

СЕКЦИЯ I МАШИНОСТРОЕНИЕ

АЛГОРИТМ СИНТЕЗА МАРШРУТА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЗАГОТОВОК ДЕТАЛЕЙ КЛАССА «НЕКРУГЛЫЕ СТЕРЖНИ» МАШИН ТЕКСТИЛЬНОЙ И ЛЕГКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

М. А. Боголидов

Витебский государственный технологический университет, Беларусь

Научный руководитель Н. В. Беляков

В общей номенклатуре деталей, применяемых в текстильном машиностроении, детали класса «некруглые стержни» составляют около 10–20 %. Трудоемкость проектирования технологических процессов изготовления этих деталей в 5–10 раз выше трудоемкости проектирования технологий изготовления деталей других классов. Современные САПР ТП изготовления нетипизированных деталей класса «некруглые стержни» могут быть использованы только в режиме диалога достаточно опытным технологом. Эти системы не позволяют автоматически синтезировать технологические базы, порядок обработки поверхностей, порядок смены баз.

В настоящей работе для решения задачи создания конструктивно-технологической модели детали класса «некруглые стержни» предлагается представлять в виде набора функциональных модулей (ФМ), технологических регламентов их обработки, характеристик их элементов (внутренних показателей), а также структуры размерных и угловых связей между ФМ (внешних показателей).

На основе проведенного анализ чертежей деталей, а также технологических процессов их механической обработки в конструкторских и технологических бюро: предложены принципы классификации и классификаторы ФМ деталей классов «корпус» и «некруглые стержни» низких рангов; на теоретико-множественном уровне разработан формат представления детали в задаче автоматизации проектирования технологии ее механической обработки; выделен ряд классификационных множеств ФМ по служебному назначению; определено около 1100 частных элементов (ФМ) различных классификационных множеств. Комплексование частных ФМ по конструктивному и технологическому признаку позволило разработать иллюстрированный классификатор комплексных ФМ деталей класса «некруглые стержни» по служебному назначению. Частные модули формируются методом адресации (рис. 1, 2).

Хранение информации о *внутренних показателях* ФМ внутри этапов (предварительный, чистовой, отделочный) обработки предлагается осуществлять в виде базы данных соответствующего формата. Оперирование с *внешними параметрами* предлагается осуществлять с помощью неориентированных графов типа дерева обозначений размерных связей главных поверхностей ФМ в трех координатных направлениях (матриц смежности) и ориентированного графа угловых расположений (матриц инцидентности). Множество линейных размеров, соединяющих любые пары вершин (главных поверхностей), есть множество ребер. Множество угловых размеров, соединяющих любые пары вершин, есть множество дуг.

Согласно разработанному *методу структурного синтеза маршрута* обработки деталей для каждого обрабатываемого на этапе ФМ выявляются возможные ком-

плекты баз ориентации (КБО) [1]. Для этого разработаны алгоритмы совместного анализа графов размерных и угловых связей этапа для определения возможных комплектов баз для осей и плоскостей.

Согласно алгоритмам номер обрабатываемой поверхности (ее оси (O) или плоскости (P)) отыскивается на графе (по одной оси для плоской поверхности, по двум координатным осям для оси) размерных связей. Определяется ее связь или связи с другими ближайшими поверхностями на графах размерных связей (кратчайшие пути на графе от рассматриваемой поверхности до других поверхностей). Далее для плоских поверхностей на графах угловых расположений обрабатываемых поверхностей комплект дополняется двумя поверхностями, для оси комплект дополняется одной поверхностью (рис. 3, см. таблицу).

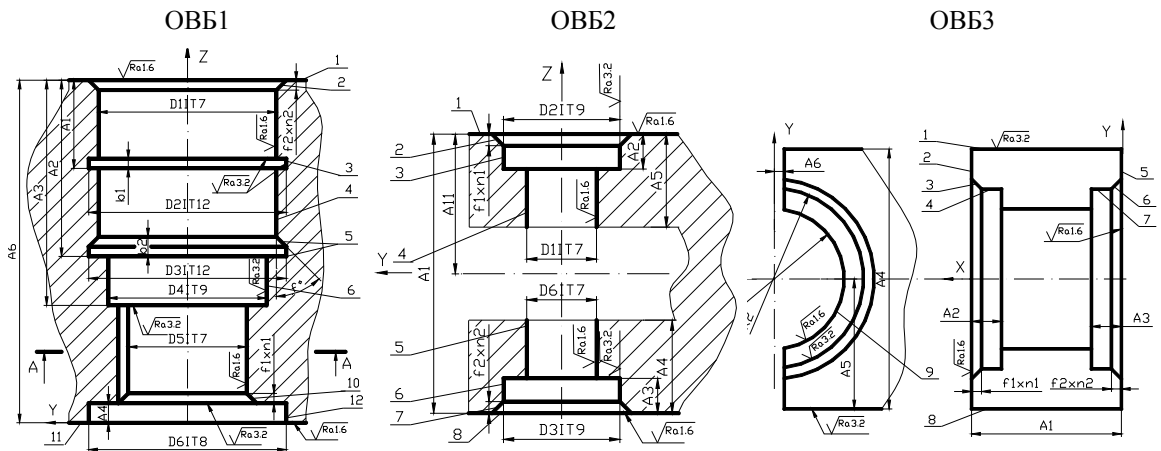


Рис. 1. Элементы классификатора комплексных функциональных модулей

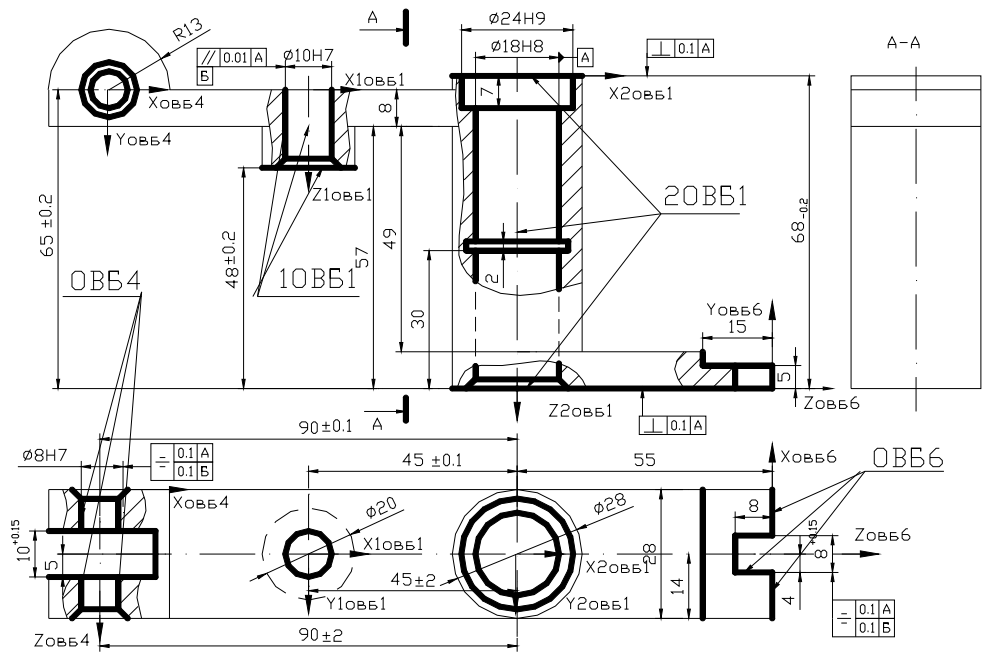


Рис. 2. Схема представления коромысла текстильной машины набором функциональных модулей

Анализ сформированных таблиц КБО для ФМ с учетом возможностей оборудования и ряда условий (идентичность КБО для обработки различных поверхностей, вектор доступности и др.) позволяет сформировать маршрут обработки заготовки.

На базе представленных алгоритмов разработан программно-методический комплекс автоматизации процедур синтеза индивидуальных ТП изготовления заготовок оригинальных деталей класса «некруглые стержни».

