющий обработку;
- станок, на котором производится обработка;
- обрабатываемый материал и заготовка;
- инструмент и оснастка;
- технологический метод обработки.

Главные (первичные) причины соединим с "хребтом" стрелками. Эти стрелки образуют "большие кости хребта" (см. рис. 1).

Укажем причины второго порядка (вторичные), которые влияют на главные причины, и расположим их в виде "средних костей хребта", примыкающих к "большим" (см. рис. 1). Аналогично запишем на диаграмме влияющие на вторичные факторы причины третьего порядка (третичные), расположив их в виде "мелких костей хребта", примыкающих к "средним" (см. рис. 1). Дальнейшее выделение причин (более третьего порядка) нецелесообразно, так приведет к загромождению диаграммы несущественной информацией и ухудшению её читаемости.

После завершения построения диаграммы следующий шаг – распределение факторов по степени их важности. Важность этого шага обусловлена тем, что не обязательно все факторы, включенные в диаграмму, будут оказывать сильное влияние на показатель качества, и, соответственно, меры по их устранению или снижению окажутся малоэффективными. Для проведения классификации факторов по степени важности рекомендуется совместно с диаграммами причин и результатов использовать диаграммы Парето.

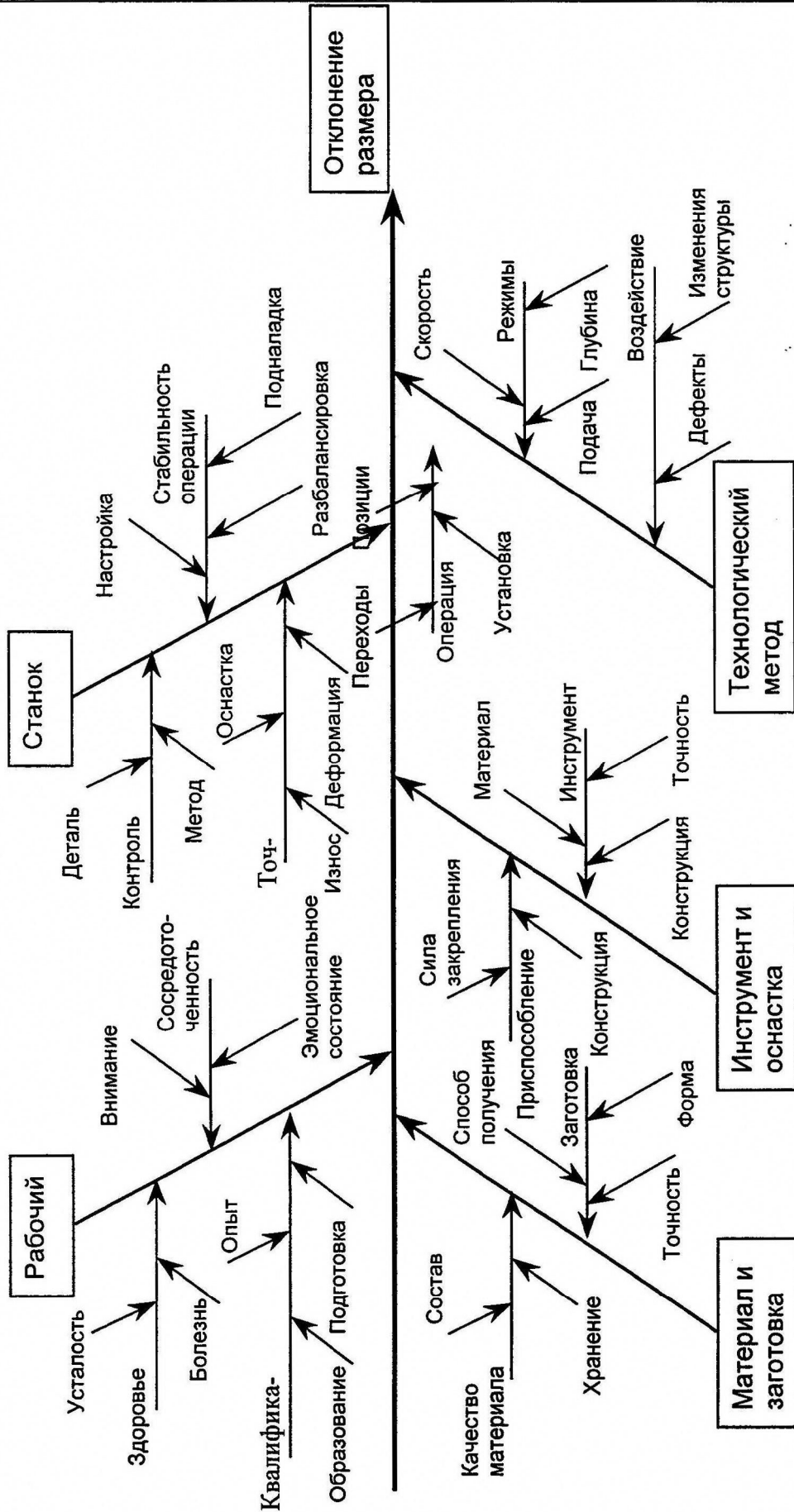


Рис. 1. Диаграмма причин и результатов для отклонения размеров при механической обработке

Для обеспечения эффективности использования диаграмм причин и результатов при совершенствовании производственного процесса необходимо выдержать ряд требований:

1. Совокупность факторов, имеющих отношение к рассматриваемому показателю качества, необходимо установить как можно точнее и подробнее. Для этого целесообразно использовать как данные, приведенные в технической документации, специальной литературе, так и результаты непосредственного наблюдения за процессом, опроса участников процесса и экспертов по данной проблематике.

2. Показатель качества должен быть как можно более конкретным. При использовании абстрактных показателей диаграмма, построенная правильно с точки зрения отношений причина-результат, будет бесполезной при решении конкретных практических задач.

3. Показатель качества и факторы должны быть измеряемыми (контролируемыми).

4. Для каждого из исследуемых показателей качества нужно строить отдельную диаграмму.

Составление диаграмм причин и результатов преследует две основные практические цели, которые по своей сути являются отражением двух этапов процесса решения производственной задачи:

– систематизировать и классифицировать факторы, воздействующие на исследуемый процесс или показатель;

– выявить факторы, причины или элементы производственной (технологической) системы, которые нужно проверить, устранить или модифицировать.

Кроме этих практических целей японские специалисты в области качества отмечают также важность составления диаграмм причин и результатов для повышения квалификации и уровня знания технологии у специалистов промышленности.

## ПОСТРОЕНИЕ 3D МОДЕЛИ ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ДЕТАЛИ

Пушин Д.Н., Рыбина С.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В данной статье рассмотрен один из методов построения призматической детали в прикладном пакете T-FLEX CAD 7.2.

Проведем анализ детали «Прихват» (рис.1.). Деталь призматическая, имеет два паза, отверстие перпендикулярное к одному пазу. Отверстие начинается и заканчивается фасками. На двух ребрах имеются скругления. Целесообразно построить профиль детали на рабочей плоскости «Вид сверху», после этого выполнить команду «Выталкивание» на необходимую высоту детали, создать отверстие и на последнем этапе сформировать фаски и скругления.



Рис. 1. Прихват

Создадим новую 3D модель  
<Файл/Новый/3D модель>.

Активизируем плоскость «Вид сверху». Вызываем команду «Открыть 2D окно с активной рабочей плоскостью». Создадим базовые линии построения (вертикаль-

ную и горизонтальную) и узел в точке (0,0). Относительно горизонтальной линии симметрично вверх и вниз строим необходимые горизонтальные линии построения. Относительно базовой вертикальной линии строим необходимые вертикальные линии построения.

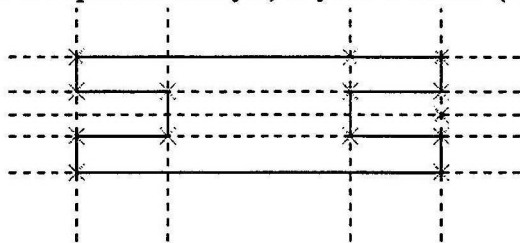


Рис. 2. Построение контура детали

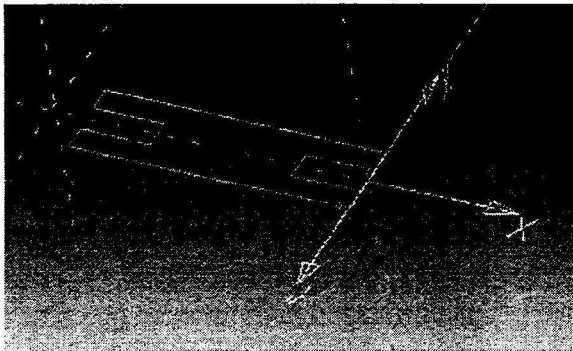


Рис.3. Профиль детали.

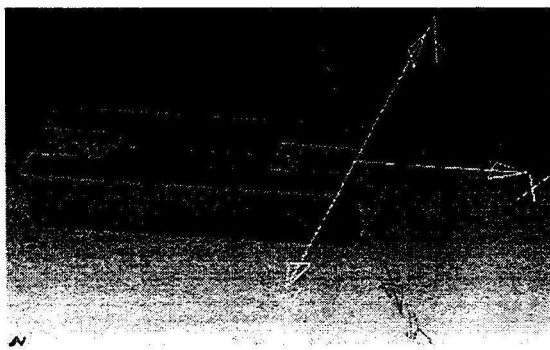


Рис. 4. Каркас детали

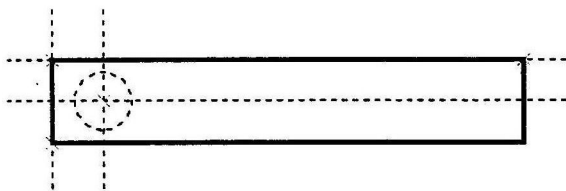


Рис. 5. Построения контура отверстия

команду «Создать штриховку», и заливаем контур окружности штриховкой.

