

СПОСОБ МНОГОМЕРНОЙ КЛАССИФИКАЦИИ ДЕТАЛЕЙ

Буленков Е.А., Ткач М.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Как известно, автоматические роторные и роторно-конвейерные линии относятся к категории специального оборудования, предназначенного для массового производства изделий только одной номенклатуры. Анализ существующих технологических систем непрерывного действия, к которым принадлежат автоматические роторные и роторно-конвейерные линии, показал, что до настоящего времени все работы велись по созданию именно такого оборудования, а предпринимавшиеся попытки создания многономенклатурных систем такого типа весьма малочисленны. Это объясняется целым рядом причин, и одной из них является отсутствие теоретических основ выбора изделий для многономенклатурного производства.

Наиболее распространённым способом выбора изделий является нахождение и классификация всех возможных вариантов с дальнейшим выбором наиболее подходящих экземпляров. Известные способы классификации изделий основаны на выделении одного наиболее значимого свойства и поиске однородных и обобщающих значений этого свойства. На рисунке 1 представлена графическая модель подобной классификации. При этом $a_{1,s}$ – свойство конкретной детали является конкретизацией обобщающего свойства $a_{2,1}$. Наиболее высокий уровень классификации a_n является обобщающим свойством и включает в себя все возможные варианты $a_{i,j}$.

Очевидно, что подобный способ классификации изделий является ограниченным, так как не позволяет учесть другие существенные свойства изделий, а значит ограничивает выбор изделий, которые могут обрабатываться на многономенклатурных машинах и линиях.

Таким образом, проблема выбора изделий для одновременного производства на многономенклатурных системах непрерывного действия требует создания такой классификации изделий, которая позволила бы учесть все свойства изделий, и на основании которой было бы возможно производить обоснованный выбор деталей для многономенклатурного производства.

В соответствии с последними научными представлениями [1], технологический процесс изготовления детали описывается функцией технологического преобразования её свойств, то есть каждое изделие может быть представлено как набор параметров, характеризующих форму и размеры, материал и его свойства:

$$p = \left\{ \begin{matrix} a_1 \\ a_2 \\ \dots \\ a_s \end{matrix} \right\} \quad (1)$$

где p – изделие;

a_i – отдельное элементарное свойство (параметр) изделия;

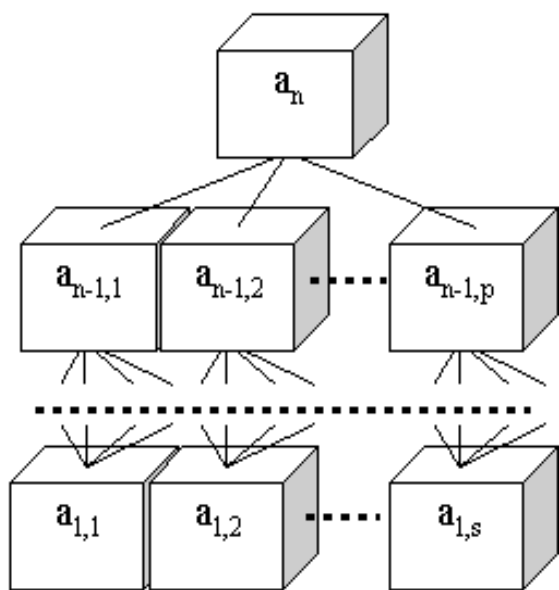


Рис. 1. Графическая модель классификации

s – общее число свойств.

При этом в случае многономенклатурной обработки для совместного изготовления несколько деталей объединяются в группу, которая также может быть описана набором параметров, характеризующих форму и размеры, материал и механические свойства изделий, входящих в группу:

$$q = \begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ \dots \\ p_k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{a_1, a_2 \dots a_s\} \\ \{b_1, b_2 \dots b_n\} \\ \dots \\ \{t_1, t_2 \dots t_p\} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

где q - группа деталей для многономенклатурной обработки;

$a_i, b_i \dots t_i$ - отдельные свойства (параметры) соответствующих деталей;

s, n, p - количество свойств, используемых при описании изделий;

k - количество изделий для многономенклатурной обработки.

В ходе выполнения работы был разработан способ многомерной классификации, основной идеей которого является классификация изделий одновременно по нескольким свойствам. На рисунке 2 представлена графическая модель многомерной классификации. При выполнении многомерной классификации, по каждому из выбранных свойств (см. формулу 1) составляются одномерные классификации (см. рисунок 1). Эта работа выполняется на основании имеющихся знаний и по сути является обычной классификацией изделий по заданному свойству. Далее, путем объединения соответствующих одномерных классификаций, составляется многомерная классификация свойств (рисунок 2). При этом, в разработанной многомерной классификации целесообразно выделять различные уровни, в соответствии с принципом иерархичности. Наибольший интерес представляют верхний уровень, объединяющий наиболее общие свойства изделий и нижний уровень, являющийся совокупностью свойств конкретных деталей. Верхний уровень может быть представлен в виде (см. рисунок 2):

$$A_n = \begin{Bmatrix} a_n \\ b_n \\ \dots \\ z_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

где A_n - множество свойств верхнего уровня классификации;

$a_n, b_n \dots z_n$ - обобщающие свойства верхнего уровня.

Соответственно нижний уровень (см. рисунок 2) может быть описан формулой:

$$A_l = \begin{Bmatrix} a_{11} & a_{12} & \dots & a_{1a} \\ b_{21} & b_{22} & \dots & b_{2b} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ z_{s1} & z_{s2} & \dots & z_{sz} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

где A_l - множество свойств нижнего уровня;

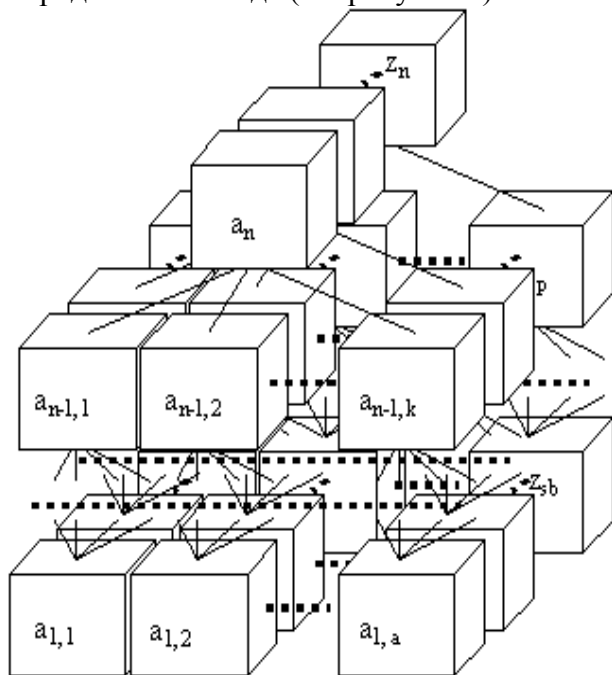


Рис. 2. Графическая модель многомерной классификации

$a_{ij}, b_{ij} \dots z_{ij}$ - свойство нижнего уровня.

Выбор конкретных деталей с использованием нижнего уровня многомерной классификации (см. формулу 4) аналогичен подбору вариантов, проводимому при морфологическом анализе [2; 3]. Например, деталь, образованная сочетанием свойств, представленным на рисунке 3, описывается такой математической зависимостью:

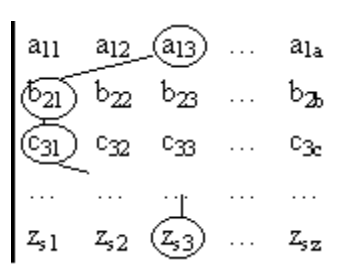
$$A^* = \left\{ \begin{matrix} a_{13} \\ b_{21} \\ c_{31} \\ \dots \\ z_{s3} \end{matrix} \right\} \quad (5)$$


Рис. 3. Подбор деталей

где A^* – конкретная деталь;
 $a_{ij}, b_{ij} \dots z_{ij}$ – свойства (параметры) этой детали.

Общее количество деталей, которые могут быть образованы при помощи данной многомерной классификации, определяется по формуле:

$$N = \prod_{i=1}^s k_i \quad (6)$$

где N – число возможных вариантов деталей;

s – количество свойств, по которым проводится классификация;

k_i – количество вариантов i -го свойства.

Совокупность деталей, образованных из множества свойств нижнего уровня многомерной классификации (см. формулу 4), является группой деталей, обладающих схожими свойствами, и которые теоретически могут обрабатываться одновременно на многономенклатурных системах непрерывного действия.

Основным достоинством многомерной классификации является то, что в то время как одномерные классификации по отдельным свойствам позволяют выявить все возможные варианты заданных свойств, объединение этих свойств в матрицу и перебор возможных сочетаний позволяет выявить все возможные совокупности данных свойств. Подобный подход позволяет не только учесть все известные варианты, но и синтезировать новые варианты деталей, обладающих заданными свойствами и возможных для совместной обработки на многономенклатурных системах непрерывного действия, что позволяет при многономенклатурном производстве наиболее полно загрузить оборудование, выбрав, или создав новые, детали, более удобные для многономенклатурного производства и обладающие необходимыми свойствами.

Предложенная многомерная классификация является универсальной и может быть использована не только в условиях систем непрерывного действия, но и при многономенклатурном производстве на других технических системах.

Список литературы: 1. Михайлов А. Н. Основа синтеза поточно-пространственных технологических систем непрерывного действия.- Донецк: ДонНТУ, 2002.- 379 с. 2. Настесенко В. О. Морфологічний аналіз – метод синтезу тисяч винаходів.- К.: Техніка, 1994.- 44 с. 3. Одрин В. М. Метод морфологического анализа технических систем: Курс лекций. – М.: «Машиностроение», 1989, с. 424.

РАЗРАБОТКА МОДЕЛЕЙ СИСТЕМ КОМПЛЕКСНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СМАЗОЧНО-ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СРЕДЫ

Гнитько А.Н., Нечепаев В.Г. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк)

Наиболее устойчивой тенденцией современного машиностроительного производства является непрерывное повышение его производительности и качества выпускаемой продукции. Это определяет актуальность поиска путей повышения эффективности технологических операций машиностроения, не требующих масштабных затрат на совершенствование основного оборудования и оснастки.

Один из таких путей базируется на концепции комплексного использования смазывающе-охлаждающей технологической среды (СОТС), в первую очередь, в условиях автоматизированного производства. Концепция ориентирована на решение следующих задач:

- удаления стружки из зоны резания;
- очистки режущего инструмента от налипшей стружки;
- очистки базовых поверхностей станков, приспособлений и заготовок;
- удаления стружки перед сборкой;
- транспортирования мелких деталей к месту сборки, относительной ориентации и сборки деталей в струйных сборочных автоматах;
- защиты от шаржирования поверхностей заготовок, обрабатываемых абразивными инструментами;
- поверхностного упрочнения деталей.

Для реализации рассматриваемого направления повышения эффективности автоматизированного производства, комплексная система использования СОТС в автоматизированном производстве (КСИСАП) представлена с системных позиций [1], предусматривающих рассмотрение сложных технических объектов как целостных систем, состоящих из совокупности структурных единиц, взаимодействующих между собой и с внешней средой. В соответствии с этим, изучаемый объект рассмотрен в виде совокупности нескольких подсистем (которые в свою очередь разделены на модули), обладающих определенной функциональной самостоятельностью и взаимодействующих между собой. Системное представление объекта позволило разработать его структурно-функциональную схему [1], в которой кроме взаимосвязей между подсистемами и модулями, присутствуют взаимосвязи между математическими моделями, описывающими функционирование отдельных модулей и системы в целом. Функционирование каждого из модулей описывается одной или несколькими математическими моделями.

К числу весьма эффективных направлений комплексного использования СОТС относится удаление металлической стружки из Т-образных пазов при их фрезеровании, за счет гидродинамического воздействия напорных струй рабочей жидкости [2, 3]. Возможность эффективного своевременного удаления стружки из пазов традиционными общепринятыми методами и средствами, особенно в условиях автоматизированного производства, практически исключается. Перечисленные обстоятельства, в совокупности со стремлением к максимальному повышению производительности обработки пазов, обуславливают необходимость удаления стружки, образующейся на операциях их фрезерования, за счет использования напорных струй СОТС.

В настоящее время практически отсутствуют теоретические разработки и необходимые расчетные зависимости для определения рациональных значений параметров систем, осуществляющих силовое гидродинамическое воздействие напорных струй

СОТС на отделяемую стружку с целью ее удаления из рабочей зоны. Создание соответствующего математического и программного обеспечения обуславливает необходимость моделирования рабочих процессов рассматриваемых систем.

С целью разработки методик определения рациональных параметров рассматриваемых систем и соответствующих расчетных зависимостей создана интегральная ма-

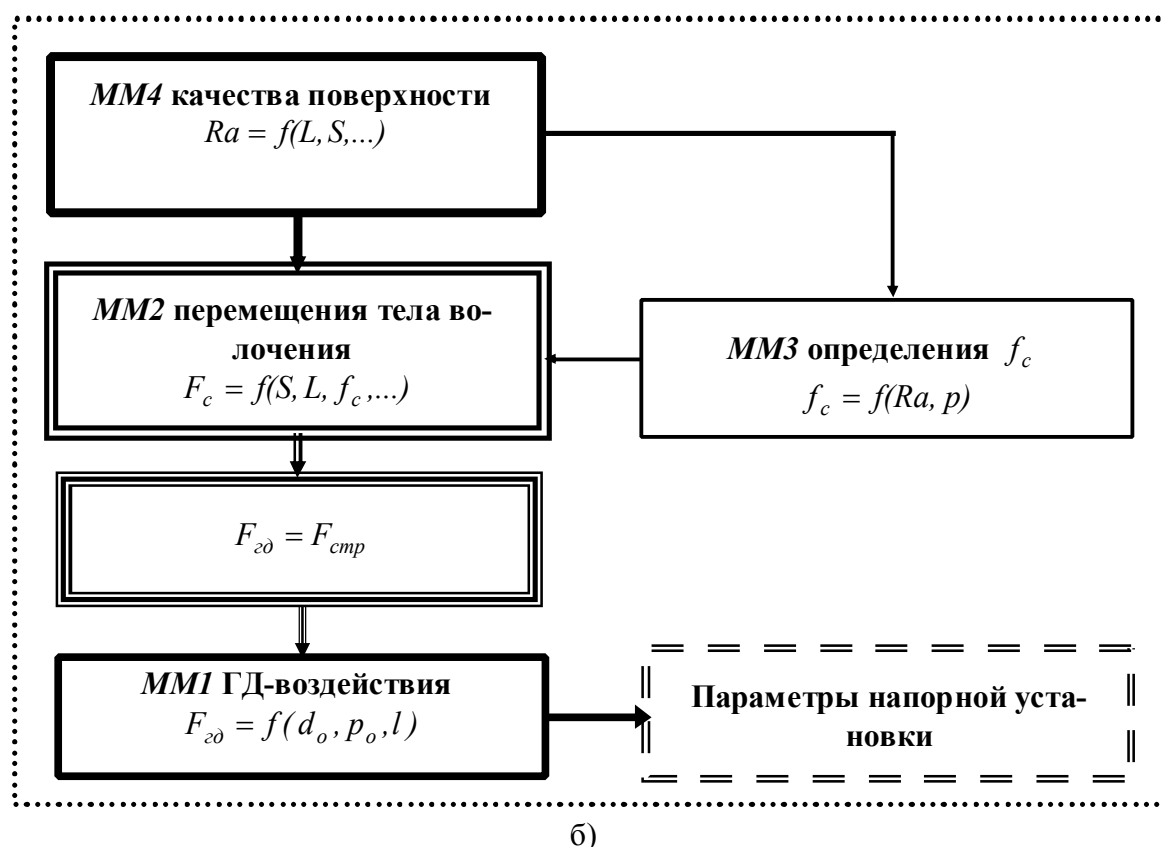
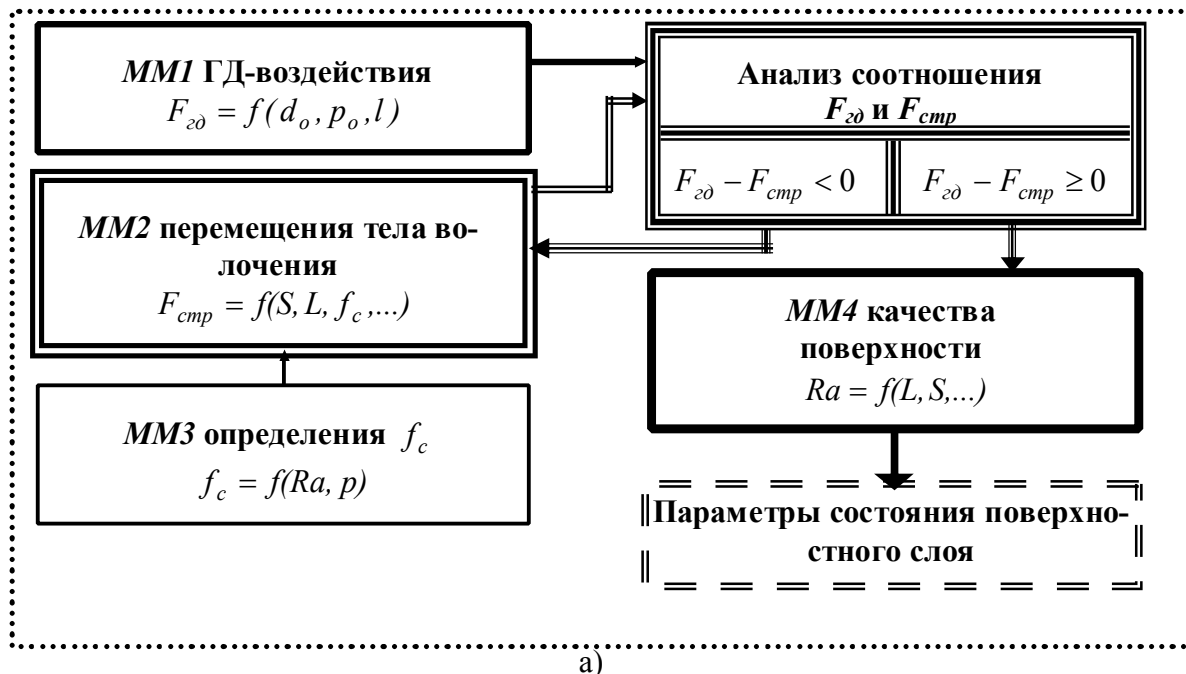


Рис.1. Блок-схема интегральной математической модели функционирования исследуемой системы (а – проверочный вариант; б – проектный вариант)

тематическая модель обеспечения качества Т-образных профильных пазов при их фрезеровании.

