

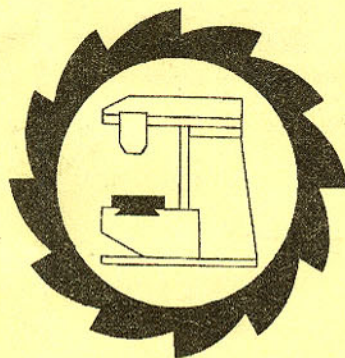
ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ



**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ  
МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Сборник научных  
трудов

**ВЫПУСК 3**



**ДОНЕЦК - 1996**

ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ  
МАШИНОСТРОЕНИЯ

Сборник научных  
статей

**ВЫПУСК 3**

Донецк - 1996

УДК 621.923

Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. науч. статей. - Донецк: Дон ГТУ, 1996. Вып.3. - 157 с.

Сборник научных статей посвящен 75-ти летнему юбилею основания Донецкого государственного технического университета. В сборнике помещены статьи ведущих ученых механического факультета, специализирующихся в области машиностроения. Рассмотрены проблемы создания новых технологий, оснастки, инструментов и высокоэффективного оборудования. Представлены некоторые вопросы, связанные с решением задач повышения качества изделий при использовании прогрессивных методов обработки и проектирования изделий.

Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

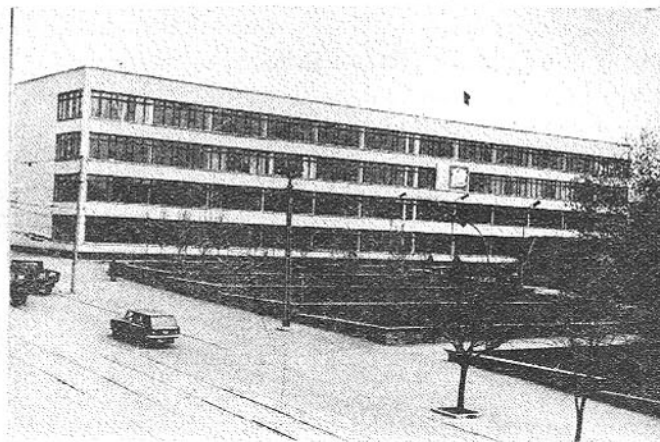
Редакционная коллегия:

А.Н. Михайлов (председатель), В.В. Гусев, Л.П. Калафатова, И.А. Мальшко, П.Г. Матюха, Б.М. Мизин.

Адрес редакционной коллегии:

340000, г. Донецк, ул. Артема, 58, Дон ГТУ  
кафедра МСтанки

© Донецкий государственный  
технический университет, 1996



75-ти летию

ДОНЕЦКОГО

ГОСУДАРСТВЕННОГО

ТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

(1921-1996)

ПОСВЯЩАЕТСЯ



## Мизин Б.М.

Механический факультет относительно молод. Он создан приказом по институту 27 августа 1965г. в составе кафедр: автомобильного транспорта, технологии машиностроения, деталей машин, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, политической экономии.

Первым деканом факультета (с 1965 по 1969г.) был доцент, к.т.н. Филиппов В.М., ныне ректор Донецкого коммерческого института.

Первый выпуск инженеров-механиков специальности 0601 "Технология машиностроения" состоялся в 1964г. по кафедре горных машин в составе горноэлектромеханического факультета.

В дальнейшем из состава факультета вышли кафедры автомобильного транспорта и политической экономии, а включена в состав факультета кафедра "Механическое оборудование заводов черной металлургии" (1979г.). С 1970г. по 1982г. деканом факультета был доцент, к.т.н. Алиферов В.П., ныне доцент кафедры "Основы проектирования машин", а с 1982г. по 1987г. доцент, к.т.н. Клягин Г.С., ныне зав. кафедрой металлургии чугуна ДонГТУ. С 1988г. по настоящее время деканом факультета является автор этих заметок Мизин Б.М. к.т.н., профессор кафедры сопротивления материалов.

В настоящее время основу факультета составляет три выпускающие кафедры: "Технология машиностроения", "Металлорежущие станки и инструменты" и "Механическое оборудование заводов черной металлургии", а также кафедры: "Сопротивление материалов", "Основы проектирования машин" и "Теория машин и механизмов". Три последние являются опорными для соответствующих кафедр вузов Донецкой и Луганской областей.

За годы существования кафедрами факультета подготовлено свыше 7000 инженеров-механиков для предприятий Украины и стран СНГ по специальностям: 7.090.202 "Технология машиностроения" (ТМ), 7.090.203 "Металлорежущие станки и системы" (МС) и 7.090.213 "Металлургическое оборудование" (Мех). Наши выпускники работают в машиностроительной отрасли, металлургии, на производстве и в проектных и научно-исследовательских институтах.

С 1996г. на специальностях ТМ и МС введена специализация "Сертификация в машиностроении", а на специальности Мех "Сертификация промышленного оборудования и материалов".

Факультет укомплектован высококвалифицированными кадрами. На его кафедрах работают 9 профессоров, в т.ч. 8 д.т.н., 42 доцента, к.т.н., 7 старших преподавателей, 22 ассистента, один "Заслуженный деятель науки и техники" – профессор, д.т.н. Бойко Н.Г. и "Заслуженный изобретатель Украины" – профессор, д.т.н. Горелик В.С. Сотрудники факультета соавторы нескольких лицензий, проданных зарубежным фирмам.

Научно-педагогическую квалификацию сотрудники факультета приобретают, обучаясь в аспирантуре, докторантуре, на факультетах повышения квалификации, стажировках в ведущих вузах Украины и стран СНГ, в научно-исследовательских институтах и на передовых предприятиях, а также в зарубежных странах (Польша, Германия).

Одной из старейших на факультете является кафедра "Механическое оборудование заводов черной металлургии", основанная в 1934г. профессором Щиренко Николаем Семеновичем (1885-1959гг.). Лучший студент этой специальности на факультете получает стипендию им. Н.С.Щиренко. Большой вклад в становление кафедры внесли доцент к.т.н. Левин М.З., доцент к.т.н. Шумилов К.Д., а также профессора д.т.н. Седуш В.Я. и Мачикин В.И. Штат кафедры полностью укомплектован ее выпускниками. В 1993г. защитил докторскую диссертацию и стал профессором Сопилкин Г.В. Сотрудниками кафедры издано (с грифом Минобразования Украины) 5 учебников и 6 монографий, получено 84 авторских свидетельств, продано 3 лицензии зарубежным фирмам.

Основные научные направления кафедры:

- совершенствование системы технического обслуживания и ремонта механического оборудования с использованием средств технической диагностики и теории надежности;
- разработка машин непрерывного литья заготовок с двухсторонним вытягиванием слитков из кристаллизатора;
- разработка шпиндельных и предохранительных гидродемпфирующих соединений прокатных станков.

При кафедре создана и работает школа технической диагностики для инженерно-технического персонала отрасли (руководитель – профессор, д.т.н. Седуш В.Я.).

У кафедры обширные научно-технические связи: на Украине это

23 крупнейших металлургических предприятия, 4 ведущих НИИ и НПО, а также более двадцати промышленных предприятий стран СНГ. В учебном процессе используется уникальное диагностическое оборудование.

Кафедра "Технология машиностроения" создана в 1963г. (первоначальное название "Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты"). Первым заведующим кафедрой был доцент, к.т.н. Каплий Н.И., который стоял у истоков создания материальной базы кафедры. Далее кафедрой заведовали: доцент, к.т.н. Калафатов П.И., доцент, к.т.н. Филиппов В.И., доцент, к.т.н. Богуславский В.А., доцент, к.т.н. Финиченко В.А.

С 1985г. по настоящее время кафедру возглавляет профессор, д.т.н. Войко Н.Г. "Заслуженный деятель науки и техники Украины", Лауреат Государственной премии Украины, академик технологической академии Украины, специалист в области теории рабочих процессов расчета и выбора оптимальных параметров очистных машин, в том числе и для безлюдной добычи угля из тонких пологих пластов.

К научным направлениям кафедры также относятся:

- разработка научных основ расчета и выбора технологий механической обработки элементов конструкций горношахтного оборудования в условиях автоматизированного принятия решений;

- создание и внедрение прогрессивных технологий, механизация и автоматизация технологической подготовки производства, разработка систем автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР-ТП) и автоматизация планировок цехов (САСП-1).

Сотрудниками кафедры получено 120 авторских свидетельств, продано 2 лицензии (в Германию), издан 1 учебник с грифом Минобразования Украины.

Кафедра тесно сотрудничает со многими ведущими предприятиями машиностроительной отрасли, с научно-исследовательскими и проектными институтами Украины и стран СНГ.

Кафедра "Металлорежущие станки и инструменты" основана в 1969г., отделившись от кафедры "Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты". Ее первым заведующим был доцент, к.т.н. Каплий Н.И. С 1981г. по 1991г. кафедрой заведовал доцент, к.т.н. Бурмистров В.В., который внес существенный вклад в создание учебно-методических основ учебного процесса

и развитие научных исследований на кафедре.

С 1988г. кафедра стала выпускающей по специальности I202 "Металлорежущие станки и инструменты". В 1993г. состоялся выпуск первых специалистов.

С 1991г. по настоящее время кафедру возглавляет доцент, к.т.н. Матюха П.Г., ныне завершающий работу над докторской диссертацией. На кафедре успешно работают аспирантура и докторантура.

Научные направления кафедры:

- исследование комбинированных способов алмазной обработки труднообрабатываемых металлических и хрупких неметаллических материалов;

- разработка комплексной системы проектирования комбинированных инструментов для автоматизированных производств;

- разработка методов проектирования высокоэффективных точно-пространственных технологических систем;

- разработка перспективных конструкций подшипниковых узлов.

Научные разработки кафедры защищены 160 авторскими свидетельствами и патентами.

Кафедра тесно сотрудничает со многими ведущими предприятиями, НИИ и НПО Украины и стран СНГ. Кафедра "Металлорежущие станки и инструменты" организатор (профессор, д.т.н. Михайлов А.Н.) традиционной научно-технической конференции "Современные проблемы машиностроения и технический прогресс", ставшей в последнее время международной.

Кафедра "Сопротивления материалов" основана в 1929г. профессором, к.т.н. Добровольским П.Е., который заложил лабораторную базу кафедры. Затем кафедрой заведовали к.т.н. Ковалевский Ю.А. и профессор, д.т.н. Медведев С.Ф. С 1939г. кафедру возглавил доцент, к.т.н. Рекшинский В.С. (1903-1979гг.), человек высокой эрудиции, крупный ученый в области механики твердого тела, внесший большой вклад в развитие научных и методических исследований на кафедре и, особенно, в подготовку научно-педагогических кадров высшей квалификации. Большинство членов кафедры являются его учениками. Один из них, ныне профессор, д.т.н. Шевченко Ф.Л. возглавляет кафедру с 1967г. по настоящее время (с небольшим перерывом, т.к. с 1977г. по 1984г. кафедрой заведовал доцент, к.т.н. Жеданов С.А., признанный специалист в области применения учебного телевидения в учебном процессе).



Шевченко Ф.Л. — крупный специалист в области расчетов на прочность горнозаводского оборудования, сооружений и машин, автор большого числа учебников и учебных пособий, изданных с грифом Минобразования Украины.

Научные направления кафедры:

- динамика, прочность и безопасность горных машин и сооружений;
- разработка инженерных методов расчета на прочность горнотехнических сооружений и шахтных подъемных машин;
- применение технических средств и учебного телевидения в учебном процессе.

Кафедра поддерживает тесные связи с десятками научных и проектных институтов, с предприятиями Украины и стран СНГ, а также с зарубежными странами (Германия).

Кафедра "Основы проектирования машин" создана в 1929г. (в то время — "Детали машин") профессором Первушиным А.М. (1868-1957гг.), который руководил кафедрой на протяжении 22 лет. В 1954г. кафедре присвоено звание им. Первушина А.М. (приказ по институту № 1273 от 31.12.54г.). Это был крупный ученый, внесший большой вклад в подготовку кадров и в решение сложных вопросов становления Донбасса в предвоенные годы. Ныне лучший студент факультета получает стипендию им. А.М. Первушина. С 1951г. кафедрой заведовал профессор, к.т.н. Симонов А.Л., ныне профессор кафедры. Далее кафедрой возглавляли: доцент, к.т.н. Кончатный Д.П., доцент, к.т.н. Алиферов В.П.

Нынешний руководитель кафедры (с 1983г.) профессор, д.т.н. Горелик В.С., выпускник нашего вуза (кафедры "Механическое оборудование заводов черной металлургии"), "Заслуженный изобретатель Украины", автор более 120 изобретений, 6 монографий, известный специалист в вопросах прокатного производства.

Кафедра ведет научные исследования по вопросам динамики, нагруженности и долговечности тяжелых машин металлургической промышленности.

Кафедрой издано 3 монографии, 2 учебных пособия (с грифом Минобразования Украины). Ее научные разработки защищены 150 авторскими свидетельствами, 2 лицензиями, проданными зарубежным фирмам.

Кафедра тесно сотрудничает с металлургическими заводами и заводами тяжелого машиностроения Украины, с ведущими научными

организациями Украины и стран СНГ, ведет совместные работы с вузами Польши: Силезским и Ченстоховским политехническими институтами, Краковской горно-металлургической академией.

Кафедра "Теория механизмов и машин" создана в 1962г. Первым заведующим кафедрой был профессор, д.т.н. Бажин А.А. — человек энциклопедических знаний, специалист в области расчета зубчатых передач. С 1967г. по 1970г. кафедрой возглавлял доцент, к.т.н. Моисеенко Д.Я. Большой вклад в методобеспечение кафедры внес доцент, к.т.н. Воровицкий А.Н. С 1970г. по 1976г. кафедрой заведовал профессор, д.т.н. Пресняков В.К., крупный специалист в области вибрационных машин и горно-обогатительной техники. Более 15 лет кафедрой руководил профессор, д.т.н. Кондрахин П.М., видный специалист в области рудничного транспорта, ныне профессор кафедры. С 1991г. кафедрой заведует доцент, к.т.н. Стойко В.П.

Основные научные направления кафедры:

- исследование виброакустических характеристик горных машин и создание средств виброзащиты;
- исследования и разработки в области электрошлаковой технологии изготовления и восстановления деталей машин.

Кафедрой издан 1 учебник и 1 монография (с грифом Минобразования Украины), получено 65 авторских свидетельств.

Кафедра сотрудничает со многими предприятиями Украины и стран СНГ.

Подводя итоги тридцатилетней деятельности механического факультета можно сделать вывод о том, что коллектив преподавателей и сотрудников встречает 75-летний юбилей университета в состоянии творческого труда, научных исследований, поисках новых форм и методов совершенствования своей деятельности, направленной на повышение уровня подготовки специалистов.

## СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Вяльцев Н.В., Горкуша А.Е., Гусев В.В., Молчанов А.Д.

Подшипники скольжения кроме своей конструктивной простоты и низкой себестоимости изготовления обладают высокой надежностью, долговечностью и виброустойчивостью, что в ряде случаев позволяет успешно заменять ими дорогостоящие и дефицитные подшипники качения.

Появление новых материалов для изготовления вкладышей подшипников скольжения ставит задачу исследования их рабочих характеристик с целью обоснованной замены как подшипников скольжения старого поколения, так и подшипников качения.

Подшипники с тонкостенными вкладышами ( в частности металлофторопластовыми ) являются часто оптимальным решением конструкторских и технологических задач в различных машинах и агрегатах, так как обладают простотой конструкции и дают возможность быстрой взаимозаменяемости. Металлофторопластовые вкладыши обладают рядом свойств, делающих их подчас незаменимыми для трущихся пар: низкий коэффициент трения при малом износе, способность работать в достаточно большом диапазоне температур, а также без смазки. Различные конструктивные решения выполнения вкладышей ( заданная микрогеометрия поверхности трения ) позволяет расширить диапазон использования этих подшипников.

Перспективным материалом для подшипников скольжения можно считать минералокерамику на основе  $Al_2O_3$ . Подшипниковые узлы, выполненные из этого материала, можно использовать для работы без смазки при высокой температуре и в агрессивных средах с абразивными включениями /1/.

Использование существующих машин трения и испытательных установок для исследования износа /2/ позволяет получать достоверные сведения об износостойкости новых материалов, но так как условия испытания на этих машинах и условия работы подшипников скольжения различны, то возникает необходимость измерять характеристики новых материалов в рабочих условиях на натуральных образцах.

Авторами разработан и изготовлен специальный стенд ( ИСТ ) для испытания натуральных образцов подшипников скольжения с вкладышами из новых антифрикционных материалов в специфических рабочих условиях эксплуатации подшипников. Кинематическая схема стенда показана на рис.1.

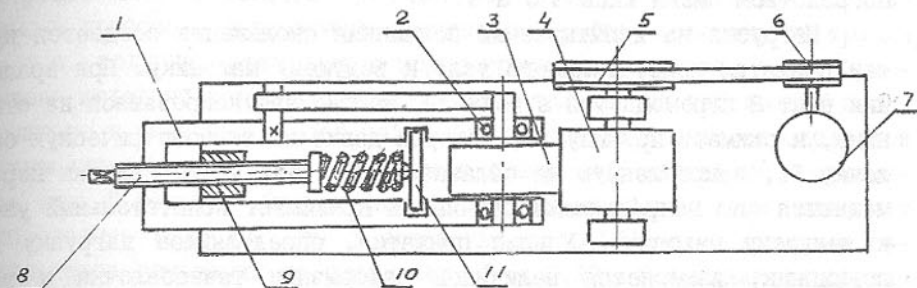


Рис.1. Кинематическая схема испытательного стенда ИСТ

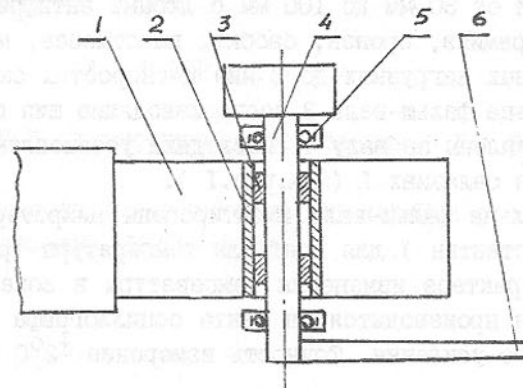


Рис.2. Схема испытательного узла



На салазках I в подшипниках качения 2 установлен испытательный узел 3, который получает вращательное движение от электродвигателя 7 через шкивы клиноременной передачи 5 и 6 и ведущий маховик 4. Скорость вращения ведущего маховика изменяется ступенчато, посредством смены шкивов 5 и 6.

Нагрузка на испытываемый подшипник скольжения создается путем прижатия испытательного узла к ведущему маховику. При вращении винт 8 перемещается в гайке 9, жестко зафиксированной на станине, и сжимает пружину 10, которая давит на тензометрическую балочку II, закрепленную на салазках I. В результате салазки перемещаются по направляющим станины и прижимают испытательный узел к ведущему маховику. Усилие прижатия, определяющее нагрузку на подшипник, измеряется величиной деформации тензобалочки и регистрируется самопишущим прибором НЗ38. Дисперсия результатов измерений не превышает  $\sigma^2 \leq 0,47$ , а средняя квадратическая ошибка  $\sigma_{\mu} \leq 0,28$ .

Испытательный узел (рис.2) представляет собой массивное кольцо I, в котором закреплена сменная переходная втулка с испытываемым подшипником 2. Испытательный узел является универсальным, т.к. позволяет проводить испытания подшипников скольжения диаметрами от 30 мм до 100 мм с любыми антифрикционными материалами (керамика, бронза, баббит, пластмасса, металлофторопласт) при удельных нагрузках до 2 МПа и скоростях скольжения от 0,5 до 6 м/с. Кольца фальш-вала 3, воспроизводящие шип подшипника скольжения, закреплены на валу 4. Последний установлен в подшипниках качения 2 на салазках I (см.рис.1).

В кольца фальш-вала вмонтированы микротермопары типа М-К (медь-константан) для контроля температуры трения. Запись величины и характера изменения температуры в зоне трения подшипника скольжения производится на ленте осциллографа типа Н117 без промежуточного усиления. Точность измерения  $\pm 2^{\circ}\text{C}$  в пределах от 0 до  $100^{\circ}\text{C}$ .

Вал 4 от проворота удерживается тензобалочкой 6, деформация которой определяется величиной крутящего момента на валу. Крутящий момент на валу 4 эквивалентен моменту трения в испытываемом подшипнике скольжения. Величина момента трения и характер его изменения во время работы подшипника регистрируется непрерывно на самопишущем приборе НЗ38. Дисперсия результатов измерений не превышает  $\sigma^2 \leq 0,25$ , а средняя квадратическая ошибка  $\sigma^2 \leq 0,17$ .

Подача смазки к зоне трения подшипника скольжения осуществляется от прессмасленки через канал внутри вала 4.

Износ подшипниковой пары контролируется периодически через определенные промежутки времени. Контроль осуществляется специальным прибором, позволяющим записывать профиль поверхности трения, т.е. получить развернутую круглограмму поверхности вала. Сравнивая исходный профиль с текущим, получаем полную информацию о характере и величине износа вала. Износ вкладыша также определяется сравнением круглограмм поверхности отверстия, снятых на кругломере типа "Гертнер". Оценка износа сравнением круглограмм позволяет определить величину его с точностью до 0,002 мм. Дисперсия результатов измерений не превышает  $\sigma^2 \leq 0,23$ , а средняя квадратическая ошибка  $\sigma_{\mu} \leq 0,15$  при точности измерения 0,002 мм.

Таким образом на разработанном стенде замеряются все основные характеристики работы подшипников скольжения - скорость скольжения, удельная нагрузка, температура в зоне трения, момент и коэффициент трения, величина износа, что позволяет давать обоснованные оценки применяемым в натуральных образцах подшипников скольжения материалам как по несущей способности, так и по долговечности.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Воронков Б.Д. Подшипники сухого трения.- Л.: Машиностроение, 1968 - 140с.
2. Машины и стенды для испытания деталей/Под ред. Д.Н.Решетова.-М.: Машиностроение, 1979 - 343с.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ФОРМЫ И ПАРАМЕТРОВ  
ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ  
МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ  
Деркач А.В., Горелик В.С.

Анализ нагруженности оборудования необходим при проектировании, с целью обоснования принимаемых технических решений, и при его эксплуатации, для оценки эффективности его использования при различных вариантах загрузки. Практически, необходимо определить максимальную нагрузку  $Q_{\max}$  с заданным уровнем вероятности ее появления для оценки статической прочности и эквивалентную нагрузку  $Q_{\text{э}}$  для оценки долговечности.

При известном эксплуатационном режиме нагружения (ЭРН) определить указанные параметры несложно, на практике же вид ЭРН зачастую не известен. Существуют несколько подходов к определению  $Q_{\text{э}}$  и  $Q_{\max}$ :

- условный расчет - принимается допущение о виде ЭРН на основании априорно известной информации [1];

- численное моделирование ЭРН при определенных допущениях [2].

Расчет по первому варианту может давать приемлемую точность в определении  $Q_{\max}$  и  $Q_{\text{э}}$ , но оценить погрешность получаемого результата при прогнозировании ЭРН с ограниченным объемом исходной информации невозможно. Достоинства этого метода - наглядность и возможность систематизации ЭРН.

Для реализации второго варианта необходимо достаточно точно описать закономерности формирования ЭРН, что затруднительно в реальных условиях, особенно при прогнозировании ЭРН для новой технологии, а возможность использования информации об аналогах ограничена в случае планируемого существенного изменения технологии и характеристик нагруженности. К тому же, желательное использование ПЭВМ для моделирования ЭРН.

Общим недостатком рассмотренных вариантов является сложность прогнозирования формы и параметров итогового ЭРН при принципиальных изменениях технологии производства.

Анализ закономерностей формирования ЭРН на примере металлообрабатывающего оборудования (прокатные станы, металлорежущие станки, кузнечно-прессовые машины) показал:

- для металлообрабатывающего оборудования форма итогового ЭРН за длительный период времени определяется экономическими факторами:

сортаментной загрузкой, программой выпуска изделий и т.д.;

- указанный ЭРН имеет иерархическую структуру и формируется из ЭРН более низкого уровня, вид и параметры которых определяются, в основном, технологическими особенностями. Таких уровней может быть несколько;

- на самом низком уровне иерархии расположен ЭРН, соответствующий элементарным технологическим операциям: пропуску, калибровке при прокатке, проходу при обработке резанием, рабочему ходу при прессовании или штамповке, подъему-опусканию груза в грузоподъемных машинах;

- ввиду вероятностной природы независимых факторов, влияющих на величину нагрузки в элементарной технологической операции, нагрузка  $Q$  так же имеет вероятностную природу. Подтверждается на опыте, что элементарный ЭРН описывается одним из предельных распределений. В частности, при прокатке толстых листов на величину силы и момента прокатки в равной мере влияет большое количество технологических факторов и ЭРН описывается нормальным законом распределения.

В [2] отмечается, что итоговый ЭРН в общем случае описывается смешанным распределением и его форма полностью определяется соотношением средних нагрузок (центров группирования) элементарных ЭРН, параметров их рассеивания и весовой долей в итоговом ЭРН.

Авторами аналитически доказано свойство аддитивности ЭРН (1), по которому: сумма  $i$  начальных моментов  $\mu_m$  ЭРН произвольного  $m$ -порядка, взятых с их весовыми долями  $d_i$ , равна начальному моменту итогового ЭРН, состоящего из  $N$  элементарных ЭРН. Указанное свойство позволяет определять  $Q_{\text{э}} = (\mu_m)^{1/m}$  для итогового ЭРН без его генерирования численным методом.

$$\mu_m = \sum_{i=1}^N \mu_{m,i} \cdot d_i \quad (1)$$

Использование размерной величиной -  $Q_{\text{э}}$  затрудняет систематизацию ЭРН. Известен из [1] безразмерный показатель  $K_m = Q_{\text{э}}/[Q]$  - коэффициент режима нагружения (где  $[Q]$  - базовая нагрузка, максимальная или средняя), позволяющий наглядно сравнивать нагруженность разнородных машин и механизмов. При использовании  $K_m$ , полученного при приведении  $Q_{\text{э}}$  к средней нагрузке, свойство аддитивности выполняется и для коэффициентов режима (2):



$$K_m = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^N K_i^m \cdot d_i} \quad (2)$$

С учетом принятой гипотезы о нормальном законе распределения нагрузки в элементарной технологической операции определены аналитические зависимости коэффициента нагрузки  $K_m$  от коэффициента вариации  $v$  для элементарного ЭРН, описанного нормальным распределением:

$$K_3 = (1 + 3 \cdot v)^{0.33}; \quad (3)$$

$$K_6 = (1 + 15 \cdot v^2 + 45 \cdot v^4 + 15 \cdot v^4)^{0.17}; \quad (4)$$

$$K_9 = (1 + 36 \cdot v^2 + 378 \cdot v^4 + 1260 \cdot v^6 + 945 \cdot v^8)^{0.11}. \quad (5)$$

При использовании (2-5) определение  $K_m$  или  $Q_{\Sigma}$  для итогового ЭРН возможно без его моделирования, по известным средним нагрузкам (математическим ожиданиям)  $Q_i$  и  $v_i$  элементарных ЭРН.

Поскольку форма итогового ЭРН не зависит от очередности сложения элементарных ЭРН, можно установить связь между ней и законом изменения  $Q_i$ , расположив элементарные ЭРН в порядке убывания. В зависимости от вида закона изменения  $Q_i$  (например: линейный, убывающий выпуклый, убывающий вогнутый, симметричный с точкой перегиба) имеют место несколько видов ЭРН: одномодальный симметричный, с положительной или отрицательной асимметрией, полимодальный, отличный от нормального распределения. Практический интерес представляет линейный закон изменения средних нагрузок (имеет место в прокатке):

$$Q_i = Q_1 \cdot \frac{(1-a)}{(N-1)} \cdot (i-1), \quad (6)$$

где  $a = Q_N/Q_1$  - градиент средних нагрузок элементарных ЭРН.

Очевидно, что определение  $Q_{\max}$  с использованием правила "3·6" при неизвестном ЭРН может дать существенную погрешность.

Для оценки формы ЭРН предлагается показатель (7):

$$b = \frac{1}{v_1} \cdot \frac{1-a}{N-1} \quad (7)$$

Проведено моделирование итогового ЭРН численным методом с определением его параметров при следующих условиях: элементарные ЭРН описаны нормальным распределением; средние квадратические отклонения в элементарных ЭРН равны;  $Q_i$  описан в виде (7).

При изменении  $b$  от 0 до 8 итоговый ЭРН последовательно трансформируется из нормального распределения в плосковершинное, а потом в полимодальное. Ввиду изменения вида ЭРН изменяется квантильный коэффициент  $t$ . Для вероятности появления нагрузки 0.9986  $t$  стремится к 3 по мере приближения формы итогового ЭРН к нормальному (при  $b \rightarrow 0$ ), а при увеличении  $b$  существенно уменьшается (до 1.7).

$$t = 3 - \frac{1.6 \cdot b}{b + 1.5} \quad (8)$$

Игнорирование этой особенности может привести к завышению величины ожидаемой максимальной нагрузки и металлоемкости при проектировании механического оборудования, неполному использованию технологических возможностей действующего оборудования.

Методами топографической классификации [3] определен общий класс известных из теории вероятности распределений, к которому могут быть отнесены смоделированные одномодальные распределения ( $b = 0..2.2$ ). Установлено, что эти ЭРН описываются экспоненциальным распределением (9) с показателем степени  $\alpha = 2..10$ .

$$p(Q) = \frac{\alpha}{2 \cdot \lambda \cdot \alpha \cdot \Gamma(1/\alpha)} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{Q_i - Q_{\text{ср}}}{\lambda \cdot \delta} \right)^\alpha \right], \quad (9)$$

$$\text{где } \lambda = \sqrt{\frac{\Gamma(1/\alpha)}{\Gamma(3/\alpha)}}.$$

Коэффициент контрэксцесса и коэффициент энтропии, по которым в соответствии с [3] проводилась идентификация смоделированного итогового ЭРН, практически совпадали с параметрами распределения (9), что свидетельствует о полном соответствии сравниваемых распределений как в части совпадения моментных характеристик (эквивалентных нагрузок), так в части совпадения асимптотических свойств (максимальных нагрузок).

Достоинством распределения (9) является возможность описания симметричных плосковершинных распределений, с формами от близкой к

нормальному до близкой к равновероятному распределением при соответствующих показателях  $\alpha$ .

При показателе формы  $b > 2.2$  ЭРН становится полимодальным с числом мод, равным числу элементарных ЭРН, входящих в итоговый ЭРН.

Замена нормальным распределением распределения (9) приводит к погрешности определения  $Q_3$  для случая нагрузок, вызывающих изгиб, от -4% до +10%, что соответствует погрешности определения ресурса оборудования -25% до +200%. Данные получены для  $a = 0.35$ . При расчетах на контактную прочность погрешность незначительна. В качестве примера использован произвольный случай, где значения расхождений не являются экстремальными.

Проведенные авторами исследования позволяют в аналитическом виде получить данные о формах, параметрах ЭРН и характеристиках нагруженности широкого спектра циклически нагруженных машин, подвергающихся переменным нагрузкам, с учетом их технологической нагруженности и классифицировать ЭРН механического оборудования в зависимости от этого параметра.

Результаты исследования применены при оценке несущей способности и усталостной прочности, ресурса оборудования рабочих клетей ТЛС 3000 Мариупольского металлургического комбината для случаев реализации действующего и планируемого сортамента стана, а так же для оценки возможности реализации современных технологий прокатки: асимметричной и контролируемой прокатки толстых листов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. Надежность машин. М.: Высшая школа, 1988, - 238 с.
2. Л.В. Коновалов. Статистический анализ и синтез технологической нагруженности прокатных станов. // Сталь. - 1993. N 12. - С.30 - 36.
3. Новицкий П.В., Зограф И.А. Оценка погрешностей результатов измерений. - 2-е изд. перераб. и доп. - Л. Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1991 г. - 304 с.:ил.

## ОЦЕНКА КАЧЕСТВА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА С УЧЕТОМ ЗАКОНА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО СТОЙКОСТИ Ивченко Т.Г.

Современный подход к оценке качества режущего инструмента основан на представлении качества как совокупности свойств, показатели которых и методы определения различны в зависимости от целей и задач исследования. Наиболее достоверная и объективная оценка качества инструмента осуществляется на стадии его эксплуатации на основании важнейших свойств - безотказности, долговечности, ремонтпригодности и технологичности с использованием интегрального показателя качества.

Интегральный показатель качества представляет собой отношение суммарного полезного эффекта от эксплуатации продукции к суммарным затратам на ее создание и использование. В соответствии с назначением режущего инструмента полезный эффект от его эксплуатации выражается количеством обработанных за полный период суммарной стойкости деталей, либо объемом срезанного слоя или площадью обработанной поверхности. Затраты на создание инструмента отражаются его стоимостью, затраты на эксплуатацию - стоимостью использования металлорежущего оборудования. При сравнительной оценке качества инструмента целесообразно применение относительного интегрального показателя, равного отношению интегральных показателей оцениваемого и базового вариантов и выражаемого через относительные показатели отдельных свойств  $I/I_0$ :

$$K_u = \left( \frac{I}{I_0} \right)^{m/K} \left( \frac{K}{K_0} \right)^{m_K(1-y)} \left( \frac{1+B_1}{t_6/t_{60}+B_1} \right) \left( \frac{1+B_2}{c/c_0+B_2} \right),$$

где  $T, T_0$  - средние стойкости оцениваемого и базового вариантов;

$K, K_0$  - средние числа периодов стойкости этих же вариантов;

$t_6, t_{60}$  - средние времена восстановления указанных вариантов;

$c, c_0$  - стоимости оцениваемого и базового инструментов;

$m, y, m_K$  - показатели, отражающие связь скорости резания и подачи со стойкостью и числом периодов стойкости;

$B_1, B_2$  - постоянные коэффициенты:

$$B_1 = T_0/t_{60}, \quad B_2 = c_p K_0 T_0 / c_0,$$

где  $c_p$  - стоимость станкоминуты работы оборудования.



Полученный интегральный показатель качества включает в себя все основные показатели отдельных свойств режущего инструмента: безотказности — среднюю стойкость, долговечности — среднее число периодов стойкости, ремонтпригодности — среднее время восстановления, технологичности — стоимость инструмента.

Представляет интерес при разработке интегрального показателя качества режущего инструмента учесть случайный характер показателей отдельных свойств, а, следовательно, и самого интегрального показателя. В настоящей работе рассмотрено влияние на интегральный показатель закона распределения стойкости режущего инструмента на примере сборных резцов с механическим креплением твердосплавных пластин.

Экспериментальные исследования сборных резцов в различных условиях эксплуатации свидетельствуют о том, что для тяжелонагруженных резцов, работающих при черновой обработке, наиболее распространенным законом распределения стойкости является закон Вейбулла, а в особотяжелых условиях — экспоненциальный.

Для оценки качества сборных резцов с целью выбора наилучшего варианта при постановке на производство новых конструкций инструментов проведены эксплуатационные испытания на безотказность, долговечность и ремонтпригодность, результаты которых представлены в табл. I.

Результаты испытаний резцов

Таблица I.

Варианты резцов	Средняя стойкость $T$ , мин.	Коэффициент вариации стойкости $V_T$	Закон распределения стойкости	Среднее число периодов стойкости $K$	Среднее время восстановления $t_{\text{вос}}$ , мин.
базовый	100	1,0	экспоненциальный	2,6	1,5
оцениваемый	100	0,52	Вейбулла	2,8	1,7

Эксплуатационные испытания на безотказность проводились для сборных резцов с трехгранными твердосплавными пластинами Т5К10, угол в плане  $\varphi = 90^\circ$ , при обработке стали 18ХГТ на гидрокопировальном станке IA730 со скоростью резания  $V = 63$  м/мин, подачей  $S = 0,3$  мм/об, глубиной резания  $t = 3$  мм.

В результате испытаний установлено, что при равной средней стойкости сравниваемые партии резцов имели различное рассеивание стойкости, значительно большее для базового варианта, и различные законы распределения стойкости. Графики плотности вероятности распределения стойкости резцов базового и оцениваемого вариантов представлены на рис. I. Гипотеза об экспоненциальном и законе Вейбулла распределения стойкости резцов подтверждена проверкой по критерию Колмогорова ( $D_{50}^0 = 0,188$  при доверительной вероятности  $\alpha = 0,95$ ).

Для базового варианта имеет место экспоненциальный закон распределения стойкости

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t}$$

где  $\lambda$  — параметр закона распределения:  $\lambda = 0,01 \text{ мин}^{-1}$ .

Для оцениваемого варианта имеет место закон Вейбулла распределения стойкости

$$f(t) = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} e^{-\left(\frac{t}{a}\right)^b}$$

где  $b$  и  $a$  — параметры закона распределения.  $b = 2$ ,  $a = 113 \text{ мин}$ .

Представляя интегральный показатель качества режущего инструмента как функцию случайного аргумента — стойкости с заданным дифференциальным законом распределения  $f(t)$ , определяем дифференциальный закон распределения интегрального показателя по формуле:

$$g(K_u) = f[T(K_u)] \left[ T'(K_u) \right]$$

где  $T(K_u)$  — функция, обратная  $K_u$  по  $T$ :  $T(K_u) = (K_u/A)^{1/b}$ ,  $A$  — постоянный коэффициент.

Производя указанные преобразования, получаем: при распределении стойкости по закону Вейбулла закон распределения интегрального показателя также Вейбулла, но параметры его отличаются от закона распределения стойкости:  $b_u = b/m$ ,  $a_u = A a^m$ ; при распределении стойкости по экспоненциальному закону закон распределения интегрального показателя меняется на закон Вейбулла с параметрами:  $b_u = 1/m$ ,  $a_u = A/a^m$ .

Математическое ожидание интегрального показателя равно:

$$M(K_u) = A a^m \Gamma\left(1 + \frac{m}{b}\right),$$

где  $\Gamma\left(1 + \frac{m}{b}\right)$  — гамма-функция.

На рис. 2 представлена зависимость интегрального показателя качества от коэффициента вариации стойкости  $V_T$ , связанного с

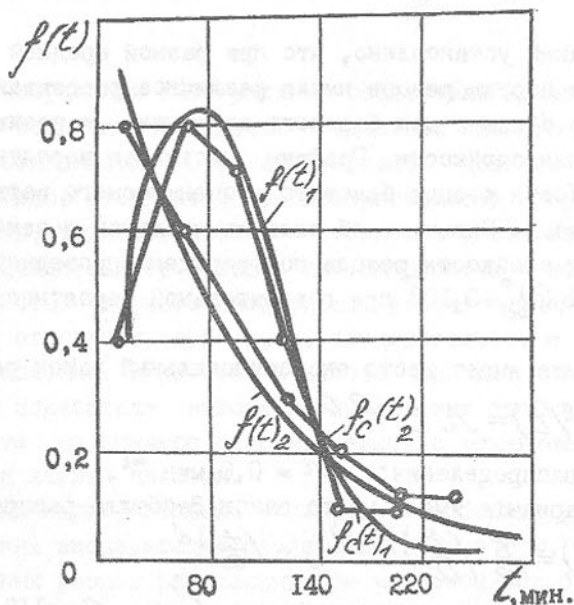


Рис. 1. Графики плотности вероятности распределения стойкости резцов оцениваемого варианта (1) и базового варианта (2):  $f(t)$  - теоретической,  $f_c(t)$  - статистической

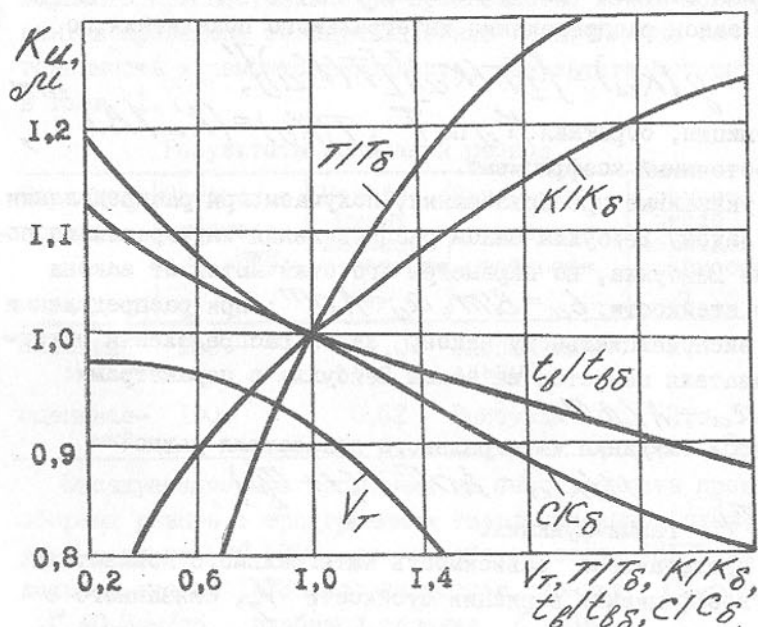


Рис. 2. Влияние коэффициента вариации стойкости  $V_r$ , показателей безотказности  $T/T_8$ , долговечности  $K/K_8$ , ремонтпригодности  $t_6/t_{85}$  и технологичности  $C/C_8$  на  $K_u$ .