Возвращаемся в 3D окно.

Полученный профиль окружности (рис.6.) необходимо вытолкнуть через все тело, не забывая выполнить булеву операцию «Вычитание». На рисунке хорошо видно сквозное отверстие, профиль отверстия.

В команде «Создать изображение» обводим контур нашей детали, пошагово, указывая необходимые узлы (рис.2.).

Следующим этапом зальем контур штриховкой. В команде «Создать штриховку» в режиме автоматического поиска контура указываем левой кнопкой мыши на наш контур, вызываем команду «Установить параметры выбранных элементов», указываем метод заполнения «Невидимая». Подтверждаем ОК. И завершаем команду кнопкой «Закончить ввод» (ОК).

Возвращаемся в 3D окно «Завершить черчение на активной РП».

Полученный профиль (рис.3.) необходимо вытолкнуть. Активизируем команду «Создать выталкивание».левой кнопкой мыши указываем на наш контур. Задаем параметры элемента, в закладке **Операция**, в поле **Вектор выталкивания** указываем длину вектора равную высоте детали, в нашем случае 10 мм. Подтверждаем выбранные параметры кнопкой ОК. и заканчиваем ввод командой ОК. Зальем деталь «Показать рендеринг» (рис.4.).

Для создания отверстия активизируем плоскость «Вид спереди», спроецируем на нее все элементы и откроем 2D окно с активной РП.

Создадим линии построения, задающие положение центра окружности, построим окружность с радиусом 4 мм (рис.5.).

В команде «Создать изображение» создаем полную окружность. Вызываем

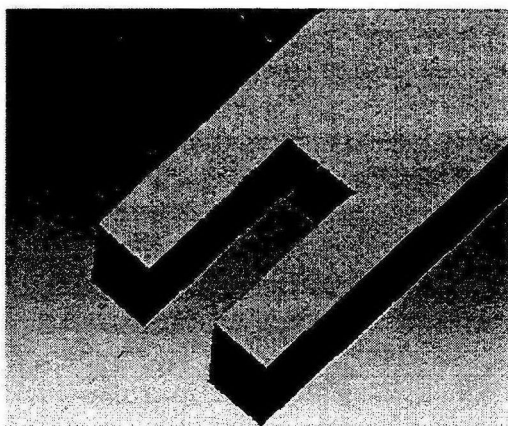


Рис. 6. Профиль окружности

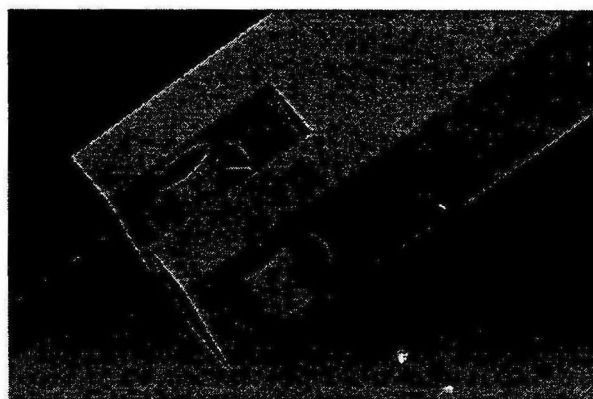


Рис. 7. Сквозное отверстие

Для создания фасок вызовем команду «Создать сглаживание», задаем параметры элемента и в закладке **Ребро** в поле **Тип** указываем **Фаска (длина-угол)**, параметры фаски 1x45. Подтверждаем выбранные параметры кнопкой **ОК**. И указываем левой кнопкой мыши на необходимые ребра отверстия. Подтверждаем выбранные поверхности кнопкой **ОК** (Закончить ввод) (рис.7.).

Создадим на ребрах скругления радиусом 2 мм. Для этого повернем деталь так, чтобы были видны необходимые ребра (рис.8.).

Активизируем команду «Создать сглаживание», задаем параметры элемента, в закладке **ребро**, в поле **Тип** указываем **Скругление**, радиус 2 мм. Подтверждаем параметры кнопкой **ОК**. Левой кнопкой мыши по очереди указываем все четыре ребра и завершаем команду кнопкой **ОК** (Закончить ввод).

Представленный метод создания 3 D модели детали «Прихват» на наш взгляд является наиболее простым из возможных вариантов. Представленный в статье материал можно использовать как исходные данные для построения различных призматических деталей (призм, прихватов, рычагов).

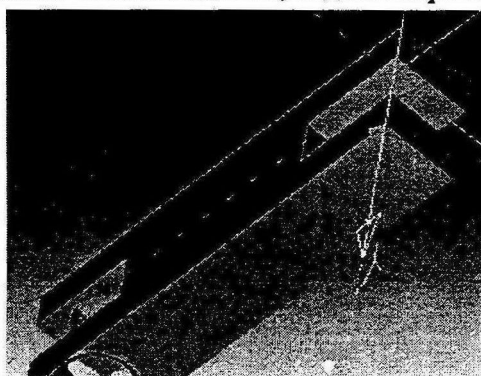


Рис. 8. Положение детали

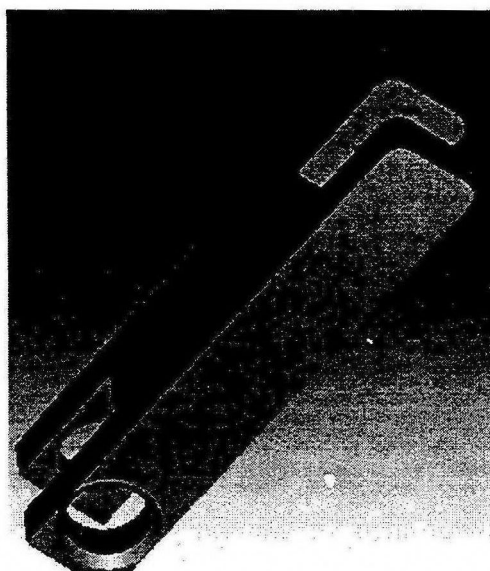


Рис. 9. Результат построений

## АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УСТОЙЧИВОСТИ СТЕРЖНЯ С ПЕРФОРИРОВАННОЙ СТЕНКОЙ

Сальников В.В., Агаркова В.Е. (каф. ПП, ТулГУ, г. Тула, Россия)

Одним из эффективных методов снижения металлоемкости металлических конструкций является применение профилей с перфорированной стенкой. Наибольшую эффективность они проявляют при их использовании в качестве изгибаемых и сжато-изогнутых элементов. Профили имеют обширную область применения от строительных конструкций до металлоконструкций подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин.

Традиционно металлоконструкции коленчатых автогидроподъемников выполняются из тонкостенных элементов замкнутого профиля. Стремление минимизировать массу грузоподъемника привело к использованию в автогидроподъемниках стрел, выполненных из листовой стали толщиной 3 мм при высоте сечения в среднем 350 мм. Использование технологии изготовления колен, основывающейся на сварке их из короткомерных П-образных профилей, соединяемых внакладку, приводит к значительной неплоскостности стенок и полок колена, что сказывается на их несущей способности по критерию местной потери устойчивости. Заводы-изготовители вынуждены подкреплять профили, что увеличивает их металлоемкость.

Перечисленное свидетельствует об актуальности поиска новых конструктивных решений несущих элементов и разработки метода их расчета.

Предложено стрелы грузоподъемника выполнять из гнутых корытообразных профилей большей толщины с вырезами в стенках. При образовании из двух профилей прямоугольной трубы в ее стенках остаются окна, за счет чего снижается масса стрелы. Однако расчет таких элементов вызвал определенные трудности.

В Тульском государственном университете разработан метод расчета сжато-изогнутых элементов методом начальных параметров в форме матричного метода «продолжения решения». Особый прием при интегрировании дифференциальных уравнений изгиба позволил представить решение в матричной форме, при этом порядок матриц, как в задачах прочности, так и в задачах устойчивости, не превышает пяти. Метод эффективен при расчете сжато-изогнутых стержней в сложных статически неопределимых системах и при сложных условиях закрепления стержней.

Однако применение его для расчета сжато-изогнутых перфорированных элементов показал, в тех схемах, где пролетная матрица содержит большое количество участков переменной (ступенчато-переменной) жесткости алгоритм не работает из-за так называемого «проклятия размерности».

С целью сохранения хорошо зарекомендовавшего себя алгоритма, использовался следующий прием. Подвергающийся расчету элемент при тех же условиях закрепления загружался виртуальной поперечной нагрузкой. В условиях поперечного изгиба рассматриваемого элемента, когда алгоритм нечувствителен к количеству участков, вычислялись перемещения сечений и строилась упругая линия. Для введенной условной поперечной нагрузки определялась усредненная жесткость участка, постоянная на дли-

не, отведенной в расчетной схеме сжато-изогнутого элемента. Это значение жесткости вводилось как постоянная жесткость участка в подпрограмму определения запаса устойчивости при продольно-поперечном изгибе. Как показали тестовые примеры, точность расчета осталась практически на том же уровне.

## ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И РАСЧЕТА СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПОВЫШЕННОЙ ПРОЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ

Сальников В.В. (каф. ПП, ТулГУ, г. Тула, Россия)

Очевидно, что монометаллические гидроцилиндры (ГЦ) летательных аппаратов и других систем, в которых масса существенно влияет на технические характеристики, практически полностью исчерпали свои возможности с точки зрения повышения ресурса и снижения массы. Сложность задачи заключается в удовлетворении противоречивых требований к конструкции ГЦ: повышение твердости зеркала гильзы для снижения износа пар трения приводит к снижению пластичности корпуса, что не позволяет повысить его прочность. Возможность оптимального удовлетворения этих требований открывается при создании конструкций, в которых пары трения и элементы корпуса выполнены из различных материалов, что делает актуальным вопрос создания комбинированных ГЦ.