Предусматриваются два основных варианта реализации модели функционирования системы удаления стружки - проверочный и расчетный (рис. 1 а, б). Проверочный вариант ориентирован на определение значений параметра шероховатости Ra обрабатываемых поверхностей, исходя из заданных значений параметров системы удаления стружки (диаметра насадка, давления рабочей жидкости, расстояния от насадка до перемещаемой стружки). Проектный вариант предусматривает определение потребных значений параметров системы удаления стружки, исходя из заданного значения параметра шероховатости обрабатываемых поверхностей Ra .

Интегральная модель функционирования системы удаления стружки в качестве основных составных элементов включает четыре частные математические модели: модель гидродинамического воздействия напорных струй; модель перемещения тела волочения, образованного удаляемой стружкой; модель для определения коэффициента сопротивления перемещению тела волочения; модель качества поверхностей.

Разработанная физическая и математическая модели перемещения тела волочения, образованного удаляемой стружкой, представлены в работе [3]. Величиной, в наибольшей степени определяющей потребное значение силы гидродинамического воздействия напорных струй СОТС, является коэффициент сопротивления перемещению тела волочения.

Для разработки модели, позволяющей определять коэффициент сопротивления перемещению тела волочения, проведены экспериментальные исследования на специальном полноразмерном стенде [4]. Полученные экспериментальные данные отражают исследуемые процессы с достаточной степенью достоверности. Среди исследованных варьируемых параметров наиболее весомыми являются шероховатость Rz , давление p и влажность W . Результаты экспериментального определения значений коэффициента сопротивления f_c представлены на рис. 2.

Наиболее удобной для практического использования формой представления функциональной связи между исследуемыми параметрами Rz , p и W является зависимость

$$f_c = F(Rz, p, W)$$

Однако, модели такого вида не позволяют выполнить их графическую интерпретацию и визуализацию. Поэтому, используя современные средства автоматизации создания моделей, на основе результатов экспериментальных исследований созданы трехмерные нелинейные полиномиальные модели множественной регрессии второго порядка для определения значений коэффициента сопротивления перемещению металлической стружки [5].

Из анализа результатов экспериментальных данных установлено, что изменение во времени силы сопротивления перемещению тела волочения, составленного из металлической стружки, имеет выраженный периодический нелинейный характер, близкий к колебательному процессу. Эта закономерность имеет место для всех видов стружки и значений параметра шероховатости в исследованном диапазоне. Полученные результаты хорошо коррелируются с имеющимися представлениями об изменении силы трения при работе пар трения в зоне повреждаемости, характеризующейся схватыванием, смятием, выцарапыванием и другими патологическими процессами [6].

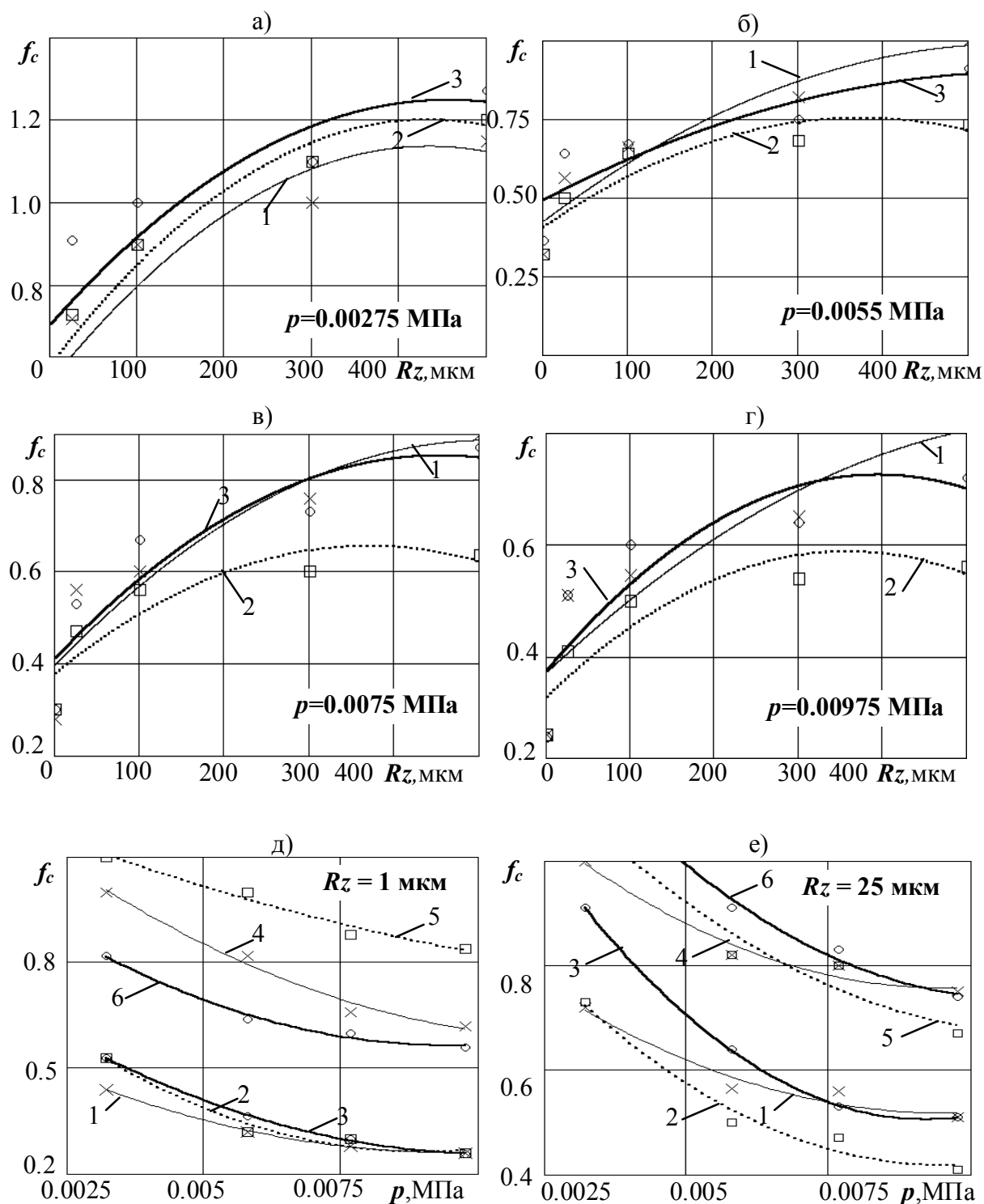


Рис. 2. Графики изменения коэффициента сопротивления как функция параметра шероховатости ($W=0\%$) при давлениях: а) $p=0.00275 \text{ МПа}$; б) $p=0.0055 \text{ МПа}$; в) $p=0.0075 \text{ МПа}$; г) $p=0.00975 \text{ МПа}$ (1-сталь (\times); 2 - алюминий (\square); 3 - чугун (\diamond)) и графики изменения коэффициента сопротивления как функция давления при: д) $Rz = 1 \text{ мкм}$; е) $Rz = 25 \text{ мкм}$ (без смачивания - 1, 2, 3; при смачивании - 4, 5, 6; 1, 4-сталь (\times); 2, 5 - алюминий (\square); 3, 6- чугун (\diamond))

Указанный характер изменения сил сопротивления перемещению стружки обуславливает целесообразность реализации интегральной математической модели методами имитационного моделирования. Наиболее совершенной и удобной средой имитационного моделирования для решения поставленных задач является пакет моделирования динамических систем Simulink, входящий в состав расширенной версии систем класса MATLAB. На основании вышеизложенного разработан проектный вариант интегральной имитационной модели функционирования систем удаления стружки напорными струями СОТС при фрезеровании Т-образных пазов, ориентированный на определение оптимальных параметров таких систем.

Выводы.

1. На основе анализа тенденций и возможных путей совершенствования современного автоматизированного механообрабатывающего и механосборочного производства предложено новое направление повышения его эффективности, основанное на комплексном использовании СОТС.

2. Для описания функционирования системы комплексного использования СОТС установлено необходимое количество математических моделей, а также их вид и взаимосвязи.

3. Разработана интегральная модель функционирования системы удаления стружки.

4. Установлен колебательный характер изменения силы сопротивления перемещению стружки.

5. Показано, что для описания функционирования системы удаления стружки напорными струями СОТС целесообразно использование аппарата и методов имитационного моделирования.

6. Создана интегральная имитационная Simulink-модель функционирования систем удаления стружки напорными струями СОТС при фрезеровании Т-образных профильных пазов, ориентированная на определение оптимальных параметров таких систем.

Список литературы: 1. Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н. Концепция САПР комплексного использования СОТС в автоматизированном производстве / Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2003, Вып. 24. – С. 120 – 128. 2. Нечепаяев В.Г. Системный подход к использованию СОЖ в автоматизированном производстве // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем: Сб. научных статей. – Краматорск: ДГМА, 1997. Вып. 7. - С.79-84. 3. Нечепаяев В. Г., Гнисько А. Н. Разработка математической модели удаления стружки напорными струями СОТС при фрезеровании Т-образных пазов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2002. Вып. 21. - С.146-150. 4. Нечепаяев В.Г., Гнисько А.Н. Установка для экспериментального исследования кинематического коэффициента трения металлической стружки// Современные металлорежущие системы машиностроения. Материалы 2-ой Всеукраинской студенческой конференции. – Донецк, ДонГТУ, 2001.- С. 101 – 104. 5. Гнисько А. Н., Нечепаяев В. Г. Разработка моделей для определения кинематического коэффициента трения металлической стружки ИНЖЕНЕР: студенческий научно-технический журнал / Донецк: ДонНТУ, 2002. - № 3. С.117-119. 6. Костецкий Б. И., Носовский И. Г., Бершадский Л. И., Караулов А. К. Надежность и долговечность машин – К.: Техніка, 1975. – 408 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ «СЕРВОВИТНОЙ» ПЛЕНКИ ПРИ ТРЕНИИ

Кривохижина А.В. (АПП, ДГТУ, г. Ростов-на-Дону, Россия)

В рамках данного проекта рассматривается процесс трения скольжения со смазкой в системе «латунь- глицерин- сталь», так как система наиболее изучена, и процессы, в ней протекающие, сопровождаются наибольшим количеством экспериментальных данных [1,3],

Изыскания посвящены не только детальному изучению процесса образования «сервовитной» пленки, но и разработкам, направленным на математическое описание данного процесса.

Необходимость данной разработки вызвана тем фактом, что при проектировании различных металлоконструкций подбор пар, находящихся в динамическом взаимодействии, очень важен, так как при правильном подборе разработанный механизм получается замкнутой саморегулирующейся системой [2]. Результатом же образования третьего слоя является уменьшение коэффициента трения и повышение износостойкости. В настоящее время наиболее качественный подбор пар происходит на основе многочисленных опытов, что само по себе, не рационально, вследствие многочисленных затрат материала, времени и больших издержек. Как следствие необходимость разработок математической модели не просто описывающей, происходящие процессы, а позволяющей без большого понимания процесса при вводе необходимых характеристик получить результаты, показывающие поведение системы с выбранными параметрами.

Вследствие протекания в системе электрохимических взаимодействий между взаимодействующими телами возникает потенциал. Его изменение во времени и даст информацию о протекающих процессах, возможной скорости образования плёнки и её количественных характеристиках. На основании имеющихся экспериментальных данных были построены графики изменения потенциала во времени (Рис.1) и его поведение на фазовой плоскости (Рис.2).

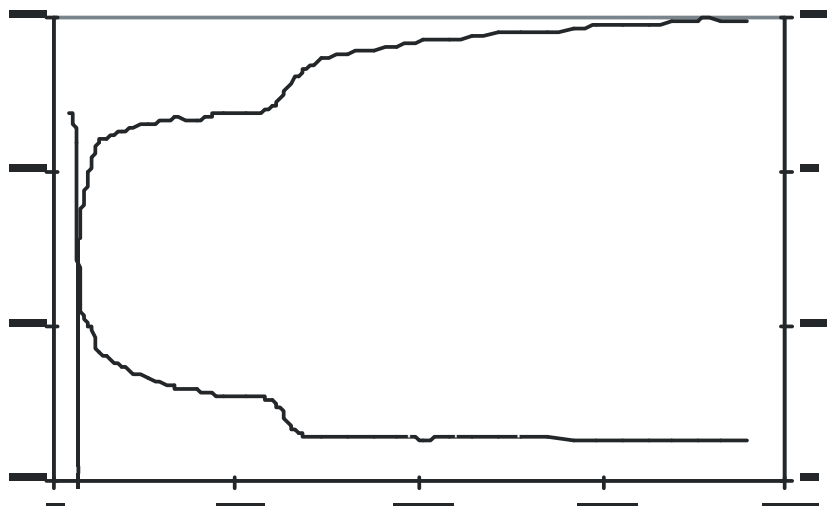


Рис.1. Изменения потенциала во времени

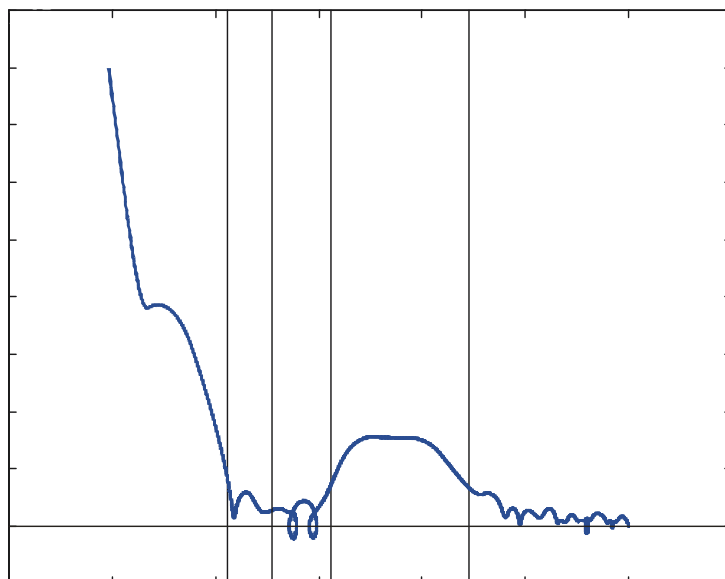


Рис.2. Поведение потенциала на фазовой плоскости

Таким образом, необходимо функционально описать имеющиеся эмпирические характеристики.

При исследовании модели ее параметры были поделены на три группы: «разрушающий» контроль, контроль отбором проб, непрерывный контроль.

В основу получения данной модели была положена трибологическая теория, которая гласит, что с точки зрения химических процессов образование плёнки происходит вследствие процесса ИП. ИП называют процесс перенесения одного вещества с поверхности источника на поверхность приёмника вследствие химических взаимодействий.

Итак, в начальный момент процесса трения более активные металлы в составе латуни вступают в реакции со смазкой, в результате чего на поверхности латуни образуется медный слой. Положительно заряженные ионы меди, впоследствии реагирующие со смазкой и вытесняемые другими веществами, адсорбируются на поверхности стали. Одновременно идут окислительно-восстановительные реакции, ионы меди и соединения меди восстанавливаются до свободной меди. Помимо активных металлов восстановителями также являются продукты превращения глицерина (альдегиды, карбоновые кислоты и др.). При описании процесса накопления ионов меди и осажденной меди и процесса осаждения медных ионов и восстановленной меди на сталь удобно использовать уравнения с изменением молярных концентраций реагентов. В данном случае общий вид молярно-концентрационного уравнения будет иметь вид:

$$Q_i = \sum_i \sum_j K_{i,j} \cdot M_i \cdot M_j,$$

где $K_{i,j}$ - коэффициент скорости реакции i -ого и j -ого веществ,

M_i, M_j - молярные концентрации i -ого, j -ого веществ соответственно. Коэффициент $K_{i,j}$ является функцией от температуры и времени. Необходимо заметить, что учет температурных процессов является одним из наиболее сложных, вследствие отсутствия достаточных экспериментальных данных. Для получения наиболее полной температур-

ной картины протекающего процесса, необходима информация о локализации, частоте, величине образования температурных всплеск и возможной скорости рассеивания температуры.