параметром  $\nu$  закона распределения Вейбулла, полученная на основании сравнения математического ожидания интегрального показателя с его значением при средней стойкости:

$$\mu = \Gamma\left(1 + \frac{m}{\nu}\right) / \left[\Gamma\left(1 + \frac{1}{\nu}\right)\right]^m$$

В области значительного рассеивания стойкости ( $V_r \approx 1$ ), характерного для рассмотренных законов распределения стойкости режущего инструмента, расчет интегрального показателя без ее учета имеет погрешность до 20%, что свидетельствует о необходимости учета этого фактора.

На рис. 2 представлены также графики зависимости интегрального показателя от отдельных показателей безотказности  $T/T_8$ , долговечности  $K/K_8$ , ремонтпригодности  $t_6/t_{85}$  и технологичности  $C/C_8$  при следующих значениях параметров:  $m = 0,4$ ;  $m_k = 0,4$ ;  $\nu = 0,4$ ;  $B_1 = 5$ ;  $B_2 = 10$ , отражающих наиболее распространенные условия эксплуатации сборного режущего инструмента с пластинами из твердых сплавов.

На основании представленных аналитических и графических зависимостей интегрального показателя качества от показателей отдельных свойств и коэффициента вариации стойкости осуществлена комплексная оценка качества сборных резцов. Интегральный показатель качества для резцов оцениваемого варианта составляет  $K_u = 1,15$ , что свидетельствует о более высоком уровне его качества, несмотря на то, что по средней стойкости сравниваемые варианты были равноценны.

Разработанная методика оценки качества использовалась также при постановке на производство новых конструкций торцовых фрез с механическим креплением твердосплавных пластин. Результаты оценки представлены в табл. 2:

Результаты оценки качества торцовых фрез

Таблица 2

Наименование инструмента (номер ГОСТа или авторского свидетельства)	Относительные показатели качества	Интегра- льный показа- тель					
		$\frac{I}{T_8}$	$\frac{V_r}{V_{r8}}$	$\frac{t_6}{t_{85}}$	$\frac{K}{K_8}$	$\frac{C}{C_8}$	$K_u$
730 498	ГОСТ 22085-76	1,5	1,0	0,7	1,2	1,3	1,20
804 236	ГОСТ 8529 -69	1,7	1,0	2,0	1,0	2,0	1,05
848 156	452436	1,1	2,0	1,0	1,2	2,0	1,10

Представленные результаты оценки торцовых фрез свидетельствуют о затруднительности оценки качества по отдельным показателям, так как по части показателей преимущество имеют оцениваемые варианты, по части — базовые. Интегральные показатели, обеспечивающие обобщенную оценку по всем показателям, подтверждают более высокое качество новых конструктивных вариантов инструментов.

Таким образом, разработана и апробирована для сборных резцов и торцовых фрез с механическим креплением твердосплавных пластин методика оценки качества режущего инструмента, позволяющая на основе интегрального показателя качества не только комплексно учитывать всю совокупность свойств, составляющих качество инструмента, но и рассеивание стойкости режущего инструмента при известном законе распределения.

#### Литература.

1. Ивченко Т. Г. Совершенствование методики оценки качества режущего инструмента. — В кн.: Надежность режущего инструмента. — Краматорск, 1991. — с. 40—44

## ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СРЕДЫ — КАК СПОСОБ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ СТЕКЛОМАТЕРИАЛОВ

Калафатова Л. П.

Развитие современного машино- и приборостроения связано с разработкой и внедрением новых составов неметаллических материалов типа технических стекол, ситаллов, керамики и прогрессивных технологических процессов их обработки. Хрупкие неметаллические материалы относятся к категории труднообрабатываемых. Имеющиеся в настоящее время сведения о механизмах разрушения припуска при резании этих материалов неполны, несовершенны применяемые способы обработки. По этой причине процесс получения необходимых точности и качества обработки отличается значительной трудоемкостью, большими непроизводительными затратами энергии и инструмента и нуждается в интенсификации.

Обладая такими положительными качествами, как высокие сопротивляемость сжатию и твердость, низкая удельная плотность, радиопрозрачность, а для стекол — и оптическая прозрачность, высокая стойкость против действия агрессивных сред и т. д., материалы на основе стекла находят широкое применение в качестве конструкционных для изготовления деталей сложной формы. В частности, области применения ситаллов — приборостроение, радиоэлектронная и химическая промышленность, двигателе-, самолето- и ракетостроение, космическая техника, ядерная энергетика.

Экспериментально установлено [1,2], что эксплуатационные характеристики изделий из материалов на основе стекла существенно зависят от глубины и структуры поверхностного дефектного слоя. Поэтому сведение к минимуму дефектности обработанной поверхности — первоочередное требование при производстве ответственных изделий из этих материалов. На параметры дефектного слоя влияют физико-механические свойства обрабатываемого материала, его исходная дефектность, а также условия обработки и, в первую очередь, величина сил, действующих на обрабатываемую поверхность детали. При шлифовании силовые характеристики процесса определяются рядом факторов: прочностью обрабатываемого материала; схемой шлифования; технологическими возможностями оборудования; режимными параметрами процесса; технологическими параметрами инструмента и его режущей способностью, зависящей от степени износа абразивных зерен и способа восстановления их режущих характеристик; физико-химическими свойствами применяемой технологической среды (ТС). При сравнении вариантов ТП, отличающих-



ся одним или несколькими перечисленными факторами, критерием их эффективности могут выступать глубина и структура образуемого в результате обработки дефектного слоя, достигающие оптимальных значений при минимальных затратах на весь цикл механической обработки.

Изложенное позволяет определить основные направления обеспечения заданных выходных параметров ТП механической обработки хрупких неметаллических материалов, среди которых существенное место занимают разработка и применение ТС с направленными эксплуатационными свойствами, облегчающими процесс диспергирования обрабатываемого материала.

Интенсивность процесса резания определяется режимом резания, обусловленным некоторым комплексным технологическим свойством материалов, получившим название обрабатываемость материалов резанием (ОМР) [3] и характеризующимся рядом частных показателей. По своей природе все показатели ОМР обусловлены, с одной стороны, процессами, происходящими при резании в элементарных объемах удаляемого с заготовки слоя материала и, с другой стороны, процессами, совершающимися на вновь возникающих поверхностях детали, стружки и режущего инструмента.

На ОМР в первую очередь влияют свойства обрабатываемого материала: прочностные, теплофизические характеристики, химические и физико-механические свойства, которые при резании под силовым воздействием инструмента и влиянием ТС существенно изменяются; а также от многих свойств инструмента, претерпевающих изменения в процессе резания. Стружкообразование, износ режущего инструмента и создание новой поверхности на заготовке совершаются одновременно и весьма тесно взаимосвязаны, составляя в совокупности некоторую целостность - систему резания [3] (рис.1). Система резания является подсистемой замкнутой динамической системы станка и относится к категории открытых систем, непрерывно обмениваясь веществом и энергией с внешней средой и энергией с другими элементами замкнутой динамической системы станка. ТС является одним из входных переменных факторов, влияющих на состояние системы резания и изменяющих уровень выходных параметров (параметров функционирования системы), к которым относятся, в частности, производительность, точность и качество обработки.

При соблюдении требований о повышении эффективности производства оптимизация условий резания на технологической операции выдвигается как одна из наиболее актуальных задач, решение которых достигается за счет [3]: оптимизации сочетания переменных факторов

состояния системы резания, обеспечивающих максимальный уровень ОМР по заданному критерию (задачи оптимизации технологического проектирования системы резания на данной операции); оптимизации режима резания при всех прочих факторах состояния системы, рассматриваемых как заданные и постоянные (задачи оптимизации управления системой резания). Оптимизация режима резания осуществляется после того, как установлена ОМР. Таким образом, практически при определении ОМР подлежит оптимизации сочетание свойств следующих параметров: вид и особенности режущего инструмента, некоторые его конструктивные и технологические характеристики; состав и способ применения ТС.

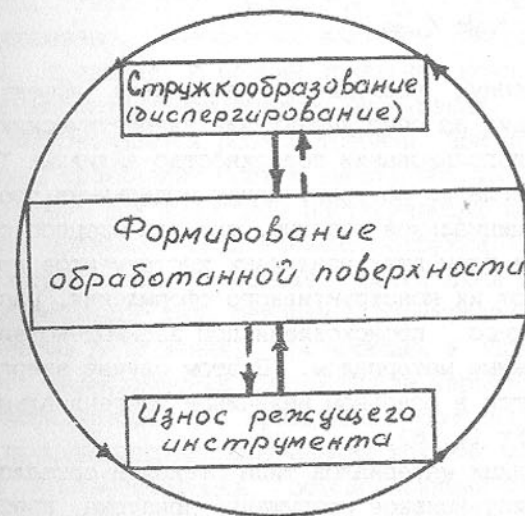


Рис. 1. Схема системы резания

Технологическая среда является одним из наиболее важных переменных факторов состояния системы резания. ТС, с одной стороны, играет роль фактора, снижающего интенсивность силовых и тепловых нагрузок на режущий инструмент и обрабатываемую деталь, а с другой - роль средства, позволяющего своевременно удалить из зоны резания образующуюся стружку и продукты износа инструмента. Являясь одним из наиболее важных переменных факторов состояния системы резания, среды оказывают глубокое и многостороннее влияние на все показатели ее функционирования.

Как было сказано выше, ОМР, от которой зависит интенсивность

процесса резания, в первую очередь зависит от свойств обрабатываемого материала: прочностных, упругих, физико-химических. Снижение прочностных характеристик обрабатываемого материала приводит к уменьшению энергоемкости процесса разрушения припуска, что позволяет вести обработку с более интенсивными режимами, и тем самым повысить производительность процесса резания.

Эффективность процесса формообразования может быть оценена величиной удельной интенсивности формообразования ( $Q_{\Phi}$  уд) [4], т.е. величиной интенсивности процесса формообразования ( $Q_{\Phi}$ ), приведенной к единице энергетических затрат на формообразование ( $U_{\Phi}$ )

$$Q_{\Phi \text{ уд}} = Q_{\Phi} / U_{\Phi}. \quad (1)$$

Исследуем теоретическую возможность повышения эффективности процесса формообразования за счет уменьшения энергетических затрат на диспергирование при использовании поверхностно-активных ТС. Приняв положение [5], согласно которому между отдельными процессами резания не имеется принципиальной разницы, так как процесс стружкообразования на режущих элементах различных инструментов протекает идентично, независимо от их конструктивного оформления, рассмотрим процесс резания как процесс, происходящий при взаимодействии режущего клина с обрабатываемым материалом. В этом случае энергия формообразования определяется в основном величиной тангенциальной составляющей силы резания  $P_{\tau}$  [4, 6].

При обработке хрупких материалов типа стекол и ситаллов в условиях, обеспечивающих интенсивное разрушение припуска, преобладает хрупкое разрушение [7]. В этом случае процесс резания может моделироваться как процесс трещинообразования, в котором напряженное состояние материала при расклинивании определяется особенностями возникновения и движения трещины разрушения [4]. Поэтому составляющие силы резания должны рассчитываться с позиций трещинообразования. Учитывая сказанное, тангенциальная составляющая силы резания может быть определена по методике [6] для обработки хрупких материалов. Для этого рассматривается схема свободного прямоугольного резания. Сила резания, характеризующая энергоемкость разрушения припуска, определяется сопротивлением материала хрупкому сдвигу в плоскости максимальных касательных напряжений. Сила, производящая сдвиг, выражается уравнением

$$P_{\tau} = \tau_c ab / \sin(\beta_1), \quad (2)$$

где  $\tau_c$  - максимальное касательное напряжение в материале, приводящее к сдвигу;

$a, b$  - соответственно толщина и ширина срезаемого слоя;

$\beta_1$  - угол, образуемый плоскостью сдвига с горизонталью.

Анализ механизма отделения объема материала при разрушении хрупких материалов типа стекол и ситаллов [7] позволяет следующим образом описать этот процесс при резании. В начальный момент контакта передней поверхности инструмента с обрабатываемым образцом прилегающий к режущей кромке объем материала подвергается деформации сдвига. Увеличение нагрузки в сочетании с неоднородностями сдвигообразования, вызванными наличием микродефектов в структуре материала, приводит к резким локальным концентрациям напряжений и зарождению магистральной трещины разрушения. Дальнейшее увеличение нагрузки сопровождается ростом трещины. При достижении ею критической величины происходит скол элемента объема твердого тела путем хрупкого отрыва под действием растягивающих напряжений, нормальных поверхности трещины. Скол элемента стружки сопровождается резким падением напряжений в материале. Затем цикл повторяется. Тангенциальная составляющая силы резания, отражающая энергетический характер процессов разрушения, протекающих в обрабатываемом материале, также имеет периодический пульсирующий характер изменения. По данным различных авторов [7] время цикла составляет  $10^{-3}$ - $10^{-5}$  с. Таким образом, процесс стружкообразования хрупких материалов определяется явлениями хрупкого отрыва, обусловленными периодическим процессом развития опережающей трещины [6].

По данным работы [8], значение скальвающих напряжений, приводящих к разрушению объема материала по плоскости скальвания, равно

$$\tau_c = E\gamma / Lp_c, \quad (3)$$

где  $E$  - модуль упругости первого рода;

$\gamma$  - удельная свободная поверхностная энергия твердого тела;

$L$  - длина сечения скола;

$p_c$  - опасное напряжение, нормальное к плоскости трещины.

Для хрупких тел величина  $p_c$  совпадает с пределом прочности материала при растяжении, то есть  $p_c = [\sigma_p]$  [9]. Тогда

$$P_{\tau} = E\gamma ab / L[\sigma_p] \sin(\beta_1). \quad (4)$$



Как следует из уравнения (4), величина тангенциальной составляющей силы резания, а, следовательно, и энергоёмкость процесса резания при обработке хрупких материалов зависит от значения удельной свободной поверхностной энергии твердого тела. Изменяя величину  $\gamma$  материала за счет введения в зону обработки поверхностно-активных ТС, возможно уменьшить энергоёмкость процесса диспергирования припуска и добиться интенсификации процесса.

Облегчение развития новых поверхностей, сопровождающее процессы деформации и разрушения твердых тел в присутствии поверхностно-активных сред (ПАС), связано с проявлением адсорбционного эффекта понижения прочности твердых тел (эффект Ребиндера). Смысл эффекта Ребиндера состоит в адсорбционном понижении прочности твердых тел в результате понижения свободной поверхностной энергии тела на поверхностях, развивающихся при деформации на границе с поверхностно-активной средой [10]. Для хрупких тел, у которых прочность ( $P_c$ ) пропорциональна свободной поверхностной энергии  $\gamma$  [10]:  $P_c \propto \gamma^{1/2}$ , проявление эффекта адсорбционного понижения прочности имеет первостепенное значение для определения энергоёмкости процессов разрушения.

Однако известно [11], что эффект Ребиндера проявляется при соблюдении ряда условий, основными из которых являются: родственность химического состава и строения тела и ТС; особенности реальной структуры твердого тела (его дефектность); условия деформирования. Химический состав твердого тела определяет характер взаимодействия между атомами (ионами, молекулами) на межфазной границе, от которого зависит принципиальная возможность влияния среды на прочность твердого тела. При этом характер межатомных взаимодействий проявляется в большем или меньшем изменении поверхностной энергии на межфазной границе. Последнее возможно при определенном "родстве" граничащих фаз. Для материалов на основе стекла, веществ хрупких с типично гидрофильной поверхностью (т.е. ярко выраженной полярностью), наибольшее снижение поверхностной энергии, а, следовательно, и прочности, происходит при контакте с наиболее полярной жидкостью - водой или водными растворами ПАВ, обладающими высокой полярностью [12].

На степень проявления эффекта адсорбционного понижения прочности существенно влияет реальная структура твердого тела. Дефекты структуры материалов обладают избыточной свободной энергией, поэтому на них и происходит интенсивная адсорбция атомов ПАС [13]. Адсорбция и вызванное ею снижение поверхностной энергии приводит к

увеличению размеров микротрещин. Снижение прочности материала обуславливает изменение (уменьшение) уровня критических напряжений, при котором эти микротрещины теряют устойчивость, следствием чего является разрушение объемов материала. Кроме того дефекты структуры служат каналами, по которым молекулы среды проникают внутрь образца, интенсифицируя развитие трещин.

Обрабатываемые материалы отличает развитая система исходных дефектов структуры. Структура стекол, веществ аморфных, включает дефекты типа неоднородностей плотности и химического состава, непроваров, пузырей, зародышей кристаллизации и т.п. Под действием механических напряжений те или иные дефекты структуры материала развиваются и начинают играть роль локальных концентраторов напряжений, обеспечивая первые разрывы межатомных связей и постепенное зарождение ультрамикротрещин [14]. Для ситаллов присуща исходная дефектность структуры в виде микрополостей или микрощелей равномерно, с определенной для каждой марки ситалла плотностью, расположенных в объеме материала. Кроме того в материале могут встречаться макродефекты, обусловленные погрешностями в технологии изготовления ситалла. Наличие развитой сети дефектов структуры в материалах рассматриваемого класса предполагает интенсивное проявление эффекта адсорбционного понижения прочности.

Адсорбционное понижение прочности зависит от условий деформирования. А именно: от характера напряженного состояния, скорости деформации, температуры, количества ПАС и распределения ее по поверхности образца, скорости распространения компонентов среды по дефектам структуры обрабатываемого материала и т.д. Наиболее ярко эффект проявляется при жестких напряженных состояниях с преобладанием деформаций растяжения [15]. Резание, в частности, шлифование, характеризуется благоприятной для сильного проявления эффекта совокупностью условий [16]: высокими локальными напряжениями при сложном напряженном состоянии, значительными скоростями, циклическими нагрузками, малыми съемами материала за проход.

Однако активные жидкие среды облегчают обработку твердых тел только в том случае, если обеспечена их быстрая поверхностная диффузия в зону резания. Поэтому молекулы и атомы ПАС должны обладать высокой скоростью миграции. Кроме этого используемые жидкости должны иметь низкое поверхностное натяжение, обладать хорошей смачивающей способностью поверхности обрабатываемого материала и высокой скоростью растекания.

Смачивание твердого тела жидкостью во многом зависит от приро-



ды сил взаимодействия между жидкостью и твердым телом, которое характеризуется работой адгезии  $W_a$  [17], которая тем больше, чем сильнее взаимодействие контактирующих фаз. Доказано [17], что смачивание возможно при условии  $W_a > \beta_{жг}$ . Приблизительно можно считать, что чем меньше поверхностное натяжение жидкости  $\beta_{жг}$ , тем легче эта жидкость смачивает твердые тела при условии, что поверхностное натяжение жидкости меньше работы адгезии.

Скорость растекания жидкости зависит от соотношения движущих сил и сил сопротивления. Движущие силы определяются теми составляющими свободной энергии системы, которые уменьшаются при смачивании. Движущую силу растекания можно найти, пользуясь силовой трактовкой поверхностного натяжения [17]. Движущая сила ( $\beta_{дв}$ ), отнесенная к единице длины периметра смачивания, равна

$$\beta_{дв} = (\beta_{тг} - \beta_{тж}) - \beta_{жг} \cos(\varphi_d), \quad (5)$$

где  $\varphi_d$  - динамический краевой угол.

Чем меньше поверхностное натяжение самой жидкости  $\beta_{жг}$  и поверхностная энергия  $\gamma$  обрабатываемого материала на границе с технологической средой  $\beta_{тж}$ , тем больше движущая сила растекания, тем выше смачиваемость обрабатываемого тела технологической средой. Для конретного материала, исходное энергетическое состояние которого характеризуется поверхностной энергией (поверхностным натяжением) на границе с газом  $\beta_{тг}$ , увеличение  $\beta_{дв}$  при контакте с ТС связано с уменьшением поверхностной энергии твердого тела в системе тело - жидкость, что приведет к снижению энергоемкости процессов диспергирования. При этом величина снижения поверхностной энергии в системе во многом определяется средством ТС и обрабатываемого материала.

Движущая сила растекания может быть принята в качестве комплексного критерия при выборе ТС, оцениваемых по эффективности их воздействия на процессы диспергирования припуска при механической обработке стекломатериалов.

В зависимости от продолжительности контакта объема жидкости с поверхностью твердого тела растекание может осуществляться последовательно в кинетическом, инерционном и вязком режимах [17]. Кинетический режим растекания имеет место лишь на самой начальной, непродолжительной стадии растекания. Его длительность при контакте мало вязких полярных сред с гидрофильным материалом ориентировочно составляет  $10^{-4}$  -  $10^{-6}$  с, то есть соизмерима с временем образования сколов при резании. Скорость растекания в этом режиме пропорцио-

нальна величине движущей силы растекания [17]. На более поздних этапах растекание обычно происходит в гидродинамическом режиме, формами которого являются инерционный и вязкий режимы. Однако и в этих случаях скорость растекания среды пропорциональна движущей силе растекания.

Для проявления эффекта адсорбционного понижения прочности ТС должна быть надежно доставлена в зону образования хрупких трещин, обладать качествами, позволяющими ей быстро распространиться по этим трещинам и обеспечить их устойчивый рост. Для возможности синтезирования ТС с определенными заданными свойствами необходимо рассмотреть механизмы распространения ПАС по трещинам и кинетику роста трещин при моделировании процесса резания.

На рис.2 представлена схема [18], иллюстрирующая развитие макроскопических трещин в условиях адсорбционного понижения прочности твердого тела в среде поверхностно-активной жидкости. Имеющиеся в литературе сведения, касающиеся вопросов взаимодействия ПАС на водной основе со стекломатериалами [12], рассматривают случаи развития трещин в твердых телах при малых скоростях деформаций, несоизмеримых с соответствующими скоростями при резании.

Для того, чтобы ТС смогла оказать эффективное воздействие на процесс разрушения, скорость ее транспортировки к вершине трещины, образующейся при резе, должна быть не меньше скорости образования микросколов при резании. Это возможно при условии кинематического режима растекания среды по трещине. Процесс затекания среды в образующиеся микротрещины в зоне резания интенсифицируется под действием эффекта вакуумирования. Возникающая трещина под слоем жидкости создает вакуумные микросъемы, куда всасывается жидкость. Однако снижение свободной поверхностной энергии твердого тела происходит за счет механизма поверхностной диффузии атомов среды в вершину трещины (см.рис.2,В). Так механизм адсорбционного действия ПАВ на стекле вызывается [12] адсорбцией полярных групп этих веществ OH, COOH, NH<sub>2</sub> и др. на поверхности при ориентации углеводородными цепями наружу. При этом облегчаются перестройка и разрыв межатомных связей в твердом теле при взаимодействии с атомами среды во время их проникновения в зону предразрушения. По данным работ [19] при адсорбционном понижении прочности стекол под действием воды поверхностная диффузия является единственно возможным механизмом проникновения среды в клиновидную часть трещины и собственно в ее вершину. Поверхностная диффузия происходит на очень коротком пути от границы жидкой фазы в трещине до вершины. Поэтому скорость роста

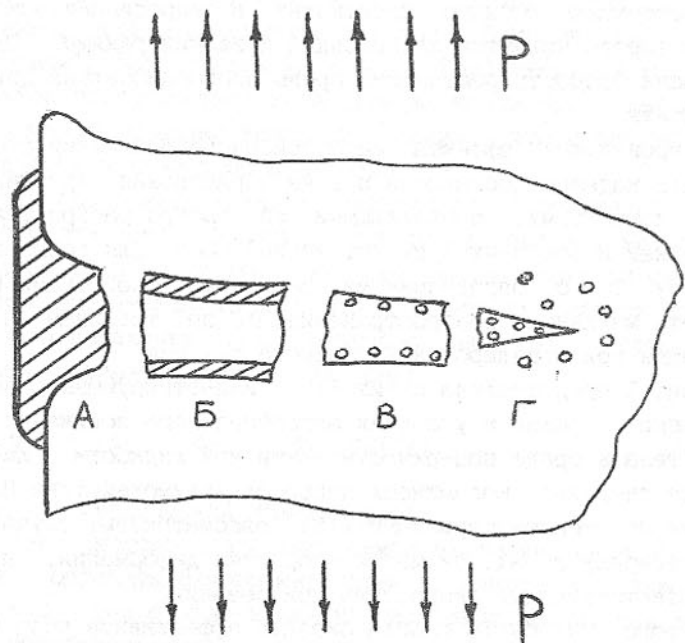


Рис. 2. Схема развития макротрещины под действием приложенных напряжений в присутствии ПАС

- А - капиллярное течение жидкости внутри трещины от наружной поверхности вглубь образца. Режим растекания - инерционный. Ширина трещины - 0,01 мм. Функция - транспортировка среды вглубь трещины;
- Б - растекание жидкости по поверхности стенок трещины. Режим растекания - вязкий. Ширина трещины - 0,1 мм. Функция - транспортировка среды вглубь трещины;
- В - поверхностная диффузия атомов ПАС в вершину трещины. Функция - снижение свободной энергии возникающей поверхности. Форма проявления - облегчение перестройки и разрыв межатомных связей в теле при взаимодействии с атомами среды во время их проникновения в зону предразрушения;
- Г - нерегулярная диффузия (миграция атомов среды вдоль полых дефектов структуры). Функция играет решающую роль в проникновении атомов среды к зародышевым трещинам и дальнейшей диффузии по их поверхности.

трещины разрушения лимитируется, как правило, не поверхностной диффузией, а транспортированием среды, скорость которого зависит от энергетического состояния системы: твердое тело - среда - газ.

Дальнейшее развитие зоны предразрушения в деформируемом материале возможно за счет явления нерегулярной диффузии (см. рис. 2, Г). Чем выше физико-химическое сродство обрабатываемого материала и ТС, тем выше скорость нерегулярной диффузии и более эффективно воздействие среды на прочностные характеристики материала.

Приведенные выше положения теории Ребиндера и его последователей свидетельствуют о возможности повышения производительности механической обработки стекломатериалов за счет интенсификации процесса диспергирования припуска при введении в зону резания адсорбционно-активных ТС. При этом технологическая среда и сам процесс обработки должны отвечать следующим условиям:

- ТС должна быть химически и физически родственной обрабатываемым материалам, веществам полярным, и быть по отношению к ним адсорбционно-активной;

- с целью обеспечения быстрой доставки адсорбционно-активных компонентов среды к вершине трещин, возникающим при резании, жидкость должна хорошо смачивать поверхность стекломатериалов, а также обладать высокой скоростью растекания, соизмеримой со скоростью образования микросколов при резании, что возможно при транспортировке жидкости к вершине трещины в кинетическом режиме. Для выполнения этого условия среда должна обладать низким поверхностным натяжением и высоким значением движущей силы растекания. Желательно, чтобы среда имела небольшую вязкость, так как увеличение вязкости тормозит распространение жидкости вдоль стенок микротрещины.

Сформулированным требованиям при обработке материалов на основе стекла отвечают полярные среды, в частности, вода и ТС на ее основе с добавками ПАВ, понижающих поверхностное натяжение воды и повышающих адсорбционную активность среды.

Применение ТС при механической обработке хрупких материалов на основе стекла является необходимым условием. В этом случае среды помимо выполнения традиционных охлаждающей, смазочной и моющей функций оказывают существенное диспергирующее действие. Последнее за счет разупрочнения поверхностных слоев материала под действием сред позволяет интенсифицировать процессы резания и, как следствие, повысить производительность обработки и работоспособность инструмента. Уменьшение энергетических затрат, приходящихся на единицу объема удаляемого припуска, благоприятно сказывается на глубине и

структуре нарушенного обработкой слоя. Смазочная, охлаждающая и моющая способности ТС также важны. Однако при нормальной работе алмазного инструмента (свободное резание) смазочное действие среды не имеет столь решающего значения как, например, при шлифовании металлов. Объясняется это различием в физико-химических процессах в зоне резания, условиях трения и т.д.

Обобщая сказанное ранее, можно заключить, что ТС для обработки изделий из стекломатериалов должна представлять собой полярную жидкость, содержащую в своем составе поверхностно-активные добавки, повышающие диспергирующее действие среды и улучшающие ее доставку в зону обработки за счет возрастающей способности к смачиванию и растеканию по поверхности обрабатываемого материала, а также улучшающие смазочную способность ТС путем создания экранирующих пленок между поверхностями контакта изделия и инструмента. ТС должна обладать высокими моющими свойствами, обеспечивая тем самым своевременное удаление продуктов диспергирования материала и изнашивания инструмента из зоны обработки, и пониженной вязкостью. Среда должна быть безвредной для здоровья рабочих, экономичной и простой в приготовлении. Анализ составов существующих ТС, рекомендуемых к использованию по данным литературных источников, а также состояния их промышленного применения на стеклообрабатывающих предприятиях Украины свидетельствует о необходимости создания эффективных поверхностно-активных технологических сред.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Конструкционная прочность стекол и ситаллов / Г.С. Писаренко, К.К. Амельянович, Ю.И. Козуб и др. - Киев: Наук. думка, 1979. - 284 с.
2. Вальчук Г.И., Бурман Л.Л., Фридман В.М. Прочность стекла после алмазной обработки. - Синтетические алмазы, 1973, №3, с.55-57.
3. Технологические свойства новых СОЖ для обработки резанием / Под ред. М.И. Клушина. - М.: Машиностроение, 1979. - 192 с.
4. Старков В.К. Дислокационные представления о резании металлов. - М.: Машиностроение, 1979. - 160 с.
5. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. - М.: Машиностроение, 1974. - 320 с.
6. Розенберг А.М., Еремин А.И. Элементы теории процесса резания металлов. - М.: 1956. - 319 с.
7. Ардамацкий А.Л. Алмазная обработка оптических деталей. -

8. Шукин Е.Д., Лихтман В.И. О хрупком разрыве монокристаллов цинка. - Докл. АН СССР, 1959, т.124, №2, с. 307 - 310.
9. Авадзи Макроскопический критерий хрупкого разрушения в условиях сложного напряженного состояния. - Труды америк. общ-ва инж-мех. Теоретические основы инженерных расчетов, 1980, №3, с. 19 - 25.
10. Ребиндер П.А., Лихтман В.И., Качанова Л.А. Адсорбционное понижение прочности металлических монокристаллов и самопроизвольное радиодиспергирование в жидких средах. - Докл. АН СССР, 1956, т.11, с. 1278 - 1281.
11. Чувствительность механических свойств к действию среды / Под ред. А. Вествуда и Н. Столова. - М.: Мир, 1969. - 352 с.
12. Асланова М.С. Влияние адсорбционно-активной среды на прочность стеклянных волокон. - Докл. АН СССР, 1954, т.95, №6, с. 1215 - 1218.
13. Шукин Е.Д., Сумм В.Д., Горюнов Ю.В. О роли межатомных взаимодействий в адсорбционном понижении прочности металлов. - Докл. АН СССР, 1966, №167, с. 631 - 639.
14. Шукин Е.Д., Качанова Л.А., Занозина З.М. О понижении прочности стекла под действием микроскопических дефектов, наносимых на его поверхность. - Физико-химическая механика материалов, 1965, №2, с. 127 - 133.
15. Шукин Е.Д., Брюханова Л.С., Полукарова З.М. Применение сильно поверхностно-активных сред для интенсификации процессов механической обработки твердых тел и материалов. - Физико-химическая механика материалов, 1976, №4, с. 40 - 51.
16. Шукин Е.Д., Горюнов Ю.В., Перцов Н.В. Развитие исследований адсорбционного понижения прочности твердых тел в работах П.А. Ребиндера и его школы. - Физико-химическая механика материалов, 1978, №4, с. 3 - 9.
17. Сумм В.Д., Горюнов В.В. Физико-химические основы смачивания и растекания. - М.: Химия, 1976. - 232 с.
18. Шукин Е.Д., Сумм В.Д. Роль процессов распространения адсорбционно-активной среды по поверхности твердых тел в проявлении эффекта адсорбционного понижения прочности. - В кн.: Поверхностная диффузия и растекания. - М.: Наука, 1969, с. 161 - 185.
19. Вартенев Г.М. Сверхпрочные и высокопрочные неорганические стекла. - М.: Стройиздат, 1974. - 240 с.



## ВЛИЯНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ КОМБИНИРОВАННОГО ИНСТРУМЕНТА НА КРИТИЧЕСКУЮ ВЕЛИЧИНУ ПОДАЧИ

Малышко И.А.

Основным назначением комбинированных инструментов является повышение производительности механической обработки. Это обусловлено высокой степенью концентрации режущих кромок, участвующих в резании. Однако одновременная работа большого количества режущих кромок ограничивается устойчивостью инструмента. Для уменьшения нагрузок на комбинированный инструмент рекомендуется величину осевой подачи уменьшать на 30-50%, а это уменьшает эффективность его применения.

Необходимо отметить, что допускаемая величина подачи, в основном, определяется экспериментально. Учитывая, что комбинированный инструмент является специальным инструментом, величину подачи приходится определять для каждого вновь проектируемого инструмента.

Одним из основных критериев выбора величины подачи является устойчивость работы инструмента. Так как инструмент подвержен многопараметрическим силовым воздействиям всех составляющих силы резания, то его устойчивость необходимо определять из этих условий.

На данном этапе исследований рассматриваются инструменты, у которых главные моменты инерции одинаковы или отличаются несущественно, например: зенкеры, развертки, метчики, с числом зубьев  $Z' > 4$ .

При исследовании устойчивости осевых инструментов или стержневых систем в качестве воздействующих параметров использовались, как правило, две составляющие: осевая сила — крутящий момент / I /.

Анализ показывает, что наличие геометрических смещений оси инструмента и режущих кромок ведет к появлению неуравновешенных радиальных сил, способствующих разбиванию отверстий, а иногда и поломке инструмента. Таким образом, одномерный осевой и комбинированный инструмент подвержен одновременно трем силовым воздействиям ( $P_x$ ,  $P_y$  и  $M_k$ ). Комбинированный инструмент, у которого число одновременно работающих ступеней составляет

$n$ , имеет, соответственно, количество воздействующих параметров в  $n$  раз больше. Определение устойчивости таких систем представляет весьма трудную задачу и до сих пор практически не

рассматривалось.

Панковичем П.Ф. / 3 / впервые сформулирована теорема о выпуклом пространстве, ограничивающем область устойчивости пластины при нагружениях ее по трем координатам.

Устойчивость стержня, которым является одномерный осевой инструмент или первая ступень комбинированного инструмента, работающего по последовательной схеме резания, нагруженного осевой силой  $P_x$ , крутящим моментом  $M_k$  и изгибающим моментом  $M_{u3}$  от радиальной неуравновешенной силы  $P_y$ , можно выразить энергетическим критерием (рис. I):

$$U = P_x \tilde{W}_1 + M_k^2 \tilde{W}_2 + M_{u3} \tilde{W}_3, \quad (1)$$

где  $U$  — энергия деформации упругой системы;

$\tilde{W}_1, \tilde{W}_2, \tilde{W}_3$  — геометрические характеристики, являющиеся квадратическими функциями потери устойчивости.

Полагая, что  $M_k^2 = P_{\text{экв}}$  уравнение (1) можно представить в виде:

$$\frac{P_x}{[P_x]} + \frac{P_{\text{экв}}}{[P_{\text{экв}}]} + \frac{M_{u3}}{[M_{u3}]} = 1, \quad (2)$$

где  $[P_x] = U/\tilde{W}_1$  — допускаемая осевая сила при  $[P_{\text{экв}}] = [M_{u3}] = 0$ ;  
 $[P_{\text{экв}}] = U/\tilde{W}_2$  — допускаемый крутящий момент, соответствующий эквивалентной осевой силе при  $[P_x] = [M_{u3}] = 0$ ;

$[M_{u3}] = U/\tilde{W}_3$  — допускаемый изгибающий момент при  $[P_x] = [P_{\text{экв}}] = 0$ .

Использование энергетического метода при определении критической осевой силы предполагает знание уравнения оси, которое согласно исследованиям С.П. Тимошенко / 4 /, при консольном закреплении стержня, аппроксимируется зависимостью

$$y = \delta \left(1 - \cos \frac{\pi x}{2l}\right). \quad (3)$$

Критическое значение осевой нагрузки, при которой прямолинейная форма равновесия из устойчивого равновесия переходит в неустойчивое, определится из равенства:

$$U = W, \quad (4)$$

где  $W$  — работа внешних сил.