В Тульском государственном университете разработан опытный образец ГЦ, исполненного по оригинальной технологии, не имеющей аналогов. Эффективность решения заключается в том, что в комбинированном ГЦ разделены функции материалов: пары трения выполнены из износостойкого материала (такие материалы плохо сопротивляются силовому воздействию), а несущая часть выполнена из композитных материалов, хорошо воспринимающих силовое воздействие при небольшой массе.

Способ изготовления заключался в следующем. Готовилась пустотелая цилиндрическая оправка, наружная боковая поверхность которой по чистоте обработки и отклонениям размеров соответствует требованиям, предъявляемым к зеркалу гильзы. Внутри оправки через осевое отверстие под давлением закачивалась водомасляная эмульсия, что приводило к увеличению диаметра оправки. При достижении проектного значения диаметра полость отсекалась от напорной магистрали и оправка приводилась во вращение. В процессе вращения на цилиндрическую поверхность оправки газотермическим способом наносился равнотолщинный металлический слой - обечайка. Состав металла обечайки подбирался исходя из условий его наименьшего истирания. Рулон ткани разрезался на кольца необходимой ширины и шлифовались их торцы. Ширина колец определялась исходя из длины и диаметра гильзы специальным расчетом. Для утолщений и концевых зон готовились отдельные рулоны. Конец рулона закрепляли на внешней поверхности обечайки и слой за слоем наматывали ткань, распыляя клеящий состав через форсунку. Одновременно с наматыванием проводили прикатку слоев, затем заготовку подвергали термообработке и охлаждению. После сброса давления из полости оправки диаметр ее уменьшался, и гильзу легко снимали.

Способ обладает рядом преимуществ: упрощается оборудование для изготовления гильзы, удовлетворяются требования к прочности гильзы посредством выбора материала труб и износостойкости зеркала путем подбора порошкового материала, отпадает необходимость в финишной операции, повышается долговечность ГЦ, снижается масса.

При расчете комбинированных гидроцилиндров возникают две проблемы. Первая - определение напряжений в поперечных сечениях при действии внутреннего давления в гильзе, поскольку последняя выполнена из разномодульных материалов. Эта задача сводится к классической при применении теории Гадолина. В расчетной схеме противозадирный слой представлен тонкостенной оболочкой, внешний (несущий) - толстостенным цилиндром. Давление на границе слоев определено из условия их совместной

$$w = \frac{(p - p_c) r_1^2}{Et}$$

деформации. Радиальное перемещение наружного слоя оболочки  $w$  где  $p$  - давление в поршневой полости,  $p_c$  - давление на границе слоев,  $r_1$  - радиус внутреннего слоя,  $E, t$  - модуль упругости материала и толщина внутреннего слоя, соответственно.

Перемещение внутреннего слоя несущей оболочки

$$u = \frac{r_c}{E^*} \left( \frac{1 + k^2}{1 - k^2} + \nu^* \right) p_c$$

где  $E^*, \nu^*$  - модуль упругости и коэффициенте поперечной деформации материала несущей оболочки,  $k$  - геометрический параметр,  $k = r_2/r_1$ . Величина давления на контакте слоев (принимая  $p_1 = p_c$ ) определится из условия совместности перемещений

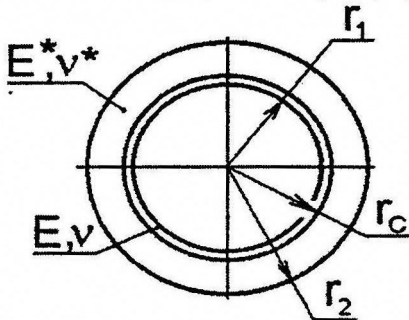


Рис. 1. Расчетная схема сечения

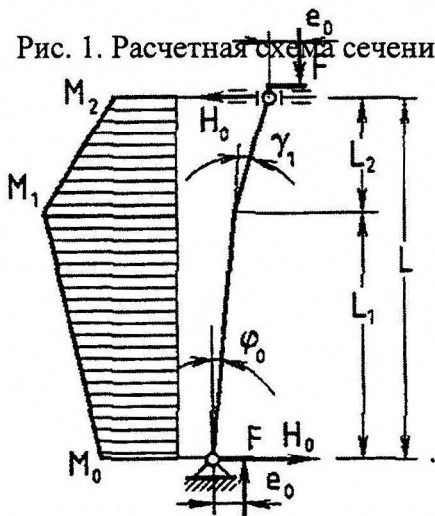


Рис. 2. Расчетная схема гидроцилиндра

цилиндр силой  $F$  и эксцентриситетами  $e_0$  и  $e_b$ , в начальном и конечном сечениях. Величины эксцентриситетов определяются радиусами опорных шарниров  $R_i$  и коэффициентами трения  $\mu$ :  $e_i = \mu R_i$ . Совместное решение дифференциального уравнения продольно-поперечного изгиба, записанного для двух участков (гильзы и штока) проведено методом начальных параметров. С учетом граничных условий получены значения силовых факторов в начальных и промежуточных сечениях ГЦ. Начальными параметрами в рассматриваемой схеме являются: поперечная сила в начальном сечении  $H_0$ , угол поворота в начальном сечении  $\varphi_0$ , изгибающий момент  $M_0$ .

Значения параметров в телескопическом сочленении определяются из выражений:

$$p_c = \frac{r_c p}{r_c + \left( \frac{E}{E^*} \right) (c + \nu^*) \cdot t}$$

где  $c = (1 + k^2)/(1 - k^2)$ .

Вторая задача - задача прочности и устойчивости ГЦ в целом. Для оценки параметров напряженно-деформированного состояния (НДС) использована расчетная схема стержня ступенчато-переменной жесткости, работающего в условиях продольно-поперечного изгиба (рис.2). Продольная ось в исходном состоянии принята ломаной за счет зазоров в телескопическом сочленении. В случае шарнирного закрепления концов ГЦ учтены изгибающие моменты в концевых сечениях, возникающие от сил трения и представленные действующей на цилиндр

поперечная сила  $H_1 = \left( \frac{M_0 + M_b}{L} \right) + \frac{F e_b}{L}$ ,

угол поворота  $\varphi_1 = \varphi_0 c_1 + \frac{M_0}{EJ_1} \cdot \frac{S_1}{b_1} + \frac{M_0}{EJ_1} \cdot \frac{1 - C_1}{b_1^2}$ ,

изгибающий момент  $M_1 = -\varphi_0 b_1 EJ_1 S_1 + M_0 C_1 + H_0 C_1 \frac{S_1}{b_1}$ . Здесь  $b_1 = \sqrt{F / (FJ_1)}$ ,

$S_1 = \sin b_1 l_1, C_2 = \cos b_1 l_1$ . Значения жесткостей каждой степени находились по приведенному модулю упругости комбинированного сечения. На основании гипотезы плоских сечений можно записать  $\frac{1}{\rho} \left[ \int_A E y^2 dA + \int E^* (y^*)^2 dA^* \right] = M$ , где  $\rho$  - радиус кривизны,  $y$  - координата произвольной точки в части сечения.  $A$  — площадь; знаком \* отмечены параметры, относящиеся к площади несущей оболочки. После интегрирования и преобразований получено выражение для приведенного модуля упругости  $E_{np} = \frac{EJ + E^* J^*}{J_\Sigma}$ ,

где  $J^*$  - момент инерции несущей оболочки,  $J_\Sigma$  — полный момент инерции поперечного сечения. Введение приведенного модуля позволит определить значения напряжений в комбинированном сечении  $\sigma = \frac{ME(y)}{E_{np} O} y$ .

На базе приведенной методики разработана информационная поддержка в виде алгоритма и программного обеспечения, позволяющая проводить типовые расчеты. Комплекс разработан с полным соблюдением нормативных требований.

## РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРТНЫХ СИСТЕМ РАСПОЗНАВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

*Аввакумов С.И., Сидоров А.В. (каф. МОЗЧМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)*

Необходимость контроля технического состояния оборудования и внедрения стратегии ремонтов по состоянию связана с требованием максимального использования рабочего ресурса узлов и деталей и сведения к минимуму аварийных отказов. Такой подход становится актуальным в условиях рыночной экономики, так как позволяет не только сэкономить финансовый ресурс, благодаря уменьшению количества аварийных простоев и рациональному использованию запасных частей, но и сократить общее время ремонтных операций и технического обслуживания, повышая их эффективность.

Контроль технического состояния оборудования подразумевает наличие высококвалифицированных специалистов в области технической диагностики, способных правильно трактовать данные, полученные в результате измерений, а также наличие определенного уровня культуры труда. В виду отсутствия специалистов требуемого профиля, была поставлена задача автоматизации процесса анализа диагностической информации на основе экспертных знаний. Решение этой задачи связано с имитацией рассуждений специалиста об образах предметной области. Это послужило причиной

выбора технологии экспертных систем в качестве базовой для реализации автоматизированной системы технической диагностики оборудования.

Экспертной называется система, оперирующая со знаниями в определенной предметной области с целью эвристической выработки рекомендаций или решения некоторых проблем. Задачей при разработке экспертных систем как прикладных программ является автоматизация разрешения ситуаций (образов) в пределах некоторой предметной области, при этом полученные результаты не должны уступать по качеству и эффективности решениям, получаемым экспертом. Экспертные системы отличаются от широко распространенных систем обработки данных тем, что в них используется эвристический поиск решения, а не исполнение известного алгоритма.