Перечисленные факторы наряду с влиянием смазки и продуктов полимеризации, предотвращающих непосредственное контактирование медных поверхностей, способствуют резкому снижению коэффициента трения и износа.

В переносе меди на сталь наиболее важными процессами является перенос ионов меди '+' и '2+' (Cu^+ , Cu^{2+}) и осаждение восстановленной меди из смазки. В процесс образования пленки также вносит свой вклад «выбивание» молекул меди с поверхности уже образовавшейся пленки и с поверхности латуни. В результате наличия высокотемпературных всплеск смазка (раствор глицерина в воде) может уменьшаться в объеме вследствие частичного испарения воды. Также необходимо учитывать, что в процессе трения в смазке образуются такие органические соединения как альдегиды, спирты и др.

На основе вышеизложенного, применяя принцип накопителей, был построен направленный граф преобразований. Попытка учесть наиболее важные процессы привела к получению модели очень высокого порядка. Для дальнейших же исследований полученная модель была значительно упрощена. После определения приоритетов имеющихся потоков и накопителей была получена модель, которая фактически описывает перенесение меди без влияния сторонних факторов.

На основе данного графа было выведено математическое описание процессов на основе дифференциальных уравнений в форме Коши.

Для учета поверхностной температуры мы рассматриваем систему латунь - смазка - сталь как накопители энергии. При расчете на трущихся поверхностях учитываются свойства теплопроводности, теплоотдачи, а также выделение энергии за счет трения. Таким образом, мы рассматриваем чисто механическое выделение энергии, считая, что оно является определяющим. При учете изменения температуры в смазке помимо отдачи тепла поверхностями, окружающей средой и выделении тепла при трении необходимо так же учитывать вязкое трение, возникающее при движении инденторов.

Расчет данных уравнений осложняется гетерогенностью характеристик теплопроводности, теплоотдачи и удельной теплоёмкости. При наличии в смазке соединений резко различающихся по удельно-теплоемкостным характеристикам удельную теплоёмкость смазки так же нельзя будет рассматривать, как одинаковую во всём объеме. Но на данном этапе исследования для упрощения, получаемой модели, мы пренебрегаем возможным влиянием соединений в смазке.

В данный момент для полученной модели разрабатываются программы показывающие поведение переменных состояния во времени, а так же позволяющие исследовать систему в соответствии в положениями ТАУ. Так же ведется подготовка к проведению эксперимента, позволяющего получить все необходимые для дальнейшей работы параметры.

Список литературы: 1. Г.П. Шпеньков «Физикохимия трения»-Минск: Университетское.,1991г.-396с. 2. А.С.Кужаров и др. Трибоэлектрохимия эффекта безыносно-сти. Механизм формирования защитных слоев на стали в самоорганизующейся трибологической системе “ медь-глицерин-сталь” / Трение и износ Гомель ИММС НАНБ 1998, том19, №6. 3. Под. ред. В.А. Белого, К. Лудемы, Н.К. Мышкина «Трибология. Исследования и приложения: опыт США и стран СНГ»-М: Машиностроение, 1993г.-451с.

К ВОПРОСУ РАСЧЕТА ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ РЕЗАНИЯ МЕТАЛЛОВ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Груздев В.В. (каф. АПП, ДГТУ, г. Ростов-на-Дону, Россия)

Одним из основных в современном машиностроительном производстве является процесс обработки поверхностей путем снятия стружки — процесс резания металлов. Его значение в последнее время повышается и связи с применением гибких переналаживаемых технологических систем, для которых необходима универсальность и высокая адаптивность процесса резания. Поэтому теплофизический анализ, имеющий целью совершенствование конструкций и увеличение стойкости режущих инструментов, оптимизацию режимов резания и улучшение качества обработанных поверхностей, играет большую роль.

Расчет тепловых процессов аналитически (используя дифференциальные уравнения в частных производных) сопряжен с рядом серьезных чисто математических трудностей. В связи с бурным развитием вычислительной техники наиболее широкое применение при описании тепловых процессов в технологических системах нашли численные методы решения. Среди них метод конечных элементов (МКЭ) на сегодняшний день наиболее универсален для численного расчета температурных полей. Он учитывает тот факт [1], что в любой конкретной задаче, в том числе технологической, разные участки системы твердых тел представляют для теории и практики различный интерес. Например, сведения о температуре контактных поверхностей и прилежащих к ним участков инструмента, обрабатываемой заготовки как правило, представляют больший интерес, чем температура участков и поверхностей, удаленных от зоны контакта. Следовательно, приконтактные объемы твердых тел в технологической подсистеме должны быть изучены с большей степенью детализации, чем удаленные, они должны быть при численном методе решения дифференциального уравнения теплопроводности разбиты на конечные элементы более мелкие, чем удаленные участки технологической зоны. МКЭ позволяет осуществлять различную детализацию решения в разных областях изучаемого объекта, причем могут быть использованы элементарные объемы, различные не только по величине, но и по конфигурации.

На сегодняшний день разработано множество компьютерных программ, позволяющих рассчитывать МКЭ различные процессы и конструкции. По мнению автора, для расчета тепловых процессов резания больше всего подходит программа ANSYS, обладающая многими возможностями конечно-элементного анализа — от простого линейного статического до сложного нелинейного динамического и сочетающая в себе мощные средства создания геометрических моделей (препроцессинг), расчета и анализа результатов (постпроцессинг). Для демонстрации возможностей ANSYS был проведен тепловой анализ для упрощенной двухмерной модели процесса резания, представленной на рис. 1. Размеры алюминиевой заготовки и стального резца брались условными. После того как построена твердотельная модель, ее конечно-элементный аналог может быть создан всего лишь одним обращением к меню программы. Чтобы дать ANSYS больше информации для построения наиболее адекватной сетки, необходимо задать параметры резца и заготовки, используемые при тепловом анализе: плотность, теплопроводность и удельная теплоемкость. Эти параметры зависят в общем случае от температуры (эту зависимость можно задать в ANSYS), но для простоты они были взяты постоянными для температуры $T = 293$ К. Исследуемая двухмерная модель была разби-

та на тепловые элементы треугольной формы (**Thermal Solid — PLANE 35**) произвольного размера (рис. 1).

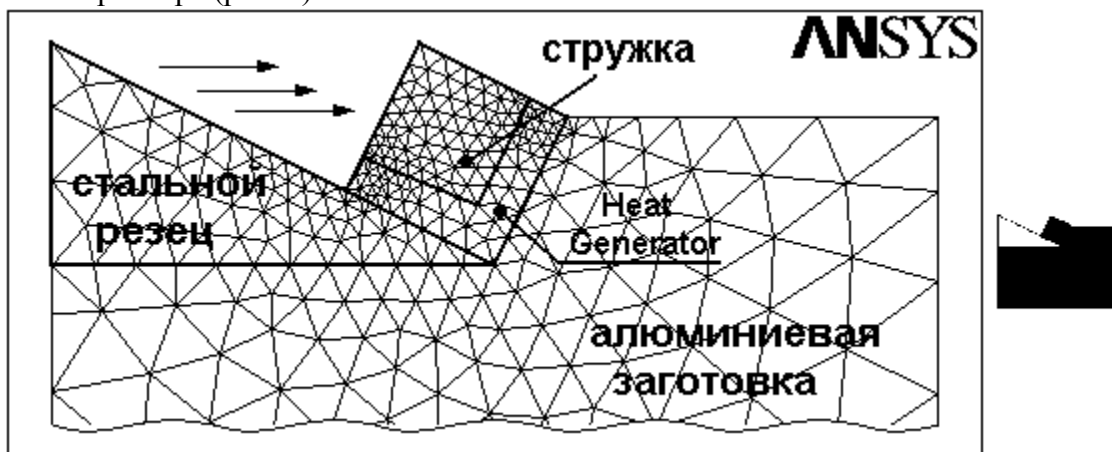


Рис.1. Упрощенная модель процесса резания и конечно-элементная сетка

Из рис.1 видно, что конечные элементы имеют более мелкие размеры вблизи контактных площадок инструмента и у поверхности сдвига. Размеры и конфигурация элементов меняются по мере удаления от наиболее важных участков зоны резания.

Тепло выделяется в зонах пластической деформации и контакта резца с заготовкой и стружкой. Чтобы не моделировать движение резца по заготовке, в зонах выделения тепла были поставлены генераторы тепла (**Heat Generator**), мощность которых была взята равной 10^{10} условных единиц (на данном этапе отводом тепла со стружкой пренебрегаем). Затем была задана температура окружающей среды 293 К путем приложения ко всем линиям, контактирующим с окружающей средой, постоянной температуры. Наконец, решателю ANSYS были указаны начальная температура резца и заготовки (293 К), время моделирования (10 сек), шаг (0.1 сек), количество подшагов (30) и тип анализа (*динамический*). Был запущен процесс решения. Результаты приведены на рис.2. Со временем температура во всех точках модели устанавливается (переходные процессы затухают (рис.2 б)), что подтверждает устойчивость разностной схемы.

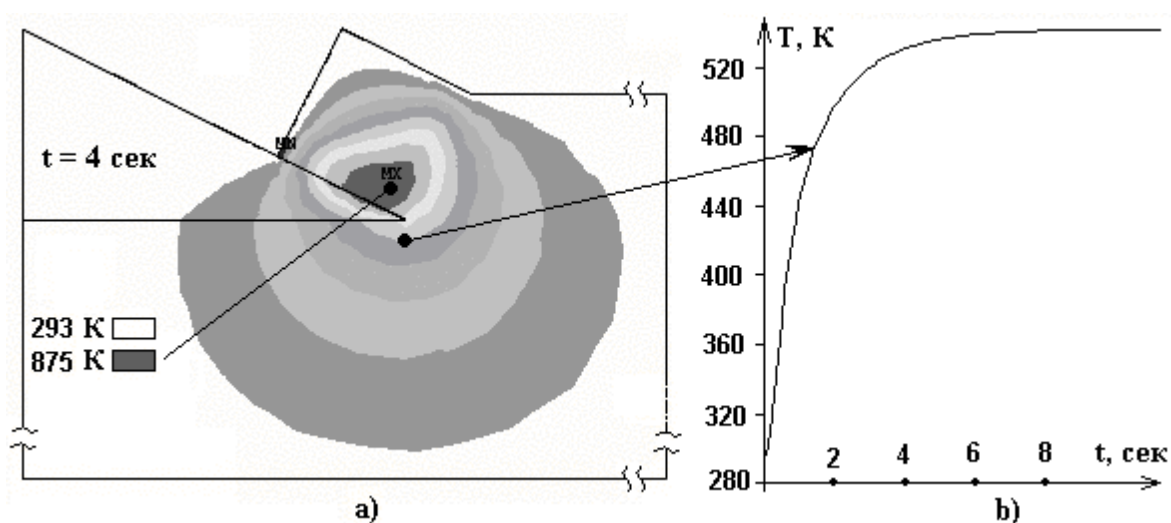


Рис.2. Поле температур в момент времени 4 сек (а) и переходный процесс температуры точки вблизи поверхности контакта резца с заготовкой (б)

Стремление разобраться в сути МКЭ привело автора к идее создания собственной программы расчета этим методом тепловых процессов при резании – FEMA 1.0. Программа написана на языке MatLab и имеет современный GUI-интерфейс. FEMA реализует вычислительный алгоритм МКЭ в формулировке, основанной на процедуре минимизации функционала, **соответствующего решаемой непрерывной задаче теплопроводности**:

$$\frac{\int_V \left[\lambda_x \left(\frac{\partial \theta(x, y)}{\partial x} \right)^2 + \lambda_y \left(\frac{\partial \theta(x, y)}{\partial y} \right)^2 l_{yB} - 2q \theta(x, y) \right] dV}{2} + \int_S \left[q \theta(x, y) + \frac{l(\alpha^2 (\theta(x, y) - \theta_{\text{окр}}))}{2} \right] dS$$

где q - тепловой поток заданной интенсивности, α - коэффициент конвективного теплообмена, $\theta_{\text{окр}}$ - температура окружающей среды, l - направляющие косинусы вектора нормали к поверхности, V - объем, S - площадь поверхности.

Код программы разбит на 3 части: **препроцессор, решатель, постпроцессор**. FEMA 1.0 может проводить стационарный тепловой анализ двумерных объектов и использует для разбиения 1 вид конечного элемента – треугольник (построение КЭ-сети осуществляется по методу Делоне (см. рис.3)). Каждому узлу i -му КЭ-сети в программе сопоставлена структура: координаты узла (x_i, y_i) ; тепловой поток в узле $q_{\text{вн}i}$; температура окружающей среды (для узлов с ней контактирующих); коэффициент конвективного теплообмена α_i ; температура узла θ_i . Структура каждого узла может быть задана через меню программы и учитывается при дискретизации функционала, то есть используется в полной мере одно из преимуществ МКЭ.

С помощью FEMA был проведен стационарный тепловой анализ упрощенной двумерной модели стального резца (рис.3).

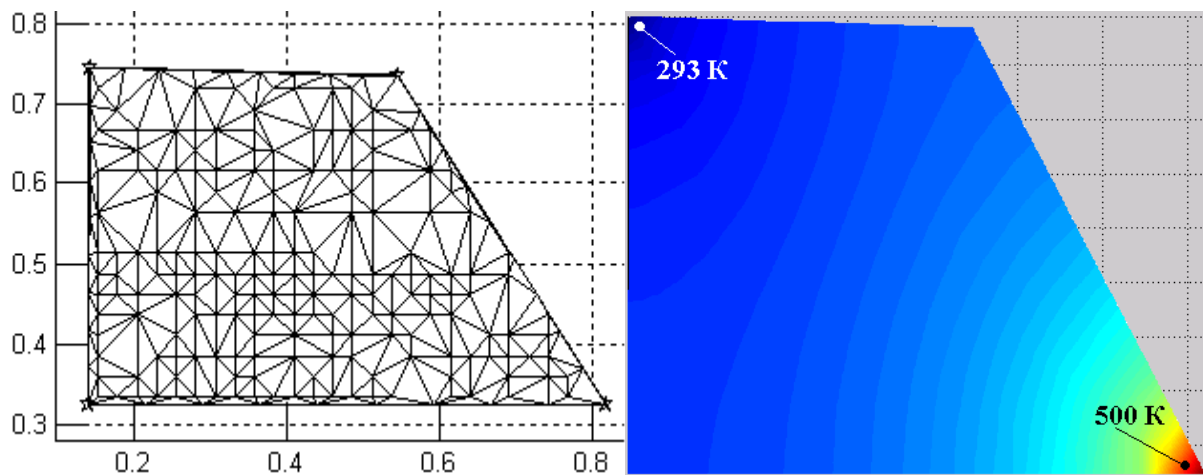


Рис.3. Программа FEMA: КЭ сетка упрощенной модели резца (слева) и стационарное поле температур (справа)

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы: 1) для полноценного моделирования процессов в зоне резания необходим совместный учет механических, упруго-пластических и тепловых процессов; 2) такое моделирование сопряжено с определенными трудностями и не реализуется на доступных программных продуктах; 3) в работе сделана попытка реализовать предложенный подход.

Список литературы: 1. Резников А.Н., Резников Л.А. Тепловые процессы в технологических системах. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.: ил.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ НА 3-Х И 5-КООРДИНАТНОМ ФРЕЗЕРНОМ СТАНКЕ С ЧПУ

Щербак С.П. (АПП, ДГТУ, Ростов-на-Дону, Россия)

В настоящее время фрезерование является одним из самых распространенных видов обработки в машиностроении. В то же время, в отношении как механических, так и физических процессов, происходящих в зоне обработки, фрезерование является одним из самых сложных процессов обработки [1]. При фрезеровании происходит прерывистое резание, площадь срезаемого фрезой слоя постоянно меняется, нагрузка, действующая на фрезу и имеющая значительную величину, распределена как в пространстве по режущей кромке, так и во времени.

Все вышеперечисленное, накладываясь, скажем на относительно малую жесткость концевых фрез, приводит к очень сложной их динамике, затрудняющей расчеты при выборе режимов обработки, и приводящей к тому, что технологические режимы в программах ЧПУ приходится подбирать вручную. Все вышеперечисленное подчеркивает важность и актуальность исследований процесса фрезерования.

При компьютерном моделировании процесса фрезерования на 3-х и 5-координатном станке, при отладке программы для станка возникает задача численного определения величины срезаемого фрезой материала в каждой точке по заданной программе, а также графического трехмерного отображения процесса обработки. Сложность задачи заключается в наличии координат поворота фрезы α и β при 5-координатной обработке.

Для решения поставленной задачи на языке высокого уровня был разработан специальный программный продукт и несколько динамических библиотек к нему: программа, моделирующей проход фрезы по заготовке со срезанием припуска и выдачей результатов в файлы, библиотека визуального представления обработанной детали, библиотека импорта сечений детали из формата AutoCad DXF.