Не останавливаясь на преобразованиях, изложенных в работе / 4 /, запишем уравнение критической осевой силы для первой

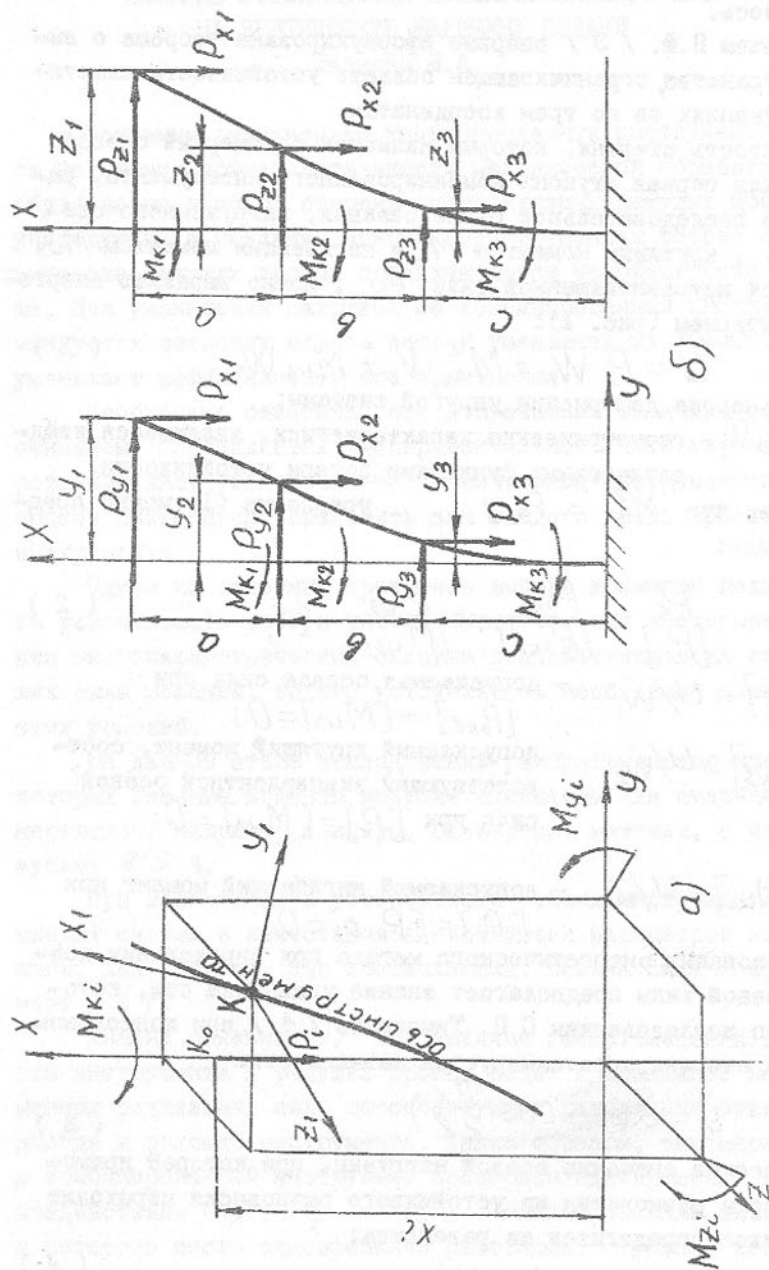


Рис. 1. Силы, действующие на комбинированный инструмент  
а) крутящий момент; б) осевые и радиальные силы

ступени инструмента (см. рис. 1б)

$$[R_k] = 2,47 \frac{EJ}{e^2}. \quad (5)$$

Работу деформации изгиба оси инструмента (рис. 1а) по координате  $y$  от действия крутящего момента можно определить, исходя из того, что наличие крутящего момента порождает изгибающий момент  $M_y$ , т.е.

$$M_y = M_k \frac{dz}{dx}. \quad (6)$$

Уравнение оси инструмента относительно координаты  $y$  определится

$$z = \delta [1 - \cos(\frac{\pi x}{2e} + 90^\circ)]. \quad (7)$$

Энергия деформации изгиба стержня при действии крутящего момента, эквивалентного осевой силе  $P_{zkb}$ , определится

$$U = \frac{\pi^2 M_k^2}{8EJ e^2} \int_0^e \cos^2 \frac{\pi x}{2e} dx. \quad (8)$$

Работу крутящего момента по вертикальному смещению оси инструмента можно представить эквивалентной осевой силой, создающей изгибающий момент  $M_y$ , тогда

$$W = \frac{1}{2} \int_0^e \frac{M_k dz/dx}{(\delta - y)} \left( \frac{dy}{dx} \right) dx. \quad (9)$$

Критическое значение крутящего момента, при котором прямая форма равновесия переходит из устойчивого равновесия в неустойчивое, определится из равенства (4):

$$M_k = \psi \frac{EJ}{e}, \quad (10)$$

где  $\psi = 1,64$  — коэффициент устойчивости.

Значение коэффициента устойчивости, полученное В.Б. Петровым / 6 / на основании более точного динамического метода,  $\psi = 1,57$ , то есть величина погрешности не превышает 5%. Необходимо отметить, что значение критического момента является завышенным, что характерно вообще для данного метода, в том числе и при определении критических осевых сил /2,3,4/.

Третьим членом уравнения (2) является отношение изгибающего момента, создаваемого радиальной неуравновешенной силой  $P_y$ , к изгибающему моменту, допускаемому жесткостью стержня. За критерий допускаемого изгибающего момента принята величина

прогиба, допускаемая жесткостью стержня / 2 /. Величина допускаемого прогиба при консольном закреплении инструмента определится:

$$y = \frac{M_{uz} e^2}{3EJ} \leq [f], \quad (11)$$

где  $[f] \cong e/1000$  — допускаемая величина прогиба, рекомендуемая для машиностроительных конструкций.

Для комбинированных инструментов, работающих по параллельной схеме резания, подход в определении допускаемых значений составляющих сил резания аналогичен как и при их определении для одномерных инструментов.

Энергия деформации изгиба инструмента с числом ступеней  $n$ , скатого осевыми силами, определится

$$U_n = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2EJ_i} \int_{e_{i+1}}^{e_i} M_i^2 dx. \quad (12)$$

Работа, произведенная осевыми силами, приложенными к каждой ступени, определится

$$W = \frac{\pi^2 \delta^2}{8e^2} \sum_{i=1}^n P_i \int_{e_{i+1}}^{e_i} \sin \frac{\pi x}{2e} dx. \quad (13)$$

Значение критической осевой силы для комбинированного инструмента с числом ступеней  $n$  определится аналогично, как и для первой ступени (см. уравнение 5).

Энергия деформации изгиба ступенчатого инструмента вследствие действия крутящего момента, при числе ступеней  $n$ , определится

$$U_n = \sum_{i=1}^n \frac{M_{ki}^2}{2EJ_i} \int_{e_{i+1}}^{e_i} \left( \frac{dz}{dx} \right)^2 dx. \quad (14)$$

Работа крутящего момента по вертикальному смещению оси ступенчатого инструмента

$$W_n = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n M_{ki} \int_{e_{i+1}}^{e_i} \frac{\left( \frac{dz}{dx} \right)}{(\delta - y)} \left( \frac{dy}{dx} \right)^2 dx. \quad (15)$$

Величина прогиба оси ступенчатого инструмента от действия неуравновешенных радиальных сил может быть определена методом начальных параметров, который изложен в работе / 2 /.

Допускаемая величина прогиба ступенчатого инструмента опре-

делится:

$$[f]_n = \sum_{i=1}^n f_i, \quad (16)$$

где  $f_i = e_i/1000$  — величина прогиба  $i$ -ой ступени.

Допускаемая величина подачи, ограничиваемая устойчивостью инструмента, определится из уравнения безопасности / 2 /, которое для инструмента с числом ступеней  $n$  имеет вид

$$\frac{\sum_{i=1}^n c_{px} t_i s}{[P_k]_n} + \frac{\sum_{i=1}^n (c_{pz} t_i)^2 d_i^2}{[M_k^2]_n} + \frac{y_n}{[f]_n} = 1. \quad (17)$$

Уравнение (17) является квадратным уравнением вида

$$ax^2 + bx + c = 0 \quad (18)$$

Учитывая, что величина подачи для всех сил, действующих на каждую ступень, одинакова, приравняв ее к критической, получим значение подачи, ограничиваемое устойчивостью инструмента:

$$S_k = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a},$$

где

$$a = \frac{\sum_{i=1}^n (c_{pz} t_i)^2 d_i^2}{[M_k^2]_n}; \quad c = \frac{y_n}{[f]_n} - 1; \quad (19)$$

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n c_{px} t_i}{[P_k]_n}.$$

Значения критических подач для зенкеров, изготовленных из стали Р6М5, полученных на основании уравнения (19), представлены таблицей.

Таблица

Критические значения подач, регламентируемых устойчивостью зенкеров

$e$ , мм	$e_2$ , мм	$c$ , мм	$t$ , мм	обработыв. материал	$n_0$ , мм/об
160	60	20			77
180	80	40	25	сталь 45	13,9
460	300	150			1,98
		$d_1 = 15$ мм,	$d_2 = 20$ мм;	$d_3 = 30$ мм	

Из таблицы видно, что при увеличении длины инструмента в 2,8 раза величина критической подачи уменьшается в 38 раз. Ана-



лиз уравнения (19) показывает, что при уменьшении диаметра ступеней устойчивость инструмента также уменьшается.

Машиностроительные конструкции, к которым можно отнести и инструмент, должны обладать запасом устойчивости в 1,5-3 раза превышающем расчетные значения. Поэтому расчетная величина подачи должна быть увеличена с учетом принятого коэффициента запаса устойчивости, т.е.  $S_p = S_k K_3$ , где  $K_3 = 1,5 - 3$ .

Предложенное уравнение устойчивости позволяет на стадии проектирования инструмента определять критическую величину подачи, гарантирующую стабильную работу технологической системы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Шашков И.Е. Об устойчивости сжатого и скрученного призматического стержня с произвольной формой поперечного сечения. //Инженерный сборник АН ССР. 1941. Т.1, вып. 1 - С.43-54.
2. Сопротивление материалов. Учебник для вузов /Под общ. ред. Г.С. Писаренко - Киев: Вища школа, 1979.-696 с.
3. Палкович П.Ф. Труды по строительной механике корабля - Л.: Судпромгиз, 1962. Т.3 - 527 с.
4. Тимошенко С.П. Устойчивость упругих систем - М.: Гостехиздат, 1955 - 568 с.
5. Петров В.В., Макушин В.Н. Исследование устойчивости скрученных стержней, имеющих равные главные жесткости. // Сб. расчеты на прочность, 1968, вып. 14 - С. 290-308.

#### ПРОДОЛЬНО-ПОПЕРЕЧНЫЙ ИЗГИБ ЗАКРУЧЕННОГО СТЕРЖНЯ

Мальшко И.А., Татьяначенко А.Г.

Элементы такого типа находят широкое применение в машиностроении и металлообработке. Примером могут служить борштанги, длинные валы с коническими передачами, осевой режущий инструмент и др. Поскольку наличие скручивающих моментов уменьшает критическое значение продольных усилий, большая часть исследований сжато-закрученных стержней посвящена проблеме их устойчивости [1].

Однако на практике зачастую возникает необходимость определения поперечных и угловых перемещений сечений сжато-закрученных стержней, для чего целесообразно получить уравнение изогнутой оси таких элементов в форме начальных параметров.

Рассмотрим загрузку стержня с равными главными изгибными жесткостями  $EI_y = EI_z$ . Прямолинейный до загрузки стержень постоянного сечения загружен по торцам скручивающими моментами  $M$  и продольными усилиями  $N$ . В двух взаимно перпендикулярных плоскостях стержень изгибается поперечными силами  $P_y$  и  $P_z$  и изгибающими моментами  $M_z$  и  $M_y$  (рис.1).

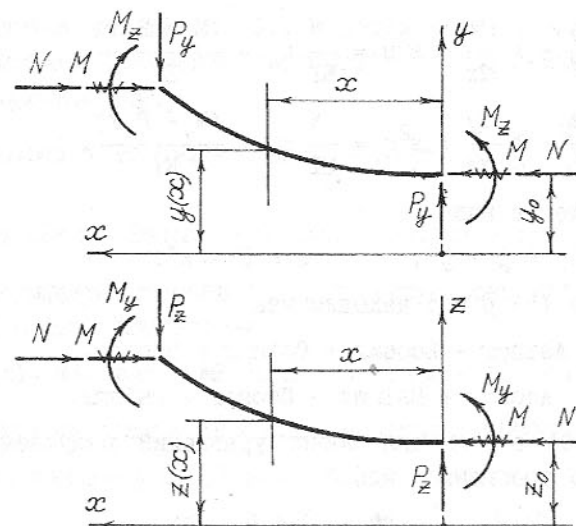


Рис.1

Расчетная схема изогнутого сжато-закрученного стержня

После приложения внешней нагрузки торцы стержня перемещаются в двух плоскостях на некоторую величину  $y_1$  и  $z_1$ . Приняв начало координат на правом торце, из условия равновесия можно получить дифференциальные уравнения изогнутой оси стержня в двух плоскостях в сечении с координатой  $x$

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = -M \frac{dz}{dx} + N(y_0 - y) + M_z - P_y x, \quad (1)$$

$$EI_y \frac{d^2 z}{dx^2} = M \frac{dy}{dx} + N(z_0 - z) + M_y - P_z x,$$

или, учитывая, что  $EI_z = EI_y = EI$

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{M}{EI} \frac{dz}{dx} + \frac{N}{EI} y &= \frac{N}{EI} y_0 + \frac{M_z - P_y x}{EI}, \\ \frac{d^2 z}{dx^2} - \frac{M}{EI} \frac{dy}{dx} + \frac{N}{EI} z &= \frac{N}{EI} z_0 + \frac{M_y - P_z x}{EI}. \end{aligned} \quad (2)$$

Вводя обозначения

$$k = M/EI \quad \text{и} \quad s^2 = N/EI, \quad (3)$$

систему дифференциальных уравнений (2) представим в виде

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y}{dx^2} + k \frac{dz}{dx} + s^2 y &= \frac{N}{EI} y_0 + \frac{(M_z - P_y x)}{EI}, \\ \frac{d^2 z}{dx^2} - k \frac{dy}{dx} + s^2 z &= \frac{N}{EI} z_0 + \frac{(M_y - P_z x)}{EI}. \end{aligned} \quad (4)$$

Ее решение ищем в виде

$$y = \bar{y} + y^*, \quad z = \bar{z} + z^*. \quad (5)$$

Общее решение (5)  $\bar{y}$  и  $\bar{z}$  находим как

$$\begin{aligned} \bar{y} &= A \sin mx + B \cos mx + C \sin nx + D \cos nx, \\ \bar{z} &= -A \cos mx + B \sin mx - C \cos nx + D \sin nx. \end{aligned} \quad (6)$$

Подставляя (6) в (4), для обоих уравнений получаем единое характеристическое уравнение вида

$$r^2 + kr - s^2 = 0, \quad (7)$$

корни которого

$$m = -\frac{k}{2} + \sqrt{\frac{k^2}{4} + s^2}, \quad n = -\frac{k}{2} - \sqrt{\frac{k^2}{4} + s^2}. \quad (8)$$

Частное решение (5)  $y^*$  и  $z^*$  ищем в форме

$$y^* = a + bx, \quad z^* = c + dx. \quad (9)$$

Дифференцируя (9), получаем

$$\frac{dy^*}{dx} = b, \quad \frac{dz^*}{dx} = d, \quad \frac{d^2 y^*}{dx^2} = 0, \quad \frac{d^2 z^*}{dx^2} = 0. \quad (10)$$

Подставляя (10) в (4), получаем

$$\begin{aligned} kd + s^2 a + s^2 bx &= [M_z - P_y x]/EI + Ny_0/EI, \\ -kb + s^2 c + s^2 dx &= [M_y - P_z x]/EI + Nz_0/EI. \end{aligned} \quad (11)$$

Используя метод неопределенных коэффициентов, находим неизвестные коэффициенты  $a, b, c, d$  системы (11)

$$b = \frac{-P_y}{s^2 EI}, \quad d = \frac{-P_z}{s^2 EI}, \quad a = \frac{M_z + Ny_0}{s^2 EI} + \frac{kP_y}{s^4 EI}, \quad c = \frac{M_y + Nz_0}{s^2 EI} - \frac{kP_z}{s^4 EI},$$

или с учетом (3)

$$a = y_0 + \frac{M_z}{N} + \frac{P_y M}{N^2}, \quad c = z_0 + \frac{M_y}{N} - \frac{P_z M}{N^2}, \quad b = -\frac{P_y}{N}, \quad d = -\frac{P_z}{N}. \quad (12)$$

Подставляя (12) в (9), а затем общее и частное решение - в (5), получаем уравнение изогнутой оси сжато-закрученного стержня в двух плоскостях

$$\begin{aligned} y(x) &= A \sin mx + B \cos mx + C \sin nx + D \cos nx + y_0 + \frac{M_z}{N} + \frac{P_y M}{N^2} - \frac{P_y}{N} x, \\ z(x) &= -A \cos mx + B \sin mx - C \cos nx + D \sin nx + z_0 + \frac{M_y}{N} - \frac{P_z M}{N^2} - \frac{P_z}{N} x. \end{aligned} \quad (13)$$

Продифференцировав (13), получим уравнения углов поворота стержня в двух плоскостях

$$\begin{aligned} \theta_y(x) &= mA \cos mx - mB \sin mx + nC \cos nx - nD \sin nx - P_y/N, \\ \theta_z(x) &= mAsin mx + mB \cos mx + nC \sin nx + nD \cos nx - P_z/N. \end{aligned} \quad (14)$$

Постоянные  $A, B, C, D$  находим из начальных условий

$$\begin{aligned} y(0) &= B + D + y_0 + M_z/N + P_y M/N^2 = y_0, \\ z(0) &= -A - C + z_0 + M_y/N - P_z M/N^2 = z_0, \\ \theta_y(0) &= mA + nC - P_y/N = \theta_{0y}, \\ \theta_z(0) &= mB + nD - P_z/N = \theta_{0z}. \end{aligned} \quad (15)$$

Решая систему (15), находим постоянные A, B, C, D, выражая их через начальные параметры  $y_0$ ,  $z_0$ ,  $\theta_{0y}$  и  $\theta_{0z}$

$$\begin{aligned} A &= -(\theta_{0y} - nM_y/N + nP_y M/N^2 + P_y/N)/(n-m), \\ B &= -(\theta_{0z} + nM_z/N + nP_z M/N^2 + P_z/N)/(n-m), \\ C &= (\theta_{0y} - mM_y/N + mP_y M/N^2 + P_y/N)/(n-m), \\ D &= (\theta_{0z} + mM_z/N + mP_z M/N^2 + P_z/N)/(n-m). \end{aligned} \quad (16)$$

Подставляя значения (16) в уравнения (13) и (14), после преобразований и приведения подобных получим уравнения прогибов и углов поворота сжато-закрученного стержня в форме начальных параметров

$$\begin{aligned} y(x) = & y_0 + \theta_{0y} \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} + \theta_{0z} \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} + \frac{M_z}{N} \left[ 1 + \frac{m \cos nx - n \cos mx}{n-m} \right] - \\ & - \frac{M_y}{N} \frac{m \sin nx - n \sin mx}{n-m} + \frac{P_y}{N} \left[ -x + \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} + \frac{M}{N^2} \frac{m \sin nx - n \sin mx}{n-m} \right] + \\ & + \frac{P_z}{N} \left[ \frac{M}{N} + \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} + \frac{M}{N^2} \frac{m \cos nx - n \cos mx}{n-m} \right], \quad (17) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} z(x) = & z_0 + \theta_{0z} \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} - \theta_{0y} \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} + \frac{M_y}{N} \left[ 1 + \frac{m \cos nx - n \cos mx}{n-m} \right] + \\ & + \frac{M_z}{N} \frac{m \sin nx - n \sin mx}{n-m} + \frac{P_z}{N} \left[ -x + \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} + \frac{M}{N^2} \frac{m \sin nx - n \sin mx}{n-m} \right] - \\ & - \frac{P_y}{N} \left[ \frac{M}{N} + \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} + \frac{M}{N^2} \frac{m \cos nx - n \cos mx}{n-m} \right], \quad (18) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \theta_y(x) = & \theta_{0y} \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} - \theta_{0z} \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} + \frac{M_z}{N} s^2 \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} + \\ & + \frac{M_y}{N} s^2 \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} + \frac{P_y}{N} \left[ -1 + \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} - \frac{M}{N} s^2 \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} \right] - \\ & - \frac{P_z}{N} \left[ \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} - \frac{M}{N} s^2 \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} \right], \quad (19) \end{aligned}$$

$$\theta_z(x) = \theta_{0z} \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} + \theta_{0y} \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} + \frac{M_y}{N} s^2 \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} -$$

$$\begin{aligned} - \frac{M_z}{N} s^2 \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} + \frac{P_z}{N} \left[ -1 + \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} - \frac{M}{N} s^2 \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m} \right] + \\ + \frac{P_y}{N} \left[ \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} - \frac{M}{N} s^2 \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m} \right]. \quad (20) \end{aligned}$$

Продифференцировав (13) дважды и трижды, можно получить уравнения изгибающих моментов и поперечных сил в двух плоскостях

$$\begin{aligned} M_z(x) = EI y''(x) = & -EI \theta_{0y} \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} - EI \theta_{0z} \frac{n^2 \cos nx - m^2 \cos mx}{n-m} + \\ & + M_z \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} - M_y \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} - \frac{P_z}{s^2} \left[ \frac{n^2 \cos nx - m^2 \cos mx}{n-m} - \right. \\ & \left. - \frac{M}{N} s^2 \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} \right] - \frac{P_y}{s^2} \left[ \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} - \frac{M}{N} s^2 \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} \right], \quad (21) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_y(x) = EI z''(x) = & -EI \theta_{0z} \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} - EI \theta_{0y} \frac{n^2 \cos nx - m^2 \cos mx}{n-m} + \\ & + M_y \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} - M_z \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} - \frac{P_y}{s^2} \left[ \frac{n^2 \cos nx - m^2 \cos mx}{n-m} - \right. \\ & \left. - \frac{M}{N} s^2 \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m} \right] - \frac{P_z}{s^2} \left[ \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} - \frac{M}{N} s^2 \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} \right], \quad (22) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_y(x) = EI y'''(x) = & EI \theta_{0y} \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} + EI \theta_{0z} \frac{m^2 \cos nx - n^2 \cos mx}{n-m} + \\ & + M_z \frac{m \cos nx - n \cos mx}{n-m} + M_y \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} + \frac{P_z}{s^2 N} \left[ \frac{m^2 \cos nx - n^2 \cos mx}{n-m} - \right. \\ & \left. - \frac{M}{N} \frac{n^2 m \cos mx - m^2 n \cos nx}{n-m} \right] + \frac{P_y}{s^2 N} \left[ \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} + \frac{M}{N} \frac{m^2 n \sin mx - n^2 m \sin nx}{n-m} \right], \quad (23) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_z(x) = EI z'''(x) = & EI \theta_{0y} \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} + EI \theta_{0z} \frac{m^2 \cos nx - n^2 \cos mx}{n-m} + \\ & + M_z \frac{m \cos nx - n \cos mx}{n-m} + M_y \frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m} + \frac{P_z}{s^2 N} \left[ \frac{m^2 \cos nx - n^2 \cos mx}{n-m} - \right. \\ & \left. - \frac{M}{N} \frac{n^2 m \cos mx - m^2 n \cos nx}{n-m} \right] + \frac{P_y}{s^2 N} \left[ \frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{n-m} + \frac{M}{N} \frac{m^2 n \sin mx - n^2 m \sin nx}{n-m} \right]. \quad (24) \end{aligned}$$



Очевидно, что взаимная зависимость параметров в выражениях (17)–(24) в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях обусловлена наличием скручивающего момента. Убедимся в справедливости выражений (17), (18) при решении более частных задач.

Положим  $M = 0$ . Тогда, согласно (7),  $k = 0$  и, согласно (8),  $n = -m = s$ ,  $\sin nx = -\sin mx$ ,  $\cos nx = \cos mx$ , и выражения (17) и (18) легко преобразуются к виду известного решения для продольно-поперечного изгиба.

$$y(x) = y_0 + \frac{\theta_{0y}}{s} \sin sx + \frac{M_z}{N} (1 - \cos sx) + \frac{P_y}{sN} (sx - \sin sx), \quad (25)$$

$$z(x) = z_0 + \frac{\theta_{0z}}{s} \sin sx + \frac{M_y}{N} (1 - \cos sx) + \frac{P_z}{sN} (sx - \sin sx).$$

Как видно, уравнения (25) полностью идентичны, т.е. после снятия крутящего момента влияние параметров из взаимно перпендикулярных плоскостей исключается.

Для практических расчетов выражения (17)–(24) целесообразно представить в более компактном виде:

$$y(x) = y_0 + \frac{\theta_{0y}}{s} \varepsilon_2 + \frac{\theta_{0z}}{s} \mu_2 + \frac{M_z}{N} \varepsilon_1 + \frac{M_y}{N} \mu_1 + \frac{P_y}{sN} \left( -sx + \varepsilon_2 - \frac{Ms}{N} \mu_1 \right) + \frac{P_z}{sN} \left( \mu_2 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_1 \right), \quad (26)$$

$$z(x) = z_0 + \frac{\theta_{0z}}{s} \varepsilon_2 - \frac{\theta_{0y}}{s} \mu_2 + \frac{M_y}{N} \varepsilon_1 - \frac{M_z}{N} \mu_1 + \frac{P_z}{sN} \left( -sx + \varepsilon_2 - \frac{Ms}{N} \mu_1 \right) + \frac{P_y}{sN} \left( \mu_2 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_1 \right), \quad (27)$$

$$\theta_y(x) = \theta_{0y} \varepsilon_3 + \theta_{0z} \mu_3 + \frac{M_z s}{N} \varepsilon_2 + \frac{M_y s}{N} \mu_2 + \frac{P_y}{N} \left( -1 + \varepsilon_3 - \frac{Ms}{N} \mu_2 \right) + \frac{P_z}{N} \left( \mu_3 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_2 \right), \quad (28)$$

$$\theta_z(x) = \theta_{0z} \varepsilon_3 - \theta_{0y} \mu_3 + \frac{M_y s}{N} \varepsilon_2 - \frac{M_z s}{N} \mu_2 + \frac{P_z}{N} \left( -1 + \varepsilon_3 - \frac{Ms}{N} \mu_2 \right) - \frac{P_y}{N} \left( \mu_3 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_2 \right), \quad (29)$$

$$M_z(x) = sEI\theta_{0y}\varepsilon_4 + sEI\theta_{0z}\mu_4 + M_z\varepsilon_3 + M_y\mu_3 + \frac{P_y}{s} \left( \varepsilon_4 - \frac{Ms}{N} \mu_3 \right) + \frac{P_z}{s} \left( \mu_4 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_3 \right), \quad (30)$$

$$M_y(x) = sEI\theta_{0z}\varepsilon_4 - sEI\theta_{0y}\mu_4 + M_y\varepsilon_3 - M_z\mu_3 + \frac{P_z}{s} \left( \varepsilon_4 - \frac{Ms}{N} \mu_3 \right) - \frac{P_y}{s} \left( \mu_4 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_3 \right), \quad (31)$$

$$Q_y(x) = s^2EI\theta_{0y}\varepsilon_5 + s^2EI\theta_{0z}\mu_5 + sM\varepsilon_4 + sM_y\mu_4 + P_y \left( \varepsilon_5 - \frac{Ms}{N} \mu_4 \right) + P_z \left( \mu_5 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_4 \right), \quad (32)$$

$$Q_z(x) = s^2EI\theta_{0z}\varepsilon_5 - s^2EI\theta_{0y}\mu_5 + sM_y\varepsilon_4 - sM_z\mu_4 + P_z \left( \varepsilon_5 - \frac{Ms}{N} \mu_4 \right) - P_y \left( \mu_5 + \frac{Ms}{N} \varepsilon_4 \right), \quad (33)$$

где

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= 1 + \frac{m \cos nx - n \cos mx}{n-m}, & \varepsilon_2 &= s \frac{\sin nx - \sin mx}{n-m}, & \varepsilon_3 &= \frac{n \cos nx - m \cos mx}{n-m}, \\ \varepsilon_4 &= -\frac{n^2 \sin nx - m^2 \sin mx}{s(n-m)}, & \varepsilon_5 &= -\frac{n^3 \cos nx - m^3 \cos mx}{s^2(n-m)}, & & \\ \mu_1 &= -\frac{m \sin nx - n \sin mx}{n-m}, & \mu_2 &= s \frac{\cos nx - \cos mx}{n-m}, & \mu_3 &= -\frac{n \sin nx - m \sin mx}{n-m}, \\ \mu_4 &= -\frac{n^2 \cos nx - m^2 \cos mx}{s(n-m)}, & \mu_5 &= -\frac{n^3 \sin nx - m^3 \sin mx}{s^2(n-m)}. & & \end{aligned} \quad (34)$$

$$\mu_4 = -\frac{n^2 \cos nx - m^2 \cos mx}{s(n-m)}, \quad \mu_5 = -\frac{n^3 \sin nx - m^3 \sin mx}{s^2(n-m)}. \quad (35)$$

Таким образом, полученные зависимости (26)–(33) позволяют решать задачи на продольно-поперечный изгиб закрученного стержня в форме начальных параметров в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Зависимости (26)–(33), а также функции влияния (34) и (35) легко реализуются на ЭВМ для любого числа участков стержня.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Пономарев Д.С. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. М.: Гос. науч. техн. издат. машиностроит. лит., 1959. 1118 с.

КОЛИЧЕСТВО АЛМАЗНЫХ ЗЕРЕН И РАССТОЯНИЕ МЕЖДУ НИМИ НА РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА, ПОДВЕРГНУТОЙ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОМУ ВОЗДЕЙСТВИЮ

Матюха П.Г.

Количество алмазных зерен и расстояние между ними на рабочей поверхности шлифовального круга являются одними из важнейших параметров абразивного инструмента, используемых при расчетах размеров поперечного сечения единичных срезов, сил резания и параметров шероховатости шлифованной поверхности.

При расчете этих параметров представим алмазосносный слой как абразивное пространство неограниченных размеров, состоящее из связки, в которой равномерно с заданной плотностью распределены шаровые модели-эквиваленты алмазных зерен размером  $d$ , масса которых равна математическому ожиданию массы абразивного материала, приходящейся на одно зерно  $/I/$ .

Образование рабочей поверхности шлифовального круга представим как формирование поверхности раздела этого абразивного пространства.

Выделим из абразивного пространства объем  $W$  (рис.1).

$$W = I * B * \infty,$$

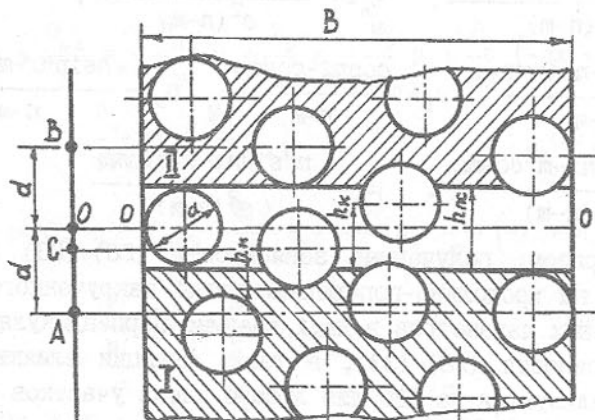


Рис.1. Схема разделения части абразивного пространства по плоскости O-O

где  $I$  – единичная толщина объема, равная размеру пространства, приходящемуся на одно алмазное зерно в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа;

$B$  – ширина абразивного пространства;

$\infty$  – размер абразивного пространства в направлении, перпендикулярном ширине.

Рассмотрим расчленение выделенного объема на части I и II по плоскости O-O.

Спроектируем центры зерен, находящиеся в объеме  $2d * B * I$ , на плоскость AB размерами  $2d * I$ , расположенную перпендикулярно плоскости разреза. Тогда зерна, проекции центров которых попали на плоскость OA\*I, будут принадлежать части абразивного пространства I, а на плоскость OB\*I – части пространства II.

С учетом сказанного, количество зерен на поверхности объема I

$$Z_I = Z_{II} P_1, \quad (1)$$

где  $Z_{II}$  – количество зерен, находящихся в объеме абразивного пространства размером  $2d * B * I$ ;

$P_1$  – вероятность того, что проекции центров зерен попали на плоскость OA\*I,

$$P_1 = \frac{OA}{AB} = \frac{d}{2d} = \frac{I}{2}. \quad (2)$$

Таким образом, количество зерен, которые попали на поверхность разреза и принадлежат части I, в  $I/2$  раза меньше количества зерен в матрице, пересекающихся плоскостью, эквидистантной плоскости разреза. Сказанное в одинаковой мере относится и к части II.

В действительности рабочая поверхность алмазного круга формируется в процессе электроэрозионных воздействий несколько по другому, чем описано выше, так как рабочая поверхность должна иметь межзеренное пространство для размещения срезаемой стружки.

В результате электроэрозионного удаления связки может быть сформирована рабочая поверхность глубиной  $h_{nc}$ , которую образуют зерна, расположенные в объеме  $d * B * I$ , прилегающем к плоскости разреза O-O.

В силу того, что в процессе электроэрозионной правки, а затем при шлифовании, на алмазные зерна действуют силы резания, не все зерна, количество которых определено по уравнению (1), удерживаются связкой. На рабочей поверхности будут находиться лишь те зерна, глубина заделки которых в связке больше критической глубины заделки  $h_k$ .

Тогда (см. рис. 1), вероятность того, что проекции центров зерен попадут на поверхность плоскости АВ размером  $(d-h_k) \cdot I$  будет равна

$$P_2 = \frac{d-h_k}{2d} = \left[ \frac{I}{2} - \frac{h_k}{2d} \right]. \quad (3)$$

Чтобы эти зерна принадлежали части I абразивного пространства, необходимо, чтобы одновременно с выполнением условия (3) было выполнено условие (2), то есть общая вероятность

$$P = P_1 \cdot P_2,$$

или, с учетом (2) и (3),

$$P = \frac{I}{4} \left[ I - \frac{h_k}{d} \right]. \quad (4)$$

Так как рассматриваемое абразивное пространство обладает свойством постоянства плотности частиц в любой его части и в любом направлении, формула (4) применима не только к выделенному объему единичной толщины, но и их совокупности в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа.

Тогда, число зерен на единице рабочей поверхности круга, выраженное через число зерен на  $1 \text{ мм}^2$  сечения абразивного пространства плоскостью, будет равно

$$Z_{\Pi} = Z_M \cdot P, \quad (5)$$

где  $Z_{\Pi}$  - число зерен на единице площади рабочей поверхности круга, шт/мм<sup>2</sup>;

$Z_M$  - число зерен на  $1 \text{ мм}^2$  сечения абразивного пространства плоскостью.

Число зерен на  $1 \text{ мм}^2$  рабочей поверхности и сечения абра-

зивного пространства плоскостью, выраженное через расстояние между центрами шаровых моделей зерен

$$Z_{\Pi} = \frac{I}{S_{\Sigma\Pi}^2}, \quad (6)$$

$$Z_M = \frac{I}{S_{\Sigma P}^2}, \quad (7)$$

где  $S_{\Sigma\Pi}$ ,  $S_{\Sigma P}$  - расстояние между центрами зерен, соответственно, на рабочей поверхности круга и в сечении матрицы плоскостью.

Расстояние между зернами в сечении абразивного пространства плоскостью

$$S_{\Sigma P} = \frac{10}{\sqrt[3]{1N_Z}}, \quad (8)$$

где 1 - содержание зерен в единице объема абразивного пространства, карат/см<sup>3</sup>;

$N_Z$  - среднее количество зерен в одном карате, шт.

Содержание зерен в  $1 \text{ см}^3$  абразивного пространства зависит от характеристики алмазного круга

$$1 = \frac{4,4K}{100}, \text{ карат/см}^3, \quad (9)$$

где  $K$  - относительная концентрация алмазосодержащего слоя.

Среднее количество алмазных зерен в одном карате  $N_Z$ , может быть определено по данным работы [2], либо рассчитано с использованием среднего взвешенного кубического размера частицы [3/

$$N_Z = \frac{283}{d_{\Sigma\Pi}^3} \cdot 10^9, \text{ шт/карат}. \quad (10)$$

Тогда, количество зерен на  $1 \text{ мм}^2$  сечения абразивного пространства плоскостью с учетом (8) и (4) определится по формуле

$$Z_M = \frac{(1N_Z)^{\frac{2}{3}}}{100}, \quad (11)$$



а на  $I \text{ мм}^2$  рабочей поверхности

$$Z_{\text{п}} = \frac{(1N_z)^{\frac{2}{3}}}{400} \left[ I - \frac{h_k}{d} \right]. \quad (12)$$

Расстояние между зёрнами на рабочей поверхности круга найдем после подстановки (6) и (7) в (5) и небольших преобразований с учетом (4)

$$S_{\text{зп}} = \frac{20}{\sqrt[3]{1N_z}} \sqrt{\frac{d}{d-h_k}}. \quad (13)$$

Диаметр шаровой модели зерна рассчитывается по формуле

$$d = \frac{6090}{\sqrt[3]{N_z}}$$

или находится по среднему взвешенному кубическому размеру частицы  $/3/$ .

С целью проверки расчетов по формуле (13), расстояния между зёрнами на рабочей поверхности круга, определенные по этой формуле, сравнивались с экспериментально определенными на рельефе, сформированном электроэрозионным способом (табл. I).

Как видно из приведенных данных (табл. I), значения расстояний между зёрнами на рабочей поверхности, рассчитанные для

Таблица I

Расстояния между алмазными зёрнами на рабочей поверхности шлифовальных кругов

Шлифовальный круг	Расстояние между зёрнами, мм		Определенное эксперимен- тально
	Рассчитанное по формуле (13)		
	$h_k = \frac{I}{2} d$	$h_k = \frac{I}{3} d$	
АС6 100/80-4-М1	0,37	0,32	0,34±0,038
АС6 160/125-4-М1	0,59	0,51	0,51±0,045
АС6 250/200-4-М1	0,84	0,73	0,71±0,065

различных состояний РПК, характеризующихся критической величиной заделки зёрен в связке  $h_k$ , находятся в пределах 95%-ного доверительного интервала на экспериментально определенные величины, что подтверждает корректность предложенной методики расчета количества алмазных зёрен и расстояний между ними на РПК, сформированной электроэрозионным способом, основанной на паспортных данных характеристик алмазного круга.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Байкалов А.К. Введение в теорию шлифования материалов. - К.:Наукова думка, 1978. - 207 с.
2. Бакуль В.Н. Число зёрен в одном карате - одна из важнейших характеристик алмазного порошка // Синтетические алмазы. 1976. Вып. 4. С.22-27.
3. Справочник по алмазной обработке металлорежущего инструмента/ Бакуль В.Н., Захаренко И.П., Кункин Я.А., Мильштейн М.З. - К.:Техніка, 1971. - 208 с.

РАСЧЕТ КРИТИЧЕСКОЙ ГЛУБИНЫ ЗАДЕЛКИ АЛМАЗНОГО ЗЕРНА  
В СВЯЗКУ В ПРОЦЕССЕ УПРАВЛЯЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ  
НА РАБОЧУЮ ПОВЕРХНОСТЬ КРУГА

Матюха П.Г., Изотов В.Ю.

В процессе управляющих воздействий на рабочую поверхность круга (РПК) с целью стабилизации выходных технологических показателей шлифования необходимо знать значение критической глубины заделки алмазного зерна в связку, определяющей его неустойчивое состояние в конкретных условиях обработки.

Рассмотрим расчет величины критической глубины заделки алмазного зерна в связку в процессе управляющих воздействий на РПК с целью исключения фазово-структурных превращений в поверхностном слое обработанной детали.

В этом случае критическое значение тангенциальной составляющей силы резания на шлифовальном круге определим по значению критической температуры в зоне резания

$$P_{Z \text{ кр}} = \frac{T_{\text{кр}} \lambda V_{\text{д}} S \sqrt{\pi}}{4 \alpha V_{\text{к}} \sqrt{H}} * 10^{-6}, \quad (1)$$

где  $T_{\text{кр}}$  - температура начала фазово-структурных превращений в поверхностном слое детали, °К;

$V_{\text{к}}$  - скорость круга, м/с;

$V_{\text{д}}$  - скорость детали, м/мин;

$S$  - площадь зоны контакта детали со шлифовальным кругом, мм<sup>2</sup>;

$H$  - безразмерная полуширина источника тепла;

$\lambda$  - коэффициент теплопроводности обрабатываемого материала, Вт/(м°К);

$\alpha$  - коэффициент температуропроводности, м<sup>2</sup>/с.

Время формирования критических параметров РПК и количество одновременно контактирующих зерен при этом определим пошаговым методом по формуле, описывающей влияние условий обработки на тангенциальную составляющую силу резания на круге, с использованием специально разработанной на ЭВМ программы

$$P_Z = \frac{\left[ \frac{\sqrt{1 + M^2} a_z(\tau) \cos \omega}{\sin \beta} + K_{\Sigma} M \mu l_{\Sigma}(\tau) \right] Z_p(\tau) b(\tau) C}{1 + \left[ \frac{\sqrt{1 + M^2} a_z(\tau) \cos \omega}{\sin \beta} + K_{\Sigma} M l_{\Sigma}(\tau) \right] Z_p(\tau) b(\tau) \frac{4 \alpha \alpha_0 V_{\text{к}} \sqrt{H}}{\lambda V_{\text{д}} S \sqrt{\pi}}}, \quad (2)$$

где  $C, \alpha$  - параметры уравнения регрессии, описывающего влияние температурно-скоростных факторов на допускаемые касательные напряжения в условной плоскости сдвига;

$a_z(\tau)$  - максимальная толщина запытообразного среза, мкм;

$\mu$  - коэффициент трения алмазного зерна в условиях резания;

$l_{\Sigma}(\tau)$  - величина контактной площадки на задней поверхности алмазного зерна, мкм;

$Z_p(\tau)$  - количество одновременно контактирующих зерен;

$b(\tau)$  - ширина единичного среза, мм;

$\beta$  - угол сдвига;

$\omega$  - угол действия;

$K_{\Sigma}$  - коэффициент, учитывающий закон распределения нормальных напряжений на поверхности контакта зерна с деталью;

$M$  - коэффициент, определяемый по формуле

$$M = 1 + 2 \left[ \frac{\pi}{4} - \beta \right].$$

Определение величин, входящих в формулу (2), приведено в работе /1/.