Экспертная система состоит из следующих основных компонентов (рис. 1) [1]:

- *диалоговый компонент (интерфейс)* ориентирован на организацию дружественного общения с пользователем, как в ходе решения задач, так и в процессе приобретения знаний и объяснения результатов работы;
- *интерпретатор (решатель, устройство логического вывода)*, используя исходные данные из базы данных (рабочей памяти) и знания из базы знаний, формирует такую последовательность правил, которые, будучи примененными к исходным данным, приводят к решению задачи;
- *база данных (рабочая память)* предназначена для хранения исходных и промежуточных данных решаемой в текущий момент задачи;
- *база знаний* в экспертных системах предназначена для хранения долгосрочных данных, описывающих рассматриваемую область, и правил, описывающих целесообразные преобразования данных этой области;
- *блок объяснений* позволяет понять, как система получила решение задачи (или почему она не получила решение) и какие знания она при этом использовала, что облегчает эксперту тестирование системы и повышает доверие пользователя к полученному результату;
- *компонент приобретения знаний* автоматизирует процесс наполнения экспертных систем знаниями, осуществляемый экспертом.

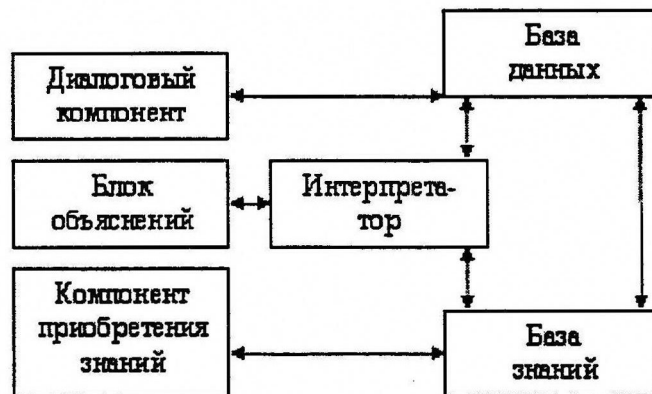


Рис. 1. Типовая структура экспертной системы

В ходе работ по созданию экспертных систем сложилась определенная технология их разработки, которая включает шесть ключевых этапов (рис. 2) [1].



Рис. 2. Технология разработки экспертных систем

На этапе *идентификации* определяются задачи, которые подлежат решению, выявляются цели разработки, определяются эксперты и типы пользователей. На этапе *концептуализации* проводится содержательный анализ предметной области, выявляются используемые понятия и их взаимосвязи, определяются методы решения задач. На этапе *формализации* выбираются инструментальные средства и определяются способы представления всех видов знаний, формализуются основные понятия, определяются способы интерпретации знаний, моделируется работа системы, оценивается адекватность целям системы зафиксированных понятий, методов решений, средств представления и манипулирования знаниями. На этапе *наполнения* осуществляется формирование экспертом базы знаний. В связи с тем, что основой экспертной системы являются знания, данный этап является наиболее важным и наиболее трудоемким этапом разработки экспертной системы. Процесс приобретения знаний разделяют на извлечение знаний из эксперта, организацию знаний, обеспечивающую эффективную работу системы, и представление знаний в виде понятном экспертной системе. Процесс приобретения знаний осуществляется инженером по знаниям на основе анализа деятельности эксперта по решению реальных задач.

Целью этапа *тестирования* является выявление неадекватности в работе экспертной системы и выполнение, корректировки базы правил и устройства логического вывода. В случае если это невозможно, может потребоваться переконструирование экспертной системы или переформулирование поставленной задачи.

Этап *опытной эксплуатации*, как правило, пересекается с предыдущим этапом и во многом похож на него. Его отличие заключается в том, что на этапе тестирования используются заранее подготовленные значения из тестового множества, желаемый результат работы экспертной системы для которых известен. На этапе опытной эксплуатации определяется, главным образом, насколько система удовлетворяет пользователя, насколько полученный продукт соответствует требованиям, выдвигаемым заказчиком.

Процесс разработки экспертных систем распознавания технического состояния оборудования рассмотрим на примере «*Экспертной системы по вибродиагностике*», предназначенной для оценки технического состояния турбокомпрессоров участка ЭВС мартеновского цеха Донецкого металлургического завода.

Разрабатываемая экспертная система предназначена для автоматизации процесса анализа диагностической информации, полученной с помощью портативной переносной аппаратуры. Целью работы системы является оценка технического состояния цен-

требужных компрессоров и выдача рекомендаций по его улучшению, а также формирование отчетной документации о результатах обследования агрегата.

Экспертная система включает следующие функциональные модули: модуль, обеспечивающий ввод, вывод и хранение информации; модуль, отображающий текущее техническое состояние контролируемых агрегатов; модуль статистической обработки данных; экспертный модуль; модуль для формирования отчета.

В результате содержательного анализа предметной области в отношении разрабатываемой системы были приняты следующие решения:

- измерение общего уровня вибрации принять в качестве основного диагностического признака;
- процесс постановки диагноза разбить на три этапа:
  - 1) классификация технического состояния по категориям величины общего уровня вибрации (категория «удовлетворительно» - от 0 до 4,5 мм/с; категория «допустимо» - от 4,5 до 7,1 м/с; категория «недопустимо» - более 7,1 м/с);
  - 2) постановка предварительного диагноза по общему уровню вибрации на основе таблицы соответствия (табл. 1);
  - 3) постановка диагноза на основе дополнительных параметров (метод ударных импульсов, анализ шума, тепловые и визуальные методы диагностирования);
- различать диагностирование следующих основных элементов контролируемых агрегатов: каждого из подшипниковых узлов, двигателя, воздуходувки и муфты.

На основе таблицы соответствия, которая была составлена по результатам литературного обзора работ [2, 3, 4] и опыта эксплуатации аналогичных механизмов, были разработаны и сведены в группы по элементам (подшипниковый узел, двигатель, воздуходувка, муфта) правила базы правил экспертной системы. При этом каждое правило соответствует следующей структуре (поля, отмеченные \* являются обязательными):

*[Rule\_ <номер правила>]\**

*Diagnose=<диагноз>\**

*Recommendation=<рекомендация>\**

*Code\_ <номер контрольной точки и направления измерения общего уровня вибрации>=<значение параметра (0 – нормальный уровень, до 4,5 мм/с; 1 – повышенный уровень, более 4,5 м/с)>*

*Noise=<характеристика шума>*

*Shock\_impulse=<ударные импульсы>*

*Temperature=<характеристика изменения и уровня температуры>*

*Visual=<результаты визуального осмотра>*

1. «Экспертная система по вибродиагностике 2.0» включает следующие основные функциональные режимы:
2. «База данных» - режим обеспечивает интерфейс для работы с данными вибрационного обследования: занесение в базу данных, хранение, поиск, извлечение и корректировку, также автоматически проводится экспресс-классификация технического состояния по категориям величины общего уровня вибрации (рис. 3).
3. «Карта участка» - режим предназначен для отображения технического состояния контролируемых агрегатов на момент последнего обследования, также выдается рекомендация о времени проведения очередного обследования (рис. 4).
4. «Анализатор» - режим статистической обработки данных на основе временных рядов, другие функции работы с группами данных (рис. 5).

5. «Эксперт» - режим экспертного анализа данных по общему уровню вибрации и дополнительным параметрам (рис. 6).
6. «Журнал» - режим, имитирующий агрегатный журнал, дневник и записную книжку.
7. «Отчет» - формирование и печать отчетной документации установленного образца об обследовании агрегата участка.

Таблица 1. Фрагмент таблицы соответствия диагноза и контролируемых параметров

№ п/п	Причина неисправности	Общий уровень вибрации	Метод ударных импульсов	Анализ шумов механизма	Тепловые методы диагностирования	Визуальные методы диагностирования
1	Повреждения подшипников (повреждение тел качения, беговых дорожек, разрушение сепаратора, износ подшипника)	Увеличение радиальных и осевой составляющих вибрации подшипникового узла	Пиковые значения ударов с амплитудой dВм > 35 дБ. Значения фона dВс < 20 дБ	Скрежет, гремлящий шум, интенсивный стук, звенящий шум (при износе подшипника)	Повышение температуры. При разрушении сепаратора скорость нарастания температуры - 1 °С/мин и более	Не идентифицируется
2	Ослабление посадки подшипника на валу и в корпусе	Увеличение радиальных и осевой составляющих вибрации подшипникового узла	Снижение уровня ударных импульсов	Глухие, периодические удары	Повышение температуры корпуса при провороте подшипника, периодическое или постоянное	Не идентифицируется
3	Загрязнение смазки	Без изменений	Увеличение пиковых и фоновых значений ударных импульсов. Маленькая разница между dВм и dВс	Глухой, прерывистый шум	Небольшое (до 5...10 °С) повышение температуры	Не идентифицируется
4	Недостаточное количество смазки в подшипниках	Без изменений	Увеличение фона ударных импульсов подшипника. Амплитуды пиковых ударов и фона относительно близки	Звенящий (металлический) шум	Повышение температуры	Не идентифицируется
5	Повреждение уплотнительных устройств	Без изменений	Ударные импульсы не меняются	Не идентифицируется	Местное повышение температуры	Визуальный осмотр: утечки масла по разьему
6	Неправильное центрирование валов компрессора и электродвигателя	Увеличение осевой составляющей вибрации	Ударные импульсы не меняются	Акустический шум, не прослушиваемый на рядом расположенных подшипниковых узлах	Повышение температуры на дальних от муфты подшипниках	Биения одной из полумуфт
7	Подшипники установлены с перекосом	Увеличение осевой составляющей вибрации	Увеличение пиковых значений ударных импульсов	Не идентифицируется	Повышение температуры	Не идентифицируется

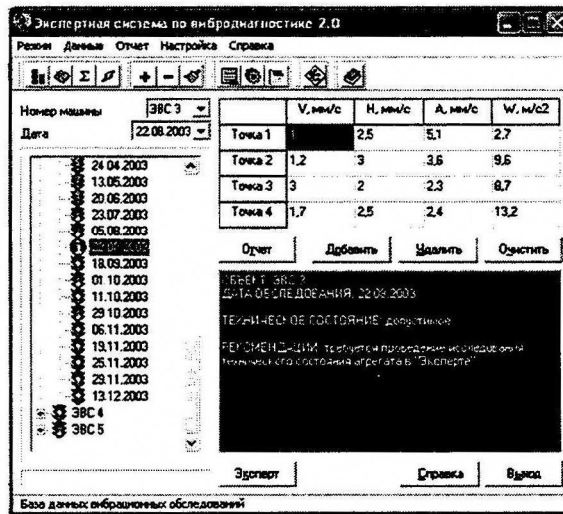


Рис. 3. Режим «База данных»