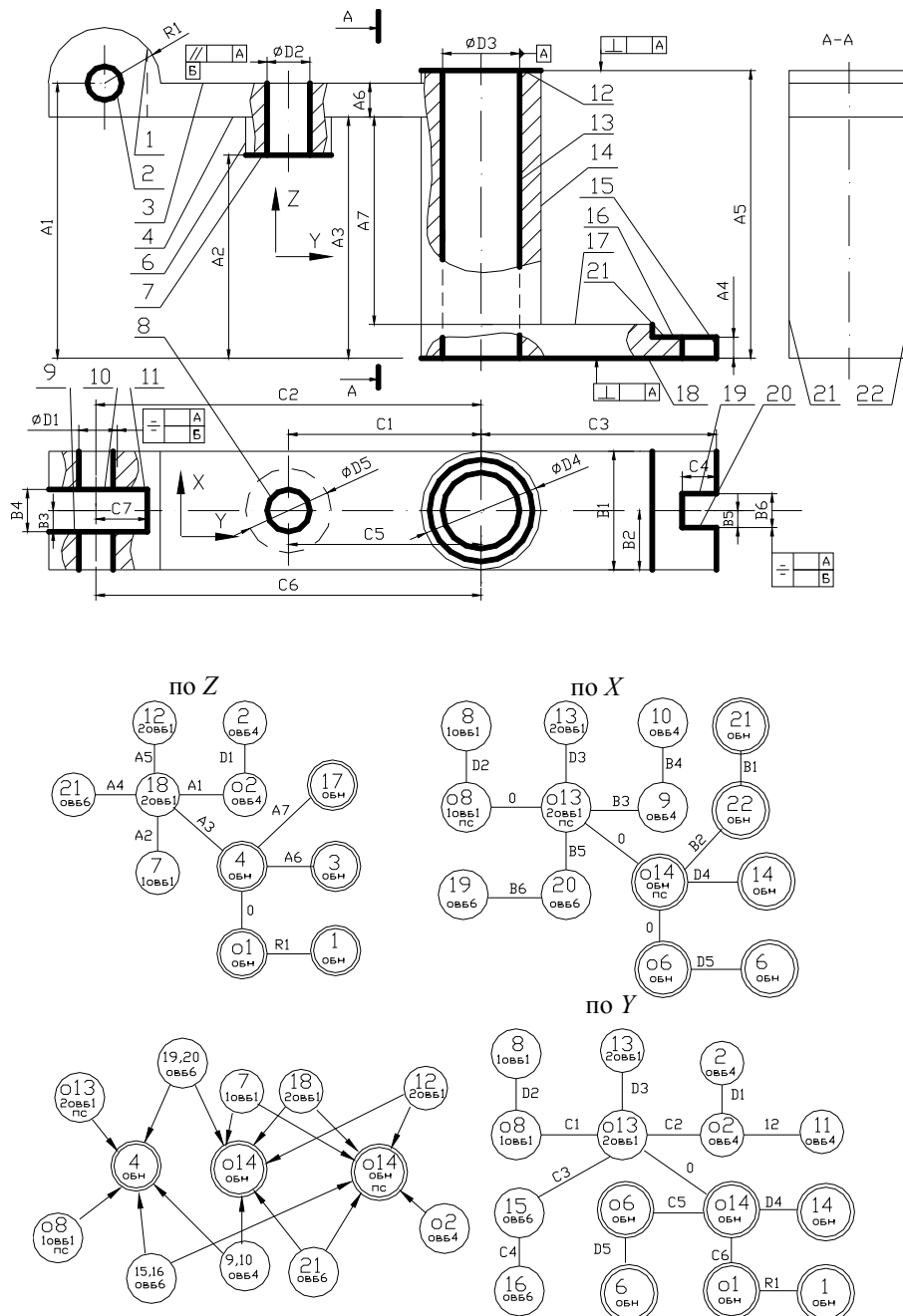


Рис. 3. Эскиз состояния заготовки на предварительном этапе с нумерацией главных поверхностей функциональных модулей и обозначением осей, а также графы размерных и угловых связей функциональных модулей рассматриваемой детали по трем осям

Элементы таблицы комплектов баз для предварительного этапа

013	19-20	08	7	15-16	9-10	18	12
o14-o14 _{пс} -4	o14-o13 _{пс} -4	o13-o13 _{пс} -4	o14-o14 _{пс} -18	o14 _{пс} -4-o13	o14-o13 _{пс} -4	o14-o14 _{пс} -4	o14-o14 _{пс} -18
o14-o8 _{пс} -4	o13-o13 _{пс} -18	o13-o13 _{пс} -18	o13-o13 _{пс} -18	o13-o13 _{пс} -18	o13-o13 _{пс} -18	o14-o14 _{пс} -7	o13-o13 _{пс} -18
o14-9-4						o14-o14 _{пс} -21	
...						o14-o14 _{пс} -12	
o8-o8 _{пс} -4						o13-o13 _{пс} -4	
...						o13-o13 _{пс} -7	
						o13-o13 _{пс} -21	
						o13-o13 _{пс} -12	

Литература

1. Махаринский, Е. И. Теория базирования в проблеме проектирования технологических процессов механической обработки и станочных приспособлений / Е. И. Махаринский, Н. В. Беляков, Ю. Е. Махаринский // Вестн. машиностроения. – 2008. – № 9. – С. 34–45.

**СИСТЕМА АВТОМАТИЗАЦИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ДИЗАЙНА
И КОНСТРУКЦИЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ
НА ОАО «ВИСТАН»**

Е. И. Терешин, М. С. Голубев, О. И. Прусаков, Д. С. Ксензов

Витебский государственный технологический университет, Беларусь

Научный руководитель Н. В. Беляков

В современном станкостроении большое значение уделяется дизайну станков. Многие производители, не имея окончательной конструкторской документации на станок, используют дизайн-проекты в качестве рекламы продукции. Художественное конструирование станка нельзя понимать только как работу над его внешним оформлением. Совершенство формы предопределяется техническими решениями, логикой конструкции, технологией изготовления. Именно поэтому дизайн-проект входит неотъемлемой частью в техническую документацию на станок, и, как правило, разрабатывается в рамках Государственных научно-технических программ.

В настоящее время в подготовке машиностроительного производства широкое распространение получили графические 3D редакторы. С их использованием подготовка дизайн-проекта станка может стать проще и нагляднее. Однако установлено, что на ОАО «ВИСТАН» дизайн-проекты станков разрабатывают в виде бумажных макетов в масштабе 1:10. Изготовление таких макетов трудоемко и вызывает неудобства: данные макеты не позволяют визуальнo смоделировать перемещения органов станка, очертить рабочую зону; их неудобно и медленно перестраивать; они единичны, прихотливы в хранении, неудобны для транспортировки и др.

В качестве исходных данных для разработки дизайн-проекта защитного ограждения кабинетного типа шлице-фрезерного станка ВСН-613 NC2 на ОАО «ВИСТАН» являлись: габаритные чертежи основы будущего станка и техническое задание на него. На базе исходных данных для станка ВСН-613 NC2 была разработана 3D модель (Inventor) его основы, позволяющая визуальнo продемонстрировать перемещение рабочих органов, очертить рабочую зону (рис. 1).