Программы разработаны для ОС Windows, имеет графический интерфейс, встроенный двухмерный векторный графический редактор используют технологии DirectX и OpenGL.

Исходными данными для работы программы являются:

а) Сечения заготовки в различных плоскостях, а также габариты заготовки: контур, описывающий заготовку и высота. По двухмерному представлению детали с помощью специального алгоритма получается трехмерная сеть детали.

б) Параметры фрезы (длина, диаметр). Также возможен ввод сечения фрезы, и задание множества диаметров, если он меняется по длине (необходимо, когда фреза имеет вставки).

в) Программа для станка ЧПУ, записанная в определенном формате. Формат связан с жестким заданием осей координат.

г) Точность расчетов: приращения по осям, шаги приращения перемещения фрезы.

Порядок работы с программой:

а) Создание с помощью элементарных кривых в трех плоскостях модели заготовки.

б) Расчет трехмерной сетки заготовки.

в) Задание дополнительных сведений для расчета: управляющей программы в определенном формате, способа расчета и т.д.

д) Расчет и сохранение результатов.

е) Визуализация полученных результатов в специальной программе – визуализаторе.

На рисунке 1 представлен результат визуализации обработки. Моделировалась обработка прямоугольной детали (200мм×200мм×80мм) на 5-координатном станке с ЧПУ по заданной программе некоторой фрезой с переменным диаметром сечения (длина фрезы 120 мм, от 0 до 20мм по длине с низу фрезы диаметр сечения 20мм, выше: 30мм). Углы наклона фрезы: $\alpha=30^0$, $\beta=0^0$.

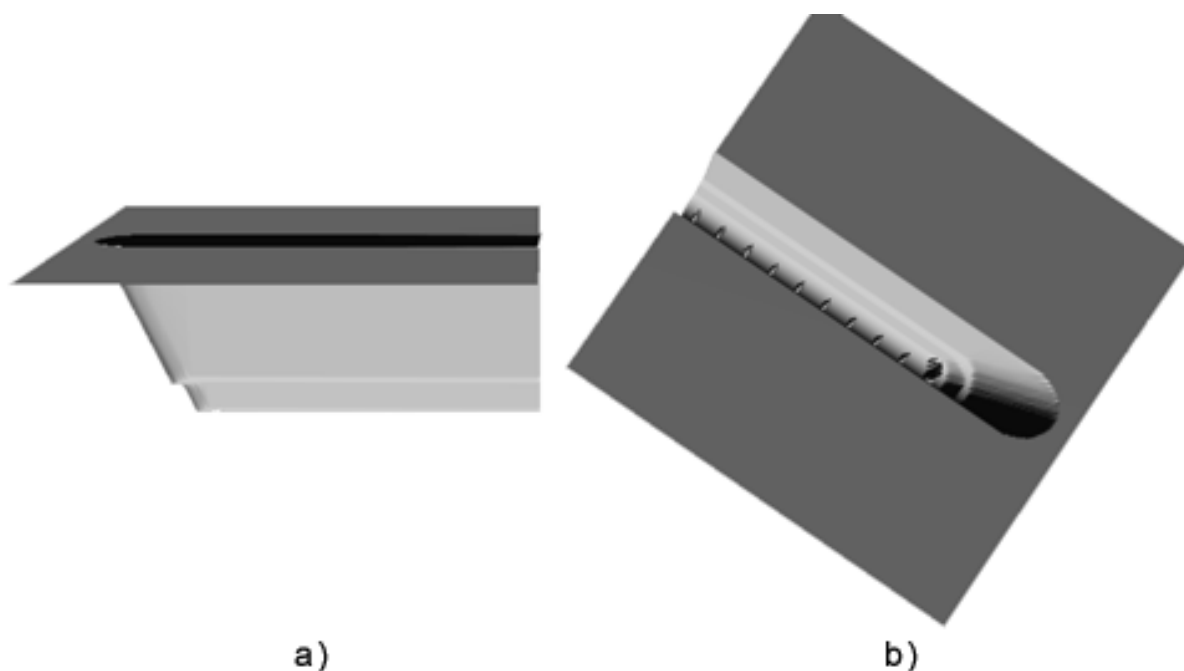


Рис. 1. Результат визуализации заготовки. а) вид сбоку b) вид сверху.

Кроме визуального представления обработанной детали в результате моделирования обработки были получены величины снятого припуска в каждой точке детали с заданным шагом.

Разработанная программа представляет собой одну из составляющих программного комплекса, реализующего новые принципы разработки управляющих программ ЧПУ металлорежущих станков, компенсирующих возможные искажения формы обрабатываемой детали еще на этапе разработки.

Список литературы: 1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова.-М.: Машиностроение, 1986 – 656 с. 2.

ДИНАМИКА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОГО ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЖИДКОСТЕЙ

Водянович Н.В., Семенкова А.В. (каф. ТФ и ТМ, БелГУТ, г. Гомель, Беларусь)

При проведении ряда технологических операций возникает необходимость транспортировки жидкостей. В тех случаях, когда масса транспортируемой жидкости оказывается соизмеримой с массой тары, и жидкость заполняет объем резервуара не полностью, ее относительное перемещение приводит к изменению динамических качеств емкости с жидкостью. Этот факт необходимо учитывать при транспортировке жидкости в частично заполненных емкостях.

Опубликованные работы содержат информацию о расчетах динамики транспортных средств с жидкостью [1, 2], но в них основное внимание уделяется случаям торможения цистерн с большими ускорениями. В то же время при малых ускорениях проявляются дополнительные особенности движения цистерн по сравнению с рассмотренными ранее случаями. Целью данной работы является выявление таких особенностей.

При решении задачи воспользуемся моделью, предполагающей, что свободная поверхность жидкости остается плоской при перемещении жидкости в цистерне. В работе [3] доказана правомерность использования такого предположения. Тогда колебания системы “транспортное средство — перевозимая жидкость” могут быть представлены как колебания системы с двумя степенями свободы, а в качестве обобщенных координат можно принять линейное перемещение точек кузова x и угол наклона поверхности жидкости φ , как это показано на рисунке 1.

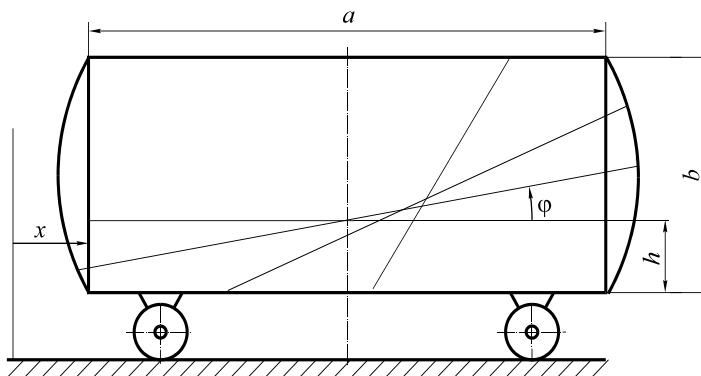


Рис. 1. Расчетная схема транспортного средства с жидкостью

Для решения задачи о движении транспортного средства с жидкостью воспользуемся уравнениями Лагранжа второго рода. Если пренебречь перемешиванием жидкости, что допустимо при малых начальных скоростях движения транспортного средства, то кинетическая энергия рассматриваемой системы может быть записана в виде:

$$T = \frac{m_k V^2}{2} + \frac{m_{\text{ж}} (V_{cx}^2 + V_{cy}^2)}{2},$$

где $m_k, m_{\text{ж}}$ — масса кузова и жидкости соответственно; V — скорость движения кузова; V_{cx}, V_{cy} — проекции скорости центра масс жидкости на оси координат, которые получаются дифференцированием выражений координат центра масс по времени.

В процессе перетекания жидкости край ее свободной поверхности может переходить со сферического днища на цилиндрическую часть котла и обратно. В связи с этим приходится рассматривать различные варианты положения свободной поверхности жидкости, которые показаны на рисунке 1, так как для каждого из них существуют свои особенности расчета координат центра тяжести. Приведенные линии соответствуют заполнению котла до 50 %.

Расчет координат центра тяжести жидкости выполнен с помощью известных формул:

$$y_{\text{цт}} = \frac{\int y dV}{V}, \quad z_{\text{цт}} = \frac{\int z dV}{V}.$$

В свою очередь объем жидкости V выражается через размеры цистерны и угол наклона поверхности жидкости.

Используемые при расчетах выражения скоростей удобно записать в виде:

$$V = \dot{x}; \quad V_{cx} = V_{cx}^* + \dot{x} = k_x(\varphi)\dot{\varphi} + \dot{x}; \quad V_{cy} = k_y(\varphi)\dot{\varphi},$$

где V_{cx}^* – проекция скорости относительного движения жидкости; $k_x(\varphi)$, $k_y(\varphi)$ – функции, зависящие только от угла поворота свободной поверхности жидкости.

После преобразований получаем:

$$T = \frac{m_k \dot{x}^2}{2} + \frac{m_{\text{ж}}}{2} (k_x^2(\varphi)\dot{\varphi}^2 + 2k_x(\varphi)\dot{\varphi}\dot{x} + \dot{x}^2 + k_y^2(\varphi)\dot{\varphi}^2),$$

или

$$T = \frac{m_k \dot{x}^2}{2} + \frac{m_{\text{ж}}}{2} (k_{\text{отн}}^2(\varphi)\dot{\varphi}^2 + 2k_x(\varphi)\dot{\varphi}\dot{x} + \dot{x}^2),$$

где

$$k_{\text{отн}}^2(\varphi) = k_x^2(\varphi) + k_y^2(\varphi).$$

Обобщенные силы отражают действие сил трения и тяжести и выражаются формулами:

$$Q_x = -fg(m_k + m_{\text{ж}}), \quad Q_{\varphi} = -m_{\text{ж}}g \frac{\partial y_c}{\partial \varphi},$$

где f – приведенный коэффициент трения, приводящего к торможению экипажа; g – ускорение свободного падения.

Подстановка выражений T , Q_x , Q_{φ} в уравнения Лагранжа второго рода приводит к системе двух нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} (m_k + m_{\text{ж}})\ddot{x} + m_{\text{ж}}k_x(\varphi)\ddot{\varphi} = -fg(m_k + m_{\text{ж}}); \\ m_{\text{ж}}k_x(\varphi)\ddot{x} + m_{\text{ж}}k_{\text{отн}}^2(\varphi)\ddot{\varphi} = -m_{\text{ж}}g \frac{\partial y_c}{\partial \varphi} - \frac{m_{\text{ж}}}{2} \frac{\partial k_{\text{отн}}^2}{\partial \varphi} \dot{\varphi}^2. \end{cases}$$

Эта система не может быть решена аналитически. Поэтому законы изменения обобщенных координат и скоростей определялись численно с помощью программы МATHCAD. Нами исследовались зависимости тормозного пути цистерны s и времени ее движения до остановки t от уровня заполнения резервуара h при разных начальных скоростях движения емкости.

Результаты выполненных расчетов показали, что даже незначительное изменение уровня заполнения или начальной скорости движения может привести к весьма существенному изменению тормозного пути. Причем, он может скачкообразно увеличиваться или уменьшаться при монотонном изменении исходных данных. Этот факт

объясняется тем, что колебания жидкости в резервуаре приводят к продольным колебаниям цистерны, причем ее скорость можно представить как результат наложения близких к симметричным колебательных циклов на монотонно убывающее изменение параметра. Вследствие этого при незначительном уменьшении начальной скорости движения остановка цистерны может произойти по истечении меньшего количества циклов колебательного движения. А это ведет к значительному сокращению тормозного пути. Отметим, что при небольших значениях коэффициента трения покоя возможно повторное движение цистерны после ее кратковременной остановки.

На рисунке 2 показаны графики изменения исследуемых параметров, полученные при следующих исходных данных: $a = 10,5$ м, $b = 2,5$ м, $m_k = 28000$ кг, $f = 0,105$. Начальная скорость цистерны принималась равной 4 м/с. При построении графиков принято, что цистерна после первой остановки не перемещается.

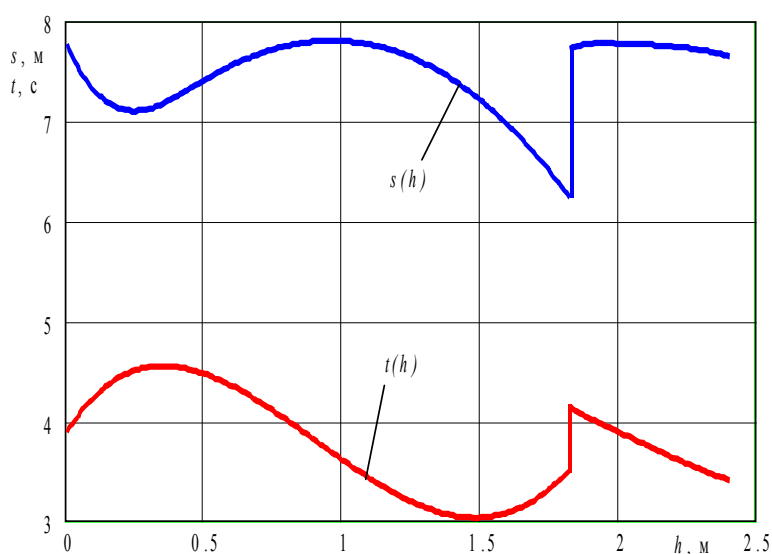


Рис. 2. Графики изменения тормозного пути s и времени до остановки t от уровня заполнения цистерны h .

Выполненные исследования показывают, что при проектировании технологического оборудования, предназначенного для транспортировки жидкостей, необходимо учитывать колебания жидкости внутри емкости. Для обеспечения безопасной работы и соблюдения требований по точности перемещения цистерны необходимо предусматривать запас мощности на принудительное торможение.

Список литературы: 1. Беспалько С. В. К вопросу о моделировании продольных колебаний цистерны, частично заполненной жидкостью // Вестник ВНИИЖТ.— 1999.— №4.— С. 35 — 40. 2. Шимановский А., Плескачевский Ю., Кракова И. Влияние перетекания жидкости в цистернах на их динамику при переходных режимах движения // ЮЖЕЛ, The 7th International Scientific Conference of Railway Experts.— Yugoslavia, Vrnjačka Banja, October 04 — 06.— Beograd, 2000.— С. 98-100. 3. Шимановский А. О. Математическая модель и расчет динамики цистерн, частично заполненных жидкостью // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике.— Мн.: УП «Технопринт», 2001.— С. 506 — 510.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНО-ОТКЛЮЧАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДСИСТЕМ ПРИВодОВ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Некрасова Н.И. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Виброзащитно-отключающее устройство (ВЗОУ) зубчато-пружинного типа предназначено для снижения динамических нагрузок в подсистемах приводов выемочных машин (ВМ) и повышения их технического уровня, а также рассоединения кинематической цепи, что является одним из требований правил безопасной эксплуатации ВМ.

Основными динамическими параметрами ВЗОУ являются коэффициент податливости $e_{ВЗОУ}^{\Pi}$ (индекс "п" означает, что данный параметр приведен к валу электродвигателя) и относительный коэффициент демпфирования $\psi_{ВЗОУ}$. Проектирование ВЗОУ предполагает определение рациональных значений вышеперечисленных параметров и разработку конструкции, максимально удовлетворяющей им. При этом должно обеспечиваться запирание ВЗОУ при крутящем моменте равном моменту запирания M_3^{Π} , который определяется исходя из прочностного ограничения упругого элемента.

Рациональное значение $e_{ВЗОУ}^{\Pi}$ в первом приближении можно определить в соответствии с [1], построив график зависимости (1) коэффициента вариации нагрузок в ППО ν , от параметра $r' = (e_{ВЗОУ}^{\Pi} + e_{ППО}^{\Pi}) / e_{ППО}^{\Pi}$, где $e_{ППО}^{\Pi}$ – податливость ППО без ВЗОУ.