Рис. 4. Режим «Карта участка»

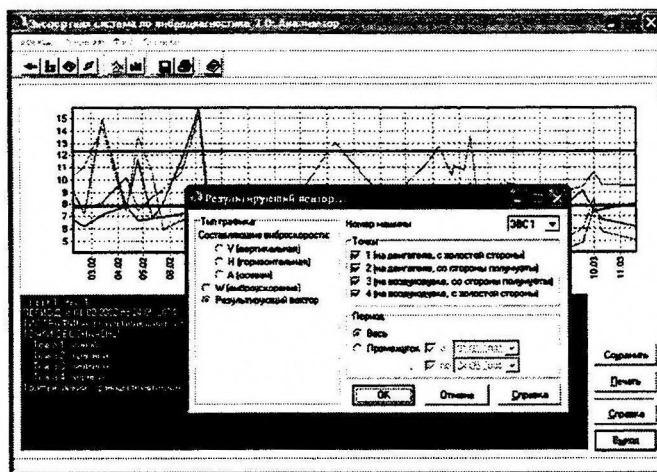


Рис. 5. Режим «Анализатор»

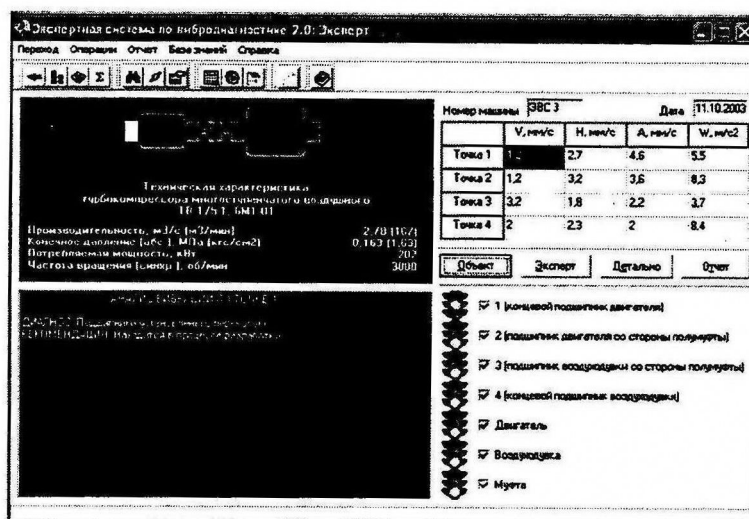


Рис. 6. Режим «Эксперт»

### Выводы

1. Определена необходимость использования технологии экспертных систем для распознавания технического состояния металлургического оборудования.
2. Рассмотрены основные вопросы создания экспертных систем их компоненты и технология проектирования.
3. Процесс разработки экспертных систем распознавания технического состояния оборудования рассмотрен на примере механизмов роторного типа.

**Список литературы:** 1. Питер Джексон. Введение в экспертные системы.: Пер с англ.: Уч. пос. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. – 624 с. 2. Сидоров В.А. Методика оценки технического состояния механизмов роторного типа. – Донецк: Востокунлемаш, 2002. – 42 с. 3. Эльяш М.Л., Анохин А.В. Монтаж компрессоров, насосов и вентилей ров. - М.: Стройиздат, 1991. - 192 с. 4. Малашкина В.А., Малеев В.Б. Ремонт и эксплуатация стационарного оборудования шахт. Справочник рабочего. - М.: Недра, 1990. - 329 с.

## ТВЕРДОТІЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ ПРИТИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Шпак Я.В., Труш В.С. (каф. АКМ, НУ "Львівська політехніка", м. Львів, Україна)

**Вступ.** Розвиток комп'ютерних технологій та програмного забезпечення на сучасному етапі розвитку дозволяє з високою долею вірогідності віртуально відтворювати складні процеси роботи вібраційних машин. Комп'ютерне моделювання дає можливість дослідити ідеалізовані просторові моделі механічних коливних систем, виключивши другорядні параметри, які врахувати неможливо.

**Постановка проблеми.** Так, в нашому випадку, при проектуванні конструкції резонансної вібраційної притиральної машини з кутовими коливаннями притиру, в подальшому просто вібраційної притиральної машини, проведення комп'ютерного моделювання дозволило б дослідити роботоздатність створюваної моделі.

**Аналіз останніх досліджень.** Проведений аналіз літературних джерел не виявив матеріалів, що присвячені комп'ютерному моделюванню вібраційної притиральної машини на предмет перевірки власної частоти коливань, дослідженню розподілу напружень в пружних елементах системи.

**Постановка задачі.** Автори в даній роботі запропонують методіку комп'ютерного моделювання, яка базується на методі кінцевих елементів, механічної коливної системи вібраційної притиральної машини на предмет перевірки власної частоти коливань та дослідять розподіл напружень в пружних елементах системи.

### Методика віртуального експерименту

Експеримент проводився за допомогою програмного продукту SolidWorks 2000, Cosmos 6.0 на комп'ютері Pentium IV 1.8 Гц з оперативною пам'яттю 512 МБт. Реальна конструкція резонансної вібраційної притиральної машини з кутовими коливаннями притиру, на якій проведена апробація, зображена на рис.1а.

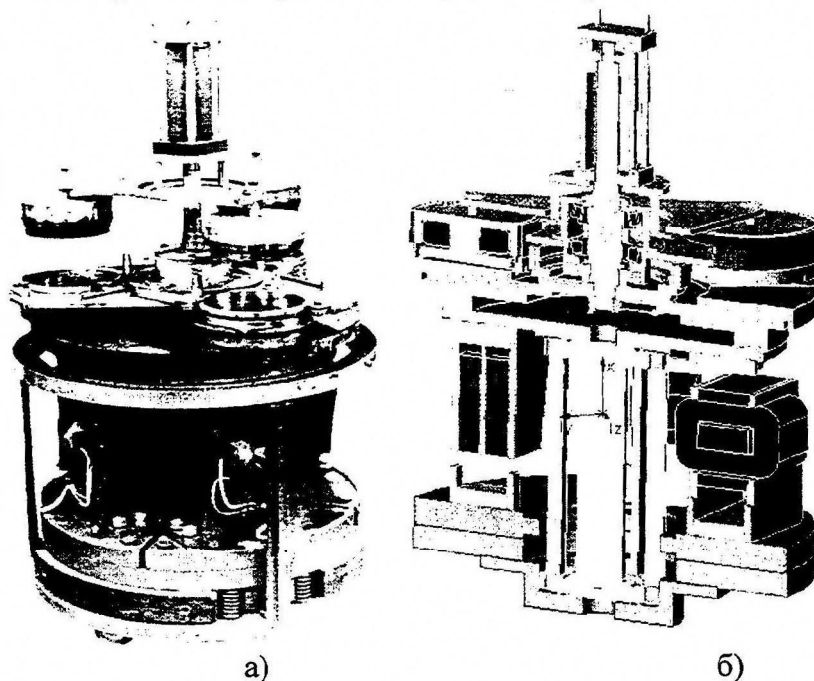


Рис.1. Вібраційна притиральна машина, що введена у виробництво (а), та її просторова модель в розрізі (б).

а) **Визначення власної частоти коливань механічної коливної системи вібраційної притиральної машини.**

Визначення моментів інерції коливних мас проводилось в програмному продукті SolidWorks 2000, при цьому попередньо була побудована за кресленнями просторова (3D) модель (рис.16) вібраційної притиральної машини.

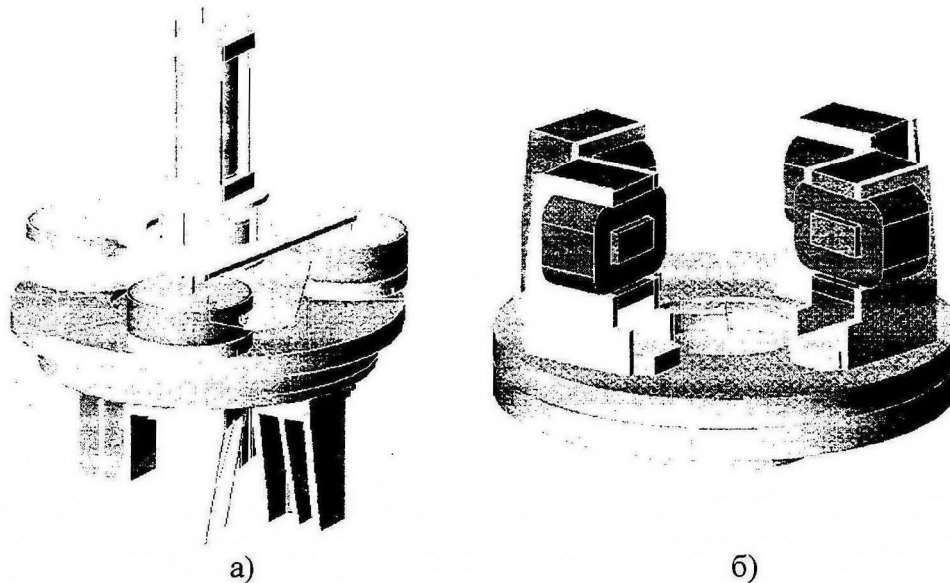


Рис.2. Просторова модель верхньої (а) та нижньої (б) коливних мас

Виділивши окремо верхню рис.2а та нижню рис.2б коливні маси, були визначені їх масові характеристики, основні осі інерції і основні моменти інерції. Таким чином, момент інерції верхньої та нижньої коливних мас відносно вертикальної осі симетрії відповідно становить:  $J_1 = 10.217 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $J_2 = 12.843 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Оскільки конструкція досліджуваної вібраційної притиральної машини двомасова, приведені моменти інерції коливних мас визначатиметься наступним чином:

$$J = \frac{J_1 \cdot J_2}{J_1 + J_2} = \frac{10.217 \cdot 12.843}{10.217 + 12.843} = 5.69 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (1)$$

Визначення власної частоти коливань механічної коливної системи проводилось за допомогою методу кінцевих елементів частотним аналізом в програмному забезпеченні Cosmos 6.0, що працює в оболонці SolidWorks 2000. Розрахункова модель механічної коливної системи резонансної вібраційної притиральної машини показана на рис.3. Низ комбінованої пружної системи у вигляді гратчастого та центрального циліндричного торсіонів кріпиться жорстко. До верху комбінованої пружної системи жорстко кріпиться диск, що має приведені моменти інерції  $J = 5.69 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ . Така просторова модель повністю адекватна просторовій моделі вібраційної притиральної машини на рис.16.