Расчет по формуле (2) прекращается при условии

$$P_{Z \text{ кр}} > P_Z \geq 0, 9 P_{Z \text{ кр}},$$

в результате которого определяются значения  $\tau_{\text{кр}}$  и  $Z_p$ .

Так как в процессе управляющих воздействий удаляется наиболее нагруженное зерно, в основу определения максимальной нагрузки, действующей на зерно, используем положение о пропорциональности силы резания толщине среза, удаляемой этим зерном. Для определения силы резания на зернах с учетом их разновысотного положения на РПК, определим суммарную толщину срезов, создающую критическую силу резания на шлифовальном круге.

$$a_{\text{сум}} = \frac{B_k L}{S_{\text{Эп}}^2} k_{\tau} \sum_{i=1}^k F(1\Delta R_1) [t_{\phi 1} - (i-1)\Delta R_1], \quad (3)$$

где 1 - номер слоя, на которые разбивается активная часть РПК,  $i = 1, 2 \dots k$ .

$\Delta R_1$  - толщина слоя, мкм;

$F(1\Delta R_1)$  - вероятность попадания вершины зерна в 1-ый слой РПК;

$B_k$  - ширина шлифовального круга, мм;

$L$  - длина дуги контакта детали со шлифовальным кругом, мм;

$S_{\text{Эп}}$  - расстояние между зернами на РПК, мм;

$k_{\tau}$  - коэффициент, отражающий влияние времени шлифования на значение функции распределения разновысотности зерен.

$$k_{\tau} = A_1 \tau^{q_1}, \quad \tau > 0.$$

Толщина слоя  $\Delta R_1$  рассчитывается из условия, согласно которому в слой должно попадать минимум одно контактирующее зерно. Тогда, с учетом распределения разновысотности по закону Вейбулла,

$$\Delta R_1 = \frac{m}{\sqrt{x_0 \ln \left[ 1 - \frac{S_{\text{Эп}}^2}{B_k L k_{\tau}} \right]}}, \quad (4)$$

где  $m, x_0$  - параметры распределения Вейбулла, описывающего разновысотность зерен на рельефе, сформированном в процессе электроэрозионной правки.

Глубина активной части РПК, обеспечивающая участие в резании зерен количеством  $Z_p$ , равна

$$t_{\phi 1} = \frac{m}{\sqrt{x_0 \ln \left[ 1 - \frac{S_{\text{Эп}}^2}{B_k L k_{\tau}} Z_p \right]}}. \quad (5)$$

Тогда, количество слоев, на которое разбивается активная часть РПК,

$$k = t_{\phi 1} / \Delta R_1. \quad (6)$$

Вероятность попадания вершин в 1-ый слой при распределении разновысотности по закону Вейбулла определяется по зависимостям

$$F(1\Delta R_1) = \begin{cases} 1 - \exp\left[-\frac{\Delta R_1^m}{x_0}\right], & \text{при } i=1; \\ \exp\left[-\frac{[(i-1)\Delta R_1]^m}{x_0}\right] - \exp\left[-\frac{(1\Delta R_1)^m}{x_0}\right], & \text{при } i>1. \end{cases} \quad (7)$$

Используя суммарную толщину срезов и критическое значение составляющей силы резания на шлифовальном круге, определим удельную силу резания, приходящуюся на 1 мкм толщины среза

$$P_{Z \text{ уд}} = P_Z \text{ кр} / a_{\text{сум}}. \quad (8)$$

Тогда, максимальная сила резания, действующая на зерно, удаляющее срез максимальной толщины,

$$P_{Z1 \text{ max}} = t_{\phi 1} * P_{Z \text{ уд}}. \quad (9)$$

Критическое значение силы  $Q$ , действующей на единичное зерно, с учетом составляющей  $P_{y1 \text{ max}}$ , представленной через составляющую  $P_{Z1 \text{ max}}$  и коэффициент шлифования  $K_{\text{ш}} = P_Z / P_y$ ,

$$Q_{\text{кр}} = P_{Z1 \text{ max}} \sqrt{1 + \frac{1}{K_{\text{ш}}^2}}. \quad (10)$$

Предельное значение усилия на шаровую модель зерна радиусом  $r$ , заглубленного в связку на величину  $h_z$ , может быть рассчитано по формуле /2/

$$Q = 2\kappa r^2 [\sin^2 \phi_0 \frac{1 + \sqrt{1 - 4\mu_1^2}}{2} + (\theta - \phi_a) \sin^2 \phi_a + (1 + 2\mu_1) \frac{(2\phi_a - \sin 2\phi_a) - (2\phi_0 - \sin 2\phi_0)}{4}], \quad (11)$$



где  $\phi_a = \arccos \left(1 - \frac{h_g}{r}\right)$ ;

$$\phi_0 = \frac{\pi}{4} - \frac{\arccos 2\mu_1}{2};$$

$$\theta = \frac{3\pi}{4} - \frac{\arccos 2\mu_1}{2} + \frac{\sqrt{1-4\mu_1^2}}{2} + 0,5;$$

$\mu_1 = 0,5$ ;

$K$  - пластическая постоянная материала связки;

$$K = 2,1 \cdot \text{HB}, \text{ Н/мм}^2.$$

Расчет значения  $Q$  по формуле (II) выполняется на ПЭВМ при пошаговом уменьшении глубины заделки зерна в связку  $h_g$  до момента, когда будет выполнено неравенство

$$Q \leq Q_{\text{кр}}. \quad (12)$$

Значение  $h_g$ , удовлетворяющее неравенству (12), является критическим значением глубины заделки, уменьшение которой приводит к потере зерном устойчивости и выпадении его из связки.

По предложенной методике были рассчитаны критические значения глубины заделки зерен зернистостью I00/80, I60/I25 в металлическую связку MI для следующих условий шлифования быстрорежущей стали P6M5Ф3 кругами IAI 250\*16\*5\*76 AC6 I00/80-4-MI и AC6 I60/I25-4-MI:  $V_k = 35$  м/с,  $V_d = 6,7$  м/мин,  $\alpha = 4,1 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с,  $\lambda = 19,5$  Вт/(м<sup>0</sup>К),  $K = 369,2$  Н/мм<sup>2</sup>.

Данные расчета критической глубины заделки зерна в связку из условия отсутствия фазово-структурных превращений в поверхностном слое детали приведены в табл. I.

Таблица I

Значения критической глубины заделки зерен в связку MI

Шлифовальный круг	Коэффициент шлифования $K_{\text{ш}}$	Глубина шлифования $t_{\text{ф}}$ , мм	Критическая глубина заделки	
			$h_g$ , мкм	$h_g/d$
AC6 I00/80-4-MI	0,23	0,010	27	1/5
AC6 I60/I25-4-MI	0,24	0,015	30	1/7

Использование предлагаемой методики расчета критической глубины заделки зерен в связку позволяет уточнить объем удаляемой связки в процессе управляющих воздействий с учетом конкретных условий обработки и используемых технических ограничений.

#### ЛИТЕРАТУРА.

1. Матиха П.Г., Изотов В.Ю. Определение времени формирования критических параметров рабочей поверхности круга при шлифовании труднообрабатываемых материалов алмазными кругами / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Сб. научн. статей. - Донецк: ДонГТУ, 1995. Вып. 2. С.21-27.

2. Матиха П.Г., Мартынов В.И. Расчет прочности закрепления алмазного зерна в металлической связке // Резание и инструмент. 1992. Вып. 45. С.14-21.



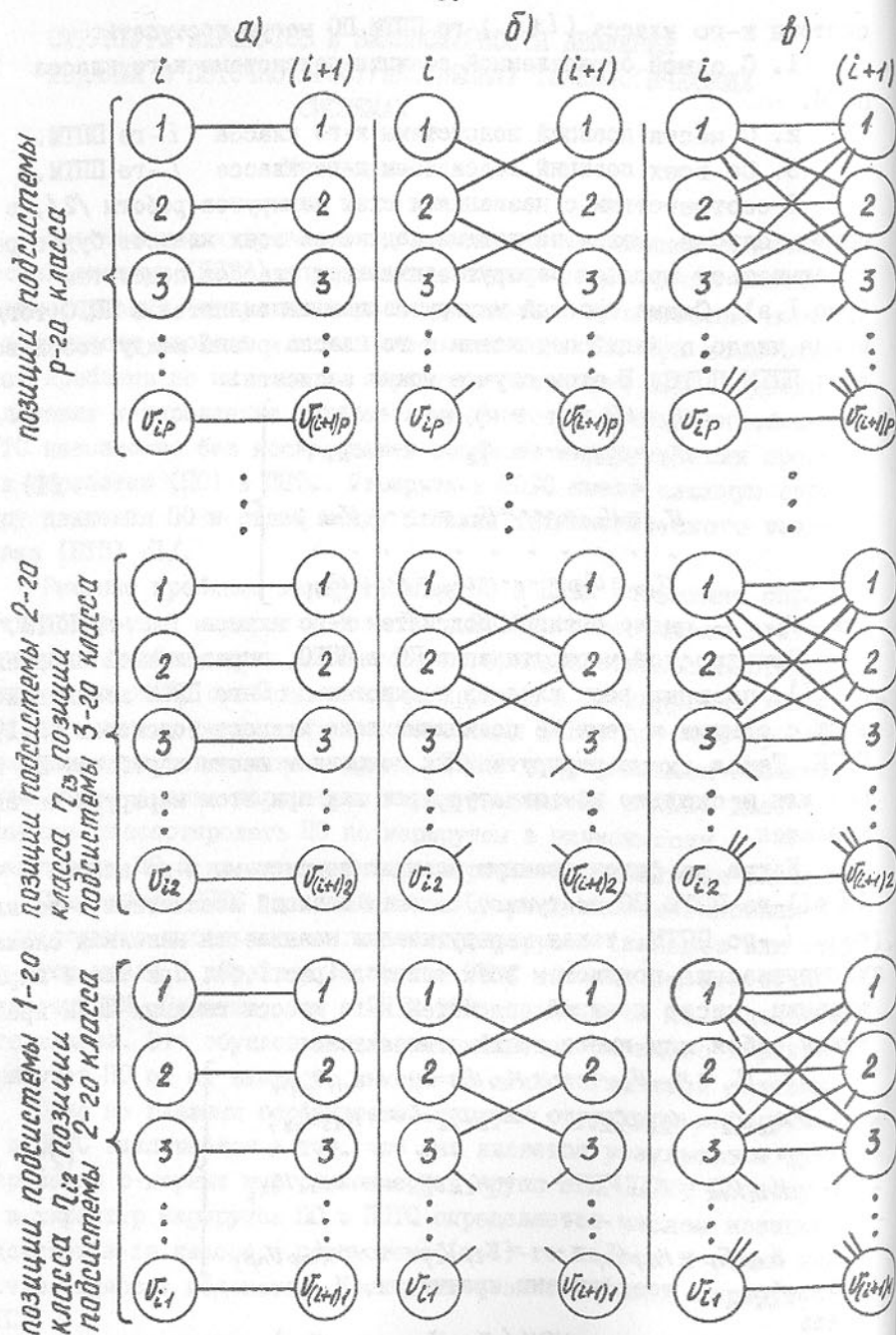


Рис.1. Схемы основных трех вариантов маршрутизации ПО в ППТС в подсистемах всех классов:  
а - простая; б - неполная; в - сложная

где НОК ( $U_{1k}, U_{2k}, \dots, U_{rk}$ ) - наименьшее общее кратное чисел по эций подсистем  $k$ -го класса для  $n$  ППТМ.

При неполной сложной маршрутизации выполняется следующее условие

$$\text{НОК}(U_{1k}, U_{2k}, \dots, U_{rk}) < (U_{1k} \cdot U_{2k} \cdot \dots \cdot U_{rk}).$$

Применение неполной сложной маршрутизации ПО в ППТС может быть рекомендовано, например, для обработки ПО нескольких номенклатур, когда основные операции технологического воздействия чередуются с вспомогательными.

В случае, когда на фиксированную позицию подсистемы  $k$ -го класса ( $i+1$ -го ППТМ) ПО поступают со всех позиций подсистемы  $k$ -го класса  $i$ -го ППТМ, такая маршрутизация называется полная сложная маршрутизация подсистем всех классов (рис.1, в). При этой маршрутизации коэффициенты кратности выражения (2) определяются по следующей формуле

$$K_{ik} = \frac{U_{1k} \cdot U_{2k} \cdot \dots \cdot U_{rk}}{U_{ik}}$$

Эта маршрутизация ПО в ППТС может быть рекомендована для технологических процессов, в которых значения времен технологического воздействия по подпроцессам значительно отличаются друг от друга. При этом за счет обеспечения различного числа позиций в подсистемах всех классов смежных ППТМ можно достигнуть оптимального использования БТВ ППТМ всей ППТС.

Приведенные три схемы маршрутизации (рис.1) являются основными вариантами маршрутизации ПО в ППТС. Кроме того, еще возможны схемы смешанных вариантов маршрутизации ПО в ППТС.

На рис.2, а приведена маршрутизация ПО между смежными ППТМ, структура которой следующая: в подсистемах  $r$ -го класса - простая маршрутизация, ..., в подсистемах 3-го класса - неполная сложная маршрутизация, в подсистемах 2-го класса - сложная маршрутизация. Структура маршрутизации (рис.2, б) следующая: в подсистемах  $r$ -го класса - неполная сложная маршрутизация, ..., в подсистемах 3-го класса - простая маршрутизация, в подсистемах 2-го класса - сложная маршрутизация. При этом структура маршрутизации (рис.2, в) имеет следующие варианты: в подсистеме  $r$ -го класса - сложная маршрутизация, ..., в подсистемах 3-го класса - неполная сложная маршрутизация, в подсистемах 2-го класса - простая маршрутизация.



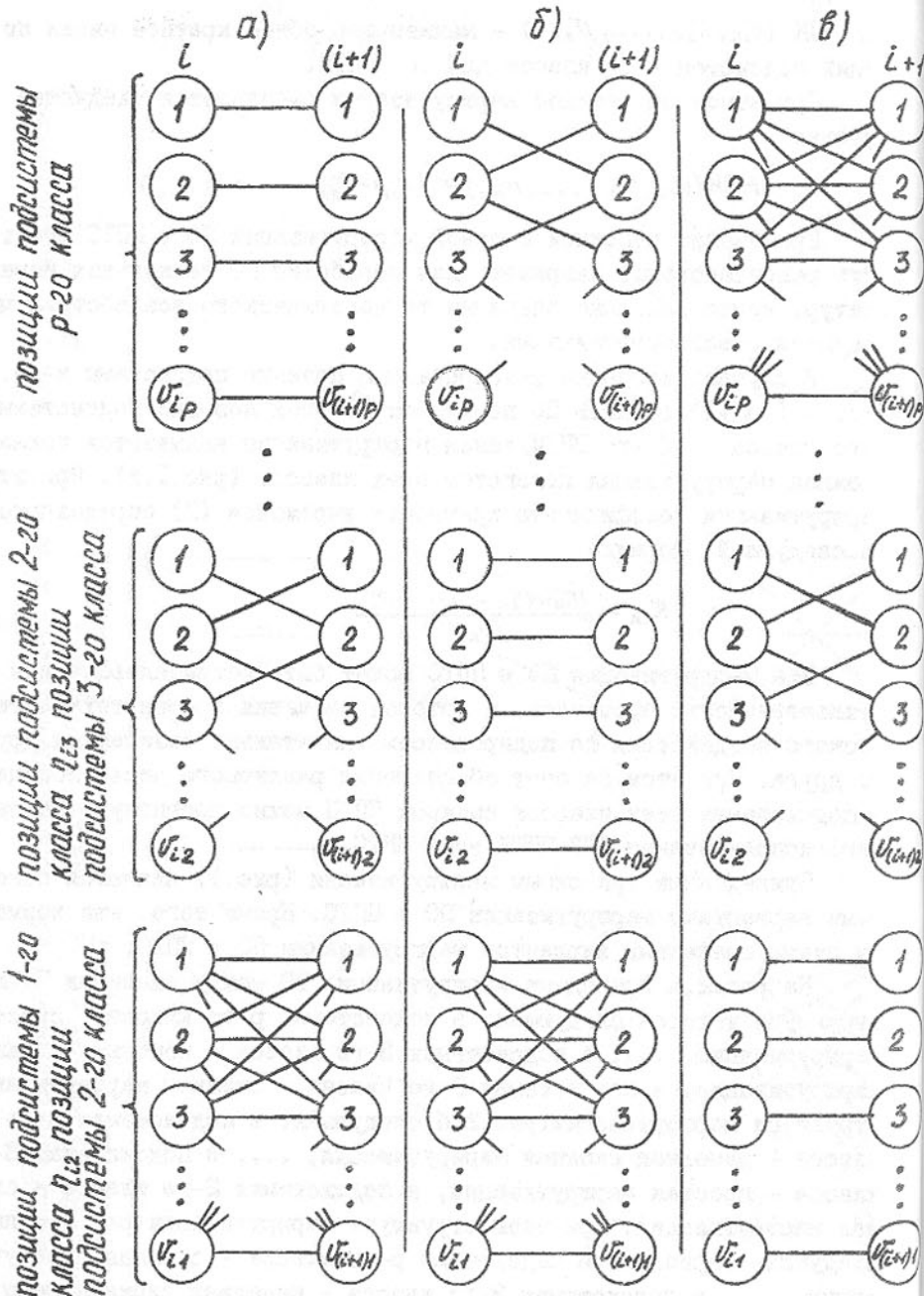


Рис.2. Схемы смешанных вариантов маршрутизации ПО в ППТС:  
 а - простой в подсистеме р-го класса, б - неполной в подсистеме р-го класса, в - сложной в подсистеме р-го класса

В общем случае, между смежными ППТМ ППТС можно обеспечить различную структуру маршрутизации ПО. При этом общее число возможных вариантов маршрутизации по классам подсистем смежных ППТМ определяется по формуле:

$$S_{\pm} = 3^P,$$

где  $S_{\pm}$  - число возможных вариантов маршрутизации по классам подсистем смежных ППТМ.

На рис.3 и рис.4 в качестве примера приведены развернутые схемы маршрутов смежных ППТМ с подсистемами 2-го класса. Здесь приведены схемы маршрутов для всех позиций подсистем 2-го класса. При этом на рис.3 представлена схема маршрутов с равным числом позиций в подсистемах I-го класса каждого ППТМ, а на рис.4 - с различным числом позиций в подсистемах I-го класса каждого ППТМ.

Рассмотрим ППТС, состоящую из множества ППТМ  $\{P\} = \{P_1, P_2, \dots, P_n\}$ , выполняющую комплекс подпроцессов заданного технологического процесса. ППТМ имеют, соответственно, множество позиций БТВ  $\{U\} = \{U_1, U_2, \dots, U_n\}$ . При этом каждый ППТМ состоит из  $r$ -мерного множества подсистем  $\{P_i\} = \{P_{i1}, P_{i2}, \dots, P_{ip}\}$ , количество позиций которого можно представить следующим множеством  $\{U_i\} = \{U_{i1}, U_{i2}, \dots, U_{ip}\}$ . Общее количество БТВ  $i$ -го ППТМ может быть определено по следующей формуле:

$$U_i = \prod_{k=1}^P U_{ik}, \quad (3)$$

где  $U_{ik}$  - порядок подсистем  $(k-1)$ -го класса в подсистеме  $k$ -го класса  $i$ -го ППТМ;

$P$  - количество классов подсистем.

Решение проблемы маршрутизации ПО в ППТС представим с помощью математических моделей теории групп /3/.

Зададим начальные условия, а именно то, что первый маршрут ПО в ППТС представляет собой совокупность первых позиций всех классов подсистем в каждом ППТМ.

Маршрутом ПО в ППТС является определенная совокупность позиций подсистем всех классов ППТМ, участвующих в процессе технологического воздействия и транспортирования ПО от позиции загрузки заготовки до выгрузки готового изделия.

Задача маршрутизации заключается в определении всех возможных маршрутов ПО по позициям подсистем всех классов ППТМ и установлении количества различных вариантов этих маршрутов в ППТС.

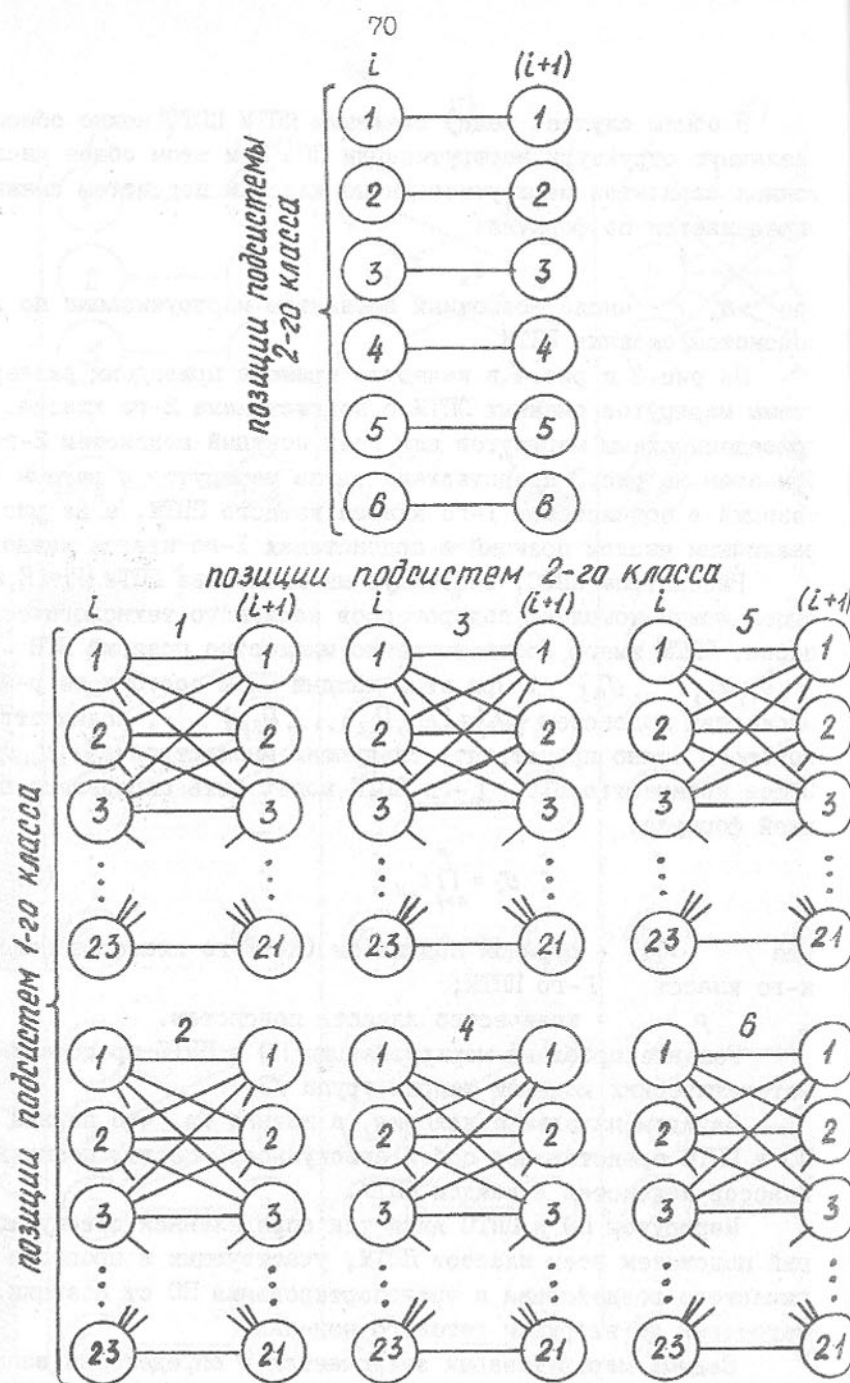


Рис.3. Развернутая схема маршрутов смежных ППТМ с подсистемами 2-го класса с равным числом позиций в подсистемах 1-го класса каждого ППТМ

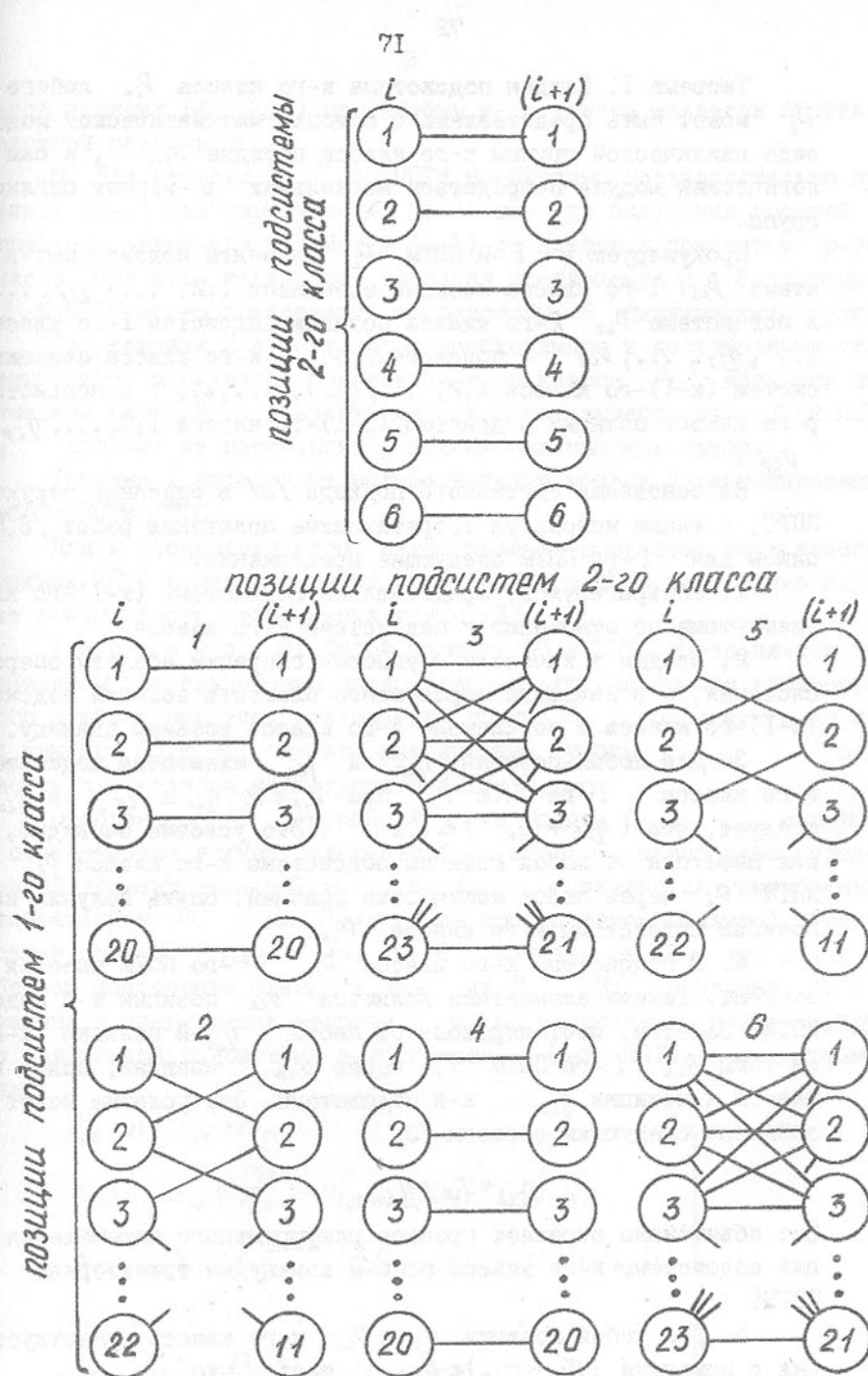


Рис.4. Развернутая схема маршрутов смежных ППТМ с подсистемами 2-го класса с различным числом позиций в подсистемах 1-го класса каждого ППТМ





где  $\nu_{i0}$  - номер ПО поступающего в ППТМ в зависимости от начальных условий;

$n_{ik}$  - целое число, представляющее повторяемость циклов позиций подсистем (к-1)-го класса в подсистеме к-го класса  $i$ -го ППТМ;

$\Gamma_{ik}$  - номер позиции подсистемы к-го класса  $i$ -го ППТМ, составляющий заданный маршрут;

$K_{oi(k-1)}$  - коэффициент, учитывающий кинематический цикл подсистем, а именно число шагов перемещения элементов в подсистеме (к-1)-го класса за один полный цикл перемещения всех элементов в подсистеме к-го класса  $i$ -го ППТМ;

$\eta_{ik}$  - номер позиции элемента в подсистеме к-го класса  $i$ -го ППТМ.

Учитывая зависимости (4), для номеров позиций подсистем к-го класса  $i$ -го ППТМ можно записать следующие векторные выражения:

$$\left. \begin{aligned} \vec{R}_{\nu_{i1}} &= \left\{ \begin{array}{c} \Gamma_{i1} \\ \Gamma_{i(p-1)} \\ \vdots \\ \Gamma_{i1} \end{array} \right\}; & \vec{R}_{\nu_{i2}} &= \left\{ \begin{array}{c} \Gamma_{i2} \\ \Gamma_{i(p-1)} \\ \vdots \\ \Gamma_{i2} \end{array} \right\} \\ & & \dots & \\ & & \vec{R}_{\nu_{ip}} &= \{ \Gamma_{ip} \}, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $\vec{R}_{\nu_{ik}}$  - вектор номеров элементов всех подсистем до к-го класса для позиций подсистемы к-го класса  $i$ -го ППТМ.

Принимая во внимание элементарные свойства множеств подсистем каждого ППТМ, представляя ППТС топологическим пространством, выражения для определения маршрутов ПО к-го класса будут следующие:

$$\left. \begin{aligned} \vec{R}_{\nu_1} &= \bigcup_{i=1}^n \vec{R}_{\nu_{i1}}; \\ \vec{R}_{\nu_2} &= \bigcup_{i=1}^n \vec{R}_{\nu_{i2}}; \\ &\dots \\ \vec{R}_{\nu_p} &= \bigcup_{i=1}^n \vec{R}_{\nu_{ip}}; \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где  $\vec{R}_{\nu_k}$  - вектор маршрута ПО в ППТС по позициям подсистем

к-го класса.

**Теорема 3.** Число различных маршрутов ПО в ППТС, с одинаковым количеством позиций элементов (к-1)-го класса в каждой позиции подсистемы к-го класса во всех ППТМ, определяется в соответствии с выражением:

$$N_k = \prod_{k=1}^p \text{НОК}_k(\nu_{1k}, \nu_{2k}, \dots, \nu_{nk}), \quad (7)$$

где  $N_k$  - число различных маршрутов в ППТС, проходящих по позициям элементов (БТВ) подсистем 1-го класса ППТМ;

$\text{НОК}_k(\nu_{1k}, \nu_{2k}, \dots, \nu_{nk})$  - наименьшее общее кратное порядков  $\nu_{1k}, \nu_{2k}, \dots, \nu_{nk}$  подсистем к-го класса всех ППТМ ППТС.

Число различных маршрутов ПО в ППТС, с различным количеством элементов (к-1)-го класса в каждой позиции подсистемы к-го класса во всех ППТМ, определяется по выражению:

$$\left. \begin{aligned} N_1 &= \sum_{R_{\nu_1}=1}^{N_1} \text{НОК}_1 [V_1 : \vec{R}_{\nu_1}]; \\ N_2 &= \sum_{R_{\nu_2}=1}^{N_2} \text{НОК}_2 [V_2 : \vec{R}_{\nu_2}]; \\ &\dots \\ N_{(p-1)} &= \sum_{R_{\nu_{(p-1)}}=1}^{N_{(p-1)}} \text{НОК}_{(p-1)} [V_{(p-1)} : \vec{R}_{\nu_{(p-1)}}]; \\ N_p &= \text{НОК}_p [V_p : \vec{R}_{\nu_p}], \end{aligned} \right\}$$

где  $N_k$  - число различных маршрутов к-го класса в ППТС, проходящих по позициям подсистем к-го класса;

$[V_k : \vec{R}_{\nu_k}]$  - множество порядков подсистем к-го класса каждого ППТМ в ППТС в зависимости от номера вектора маршрута ( $[V_k : \vec{R}_{\nu_k}] = \nu_{1k}, \nu_{2k}, \dots, \nu_{nk}$ )

При исследовании вопросов маршрутизации также возникает проблема определения общего количества позиций (БТВ) элементов подсистемы 1-го класса  $i$ -го ППТМ, с которых ПО поступают на заданную одну позицию элемента подсистемы 1-го класса ( $i+1$ )-го ППТМ. Эту задачу можно решить при изучении ядра гомоморфизма /3/.

Ядром гомоморфизма  $\varphi$  группы  $P_i$  на группу  $P_{(i+1)}$  называется совокупность тех элементов группы  $P_i$ , которые отобра-

жуются при  $\varphi$  в единицу группы  $P_{(i+1)}$ . Ядро всякого гомоморфизма  $\varphi$  группы  $P_i$  является нормальным делителем группы  $P_i$  /3/.

**Т е о р е м а 4.** Число позиций элементов (БТВ) подсистемы I-го класса любого ППТМ  $P_i$  ППТС, с которыми взаимодействует фиксированная позиция элементов (БТВ) подсистемы I-го класса последующего ППТМ  $P_{(i+1)}$ , с одинаковыми количествами позиций элементов подсистем (к-I)-го класса в каждой позиции подсистемы к-го класса каждого ППТМ, определяется порядком нормального делителя группы  $P_i$ .

Порядок нормального делителя элементов (БТВ) подсистемы I-го класса группы  $P_i$  при  $\varphi$  на группу  $P_{(i+1)}$  находим по выражению /5/:

$$v_{i_{k1}} = \frac{v_i}{d}, \quad (8)$$

где  $v_{i_{k1}}$  - порядок нормального делителя элементов подсистемы I-го класса группы  $P_i$ ;

$d$  - наибольший общий делитель общих порядков элементов групп  $P_i$  и  $P_{(i+1)}$ .

Здесь наибольший общий делитель групп определяется зависимостью

$$d = \frac{v_i \cdot v_{(i+1)}}{\text{НОК}(v_i, v_{(i+1)})}. \quad (9)$$

Тогда, учитывая зависимости (3) и (9), выражение (8) будет иметь следующий вид

$$v_{i_{k1}} = \frac{\text{НОК}_k \left( \prod_{k=1}^p v_{ik}, \prod_{k=1}^p v_{(i+1)k} \right)}{\prod_{k=1}^p v_{(i+1)k}}. \quad (10)$$

Для ППТМ, с различными количествами позиций элементов подсистемы (к-I)-го класса в каждой позиции подсистемы к-го класса, число позиций элементов (БТВ) подсистемы I-го класса любого ППТМ  $P_i$  ППТС с которыми взаимодействует фиксированная позиция элементов (БТВ) подсистемы I-го класса последующего ППТМ  $P_{(i+1)}$  определяется суммой порядков нормальных делителей элементов позиций подсистемы I-го класса  $P_{i1}$  группы  $P_i$ :

$$v_{i_{k1}} = \sum_{\bar{R}_{v_i}=1}^{v_{i_{k2}}} \frac{\text{НОК}_k [(v_{i1}, v_{(i+1)1}) : \bar{R}_{v_i}]}{[v_{(i+1)1} : \bar{R}_{v_i}]} ;$$

$$v_{i_{k2}} = \sum_{\bar{R}_{v_2}=1}^{v_{i_{k2}}} \frac{\text{НОК}_k [(v_{i2}, v_{(i+1)2}) : \bar{R}_{v_2}]}{[v_{(i+1)2} : \bar{R}_{v_2}]} ;$$

$$\dots$$

$$v_{i_{k(p-1)}} = \sum_{\bar{R}_{v_{(p-1)}}=1}^{v_{i_{k(p-1)}}} \frac{\text{НОК}_{(p-1)} [(v_{i(p-1)}, v_{(i+1)(p-1)}) : \bar{R}_{v_{(p-1)}}]}{[v_{(i+1)(p-1)} : \bar{R}_{v_{(p-1)}}]} ;$$

$$v_{i_{kp}} = \frac{\text{НОК}_p [(v_{ip}, v_{(i+1)p}) : \bar{R}_{v_p}]}{[v_{(i+1)p} : \bar{R}_{v_p}]} ;$$

где  $v_{i_{k1}}$  - порядок нормального делителя групп  $P_i$  и  $P_{(i+1)}$  элементов подсистемы к-го класса;

$[(v_{ik}, v_{(i+1)k}) : \bar{R}_{v_k}]$  - порядки  $v_{ik}$  и  $v_{(i+1)k}$  подгруппы  $P_{ik}$  и  $P_{(i+1)k}$  подсистем к-го класса ППТМ  $P_i$  и  $P_{(i+1)k}$  в зависимости от маршрута  $\bar{R}_{v_k}$ ;

$[v_{(i+1)k} : \bar{R}_{v_k}]$  - порядок  $v_{(i+1)k}$  подгруппы  $P_{(i+1)k}$  подсистемы к-го класса ППТМ  $P_{(i+1)}$  в зависимости от маршрута  $\bar{R}_{v_k}$ .

Таким образом, с помощью полученных формул можно провести исследования параметров маршрутизации ПО в ППТС.

**П р и м е р .** ППТС состоит из четырех ППТМ ( $n = 4$ ) с подсистемами третьего класса ( $p = 4$ ) и с одинаковым количеством элементов (к-I)-го класса в каждой позиции подсистемы к-го класса во всех ППТМ. При этом ППТМ последовательно чередуются с транспортными ППТМ. Число позиций подсистем каждого ППТМ в ППТС представим множествами:

$$\{v_1\} = \{26, 8, 4\}, \quad \{v_2\} = \{26, 4, 2\}, \quad \{v_3\} = \{22, 4, 2\}, \quad \{v_4\} = \{22, 4, 4\}.$$

ППТС имеет один вход ПО, следовательно  $K_{01k} = K_{02k} = K_{03k} = 1$ . Пусть требуется определить номера позиций элементов всех подсистем четырех ППТМ при прохождении ПО в ППТС по 327 маршруту, а также необходимо найти общее число различных маршрутов движения ПО в ППТС. Кроме того, пусть требуется определить все те позиции БТВ первого ППТМ  $P_1$ , с которых ПО поступают на десятую пози-

цию БТВ подсистемы I-го класса первой позиции подсистемы 2-го класса первой позиции подсистемы 3-го класса второго ППТМ  $P_2$ .

I. Номера позиций элементов всех подсистем для каждого ППТМ в ППТС, участвующих в заданном маршруте, определяем в соответствии с выражениями (4), (5) и (6). Подставляя численные значения параметров, произведя соответствующие вычисления для  $V_{i0} = 327$ , будем иметь

$$\bar{R}_{327} = \bar{R}_{V_{11}} \cup \bar{R}_{V_{21}} \cup \bar{R}_{V_{31}} \cup \bar{R}_{V_{41}} = \begin{Bmatrix} 3 \\ 2 \\ 11 \end{Bmatrix} \cup \begin{Bmatrix} 1 \\ 3 \\ 15 \end{Bmatrix} \cup \begin{Bmatrix} 1 \\ 3 \\ 19 \end{Bmatrix} \cup \begin{Bmatrix} 3 \\ 2 \\ 21 \end{Bmatrix}.$$

Здесь знак  $\cup$  обозначает объединение позиций элементов подсистем 327 маршрута. При этом 327 маршрут проходит по позициям элементов (БТВ) подсистем I-го класса со следующими номерами П-15-19-21, расположенных на позициях элементов подсистем 2-го класса с номерами 2-3-3-2, находящихся на позициях элементов подсистем 3-го класса с номерами 3-1-1-3.