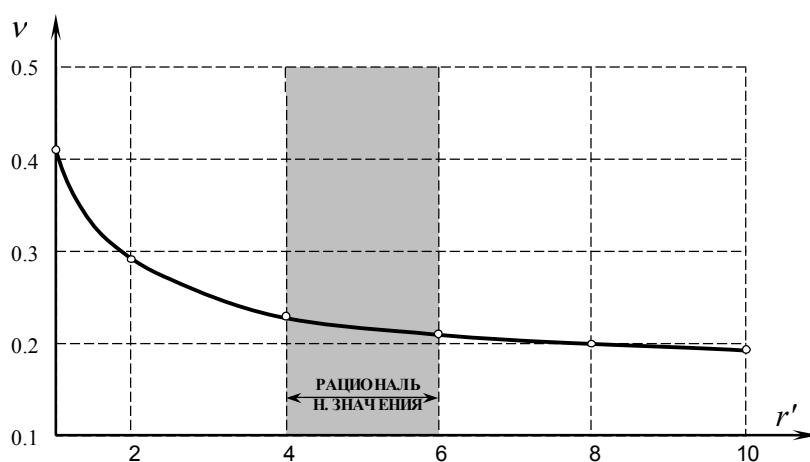


Рис. 1. Зависимость ν от r' для ППО комбайна ГШ 500

$$\nu = \left[Z_r^{-1} \left[7,81 \cdot 10^{-3} \cdot \varepsilon_r^{-1} \cdot \ln \frac{Z_r^2 + 2Z_r \varepsilon_r + 1}{Z_r^2 - 2Z_r \varepsilon_r + 1} + 156 \cdot 10^{-4} \cdot \psi_r^{-1} \left(\arctg \frac{Z_r + \varepsilon_r}{\psi_r} + \arctg \frac{Z_r - \varepsilon_r}{\psi_r} \right) \right] + \right. \\ \left. + 225 \cdot 10^{-6} \cdot \psi_r^{-2} + 0,01 \left[(1 - k_r^2)^2 + 4 \cdot \psi_r^2 k_r^2 \right]^{-1} \right]^{0.5} \quad (1)$$

В зависимости (1): $Z_r = 900 \cdot \omega_{ППО}^{-1}$, $\omega_{ППО}$ – частота подсистемы ППО, $\varepsilon_r = \sqrt{1 - \psi_r^2}$, $\psi_r = (0,125 + 0,25(r - 1)) / r$ – предварительное значение коэффициента относительного демпфирования, $k_r = \omega_{ИО} \cdot n_{\text{л}} / \omega_{ППО}$, $\omega_{ИО}$ – угловая скорость вращения исполни-

тельного органа, n_L – количество лопастей для шнекового исполнительного органа.

Для рассмотренного примера в качестве интервала рациональных значений r' и соответственно $e_{ВЗОУ}$ можно принять интервал $4 \leq r' \leq 6$, так как коэффициент вариации при значениях $r' > 4$ уменьшается несущественно, а значение $e_{ВЗОУ}$, для которого $r' > 6$, на практике получить весьма затруднительно.

Одним из вариантов такого ВЗОУ может быть устройство, разработанное авторами для ППО очистного комбайна типа ГШ500, см. рис. 2.

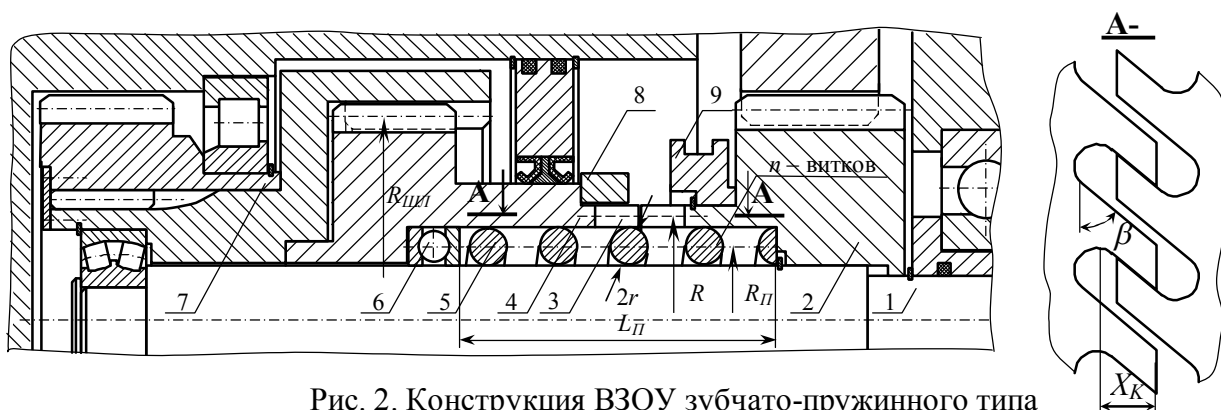


Рис. 2. Конструкция ВЗОУ зубчато-пружинного типа

Это ВЗОУ состоит из вала 1, на опоре скольжения которого установлена шестерня 2, связанная винтовыми зубьями 3 с втулкой 4, свободно перемещающейся в осевом направлении по валу 1. Между шестерней 2 и втулкой 4 размещается цилиндрическая пружина 5 и упорный шарикоподшипник 6. Соединение или рассоединение кинематической цепи осуществляется перемещением направляющей 9 соответственно влево или вправо с помощью отключающего механизма (на рис.2 не показан). При соединенной кинематической цепи вращающий момент M_{TP} от колеса 7 через ряд шлицевых соединений передается шлицевой втулке 4, от которой посредством косых зубьев передается шестерне. При соответствующем направлении вращения вала втулка 4 при увеличении M_{TP} под воздействием усилий, возникающих в винтовом сопряжении 3, будет перемещаться по направлению к шестерне, сжимая пружину, а при снижении M_{TP} – в противоположном направлении. Между элементами 4 и 9 установлена дистанционная втулка 8, обеспечивающая запираение ВЗОУ. При перемещении втулки 4 формируется демпфирующий момент M_{TP} за счет сил трения во всех парах трения.

Конструктивные параметры такого устройства можно определить в соответствии с методикой [2], разрешая систему уравнений (2):

$$\left\{ \begin{array}{l} [\sigma] = \frac{4M_3 \left[\operatorname{ctg} \beta - f_3 - f_{ш} \frac{2 \cdot R}{R_{шп}} (1 + f_3 \cdot \operatorname{ctg} \beta) \right] R_n}{R \cdot (1 + f_3 \cdot \operatorname{ctg} \beta) \cdot X_K \cdot \pi \cdot r^3} \\ e_{ВЗОУ} M_3 = \frac{X_K}{R \cdot \operatorname{tg} \beta} \\ M_3 \left[\operatorname{ctg} \beta - f_3 - f_{ш} \frac{2 \cdot R}{R_{шп}} (1 + f_3 \cdot \operatorname{ctg} \beta) \right] = \frac{E \cdot r^4 \cdot \left[1 + \frac{L_n^2}{(2\pi \cdot r \cdot n)^2 (1 + \mu)} \right]^{-1}}{8(1 + \mu) R_n^3 \cdot n \cdot \cos \left[\arctg \left(L_n / (2\pi \cdot r \cdot n) \right) \right]} \\ X_K \leq L_n - 2 \cdot r \cdot n \\ \beta < \arctg \left[\frac{R_{шп} - f_3 f_{ш} R}{f_3 R_{шп} + f_{ш} R} \right] \end{array} \right. \quad (2)$$

Где $[\sigma]$, E , μ – допускаемое напряжение, модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пружины, $f_{ш}$, f_3 – коэффициенты трения соответственно для шлицевого и винтового сопряжений:

Данная система уравнений получена при рассмотрении равновесия элементов ВЗОУ и наложения ряда функциональных и параметрических ограничений.

Расчет диссипативных параметров такого устройства можно выполнить по зависимости (3), где k – отношение M_T/M_{TP} , c – коэффициент процесса M_{TP} :

$$\psi_{ВЗОУ} = \frac{1}{2\pi} \ln \left[4 \cdot \left[\frac{c \cdot v(1-k^2)}{c \cdot v - k} - 1 \right] + \sqrt{4 \cdot \left[\frac{c \cdot v(1-k^2)}{c \cdot v - k} - 1 \right]^2 + 1} \right] . \quad (3)$$

Рациональное значение k можно определить из следующего графика, построенного для $r=4,3$.

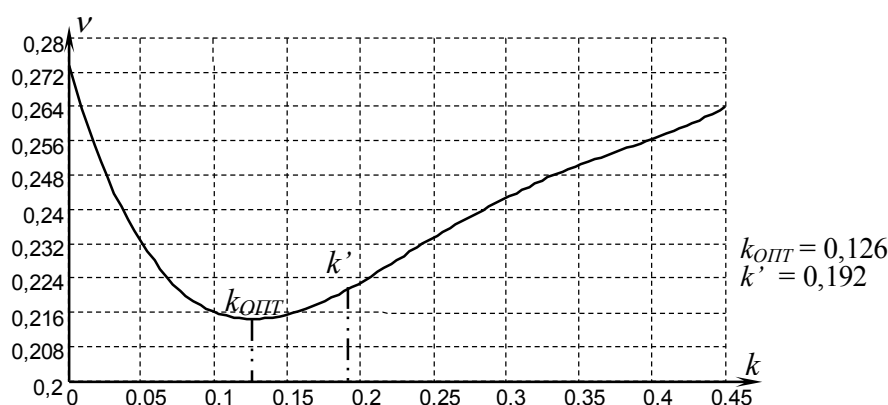


Рис. 3. График зависимости ν от k

Такой характер изменения ν объясняется тем, что с увеличением k от нуля до $k_{ОПТ}$ происходит снижения ν за счет повышения трения в ВЗОУ, а, следовательно, более эффективного рассеивания энергии колебаний, однако дальнейшее повышение k приводит к преобладанию этапов относительного застоя сопрягаемых элементов устройства, что вызывает рост ν .

Данный график был получен в результате имитационного моделирования процессов в ППО опережающего исполнительного органа очистного комбайна ГШ500 при наличии вышеприведенного ВЗОУ с нелинейным трением.

После анализа возможных путей снижения параметра k для ВЗОУ, приведенного на рис.2, было получено его возможное наименьшее значение $k'=0,192$, что позволяет снизить коэффициент вариации нагрузок в ППО комбайна ГШ500 в 1,42 раза.

Список литературы: 1. СТП-50-0135-90. Комбайны очистные. Система привода исполнительных органов с виброзащитными устройствами. Выбор рациональных динамических и конструктивных параметров виброзащитных устройств. Методика // Горловский машзавод им. Кирова; Руководители П.А. Горбатов и В.Г. Гуляев. – Горловка, 1990. – 16 с. 2. Горбатов П.А., Воробьев Е.А., Укрепин С.А. Установление рациональных параметров виброзащитного устройства зубчато-пружинного типа // Труды Донецкого государственного технического университета. Выпуск 7, серия горно-электромеханическая. – Донецк: ДонГТУ, 1999. – С. 45 – 50.

ИССЛЕДОВАНИЕ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДВУХСТОЕЧНОЙ ЩИТОВОЙ КРЕПИ ДЛЯ ПЛАСТОВ С МАЛОУСТОЙЧИВОЙ КРОВЛЕЙ

Гуляев К.В., Гуляев В.Г., Плужник В.А.

(каф. Горные машины, ДонНТУ, г. Донецк, Украина).

Классификация щитовых механизированных крепей (ЩМК) по кинематическим признакам В1-В4 и обоснования целесообразности применения на пологонаклонных пластах с малоустойчивой кровлей ЩМК с кинематическим паспортом В1 (крепи типа КДД, М137, ДВТ-07/15 и др.) рассмотрены в работе [1]. Взаимодействие таких крепей с боковыми породами в рабочем диапазоне раздвижности характеризуется рядом положительных особенностей. К их числу относятся: формирование горизонтально-сжимающих усилий от перекрытий крепи на кровлю (это способствует сохранению ее устойчивости) и пониженный уровень внутрисекционных нагрузок, что позволяет уменьшить материалоемкость секций крепи при заданном уровне надежности.

В тоже время на шахтах Донецкого бассейна, находят применение импортные двухстоечные ЩМК типов КМ500Т, MVP02800-09/24, Глиник -055/15 и некоторые другие с кинематикой В3. Недостатком этих ЩМК являются существенно не одинаковые их эксплуатационные свойства при работе крепи одного и того же типоразмера на пластах различной мощности. Это объясняется изменением направления смещения перекрытий относительно кровли (к забою - от забоя) под действием горного давления при работе крепи в разных областях рабочего диапазона ее раздвижности [1, 2].

Рассмотрим предлагаемый метод анализа и совершенствования двухстоечных однорядных ЩМК с кинематикой В3 на примере крепи типа Глиник-055/15 с жестким перекрытием для пластов мощностью 0,7-1,4м, применявшейся при отработке пласта к₈ мощностью 0.8-1,1м на шахте им.А.Ф. Засядько.

Параметры четырехзвенного механизма крепи Глиник-055/15 ($l_1=555\text{мм}$, $l_2=225\text{мм}$; $l_3=720\text{мм}$; $l_4=480\text{мм}$; $BM=950\text{мм}$; $\beta_2 = -4.5^\circ$; $\beta_4=22^\circ$) обуславливают траекторию движения точки М (оси шарнирного соединения перекрытия с ограждением) вида В3а с одной точкой перегиба в рабочем диапазоне раздвижности $\varphi_{1н} \geq \varphi_1 \geq \varphi_{1в}$, где φ_1 – угол поворота заднего рычага четырехзвенника, а $\varphi_{1в}$ и $\varphi_{1н}$ значения угла φ_1 , соответствующие верхней и нижней границам рабочего диапазона [2].

Для исследования кинематических характеристик базовой и модернизируемой крепей использовалась математическая модель и программа “кинематика ЩМК” [1, 2].

$$\bar{Y}_k = \bar{f}_k[\varphi_1; \bar{P}_k(\bar{P}_ч, \bar{P}_{кс})] \quad (1)$$

где \bar{Y}_k - выходной вектор, компонентами которого являются координаты (X_m , Y_m), точки М, углы γ_m и γ_s , определяющие положения касательной и нормали к траектории точки М и другие кинематические характеристики [1];

\bar{f}_k - вектор-функция преобразования входного параметра φ_1 (угла поворота заднего рычага) в вектор \bar{Y}_k [2];

\bar{P}_k - вектор параметров крепи, компонентами которого являются:

$\bar{P}_ч$ - вектор параметров четырехзвенника (приведены выше);

$\bar{P}_{кс}$ - вектор параметров секции, учитывающий вид расчетной схемы.

С использованием результатов расчетов по модели (1), выполнено исследование силового взаимодействия анализируемых ЩМК с боковыми породами по модели

$$\bar{Y}_n = \bar{f}_n[\bar{Y}_k; \bar{P}_n(\bar{P}_{сс}, \bar{P}_{нс})] \quad (2)$$

здесь \bar{Y}_n - выходной вектор, компонентами которого являются реакции кровли (R_1, R_2) и почвы (R_3, R_4), силы трения на перекрытии (F_n) и основании (F_{oc}) и внутри-секционные нагрузки (S, T_1, T_2).

\bar{f}_n - вектор-функция преобразования входного вектора \bar{Y}_k в вектор \bar{Y}_n [2]; \bar{P}_n - вектор параметров секций крепи, компонентами которого являются \bar{P}_{cc} - вектор силовых параметров секций и \bar{P}_{nc} - вектор конструктивных параметров секций, влияющих на нагрузки и учитывающих вид расчетной схемы (векторы \bar{P}_{cc} и \bar{P}_{nc} принимались одинаковыми для анализируемых крепей).

При работе крепи Глиник-055/15 на пластах мощностью 1,4-1,18 м (область 1), гидростойками и угловым гидродомкратом наряду с вертикальными силами сопротивления формируются направленные на забой горизонтально-сжимающие усилия и сила трения F_n от перекрытий на кровлю. При этом сила трения от кровли на перекрытие направлена на завал, что уменьшает нагрузку S в шарнире M и обуславливает относительно невысокие нагрузки T_1 в передних и T_2 - в задних рычагах, см. табл. 1.

При уменьшении высоты секции H_c (мощности пласта) от 1,18 до 0,7 м ось шарнира M проходит через точку перегиба при $\varphi_1 = 127,3^\circ$. При этом сила трения F_n от кровли к перекрытию меняет направление и суммируется с приложенными к нему горизонтальными составляющими сил, развиваемых гидростойками ($2P_c$) и угловым гидродомкратом (P_r). Поэтому на границе областей 1 и 2 происходит скачкообразный прирост нагрузок S, T_1 и T_2 . Эти нагрузки при работе крепи на пластах мощностью менее 1,18 м (область 2) в несколько раз выше, чем при $H_c = 1,4 - 1,18$ м.

При работе крепи Глиник-055/15 в области 1 (выше точки перегиба) кривизна траектории точки M обуславливает при конвергенции боковых пород проскальзывание перекрытий относительно кровли в сторону забоя и положительные значения кинематической характеристики ($\gamma_m(\varphi_1) > 0$). Ниже точки перегиба (область 2) кривизна траектории точки M характеризуется отрицательными значениями угла между нормалью к почве и касательной к траектории точки M ($\gamma_m(\varphi_1) < 0$), что приводит к резкому росту нагрузок S, T_1 и T_2 , см. табл. 1.

Особенно высокие нагрузки T_1 и T_2 формируются при работе крепи Глиник-055/15 вблизи нижней границы ее рабочего диапазона, которой примерно соответствует нижняя крайняя точка на траектории движения оси шарнира M при $\varphi_1 = 146^\circ$. Изменение γ_m , силы трения F_n , нагрузок S, T_1 и T_2 в зависимости от высоты секции H_c (угла φ_1) при реализации ее проектных силовых параметров $2P_c = 2600$ кН, $P_r = 220$ кН и нагрузке на ограждение $Q_0 = 300$ кН, характеризуется данными табл. 1.