Внаслідок моделювання отримано результат (рис.3), де власна частота коливань становить  $\nu = 53.708 \text{ Гц}$ . Крім цього для перевірки комп'ютерного моделювання визначення власної частоти коливань був здійснений аналітичний розрахунок і натурний експеримент.

Згідно натурального експерименту власна частота коливань вібраційної притиральної машини становить  $\nu = 52 \text{ Гц}$ , що дає незначну похибку в 3% в порівнянні з результатом комп'ютерного моделювання і 6% з результатом аналітичних розрахунків.

RozyrVlasChest-1 :: Frequency  
Mode Shape: 1 Value = 53.708 Hz

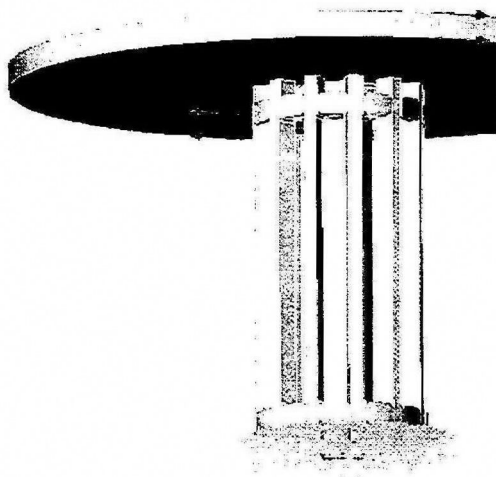


Рис.3. Розрахункова модель і результат розрахунку власної частоти механічної коливної системи

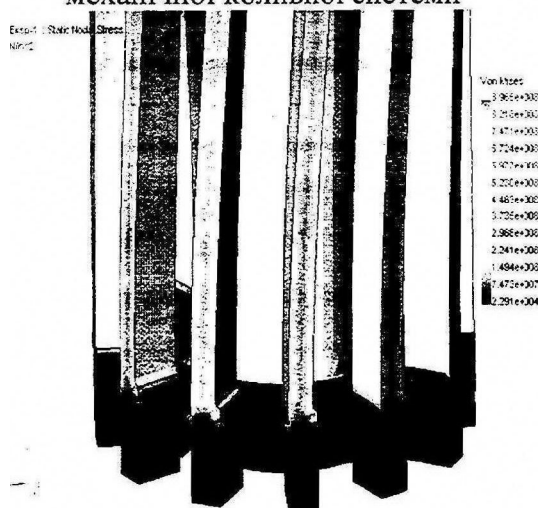


Рис.4. Картина розподілу напружень в комбінованій пружній системі

ми залежностями дають абсолютну похибку допустиму для інженерних розрахунків, а саме 5.7%. Причиною того може бути неврахування в аналітичних формулах концентраторів напружень, якими є ступінчасті переходи на торсіоні.

Тому при проектуванні наступної притиральної машини необхідно вирівняти навантаження, на пружних елементах, давши більше навантаження на плоскі пружні елементи.

**Висновок.** Таким чином, комп'ютерне моделювання є незамінним при проектуванні нових вібраційних притиральних машин. Викладена методика віртуального моделювання вібраційної притиральної машини ще на стадії її проектування дозволяє встановити роботоздатність конструкції вібромашини. Дана методика є цінною для спеціалістів, що займаються розробками в галузі вібротехніки.

### б) Перевірка пружної системи на міцність

Розрахункова модель для даного віртуального розрахунку наведено на рис.3. До диска прикладається статичний момент еквівалентний амплітудному значенню інерційних сил, що діють на пружну систему. Статичний момент вираховуємо за наступною формулою:

$$M = J\omega^2\varphi \quad (2)$$

де  $\omega$  - колова частота вимушених коливань;  $\varphi$  - амплітудне значення відносних коливань. В нашому випадку:  $\omega = 314 \text{ рад/с}$ ,  $\varphi = 6^\circ \frac{\pi}{180^\circ}$ . Отже,  $M = 29374.5 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а зусилля, що прикладаються на радіусі  $r = 0,355 \text{ м}$  приведенного диска і створюють пару сил, що рівна цьому моменту, будуть становити:  $P = \frac{M}{2 \cdot r} = 41375.5 \text{ Н}$ .

Аналізуючи розподіл напружень (рис.4), спостерігається, що недовантаженими залишаються пружні стержні гратчастого торсіона у вигляді „коlesa білки”. В свою чергу перевантаженим в місцях радіусів заокруглень є центральний циліндричний торсіон, де максимальне напруження сягає  $\tau_{max} = 8.965 \cdot 10^8 \text{ Па}$ .

Максимальне значення напруження, яке виникає в найбільш напруженому місці комбінованої пружної системи – на радіусі заокруглення центрального торсіона, за виведеною формулою становить:

$$\tau_{max m} = \frac{G\varphi d}{2l_c} = 8.455 \cdot 10^8 \text{ Па} \quad (3)$$

Розбіжність в результатах на міцність при розрахунках проведених за допомогою методу кінцевих елементів та виведеними аналітичними

## К ВОПРОСУ ТЕСТОВОГО КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ СТУДЕНТОВ И ЕГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

**Борисенко В.Ф., Мельник А.А., Рыбалко О.А.**  
(ДонНТУ, Донецк, Украина)

Быстрое развитие, совершенствование и обновление средств вычислительной техники ведет к снижению их стоимости, в частности, к снижению стоимости персональных компьютеров (ПК), "note-book"-ов и, как следствие, к увеличению числа пользователей.

Это особенно важно на современном этапе, когда Украина делает решительный шаг в сторону реализации идей Болонской конференции. В качестве основной идеи можно назвать стремление к унификации учебных планов ведущих университетов Европы по конкретным направлениям подготовки специалистов, освобождение студента от привязки к конкретному вузу, свободный выбор университета и лектора по дисциплинам профильной подготовки. Эти условия, на наш взгляд, создадут подвижный рынок рабочей силы, из которого фирмы и государственные предприятия будут отбирать наиболее достойных претендентов на вакантное место. Отбор, как правило, проводится в два этапа и состоит из личной встречи претендента с руководством фирмы и тестового контроля на профессиональную пригодность.

Личная встреча – это довольно сложный этап отбора, когда за 15-20 минут общения с претендентом решаются личностные вопросы (оценка внешнего вида, умения держаться с достоинством, быстро и четко формулировать свои предложения, коммуникабельность, умение вести дискуссию на одном-двух-трех иностранных языках ...). Знание иностранных языков в ряде случаев бывает определяющим – знающий язык может быть сразу принят на работу при прочих равных условиях у других кандидатов.

Второй этап – это тестирование по вопросам будущей деятельности. Число тестовых вопросов может колебаться от нескольких десятков до нескольких сотен. Не следует забывать, что вопросы могут быть сформулированы некорректно в плане однозначности ответа и т.д.

Как мы видим, вместо собеседования по специальности претендент остается один на один с вопросником в условиях ограниченного лимита времени.

Следовательно, наши выпускники должны иметь опыт работы с тестами и тестовыми приложениями. Каждая специальность и специализация должна иметь банк данных по основным дисциплинам (курсам) кафедры и предлагать их студентам на различных этапах обучения. В ходе дипломирования или перед защитой дипломного проекта (работы) дипломник должен ответить на вопросы тестового контроля по специальности, т.е. пройти определенный формализованный контроль. Это можно рассматривать с позиции готовности к защите дипломного проекта (работы) и быть своеобразным пропуском кафедры на защиту в государственной экзаменационной комиссии (ГЭКе).

Вопросы тестового контроля по дисциплине, по специальности будут хорошим помощником при набирающем силу дистантном образовании. В настоящее время разработкой программного обеспечения для проведения тестового контроля занимаются специализированные фирмы и отдельные аматоры. В сети Internet можно встретить большое число объявлений о разработанных средствах программного обеспечения для проведения тестирования с помощью ПК. Эти сред-

Таблица 1. Адреса разработчиков и условия использования программ.