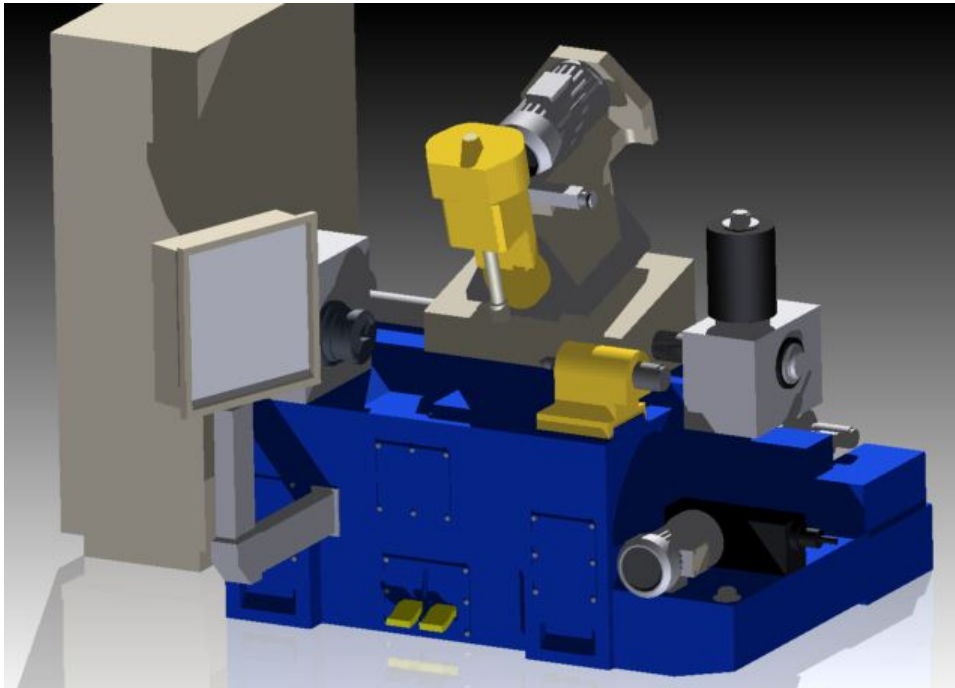


Рис. 1. Графическая компьютерная модель основы станка VCH-613 NC2

В результате изучения дизайнерских решений ведущих мировых станкостроительных компаний на базе использования основ композиции и художественного конструирования в технике для станка VCH-613 NC2 предложен ряд тектонических вариантов дизайн-проектов ограждения (на выбор), выполненных в *различной манере* с акцентированием на особенностях станка, в различных цветотональных решениях, с различной мерой упрощения. При построении вариантов использовалась различная пластика формы, подчеркивалась статичность, использовались симметрия и асимметрия, контрастирование элементов, нюансировка. Особое внимание уделено пропорционированию и масштабности (с точки зрения человеческого фактора).

На рис. 2 представлены некоторые варианты защитного ограждения для станка VCH-613 NC2. В среде трехмерного редактора прорабатываются конструкции двух ограждений, а также технологии их изготовления.

В результате разработки трехмерных графических дизайн-проектов защитного ограждения кабинетного типа шлицефрезерного станка VCH-613 NC2 предложено для утверждения экспертному совету ОАО «ВИСТАН» 10 вариантов моделей, выполненных в различной манере, в различных цветотональных решениях. По результатам экспертизы на базе предложенных моделей с помощью ЭВМ можно: производить преобразования, корректировку, изменения проектов; корректировать схемы окраски конструкции; выбирать фоны и освещения; выводить откорректированные модели на печать; использовать модели узлов и элементов для проектирования моделей новых станков.

При разработке дизайн-проекта защитного ограждения шлицефрезерного станка VCH-613 NC2 с помощью ЭВМ (вместо картона) трудоемкость процесса уменьшилась в 15 раз, а качество работы (по оценкам экспертов) повысилось на порядок.

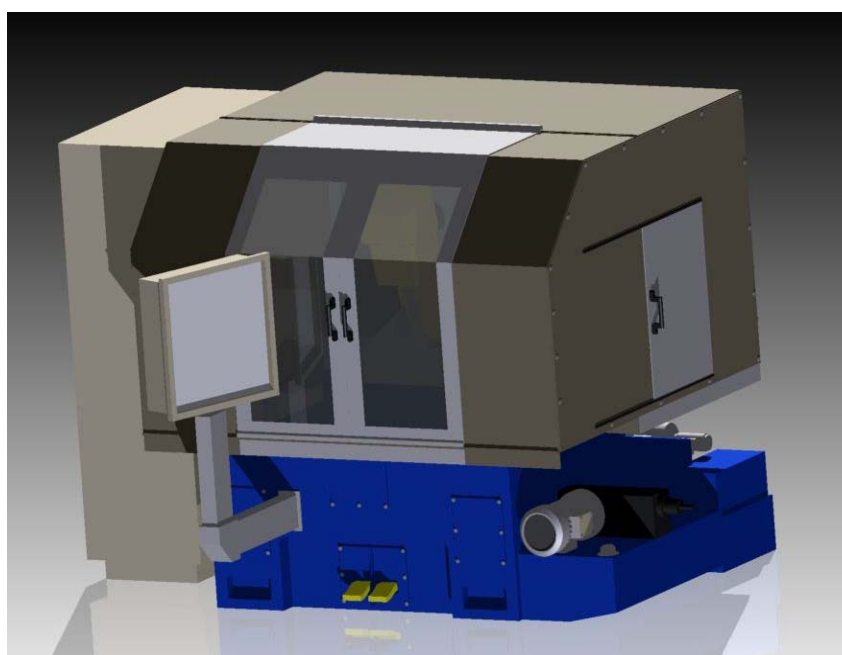
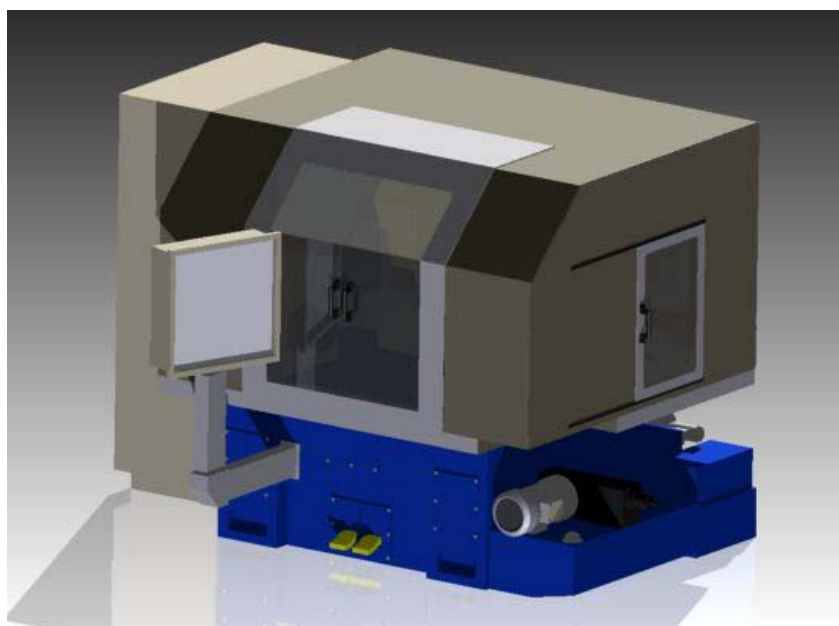


Рис. 2. Некоторые варианты дизайна ограждения кабинетного типа шлице-фрезерного станка ВСН-613NC2

Для разработки конструкций агрегатов и станков создана база данных параметризованных 3D моделей узлов и отдельных механизмов станков ОАО «ВИСТАН». База данных включает: муфты, кулисные механизмы, реечные механизмы, передачи винт-гайка и др. (рис. 3).

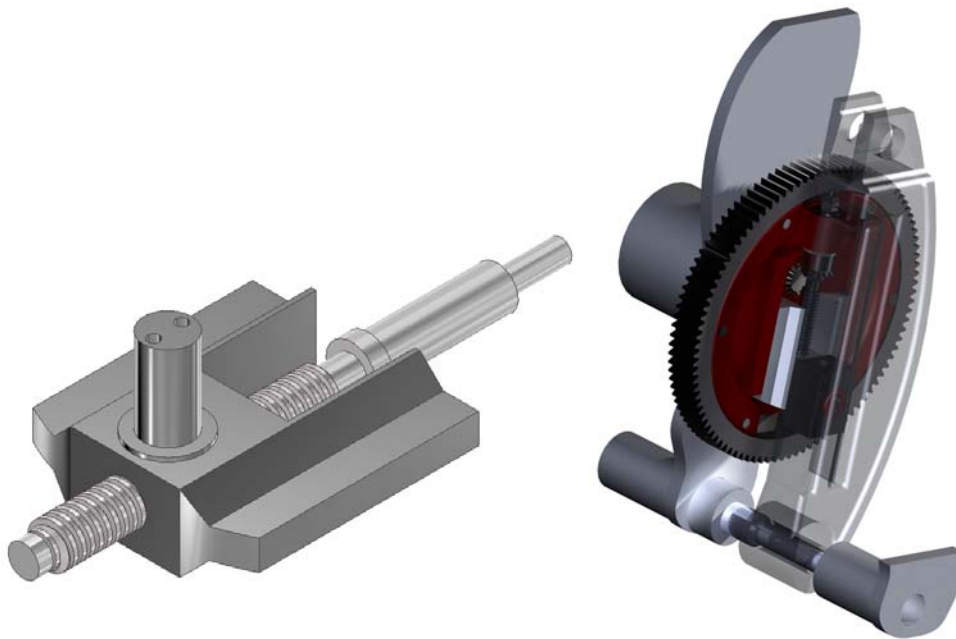


Рис. 3. Параметризированная модель типового узла «винт-гайка» и кулисный механизм с ее использованием в сборе

3D модель в базе данных связана с файлом EXCELL, в котором определены все ее параметры. Таблица EXCELL также содержит информацию, которая помогает пользователю определиться с выбором исходных параметров механизма. Исходя из исходных параметров, в автоматическом режиме выбираются размеры узла. После вставки механизма в основную сборку он остается открытым для редактирования.