2. Общее число различных маршрутов ПО в ППТС определяем по формуле (7). Подставляя численные значения параметров ППТС, будем иметь

$$N_i = \text{НОК}_1(26, 26, 22, 22) \cdot \text{НОК}_2(8, 4, 4, 4) \cdot \text{НОК}_3(4, 2, 2, 4) = 9152.$$

3. Число позиций элементов (БТВ) подсистемы I-го класса первого ППТМ  $P_1$ , с которыми взаимодействует вторая позиция подсистемы I-го класса, расположенной на первой позиции подсистемы 2-го класса, находящейся на первой позиции подсистемы 3-го класса второго ППТМ  $P_2$ , определяем по формуле (10). Вторая позиция подсистемы I-го класса первой позиции подсистемы 2-го класса первой позиции подсистемы 3-го класса второго ППТМ участвует с первым ППТМ в четырех различных маршрутах, а именно в 10, 218, 426, 634 маршрутах со следующими позициями:

$$R_{10} = \begin{Bmatrix} 2 \\ 3 \\ 1 \end{Bmatrix}, \quad R_{218} = \begin{Bmatrix} 2 \\ 7 \\ 7 \end{Bmatrix}, \quad R_{426} = \begin{Bmatrix} 2 \\ 3 \\ 14 \end{Bmatrix}, \quad R_{634} = \begin{Bmatrix} 2 \\ 7 \\ 20 \end{Bmatrix}$$

В заключение отметим, что разработанная теория маршрутизации ПО в ППТС позволяет определять каждый конкретный маршрут для любого ПО, а также найти общее число различных вариантов

маршрутов движения ПО в ППТС. А это, в свою очередь, дает возможность решать задачи, связанные с надежностью и точностью функционирования ППТС.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов А.Н. Основы теории поточно-пространственных технологических систем // Вестник машиностроения, 1991, № 4. С.58-60.
2. Клусов И.А., Сафарянц А.Р. Конструктивные и эксплуатационные показатели роторных автоматических линий штамповочного производства // Кузнечно-штамповочное пр-во, 1965, № 4. С.29-34.
3. Куроп А.Г. Курс высшей алгебры. - М.: Наука, 1971. - 431 с.
4. Михайлов А.Н., Тернюк Н.Э. К расчету параметров маршрутизации изделий в поточно-пространственных технологических системах // Известия вузов. Машиностроение, 1990, № 11. С.60-63
5. Фролович Е.Н., Тиняков Г.А. Маршрутизация объектов обработки в автоматических роторных и роторно-конвейерных линиях // Теория машин автоматического действия. - М.: Наука, 1970. С. 93-97.



МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МНОГОВАРИАНТНОГО ПРОЦЕССА ПОДЕТАЛЬНОЙ  
И УЗЛОВОЙ СБОРКИ

Михайлов А.Н., Ищенко А.Л.

Сборка изделий является важным этапом изготовления машин, однако в машиностроении автоматизация сборочных процессов находится на низком уровне. Это объясняется рядом причин, одна из которых, наиболее существенная, это недостаточно развитая теория автоматизации процессов сборки.

Автоматические сборочные системы это сложные технологические системы, состоящие из множества подсистем и элементов разного иерархического уровня. Для создания наиболее рационального варианта сборки изделий и получения оптимальной структуры автоматической сборочной системы необходимо математическое описание процесса функционирования сборочной системы. Поэтому в работе сделана попытка разработки математической модели поддетальной и узловой сборки.

В общем случае, автоматическая сборочная система представляет собой множество собственных непересекающихся подмножеств, в свою очередь каждое из подмножеств может являться совокупностью множеств:

$$\left\{ \begin{array}{l} B_1 \subset A, \quad B_1 \neq A \\ B_2 \subset A, \quad B_2 \neq A \\ B_3 \subset A, \quad B_3 \neq A \end{array} \right. \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} B_1 \subset \subset A, \\ B_2 \subset \subset A, \\ B_3 \subset \subset A, \end{array} \right.$$

где  $A$  - множество собственных непересекающихся подмножеств, т.е. автоматическая сборочная система;

$B_1$  - собственное подмножество технологических модулей;

$B_2$  - собственное подмножество транспортных модулей, элементы которого должны удовлетворять условию  $\varphi_2(b)$ :

$$\left\{ b \in B_2 : \varphi_2(b) \right\} \Leftrightarrow \left\{ b : \varphi_2(b) \right\};$$

$B_3$  - собственное подмножество контрольных модулей, элементы которого должны удовлетворять условию  $\varphi_3(b)$ :

$$\left\{ b \in B_3 : \varphi_3(b) \right\} \Leftrightarrow \left\{ b : \varphi_3(b) \right\}.$$

Так же в множество  $A$  входит определенное количество элементов (блоки пространственной ориентации деталей) множества  $C$ .

$B_1$  может состоять из двух подмножеств  $B_1$  и  $B_1'$ , включающих в себя неравное количество элементов (в общем случае), блоков технологического воздействия (БТВ) и вспомогательных блоков

технологического воздействия (БТВ). Элементы подмножества  $B_1$  (БТВ), равно как и элементы подмножества  $B_1'$  (БТВ), должны удовлетворять условиям  $/I/ \varphi_1(b)$  и  $\varphi_1'(b)$

$$\left\{ b \in B_1 : \varphi_1'(b) \right\} \Leftrightarrow \left\{ b : \varphi_1'(b) \right\}$$

и

$$\left\{ b \in B_1' : \varphi_1''(b) \right\} \Leftrightarrow \left\{ b : \varphi_1''(b) \right\}.$$

Подмножество  $B_1'$  в частном случае может являться пустым  $B_1' = O$ , т.е. в автоматической сборочной системе могут отсутствовать БТВ.

Математически  $/I/$  автоматическую сборочную систему можно представить в виде совокупности собственных непересекающихся подмножеств

$$A = \left\{ B_1, B_2, B_3, C \right\}.$$

Причем, множество элементов  $C \in A$  не всегда может присутствовать в описании автоматической сборочной системы, т.е. допускается такой вариант, когда детали, подаваемые в автоматическую сборочную систему, уже заранее ориентированы в пространстве и при передаче изделий между технологическими модулями посредством транспортных модулей дополнительная ориентация в пространстве не требуется.

В идеальном случае автоматическая сборочная система должна строиться в соответствии с оптимизированным технологическим процессом сборки. В этом случае, собственное подмножество  $B_2$  вырождается в пустое подмножество:  $B_2 = O$ , тогда равернутая форма идеальной автоматической сборочной системы примет вид

$$A = \left\{ B_1, \left\{ B_1', B_1'' \right\}, B_3, \right\}, \quad (I)$$

причем, условия  $\varphi_1(b)$ ,  $\varphi_1'(b)$  и  $\varphi_3(b)$  сохраняются.

Если собранное или собираемое изделие представить одноточечным неупорядоченным множеством

$$W = \left\{ w_1, w_2, \dots, w_l \right\}, \quad (2)$$

тогда воздействие множества  $A$  на множество  $W$  с учетом подмножеств, входящих в множество  $A$ , можно представить в виде образов и прообразов  $/2/$ .

Так как  $\varphi_1$  и  $\varphi_1''$  - функции из подмножеств  $B_1$  и  $B_1'$  подмножества  $B_1$  и  $b \in B_1, b \in B_1'$ , то единственному значению  $w_k$  будет удовлетворять условие:  $(b, w) \in \varphi_1 \cup (b, w) \in \varphi_1'$ . Исходя из этого, воздействие автоматической сборочной системы, представленной множеством  $A$  на собираемые элементы изделия, описанного множеством  $W$ , можно представить следующими зависимостями:



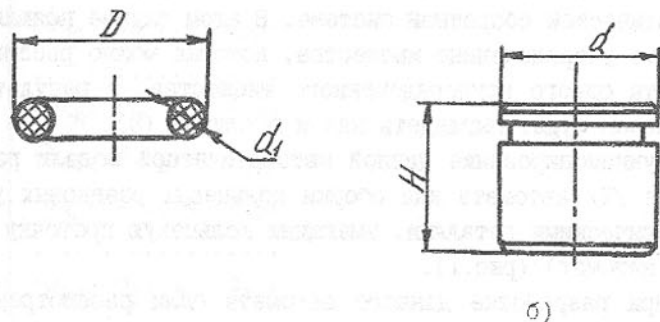


Рис.1 Изделия, подвергающиеся сборке на сборочном автомате:  
 а - кольцевые резиновые уплотнения;  
 б - цилиндрические детали с кольцевой проточкой.

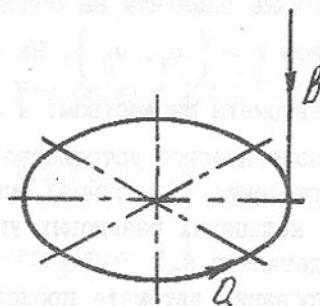


Рис.2 Кинематическая схема сборочного автомата

представляет собой логическое сложение двух элементарных техно-  
 логических функций автомата

$$\varphi = \omega \vee V \Leftrightarrow \varphi = 0,9 \frac{t-d}{tu} \sqrt{\frac{g}{2(H-h)}} \vee g\tau,$$

где  $\omega$  - закон движения транспортно-технологического устройства;  
 $V$  - закон движения подаваемых в зону сборки кольцевых рези-  
 новых уплотнений;  
 $t$  - шаг транспортно-технологического устройства по начальной  
 окружности;  
 $d$  - диаметр цилиндрического изделия;  
 $u$  - количество позиций транспортного устройства;  
 $h$  - глубина пазов транспортно-технологического устройства;  
 $H$  - общая высота изделия;  
 $g$  - ускорение свободного падения;  
 $\tau$  - время падения кольцевого резинового уплотнения в зону  
 сборки;

$W$  - новое упорядоченное множество, т.е. собранное изделие.

С помощью приведенной математической модели (3) можно опи-  
 сать любую сборочную систему, состоящую из различных иерархиче-  
 ских уровней. Так же данная математическая модель позволяет опре-  
 делить наиболее рациональную структуру построения автоматических  
 сборочных систем любого класса. Это необходимо на начальных эта-  
 пах разработки и проектирования автоматических сборочных систем.

#### ЛИТЕРАТУРА

1.Энгелькинг Р. Общая топология: Пер. с англ. - М.: Мир, 1986. - 752 с.

2.А.с. 1816258 СССР, МКИ В23Р 19/02. Способ установки упру-  
 того кольцевого уплотнения в проточку изделия и устройство для  
 его осуществления / А.Н. Михайлов, Н.Э. Тернюк, Т.Е. Михайлова;  
 Спубл. 15.05.93, Бюл. №18.

3.Михайлов А.Н., Ищенко А.Л., Малышко И.И. Исследование вза-  
 имосвязи сборочных соединений и кинематики технологических движе-  
 ний. // Прогрессивная техника и технологии машиностроения. Тезисы  
 докладов международной научно-технической конференции. 12-15 сен-  
 тября 1995 г. - Донецк: ДонГТУ, 1995. С. 171.



## ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ, ОСНАЩЕННЫХ КОМБИНИРОВАННЫМ ИНСТРУМЕНТОМ

Михайлов А.Н., Малышко И.И.

Одним из путей повышения надежности технологических систем непрерывного действия (ТСНД) является сокращение функциональных звеньев кинематической цепи. Анализ показал, что это выполняется с минимальными капитальными затратами за счет применения комбинированного инструмента (КИ).

Исследования показали, что отказы ТСНД, связанные с инструментом, составляют до 20% [1] от общего времени внеплановых простоев системы. Оснащение их КИ, имеющих большую концентрацию режущих кромок, увеличивает отказы, связанные с инструментом. Установлено, что одной из основных причин отказов КИ (например, спиральных сверл) является выкрашивание режущих кромок или поломки инструмента. Это связано с увеличением сил резания при попадании стружки, движущейся из-под предыдущей ступени КИ, в момент врезания последующей ступени.

Для устранения данного вида отказов разработана соответствующая кинематика вращательного и поступательного движения рабочих шпинделей. Основой данного принципа является устранение попадания стружки, движущейся из-под предыдущей ступени под каждую последующую, за счет временного прерывания поступательного движения инструмента, а следовательно, и стружки.

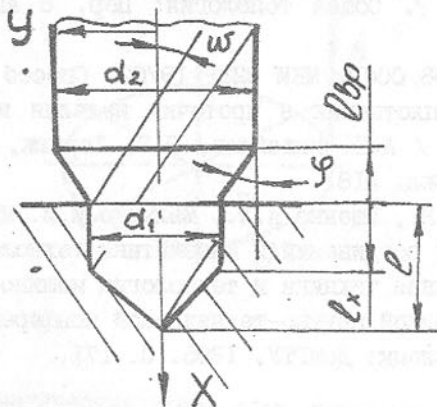


Рис.1 Схема обработки КИ

Для определения времени прекращения (отключения) поступательного движения инструмента необходимо знать время врезания каждой последующей ступени, которое определяется следующей зависимостью (рис.1)

$$t_{bp} = \frac{l_{bp}}{V_m}, \quad (1)$$

где  $l_{bp}$  - путь врезания,  
 $V_m$  - минутная подача;

$$l_{bp} = l_i + \Delta,$$

$\Delta$  - длина перебега,  $\Delta = 2-3$  мм;

$$l_i = \frac{t}{\operatorname{tg}\varphi} = \frac{d_2 - d_1}{2\operatorname{tg}\varphi},$$

где  $t$  - глубина резания,

$$t = \frac{d_2 - d_1}{2},$$

$$V_m = n_o s_o; \quad n_o = \frac{1000V}{\pi D}.$$

После подстановки значения скорости и подачи уравнение (1) принимает вид

$$t_{bp} = \frac{l_{bp}\pi D}{1000V s_o}.$$

Основным условием, обеспечивающим устранения перерезания стружки, выходящей из-под предыдущей ступени, режущими кромками последующих ступеней, является

$$t_{bp} \leq t_{np}, \quad (2)$$

где  $t_{np}$  - время, в течение которого необходимо исключить движение стружки.

Причем, момент прерывания движения стружки должен наступить раньше, чем момент врезания каждой последующей ступени в обрабатываемый материал. Движение стружки можно приостановить за

счет поступательного движения инструмента. Наличие вращательного движения инструмента способствует движению стружки вверх по винтовым канавкам. Приостановка поступательного движения инструмента в течение  $t_{np}$  приведет к отсутствию стружки в стружечных канавках. Время приостановки поступательного движения стружки, а следовательно, приостановки поступательного движения и самого инструмента определяется зависимостью

$$t_{np} = \frac{l_x}{V_z},$$

где  $V_z$  - скорость движения стружки вдоль оси инструмента;

$l_x$  - путь, пройденный стружкой в течение  $t_{np}$  со скоростью  $V_z$ .

Согласно исследованиям Г.И. Грановского [2], скорость движения сливной стружки по передней поверхности инструмента определяется по формуле

$$V_n = \frac{V}{\varepsilon}, \quad (4)$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент усадки стружки;  
 $V$  - скорость резания.

Учитывая, что при обработке хрупких материалов образуется элементная стружка, скорость ее движения будет определяться коэффициентом заполнения стружечной канавки  $k$ , который, согласно исследованию м. П.Р. Родина [3], при сверлении хрупких материалов составляет 2...5.

С учетом угла наклона стружечной канавки, скорость движения стружки вдоль оси инструмента определяется по формуле

$$V_z = \frac{V \sin \omega}{k\varepsilon}, \quad (5)$$

где  $\omega$  - угол наклона стружечной канавки инструмента.

Подставив значение  $l_{bp}$ ,  $l_x$ ,  $V_n$  и  $V_z$  в неравенство (2), получаем значение длины пути, определяющей время, в течение которого

должно быть прервано движение стружки вдоль оси  $X$ .

$$\frac{l_{bp}\pi D}{1000V_s} \leq \frac{l_x k \varepsilon}{V \sin \omega}.$$

$$l_x \geq \frac{l_{bp} \sin \omega \pi D}{s_0 k \varepsilon 1000}. \quad (6)$$

Время, в течение которого должно быть приостановлено поступательное движение инструмента, определяется из уравнений (3) и (6)

$$t_{np} = \frac{l_{bp} \pi s \sin \omega k \varepsilon}{1000 V_s_0 k \varepsilon \sin \omega} = \frac{l_{bp} \pi D}{1000 V_s_0}. \quad (7)$$

Время  $t_{np}$ , согласно выражению (7), определяет период, в течение которого КИ сообщается только вращательное движение без поступательного.

Момент выключения движения подачи (не вызывает затруднений в станках с ЧПУ) можно определить зависимостью

$$t_l' = t_l - t_{l-1}, \quad (8)$$

где  $t_l = \frac{l_{l-1}}{n_0 s_0},$

$l_{l-1}$  - длина предыдущей ступени;

$t_{l-1} = \frac{l_{l-1}}{V_z}$  - время прохождения стружкой пути  $l_{l-1}$ .

После преобразования уравнения (8) получим

$$t_l' = \frac{l_{l-1}}{n} \left[ \frac{1}{s} - \frac{1000\varepsilon}{\pi D \sin \omega} \right]. \quad (9)$$

Если произойдет отключение движения в момент времени  $t_l$ ,

стружка должна выйти из стружечной канавки до вступления в контакт с обрабатываемым материалом последующей ступени КИ.

Время включения подачи определяется

$$t_{dk} = t_l' + t_{np} \quad (10)$$

Подставив формулы (8) и (9) в выражение (10), получаем

$$t_{dk} = \frac{l_{dp}\pi}{1000v_s} + \frac{l_{t-1}}{n} \left[ \frac{1}{s} - \frac{1000k}{\pi D s t n \omega} \right].$$

Таким образом, предлагаемые мероприятия позволили устранить попадание стружки, выходящей из-под первой ступени, под режущие кромки последующей в момент ее врезания в обрабатываемый материал, а следовательно, исключить вероятность поломки режущих кромок инструмента, вызванной резанием упроченной стружки. Предложенный принцип предлагает уменьшить число функциональных кинематических звеньев и одновременно повысить надежность ТОНД.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Г.А.Шаумян, М.М.Кузнецов, Л.И.Волчкевич, Автоматизация производственных процессов - М.: "Высшая школа", 1967 - с.472.
2. Г.И.Грановский, В.Г.Грановский, Резание металлов, -М.: "Высшая школа", 1985 - с.305.
3. П.Р.Родин, Металлорежущие инструменты, К.: "Вища школа", 1986 - с.455.

#### РАЗРАБОТКА И ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СТЕНДА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ШНЕКОВЫХ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИМ ВОЗДЕЙСТВИЕМ Нечепаев В.Г., Голдобин В.А.

Одной из актуальных задач горного машиностроения Украины является модернизация, ускоренная разработка и освоение производства высокопроизводительной техники для выемки тонких пологих пластов. В настоящее время наиболее признанным направлением комплексной механизации добычи угля из тонких пологих пластов является комбайновая выемка, а наиболее распространенным типом исполнительных органов - шнековый. Отличительной особенностью комбайнов, работающих в условиях тонких пологих пластов, является необходимость транспортирования находящегося в напряженном состоянии угля. Транспортирование угля в таком состоянии сопровождается интенсивной циркуляцией, высоким уровнем удельных энергозатрат процесса, низкой погрузочной способностью исполнительных органов, снижением сортового состава угля. Это определяет существенное ограничение потенциальной производительности машин в целом.

В ДонГТУ разработаны высокоэффективные шнековые исполнительные органы с гидромеханическим воздействием на транспортируемый уголь для работы в указанных условиях [1, 2].

В исполнительных органах с гидромеханическим воздействием удержание (либо существенное снижение) циркуляции угля и увеличение осевой скорости выгрузки достигается путем воздействия на расположенный в межлопастном пространстве шнека сыпучий груз 1 (рис. 1) направленным потоком воды 2. Поток воды может быть подведен либо к форсункам, установленным непосредственно на шнеке (используя распределительное устройство), либо к форсункам, расположенным на балке 3, удаленной от шнека на некотором расстоянии L. Второй вариант устройства для гидромеханического воздействия конструктивно более прост, однако необходимая энергия потока в этом случае значительно возрастает. В обоих вариантах поток воды выполняет одновременно и функцию пылеподавления.

Определение рациональных параметров шнековых исполнительных органов с гидромеханическим воздействием на транспортируемый уголь требует использования в качестве теоретической базы основных закономерностей взаимодействия потоков воды и транспортируемого материала. В настоящее время нами не установлено сведений об исследованиях взаимодействий потоков транспортируемого угля с устройствами, осуществ-



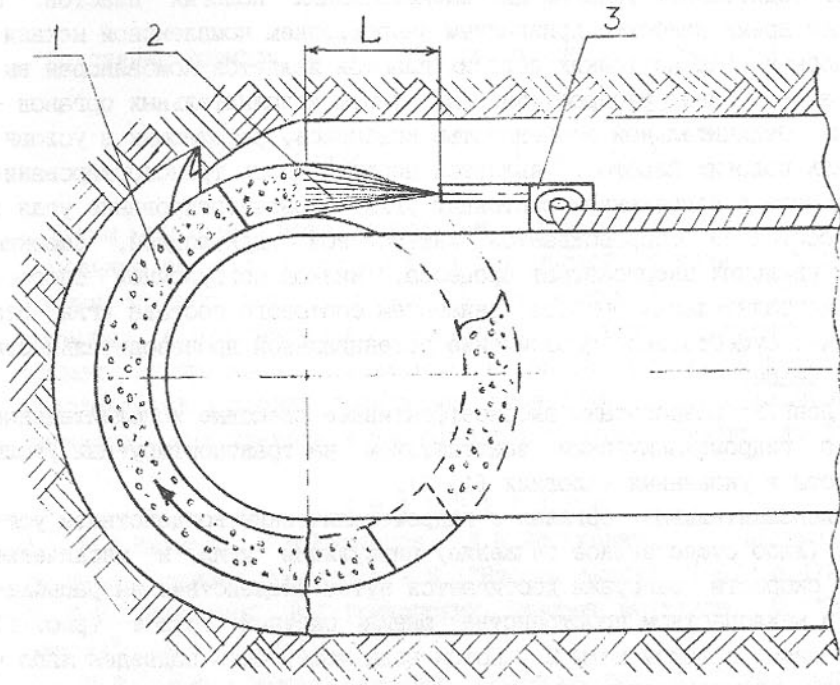


Рис. 1. Схема работы шнекового исполнительного органа с гидромеханическим воздействием

влияющими гидромеханическое воздействие. В то же время наличие воды, подаваемой для пылеподавления в зону разрушения и транспортирования угля в существующих конструкциях исполнительных органов, создает очевидные предпосылки создания высокоэффективных исполнительных органов в случае рационального использования энергии подводимой жидкости.

Указанное определяет целесообразность проведения теоретических и экспериментальных исследований, направленных на установление основных закономерностей взаимодействия потоков воды и транспортируемого угля при работе шнековых исполнительных органов с гидромеханическим воздействием.

Следует отметить, что установление закономерностей взаимодействия потоков сыпучих грузов и направленных потоков жидкостей является актуальным не только для горного машиностроения, но и для многих других отраслей науки и техники.

Конкретной задачей, требующей решения на основе установленных общих закономерностей, является определение рациональных значений параметров шнековых исполнительных органов с гидромеханическим воздействием на транспортируемый уголь. Основными среди них являются:

- величина и закон изменения угла подъема лопастей по длине шнека;
- частота вращения шнека;
- давление воды в системе гидромеханического воздействия на транспортируемый уголь;
- расход воды в системе гидромеханического воздействия на транспортируемый уголь;
- количество, форма, размеры выходного сечения и др. параметры форсунок системы гидромеханического воздействия.

Как известно, наиболее представительными для проведения экспериментальных исследований исполнительных органов очистных комбайнов являются шахтные условия или условия углецементного блока. Однако решение поставленной задачи в шахтных (или на углецементном блоке) условиях значительно затруднено следующими причинами:

- практической невозможностью (для известных средств исследований) замера сил воздействия потока воды на транспортируемый уголь, особенно мгновенных значений усилий как функции угла поворота шнека;
- практической невозможностью замера количества циркулирующего угля;
- сложностью разделения затрат энергии на отделение угля от забоя и на его выгрузку;
- сложностью получения необходимых режимов работы комбайна.

Совокупность перечисленных причин практически исключает возможность проведения экспериментальных исследований в шахтных условиях и в условиях углецементного блока в объеме, необходимом для решения поставленной задачи.

Распространенной альтернативой проведению шахтных исследований является проведение экспериментальных исследований на моделях, выполненных в определенном масштабе. Применительно к поставленной задаче такой путь характеризуется следующими недостатками:

- сложностью измерения усилий на лопастях шнеков - это потребовало бы изготовления нестандартных, с уменьшенной базой тензометрических датчиков;
- отсутствием апробированных рекомендаций по выбору масштабных коэффициентов для сыпучей среды;
- необходимостью проверки и уточнения полученных результатов в натуральных условиях и т.д.

Кроме того, общим существенным недостатком рассмотренных вариантов является невозможность выделения процесса транспортирования угля под воздействием гидромеханических устройств из общего процесса транспортирования угля шнеком.

Перечисленных недостатков лишен, по нашему мнению, стенд, принципиальная схема которого показана на рис. 2. Его устройство позволяет выделить процесс транспортирования угля в результате гидромеханического воздействия из общего процесса транспортирования шнековым исполнительным органом. Это достигается за счет использования в нем в качестве одного из основных конструктивных элементов полноразмерной развертки шнека, движущейся равномерно и прямолинейно со скоростью, равной линейной окружной скорости лопастей шнека во вращательном движении.

Основной несущей конструкцией стенда является рама 9, изготовленная из швеллерных балок. Рама 9 поднята над уровнем пола при помощи неподвижно закрепленных вертикальных опорных балок 10. К передней швеллерной балке неподвижно прикреплена боковая панель 7, изготовленная из листового металла. Ширина панели 7 равна расстоянию от разгрузочного торца шнека до забойного конвейера. Швеллерные балки рамы 9 используются также в качестве направляющих для перемещения специальной подвижной тележки. Тележка состоит из каркаса 8, на котором неподвижно закреплена несущая плита 6. На плите неподвижно установлена вертикальная полоса 5. Ее высота принимается равной высоте лопасти шнека и может изменяться в необходимых пределах. Для шнеков с постоянным шагом расположение вертикальной полосы 5 на плите 6 согласовано с величиной угла подъема лопастей. Для шнеков с перемен-

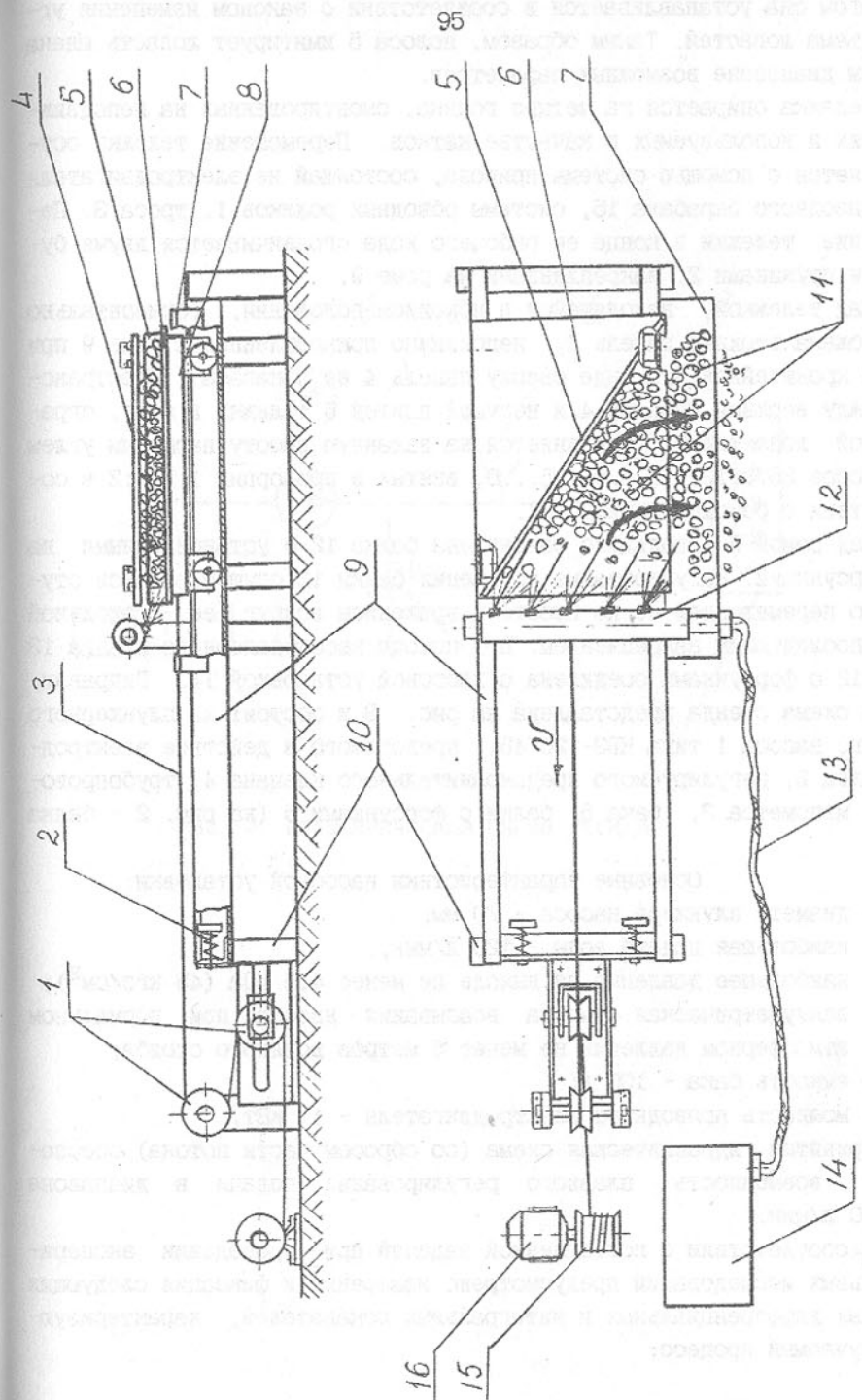


Рис. 2. Принципиальная схема стенда

ным шагом она устанавливается в соответствии с законом изменения угла подъема лопастей. Таким образом, полоса 5 имитирует лопасть шнека во всем диапазоне возможных параметров.

Тележка опирается на четыре ролика, смонтированных на неподвижных осях и используемых в качестве катков. Перемещение тележки осуществляется с помощью системы привода, состоящей из электродвигателя 16, приводного барабана 15, системы обводных роликов 1, троса 3. Перемещение тележки в конце ее рабочего хода ограничивается двумя буферными пружинами 2, закрепленными на раме 9.

Над тележкой, находящейся в исходном положении, горизонтально расположена верхняя панель 4, неподвижно прикрепленная к раме 9 при помощи кронштейнов (на виде сверху панель 4 не показана). Пространство между верхней панелью 4 и несущей плитой 6 тележки в зоне, ограниченной лопастью 5, заполняется на заданную высоту насыпным углем 11 классов 25...13, 13...6 и 6...0, взятых в пропорции 1:1,5:2 в соответствии с рекомендациями [3].

Над рамой 9 неподвижно закреплена балка 12 с установленными на ней форсунками. Регулирование положения балки 12 осуществляется ступенчато перемещением ее по высоте и вращением вокруг ее продольной оси с последующим закреплением. При помощи высоконапорного шланга 13 балка 12 с форсунками соединена с насосной установкой 14. Гидравлическая схема стенда представлена на рис. 3 и состоит из плунжерного бурового насоса 1 типа НБЗ-120/45, приводимого в действие электродвигателем 2, регулируемого предохранительного клапана 4, трубопровода 7, манометра 3, бака 6, балки с форсунками 5 (на рис. 2 - балка 12).

Основные характеристики насосной установки:

- диаметр плунжера насоса - 70 мм;
- наибольшая подача воды - 120 л/мин;
- наибольшее давление на выходе не менее 4,5 МПа (45 кгс/см<sup>2</sup>);
- вакууметрическая высота всасывания насоса при нормальном атмосферном давлении не менее 5 метров водяного столба;
- емкость бака - 100 л;
- мощность приводного электродвигателя - 17 кВт.

Принятая гидравлическая схема (со сбросом части потока) обеспечивает возможность плавного регулирования подачи в диапазоне 8...120 л/мин.

В соответствии с поставленной задачей при проведении экспериментальных исследований предусмотрено измерение и фиксация следующих основных дифференциальных и интегральных показателей, характеризующих изучаемый процесс:

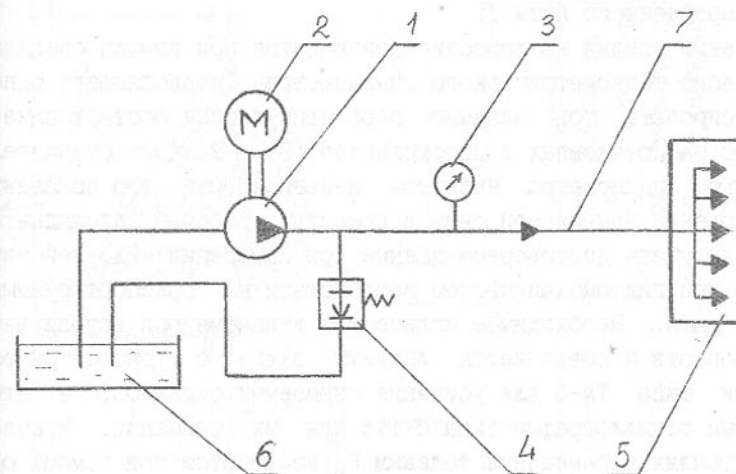


Рис. 3. Гидравлическая схема стенда



- усилий  $F_i$ , формирующихся на лопасти шнека при гидромеханическом воздействии на транспортируемый уголь;

- усилия перемещения тележки  $F_H$ ;
- давления на форсунках  $p$ ;
- количества выгружаемого угля за один цикл работы  $Q_{в}$ ;
- количества циркулирующего угля  $Q_{ц}$ .

Кроме того, в качестве контрольных величин предусмотрено измерение и фиксация фактических мгновенных значений скорости  $V$  движения тележки и пройденного пути  $l$ .

Измерение усилий на лопасти производится при помощи специального трехосевого тензометрического динамометра, позволяющего одновременно фиксировать три взаимно перпендикулярные составляющие сил, произвольно расположенных в пространстве [3]. Важной отличительной особенностью динамометра является независимость его показаний от точки приложения измеряемой силы в пределах рабочей площадки. Это позволяет получать достоверные данные при измерении сил, действующих на лопасть при гидромеханическом воздействии на транспортируемый сыпучий материал. Необходимое количество динамометров встраивается в имитатор лопасти и соединяется линиями связи с тензометрическими усилителями типа ТА-5 для усиления снимаемых сигналов, а затем со светолучевым осциллографом типа Н-115 для их фиксации. Мгновенные значения усилия перемещения тележки  $F_H$  измеряются при помощи одноосевого тензодинамометра растяжения.

Мгновенные значения давления воды в трубопроводе, запитывающем форсунки, измеряются при помощи тензометрического манометра.

Количество выгружаемого и циркулирующего угля определяется путем взвешивания, соответственно, выгруженного и оставшегося на тележке угля.

Измерение скорости движения и пройденного тележкой пути производится при помощи специального датчика линейной скорости (ДЛС), в основе конструкции которого лежит тахогенератор. Принятая схема измерений представлена на рис. 4.

Проведение испытаний на стенде осуществляется следующим образом. Задаются и устанавливаются необходимые исходные параметры исполнительного органа - величина и закон изменения угла подъема лопасти шнека, заполнение шнека транспортируемым углем, частота вращения шнека (скорость перемещения тележки), давление воды, количество форсунок и т.д. Тележка устанавливается в исходное - крайнее правое положение. В исходном положении нижний подвижный ролик 1 (см. рис. 2) находится также в крайнем правом положении. Пуск приводного двигателя 16 вынуждает подвижный ролик 1 перемещаться до упора, в край-

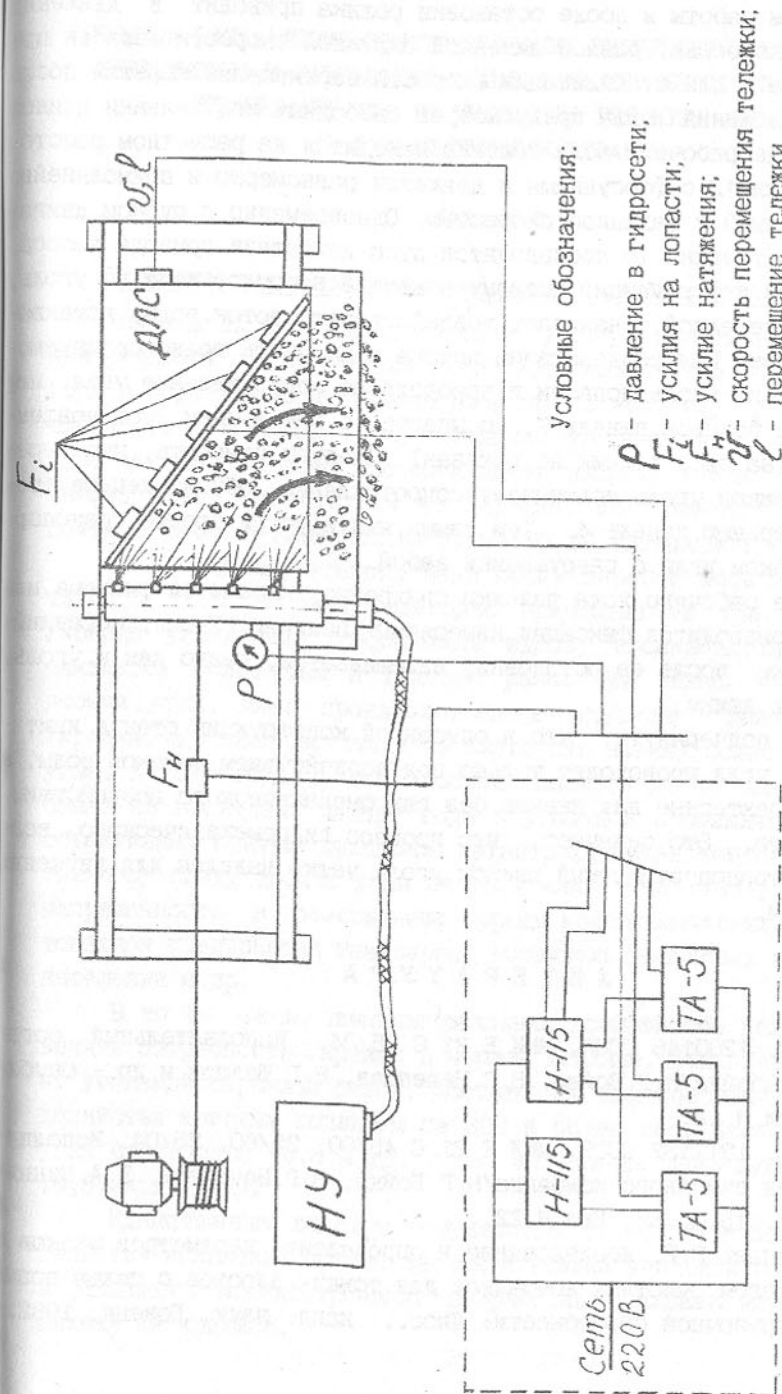


Рис. 4. Схема измерений при проведении экспериментальных исследований

нее левое положение. За время перемещения двигатель выходит на устойчивый режим работы и после остановки ролика приводит в движение тележку со скоростью, равной линейной окружной скорости лопасти при вращении шнека. Для стабилизации скорости перемещения каретки после ударного приложения силы предусмотрен свободный ход тележки длиной 0,5 м. В начале рабочего хода тележка находится на расчетном расстоянии от балки 12 с форсунками и движется равномерно и прямолинейно по направляющим 9 с заданной скоростью. Одновременно с пуском двигателя привода тележки 16 производится пуск двигателя привода насоса, подающего воду к форсункам. Поэтому в начале рабочего хода на уголь, перемещаемый тележкой, начинает воздействовать поток воды, истекающий из форсунок. Под воздействием потока воды часть транспортируемого угля скользит вдоль лопасти и, преодолевая сопротивление угля, находящегося на боковой панели 7, сыпается с нее в ящик, установленный на полу (на рис. 1 ящик не показан). Следует отметить, что перемещаемый тележкой уголь испытывает сопротивление, обусловленное трением его о верхнюю панель 4. Тем самым имитируется трение транспортируемого шнеком угля о разрушаемый забой.