Название	Производитель	URL	Условия лицензирования	Стоимость лицензирования	Вид защиты незарегистрированного пакета
1	2	3	4	5	6
tTester	SunRav Software	<a href="http://www.sunrav.ru">http://www.sunrav.ru</a>	Сообщить где Вы используете программу	Бесплатно	-
Cyber Test (Tester)	Сергей Мамзиков	<a href="http://sarus.narod.ru">http://sarus.narod.ru</a>	Приобретение лицензии	Условно-бесплатный \$6	Программа не будет работать больше 90 секунд.
Test System	Ковбасюк Сергей Анатольевич	<a href="http://kovbasyuk.com.ua">http://kovbasyuk.com.ua</a>	Нет сведений	Нет сведений	Всеми правами на программу владеет только автор
Test Office Pro: (tAdmin; tMaker; tTester)	SunRav Software	<a href="http://www.sunrav.ru">http://www.sunrav.ru</a>	Приобретение лицензии	5375 рос. рублей	tAdmin: обработка не более 10 пользователей одновременно, обработка не более 3 групп tMaker: не более 20 вопросов в тесте Tester: см. выше
Super Test v. 1.4	Сергей Алексеев	<a href="http://www.supertest.ru">http://www.supertest.ru</a>	Приобретение лицензии	\$25	Ограничение функциональных возможностей
Конструктор тестов	Павел Козловский, Kersoft	<a href="http://www.kersoft.ru">http://www.kersoft.ru</a>	Приобретение лицензии	Студенческая лицензия - \$19,95 Стандартная лицензия - \$29,95 Корпоративная лицензия на 10 ПК-\$119,95 Корпоративная лицензия на неограниченное число ПК \$359,95	работает в ознакомительном режиме в течение 30 дней. Вы можете использовать не более 5 тем и не более 10 вопросов в каждой теме.
gTest	-	<a href="http://g-soft.com.ua/">http://g-soft.com.ua/</a>	gTest free edition – программа не требует регистрации	Бесплатно	Недоступны сохранения файла проекта и генерация файлов для удаленного тестирования и для тестирования при помощи программы - клиента
			gTest special edition – программа регистрируется на сервере: g-soft.com.ua	Бесплатно	Те же, доступны только сохранения файла проекта
			Test personal edition – для покупки программы пишете письмо по адресу admin@g-soft.com.ua	Платный	Доступны все функции
Test v. 1.0	Марьян Александр	—	—	—	—
Java Script Test Builder	Шутилов Федор Валерьевич	<a href="http://prepod2000.kulichki.net/">http://prepod2000.kulichki.net/</a>	—	Если программа Вам помогла, благодарности почтовым переводом в сумме до 1\$	—

ства рассчитаны на индивидуального и коллективного пользователей. Можно констатировать, что тесты, созданные с помощью специального программного обеспечения, обладают повышенными функциональными возможностями и, если их сравнить с архаичными бумажными тестами, то они будут на порядок сложнее и более гибкими в интерпретации графических задач. Информация о существующих программах взята нами из сети Internet и приведена в таблице 1.

Ознакомившись с условиями установки каждого приложения, системными требованиями, порядком создания теста, вопросами тестирования, обработки и хранения результатов, делаем вывод о том, что наибольшими функциональными возможностями, соответствующими предъявленным нами требованиям, обладает **Конструктор тестов** от Kersoft.

"Конструктор тестов" состоит из двух частей: редактора и тренажера. Редактор предназначен для заполнения и редактирования базы данных, а также для различных настроек "Конструктора тестов". Тренажер предназначен для проведения тестирования по тем темам и вопросам, которые были занесены в базу данных при помощи "Редактора". Далее, по функциональным возможностям, можно назвать пакет Test Office, в который входят четыре программы (tMaker, tTester, tAdmin, tStarter). tMaker позволяет создание не только электронных тестов, но возможна подготовка и бумажных тестов. Они предназначены для распечатки на обычной бумаге для проведения тестирования без использования компьютера. Обработка таких тестов происходит вручную. tTester среда для проведения теста. tAdmin программа для удаленного администрирования пользователей и обработки результатов тестирования. Тесты могут быть записаны на компакт-диск и высланы пользователям для проведения тестирования на их персональных компьютерах. Запуск тестов осуществляется с помощью программы tStarter.

Другие приложения, представленные в таблице, обладают более слабыми функциональными возможностями, но они также достойны внимания по той простой причине, что имеют малую стоимость лицензии на использование, либо не требуют оплаты.

Обзор приведен только для тех приложений, которые попали в поле зрения авторов. Оценка приложений производилась исходя из того, что они могут быть использованы в учебном процессе для оценки уровня знаний студентов-электромехаников.

**СОДЕРЖАНИЕ****СОЗДАНИЕ И ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРЕССИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**

- Глаголева Л. Э., Голубева Л. В., Федина И. С.**  
НЕКОТОРЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПРОИЗВОДСТВА  
РЕКОМБИНИРОВАННЫХ МОЛОЧНЫХ ПРОДУКТОВ ..... 3
- Глаголева Л. Э., Смольский Г. М., Безматерных Ю. В.**  
ИЗУЧЕНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПИЩЕВЫХ ВОЛОКОН В  
ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА МЯГКИХ СЫРОВ..... 4
- Голубева Л. В., Ключникова Д. В., Стукалова Е. В.**  
ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КАРАМЕЛЬНЫХ КРАСИТЕЛЕЙ В ПРОИЗВОДСТВЕ  
СГУЩЕННЫХ МОЛОЧНЫХ КОНСЕРВОВ С ТЕРМООБРАБОТКОЙ..... 6
- Горобец И. А., Калюжный А. Ю.**  
АНАЛИЗ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПРОМЫШЛЕННОСТИ  
ДОБЫЧИ И ОБРАБОТКИ ПРИРОДНОГО КАМНЯ..... 7
- Лесных М. А., Шалимов Ю. Н., Болдырев А. И.**  
К ВЫБОРУ МЕТОДА ВОССТАНОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН..... 8
- Мельникова Е. И., Голубева Л. В., Гринько О. Н., Рудниченко Е. С.**  
РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ МОРОЖЕНОГО С ИНУЛИНСОДЕРЖАЩИМ  
РАСТИТЕЛЬНОМ СЫРЬЕМ..... 11
- Михайлов В. А., Михайлова Е. А.**  
СПЕЦИАЛЬНЫЕ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫЕ ВАКУУМНЫЕ ПОКРЫТИЯ ИЗДЕЛИЙ  
МАШИНОСТРОЕНИЯ ..... 12
- Рубцов М. В., Азарова Н. В, Рубцова О. А.**  
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЛИНЫ ДУГИ КОНТАКТА ЕДИНИЧНОГО АБРАЗИВНОГО ЗЕРНА  
С ДЕТАЛЬЮ ПРИ ПЛОСКОМ ШЛИФОВАНИИ С ВИБРАЦИЯМИ..... 16
- Самофалова М. А., Дубоделова О. М., Ивченко Т. Г.**  
ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ  
ПРИ ЧИСТОВОЙ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ ..... 21
- Хазипов И. В.**  
О МЕТОДИКЕ УСТАНОВЛЕНИЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ СПЕЦИАЛЬНЫХ МЕР ПО  
УПРАВЛЕНИЮ СОСТОЯНИЕМ КРОВЛИ ..... 24

**ИНФОРМАЦИОННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ**

- Ревенко А.Г., Филь Е.А., Чашко М.В.**  
НЕТРАДИЦИОННЫЕ ИСТОЧНИКИ ЭНЕРГИИ – АСПЕКТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ..... 27

<b>Тетеревятников Д.В., Гавриленко О.И.</b> ПРИМЕНЕНИЕ НЕЧЕТКОГО РЕГУЛЯТОРА В СИСТЕМАХ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ.....	30
--	----

## МЕХАНИЗАЦИЯ И АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

<b>Алексеев М.О., Марчук А.П., Миловзоров О.В.</b> МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ СТАНКАМИ-АВТОМАТАМИ.....	33
--	----

<b>Буленков Е. А.</b> СТРУКТУРНАЯ СХЕМА МНОГОНОМЕНКЛАТУРНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ НА РОТОРНЫХ СИСТЕМАХ.....	36
--	----

<b>Водолазская Н.В., Мосейкин В.Е.</b> О ВЫБОРЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНО- МНОГОЯРУСНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ СБОРКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ .....	40
---	----

<b>Демьянцева Л. А. Сучков А. В.</b> АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ УЧАСТОК.....	43
---	----

<b>Колобаев Д.В., Марголит Р.Б., Терехова О.А.</b> ИССЛЕДОВАНИЕ РЕГУЛИРУЕМОГО ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ .....	45
--	----

<b>Матюха П.Г., Віцко А.В., Габітов В.В.</b> РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТОКАРНОГО РІЗЦЯ З АВТОМАТИЧНОЮ ЗМІНОЮ РІЗАЛЬНОЇ КРОМКИ ПЛАСТИНИ.....	48
--	----

<b>Павлюк С.В., Іщенко А.Л., Ольховська О.О.</b> РОЗРОБКА ПРИНЦИПОВО - СТРУКТУРНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ СКЛАДАННЯ ПЛУНЖЕРА.....	52
---	----

<b>Польченко В.В., Лейченко С.Д.</b> АВТОМАТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСА ГИДРОЦИЛИНДРА.....	55
---	----

<b>Тарасенко В.А., Ахметов О.В.</b> УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕГУЛИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН ТИПА ДКУ .....	57
--	----

<b>Тарасенко В.А., Ахметов О.В.</b> ВЫБОР ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ ВОССТАНАВЛИВАЕМОГО ТИПА ДЛЯ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН .....	60
---	----

<b>Чернышев Е. А., Хасхачих С.Н.</b> КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РОТОРА С НАКЛОННОЙ ПЛАНШАЙБОЙ ДЛЯ ВЫСАДКИ .....	63
---	----

**УПРАВЛЕНИЕ КАЧЕСТВОМ, МЕТРОЛОГИЯ, СЕРТИФИКАЦИЯ**

**Колесникова Е. В., Бутенко В. И.**  
 ЭСТЕТИЧЕСКОЕ, ВКУСОВОЕ И АРОМАТИЧЕСКОЕ ВОСПРИЯТИЕ  
 МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ..... 67

**Лобко А. А., Коваленко В. И.**  
 ПРИМЕНЕНИЕ ДИСПЕРСИОННОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ОЦЕНКИ ТОЧНОСТИ  
 ОБРАБОТКИ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРУБ ..... 70

**Мельников А. М., Бутенко В. И.**  
 ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК БУЛАТНЫХ СТАЛЕЙ..... 74

**Чернышева Д. А., Бутенко В. И., Шаповалов Р. Г.**  
 ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА СТОЙКОСТЬ ПРЕСС-ФОРМЫ  
 ДЛЯ ПРЕССОВАНИЯ ХУДОЖЕСТВЕННЫХ ИЗДЕЛИЙ ..... 76