Литература

1. Металлорежущие станки и автоматы : учеб. для машиностр. вузов / под. ред. А. С. Проникова. – М. : Машиностроение, 1981. – 479 с.
2. Металлорежущие станки : учеб. пособие для вузов / Н. С. Колев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 500 с.
3. Покатаев, П. В. Дизайнер-конструктор. Конструирование оборудования интерьера : учеб. пособие для студентов вузов / П. В. Покатаев. – Ростов н/Д : Феникс, 2006. – 384 с.
4. Повилейко, Р. П. Архитектура машины / Р. П. Повилейко. – Новосибирск : Зап.-Сибир. книж. изд-во, 1974. – 144 с.
5. Лазарев, Е. Н. Дизайн машин / Е. Н. Лазарев. – Л. : Машиностроение : Ленингр. отд-ние, 1988. – 256 с.

САПР ОБЪЕМНЫХ ПЛАНИРОВОК ОБОРУДОВАНИЯ РАЗЛИЧНОГО НАЗНАЧЕНИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ УЧАСТКОВ И ЦЕХОВ

Б. О. Березин

Витебский государственный технологический университет, Беларусь

Научный руководитель Н. В. Беляков

В настоящее время в проектной практике находят применение два метода разработки планировок: *метод плоскостного макетирования* и *метод объемного макетирования*. При первом методе плоские темплеты изображают контур устанавли-

ваемого оборудования в плане (на виде сверху). Темплеты выполняются в том же масштабе, что и план всего участка или цеха. Плоские темплеты вырезаются из бумаги либо картона, изготавливаются из магнитной резины или вычерчиваются в виде двухмерных моделей в графическом редакторе. На машиностроительных предприятиях наиболее широкое распространение получили системы LayoutCAD (НПП «Интермех»), КОМПАС-График (ЗАО «Аскон») и др. Такие системы имеют возможность автоматизированного построения строительной подосновы, размещения стандартных темплетов оборудования и прочих условных обозначений, а также проверки корректности построения планировки по нормам расстояний. Все эти системы предназначены для плоскостного макетирования.

Для объемного макетирования характерно применение объемных моделей оборудования (из дерева, пластмассы и др.). Этот метод применяется в случае сложного характера производства, при большом количестве подвешного транспорта, когда только объемная планировка может дать достаточное представление о качестве проекта. Часто объемное моделирование применяется для более тщательного рассмотрения проекта при его утверждении.

Сокращению сроков и трудоемкости проектирования способствует перевод расчетных и графических работ на ЭВМ. В настоящей работе предлагается объемные макеты механических участков и цехов выполнять с помощью графических трехмерных твердотельных редакторов. Для этого на базе графического редактора Autodesk Inventor Series 10 разработана система автоматизированного проектирования объемных планировок механических участков и цехов. Система включает в себя базу данных унифицированных типовых секций, темплетов основного, вспомогательного оборудования (станков, тумбочек, тары и т. д.), а также подъемно-транспортного оборудования. Станки имеют установочную плоскость, на которой прорисованы линии, обозначающие нормы расстояний размещения станков относительно стен, колонн, других станков и т. д. согласно СНиП (рис. 1).

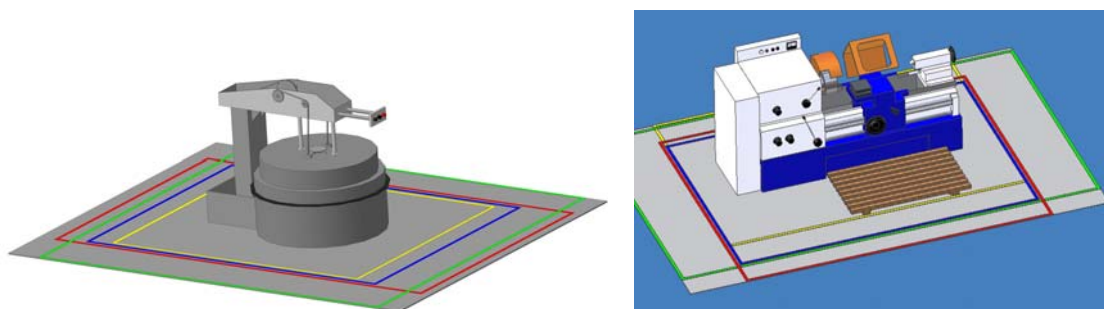


Рис. 1. Модели печи для отпуска и токарного станка

При работе с системой проектировщик выбирает из базы готовые унифицированные типовые секции – тем самым проектирует строительную подоснову механического цеха. Далее в режиме диалога в модели здания расставляется подъемно-транспортное оборудование, необходимое количество основного и вспомогательного оборудования (рис. 2). Установленное оборудование закрепляется на выбранном месте при помощи зависимостей, которые может накладывать редактор.

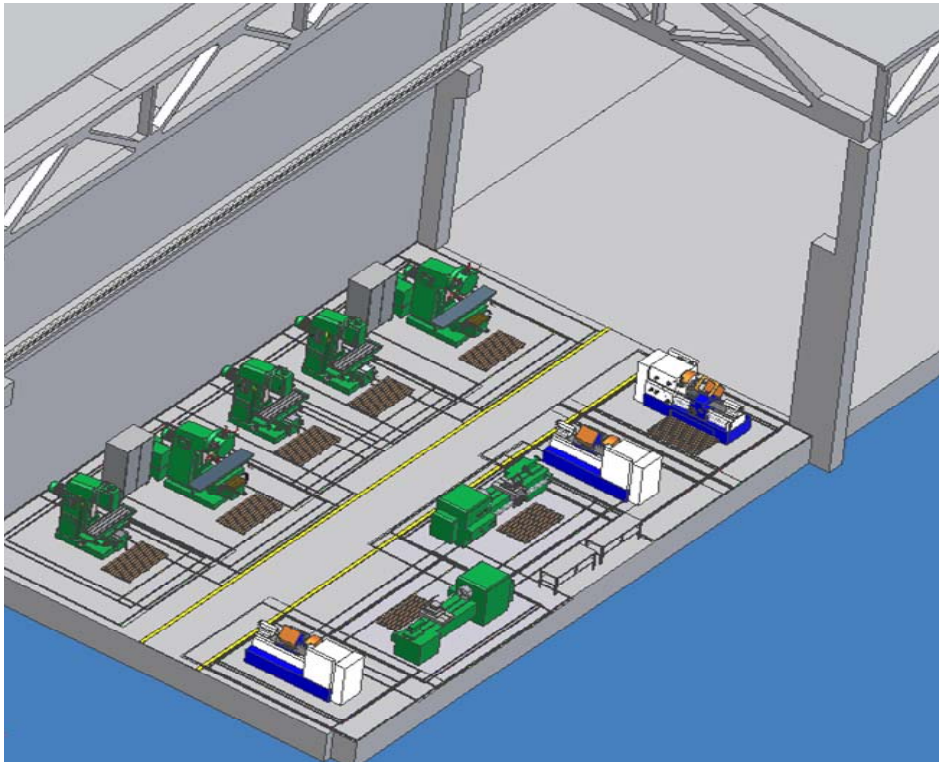


Рис. 2. Пример объемной планировки участка

Разработанная САПР позволяет: сократить сроки и трудоемкость проектирования объемных планировок механических участков и цехов, увеличить производительность труда, повысить наглядность и гибкость планировки, оценить правильность размещения оборудования.