В начале рабочего хода тележки синхронно включается система измерений и производится фиксация измеряемых величин. Уголь, оставшийся на тележке после ее остановки, взвешивается, равно как и уголь, оказавшийся в ящике.

Следует подчеркнуть, что в описанной конструкции стенда имитация выгрузки угля происходит только под воздействием потоков воды, а процессы, характерные для шнеков без гидромеханического воздействия, не имеют места. Это означает, что процесс гидромеханического воздействия на транспортируемый шнеком уголь четко выделен для изучения и оптимизации.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. А. С. 1300148 СССР, МКИ Е 21 С 25/04. Исполнительный орган очистного комбайна/Н.Г.Войко, В.Г.Нечпаев, В.Г.Шевцов и др. - Опубл. 30.03.87. Бюл. N 12.
2. А. С. 1317132 СССР, МКИ Е 21 С 45/00, 25/60, 25/04. Исполнительный орган очистного комбайна/Н.Г.Войко, В.Г.Нечпаев, И.А.Винник и др. - Опубл. 15.06.87. Бюл. N 22.
3. Нечпаев В.Г. Исследование и определение параметров шнеков с переменным шагом очистных комбайнов для тонких пластов с целью повышения их погрузочной способности: Дисс... канд. наук. Донецк, 1982.

## ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРОГРЕССИВНОГО БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА И РАЗРАБОТКИ ТЕХНОЛОГИИ ЕГО ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ЕГО ПРОИЗВОДСТВА ДЛЯ НУЖД УГОЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ УКРАИНЫ

Петтик Ю.В.

### Состояние угольной промышленности и машиностроения Украины

Не считая атомной энергетики, уголь - практически единственный реальный отечественный энергоноситель, а его добыча падает из года в год. Динамично развивающаяся во всем мире угольная промышленность на Украине гигантскими шагами идет назад. Так, в структуре мировых запасов органического топлива уголь занимает 67% (нефть -18%, газ-15%), а на Украине, как известно, этот баланс почти целиком базируется на угле- 95,4% (остальное - нефть и газ).

В последнюю четверть века объем мировой добычи угля увеличился в полтора раза, ежегодно приростая на три процента. На Украине угледобыча сократилась вдвое, производительность труда снизилась более чем в полтора раза. При таких темпах надения добычи угля, имея производственные мощности действующих шахт Украины, которые рассчитаны на ежегодную выемку более 143 млн. тонн угля, к 2010 году уровень добычи снизится до 45 млн. тонн. Особенно за последние четыре года в угольной промышленности в силу объективных причин сложилась катастрофическая тенденция к значительному спаду добычи угля на 70,4 млн. тонн (43%), что вызывает напряженность в обеспечении сырьем коксохимических производств, топливом предприятий Минэнерго, коммунально-бытовых потребителей, населения и др.

В то же время, имеется реальная возможность полностью обеспечить потребность Украины в черном топливе. Так, Украина обладает угольной сырьевой базой, достаточной для обеспечения народного хозяйства твердым топливом на 300 и более лет. Балансовые запасы угля составляют 44,5 млрд. тонн, из них на действующих шахтах - 10,3 млрд. тонн.

Единственным выходом государства из энергетического кризиса является выявление причин застоя и упадка угольной промышленности и угольного машиностроения, разработка реальных мер и программ выхода из кризиса.



Остановимся на основных причинах, приведших к сложившемуся положению. Месторождения Украины и, прежде всего, Донецкий бассейн характеризуются сложными горно-геологическими условиями разработки - малой мощностью угольных пластов, большой глубиной разработки, высокой газообильностью, склонностью множества пластов к внезапным выбросам угля, газа и др.

Так, средняя глубина разработки приближается к 700 метрам, а в перспективе до 2000 года средняя глубина разработки приблизится к 800 метрам и потребуются освоение глубин порядка 1400-1600 метров.

На основных глубинах температура породного массива повышается на 0,5-1,0°C в год, а на трети шахт температура воздуха в очистных забоях превышает установленные нормы.

Одним из "узких мест" и фактором, ограничивающим угледобычу, является проблема, связанная с вентиляцией шахт, так как на глубоких горизонтах добывают более 60% всего угля.

С другой стороны, причинами падения добычи угля в последние годы является длительная работа шахт без обновления и перевооружения производственного потенциала, что резко ухудшает состояние шахтного фонда. Постоянное уменьшение объемов реконструкции и износ основного оборудования, превышающий 65%, резко снижает добычу угля. Так, каждые три из четырех шахт работают без реконструкции свыше 20 лет, имеют низкий уровень техники и технологии добычи!

#### Пути ликвидации "узких мест" в угледобыче

В свою очередь, ликвидация "узких мест", связанных с вентиляцией, невозможна без реконструкции шахт, одной из главных составляющих которой является бурение вентиляционных стволов и скважин большого диаметра.

Так, стволы и скважины используют для подачи свежей струи воздуха при глубине разработки 800 м и более. При этом они заменяют длинные горизонтальные подземные выработки, которые вследствие расположения на верхнем горизонте могут постоянно подвергаться подрботке. Проветривание по стволам вследствие пониженного аэродинамического сопротивления, благодаря гладким стенкам стволов (в них нет армировки, требующей ухода и ремонта), сокращает расходы на проветривание, улучшает климатические условия, повышает безопасность работы шахтеров на очистных участках. Это, в свою очередь, соответствует эргономическим требованиям и

повышает фактическую продолжительность смены в забое с вытекающим отсюда экономическим эффектом.

#### Потребность в стволах и скважинах большого диаметра

Основным потребителем стволов и скважин большого диаметра является Донецкий бассейн, незначительное их количество - в Львовско-Волинском и Подмосковном бассейнах, на Урале.

Сегодня ежегодная потребность угольной промышленности Украины в стволах и скважинах большого диаметра для полной загрузки угольных предприятий должна составлять не менее 6000...7000 метров.

Шахтные стволы (диаметром в свету 4800...7000 мм) - вертикальные горные выработки, проходимые бурением, имеющие выход на поверхность, предназначены для спуска и подъема людей, материалов, оборудования, инструмента, подъема породы и полезного ископаемого, транспортировки воды, сжатого воздуха по специальным трубопроводам, прокладки кабелей электроснабжения и связи и т.д.

Вспомогательные стволы (1800...4200 мм) также предназначены для спуска и подъема людей, вентиляции, транспортировки породы, полезного ископаемого, материалов бадами или клетями.

Скважины большого диаметра (324...1720 мм) предназначены для вентиляции, прокладки одного или нескольких трубопроводов, используемых для транспортировки воды и сжатого воздуха, дегазации, прокладки кабелей электроснабжения и связи, а также под кондуктор глубоких и сверхглубоких скважин /1/.

#### Оборудование для реактивно-турбинного бурения

Наибольшее распространение для проходки стволов и скважин с 1960 года на Украине получили установки реактивно-турбинного бурения (РТБ). Всего, за период с 1966 до начала 90-х годов, пробурено около 200 км стволов и скважин на глубину 800...900 м. Головной организацией, занимающейся бурением стволов и скважин, является Проектно-шахтопроходческое объединение по бурению стволов и скважин "Спецшахтобурение" г. Донецк (ПШО СШБ), имеющее в своем составе 30 установок РТБ.

Бурение методом РТБ весьма эффективно и не требует специального бурового оборудования. Для выполнения всех технологических операций, входящих в комплекс работ по сооружению вертикальных горных выработок большого диаметра, предусматривалось использование в основном буровых установок, выпускаемых на Уральском машиностроительном заводе (Уралмаш) для бурения скважин на нефть



и газ.

К достоинствам РТБ следует отнести широкое использование комплектов, серийно выпускаемых для нефтяной промышленности, оборудования (буровые установки, буровые насосы, буровой инструмент, турбобуры, долота и др.), что позволило быстро и широко внедрить предложенный способ.

Сущность способа РТБ заключается в том, что разбуривание породы реактивно-турбинным буром производится жестко соединенными между собой параллельно работающими двумя, тремя или четырьмя турбобурами, с навинченными на их валах долотами значительно меньшего диаметра, чем разбуриваемая площадь забоя. Валы турбобуров вращаются буровой жидкостью, подаваемой поршневыми или центробежными насосами. Кроме вращения вокруг своей оси, жестко соединенные между собой траверсой, турбобуры получают дополнительное вращение вокруг вертикальной оси бура, теоретически совпадающей с осью выработки. Благодаря этому шарошки долот соприкасаются с забоем одним венцом зубьев, вершины которых раньше всех встречают горизонтальную плоскость забоя /2/.

Траверса подвешивается на буровой колонне. Породоразрушающий инструмент - это серийные шарошечные долота. В рабочем положении турбобуры вращают долота вокруг осей по часовой стрелке, а агрегат за счет реактивного момента, возникающего на контакте инструмента с породой, вращается влево. Если реактивный момент оказывается недостаточным, то агрегат вращается с поверхности ротором по часовой стрелке. В обоих случаях агрегат РТБ представляет кинематическую планетарную систему, у которой долота совершают относительное движение, а траверса с закрепленными на ней турбобурами - переносное. При вращении агрегата за счет реактивного момента шарошки описывают на забое удлиненные эпициклоиды.

#### Особенности работы бурового инструмента при РТБ

При работе агрегата РТБ с породой контактируют только периферийные венцы зубьев долот, что позволяет с ограниченной общей осевой нагрузкой создавать значительные контактные напряжения, намного превышающие напряжения, получаемые даже при самых форсированных режимах турбинного бурения обычных скважин. Благодаря этому, реализуется значительная мощность и достигаются большие объемные и осевые скорости бурения скважин большого диаметра.

Так, вертикальные горные выработки, пробуренные РТБ, имеют минимальные отклонения от оси, благодаря тому, что осевая нагруз-

ка на долото не превышает  $1/3...1/2$  массы агрегата РТБ и сложному планетарному движению долот /2/.

Характерной особенностью работы шарошечных долот при РТБ является работа зубьев основного конуса только периферийного венца, так как они взаимодействуют с плоским забоем, а остальные зубья, расположенные на вспомогательных конусах, не изнашиваются. Таким образом, неэффективно использовать серийно выпускаемые нефтяные долота, имеющие повышенную металлоемкость, многочисленные концентраторы напряжений (в виде лишних рядов зубьев) и трудоёмкость их изготовления, для РТБ /3/.

#### Проблема инструментального обеспечения

В условиях Донбасса, для бурения наиболее часто встечающихся горных пород - мягких с пропластками средней твердости, средней твердости и твердых используют долота, у которых вооружение выполнено в виде стальных зубьев с различными углами заострения и шагами.

Начиная с диаметра бурения 1200 мм, основным породоразрушающим инструментом турбинных агрегатов являются долота Ш-490С-ЦВ (45Д 490С), которые изготавливаются серийно и монополюно в России Сарапульским машзаводом им.Ф.Э.Дзержинского (Удмуртия) и Дрогобычским долотным заводом (западная Украина). Причем изготавливаются они из энергоёмкой, цементируемой стали.

Сложность с инструментальным обеспечением, сложившимся на буровых участках управлений связана с тем, что стоимость долот, состоящих их трех секций (секция - лапа с одной шарошкой) и корпуса, к которому они привариваются, достигает 490 млн. (на конец 1995 года) плюс дополнительные транспортные и таможенные расходы. Такая стоимость оборачивается, с одной стороны, взаимными неплатежами: завод изготовитель - ремонтно-механический завод (сборка) - буровая - шахта - ремонтно-механический завод (ремонт - восстановление) - буровая (лом металла), с другой - экономической нецелесообразностью бурения стволов.

#### Сборка долот в условиях ремонтных предприятий

Долота диаметром 490, 620, 750 и 800мм собирают непосредственно на ремонтных предприятиях буровых управлений ПШО СШБ.

На Народном ремонтно-механическом заводе (НРМЗ) ПШО СШБ собирают долота на специально отливаемых корпусах, которые также получают по кооперации, имеющих от трех до шести пазов для установки лап с шарошками от долот диаметром 295 и 320 мм.

Долота собирают с помощью полуавтоматической сварки аппаратами А-1197, С-573 в среде углекислого газа с добавками кислорода. Корень шва сварных соединений проходится вручную электродами УОНИ-13/55 /1/.

Шарошечные долота по конструкции и технологии изготовления являются самым сложным и дорогостоящим буровым инструментом, вместе с тем и наиболее распространенным, так как объем проходки ими скважин в СНГ и в большинстве других стран составляет ежегодно 90...95%.

В то же время, необходимо учитывать высокую стоимость инструмента (основные затраты при бурении приходятся на электроэнергию и инструмент - до 66%).

#### Технико-экономические вопросы инструментального обеспечения

При бурении РТБ в общем комплексе оборудования долота имеют важное значение, так как являются инструментом, непосредственно разрушающим горную породу и формирующим ствол и скважину. Поэтому, все технико-экономические показатели бурения и себестоимость ствола, в конечном итоге, прежде всего зависят от долговечности, стоимости и эффективности работы буровых долот.

Многочисленные работы в области конструирования шарошечных долот не привели к созданию принципиально новых конструкций долот, которые вошли бы в серийное производство. Однако, вносимые изменения в классическую конструкцию безусловно повышали их долговечность, надежность и эффективность работы.

Для удовлетворения потребностей в стволах, проходимых РТБ, и снижении себестоимости проходки наряду с наращиванием и совершенствованием технологии бурения, мощности установки необходимо решать технические задачи, связанные со снижением расхода инструмента и разработкой специального породоразрушающего инструмента для установок РТБ.

С другой стороны, большое внимание следует уделять правильной отработке, восстановлению и ремонту (если это возможно), а также повторной отработке после ремонта. Рациональная отработка долот учитывая их высокую стоимость и число одновременно работающих в РТБ, дает значительный экономический эффект.

В то же время, значительные экономические затраты могут сделать бурение экономически и технически нецелесообразным, так как средняя годовая потребность ПШО СШБ составляет 8 тыс. долот.

#### Программа организации долотного производства

Перед угольной промышленностью, угольным машиностроением и

Донецким бассейном встал вопрос об организации производства нового, высокоэффективного, специального бурового инструмента для установок РТБ непосредственно в районе его массового потребления.

ДонГТУ совместно с ПШО СШБ при участии Института черной металлургии им.З.И.Некрасова НАН Украины в 1992 году была разработана комплексная программа "Организация производства породоразрушающего инструмента для угольной промышленности Украины". Эта программа включает комплекс научно-исследовательских и проектно-конструкторских работ по указанной проблеме. Сюда относится разработка конструкторско-технологической и проектно-сметной документации для организации производства породоразрушающего инструмента:

1. Конструкция долот в сборе: венец, лапа, корпус, опора и технология их изготовления, включая разработку нового долотного сплава. Разработка литейной технологии венца и лапы, технология термообработки, мехобработки, технология сборки, технология восстановления и ремонта.

2. Проектирование комплекса по производству долотного инструмента, включающего литейный цех, механический, термический и сборочный участки, участок по ремонту и восстановлению долот, а также проектирование оснастки, выбор и заказ - поставка - монтаж - наладка оборудования.

#### Особенности конструкции и работы долот

Как уже отмечалось, буровые долота играют весьма важную роль в общем комплексе оборудования, применяемого для бурения стволов и скважин. Характерной особенностью работы долот является незначительный срок их службы ( время работы 8...50 часов). При этом, повышение их износостойкости и, как следствие, долговечности - важная народнохозяйственная задача, так как снижение долговечности бурового инструмента приводит к тому, что из общего баланса производительного времени, затрачиваемого на бурение ствола, большая часть затрачивается на спуско-подъемные операции, связанные с заменой изношенного инструмента.

Элементами долота, разрушающими горную породу, является 3,4,6 конических шарошки, имеющие на наружной поверхности традиционные зубчатые венцы (в данном случае рассматриваются долота типа М, МС, С, СТ и Т) со стальными зубьями для 8,9 категории пород по буримости. Шарошки находятся на цапфах лап, расположенных симметрично оси долота под определенным углом, и удерживаются с помощью



замкового подшипника. Внутренними кольцами подшипников являются поверхности цапфы, а наружными — полость шарошки, на которой имеются беговые дорожки для шариков и роликов, воспринимающих осевую нагрузку.

Многочисленные наблюдения за работой долот показали, что они выходят из строя из-за износа или полного разрушения зубьев и подшипников опор. Интенсивность изнашивания их неодинакова и, как правило, всегда превалирует или износ опоры, или износ зубьев. Идеальным случаем считается одновременный износ по двум параметрам, но он очень редко встречается.

Традиционно шарошки и лапы изготавливают из сложнелегированных, цементуемых сталей (очень энергоемкая технология). Они подвергаются сложной и трудоемкой химико-термической обработке, состоящей из цементации, двойной закалки и низкого отпуска при температуре 160...180°C. Кроме того, боковые грани зубьев и торцы подвергаются дополнительному поверхностному упрочнению — наплавка релита (карбида вольфрама). На поверхности шарошки создается высокая твердость до HRC 58...60, а в сердцевине — достаточно высокая пластичность, что должно обеспечить работу долот в сложных условиях знакопеременного динамического изгиба и прямого удара, а также различных видов изнашивания в присутствии промышленной жидкости при высоком давлении /4/.

Применение цементуемых сталей для изготовления шарошек имеет особенности, которые отрицательно влияют на эффективность работы вооружения. В результате цементации возникает послойная неоднородность с различными мехсвойствами в сечении зуба (на различном расстоянии от боковой грани и поверхности выступов), в частности, высокая твердость по контуру зуба и низкая твердость в сердцевине (падает в 1,5...1,8 раза). Это приводит к изменению механизма и интенсивности изнашивания по мере работы.

В силу специфики поражения забоя изнашивание долот с клиновидным зубом (фрезерованным) имеет многофакторный характер. Зубья подвергаются различным видам изнашивания: абразивное, ударное, тепловое и усталостное.

#### Пути повышения долговечности бурового инструмента

Исследовав состояние проблемы, можно заключить, что износостойкость буровых шарошечных долот для РТБ можно повысить за счет:

1. Разработки и создания рациональной конструкции этого вооружения, учитывающего специфику планетарного бурения.

2. Разработки высокоэффективного состава специальной долотной стали.

3. Разработки оптимальной литейной технологии их изготовления.

4. Разработки оптимальных режимов их термической и механической обработки.

Во ВНИИЕТ проводился ряд работ, связанных с разработкой конструкций долот для РТБ. В МИНХиП им. Губкина под руководством В.Н.Виноградова разрабатывали и исследовали новые долотные стали. Однако, широкомасштабного внедрения в буровой технологии указанные разработки не нашли.

Противоречивы требования к стали, которая должна удовлетворять, согласно характеру своей работы, двум принципиально различным требованиям: с одной стороны высокой износостойкости за счет роста твердости зуба (для противодействия абразивной разбураиваемой породы); с другой стороны, зубья должны иметь весьма высокую усталостную прочность (выдерживать циклические воздействия). Также сталь должна противодействовать высоким статическим и динамическим нагрузкам, знакопеременному изгибу и удару, действующим на долото при бурении стволов /4/.

Однако найти такую сталь, способную полностью решить эти проблемы, среди групп цементуемых, инструментальных сталей, конструкционных и легированных не удалось.

Многочисленные литературные данные показали, что проблему высокоэффективной долотной стали нужно решать не по пути подбора стали из многочисленных и хорошо исследованных сталей различных структурных классов, а путем разработки новых специальных долотных сталей.

С ростом твердости сопротивление абразивному изнашиванию повышается, но создаются благоприятные условия для крупного разрушения от кратковременной перегрузки в условиях знакопеременного изгиба, что вообще делает долото непригодным к работе. С другой стороны, рост пластичности для снижения поломок приводит к снижению абразивной стойкости зуба долота и смятию в условиях изгиба и сжатия. Видимо, оптимальное значение характеристик лежит на "золотой середине".

В настоящее время из имеющихся гостированных сталей при ее выборе конструкторы первично решают проблему прочности, а проблема износостойкости, как техническая неизбежность, решается вто



ричной.

Малый уровень металлографических исследований, проводимых применительно к нуждам горного машиностроения, тормозит разработку специальных сталей с учетом особенностей эксплуатации бурового оборудования.

#### Комплексная программа решения проблемы производства долот

В результате решения комплексной программы по организации производства долотного инструмента для РБТ ДонГТУ и ПШО СНБ выполнили следующие научно-технические мероприятия:

1. Разработана конструкция зубчатого вооружения шарошки, учитывающей особенности планетарного бурения и оптимальные режимы силового воздействия (по результатам работы направлена заявка на выдачу патента Украины).

2. Предложены новые варианты конструкций долота сборно-разборного исполнения, позволяющие без особых трудностей в условиях бурового участка производить смену вышедшей из строя шарошки на новую. Причем, корпус, вместе с приваренными к нему лапами, остается на агрегате благодаря промежуточному съемному стакану, установленному между цапфой лапы и шарошкой. Имея один корпус долота и положенный запас шарошек, можно заметно снизить удельную материалоемкость и трудоемкость долот, снизить себестоимость инструмента и ствола в целом (по результатам работы направлена заявка на выдачу патента Украины).

3. Разработан состав новой, специальной долотной стали, обладающей высокой ударно-абразивной износостойкостью при значительной контактной выносливости и усталостной долговечности, а также режимы термической обработки этой стали. Задача разработки стали свелась к сбалансированию химического состава известных сталей таким образом, чтобы ее матрица эффективно сопротивлялась хрупким сколам микрообъемов металла под воздействием абразива и повышению устойчивости матрицы сопротивлению зарождения и развития усталостных трещин /5/.

В состав разработанной стали 50X2H4ГМФЛ кроме традиционных элементов, таких как углерод (С), кремний (Si), марганец (Mn), никель (Ni), хром (Cr), титан (Ti), ванадий (V) и бор (B), дополнительно входит кальций (Ca) и молибден (Mo). Причем для достижения оптимального сочетания контактной выносливости в абразивной среде и высокой усталостной долговечности содержание молибдена назначается в зависимости от содержания углерода в сплаве

и в соответствии с количеством кальция и определяется по уравнению, полученному эмпирическим путем

$$(C/0,3 Mo)\% = 800 \dots 1100 (Ca)\%$$

Из указанной формулы видно, что наиболее оптимальный комплекс свойств долотная сталь имеет тогда, когда необходимое количество кальция в составе стали обратнопропорционально количеству молибдена, входящего в состав твердого раствора, т.е. чем меньше молибдена, тем больше необходимо кальция.

Влияние отдельно перечисленных элементов на служебные характеристики стали подробно рассмотрены в научно-технической литературе. Кратко рассмотрим влияние Mo и Ca. Молибден формирует такую структуру продуктов закалки, которая по своей морфологии наиболее благоприятна для того, чтобы сталь приобрела высокую контактную выносливость в абразивной среде. Кальций, изменяя энергетическое состояние матрицы стали, тормозит развитие и блокирует рост микротрещин, появляющихся под воздействием как многократно повторяющихся циклических нагрузок, так и противостоит появлению микротрещин, образующихся при внедрении частиц абразива в матрицу. При этом повышается контактная выносливость стали в абразивной среде и ее усталостная долговечность.

В производственных условиях проводились опытные плавки разработанной стали 50X2H4ГМФЛ в индукционной печи емкостью 150 кг с основной футеровкой. Образцы, полученные из исследуемых сталей и сталей аналогов, подвергались термической обработке по следующему режиму: отжиг при 880°C - 4 часа; закалка в масле от 980°C; отпуск 350°C - 2 часа.

Сталь 50X2H4ГМФЛ относится к материалам мартенситного класса. На основе проведенных на dilatометре, типа ДМА, исследований кинетики распада переохлажденного аустенита разработаны режимы термической обработки образцов и будущих отливок.

Отжиг по разработанным режимам обеспечивает достижение наименьшего значения твердости для данного материала - 180...220 НВ.

Микроструктура отливок после отжига - зернистый перлит. После механической обработки отливок производят закалку и отпуск. Обработанные отливки имеют твердость порядка 54...58 HRC, что обеспечивает им наилучший комплекс эксплуатационных характеристик.

Исследованиями, проведенными ранее, установлено, что понижение твердости сталей, весьма близких по химическому составу к

50X2H4ГМФЛ, до 38...44 НRC приводит к снижению значений износостойкости при испытании по жестко закрепленному абразиву в 1,6...1,8 раза. Как уже отмечалось, рост значений твердости до 60 НRC и более обуславливает резкое понижение ударной вязкости, что, учитывая особенности условий эксплуатации изделий, весьма нежелательно.

Контактная выносливость в абразивной среде оценивалась по потере массы образца - диска вращающегося вокруг своей оси. В качестве абразивного материала использовалась электрокорундовая шкурка. Усталостная долговечность оценивалась на машине Шенка при изгибе вращающегося вокруг своей оси образца.

В результате исследований установлено, что контактная выносливость у стали 50X2H4ГМФЛ в 2,2 раза выше, чем у сталей аналогов, а усталостная долговечность в 1,8 раза выше.

4. Разработана литейная технология с модельно-опочной оснасткой для изготовления из предложенной стали отливок шарошек буровых долот литьем в песчано-глинистые формы. Особенностью разработанной оснастки является то, что она может использоваться при изготовлении кокиля для последующего получения в нем отливок.

5. Особенностью изготовления (плавки) шарошек является то, что ввиду отсутствия и дороговизны ферросплавов в основу была положена "отошающая" технология, основой которой является повторный и многократный переплав отработанных долот (лап и шарошек). Однако при допущении такого способа производства расплаву необходимо дополнительное легирование, т.е. подшихтовка легирующими (в первую очередь Mn - до 0,8...1,2; Cr - до 1,6...1,9; Mo до 0,25...0,35 и Ti до 0,01...0,06 мас.%), а также глубокое раскисление, десульфурация и уменьшение количества неметаллических включений.

Необходимо отметить, что данная сталь подвергается "объемному упрочнению" в процессе закалки и в дальнейшем не требует применения цементации и наплавки релитом (по результатам исследований подана заявка на выдачу патента Украины на эту сталь).

Для изготовления долот используют высоколегированные, дорогостоящие специальные стали: для лап (масса 14...22 кг) - 14X2H3MA-III, 20XH3A-III, 14XH3MA, 14X2HMA (ТУ 3-938-79) и шарошек (масса 10...16 кг) типа 18XH3MA. Ранее после обработки их сдавали как лом черных металлов.

6. Необходимо организовать производство бурового инструмента

из лома изношенных долот на НРМЗ ПШО СШБ. С этой целью ДонГТУ совместно с НРМЗ разработал проект литейного цеха на базе бывшего цеха по ремонту турбобуров. В основу сталеплавильного оборудования положены две индукционные печи ИСТ-150 и ИСТ-400 (на 150 и 400 кг), что при полной их загрузке позволит отливать 30 отливок шарошек в смену. При научной организации труда это позволит на 25% обеспечить потребность ПШО СШБ в буровом инструменте для РТБ.

По разработанной технологии и рекомендациям была отлита, изготовлена и испытана партия из 4 долот на буровой установке в условиях Торезского ШТУ. За 20 часов работы зубья экспериментальных долот изнашивались не более, чем на 8...12% от общей своей высоты, в то время как износ серийных долот, работавших рядом, составил более 40% /6/.

#### Выводы:

1. Уголь на Украине является единственным реальным энергоносителем с разведанными запасами, обеспечивающими потребность в нем на 300 лет и более.

2. Выход Украины из энергетического кризиса невозможен без реконструкции шахт, одной из составляющей частей которой является бурение стволов и скважин большого диаметра.

3. Для обеспечения потребности установок РТБ в специализированном буровом инструменте разработан специальный инструмент - долото, которое учитывает специфику планетарного бурения. Разработаны варианты конструкций долот сборно-разборного исполнения, обеспечивающие ремонт и замену шарошек в условиях буровых участков, что позволит использовать корпус и лапу многократно, путем смены стакана с шарошкой.

4. Разработана новая высокоэффективная долотная объемно-упрочняемая сталь 50X2H4ГМФЛ для изготовления долот вместо энергоемких цементуемых сталей.

5. Разработана технология плавки и повторного многократного переплава отработанных долот (лап и шарошек), непригодных к ремонту и восстановлению, исключая сдачу высоколегированных хромо-никелевых сталей металлургическим заводам, как лома черных металлов (стоимость материалов долота составляет от 30 до 40% в общей себестоимости).

6. Разработана технология термической обработки стали, обеспечивающая получение заданных служебных характеристик.

7. В результате организации производства долотного инстру-

мента в районе его потребления из длинной технологической цепи выпадут значительные транспортные расходы, связанные с перевозом долот из Сарапула (Удмуртия) и Дрогобыча (западная Украина), что немалого снизит стоимость долот.

8. По проектно-сметной документации, разработанной в ДонГТУ совместно с НРМЗ, на нем начато строительство литейного цеха.

9. Промышленные испытания предложенной конструкции долота для РТБ и долотной стали показали их высокую эффективность.

Окончательная реализация разработанного комплекса работ позволит организовать, независимо от традиционных поставщиков - стран СНГ, производство дорогостоящего, дефицитного специализированного бурового инструмента в районе его потребления.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Жиленко Н.П., Красношек А.А. Справочное пособие по реактивно-турбинному бурению. М., Недра, 1987. 309с.
2. Реактивно-турбинное бурение /Сборник трудов ВНИИБТ, вып. ХУIII, М., Недра, 1967. 240с.
3. Качан В.Г., Купчинский И.А. Бурение шахтных стволов и скважин. М., Недра, 1984. 278с.
4. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Доценко В.А. Абразивное изнашивание бурового инструмента. М., Недра, 1990. 207с.
5. Петтик Ю.В., Пилошенко В.Л. Основные направления разработки новых сталей для бурового инструмента /Прогрессивная техника и технологии машиностроения. Тезисы докладов международной научно-технической конференции. 12-15 сентября 1995г. Донецк: ДонГТУ, 1995. С.192-193.
6. Петтик Ю.В. Об организации производства породоразрушающего инструмента для нужд угольной промышленности Украины /Прогрессивная техника и технологии машиностроения. Тезисы докладов международной научно-технической конференции. 12-15 сентября 1995г. Донецк: ДонГТУ, 1995. С.191-192.

#### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА МНОЖИТЕЛЕЙ ЛАГРАНЖА ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МАШИН

Сопилкин Г.В., Ошовская Е.В., Нижник А.В., Подгорный И.В.

В настоящее время при проектировании машин и механизмов накладываются ограничения (габариты, скорость, масса и т.п.), усложняющие получение оптимальных параметров. Известны следующие методы оптимизации: наискорейшего спуска, золотого сечения, итераций, множителей Лагранжа и т.д.

Целью данной работы является изложение опыта использования метода множителей Лагранжа (ММЛ) при проектировании машин и механизмов.

Этот метод может применяться для определения оптимальных параметров конструкции машины в целом, привода или отдельной детали. Однако, из-за отсутствия удовлетворительных численных методов решения получаемой системы уравнений, ММЛ широкого применения не нашел.

Суть метода множителей Лагранжа в следующем /1/. Необходимо найти вектор  $x\{x_1, x_2, \dots, x_n\}$  ( $n$  - количество переменных), соответствующий экстремуму (минимуму) целевой функции  $f(x)$  и удовлетворяющий ограничениям вида:

$$g_j(x) \leq b_j. \quad (1)$$

Прежде всего ограничения (1) надо привести к виду равенств:

$$g_j(x) + u_j^2 - b_j = 0, \quad (2)$$

где  $u_j$  - добавочный член.

Функция Лагранжа формулируется так:

$$L(x, \lambda, u) = f(x) + \sum_{j=1}^m \lambda_j * (g_j(x) + u_j^2 - b_j), \quad (3)$$

где  $\lambda_j$  - неопределенные множители Лагранжа;  
 $m$  - число ограничений целевой функции.

Тогда, исходная задача отыскания минимума целевой функции  $f(x)$  заменяется задачей отыскания безусловного минимума функции Лагранжа  $L(x, \lambda)$ . Решение задачи заключается в нахождении набора  $x^*\{x_1, x_2, \dots, x_n; \lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_m\}$ , удовлетворяющего системе:



$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial f(x)}{\partial x_i} - \sum_{j=1}^m \lambda_j * \frac{\partial g_j(x)}{\partial x_i} &= 0 ; i=1, n \\ g_j(x) &\leq b_j ; j=1, m \\ \lambda_j * (g_j(x) - b_j) &= 0 ; j=1, m \\ \lambda_j &\geq 0 , j=1, m . \end{aligned} \right\} (4)$$

В случае, когда ограничения имеют вид равенства

$$g_j(x) = 0 , (5)$$

система (4) принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial L(x, \lambda)}{\partial x_i} &= \frac{\partial f(x)}{\partial x_i} - \sum_{j=1}^m \lambda_j * \frac{\partial g_j(x)}{\partial x_i} = 0 ; i=1, n \\ \frac{\partial L(x, \lambda)}{\partial \lambda_j} &= -g_j(x) = 0 ; j=1, m . \end{aligned} \right\} (6)$$

Если ограничение имеет вид

$$g_j(x) \geq b_j , (7)$$

то сначала его заменяют на следующее

$$-g_j(x) \leq -b_j , (8)$$

а потом приводят к виду (2).

Метод множителей Лагранжа рекомендуется применять, если число ограничений невелико и системы (4) и (5) можно решить численными методами. Например, при оптимизации габаритных размеров цилиндров, кольцевых деталей, редукторов; оптимизации масс валов и др.

Рассмотрим примеры использования ММЛ при проектировании.

1. Постановка задачи. Для предохранительной муфты, конструкция которой описана в /2/, при ограничении ее габаритных размеров необходимо сконструировать гидроцилиндр так, чтобы:

- 1) внутренний диаметр  $d \geq d_{\min} / 3$ ;
- 2) гидроцилиндр должен удовлетворять условиям прочности /4/  $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma]$ .

Необходимо минимизировать целевую функцию:

$$D = d + 2 * t , (9)$$

где  $D$  - наружный диаметр гидроцилиндра, м;

$d$  - внутренний диаметр, м;

$t$  - толщина стенки, м.

Расчетная схема гидроцилиндра приведена на рис. (а).

Так как гидроцилиндр нагружен только внутренним давлением, то для описания напряженного состояния используем формулу Ляме /4/ :

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} * \left( 1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) * p , \\ \sigma_\theta &= \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} * \left( 1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) * p , \end{aligned} (10)$$

где  $\sigma_r$  - радиальные напряжения, Па;

$\sigma_\theta$  - кольцевые напряжения, Па;

$$R = 4 * R$$

$p = \frac{F}{\pi * d^2}$  - давление рабочей жидкости, Па;

$R$  - усилие, развиваемое цилиндром, Н;

$r_1$  - внутренний радиус,  $r_1 = d/2$ , м;

$r_2$  - внешний радиус,  $r_2 = d/2 + t$ , м.

По третьей теории прочности :

$$\sigma_{\text{экв III}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] . (11)$$

В рассматриваемом примере :

$$\sigma_1 = (\sigma_\theta)_{r=r_1} = \left( \frac{d^2}{2 * (d * t + t^2)} + 1 \right) * p , (12)$$

$$\sigma_3 = (\sigma_r)_{r=r_1} = -p = - \frac{4 * R}{\pi * d^2} .$$

Ограничения целевой функции имеют вид:

$$1) \sigma_{\text{экв III}} = \frac{2 * R}{\pi} * \left( \frac{1}{d * t + t^2} + \frac{4}{d^2} \right) \leq [\sigma] ; (13)$$

$$2) d \geq d_{\min} . (14)$$

Используя выражение (2), запишем ограничения следующим образом :

$$\frac{2 * R}{\pi} * \left( \frac{1}{d * t + t^2} + \frac{4}{d^2} \right) + u_1^2 - [\sigma] = 0 ;$$

$$-d + u_2^2 + d_{\min} = 0 .$$

Тогда, в соответствии с (3) запишем функцию Лагранжа:

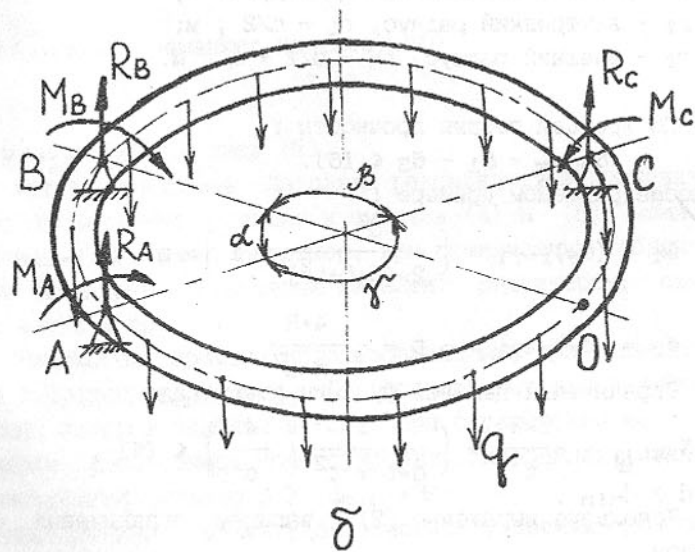
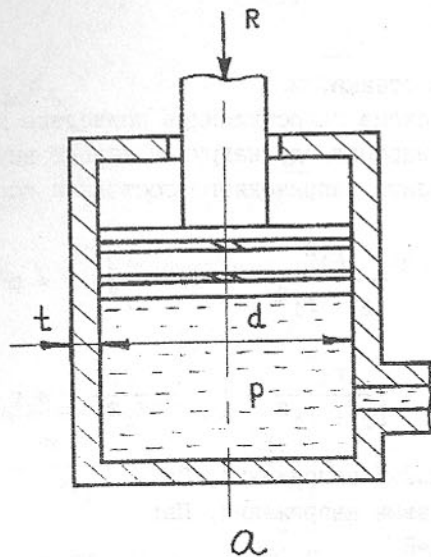


Рис. Расчетные схемы :  
а - гидроцилиндр; б - кольцевая деталь

$$\begin{aligned}
 \mathcal{L}(x, \lambda, u) = & d + 2 \cdot t + \lambda_1 \cdot \left[ \frac{2 \cdot R}{\pi} \cdot \left( \frac{1}{d \cdot t + t^2} + \frac{4}{d^2} \right) + u_1^2 - [\delta] \right] + \\
 & + \lambda_2 \cdot [-d + u_2^2 + d_{\min}] , \quad (15) \\
 \text{где } x = \{d, t\} & - \text{ вектор параметров;} \\
 \lambda = \{\lambda_1, \lambda_2\} & - \text{ вектор неопределенных множителей Лагранжа;} \\
 u = \{u_1, u_2\} & - \text{ вектор добавочных членов.}
 \end{aligned}$$

Используя выражение (4) и проведя необходимые преобразования, получаем систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned}
 1 - \lambda_1 \cdot \frac{2 \cdot R}{\pi} \cdot \left( \frac{1}{t \cdot (d+t)^2} + \frac{8}{d^3} \right) - \lambda_2 &= 0 , \\
 2 - \lambda_1 \cdot \frac{2 \cdot R}{\pi} \cdot \frac{d + 2 \cdot t}{(d \cdot t + t^2)^2} &= 0 , \\
 \lambda_1 \cdot \left[ \frac{2 \cdot R}{\pi} \cdot \left( \frac{1}{d \cdot t + t^2} + \frac{4}{d^2} \right) - [\delta] \right] &= 0 , \\
 \lambda_2 \cdot [-d + d_{\min}] &= 0 , \\
 \frac{2 \cdot R}{\pi} \cdot \left( \frac{1}{d \cdot t + t^2} + \frac{4}{d^2} \right) &\leq [\delta] , \\
 -d &\leq -d_{\min} , \\
 \lambda_1 \geq 0 , \lambda_2 &\geq 0 .
 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Выражая из второго и первого уравнений системы (16) неопределенные множители Лагранжа

$$\lambda_1 = \frac{\pi}{R} \cdot \frac{(d \cdot t + t^2)^2}{d + 2 \cdot t} ,$$

$$\lambda_2 = 1 - \frac{2 \cdot t}{d + 2 \cdot t} - \frac{16}{d^3} \cdot \frac{(d \cdot t + t^2)^2}{d + 2 \cdot t} ,$$

приходим к системе из двух нелинейных уравнений с двумя пере-

менными  $d$  и  $t$ :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\pi}{R} * \frac{(d*t+t^2)^2}{d+2*t} * \left[ \frac{2*R}{\pi} * \left( \frac{1}{d*t+t^2} + \frac{4}{d^2} \right) - [6] \right] = 0, \\ \left[ 1 - \frac{2*t}{d+2*t} - \frac{16}{d^3} * \frac{(d*t+t^2)^2}{d+2*t} \right] * [-d + d_{\min}] = 0. \end{aligned} \right\} (17)$$

Решением данной системы являются оптимальные габаритные размеры гидроцилиндра.