Таблица 1. Характеристики взаимодействия с боковыми породами крепи Глиник-055/15 при высоте секций $H_c = 1,5 - 0,7$ м и коэффициентах трения $\mu = 0,3$

φ_1 , град	106	113	120	127	128	130	140	146	150
$H_c, (\varphi_1), \text{м}$	1,5	1,4	1,3	1,18	1,17	1,11	0,91	0,76	0,63
$\gamma_m(\varphi_1)$, град	20,9	9,3	3,0	0,1	- 0,2	- 0,5	- 0,7	- 0,3	-0,8
$F_n(\varphi_1)$, кН	665	658	651	636	-630	-619	-554	-479	-374
$S(\varphi_1)$, кН	-225	-338	-455	-597	-1883	-1915	-2124	-2296	-2418
$T_2(\varphi_1)$, кН	1277	1373	1490	1642	4043	3933	3628	3423	2835
$T_1(\varphi_1)$, кН	1598	1877	2178	2545	5940	5951	6187	6680	6808

Из табл. 1 следует, что поддержание кровли секциями крепи Глиник-055/15 на пластах мощностью 1,17-0,76 м сопровождается при конвергенции пород смещением

перекрытий на завал ($\gamma_m < 0$). Это приводит к формированию горизонтально-растягивающих усилий в кровле (что способствует ее обрушениям) и высоких внутрисекционных нагрузок ($T_{1\max} = 5940 - 6680 \text{ кН}$, $T_{2\max} = 4043 - 3423 \text{ кН}$). Прочность силовых элементов секции должна соответствовать максимальным эксплуатационным нагрузкам. Поэтому материалоемкость таких ЩМК существенно выше, чем ЩМК с кинематикой В1 при одном и том же сопротивлении секций крепи.

Устранить отмеченные существенные недостатки двухстоечных ЩМК с кинематикой В3 можно, применив в их составе четырехзвенные механизмы с рациональными параметрами [3]. Используя рекомендации [3], для модернизируемой крепи Глиник-055/15М с рабочим диапазоном 0,75 – 1,5 м можно принять четырехзвенный механизм с рациональными параметрами. В частном случае, для анализируемой крепи достаточно принять симметричный шатун-ограждение, то есть положить $\beta_2 = 0^0$. Остальные конструктивные и силовые параметры секций крепи Глиник-055/15М приняты такими же как и для базовой крепи: $2P_c = 2600 \text{ кН}$, $P_g = 220 \text{ кН}$, $Q_o = 300 \text{ кН}$.

Значения функции $\gamma_m(\varphi_1)$, силы трения $F_{\text{п}}$ и внутрисекционных нагрузок модернизированной крепи при реализации указанных выше проектных силовых параметров и коэф. трения $\mu_{\text{п}} = \mu_{\text{ос}} = \mu_o = 0,3$ для рабочего диапазона раздвижности, приведены в табл.2.

Таблица 2. Характеристики взаимодействия с боковыми породами крепи Глиник-055/15М при высоте секций $H_c = 1,5 - 0,7 \text{ м}$

φ_1 , град	110	117	125	130	135	140	145	150
H_c , м	1,5	1,4	1,26	1,19	1,09	0,98	0,86	0,7
$\gamma_m(\varphi_1)$, град	17,8	8,8	3,8	2,5	2,2	2,4	2,9	2,8
$F_{\text{п}}$, кН	686	674	661	648	624	590	533	431
S , кН	-133	-251	-397	-506	-648	-832	-1088	-1478
T_2 , кН	917	1057	1228	1352	1491	1639	1769	1766
T_1 , кН	1295	1572	1933	2208	2545	2972	3539	4454

Как следует из табл. 2, взаимодействие крепи Глиник-055/15М с боковыми породами в пределах всего рабочего диапазона характеризуется $\gamma_m(\varphi_1) > 0$, положительными слабоубывающими значениями силы трения $F_{\text{п}}$, направленными в сторону забоя и относительно невысокими внутрисекционными нагрузками. Нагрузки в передних T_1 и задних T_2 рычагах при прочих равных условиях возрастают с уменьшением мощности пласта (высоты секции H_c). Наибольшая нагрузка T_1 формируются в передних рычагах при работе крепи вблизи нижней границы ее рабочего диапазона и составляет 4454 кН. В то время как, (см. табл.1) в базовой крепи, работающей на пластах мощностью 1,17 – 0,76 м нагрузка T_1 в передних рычагах достигает значений 5940 – 6680 кН.

Сравнительный анализ результатов моделирования взаимодействия с боковыми породами анализируемых ЩМК (см. табл.1 и табл.2) свидетельствует о значительных преимуществах модернизированной крепи, параметры которой соответствуют характеристикам однорядных двухстоечных ЩМК с кинематическим паспортом В1.

Список литературы: 1. Гуляев К.В. Обоснование кинематических и силовых параметров щитовых механизированных крепей поддерживающе-оградительного типа для очистных забоев. Автореф. ... дис. канд. техн. наук, Донецк, 2001. – 21с. 2. Гуляев К.В. Математическая модель для исследования взаимодействия щитовых крепей с боковыми породами. Наукові праці ДонДТУ. Випуск 16. Серія: гірничо-електромеханічна, Донецьк, 2000, -с.92-101. 3. Гуляев К.В., Семенченко А.К. Синтез механизмов связи щитовых крепей на базе шарнирного четырехзвенника //Изв. вузов. Горный журнал. –2000, №1, с. 57-63.

РЕАЛИЗАЦИЯ ПЕРИОДИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИМПУЛЬСАМИ

Желанова Е.В., Чашко М.В. (каф. ЭМиТОЭ, ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Статья посвящена электронному моделированию процесса, при котором периодические колебания (например, синусоидальные) объекта (например, электрического тока или механического стержня) реализуются последовательностью импульсов, период которых существенно (на один – два порядка) меньше периода колебаний. Актуальность темы обусловлена уменьшением потерь энергии, которое имеет место при передаче энергии импульсами.

При передаче энергии от источника нагрузке возникают потери энергии в канале передачи, будь то энергия механическая или электрическая. Они происходят от сопротивления перемещению энергоносителя (элементов механической передачи, электронов, газа или жидкости и т.д.) при передаче полезной нагрузки и при циркуляции энергии между источником и накопителем в нагрузке. Таким накопителем в механических системах является масса, в электрических – индуктивность. При импульсной передаче расход в канале уменьшается благодаря уменьшению длительности протекания энергии по нему (например, тока по проводнику) и отсутствию возврата энергии источнику.

Для проверки этого положения было выполнено исследование с применением компьютерной модели. Моделирование проведено для электрической передачи, так как мощная программа моделирования Simulink из пакета Matlab предназначена для электрических схем.

Цель статьи – представить результаты исследования энергетики импульсной реализации колебательного процесса.

Исследование выполнено на модели рис. 1.

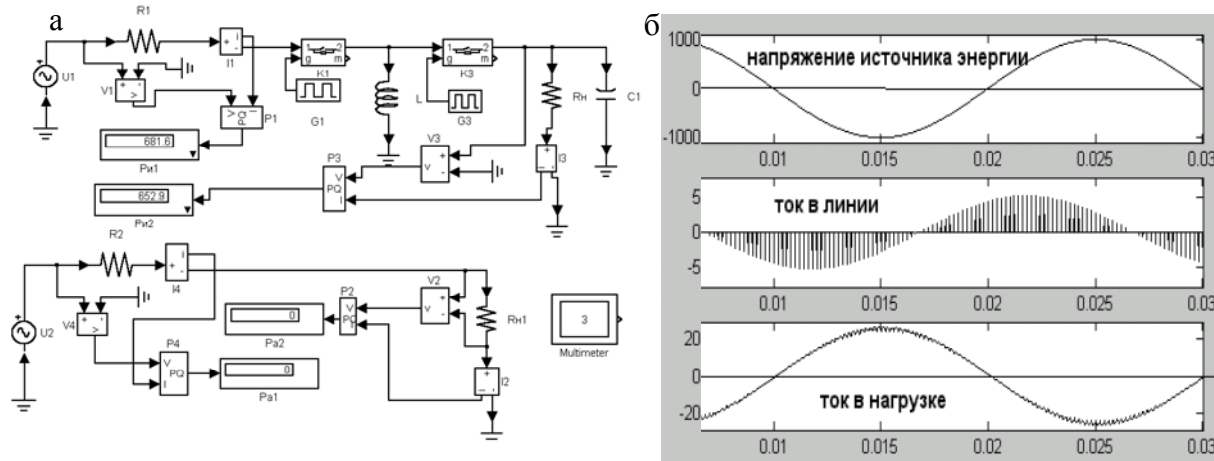


Рис. 1. Модель исследования импульсной передачи энергии от источника переменного тока по линии без индуктивности: а – схема, б – осциллограмма.

Модель (рис. 1, а) включает в себя источник напряжения переменного тока частоты 50 Гц U_1 , резистор R_1 , имитирующий активное сопротивление линии, индуктивность L , запасующую энергию импульса, резистор R_n , имитирующий нагрузку, ключи K_1 , K_3 , выполняющие коммутацию цепей, генераторы сигналов G_1 , G_2 , G_3 , управляющие ключами.

Для передачи энергии замыкается K_1 , ток проходит через R_1 и L , в магнитном поле индуктивности накапливается энергия, пропорциональная квадрату мгновенного значения тока и значению индуктивности. Затем размыкается K_1 , и замыкается K_3 ,

энергия переходит из индуктивности в нагрузку.

Для измерений используются преобразователи напряжения $V1, V3$, тока $I1, I3$, ваттметры $PQ1$, измеряющий мощность, потребляемую от источника энергии $U1$, и $PQ3$, измеряющий мощность нагрузки.

Осциллограмма процесса показана на рис 1, б. Из рисунка видно, что на нагрузке напряжение синусоидальное, но передается оно по линии импульсным током. Сглаживание происходит благодаря емкости, включенной параллельно нагрузке.

В этом процессе потери в линии происходят только в течение длительности импульса и за период равны интегралу мгновенных потерь по времени. Поэтому с уменьшением длительности импульсов уменьшаются потери. Накопленная в индуктивности энергия от длительности протекания тока не зависит, так что относительные потери мощности в линии снижаются и повышается КПД передачи.

Однако с уменьшением длительности импульсов уменьшается и переданная мощность. Поэтому импульсную передачу можно считать целесообразной, только если снижается мощность, потребленная от источника, при той же переданной мощности, что и в аналоговой передаче.

На модели было исследовано соотношение мощностей, потребляемых от источника энергии при импульсной и аналоговой передачах. Для этого модель (рис. 1, а) дополнена той же цепью, что и импульсная передача, но без ключей и индуктивности. Варьировались сопротивления нагрузки и длительности импульсов. Результаты исследования представлены на рис. 2. На графиках обозначено: $P_{1и}$ и $P_{1а}$ – мощности источника при импульсной и аналоговой передачах, R_L и R_H – сопротивления линии и нагрузки, $t_{и}/\tau$ – относительная длительность импульса (к электромагнитной постоянной цепи линия – индуктивность).

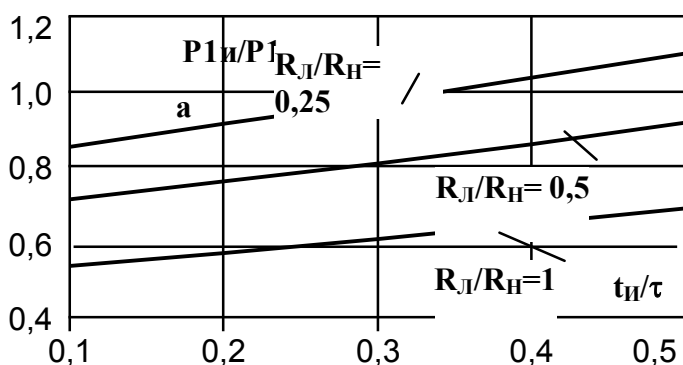


Рис. 2. Сравнение потребляемых мощностей при импульсной и аналоговой передачах.

Из графика видно, что мощность, потребляемая от источника энергии при той же переданной мощности, снижается с уменьшением относительной длительности импульсов. Это снижение тем больше, чем больше сопротивление линии по отношению к нагрузке: при сопротивлении линии, равном четверти сопротивления нагрузки, потребляемая

мощность снижается приблизительно на 15%, а при сопротивлении линии, равном сопротивлению нагрузки снизить потребление можно почти в 2 раза.

ВЫВОДЫ. Реализация периодического процесса серией импульсов дает, при соответствующем выборе параметров импульсов, существенную (до 200%) экономию энергии за счет снижения ее в канале передачи.

К ВОПРОСУ ОБ ЭКВИЛОНГАЛЬНОСТИ

Коломиец А.Ф., Пастернак Д.Н., Абрамов А.М.

(каф. НГиИГ, ДонНТУ, г.Донецк, Украина)

Проблема решения конструктивных эквилонгальных задач в начертательной геометрии недостаточно изучена. В статье предлагается решение тремя способами одной из таких задач.

Задача. Даны три скрещивающиеся прямые a , b , c . Построить на c точки, равноудаленные от a и b .

Способ первый. Анализ. Повернем вокруг c прямую a в положение a' , когда a' пересечет b . Прямая a , вращаясь вокруг c , образует полуквадрику однополостного гиперболоида [1]. Прямая b пересечет эту поверхность в двух точках. Следовательно, можно выделить две прямые a' , которые пересекут прямую b при вращении a вокруг c .

Расстояния от искомых точек M , N до a и a' равны между собой. Точки, равноудаленные от a и b , лежат в плоскостях Σ и Γ , проходящих через биссектрисы их углов перпендикулярно плоскости Δ , задаваемой ими же. Тогда точки пересечения прямой c с плоскостями Σ и Γ будут искомыми.

Второй способ. Анализ. Множество точек, равноудаленных от прямых a и b совпадает с множеством точек на осях поворотов, переводящих a в b . В свою очередь, множество осей поворотов представляет собой две полуквадрики равностороннего гиперболического параболоида [2].

Построение хотя бы одной такой оси поворота являет собой трудоемкую задачу с точки зрения графических построений. А для решения задачи нужно построить множество таких осей, чтобы получить поверхность гипара. Как минимум, надо построить две оси, которые можно использовать как направляющие. Образующие можно строить параллельно второй плоскости параллелизма. Последней будут вторая плоскость, делящая угол между a' и b пополам. Кстати, две биссекторные плоскости будут перпендикулярны между собой, вследствие чего и гипар окажется равносторонним.

Поскольку, как отмечалось выше, данный способ графически трудоемкий, его не следует использовать для решения задачи, оставляя только анализ для полноты изложения.

Третий способ. Анализ. Множеством точек, равноудаленных от двух скрещивающихся прямых, является гиперболический параболоид T . Аналитическое доказательство построений такой поверхности дано в статье [3]. Вершина A поверхности T находится на середине расстояния между a и b . Плоскости параллелизма Γ и Σ проходят через биссектрисы углов, образованных a и b , и расстояние между a и b . Две образующие гипара T проходят через вершину A . Они суть линии пересечения плоскости Δ параллелизма прямых a и b , проходящих через A , и соответственно плоскостей Γ и Σ . Для окончательного задания поверхности T следует построить еще хотя бы одну ее точку M . Точку M можно выделить на линии пересечения двух случайных цилиндров вращения одинаковых радиусов, осями вращения которых будут прямые a и b . Тогда точка M окажется на пересечении линии пересечения соответственно цилиндров и плоскости-посредника, параллельной a и b как осям цилиндров.

Найти точки M , N пересечения прямой c с поверхностью T , получим искомые точки.

На рисунке приведено решение задачи третьим способом. Чтобы упростить решение задачи, прямая a и b приведены в положение уровня с помощью двух замен

плоскостей проекций. Плоскости параллелизма Σ и Γ оказались проецирующими. Σ_5 и Γ_5 суть биссектрисы углов, образованных a_5 и b_5 .