Литература

1. Грундиг, К.-Г. Проектирование промышленных предприятий. Принципы. Методы. Практика = Fabrikplanung. Planungssystematik. Methoden. Anwendung / К.-Г. Грундиг ; ред. Н. Галактионова ; пер. с нем. А. Старкова. – М. : Альпина Бизнес Букс, 2007. – 339 с.
2. LCAD: версия 4.15 : рук. пользователя / Ф. И. Печков [и др.]. – Минск : Репринт, 2002. – 98 с.
3. Вороненко, В. П. Проектирование машиностроительного производства : учеб. для вузов / В. П. Вороненков, Ю. М. Соломенцев, А. Г. Схиртладзе ; под ред. чл.-кор. РАН Ю. М. Соломенцева. – 2-е изд., стер. – М. : Дрофа, 2006. – 380 с.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМБИНИРОВАННЫХ ЗЕНКЕРОВ ПУТЕМ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ УСЛОВИЙ РЕЗАНИЯ

А. В. Ажар, Е. Ф. Ратько

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель А. И. Кочергин

Одним из путей повышения эффективности использования комбинированных инструментов является оптимизация условий резания, состоящая из выбора конструктивного исполнения, физико-механических и геометрических характеристик режущей части, а также оптимизации режимов резания. Параметрическая оптимизация выражается главным образом в определении оптимальных режимов резания (скорости v ,

подачи s и глубины резания t) с позиций некоторого критерия, представленного в виде целевой функции [1]. Наиболее объективными являются стоимостные критерии – себестоимость и приведенные затраты, как наиболее полно описывающие материальные и овеществленные затраты на производство. При разработке системы технических ограничений необходимо учитывать особенности конструкции комбинированного инструмента и условий резания.

С целью повышения технико-экономических показателей процесса механообработки ступенчатых отверстий типовыми комбинированными осевыми инструментами в работе представлена модель параметрической оптимизации режимов резания операции по критерию минимума удельных приведенных затрат с учетом обеспечения максимального ресурса инструмента.

Оптимизация условий эксплуатации осуществляется на примере типовых конструкций двухступенчатых зенкеров. Данный инструмент выбран как наиболее используемый при обработке крепежных отверстий в корпусных деталях [2].

Целевую функцию оптимизации представим в виде удельных приведенных затрат на операцию обработки ступенчатого отверстия [3]:

$$C = (\tau_p + \frac{\tau_c}{n_z})E + \frac{I}{n_z}, \quad (1)$$

где τ_p – время рабочего хода; τ_c – время простоя станка; E – приведенные затраты на эксплуатацию станка и заработную плату рабочего [4]; I – приведенные затраты, обусловленные эксплуатацией инструмента за один период стойкости инструмента [4]; n_z – число заготовок, обрабатываемых за период стойкости инструмента.

При обработке отверстия двухступенчатым зенкером с заданным распределением припуска между ступенями и возможностью регулирования только скорости резания и подачи условие равной стойкости ступеней имеет вид [2]:

$$T_1(v_1, S_1) = T_2(v_2, S_2), \quad (2)$$

где v_1, v_2 – соответственно скорость резания при работе первой и второй ступени инструмента, м/мин; S_1, S_2 – соответственно подача первой и второй ступени, мм/об.

Стойкость инструмента может быть выражена в минутах машинного времени, минутах резания, метрах обработанной поверхности, числом заготовок (поверхностей), обработанных за период стойкости.

При последовательной работе ступеней комбинированного инструмента в зависимости от кинематических возможностей приводов станка существуют следующие варианты кинематических ограничений: 1) частота вращения шпинделя может изменяться при переходе от одной ступени обработки к другой: $n_1, n_2\text{-var}$; подача – величина постоянная: $S_1 = S_2$; 2) $n_1 = n_2$; $S_1, S_2\text{-var}$; 3) $n_1, n_2\text{-var}$; $S_1, S_2\text{-var}$; 4) $n_1 = n_2$; $S_1 = S_2$.

В случае независимого регулирования частоты вращения и подачи каждой ступени ($n_1, n_2\text{-var}$; $S_1, S_2\text{-var}$) появляется возможность наиболее полно использовать ресурс инструмента за счет рационального выбора режимов обработки. Тогда в целевую функцию (1) подставим ограничение в виде условия равной стойкости работы ступеней инструмента (2) и, воспользовавшись степенной зависимостью, описывающей стойкость осевого инструмента [5], получим:

$$C(v_1, S_1, v_2, S_2) = \left(\frac{\pi(l_2 \cdot D_2 \cdot v_1 \cdot S_1 + l_1 \cdot D_1 \cdot v_2 \cdot S_2)}{1000 \cdot v_1 \cdot S_1 \cdot v_2 \cdot S_2} + A \right) E + B \cdot I, \quad (3)$$

$$\text{где } A = \frac{\tau_c}{1000 \cdot v_1 \cdot S_1 \sqrt[m]{\frac{C_v \cdot D_1^q \cdot K_v}{v_1 \cdot t_1^x \cdot S_1^y}}}, \quad B = \frac{1}{1000 \cdot v_1 \cdot S_1 \sqrt[m]{\frac{C_v \cdot D_1^q \cdot K_v}{v_1 \cdot t_1^x \cdot S_1^y}}},$$

где D_1, D_2 – соответственно диаметры первой и второй ступени; t_1 – глубина резания первой ступени; l_1, l_2 – соответственно, длины резания первой и второй ступени; C_v – коэффициент, учитывающий отличие конкретных условий работы инструмента от принятых в справочнике за основу; K_v – коэффициент, учитывающий отличие конкретных условий работы инструмента от принятых за основу; x, y, q, m – показатели степени, зависящие от условий обработки.

При других кинематических ограничениях целевые функции оптимизации являются производными от зависимости (3).

Для получения достоверных результатов предусмотрена система дополнительных ограничений для каждой ступени в отдельности по осевой силе, диапазону скоростей и подач станка, мощности резания, шероховатости обработанной поверхности.

Рассмотрим применение предложенной методики на примерах наиболее распространенных двухступенчатых зенкоров (рис. 1, а, б).

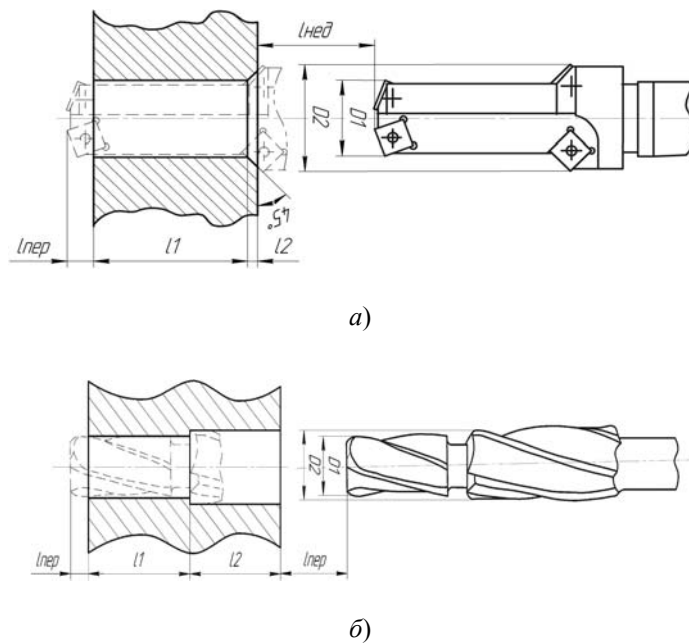


Рис. 1. Эскизы обработки:

- а – обработка отверстия с фаской сборным зенкером-зенковкой;
б – обработка ступенчатого отверстия цельным двухступенчатым зенкером

Исходные данные для расчета режимов резания комбинированным инструментом:

- 1) диаметры первой и второй ступени соответственно: $D_1 = 24,8$ мм; $D_2 = 25,55$ мм;
- 2) глубина резания для первой и второй ступени соответственно: $t_1 = 1$ мм; $t_2 = 0,4$ мм;
- 3) длины резания для первой и второй ступени: $l_1 = 49$ мм; $l_2 = 3,1$ мм (рис. 1, а), или $l_1 = 26,05$ мм; $l_2 = 26,05$ мм (рис. 1, б);

- 4) обрабатываемый материал – конструкционная сталь или серый чугун;
- 5) материал режущей части инструмента: сталь Р6М5 или твердый сплав Т15К6 (ВК6).

На основе представленной модели оптимизации разработано программное обеспечение и произведена минимизация приведенных затрат методом итерационного программирования. Также построены многомерные зависимости, связывающие целевую функцию оптимизации с параметрами обработки. Были рассмотрены все четыре случая, учитывающие ограничения на кинематику резания.