Исходными данными при расчете являлись:

$$R = 9810 \text{ Н};$$

$$[6] = 200 \text{ МПа};$$

$$d_{\min} = 0.03 \text{ м}.$$

В результате решения системы (17) получили:

- внутренний диаметр гидроцилиндра  $d = 0.03 \text{ м}$ ;

- толщина стенки  $t = 1,167 \text{ мм}$ ,

что соответствует минимуму целевой функции (9) (отрицательные значения параметров исключались как не удовлетворяющие физическому смыслу задачи).

**2. Постановка задачи.** Имеется кольцевая деталь, которую можно рассматривать как замкнутый криволинейный брус радиуса  $r$ , поперечное сечение  $A$  которого не меняет своей формы. Причем высота  $h$  поперечного сечения значительно больше толщины  $b$  -  $h \gg b$ .

Кольцевая деталь опирается на три опоры  $A, B, C$ , расположение которых характеризуется углами  $\alpha, \beta, \gamma$  (рис. (6)) и испытывает деформации под действием распределенной нагрузки  $q$  от собственного веса, трех точечных сил  $R_A, R_B, R_C$  и трех моментов  $M_A, M_B, M_C$ .

Необходимо подобрать площадь поперечного сечения  $A$  кольцевой детали таким образом, чтобы напряжения в сечении  $O$  были минимальны.

Целевой функцией в данном случае является выражение для нахождения напряжений в сечении  $O$ :

$$\sigma_{\theta O} = \frac{2}{W_x^2} * \frac{M_{иO}^2}{2} + \frac{4}{W_k^2} * \frac{M_{кO}^2}{2}, \quad (18)$$

где  $M_{иO}, M_{кO}$  - соответственно изгибающий и крутящий момент в сечении  $O$ ;

$W_x, W_k$  - соответственно полярный момент инерции попе-

речного сечения относительно оси  $x$  и полярный момент инерции сечения при кручении.

Используя /5/, для выражения изгибающего и крутящего моментов запишем:

$$M_{иO} = -R_A * r * \alpha_{1P}(a_1) - R_B * r * \alpha_{1P}(b_1) - R_C * r * \alpha_{1P}(c_1) + M_A * \alpha_{1W}(a_1) + M_B * \alpha_{1W}(b_1) + M_C * \alpha_{1W}(c_1) - q * r^2; \quad (19)$$

$$M_{кO} = -R_A * r * \alpha_{2P}(a_1) - R_B * r * \alpha_{2P}(b_1) - R_C * r * \alpha_{2P}(c_1) + M_A * \alpha_{2W}(a_1) + M_B * \alpha_{2W}(b_1) + M_C * \alpha_{2W}(c_1) - q * r * r^2, \quad (20)$$

где  $R_A, R_B, R_C$  - силы, действующие на кольцевую деталь;

$M_A, M_B, M_C$  - моменты, действующие на кольцевую деталь;

$q$  - распределенная нагрузка от собственного веса;

$a_1, b_1, c_1$  - углы, характеризующие приложение сил и моментов относительно рассматриваемого сечения;

$\alpha_{1P}, \alpha_{2P}, \alpha_{1W}, \alpha_{2W}$  - коэффициенты, определяемые по формулам:

$$\alpha_{1P}(\varphi) = \frac{\varphi * \sin \varphi}{2 * \pi}; \quad (21)$$

$$\alpha_{2P}(\varphi) = \frac{-\varphi + \varphi * \cos \varphi}{2 * \pi}; \quad (22)$$

$$\alpha_{1W}(\varphi) = \frac{-\varphi * \sin \varphi}{2 * \pi} + \frac{\cos \varphi}{(1 + G * J_K / (E * J_x)) * \pi}; \quad (23)$$

$$\alpha_{2W}(\varphi) = \frac{-\varphi * \cos \varphi}{2 * \pi} - \frac{\sin \varphi}{(1 + G * J_K / (E * J_x)) * \pi}, \quad (24)$$

где  $\varphi$  - текущий угол;

$G, E$  - модуль упругости первого и второго рода материала кольцевой детали;

$J_K$  - момент инерции поперечного сечения кольцевой детали при кручении;

$J_x$  - осевой момент инерции сечения кольцевой детали.

Решим поставленную задачу для случая:  $\alpha = \beta = \pi/2, \gamma = 2\pi - \alpha - \beta = \pi$ . Сечение  $O$  является началом отсчета, т.е.  $\varphi = 0^\circ$ . Тогда углы, характеризующие приложение нагрузок, равны:

$$a_1 = -\pi/2; b_1 = -\pi; c_1 = -3\pi/2.$$



Значения коэффициентов (21) - (24) для данных углов приведены в табл.

Таблица

Значения коэффициентов

Угол Коеф-т	a <sub>1</sub>	b <sub>1</sub>	c <sub>1</sub>
ж1P	1/4	0	-3/4
ж2P	0	1	0
ж1W	-1/4	-1/A1	3/4
ж2W	1/A1	-1/2	-1/A1

где  $A_1 = (1 + G \cdot J_K / (E \cdot J_X)) \cdot \pi$

Силы R<sub>A</sub>, R<sub>B</sub>, R<sub>C</sub> и моменты M<sub>A</sub>, M<sub>B</sub>, M<sub>C</sub> согласно /5/ равны:

$$R_A = R_C = q \cdot \pi \cdot r ; R_B = 0 ;$$

$$M_A = M_C = R_A \cdot r = q \cdot \pi \cdot r^2 ; M_B = R_B \cdot r = 0 .$$

Распределенная нагрузка q может быть выражена через площадь поперечного сечения A:

$$q = \frac{m \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{V \cdot \rho \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot r} = \frac{A \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \rho \cdot g}{2 \cdot \pi \cdot r} = A \cdot \rho \cdot g , \quad (25)$$

где  $\rho$  - плотность материала кольцевой детали, кг/м<sup>3</sup> ;  
g - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup> .

После подстановки всех величин в (19) и (20) получаем:

$$M_{\text{ж}10} = A \cdot \rho \cdot g \cdot r^2 \cdot (\pi - 1) ; M_{\text{ж}20} = A \cdot \rho \cdot g \cdot r^2 \cdot \pi .$$

Тогда, целевая функция (18) принимает вид:

$$B_{\text{ж}0}^2 = A^2 \cdot \rho^2 \cdot g^2 \cdot r^4 \cdot \left[ \frac{(\pi - 1)^2}{W_X^2} + \frac{4 \cdot \pi^2}{W_K^2} \right] . \quad (26)$$

В связи с тем, что величины A, W<sub>X</sub> и W<sub>K</sub> - зависимые, то на основании данных, приведенных в /5/, были получены зависимости W<sub>X</sub>=f(A) и W<sub>K</sub>=f(A) :

$$W_X = (A_X \cdot A - B_X) / A ; W_K = A_K + B_K \cdot A , \quad (27)$$

где A<sub>X</sub> = 0.024 ; B<sub>X</sub> = 0.001 ; A<sub>K</sub> = 0.001 ; B<sub>K</sub> = 0.006 .

В результате получаем целевую функцию:

$$B_{\text{ж}0}^2 = A^2 \cdot \rho^2 \cdot g^2 \cdot r^4 \cdot \left[ \frac{A^2 \cdot (\pi - 1)^2}{(A_X \cdot A - B_X)^2} + \frac{4 \cdot \pi^2}{(A_K + B_K \cdot A)^2} \right] . \quad (28)$$

Ограничением целевой функции выступает неравенство:

$$A > 0 . \quad (29)$$

Согласно выражениям (2) и (8) записываем ограничение в виде :

$$- A + u_1^2 = 0 .$$

Функция Лагранжа для данного примера равна:

$$L(A, \lambda_1) = A^2 \cdot \rho^2 \cdot g^2 \cdot r^4 \cdot \left[ \frac{A^2 \cdot (\pi - 1)^2}{(A_X \cdot A - B_X)^2} + \frac{4 \cdot \pi^2}{(A_K + B_K \cdot A)^2} \right] + \lambda_1 \cdot (-A + u_1^2) .$$

В соответствии с (4) запишем систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} & \rho^2 \cdot g^2 \cdot r^4 \cdot \left[ 2 \cdot A \cdot \left( \frac{A^2 \cdot (\pi - 1)^2}{(A_X \cdot A - B_X)^2} + \frac{4 \cdot \pi^2}{(A_K + B_K \cdot A)^2} \right) + \right. \\ & \left. + A^2 \cdot \left( \frac{-2 \cdot B_X \cdot A \cdot (\pi - 1)^2}{(A_X \cdot A - B_X)^3} - \frac{8 \cdot \pi^2 \cdot B_K}{(A_K + B_K \cdot A)^3} \right) \right] - \lambda_1 \cdot A = 0 , \\ & - \lambda_1 \cdot A = 0 , \\ & - A < 0 , \\ & \lambda_1 \geq 0 . \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

Решая заданную систему одним из численных методов, можно найти оптимальное значение площади поперечного сечения A.

#### Выводы

Использование ММЛ дает возможность оптимизировать параметры деталей и узлов и позволяет формализовать процесс проектирования машин. Исследования показали, что применение данного метода сокращает машинное время расчета на 10+12 % по сравнению с традиционными методами. Расширение круга решаемых задач с использованием ММЛ сдерживается выбором численных методов для решения получаемых систем уравнений.

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Банди Б. Методы оптимизации. Пер. с англ. - М.: Радио и связь, 1988. - 129 с.
2. Сопилкин Г.В., Ошовская Е.В., Руденко Р.В., Нижник А.В. Исследования предохранительно-демпфирующей муфты/Сб. научн. ст. "Прогрессивные технологии и системы машиностроения"- Донецк: ДонГУ, 1995. Вып. 2. - 62-72 с.
3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. - М.: Машиностроение, 1971. - 671 с.
4. Сопротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. - К.: Вища шк., 1986. - 775 с.
5. Исследование напряженно-деформируемого состояния распределительного кольца. Отчет ДПИ. - Шифр работы 90/464. - Донецк, 1992. - 65 с.

ПРИНЦИПЫ ПОСТРОЕНИЯ ЭКСПЕРТНОЙ СИСТЕМЫ  
ОБСЛУЖИВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Сопилкин Г.В., Ченцов Н.А., Сидоров В.А., Ошовская Е.В.

В настоящее время известен ряд экспертных систем (ЭС) в здравоохранении, энергообеспечении, радиоэлектронике, планировании и управлении технологическими процессами и др. В сфере технического обслуживания и ремонта (ТО и Р), в частности, таких больших объектов как оборудование прокатных станов, механических поточных линий и др., такие системы отсутствуют.

Целью данной работы является разработка основных принципов построения экспертной системы ТО и Р оборудования.

Анализ задач и ситуаций, возникающих в процессе ТО и Р оборудования характеризуется следующими особенностями:

1. Наличие быстроменяющихся проблемных ситуаций, имеющих ряд неопределенностей и требующих гибкого, а в некоторых случаях немедленного принятия решения.
2. Процесс выработки и принятия решений базируется не только на количественных характеристиках информации, но и на факторах морального, психологического состояния лиц, принимающих решения.

Поэтому подготовку информации для принятия решений следует рассматривать, как творческий акт выбора из совокупности возможных решений, в котором количественные факторы сочетаются с эвристическими, представленными экспертами и разработчиками на ЭЕМ. Таким образом, решения базируются на формальной и творческой основе. Наличие двух видов информации способствует адаптации системы в производственных условиях.

Первый вид информации обслуживает задачи: контроль состояния оборудования, классификация состояний отдельных машин и механизмов; контроль наличия трудовых, материальных и финансовых ресурсов и др. Эта информация получается автоматически или частично от ручного ввода и составляет основу информационной стадии разработки ЭС. При этом ЭЕМ берет на себя только информационные функции, т.е. выдает информацию в преобразованном виде, удобном для восприятия человеком.

Информационная стадия является основой формирования данных следующей стадии - информационно-советующей, т.е. умеющей оценить состояние объекта управления и найти перечень управляющих

рекомендаций. Информационно-советующая стадия обеспечивается вторым видом информации, включающей данные о состоянии объектов и среды управления. Для реализации информационно-советующей стадии необходим коллектив экспертов, которые могут определить и описать логическими и вычислительными моделями любые возникающие проблемные ситуации ТО и Р оборудования (например, снизить количество отказов, повысить качество ремонтных воздействий).

Следовательно, имеем ЭС, которая по способу описания, представления информации и организации процессов целенаправленного распознавания ситуаций, выработки и принятия управляющих решений, может быть представлена многоуровневой моделью управления базами данных и базой знаний. При этом основными характеристиками модели являются: экспертность, ассоциативность, многоальтернативность, семиотичность и адаптивность /1,2/.

Основу модели составляет экспертность, на базе которой формируются цели управления, являющиеся областью поиска решений, правил поиска и принятия решений. Наличие экспертов позволяет: помимо процедур распознавания проблемных ситуаций, выработки и принятия решений, выявлять непротиворечивые знания об объектах управления путем периодического формирования различных групп экспертов; создавать имитационно-экспертные модели при различных проблемных ситуациях; моделировать любое число комбинаций принятия решений и реализации различных типовых методов решения задач; формализовать связи между экспертами различных направлений и областей знаний.

Учитывая то, что ЭС является сложной человеко-машинной системой, необходимо использовать знания: 1) экспертов-управленцев для построения модели распознавания состояния машин и механизмов, выработки и принятия управляющих решений о проведении ТО и Р оборудования; 2) постановщиков локальных задач управления, формирующих вычислительные алгоритмы, характеризующие модели: описания надежности; диагностирования оборудования; планирования ремонтно-профилактических работ; обеспечение материальными, трудовыми и финансовыми средствами; 3) программистов вычислительных общесистемных алгоритмов; 4) конструкторов

систем принятия решений, чтобы проектировать и генерировать программное обеспечение системы и организовать ее проблемную ситуацию.

Для автоматического накопления, обобщения информации о состоянии машин, механизмов и объектов, управления их состоянием, а также адаптации системы на определенную область управления целесообразно предусмотреть ассоциативность системы, т.е. совокупность способов решения информационно-логических задач, основанных на программной реализации связей между данными, хранящимися в запоминающих устройствах вычислительных машин. Известно, что ассоциативное программирование эффективно для решения задач систем массового обслуживания, к которым относится предлагаемая экспертная система.

Многоальтернативность системы обеспечивает отображение всех возможных путей поиска оптимальных решений.

Семиотичность является основой для разработки механизмов интерпретации разнородной информации о состоянии оборудования (данные об отказах или значения диагностических параметров) и среде управления его надежностью в процессе эксплуатации и ремонтных воздействий.

Адаптивность означает, что поведение реализующей систему программы меняется в течение некоторого времени. Эта характеристика выполняется, если исходная информация будет заложена в систему правил, которые в дальнейшем могут быть легко изменены пользователем или путем формирования новой информации в результате анализа входной информации при небольшом вмешательстве пользователя.

Экспертная система включает ряд логически взаимосвязанных блоков, соответствующих задачам, решаемым системой ТО и Р (рис.1): 1) оценка состояния системы ТО и Р оборудования; 2) определение целей и критериев эффективности; 3) выработка решения; 4) принятие решений; 5) реализация решений; 6) оценка результатов.

В каждом из блоков решаются задачи сбора, анализа информации и выработки решений.

В первом блоке накапливается информация, отражающая состояние оборудования, внешней среды управления системой ТО и Р, наличие ресурсов. Выявляются расхожести между желаемым и действительным состоянием системы. Этот блок включает задачи :



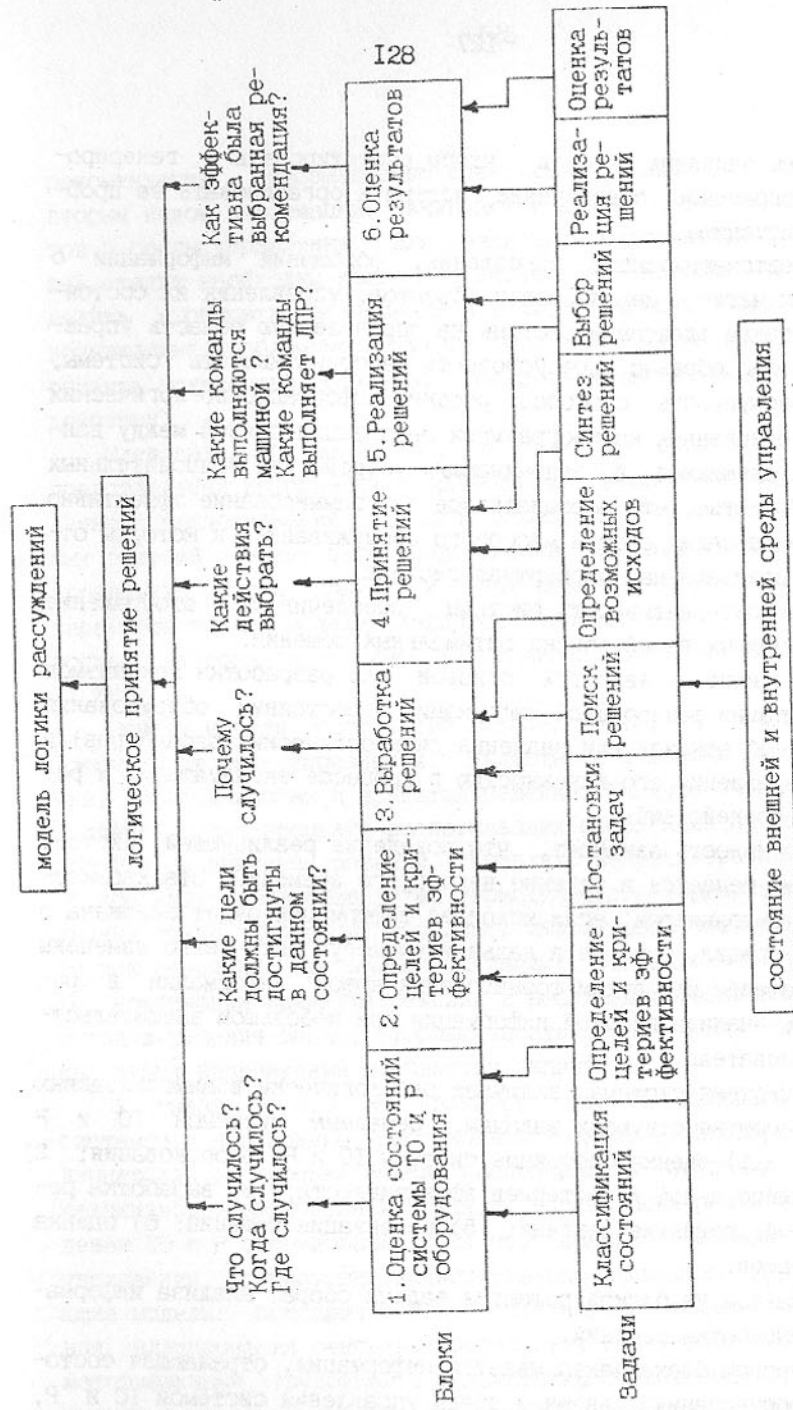


Рис. 1. Взаимосвязь логических блоков экспертной системы

анализа состояния оборудования и его обеспеченность ресурсами; формирование проблем и проблемных ситуаций.

Во втором блоке определяется необходимость изменения (или сохранения) существующего состояния системы, т.е. намечаются пути совершенствования и исключения недостатков, некоторых целей управления, режимов работы и нагружения оборудования, критериев эффективности. При этом решаются задачи: определения проблемных целей и критериев эффективности; формирования целевых проблемных ситуаций.

Третьим блоком определяются все возможные способы или пути достижения целей, переходы в желаемые состояния. Необходимо в этом блоке максимально обеспечить полноту множества возможных решений, включая и избыточные. Такой подход оправдан, так как потери, связанные с анализом большого числа решений, чаще всего несоизмеримо меньше возможных потерь системы управления в результате случайного исключения решения, которое на самом деле является наилучшим [1,3]. Задачи третьего блока: формирование модели системы управления ТО и Р оборудования и поиск решений.

Четвертый блок заключается в выборе из множества возможных решений наилучшего в смысле эффективности достижения цели. Результатом этого блока будет единственное принятое управляющее решение. Для реализации четвертого блока решаются задачи: синтеза решений, определения возможных исходов и выбора решения.

Основу пятого блока составляют этапы реализации решения, т.е. приведение системы ТО и Р оборудования в целевое состояние. В результате принятого решения изменяется состояние системы, это достигается решением задач формирования исполнительных команд и слежения за исполнением. Информация о новом состоянии системы опять попадает на вход системы управления, что приводит к включению в работу шестого блока - оценки результатов.

В этом блоке решаются задачи сопоставления и оценки результатов. Оценив результаты реализации решений, корректируются методы определения целей, критериев эффективности, моделей управления, состав (банк) информации.

Для обеспечения поиска возможных решений при всех различных состояниях системы ТО и Р оборудования используется модель управляющей системы. Модель имеет связь с блоком оценки состо-

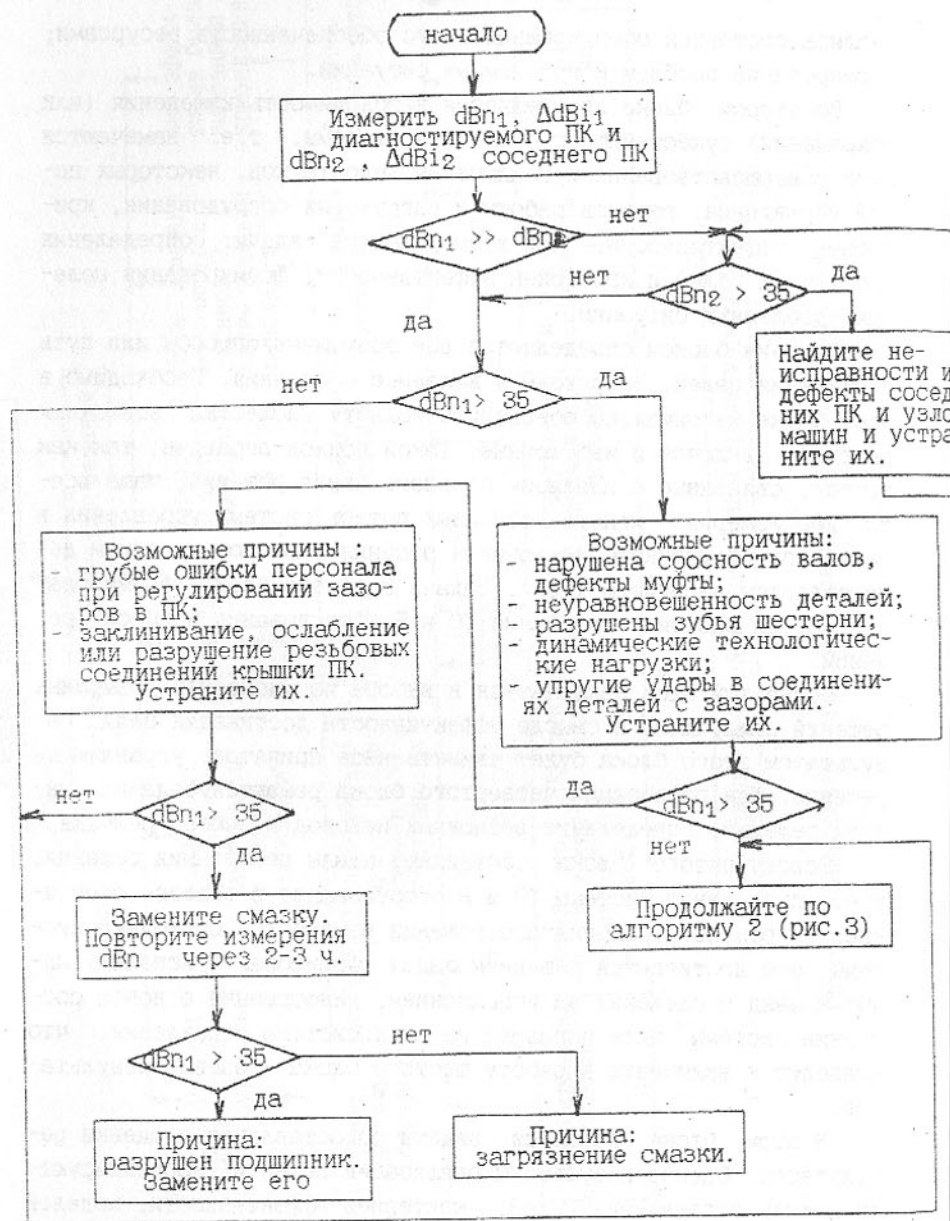


Рис. 2. Алгоритм 1 анализа результатов диагностирования подшипников качения

яния системы, блоком информации, блоком выработки множества возможных решений, блоком оценки результатов реализации решений. Основное назначение этой модели - быть областью поиска множества возможных решений. Область поиска направляется процессами блока оценки состояний, и ее настройка заключается в выявлении наиболее важных подобластей поиска в зависимости от ситуации, сложившейся в системе. Такой подход дает возможность сокращать область поиска решений.

Для анализа поведения системы ТО и Р оборудования, проверки реакций на предлагаемые решения создана модель управляемой системы. Эта модель имеет связь с блоками выработки множества возможных решений, принятия решений, определения целей и критериев эффективности, оценки результатов реализации решений и информационным банком. Результаты, полученные в этой модели вместе с оценкой результатов реализаций предыдущих решений, используют для определения целей и критериев эффективности. В свою очередь цели и критерии эффективности вместе с информацией из моделей управляемой и управляющей систем и необходимыми данными из банка информации позволяют выбрать множество возможных решений и на их основе осуществить выбор решения. Полученное решение затем реализуют, а результаты оценивают. Наличие памяти и модели позволяет анализировать поведение системы ТО и Р оборудования за длительный период времени. При анализе уточняют определение целей и критериев эффективности, вырабатывают множество возможных решений и создают условия для корректировки и самокорректировки моделей.

Опыт исследований действующих и разработка новых форм организации системы ТО и Р оборудования [3] показал, что при анализе текущего состояния оборудования и соотнесении его с требуемым состоянием человек не просто собирает информацию для принятия решений, но и строит модель проблемной ситуации. При этом, выделяя в текущем состоянии долю и роль наиболее важных состояний до этого события, а также прогнозирует перспективное состояние и возможности его поддержания (обеспеченность ресурсами). Поэтому для реализации процессов мыслительной (логической) деятельности при принятии решений используется принцип модельности построения системы ТО и Р оборудования. Суть этого принципа состоит в создании моделей и логических алгоритмов работы с этими моделями. Модели делятся на вычислительные и

логические. Вычислительные модели являются оптимизационными алгоритмами расчетных операций при поиске решений, а логические - алгоритмами экспертно логического поиска решений.

Для каждой проблемной ситуации ставятся цели, каждая из которых оценивается с точки зрения ее эффективности, а затем принимается одно решение, реализуемое в системе. Следовательно, наряду с принципом модельности используется принцип логической последовательности управления, заключающийся в том, что из всех состояний, возникающих в системе ТО и Р оборудования, выделяется множество проблем, достойных внимания, с точки зрения управления. В найденном множестве в первую очередь выделяются те проблемы, которые требуют вмешательства в процесс управления, т.е. проблемные ситуации. Проблемные ситуации анализируются и уже по ним принимается решение.

Рассмотрим взаимосвязь вычислительных и логических моделей. В состав вычислительных моделей включены: модель описания отказов оборудования; диагностическая модель механизмов; модель планирования ремонтно-профилактических работ; модель расчета трудовых ресурсов; расчет потребности в материальных ресурсах. Первые две модели составляют основу модели анализа состояния оборудования.

Для формирования логических моделей воспользуемся принципом "вопрос - ответ"/2/. Для блока оценки состояния оборудования (или в целом системы ТО и Р) - "Что случилось? Когда случилось? Где случилось?". "Что за цели стоят в данном состоянии?" - для блока определения целей. "Почему случилось? Что делать?" - для блока выработки решений. "Как эффективны эти действия?" - для блока принятия решений.

Если рассматривать эту же последовательность блоков с точки зрения прогнозирования состояний машин и агрегатов, то возможны ответы на вопросы: "Что может случиться? Когда может случиться? Где может случиться?".

Итак, все шесть вопросов - Кто? Что? Когда? Где? Как? и Почему? - могут служить образцами реальных процессов выработки и принятия решений.

Процесс выработки и принятия решений всегда должен обслуживать алгоритм, по которому можно было бы проконтролировать логику рассуждений в процессе выработки решений, на каждом из этапов решения задач. Такие действия контроля называют /2/

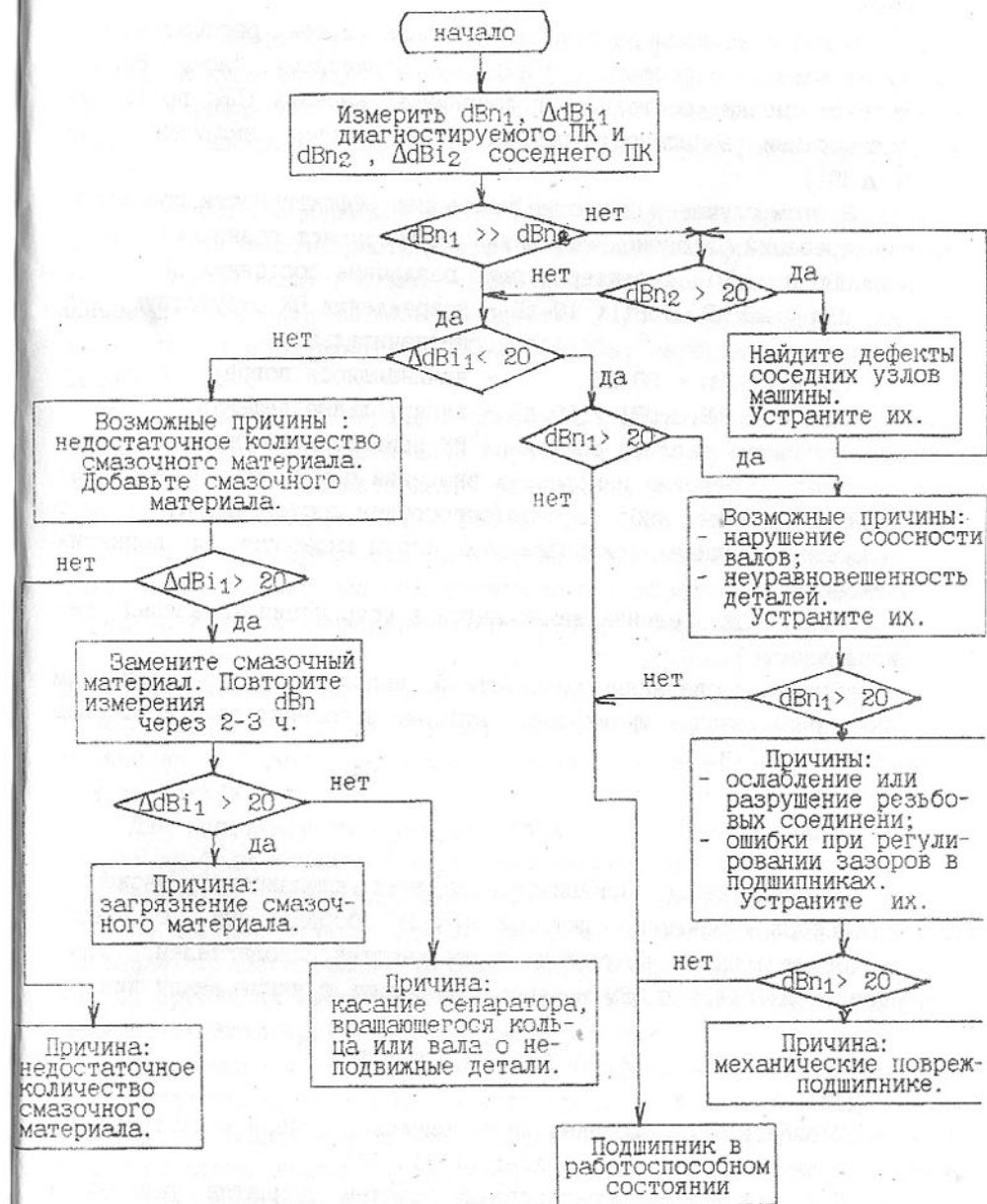


Рис. 3. Алгоритм 2 анализа результатов диагностирования подшипников качения



принципом наблюдаемости, а процесс его реализации - трассировкой.

В качестве примера функционирования системы рассмотрим одну из задач, относящуюся к первому логическому блоку ЭС. А именно, оценка состояния подшипников качения (ПК) по данным диагностики (в частности, по значениям ударных импульсов  $dVn$  и  $\Delta dVi$ ).

В этом случае в качестве критериев эффективности предлагаемых решений и оценок состояния ПК выступают граничные значения  $dVn$  и  $dVi$ , характеризующие различные состояния ПК:

$dVn < 20$  дБ,  $\Delta dVi < 10$  дБ - повреждения ПК отсутствуют или незначительны;

$20$  дБ  $\leq dVn < 30$  дБ - начинающиеся повреждения;

$dVn > 35$  дБ,  $\Delta dVi > 20$  дБ - значительные дефекты.

Алгоритмы анализа состояния ПК приведены на рис.2 и 3.

После сравнения измеренных значений  $dVn$  с граничными выдаются заключения либо о работоспособном состоянии ПК, либо о возможных причинах неисправности (блоки выработки и принятия решений).

Реализация решений заключается в устранении указанных неисправностей.

Оценка проведенных воздействий выполняется по граничным значениям ударных импульсов, которые выполняют роль критериев эффективности.

## ВЫВОДЫ

Выбранный набор принципов позволяет унифицировать множество процессов управления системой ТО и Р оборудования, с учетом вычислительных и логических действий исполнителей, обеспечить их связь с ЭВМ и перераспределить функции между ними.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Поспелов Д.А. Логико-лингвистические модели в системах управления. - М.: Энергоиздат, 1981. - 250 с.
2. Башлыков А.А. Проектирование систем принятия решений в энергетике. - М.: Энергоатомиздат, 1986. - 120 с.
3. Организация технического обслуживания металлургического оборудования /Седуш В.Я., Сопилкин Р.Р., Вдовин В.В. и др. - К.: Техника, 1986. - 124 с.

## АЛМАЗНОЕ ШЛИФОВАНИЕ БЫСТРОРЕЖУЩЕЙ СТАЛИ Р6М5Ф3

Цокур В.П.

Особенности обработки закаленных быстрорежущих сталей в значительной мере определяются наличием легирующих элементов, образующих карбиды высокой твердости. Вольфрам, железо и углерод образуют комплексный карбид  $Fe_3W_3C$  в котором растворяется ванадий.

В сталях, содержащих менее 1,8% ванадия, во время закалки последний полностью растворяется в карбиде вольфрама. При большом содержании ванадия в стали часть его образует самостоятельный карбид, обладающий высокой твердостью /1/. Микротвердость карбида вольфрама составляет (17000-25000) МПа, карбида ванадия 19400 МПа /2/.

Микротвердость карбидов соизмерима с твердостью электрокорунда, поэтому при абразивной обработке быстрорежущей стали применяют сверхтвердые материалы: альбор, алмаз и др.

Работами Сагарды А.А., Мишнаевского А.А. и Бабенко О.А./3/ доказана целесообразность применения кругов на металлических связках с алмазами высокой прочности при абразивной обработке периферией круга ванадиевых быстрорежущих сталей.

Главным недостатком алмазных кругов на металлических связках является быстрая потеря режущих свойств, что связано с образованием площадок износа на зернах, заполнением межзеренного пространства отходами шлифования и малой величиной выступания зерен из связки.

Для восстановления режущих свойств и геометрических параметров профиля алмазного круга применяются различные методы правки: тепловые, химические, механические и комбинированные.

На кафедре МСтанки ДонГТУ под руководством доцента Матюхи П.Г. проводились исследования процесса электроэрозионной правки алмазных кругов на металлических связках и способов восстановления режущих свойств кругов в процессе обработки.

Эксперименты проводили на плоскошлифовальном станке модели ЗГ71, модернизированном для электроэрозионной правки (ЭЭП) алмазных кругов. Модернизация заключалась в электроизоляции магнитной плиты от стола станка пластинками из ситалла и шлифовального круга от фланцев слоем эпоксидного клея ЭДП.

Для исследования различных способов обработки стали Р6М5Ф3 был выбран круг следующей характеристики IAI 250x16x5x76 AC6 I60/I25-4-M2-01.

Перед каждым экспериментом круг правили электроэрозионным способом с помощью источника технологического тока модели ИТТ-35, основные характеристики которого следующие: частота импульсов - 50 Гц; диапазон регулирования выходного амплитудного напряжения на холостом ходу  $U_{xx} = 27 \dots 75$  В; максимальный средний ток  $I_{cp} = 35$  А.

Схема правки алмазного круга показана на рис. 1.

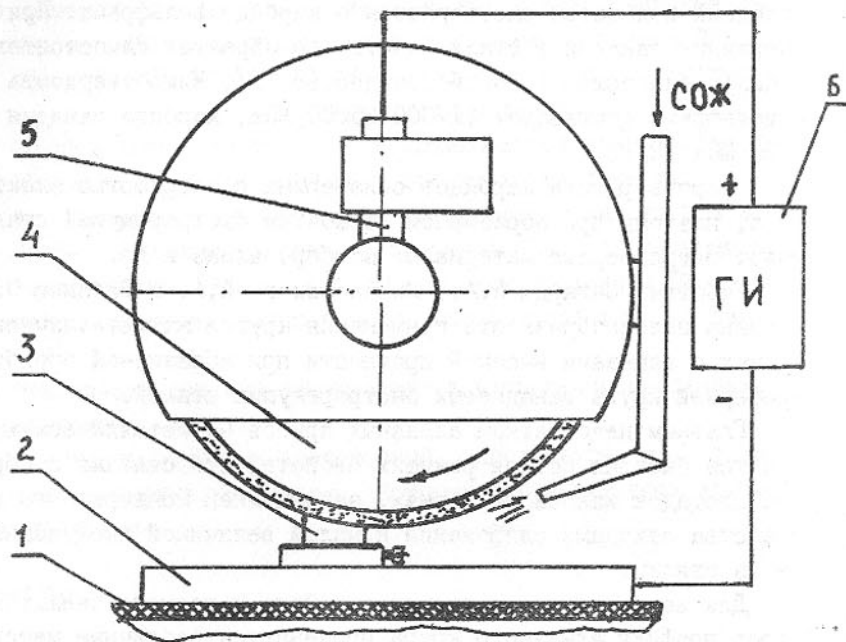


Рис. 1. Схема электроэрозионной правки алмазного круга  
1 - керамические пластинки; 2 - магнитная плита;  
3 - правящий электрод из меди М1; 4 - алмазный круг;  
5 - щетка; 6 - генератор импульсов

Правка алмазного круга 4 на металлической связке осуществляется с помощью электрода 3 из меди М1, установленного в струбцине, закрепленной на магнитной плите 2. Магнитная плита изолирована от конструкции станка пластинками из ситалла 1. Технологическая энергия от генератора импульсов 6 подводится к кругу через токосъемник, посредством щетки 5, а к электроду - через корпус магнитной плиты.