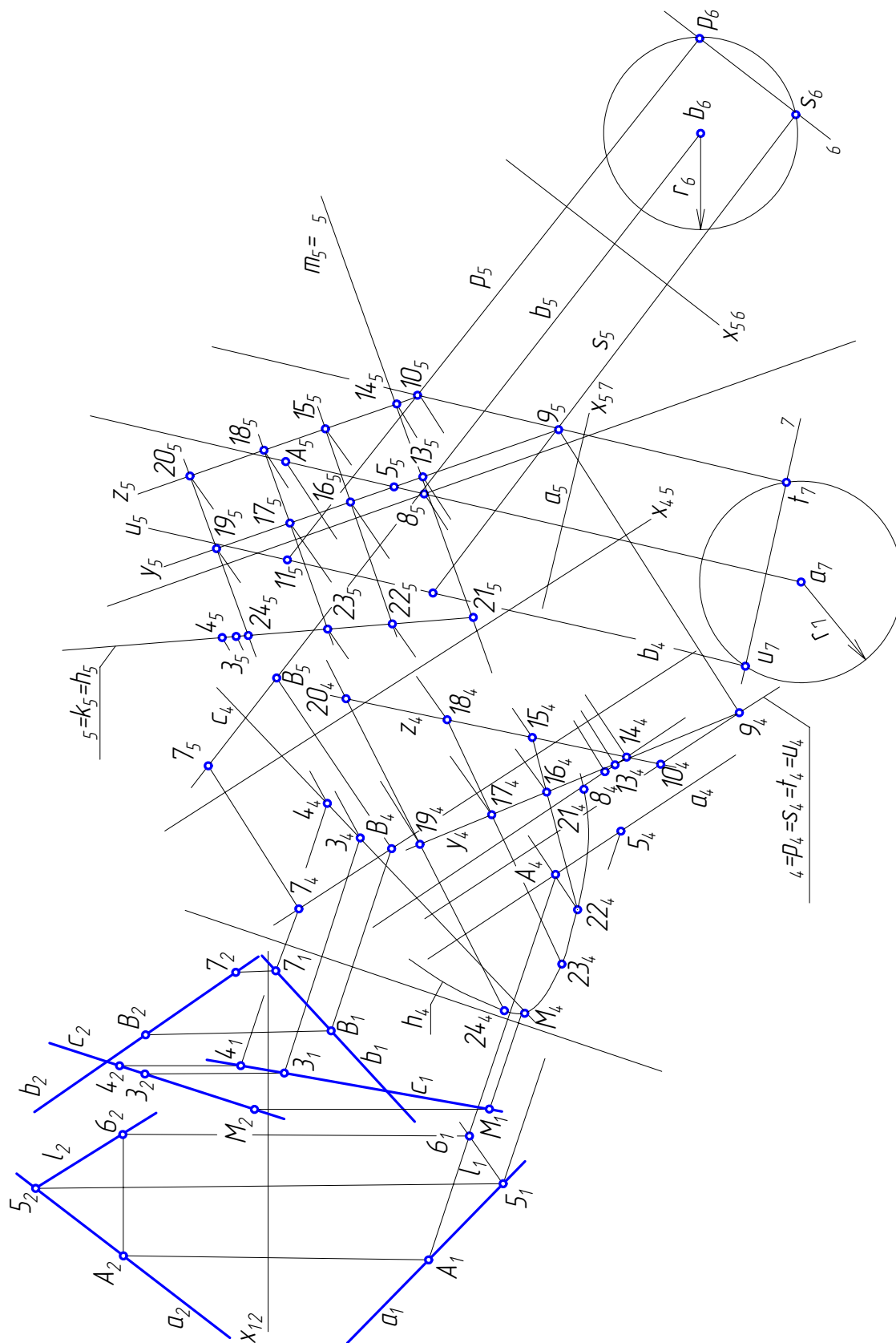


Рис. Построение на прямой с точки M , равноудаленной от прямых a и b

Исследование. Во всех способах решения участвуют поверхности второго порядка. Прямая может пересекаться с ними в двух, одной (или касаться), ни одной точках. Поэтому и решение может быть гиперболическое, параболическое, эллиптическое.

Решение приведенной задачи вносит определенный вклад в задание эквидистантных поверхностей.

Список литературы: 1. Крылов Н.Н., Лобандиевский П.И., Мэн С.А. Начертательная геометрия.- М.: ВШ, 1963.-С. 132-136. 2. Пеклич В.А., Павленко С.Н. Задачи по начертательной геометрии.-М.: ВШ, 1999.- 140 с. 3. Гумен Н.С., Сарнацкая Б.В. О геометрических местах точек, пропорционально удаленных от двух прямых // Геометрография.- Рига: Рижский политехнический институт, 1977.-с. 43-51.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНЕРЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГОРНЫХ МАШИН МЕТОДОМ 3М МОДЕЛИРОВАНИЯ

Кондрахин В.П., Ефремов М.А. (каф. ГМ, ДонНТУ. г. Донецк. Украина)

Для решения задач статики и динамики очистных комбайнов, большое значение имеет знание инерционных характеристик, к числу которых можно отнести массу, координаты центра масс, моменты инерции, направление главных осей инерции. Указанные характеристики определяются расчетным путем. Существующая методика, разработанная кафедрой «Горные машины» ДонНТУ и изложенная в СТП Горловского машзавода [1], позволяет определить вышеуказанные характеристики поворотного редуктора путем его разбиения на 3 – 5 элементарных частей (цилиндры, конусы, призмы и др.). Однако ее использование требует достаточно трудоемких расчетов, при этом возможно возникновение ошибок, которые в дальнейшем могут приводить к неточной оценке динамической нагруженности машин, поломкам деталей, узлов, и т.д.

Современные пакеты параметрического трехмерного проектирования, ориентированные на решение задач в области машиностроения, позволяют с любой степенью точности определить инерционные характеристики построенной модели. Поскольку большинство существующих очистных комбайнов проектировалось без применения компьютеров, для получения инерционных характеристик машин вначале требуется создать с достаточно высокой точностью трехмерную модель машины.

В настоящей работе исследованы инерционные характеристики комбайна К103М, для чего разработана 3М модель комбайна (см. рисунок). При создании модели вводились следующие упрощения:

- Зубчатые колеса представлены в виде дисков, основными размерами которых являются ширина зубчатого венца, делительный диаметр и диаметр вала.
- Валы и оси не имеют фасок, шпоночных канавок, канавок для выхода шлифовального круга.
- Отсутствуют элементы крепления, элементы гидравлики: патрубки и шланги.
- Исполнительный орган представлен без резцов и резцедержателей.

При помощи этой модели были определены основные инерционные характеристики комбайна (таблицы 1,2).

Таблица 1. Инерционные характеристики комбайна К103М(масса, координаты центра масс, моменты инерции относительно осей)

α , град	Масса, кг	Координаты центра масс, мм			Момент инерции относительно осей, кг·м ²		
		X	Y	Z	I_x	I_y	I_z
1	2	3	4	5	6	7	8
0	9895	0.0	313	187	3470	15560	14290
5		-0.22	319	187	3510	15550	14320
10		-0.94	324	187	3560	15520	14340
15		-2.14	330	187	3610	15470	14340
20		-3.82	335	187	3660	15410	14330
25		-5.96	340	187	3720	15330	14310
1	2	3	4	5	6	7	8
30	9895	-8.55	346	187	3790	15230	14280
35		-11.58	350	187	3850	15120	14230

Таблица 2. Инерционные характеристики модели комбайна К103М (главные моменты инерции, центробежные моменты инерции)

α , град	Главные моменты инерции, кг·м ²			Центробежные моменты инерции, кг·м ²		
	I_{xx}	I_{yy}	I_{zz}	I_{xy}	I_{zx}	I_{yz}
0	2158	15210	13320	0.56	≈ 0	540
5	2160	15200	13320	110	-0,9	563
10	2167	15180	13300	216	-3,9	586
15	2178	15140	13270	318	-8,8	609
20	2192	15080	13220	413	-15	631
25	2210	15000	13170	501	-24	652
30	2231	14910	13100	579	-35	673
35	2255	14810	13010	646	-47	692

Из данных таблиц 1 и 2 следует:

Изменение координаты X центра масс, при увеличении угла наклона поворотного редуктора от 0 до 35 град., составляет 12мм. Учитывая, что центр системы координат располагается симметрично относительно забойных опор, эти изменения не существенно влияют на продольную устойчивость комбайна, т.к. расстояние между забойными опорами составляет 1700мм. Смещение центра масс по координате Y составляет 27мм. Из-за небольших размеров корпуса комбайна по высоте это смещение может повлиять на поперечную устойчивость комбайна.

За счет изменения координат центра масс происходит изменение:

- моментов инерции относительно оси: X на 379 кгм², Y на 441 кгм², Z на 62 кгм²;

- главных моментов инерции: I_{xx} на 97 кгм², I_{yy} на 404 кгм², I_{zz} на 309 кгм²;
- центробежных моментов инерции: I_{xy} на 645 кгм², I_{zx} на 47 кгм², I_{yz} на 152 кгм².

Проведение подобного анализа позволит проследить изменения инерционных характеристик комбайнов не только в зависимости от положения исполнительного органа, а также в зависимости от изменения гипсометрии пласта. Это позволит проектировать комбайны для представительных горно-геологических условий.

Для определения точности расчетов, заключающихся в разбиении детали на элементарные составляющие, было произведено сравнение момента инерции поворотного редуктора, определенного по методике [1], с моментом инерции, который был определен при помощи 3М модели. В результате было установлено, что погрешность расчетов по рекомендациям [1] составляет 12%.

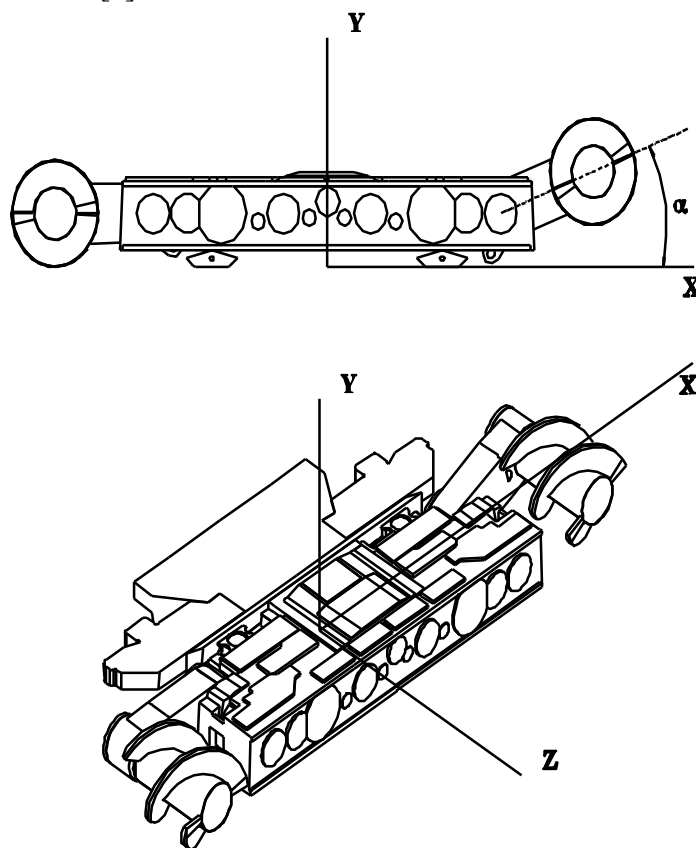


Рис. 1. 3М модель комбайна K103M

Таким образом, при проектировании горных машин необходимо переходить к использованию современных пакетов параметрического трехмерного проектирования, что позволит оценить инерционные характеристики машины с требуемой точностью.

Список литературы: 1. СТП – 50 – 0137 – 90 Комбайны очистные. Системы подвески и регулирования исполнительных органов. Выбор параметров и расчет максимальных нагрузок. – ГМЗ им. Кирова, 1990. – 43с.

ГРАФИЧЕСКАЯ ИМИТАЦИЯ ФОРМИРОВАНИЯ МИКРОПРОФИЛЯ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Корниенко А.С., Гусев В.В. (каф. МСиИ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Прогнозирование характеристик микропрофиля обрабатываемой поверхности является одной из наиболее важных посылок при оптимизации процессов шлифования. Если большинство показателей поверхностного слоя детали напрямую зависят от регламентированных показателей круга, таких как зернистость, концентрация зерен и т.д., то другие, такие как форма зерна, количество вершин зерен на единице площади, плотность распределения зерен по высоте и по площади рабочей поверхности, не определены и изменяются в процессе обработки. В настоящее время существуют экспериментальные и аналитические методы [1,2], которые описывают состояние рабочей поверхности обрабатываемой детали. Аналитический подход с использованием имитационных моделей является универсальным, но применение имитационных моделей связано с большими затратами времени на расчет параметров шероховатости поверхностного слоя.

Целью настоящей работы является разработка имитационной модели формирования микропрофиля поверхности детали при плоском врезном алмазном шлифовании. Задача работы заключается в проверке адекватности разработанной модели и определение влияния затупления круга на высоту микрорельефа поверхностного слоя после алмазного шлифования.

Имитационная модель должна иметь простую структуру и предусматривает вывод графической информации на дисплей персонального компьютера. В основе моделирования положен принцип формирования микропрофиля поперечного сечения обрабатываемой поверхности посредством наложения поперечных сечений царапин, которые оставляют отдельные зерна шлифовального круга.

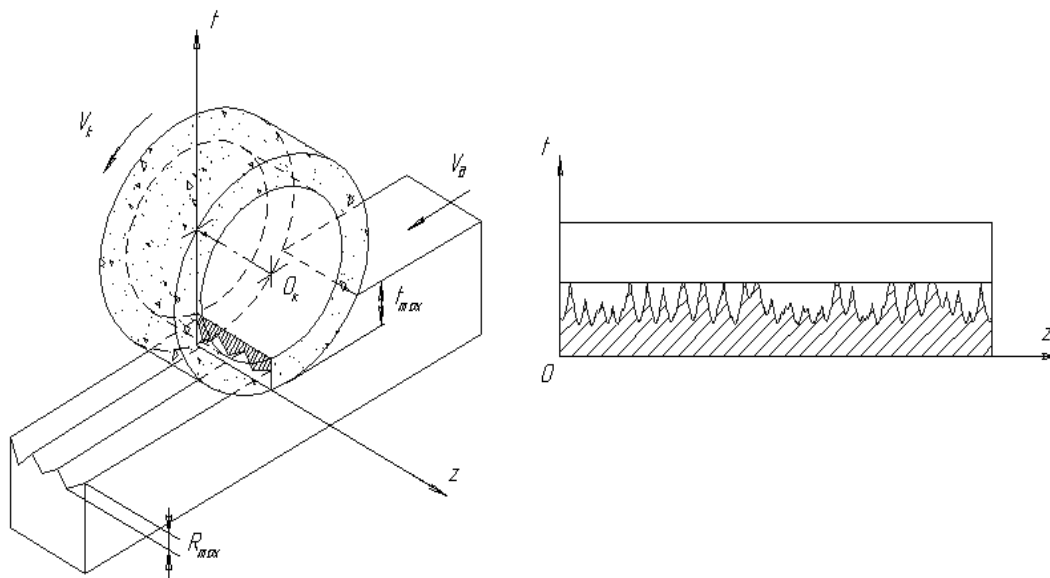


Рис.1. Схема формирования микропрофиля в поперечном сечении детали

При построении модели пользуются следующими ограничениями:

- система станок-приспособление-инструмент-деталь является абсолютно жесткой;

- абразивный круг не имеет радиального биения;
- пластическое течение материала игнорируется;
- прочие физико-механические и физико-химические процессы в зоне резания не участвуют в образовании микропрофиля.

В образовании микропрофиля существенное значение оказывает структура поверхностного слоя абразивного слоя шлифовального круга.

При обработке учитывается, что не весь абразивный слой внедряется в обрабатываемый материал. Глубина части поверхностного слоя формирующей конечный микропрофиль детали, равна параметру R_{max} .

Для реализации описанного принципа моделирования производится построение плоскости произвольного поперечного сечения обрабатываемой детали. Здесь же вводится система координат zOt (рис. 1). Зерна из указанного слоя круга оставляют следы в прямоугольнике. Каждый след характеризуется своим профилем и положением, задаваемой через координаты его вершины.

Как было сказано ранее, распределение вершин зерен в рабочей поверхности круга не является равномерным. Координата t определяет положение вершины зерна относительно цилиндрической поверхности, проведенной через наиболее выступающие зерна круга. Исходное состояние и изменение разновысотности при обработке материалов адекватно описывается законом распределения Вейбулла-Гнеденко

$$Fk(t) = 1 - e^{\frac{-t \cdot \alpha}{x_0}},$$

где x_0 и α – параметры закона распределения Вейбулла-Гнеденко для конкретной зернистости абразивного круга.

А при оценке числа зерен, находящихся на площади контакта необходимо исходить из закона Пуассона. В этом случае вероятность нахождения в единице объема m зерен имеет вид

$$P_{mV} = \frac{(q_V)^m}{m!} \exp(-q_V),$$

где q_V – параметр закона распределения Пуассона, $m=1,2,3,\dots$

Параметр распределения Пуассона q_V равен одновременно математическому ожиданию и дисперсии случайной величины. Для инструмента со статически равномерным распределением частиц в объеме справедливо выражение [3]

$$q_V = \frac{\Theta \cdot K_u}{W \cdot \gamma \cdot K_0 \cdot d_{cp}^3},$$

где q_V – число абразивных частиц в единице объема, шт./мм³;

K_u – коэффициент концентрации, показывающий во сколько раз данная концентрация отлична от принятой за 100%;

Θ – навеска абразива для получения в объеме концентрации, принятой за 100% или за единицу, г;

W – объем абразивного слоя, см³.

При рассмотрении формы поперечного среза зерна наиболее часто используют универсальное выражение, описывающее изменение ширины зерна от его высоты [4]

$$b = C \cdot t^m,$$

где C и m – эмпирические коэффициенты, зависящие от характеристики алмазных зерен и состояния шлифовального круга в процессе работы; t – координата, отсчитываемая от вершины алмазного зерна.

Алгоритм расчетов по приведенным зависимостям представлен на блок-схеме (рис.2). Программа, реализующая алгоритм, написана при помощи САПР MathCAD.