Наилучшие результаты по минимизации приведенных затрат в широком диапазоне отношений размеров инструмента были получены при $S_1, S_2\text{-var}$; $n_1, n_2\text{-var}$, материал режущей части – твердый сплав.

Область наиболее рационального использования данной методики при изменении D_1/D_2 и l_2/l_1 , для инструмента из твердого сплава при обработке конструкционной стали приведена на рис. 2. Видно, что локального минимума приведенных затрат нет, но целевая функция стремится к минимуму ($C \rightarrow \min$) при $D_1/D_2 \rightarrow 1, l_2/l_1 \rightarrow 1$.

Применение данной методики оптимизации для рассматриваемого случая при $n_1, n_2\text{-var}$; $S_1, S_2\text{-var}$ обосновано в области $D_1/D_2 = (0,8-1), l_2/l_1 = (0,2-0,8)$.

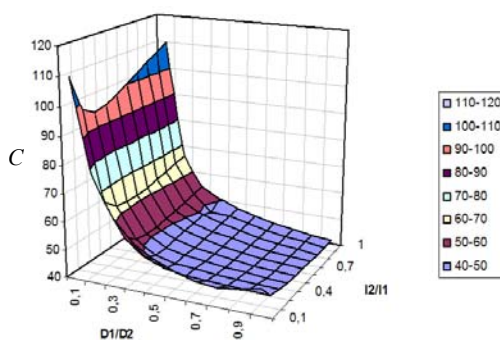


Рис. 2. Приведенные затраты при $S_1, S_2\text{-var}$; $n_1, n_2\text{-var}$, материал режущей части Т15К6

При большом отношении диаметров ступеней и длин резания оптимизация режимов резания не приводит к уменьшению приведенных затрат и поэтому достаточно ограничиться назначением режимов резания по лимитирующей ступени инструмента.

Отношение стоимости оборудования к стоимости инструмента I/E незначительно влияет на повышение приведенных затрат, поэтому ступенчатые отверстия можно обрабатывать и дорогостоящим инструментом (рис. 3).

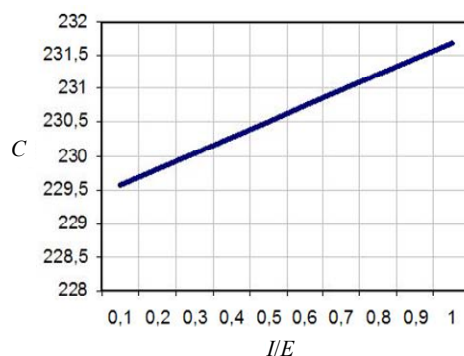


Рис. 3. Влияние отношения I/E на приведенные затраты обработки

При введении условия кратной стойкости ступеней прослеживается снижение приведенных затрат на обработку. Под кратной стойкостью понимается кратность времени работы ступеней инструмента до переточки, т. е. отношение стойкостей ступеней должно быть равным любому целому числу.

Заключение. При обработке двухступенчатым зенкером по критерию минимальных приведенных затрат оптимальные значения режимов резания стремятся к максимуму. Разработанная модель оптимизации режимов резания пригодна при малых перепадах диаметров ступеней инструмента и длин резания. Влияние отношения стоимости оборудования к стоимости инструмента на оптимальный режим резания незначительно. Полученные результаты необходимо также учитывать при проектировании комбинированных инструментов, в частности, при назначении длин и диаметров ступеней с точки зрения максимальной их выработки.

Литература

1. Аверченков, В. И. САПР технологических процессов, приспособлений и режущих инструментов : учеб. пособие для вузов / В. И. Аверченков, И. А. Каштальян, А. П. Пархутик. – Минск : Выш. шк., 1993.
2. Ажар, А. В. Использование и оптимизация условий эксплуатации комбинированных осевых инструментов / А. В. Ажар, А. И. Кочергин. – Минск : Машиностроение, 2002. – Вып. 18. – С. 34–42.
3. Протяжки для обработки отверстий / Д. К. Маргулис [и др.]. – М. : Машиностроение, 1986.
4. Расчеты экономической эффективности новой техники. – Л. : Машиностроение, 1975.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 2 / под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БЫСТРОВРАЩАЮЩИХСЯ ИНСТРУМЕНТОВ НА СОВРЕМЕННЫХ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКАХ

Е. Ф. Ратько

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Научный руководитель А. И. Кочергин

Основными достоинствами высокоскоростной обработки (ВСО) являются не только уменьшение машинного времени, но и повышение качества обработки, эффективное использование современных станков с ЧПУ. Важно учитывать такие факторы, влияющие на результат ВСО, как особенности станка, режущего и вспомогательного инструментов.

С целью определения области применения быстровращающихся инструментов на современных станках был произведен анализ параметров металлообрабатывающего оборудования, изготавливаемого ведущими мировыми производителями. Для обзора были отобраны современные многоцелевые станки с горизонтальным, вертикальным и наклонным расположением шпинделя фирм DMC, HAAS, HELLER, HERMLE, INDEX, MAZAK, MIKRON, MORI SEIKI, OKUMA, SPINNER, STERLITAMAK, TRAUB, YCM. Всего было рассмотрено около тысячи различных станков.

Были построены эмпирические распределения максимальной частоты вращения n и мощности главного привода P (рис. 1, а, б).

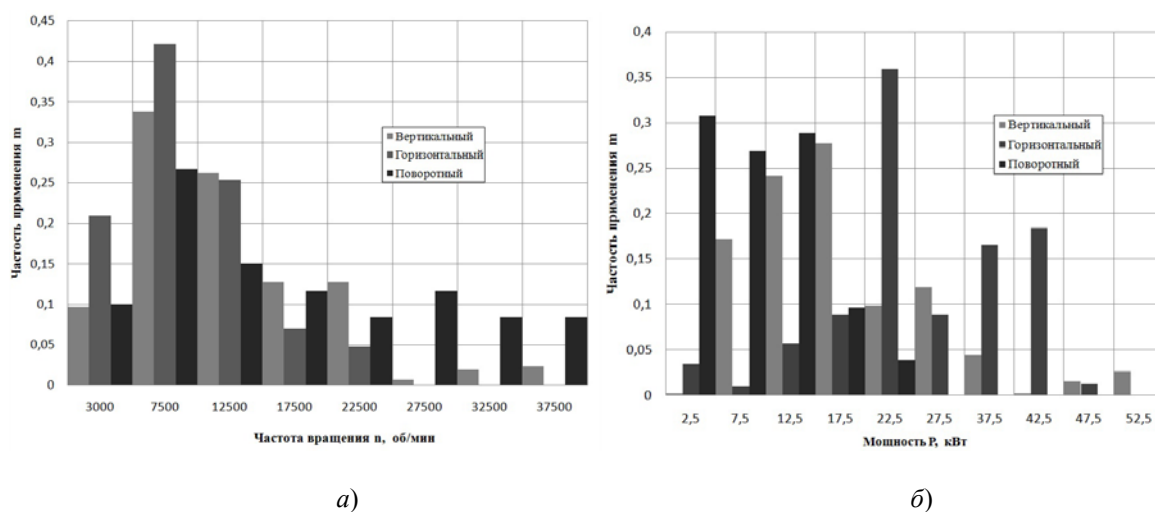


Рис. 1. Эмпирические распределения n и P :
 а – распределение частоты вращения шпинделя при 100%-й загрузке двигателя;
 б – распределение мощности привода главного движения при 100%-й загрузке двигателя

Наиболее широко представлены станки с вертикальным и горизонтальным расположением шпинделя с частотой вращения шпинделя 5000–12000 об/мин. Некоторые фирмы предлагают станки с наибольшей частотой вращения шпинделя 20000–40000 об/мин. Станки с поворотным шпинделем отличаются немного меньшим диапазоном частот – до 15000 об/мин, а наиболее применяемые работают в интервале 4000–8000 об/мин.

В распределении мощностей привода главного движения наблюдаются два четких экстремума, что можно объяснить видом обработки. Станки с мощностью $P = 10$ –25 кВт наиболее часто применяются для обработки алюминиевых сплавов, а с мощностью $P = 30$ –45 кВт – для обработки сталей и чугунов.

Таким образом, станки для ВСО должны отвечать следующим требованиям:

- частота вращения шпинделя 5000–40000 об/мин;
- мощность главного привода – более 10 кВт.