Материал электрода - медь М1, длина электрода - 30 мм. Режимы ЭЭП при подготовке кругов к эксперименту и режимы обработки образцов приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1  
Электрические и механические режимы ЭЭП при подготовке кругов к эксперименту

Режимы						
электрические			механические			
$U_{xx}$ , В	$I_{cp}$ , А	$U_{cp}$ , В	$t$ , мкм	$S_{prod}$ , м/мин	$V_k$ , м/с	
60	8	3,5	5	0,72	35	

Таблица 2  
Механические режимы шлифования

$V_k$ , м/с	$S_{prod}$ , м/мин	$t$ , мкм	$S_{prod}$ , мм/ход
35	6	15	1,5

Исследовали влияние на составляющие силы резания трех способов шлифования: алмазного, электроэрозионного при  $U_{xx} = 50$  В, шлифование с вводом технологического тока в автономную зону при  $U_{xx} = 50$  В.

Результаты экспериментов приведены на рис. 2.

При алмазном шлифовании (прямые 1,4) наблюдается непрерывный рост сил  $P_y$  и  $P_z$ , который описывается уравнением прямой с высоким значением коэффициента корреляции, позволяющего утверждать достоверность зависимости  $P_y = f(\tau)$  и  $P_z = f(\tau)$  /4/

$$P_y = 4,84 \tau + 57, \quad r = 0,995;$$

$$P_z = 0,923 \tau + 18,2, \quad r = 0,986.$$

При шлифовании с подводом технологического тока в автономную зону (кривые 2,5) после 30 мин шлифования силы резания стабилизируются.

При АЭЭШ (кривые 3,6) составляющая силы резания  $P_y$  имеет величину в 1,39...1,13 раз меньшую, чем при шлифовании с автономной правкой.

Непрерывный рост составляющих силы резания при алмазном шлифовании указывает на прогрессирующую потерю режущих свойств

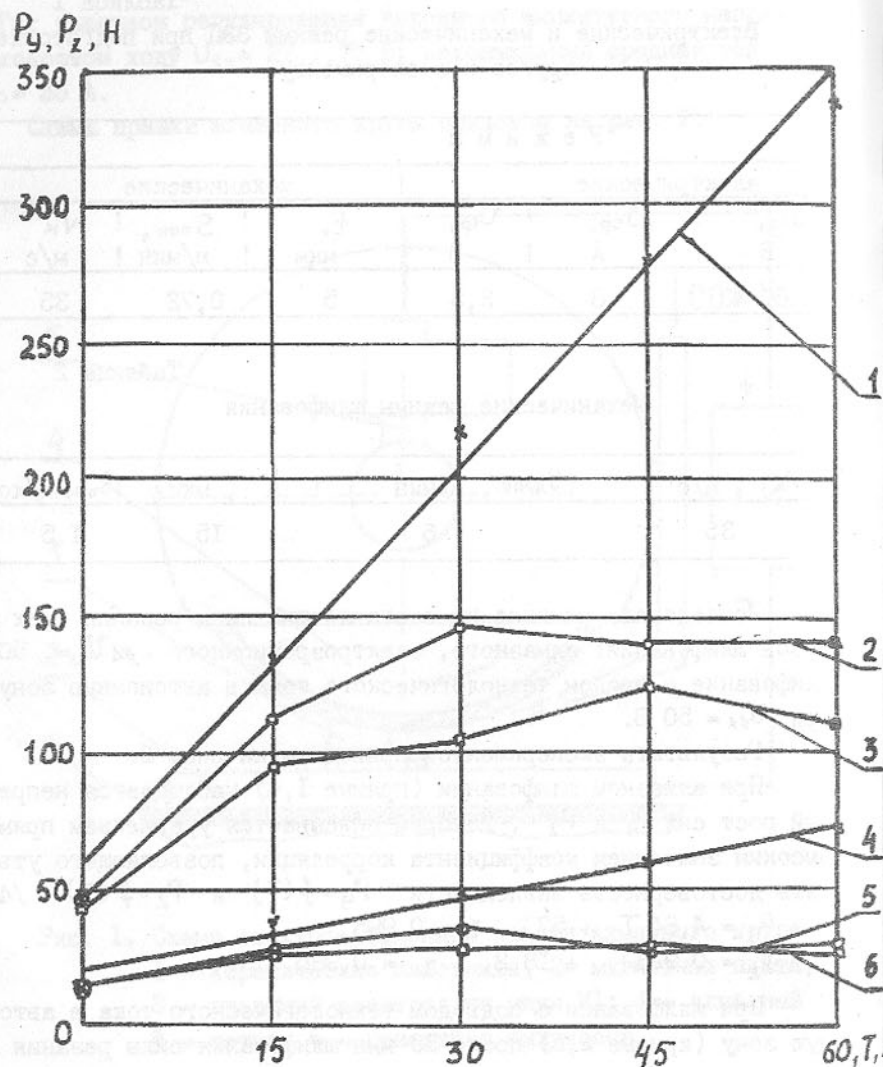


Рис. 2. Силы резания при различных способах подвода технологической энергии  
 1, 4 - без тока; 2, 5 - с подводом энергии в автономную зону;  
 3, 6 - алмазэрозионное шлифование (АЗЭШ)

алмазного круга с течением времени, что позволяет сделать вывод о нецелесообразности алмазного шлифования без применения способов воздействия на рабочую поверхность круга.

Введение же электрического тока позволяет снизить силы резания и поддерживать их на определенном уровне. Критерием оценки двух видов шлифования с введением технологического тока является себестоимость обработки, качество обработанной поверхности.

Величина удельной себестоимости обработки при различных способах шлифования приведена на рис. 3.

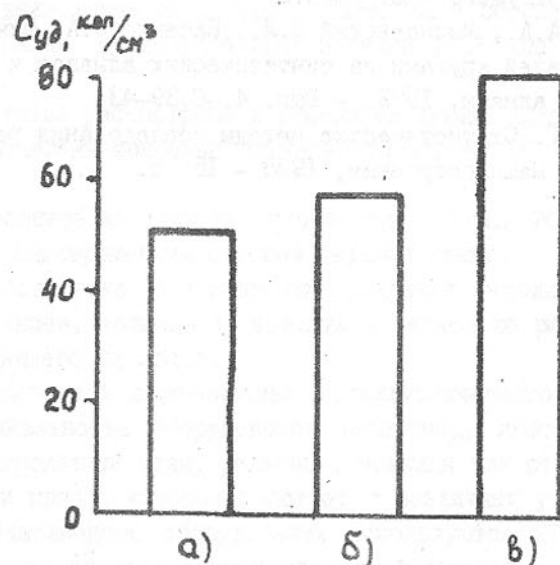


Рис. 3. Удельная себестоимость обработки при различных способах подвода технологической энергии (в ценах 1990г.)  
 а - без тока;  
 б - с подводом технологической энергии в автономную зону;  
 в - с подводом технологической энергии в зону резания (АЗЭШ)

Приняв удельную себестоимость алмазного шлифования за 1, получим 1,13 для шлифования с автономной правкой и 1,56 при алмазэрозионном шлифровании.



Вывод: Шлифование с автономной правкой алмазного круга с помощью импульсных источников технологического тока позволяет стабилизировать силы резания путем незначительного (13%) увеличения удельной себестоимости обработки.

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Качер В.А. Материалы режущих инструментов. Харьков. "Прапор", 1970 - 126 с.
2. Попов С.А., Дибнер Л.Г., Каменкович А.С. Шлифование деталей и заточка режущего инструмента.
3. Сагарда А.А., Мишнаевский Л.Л., Вабенко О.А. Шлифование быстрорежущих сталей кругами из синтетических алмазов и кубонита // Синтетические алмазы, 1973. - Вып. 4. - С.39-43.
4. Кацев П.Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1968 - 156 с.

#### ВОПРОСЫ СБОРКИ КРУПНОГАБАРИТНЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИИ

Щербина С.В.

Одной из причин низкой надежности металлургического оборудования является недостаточная оснащенность ремонтников, а также несовершенство и отсутствие единой технологии сборки крупногабаритных (КГ) резьбовых соединений (РС).

Эффективным способом повышения надежности КГ РС является разработка технологии их сборки, позволяющей обеспечить с высокой точностью усилие предварительной затяжки (УПЗ) одновременно в нескольких РС.

В статье рассмотрены и решены следующие вопросы:

- выявлены основные причины отказов КГ РС металлургических машин;
- обосновано решение производить сборку РС приложением осевых усилий с одновременным сжатием деталей стыка;
- обоснована необходимость создания методики расчета податливости фланцев, толщина  $l_1$  которых в несколько раз превышает диаметр  $d$  соединяющего их болта.

Характерной особенностью металлургического производства является уникальность оборудования (например, любого прокатного цеха, будь то прокатный стан, рольганг, ножницы для резки прокатанного металла или кран), которое работает в различных условиях. В конструкции перечисленного оборудования используются КГ РС, от надежности которых зависит срок службы различных деталей и узлов каждой машины и всего оборудования цеха.

Удельный вес отказов болтов крепления крышек подшипников роликов рабочих рольгангов обжимного цеха Енакиевского металлургического завода за период 1966-1972 г.г. составил 44,9% [1]. Из них 64% отказов приходится на уменьшение предварительной затяжки болтов, а 36% отказов - на обрыв болтов.

Основными причинами отказов РС являются:

- а) несовершенство технологий сборки;
- б) низкая точность контроля за УПЗ;
- в) невозможность обеспечить одинаковое УПЗ в групповых РС.
- г) отсутствие учета функциональной особенности оборудования при

расчете РС.

Как показывает практика, условия труда ремонтного персонала металлургических, машиностроительных и других предприятий за последние 80–90 лет не изменились. Как и в начале века, ремонтники сейчас оснащены теми же кувалдой, гаечным ключом и зубилом. В век научно-технического прогресса задача разработки и оснащения ремонтников механизированным инструментом по затяжке КГ РС должна быть решена.

Можно выделить следующие причины отсутствия до настоящего времени механизированного инструмента, позволяющего быстро и с высокой точностью производить затяжку КГ РС. Конструкторы, проектирующие новое, единичное (уникальное) оборудование, например, прокатный стан или рольганг, в каждом конкретном случае по-разному решали проблему создания в ответственных РС требуемого УПЗ. Затяжка производилась как применением гаечного, тарированного ключа или гайковерта, так и способом предварительного нагрева болта. В каждом случае в технических условиях давались соответствующие указания по созданию требуемого УПЗ. Учитывая тот факт, что в любом цехе металлургического завода существует самое разнообразное оборудование, а применение различных способов затяжки РС требует от ремонтников дополнительного времени и усилий, не удивительно, что технология сборки ответственных РС не соблюдается, затяжка производится в большинстве случаев гаечными (торцевыми) ключами. При этом качество затяжки определяется ремонтниками "на глаз", т.е. точность затяжки каждого болта (шпильки) различна. Например, крышка подшипника ролика рольганга может быть затянута двумя болтами, один из которых недозатянут ( $\sigma_3 < \sigma_T$ ), а другой – перетянут ( $\sigma_3 \approx \sigma_T$ ). Здесь  $\sigma_3$  – напряжение в материале болта после его затяжки, а  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта. Эта причина объясняет низкую надежность ответственных РС, например, на рабочем рольганге блюминга Макеевского металлургического комбината.

В настоящее время на металлургических заводах Украины используются два основных метода сборки РС:

- приложением к гайке внешнего крутящего момента;
- приложением осевых усилий.

В процессе затяжки РС приложением внешнего крутящего момента в материале болта кроме нормальных (растягивающих) напряжений  $\sigma$  под действием момента трения в резьбе возникают касательные напряжения  $\tau$ , на которые болты не рассчитываются. Таким образом, при затяжке РС

путем приложения внешнего крутящего момента стержень болта будет находиться в сложном напряженном состоянии, а суммарные напряжения при неблагоприятных условиях трения будут существенно больше расчетных.

При возрастании диаметра резьбы (от М30) в 1,2–1,5 раза требуемые моменты затяжки увеличиваются примерно вдвое, причем с увеличением диаметра резьбы разница между этими величинами существенно возрастает (увеличивается значение  $\tau/\sigma$ ).

При затяжке КГ РС приложением внешнего крутящего момента точность контроля УПЗ низкая и составляет: – по углу поворота гайки  $\pm 15\%$ ; – по моменту динамометрическим ключом  $\pm 25\%$ ; – вручную без контроля  $\pm 35\%$  [2].

Важным фактором, снижающим безотказность РС, затягиваемых приложением внешнего крутящего момента, является то, что для затяжки болтов диаметром более 30 мм необходимо применять гаечный ключ с длиной рукоятки более 4 м, что в условиях производства обеспечить невозможно. Точность контроля за УПЗ в этом случае очень низкая.

Поэтому сборку КГ РС рекомендуется осуществлять приложением осевых усилий. В этом случае болты (шпильки) большого диаметра растягивают в пределах упругих деформаций, которые и создадут в их материале УПЗ после свободного закручивания гайки.

Сборка РС приложением осевых усилий осуществляется в основном растяжением стержня болта: 1) с одновременным сжатием деталей стыка или 2) с предварительным температурным удлинением.

Преимуществами первого способа являются устранение напряжений кручения  $\tau$  в материале болта и возможность обеспечения одинакового УПЗ в групповых РС.

Недостатками первого способа являются необходимость выполнения на болтах дополнительных резьбовых участков или иных элементов для передачи растягивающих усилий на соединяемые детали и относительная громоздкость устройства, реализующего этот способ сборки РС.

Преимуществом второго способа является только устранение напряжений кручения  $\tau$  в материале болта.

К недостаткам второго способа можно отнести наличие в стержне болта отверстия для установки нагревателя (например, электрического), неравномерность нагрева болта, невысокую производительность способа в связи с относительно большим временем нагрева.

Общим, и довольно существенным, недостатком описанных выше способов затяжки РС приложением осевых усилий является значительное

(часто до 50%) [3] уменьшение УПЗ за счет высокой контактной податливости в месте соприкосновения гайки с деталью соединения и высокой податливости резьбы, особенно в коротких болтах больших диаметров.

Одним из направлений совершенствования технологии сборки РС приложением осевых усилий является уменьшение влияния контактной податливости. С этой целью предлагается [3] вместе с осевым усилием прикладывать к затягиваемому соединению и крутящий момент (значение которого составляет около 30% крутящего момента, требуемого для затяжки этого РС только приложением крутящего момента), что позволяет использовать преимущества каждого из методов. При использовании комбинированного метода затяжки происходит контактное обжатие торца гайки и резьбовых участков, что уменьшает падение УПЗ в материале болта после окончания процесса затяжки.

Преимущества комбинированного способа затяжки очевидны, однако в этом случае увеличиваются размеры и сложность конструкции устройства, работающего на этом принципе.

В настоящее время перед конструкторами с целью облегчения труда ремонтного персонала металлургических и машиностроительных заводов и повышения надежности работающего в тяжелых условиях оборудования стоит задача создания устройства, обеспечивающего одновременную сборку нескольких РС с одинаковым УПЗ, причем быстро и с высокой точностью. Оно должно быть легким, компактным, удобным, а самое главное — простым и надежным в эксплуатации.

При прочих равных условиях перечисленным требованиям может удовлетворить устройство по затяжке РС, принцип действия которого основан на вытяжке болта с одновременным сжатием деталей стыка.

В литературе [4] отмечается, что для сборки РС приложением осевых усилий (с одновременным сжатием деталей стыка) проводились соответствующие исследования, для чего было создано и испытано устройство (гидроключ) для сборки РС, реализующее этот метод.

На рис. приведена схема гидравлического ключа, позволяющего реализовать сборку РС приложением осевых усилий. Гидравлический ключ работает следующим образом. При подаче масла от ручного гидронасоса поршень 1 движется вверх, увлекая за собой сменную муфту-тягу 2, навинчиваемую на выступающую над гайкой 3 резьбу затягиваемого болта 4. Растянув болт 4 относительно опоры 5, фиксацию напряженного состояния производят путем поворота гайки 3 через отверстия в опоре 5.

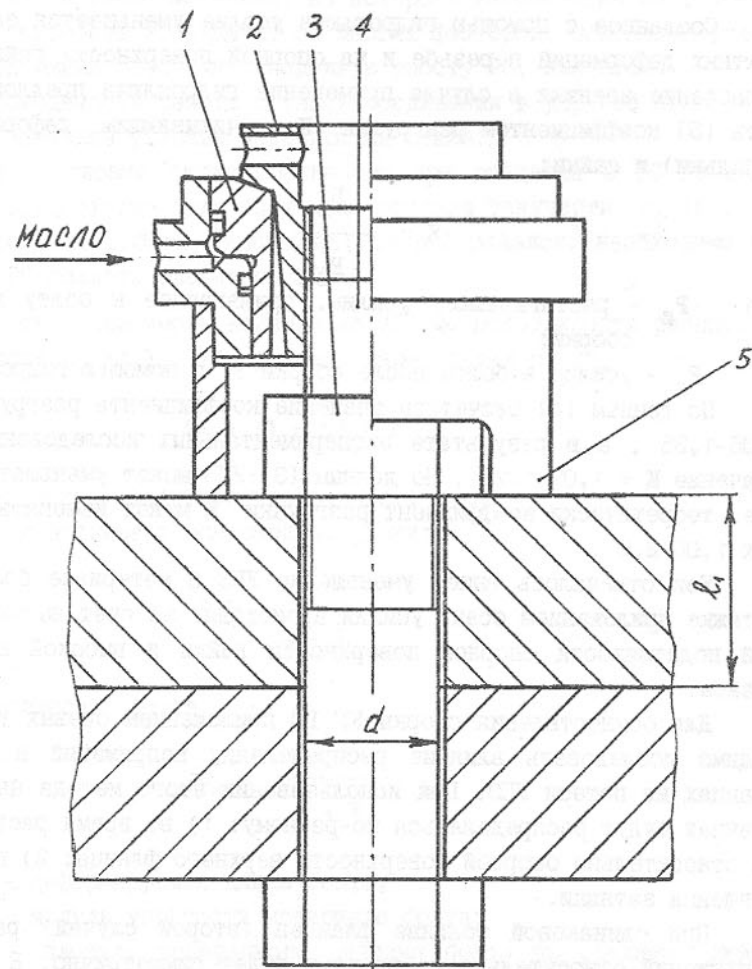


Рис. Схема установки гидравлического ключа



Сборка РС заканчивается отключением гидронасоса и снятием устройства.

Созданное с помощью гидроключа усилие уменьшается за счет контактных деформаций в резьбе и на опорной поверхности гайки 4. Такое ослабление затяжки в случае применения гидроключа предложено оценивать [5] коэффициентом разгрузки  $K$ , учитывающим деформацию болта (шпильки) и гайки:

$$K = \frac{P_Z}{P'_Z},$$

где  $P_Z$  - растягивающее усилие, прилагаемое к болту в процессе сборки;

$P'_Z$  - усилие в болте после сборки РС с помощью гидроключа.

По данным [4] расчетное значение коэффициента разгрузки  $K$  равно 1,05-1,35, а в результате экспериментальных исследований получено значение  $K = 1,07-1,75$ . По данным [3] УПЗ может уменьшаться до 50%, т.е. теоретически коэффициент разгрузки  $K$  может изменяться в пределах 1,05-2,0.

Как отмечалось выше, уменьшение УПЗ в материале болта при его затяжке приложением осевых усилий происходит за счет высокой контактной податливости опорной поверхности гайки и высокой податливости резьбы.

Для осуществления сборки КГ РС приложением осевых усилий необходимо исследовать влияние распределения напряжений в соединяемых фланцах на потери УПЗ. При использовании этого метода напряжения во фланцах будут распределяться по-разному: 1) во время растяжения болта относительно опорной поверхности верхнего фланца; 2) после осуществления затяжки.

При одинаковой толщине фланцев (второй случай) распределение напряжений относительно их разъема будет симметрично. В первом случае такой симметрии не будет. Можно предположить, что эта причина оказывает влияние на потери УПЗ при использовании предложенного метода. В общем виде это можно выразить зависимостью потерь УПЗ от расположения опоры, относительно которой растягивается болт (от расстояния этой опоры до опорной поверхности гайки), и площади поверхности, относительно которой производится растяжение болта.

Факторами, также влияющими на качество сборки РС, являются: толщина фланцев, параметры болта (диаметр, шаг резьбы, наличие про-

точки и др.), параметры гайки (высота, площадь опорной поверхности, шаг резьбы), а также материал, из которого изготовлены болт и гайка.

Безотказность РС зависит от многих факторов. Основными условиями, позволяющими обеспечить надежную работу РС, являются:

- 1) необходимость работы деталей соединения в упругой области;
- 2) обеспечение условия нераскрытия стыка.

Первое условие будет обеспечено при создании в РС напряжений затяжки  $\sigma_3$ , которые были бы меньше предела текучести  $\sigma_T$  [6]. Чтобы стык в процессе работы соединения не раскрывался, необходимо в нескольких РС создать расчетное УПЗ  $Q_0$ .

Известна зависимость влияния на УПЗ  $Q_0$  податливости фланцев  $\lambda_1$  и податливости болта  $\lambda_0$  [7] (условие нераскрытия стыка):

$$Q_0 > (1 - \chi) * P,$$

где  $P$  - внешняя технологическая сила;

$\chi$  - коэффициент основной нагрузки;

$$\chi = \frac{\lambda_1}{\lambda_0 + \lambda_1}.$$

Податливость болта

$$\lambda_0 = \frac{l_0}{E_0 * F_0},$$

где  $l_0$  - деформируемая длина болта;

$E_0$  - модуль упругости материала болта;

$F_0$  - площадь поперечного сечения болта по среднему диаметру резьбы.

Податливость фланцев  $\lambda_1$  определяется по формуле:

$$\lambda_1 = \frac{l_1}{E_1 * F_1},$$

где  $l_1$  - толщина фланца;

$E_1$  - модуль упругости материала соединяемой детали;

$F_1$  - площадь сечения эквивалентного цилиндра ("конуса давления") - понятия, введенного проф. И.И. Бобарыковым, первым разработавшим расчетную модель болтового соединения.

Такая модель "работает" при условии соизмеримости толщины фланца  $l_1$  и диаметра болта  $d$ . При  $l_1 > d$  замена конуса эквивалентным цилиндром приводит к существенным погрешностям  $F_1$  (а значит, и  $\lambda_1$ ).

Анализ параметров КГ РС бжмингов Донецкого металлургического завода и Макеевского металлургического комбината показал, что более 90% РС диаметром 27-120 мм имеют отношение  $l_1/d = 3-5$  и более. При  $l_1/d > 5$  "конус давления" выходит за поверхность стягиваемых фланцев. Поэтому для возможности расчета фланцев, у которых  $l_1/d > 3$ , необходимо создать соответствующую методику расчета податливости фланцев  $\lambda_1$ .

## ВЫВОДЫ

1. Существующие методы сборки КГ РС:

а) имеют низкую точность контроля за УПЗ;  
б) при сборке РС приложением внешнего крутящего момента кроме растягивающих напряжений  $\sigma$  создают в РС напряжения кручения  $\tau$ , которые в расчетах РС не учитываются, но оказывают большое влияние на ослабление РС в процессе работы оборудования;

в) не позволяют обеспечить сборку групповых РС с одинаковым УПЗ, что является главным условием их безотказной работы.

2. Анализ параметров РС бжмингов двух металлургических заводов и методик расчета УПЗ показал, что в настоящее время не существует методики, позволяющей с достаточной точностью рассчитать податливость соединяемых фланцев  $\lambda_1$ , толщина  $l_1$  которых в 3-5 раз больше диаметра болта  $d$ .

3. Для повышения безотказности РС предлагается сборку КГ РС производить методом приложения осевых усилий с одновременным сжатием деталей стыка. Для реализации этого метода необходимо исследовать зависимость УПЗ от условий сборки РС.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Руденко В.И. Исследование работы и повышение эксплуатационной надежности рабочих ролгангов бжмингов: Дисс. ... канд. техн.

наук: 05.04.04 .- Донецк, 1975. - 93с.

2. Якушев А.И., Мустаев Р.Х., Мавлютов Р.Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. - М.: Машиностроение, 1979. - 215с.

3. Гельфанд М.Л., Ципенко Я.И., Кузнецов О.К. Сборка резьбовых соединений. - М.: Машиностроение. 1978. - 109с.

4. Дроздов Н.А., Григорьев Л.А. Затяжка резьбовых соединений большого диаметра // Вестник машиностроения. - 1973. - № 11. - с.26-30.

5. Продан В.Д., Першин А.Ф., Румянцев О.В. Уточнение коэффициента разгрузки при затяжке резьбовых соединений // Вестник машиностроения. - 1974. - № 1. - С.27-28.

6. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. - В кн.: Детали машин / Под ред. Н.С. Ачеркана. - 3-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1968. - 440с. - т.1.

7. Седущ В.Я. Надежность, ремонт и монтаж металлургических машин. - Киев - Донецк: Вища школа. Головное изд-во, 1981. - 264с.

## УВЕЛИЧЕНИЕ СРОКА СЛУЖБЫ ЗУБЧАТЫХ МУФТ КОНСТРУКЦИОННЫМИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ.

ЛУКИЧЕВ А. В.

В предлагаемой статье подводятся итоги работы выполненной на кафедрах "Технология машиностроения" и "Основы проектирования машин" в течении 1982-1995 годов. Целью статьи является систематизация, анализ и обзор выполненных работ.

Разворачивающееся в настоящее время ускорение темпов технического прогресса ведет к непрерывному повышению требований к нагрузочной способности и долговечности элементной базы металлургического оборудования. Это в полной мере относится к зубчатым муфтам, обеспечивающим связь между агрегатами в условиях наличия несоосности соединяемых валов. При этом значительный рост напряженности их работы сочетается с необходимостью снижения массы и увеличения ресурса работы зубчатых муфт, что является ограничивающим фактором при создании высокопроизводительного металлургического оборудования с требуемым ресурсом работы до капитального ремонта.

Одним из важнейших направлений совершенствования зубчатых муфт является применение различных видов модификаций зубьев. Эффективность применения различных модификаций зубьев во многом зависит от изнашивания их активных поверхностей, совершенствования геометрии зубьев и технологии их изготовления. Однако анализ опыта эксплуатации зубчатых муфт показал, что все используемые мероприятия не позволяют в достаточной мере повысить несущую способность и ресурс работы зубчатых муфт /6/.

Для разработки новой модификации зубчатых втулок был теоретически и экспериментально исследован характер взаимодействия активных поверхностей зубьев зубчатых муфт и их приработка /5/. После чего спроектирована приближенная к пространственной модификация зубьев, теоретически проанализирована нагрузочная способность зубчатых втулок с различными видами модификации, разработана методика расчета параметров линии смещения исходного контура при обработке приближенных к пространственной модификации зубь-

ев/4/.

Исследование характера взаимодействия активных поверхностей зубьев зубчатых муфт на основе динамики изменения зазоров между зубьями позволило сделать вывод о том, что возвратно-поступательное скольжение возможно лишь на некоторых участках зубьев, где перекрываются площадки взаимодействия своими периферийными зонами. Поэтому допущение о поступательном трении зубьев втулки и обоймы при изнашивании для расчета срока службы зубчатых муфт справедливо /4/.

Разработана пространственная модификация зубьев, получаемая как огибающая семейства боковых поверхностей зуба производящей рейки, полученного при задании втулке всех положений относительно обоймы, имеющих место в реальном зацеплении муфты. Угол моделирования при обработке принимается равным расчетной компенсирующей способности муфты. Семейство боковых поверхностей производящей рейки будет двухпараметрическим, зависящим от угла поворота втулки относительно рейки и от угла поворота муфты относительно условного начального положения. Огибающая такого семейства находится по методике изложенной в /4/.

Однако получение точной пространственной модификации на существующем серийном оборудовании невозможно. Поэтому была поставлена задача спроектировать профиль зуба максимально приближенный к пространственному. Профиль разработан из условий обеспечения минимального бокового зазора, повышения контактной прочности зубьев, улучшения условий взаимодействия, обеспечение возможности обработки традиционными методами. Предлагаемая модификация представляет собой зубья эвольвентные в среднем торцовом сечении венца и бочкообразные в сечении плоскостью, касательной к делительному цилиндру. Профиль представляет собой сопряжение 4-х линий: 2-х прямых и 2-х кривых. Входными параметрами для расчета являются максимальный угол компенсации  $\gamma$  и ширина зоны сопряжения  $2B$ , задаваемая в пределах 5-10% от ширины зубчатого венца  $b$ ,  $R_1$  и  $R_2$  - максимальный и минимальный радиусы кривизны,  $\phi_1$  и  $\phi_2$  - угол развертывания сопрягаемых кривых /6/. Для вписанной эвольвенты система уравнений для расчета профиля приближенной модификации примет вид ( $r_\Gamma$  - радиус основной окружности):



$$\varphi_2 - \varphi_1 = \gamma$$

$$r_b * \varphi_1 = R_1$$

$$r_b * \varphi_2 = R_2$$

$$(r_b * \varphi_2 - r_b * \operatorname{tg} 0,5\gamma) * \sin \gamma = B$$

$$R_1 \rightarrow \max$$

Теоретический анализ нагрузочной способности втулок с эллиптической, пространственной и приближенной к ней модификациями показал, что удельная нагрузка на зубья снижается в 2,93 раза. При этом характеристики нагружения зубьев модифицированных предлагаемым образом с возрастанием угла перекося в пределах от 0° до 3° изменяются в меньшей степени, чем для эллиптических зубьев в интервале углов от 0° до 0°45'.

Для получения зубьев с приближенной к пространственной модификацией разработана методика расчета параметров линии смещения исходного контура и программа расчета ее на ЭВМ. Таким образом обеспечивается возможность получить требуемую модификацию традиционными методами обработки (например по копиру), на серийном оборудовании, без дополнительных приспособлений /1/.

Чтобы определить оптимальный вид механической обработки зубьев с разработанной модификацией и режим приработки изготовленной зубчатой муфты были проведены экспериментальные натурные исследования. Учитывая, что при работе зубчатых муфт создаются переменные условия взаимодействия поверхностей зубьев втулки и обоймы в пределах всего профиля, вызывающие трудности при экспериментальных исследованиях, был сконструирован стенд для исследования зубчатых соединений, позволяющий широко регулировать частоты вращения и режим нагружения, проводить натурные исследования, точно моделировать условия эксплуатации зубчатых муфт при эксперименте /6/.

Проведенное исследование приработки образцов из стали 45 и 40X в зависимости от вида предварительной механической обработки

и типа скольжения доказало, что износ пары образцов зависит как от параметров шероховатости, способа обработки, так и от сочетания образцов с различными видами механической обработки, и от вида относительного скольжения образцов. Причем определяющее значение имеет вид обработки, затем формирующийся при обработке поверхностный слой и шероховатость поверхности (ее форма и величина).

Установлено, что износ при поступательном трении в 1,7...2,1 раза ниже, чем при возвратно-поступательном трении, а наиболее благоприятным сочетанием видов предварительной механической обработки для зубьев муфты являются: долбление-фрезерование, долбление-шлифование. Таким образом применение приближенной к пространственной модификации зубьев, позволяющей реализовать в муфте поступательное скольжение, сокращает износ при приработке почти в 2 раза, а рациональный подбор сочетания механической обработки в 1,3...1,5 раза /5/.

Таким образом разработана приближенная к пространственной модификация зубьев зубчатых муфт, основанная на анализе пространственной модификации и практически сохраняющая все ее достоинства, а именно повышение нагрузочной способности и снижение контактных напряжений за счет равномерного распределения нагрузки между зубьями, уменьшение пути трения скольжения и обеспечивающая увеличение срока службы зубчатых муфт.

Одним из важнейших факторов, определяющих характер зацепления зубьев в муфтах, является центрирование зубчатой втулки муфты относительно обоймы. Для полного центрирования предлагается одновременная обработка боковой поверхности зубьев венца и центрирующей поверхности на выступах зубьев, причем поверхность выступов венца втулки формируется как огибающая семейства цилиндров, ось которых образует своими последовательными перемещениями поверхность конуса. При этом система уравнений, описывающая эту огибающую, получается аналогично системе для поверхности зубьев и описывает центрирующую поверхность второго порядка - шаровой пояс с шириной  $B_k$  и радиусом  $r_a$ , определяемыми углом компенсации зубчатой муфты  $\gamma_k$  /6/. Уравнение семейства огибаемых цилиндров:

$$(x * \cos \psi + y * \sin \psi)^2 + (y * \cos \psi * \cos \gamma_k - x * \sin \psi * \cos \gamma_k + z * \sin \gamma_k)^2 = r_a^2$$

где  $\phi$  - текущий угол поворота подвижной системы координат.

В результате исследований также установлено, что получение приближенной к пространственной формы боковой поверхности зубьев втулки при зубообработке, обеспечивает оптимальные условия приработки зубьев и позволяет получить профиль с естественной модификацией при минимальном износе зубьев на величину погрешности изготовления шага зубьев.

В целом все представленные методы являются комплексом конструкторских и технологических методов проектирования, обработки, настройки, приработки зубчатых муфт, значительно увеличивающих срок их службы.

Суммируя все вышеизложенное можно отметить, что в результате исследований получены следующие результаты:

1) предложен общий теоретический подход к решению задачи проектирования новой модификации зубьев зубчатых муфт, основанный на исследовании закономерностей процесса изнашивания активных поверхностей зубьев, в том числе изменения формы зуба в процессе приработки при формировании естественной модификации зуба;

2) разработана приближенная к пространственной модификация зубьев зубчатых муфт /6/, основанная на анализе пространственной модификации и практически сохраняющая все ее достоинства, а именно повышение нагрузочной способности и снижение контактных напряжений за счет равномерного распределения нагрузки между зубьями, уменьшение пути трения скольжения и обеспечивающая увеличение срока службы зубчатых муфт;

3) разработан комплекс методов получения зубчатых муфт с пространственной и приближенной к ней модификации, включающий: методику проектирования определяемого условиями эксплуатации профиля активных боковых поверхностей зубьев /4/, способы и устройства для получения этого профиля на серийном зубообрабатывающем оборудовании /1,2,3/, способ и устройство для монтажа и настройки муфты /6/, метод расчета специального профиля центрирующей поверхности зубьев и способа ее получения, разработку условий для рациональной приработки зубьев зубчатых муфт;

4) разработана методика расчета срока службы зубчатых муфт численными методами на стадии проектирования с учетом изменения

профиля зуба, нагрузки на зубья, пути трения скольжения в процессе изнашивания, обеспечивающая возможность своевременной замены муфт в процессе эксплуатации.

5) результаты работ внедрены в производство на Харьковском заводе им. Малышева, в Макеевском металлургическом комбинате, в ПО "Электростальтяжмаш", а также в учебный процесс в ДонГТУ.

#### Литература.

1. А.с.1291312 СССР МКИ В 23 9/00.Способ обработки бочкообразных зубьев /А.Н.Михайлов, В.А.Финиченко, А.В.Лукичев, Н.Э.Тернюк, А.М.Завадский(СССР).-3873978/31-08 заявлено 26.03.1985.-Опубл. 23.02.1987.-Бюллетень N7, с.61.

2. А.с. 1346360 СССР МКИ В 23 9/00. Устройство для обработки зубчатых изделий с пространственно модифицированными зубьями/ В.А.Финиченко, Н.А.Чернышев, Е.Н.Колесник, А.В.Лукичев, А.Н.Михайлов(СССР).-3913779/31-08 заявлено 19.06.1985.-Опубл.23.10.1987.-Бюллетень N 39, С.63.

3. А.с. 1348096 СССР МКИ В 23 9/00. Устройство для чистовой обработки зубчатых изделий с пространственно модифицированными зубьями / В.А.Финиченко, Е.Н.Колесник, А.В.Лукичев, Н.А.Чернышев, А.Н.Михайлов (СССР). - 3913780/31-08 заявлено 19.06.1985.-Опубл. 30.10.1987.- Бюллетень N 40, С.51.

4. Разработать и внедрить новую конструкцию зубчатой муфты для завалочной машины и способы ее нарезания с целью повышения ее долговечности: отчет / Донецк. политехн. ин-т, Руководитель темы В.С.Горелик, отв. исполнитель А.В.Лукичев, 87-126: N ГР 01870053198.- Донецк,1989. - 121 с.

5. Лукичев А.В. Исследование долговечности зубчатых муфт при тяжелых эксплуатационных условиях // Научные достижения и опыт отраслей машиностроения - народному хозяйству: Республик. научно-техн. конф. - Севастополь, Харьков: ВНТОМ, 1991.- С.36.

6. Лукичев А.В. Разработка методов увеличения срока службы зубчатых муфт: Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук.- Харьков, 1994.- 18 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Мизин Б.М. Механическому - тридцать лет .....	4
Вяльцев Н.В., Горкуша А.Е., Гусев В.В., Молчанов А.Д. Стенд для исследования долговечности подшипников сколь- жения .....	10
Деркач А.В., Горелик В.С. Прогнозирование формы и параметров эксплуатационных режимов нагружения машин и механизмов циклического действия .....	14
Ивченко Т.Г. Оценка качества режущего инструмента с учетом закона распределения его стойкости .....	19
Калафатова Л.П. Технологические среды - как способ интенсификации процессов механической обработки стекло- материалов .....	25
Мальшко И.А. Влияние устойчивости комбинированного инструмента на критическую величину подачи .....	38
Мальшко И.А., Татьянченко А.Г. Продольно-поперечный изгиб закрученного стержня .....	45
Матюха П.Г. Количество алмазных зерен и расстояние между ними на рабочей поверхности шлифовального круга, под- вергнутой электроэрозионному воздействию .....	52
Михайлов А.Н. Структура маршрутов и закономерности движений изделий в поточно-пространственных технологичес- ких системах .....	64
Михайлов А.Н., Ищенко А.Л. Математическая модель многовариантного процесса подетальной и узловой сборки... ..	80
Михайлов А.Н., Мальшко И.И. Пути повышения надеж- ности технологических систем непрерывного действия, осна- щенных комбинированным инструментом .....	86
Нечипаев В.Г., Голдобин В.А. Разработка и обоснова- ние конструкции стенда для исследования шнековых исполни- тельных органов с гидромеханическим воздействием .....	91
Петтик Д.В. Основные направления конструирования прогрессивного бурового инструмента и разработки техно- логии его изготовления при организации его производства для нужд угольной промышленности Украины .....	101
Сопилкин Г.В., Ошовская Е.В., Нижник А.В., Подгор- ный И.В. Использование метода множителей Лагранжа при проектировании машин .....	115

Сопилкин Г.В., Ченцов Н.А., Сидоров В.А., Ошов- ская Е.В. Принципы построения экспертной системы обслужи- вания оборудования .....	125
Цокур В.П. Алмазное шлифование быстрорежущей стали Р6М5Ф3 .....	135
Щербина С.В. Вопросы сборки крупногабаритных резьбо- вых соединений .....	141
Лукичев А.В. Увеличение срока службы зубчатых муфт конструкционными и технологическими методами .....	150



## ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Сборник научных трудов  
Выпуск 3

Донецкий государственный технический университет

---

Подписано в печать 1.02.96. Формат 60x84/16. Бумага 80г/м<sup>2</sup>. Печать офсет.

Услов. п. л. 9,2.

Тираж 100.

Заказ 1-40

---

Донецк, ризограф ПО "Чайка"