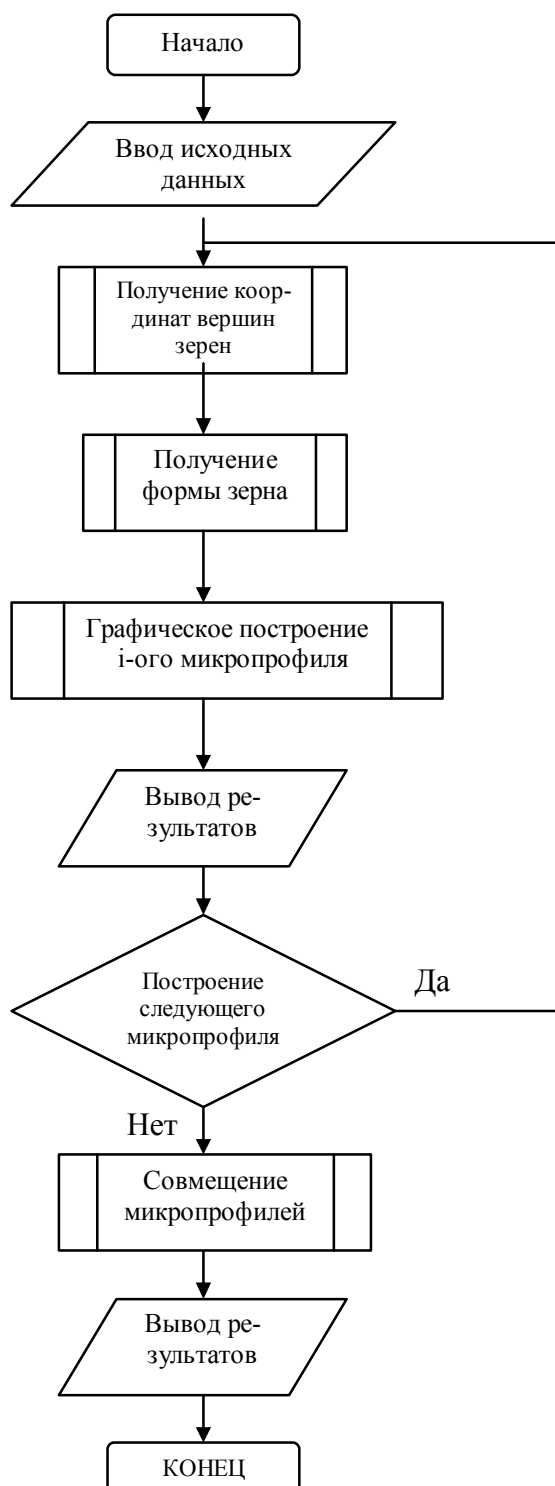


Рис.2. Алгоритм расчета и вывода графической информации

При несоответствии вводимых исходных данных, с данными, представленными в программе, возможно, их изменение. Совокупность изображений царапин дает изо-

бражение микропрофиля, копию которого можно просмотреть, а при необходимости вывести на печать.

В результате моделирования можно проследить изменение шероховатости в зависимости от состояния абразивного круга, исходя из того, что у нового и у износившегося круга форма зерна будет различной. При использовании нового абразивного круга значения коэффициентов $C = 0,4$, $m = 0,5$. А при использовании износившегося шлифовального круга $C = 0,4$ и $m = 0,65$, при этих значениях коэффициентов изменение ширины зерна совпадает с идеальной формой эллипса. Для нового круга были приняты следующие параметры распределения Вейбулла-Гнеденко $\alpha=2,1$, $x_0=1648$. В процессе работы распределение зерен по высоте приобретает левостороннее распределение с параметрами $\alpha=1,6$, $x_0=160$. Число зерен проходящих через базовое сечение определялось с учетом режимов резания скорости детали $V_d=6$ м/мин, скорости круга $V_k=30$ м/с и глубины резания $t_f=0,01$ мм.

Результаты моделирования образования микронеровностей в среде MathCAD-2000 приведены на рис. 3.

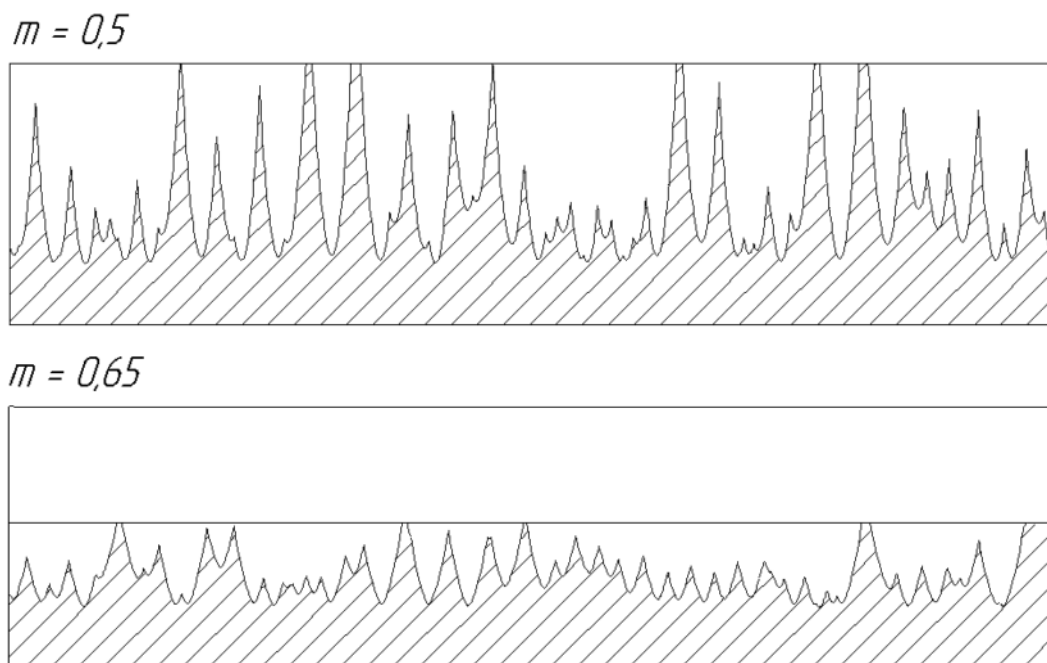


Рис.3. Микропрофили при обработке новым ($m=0,5$) и изношенным ($m=0,65$) шлифовальными кругами

После касания поверхности детали со шлифовальным кругом общий характер микрорельефа не изменяется, но положение рисок в продольном сечении уже не соответствует начальной шероховатости. Там, где был выступ, может появиться впадина, на месте бывшей впадины может появиться выступ. Таким образом, можно наблюдать изменение шероховатости в зависимости от состояния шлифовального круга. Величина поперечного слоя единичного среза зависит не только от положения зерна на поверхности круга, его расстояния от центра, но и от его положения относительно единичных выступов и впадин шероховатости в продольном сечении.

Площадь срезаемого слоя металла максимальна при попадании вершины зерна на выступ шероховатости и минимальна при попадании во впадину шероховатости. Форма поперечного сечения срезаемого слоя также разнообразна, но наиболее харак-

терна форма в своей нижней части, соответствующая профилю единичного зерна, а верхней части – профилю вершин нескольких (двух – трех) абразивных зерен.

Параметр шероховатости R_z – высота неровности по десяти точкам согласно ГОСТ 2789-73 [25] может быть определена:

$$R_z = \frac{\sum_{n=1}^5 H_n^{\max} - \sum_{m=1}^5 H_m^{\min}}{5},$$

где $\sum H_n^{\max}$ – сумма высот 5-ти максимальных вершин шероховатого слоя; $\sum H_m^{\min}$ – сумма высот 5-ти минимальных впадин.

Расчет высоты неровностей поверхностного слоя по микропрофилям, приведенным на рис.3, показали, что высота для нового круга и изношенного соответственно равнялась $R_z=3,2$ мкм и $R_z=0,9$ мкм. Для проверки адекватности разработанной имитационной модели были проведены экспериментальные исследования.

При экспериментальных исследованиях в качестве материала для исследований была выбрана алюмооксидная керамика (Al_2O_3) пористостью 0,2%. Образцы керамики обрабатывались кругом 1A1 250x20x76 AC-6 125/100 – 4-M2-01 на режимах указанных выше. Определение параметров шероховатости производилось по записи поверхностного слоя детали на профилограф-профилометра модели 201 завода «Калибр».

При шлифовании кругом, после его правки электро-эрозионным методом, формируемая поверхность из керамики имела высокое значение высоты микронеровностей ($R_z=3,7\pm 3$ мкм). После удаления этим же кругом 10 см³ материала также были обработаны образцы из керамики. Высота микронеровностей поверхностного слоя была уже значительно ниже и составила $R_z=1,2\pm 2$ мкм. Таким образом, при алмазном шлифовании керамики по плоской схеме периферией круга наиболее значимыми факторами при образовании шероховатого слоя является разновысотность алмазных зерен и профиль зерен. Экспериментальные результаты качественно совпадают с результатами, полученными при имитационном моделировании, и незначительно их превышают, что может быть связано с образованием хрупких сколов при алмазном шлифовании керамики.

Результаты моделирования параметров при шлифовании дали хорошее согласие с экспериментальными данными. Разработанная имитационная модель формирования шероховатости поверхности керамики при алмазной обработке адекватно отражает реальный механизм образования шероховатости и может быть использована для определения параметров шероховатости. В дальнейшем необходимо при совершенствовании имитационной модели образования микронеровностей поверхностного слоя учесть характер разрушения материала припуска.

Список литературы: 1.Шейко М.Н., Чеповецкий И.Х. Графическая имитация формирования микропрофиля обрабатываемой поверхности //Сверхтвердые материалы. –1991.- №4. – С. 59-62. 2.Гусев В.В., Молчанов А.Д. Математическая модель формирования шероховатости поверхности конструкционной керамики при алмазном шлифовании// Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Межд. сб. науч. трудов. - Вып.19. - Донецк: ДонГТУ, 2002 С.50-57 3. Байкалов А.К. Введение в теорию шлифования материалов. – К.: Наук. думка, 1978. – 206 с. 4. Худобин Л.Б. Анализ геометрии абразивных зерен // Труды Ульяновского политехнического института. – Ульяновск: УПИ, 1966.-Вып.1.- С. 6-20.

РАЗРАБОТКА ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ ВИБРОЗАЩИТНОГО УСТРОЙСТВА, ВСТРАИВАЕМОГО В КОРПУСНУЮ СИСТЕМУ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

Лысенко Н.М., Кацюк А.В. (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

В результате выполненных на кафедре «Горные машины» ДонНТУ научно-исследовательских работ, направленных на совершенствование динамических параметров корпусной системы очистных комбайнов [1,2 и др.] предложен ряд способов по снижению динамической нагруженности элементов этой силовой системы. При этом, в частности, применительно к комбайну типа РКУ13 разработаны специальные виброзащитные устройства (ВЗУ), конструктивно выполненные в виде гидродомкратов его забойных регулируемых опор. Как следует из проведенных модельных исследований на ЭВМ [1], указанные ВЗП наиболее существенно позволяют снизить дисперсию динамических составляющих нагрузок, формирующихся в забойных опорно-направляющих устройствах (ОНУ) комбайна, и в гораздо меньшей степени влияют на динамическую нагруженность завальных ОНУ. Вместе с тем, именно в этих опорах комбайна, конструктивно совмещенных с приводным колесом механизма подачи, при определенных режимах работы машины формируются наиболее высокие динамические нагрузки [1]. Поэтому задача, связанная с разработкой ВЗУ, встраиваемых в завальные нерегулируемые ОНУ комбайна РКУ13 является актуальной с точки зрения повышения надежности его корпусной системы и всей машины в целом.

Из анализа конструкции ОНУ серийного комбайна следует, что с позиции минимальных переделок и изменений этого узла наиболее целесообразно ВЗП конструктивно реализовать в виде дополнительного упруго-диссипативного звена, встраиваемого между кронштейном опоры и корпусом машины (см. рис.). Учитывая несколько смещенное (несоосное) расположение самой лыжи относительно места крепления кронштейна к корпусу комбайна, упругие элементы ВЗУ могут быть выполнены в виде упругих цилиндро-параболических стержней, воспринимающих нагрузки, формирующиеся в ОНУ, в виде соответствующего крутящего момента (по аналогу с известной конструкцией ВЗУ, встраиваемого в шнековый исполнительный орган [3]).

Функцию диссипативной связи по аналогии с вышеуказанным ВЗУ при этом будет выполнять фрикционное трение между опорными цилиндрическими поверхностями кронштейна и корпуса комбайна при их взаимном провороте, обусловленном деформацией упругих цилиндро-параболических стержней.

Рассматриваемая принципиальная конструктивная схема при своей сравнительно простоте позволяет разработать работоспособную и эффективную конструкцию ВЗУ, поскольку базируется на проверенных принципах рассеивания энергии колебаний в динамических системах очистного комбайна и уже использованных в ранее созданных на кафедре «Горные машины» ДонНТУ конструкциях соответствующих ВЗП – цилиндро-параболических упругих стержнях.

Диапазон воспринимаемых (передаваемых) нагрузок виброзащитным устройством является одной из основной ее характеристикой.

Верхняя граница этого диапазона – момент запираания ВЗУ (M_3) с одной стороны должен включать в себя весь спектр нагрузок, формирующихся в завальных ОНУ комбайна при его работе в представленных горно-геологических условиях с реализацией устойчивого момента электродвигателя. Однако с другой стороны, M_3 может ограничиваться несущей способностью основных элементов ВЗУ и в частности его упругих стержней.

Поэтому на стадии проектирования ВЗУ возможно решение компромиссных задач, поскольку несущая способность упругих стержней зависит от их материала, режима термообработки и конечно же конструктивных размеров, а последние должны опре-

деляться из соображений вписываемости разрабатываемой конструкции ВЗУ в реальные габаритные размеры опорного кронштейна серийного комбайна. Из вышесказанного вытекает необходимость оценки величины крутящего момента, воспринимаемого упругими элементами ВЗУ, хотя бы в первом приближении на уровне средних (статических) нагрузок, формирующихся в завальных ОНУ комбайна РКУ13. В соответствии с данными, представленными в работе [4] величина M_3 ориентировочно может составлять 40000 Нм.

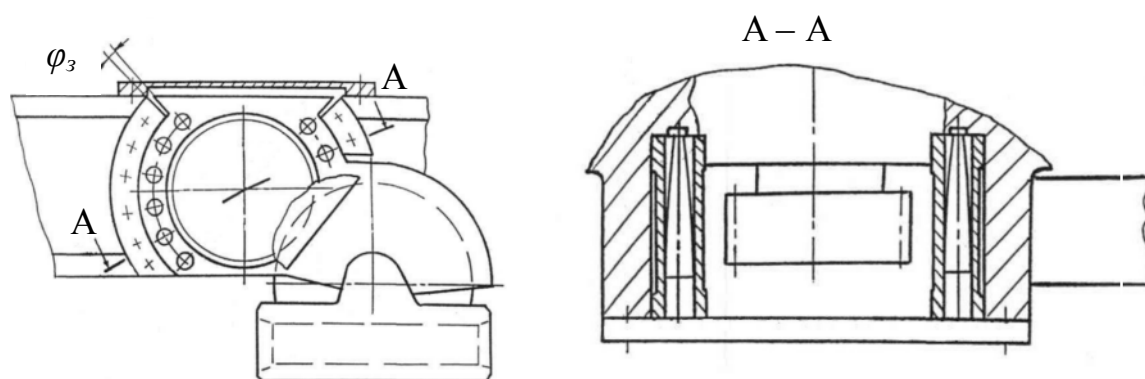


Рис. Конструктивная компоновочная схема виброзащитного устройства

К основным динамическим параметрам рассматриваемого ВЗУ относятся его упругая и диссипативная характеристики. В разработанных на кафедре «Горные машины» ДонНТУ эквивалентных расчетных схемах комбайна типа РКУ13 с ВЗУ в его завальных ОНУ и составленных на их основе соответствующих математических моделях [1] в качестве таких характеристик были приняты:

- $C_{ВЗП}$ – линейный коэффициент жесткости упругих элементов ВЗП;
- $\beta_{ВЗП}$ – коэффициент демпфирования ВЗП, отражающий линейную связь между уровнем демпфирующих сил, формирующихся по цилиндрическим опорным поверхностям кронштейна при его провороте относительно корпуса комбайна, и угловой скоростью данного проворота.

Анализируя результаты, приведенные в работе [4], можно сделать вывод, что наиболее целесообразно встраивать в завальные ОНУ комбайна типа РКУ13 рассматриваемые виброзащитные устройства, обладающие следующими динамическими параметрами: $C_{ВЗП}=5,04 \times 10^7$ Н/м и $\beta_{ВЗП}=1,43 \times 10^5$ Нс/м.

Список литературы: 1. Лысенко Н.М. Снижение динамических нагрузок в корпусной группе очистных комбайнов со шнековыми исполнительными органами – Дис. ... кандидата техн. наук – Донецк, 1985 – 267с. 2. Разработать и внедрить средства повышения надежности и долговечности очистных комбайнов. / Отчет ДПИ. Руководитель П.А. Горбатов №гос. регистрации 01360040664. – Донецк, 1987. – 257с. 3. СТП-50-0135-90. Комплексная система управления качеством продукции. Комбайны очистные. Система привода исполнительных органов с виброзащитными устройствами. Выбор рациональных динамических и конструктивных параметров виброзащитных устройств. Методика – ГМЗ им. С.М. Кирова-17с. 4. Лысенко Н.М., Безнос И.Н., Элеософ В.В. Выбор рациональных динамических параметров корпусной системы очистных комбайнов. – Донецк, 1991. – 10с. – Рукопись представлена Донецк. политех. ин-том. Деп. в ЦНИИЭИуголь, 1991, №5311.