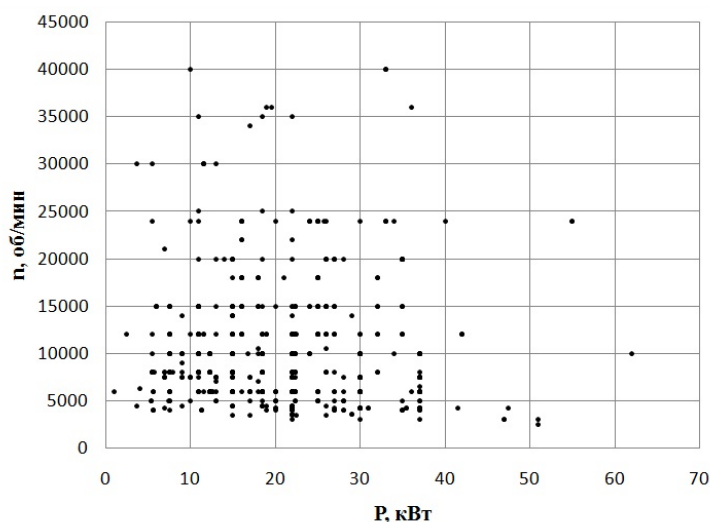


Рис. 2. Корреляционная зависимость между n и P

По характеру распределения точек (рис. 2) не представляется возможным установить корреляционную зависимость между n и P .

В высокоскоростных станках наиболее часто (в 65 % случаев) используются вспомогательные инструменты с хвостовиками HSK, которые обеспечивают более высокую жесткость зажима.

Максимальная частота вращения шпинделя с разными конусами:

- HSK A 100 = 10000–12000 об/мин;
- HSK A 63 = 20000–25000 об/мин;
- HSK A 50 = 30000–35000 об/мин;
- ISO 30 = 40000–45000 об/мин;
- ISO 40 = 25000–30000 об/мин;
- ISO 50 = 12000–15000 об/мин.

Основные требования, предъявляемые к режущему инструменту для ВСО:

- инструмент должен иметь минимальный вылет и максимальную жесткость при радиальном биении, не превышающем 0,03 мм;
- инструмент, особенно мелкогабаритный, должен иметь конический хвостовик увеличенного размера;
- для инструмента предпочтительны мелкозернистые твердые сплавы с TiAlN покрытием;
- в инструменте желательно центральное отверстие для подвода СОЖ или сжатого воздуха в зону резания;
- инструмент должен иметь симметричную форму;
- инструмент со сменными пластинами должен подвергаться балансировке;
- рассеивание размеров пластин не должно превышать 10 мкм.

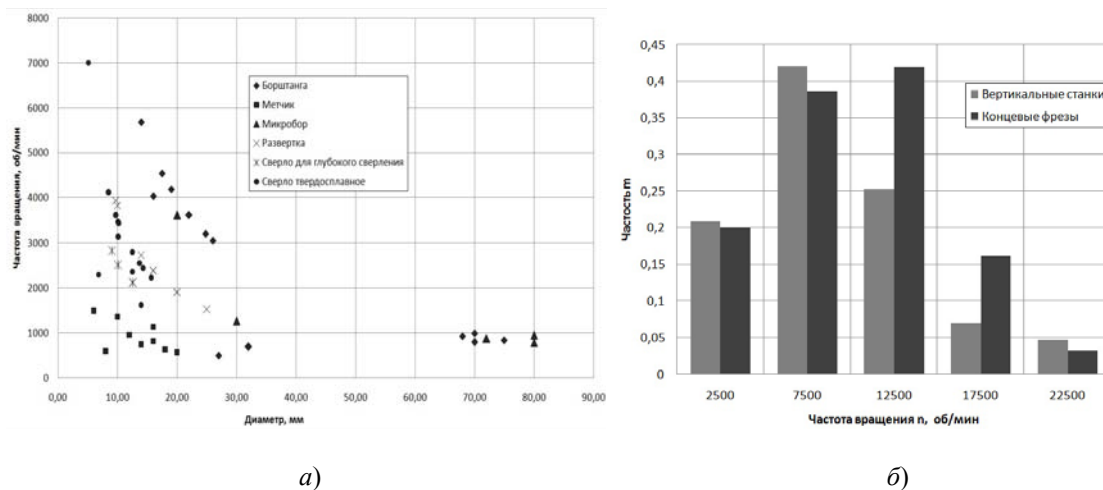


Рис. 3. Применение инструментов для ВСО:

- а* – зависимость частоты вращения различных инструментов от диаметра;
б – сопоставление распределений частот вращения оборудования и инструмента

Построена зависимость частоты вращения различных концевых инструментов применяемых на многоцелевых станках на Минском тракторном заводе от их диаметра (рис. 3, *а*). Мелкогабаритный инструмент используется на более высоких частотах вращения. Сопоставление распределений частот вращения оборудования и инструмента (рис. 1, *б*) иллюстрирует их идентичный характер, что свидетельствует о соответствии режимов станочного оборудования процессам ВСО.

Заключение. В результате можно сделать следующие выводы:

- станки для ВСО должны иметь частоту вращения шпинделя 5000–40000 об/мин, мощность главного привода – более 10 кВт;
- не установлено четкой корреляционной зависимости между n и P ;
- наиболее часто (в 65 % случаев) в высокоскоростных станках используются вспомогательные инструменты с хвостовиками HSK;
- мелкоразмерный инструмент используется на более высоких частотах вращения.

Л и т е р а т у р а

1. Солонин, И. С. Математическая статистика в технологии машиностроения / И. С. Солонин. – М. : Машиностроение, 1972. – 216 с.
2. Грановский, Г. И. Обработка результатов экспериментальных исследований резания металлов / Г. И. Грановский. – М. : Машиностроение, 1982. – 112 с.
3. Обзор производственной программы. Каталоги фирм DMC, HAAS, HELLER, HERMLE, INDEX, MAZAK, MIKRON, MORI SEIKI, OKUMA, SPINNER, STERLITAMAK, TRAUB, YCM.

ОЧИСТКА ОТРАБОТАННЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ЭЛЕКТРОСТАТИЧЕСКОМ ПОЛЕ

М. Е. Петрикевич

*Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск*

Научные руководители: В. М. Капцевич, Д. И. Кривальцевич

Предприятия агропромышленного комплекса республики являются основными потребителями смазочных материалов, в то же время на их материально-технической базе происходит накопление в больших объемах отработанных смазочных материалов (ОСМ).

Необходимость утилизации ОСМ в настоящее время ни у кого не вызывает сомнений, поскольку их захоронение и уничтожение порождают еще большие экологические проблемы, чем сами ОСМ, и при значительных затратах не позволяют повторно использовать ценное вторичное сырье, что невыгодно уже с экономической точки зрения [1].

В современной технической литературе при рассмотрении вопроса утилизации подразумевают восстановление качества отработанных нефтепродуктов, для этого используют разные термины: очистка, регенерация, вторичная переработка [2], [3]. Поэтому важно четко разграничить назначение и области применения этих процессов. Под термином «очистка» будем иметь в виду непрерывную или периодическую очистку работающего смазочного материала в действующем оборудовании, осуществляемую с помощью отстойников, фильтров, центрифуг и адсорберов. Термин «регенерация» относится к восстановлению качества ОСМ до уровня свежего. Его используют применительно к очистке смазочных материалов, предварительно слитых из оборудования. В случае переработки смесей различных отработанных нефтяных масел, собираемых централизованно с промышленных предприятий, используют термин «вторичная переработка». Из такого сырья возможно получение базовых масел разного состава и назначения. Вторичная переработка осуществима только на крупных специализированных предприятиях и предполагает применение комплекса процессов – вакуумной перегонки, экстракции, гидроочистки и некоторых других физических и химических методов.

Смазочные материалы – химически устойчивый продукт, и его углеводородный состав при использовании меняется незначительно. Если же из отработанного масла

удалить все «инородные примеси», общее количество которых не превышает 4–8 %, то вновь можно получить продукт, близкий или равный по качеству товарному маслу [4]. Так, при работе двигателя происходящие в масле изменения в процессе вызываются накоплением в нем различных инородных веществ. Во-первых, накапливаются нерастворимые в масле сажа, нагар, продукты коррозии и износа, твердые продукты окисления масла, вода, частицы пыли, проникающие в двигатель с воздухом и топливом. Во-вторых, накапливаются растворимые в масле продукты – кислоты, смолы и другие соединения, образующиеся при окислении, масла и содержащихся в нем присадок.