**МОДЕЛИРОВАНИЕ, РАСЧЕТЫ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЛОЖНЫХ  
ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

**Богатыренко Р.В., Гапченко А. Г.**  
 МНОГОКАНАЛЬНАЯ СИСТЕМА ИСПЫТАНИЙ УСТРОЙСТВ ТРАНСПОРТНЫХ  
 СРЕДСТВ..... 79

**Гнитько А. Н.**  
 СТЕНД ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ  
 РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ФРЕЗЕРОВАНИИ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ  
 ПАЗОВ ..... 82

**Горбатов П.А., Полозов А.Г., Кислун А.В.**  
 ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРНО – ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ  
 МЕХАТРОНИЧЕСКОЙ ПОДСИСТЕМЫ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА  
 ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА..... 84

**Горбатов П.А., Поцешук А.Н.**  
 ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ  
 ПОДСИСТЕМ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА КПД ..... 88

**Горобец И.А., Борисов Д.Н.**  
 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИИ ДАТЧИКА СИЛЫ ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА  
 ДЛЯ ПЛОСКОГО ШЛИФОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ..... 91

**Гринёв Ю.А., Холод В.М.**  
 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАССТОЯНИЯ ОТ ЦЕНТРА МНОГОГРАННЫХ ПЛАСТИН  
 РАЗЛИЧНОЙ ФОРМЫ ДО ИХ ВЕРШИН..... 96

**Деркач А.В., Болтян А.В., Лемешкин Д.А.**  
 ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО  
 СОСТОЯНИЯ ТРЕХКОМПОНЕНТНОГО ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКОГО

ДАТЧИКА СИЛ.....	99
<b>Дубоделова О.М., Самофалова М.А., Ивченко Т.Г.</b> РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРЫ РЕЗАНИЯ ДЛЯ СБОРНОГО РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА ИСТОЧНИКОВ.....	103
<b>Ефремов М.А., Кондрахин В.П.</b> ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА .....	107
<b>Завгородний А.Ю.</b> ЗАДАЧА ПОИСКА «ПОХОЖИХ» СТРОКОВЫХ НАИМЕНОВАНИЙ В АТТРИБУТАХ РЕЛЯЦИОННОГО ОТНОШЕНИЯ .....	109
<b>Кондратьева Н. А., Кондрахин В.П.</b> ИНЕРЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА .....	112
<b>Ланець О.С., Андреев В.С.</b> ВИЗНАЧЕННЯ СУМАРНОЇ ЖОРСТКОСТІ ПРУЖНИХ СИСТЕМ В БАГАТОМАСОВІЙ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРОПЛОЩАДКИ ЗАДОВІЛЬНЯЮЧИ УМОВУ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ.....	114
<b>Лысенко Н.М., Косарев А.В.</b> МЕТОДИКА ОЦЕНКИ УСТОЙЧИВОСТИ ОЧИСТНЫХ КОМБАЙНОВ СО СМЕЩЕННЫМ В ЗАБОЙ КОРПУСОМ ТИПА УКД 200.....	118
<b>Матюха П. Г., Холод В. М.</b> ШВИДКОПЕРЕНАЛАГОДЖУВАННИЙ ЗБІРНИЙ ТОКАРНИЙ РІЗЕЦЬ.....	121
<b>Мирошниченко А.В., Зубко М.М.</b> МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОПТИМАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ОТВЕРСТИЙ КОМБИНИРОВАННЫМ ИНСТРУМЕНТОМ ТИПА ЗЕНКЕР-РАЗВЕРТКА .....	123
<b>Нечпаев В. Г., Прохорова Е. В.</b> МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАПОЛНЕНИЯ СТРУЖКОЙ ЗАКРЫТЫХ ПРОФИЛЬНЫХ ПАЗОВ ПРИ ИХ ФРЕЗЕРОВАНИИ.....	127
<b>Ольховиченко Н.Г., Проскуренок Д.В.</b> ВЛАСТИВОСТЬ КУБИЧНИХ ПАРАБОЛ.....	131
<b>Остроухов И.О., Борисенко В.Ф.</b> АНАЛИЗ ДИАГРАММ УСКОРЕНИЙ, РЫВКА И УСИЛИЙ В ШПУ. ....	135
<b>Пастернак Д.Н., Каткалова Е.А., Абрамов А.Н.</b> К ВОПРОСУ О СЕЧЕНИИ КОНУСА ПЛОСКОСТЬЮ.....	138
<b>Пастернак Д.Н., Каткалова Е.А., Абрамов А.Н.</b> О ПАРАМЕТРАХ СЕЧЕНИЯ ЦИЛИНДРА ПЛОСКОСТЬЮ .....	141

---

О ПАРАМЕТРАХ СЕЧЕНИЯ ЦИЛИНДРА ПЛОСКОСТЬЮ .....	141
<b>Петрушкин Г.В., Васильева Т.А.</b> ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОЕ УСТРОЙСТВО .....	144
<b>Петрушкин Г.В., Куфаев Д.А.</b> ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЙ ОРГАН ПРОХОДЧЕСКОГО КОМБАЙНА .....	146
<b>Полтавец В.В., Стецюк А.Л.</b> ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИАГРАММ ПРИЧИН И РЕЗУЛЬТАТОВ ДЛЯ АНАЛИЗА ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ.....	148
<b>Пушин Д.Н., Рыбина С.А.</b> ПОСТРОЕНИЕ 3D МОДЕЛИ ПРИЗМАТИЧЕСКОЙ ДЕТАЛИ.....	150
<b>Сальников В.В., Агаркова В.Е.</b> АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УСТОЙЧИВОСТИ СТЕРЖНЯ С ПЕРФОРИРОВАННОЙ СТЕНКОЙ.....	153
<b>Сальников В.В.</b> ОСОБЕННОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ И РАСЧЕТА СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ ПОВЫШЕННОЙ ПРОЧНОСТИ И ИЗНОСОСТОЙКОСТИ.....	154
<b>Аввакумов С.И., Сидоров А.В.</b> РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРТНЫХ СИСТЕМ РАСПОЗНАВАНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ.....	156
<b>Шпак Я.В., Труш В.С.</b> ТВЕРДОТІЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ВІБРАЦІЙНОЇ ПРИТИРАЛЬНОЇ МАШИНИ.....	163
<b>ВЕСТИ ДонНТУ</b>	
<b>Борисенко В.Ф., Мельник А.А., Рыбалко О.А.</b> К ВОПРОСУ ТЕСТОВОГО КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ СТУДЕНТОВ И ЕГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ.....	166

## ПРАВИЛА представления рукописей в студенческий научно-технический журнал «Инженер»

Донецкий национальный технический университет с 2000 г. выпускает студенческий научно-технический журнал «Инженер». Журнал «Инженер» ориентирован на публикацию научных работ студентов, магистрантов, стажеров, аспирантов, молодых специалистов, делающих первые шаги в научной деятельности. Публикация в журнале позволит им приобрести опыт написания научных статей, познакомиться с научной деятельностью своих коллег, концепциями развития различных отраслей промышленности. В тоже время ведущие ученые кафедр, факультетов могут ознакомиться с научными направлениями молодых ученых, актуальностью их разработок, научным и народнохозяйственным значением.

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в исследуемой области, содержать актуальность работы, постановку задачи, полученные результаты, их практическое значение, выводы. Материалы должны представлять интерес для широкого круга специалистов.

Языки представления рукописей: украинский, русский.

### ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

1. Автоматизация в машиностроении.
2. Прогрессивные, специальные и нетрадиционные технологии.
3. Высокоэффективное технологическое оборудование. Проблемы проектирования.
4. Проблемы повышения качества продукции машиностроения.
5. Организация и управление машиностроительным производством.

### ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей статьи в сборник необходимо выслать до 30 марта текущего года в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку с указанием номера тематики журнала и сведения об авторах статьи;
- рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);
- дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.

### ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 3 до 10 *полных* страниц на белой бумаге формата А4 (210x297 мм) с полями: верхнее и нижнее 25 мм, левое 30 мм и правое 20 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman размером 12, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организаций, кафедры, основной текст, выводы, список литературы. **Название** печатать прописными(жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через 1 пустую строку строчными буквами – **фамилии и инициалы авторов (жирными)**, в круглых скобках курсивом – **сокращенное название организации, города, страна** (через запятую, центрировать). Через 1 пустую строку – материалы статьи (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления материалов.
3. **Графический материал** (рисунки, графики, схемы) следует выполнять размерами не менее 60x60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.
4. **Формулы и математические знаки** должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft

Equation. Формулы номеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

**Размер формул для Microsoft Equation**

Full (обычный).....	12 pt
Subscript/Superscript (крупный индекс).....	8 pt
Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс).....	6 pt
Symbol (крупный символ).....	14 pt
Sub-Symbol (мелкий символ).....	10 pt

5. **Таблицы** должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.
6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.
7. Текст рукописи статьи требуется записать на дискету 3,5 дюйма, которую нужно подписать следующим образом: фамилии и инициалы авторов, название статьи. Файл назвать по фамилиям авторов по образцу: Иванов-Петров.
8. Материалы рукописи представляются без изгибов.
9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегию с опозданием, опубликованы не будут.

*Образец оформления материалов:*

## ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

**Иванов И.И., Петров П.П.** (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5).

**Список литературы:** 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. – К.: КПИ, 1985. – 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. – Донецк: ДонГТУ, 1998. – 425 с.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ, Кафедра «Технология машиностроения», Редакционная коллегия журнала «Инженер».

Председатель редакционной коллегии – А.Н. Михайлов, тел. (062) 305-01-04.

Зам. председателя – В.А. Богуславский, тел. (0622) 91-08-05.

Ученый секретарь – А.В. Байков, тел. (0622) 91-08-05.