Большие возможности для очистки ОСМ от частиц загрязнений заложены в применении силовых электрических полей. Жидкое топливо, моторное масло, рабочая жидкость гидравлической системы являются типичными диэлектриками, а частицы загрязнений в них обычно несут на себе заряд. Если жидкость вместе с находящимися в ней частицами загрязнений подвергнется силовому воздействию электрического поля, то частицы загрязнения начнут совершать движения, которыми можно управлять: осаждать частицы на поверхность электродов, отделять от основного потока жидкости или укрупнять. Частицы, не несущие электрического заряда, попадая в электрическое поле, поляризуются, а величина заряда на них, как правило, повышается, что интенсифицирует процесс.

Эта физическая закономерность – движение заряженных частиц под воздействием силового электрического поля – легла в основу разработки новых конструкций электростатических очистителей (ЭО).

Исследования авторов [2], [5] показали, что ЭО по сравнению с фильтрами имеют следующие преимущества: обеспечивают тонкость очистки до 2–3 мкм при малом гидравлическом сопротивлении; имеют большую грязеемкость; позволяют производить регенерацию (т. е. полное восстановление рабочих характеристик после накопления загрязнений) без демонтажа изделия и его разборки с извлечением накопленных загрязнений; имеют малую стоимость изготовления и требуют небольших затрат при эксплуатации.

Для очистки ОСМ в силовом электростатическом поле предложен электростатический очиститель, схема которого приведена на рис. 1.

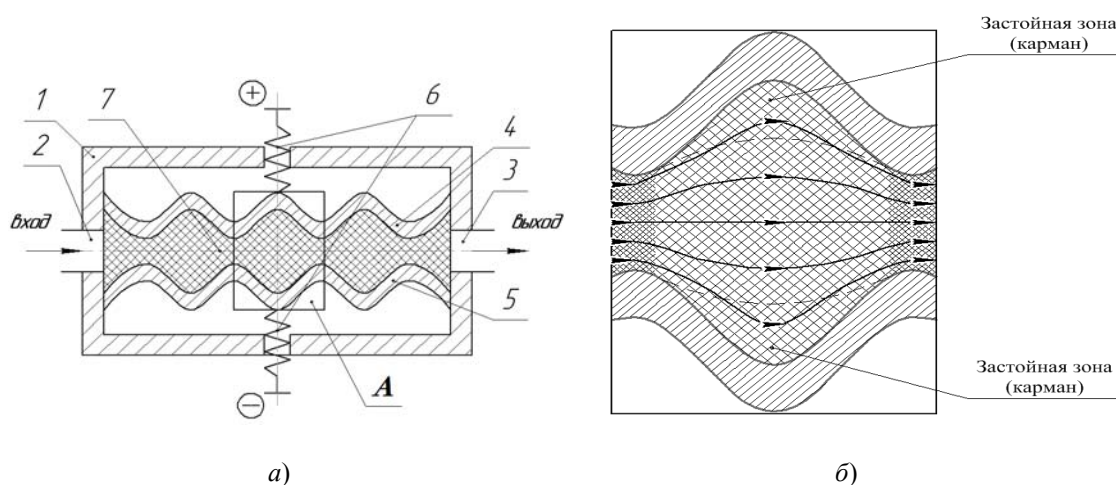


Рис. 1. Электростатический очиститель:

- а* – схема электростатического очистителя: 1 – корпус; 2, 3 – входной и выходной каналы; 4, 5 – верхний и нижний изолированные электроды выполненных волнообразной формы; 6 – токоподводы; 7 – фильтрующий материал;
б – схема движения частиц загрязнений в застойной зоне

Электростатический очиститель выполнен с изолированными волнообразными электродами, между которыми размещен фильтрующий материал (диэлектрик). Скорость движения очищаемой среды постоянно изменяется, достигая максимального значения на участке, где волнообразные электроды наиболее близко прилегают друг другу, и минимального, где волнообразные электроды наиболее удалены друг относительно друга. Кроме того, учитывая неравномерное сжатие пористого диэлектрика, при движении очищаемой среды постоянно происходит изменение направления ее движения, а следовательно, и загрязнений, присутствующих в нем. Загрязнения при своем движении будут постоянно то приближаться к поверхности электродов, то отдаляться от нее. На участках, где расстояние между волнообразными электродами имеет максимальное значение, образуется застойная зона или карман, где скорость течения очищаемой среды будет минимальной (близкой к нулю). В таких карманах, благодаря действию электростатических сил и минимальной скорости течения очищаемой среды, происходит наиболее эффективное задержание загрязнений. Ввиду постоянного изменения скорости очищаемой жидкости и трения о фильтрующий материал, частицы загрязнений приобретают заряд и еще сильнее притягиваются к электродам, где надежно удерживаются. Остальные нерастворимые загрязнения, не имеющие возможности подойти к электродам, оседают в порах фильтрующего материала.

Таким образом, разработанная конструкция электроочистителя способна эффективно очищать отработанные смазочные материалы от загрязнений с тонкостью очистки до 2–3 мкм.

Литература

1. Поташников, Ю. М. Утилизация отходов производства и потребления : учеб. пособие / Ю. М. Поташников. – Тверь : Изд-во ТГТУ, 2004. – 107 с.
2. Никитин, Г. А. Экономика нефтепродуктов, используемых в технологических целях / Г. А. Никитин, А. Г. Никитин, В. М. Данилов. – Киев : Техника, 1984. – 128 с.
3. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости : учеб. пособие / В. В. Остриков [и др.]. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2008. – 304 с.
4. Очистка и регенерация смазочных материалов в условиях сельскохозяйственного производства : моногр. / В. М. Капцевич [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2007. – 232 с.
5. Белянин, П. Н. Авиационные фильтры и очистители гидравлических систем / П. Н. Белянин, Ж. С. Черненко. – М. : Гостехтеоретиздат, 1990 – 292 с.

ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С НАКЛАДКАМИ

Е. В. Игнатова

Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь

Научный руководитель Ю. А. Цумарев

В современной промышленности пайка является важным технологическим процессом получения неразъемных соединений. При его осуществлении используется большое разнообразие паяных соединений, в которых стыковое является самостоятельным видом либо важнейшим конструктивным элементом в сочетании с нахлесточным соединением [1], [2]. Специалистами отмечается низкая прочность стыковых паяных соединений, особенно при низкотемпературной пайке [1], [2] и предлагаются конструктивные решения, направленные на повышение их несущей способности. Для повышения прочности стыкового паяного соединения авторы работы [1] предлагают использовать одностороннюю накладку, рассматривая ее как

конструкционную меру, способствующую повышению прочности [2]. Однако приведенные в работах [1], [2] оценки работоспособности стыковых паяных соединений с накладкой являются не вполне корректными, так как они не учитывают, что дополнение паяного соединения односторонней накладкой лишает его симметрии и коренным образом изменяет характер напряженного состояния. При этом однородное поле напряжений от продольной растягивающей нагрузки дополняется неравномерным полем напряжений от изгибающего момента, обусловленного несовпадением линии действия продольной силы с центром тяжести составного сечения, включающего накладку и соединяемые пластины. Таким образом, при работе под нагрузкой в паяном соединении с односторонней накладкой создается напряженное состояние внецентренного растяжения [3], [4].

Внецентренное растяжение может оказать заметное влияние на несущую способность стыкового паяного соединения, но в практике пайки до настоящего времени не рассматривалось. Поэтому целью данной работы является анализ напряженно-деформированного состояния паяного соединения с накладкой и разработка рекомендаций по его более рациональному конструированию.

Рассмотрим паяное соединение с накладкой (рис. 1) и произведем расчет распределения в нем рабочих напряжений. При проведении расчетов составное сечение бруса, соединенное пайкой, при одинаковых модулях упругости материалов накладки и соединяемых деталей можно рассматривать как сплошное [4]. Чтобы определить максимальные нормальные напряжения в паяном соединении, произведем суммирование растягивающих напряжений от продольной нагрузки и изгибающего момента:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{\text{и}}^{\max}, \quad (1)$$

где σ_p – напряжение от растягивающей силы; $\sigma_{\text{и}}^{\max}$ – максимальные напряжения от изгибающего момента.

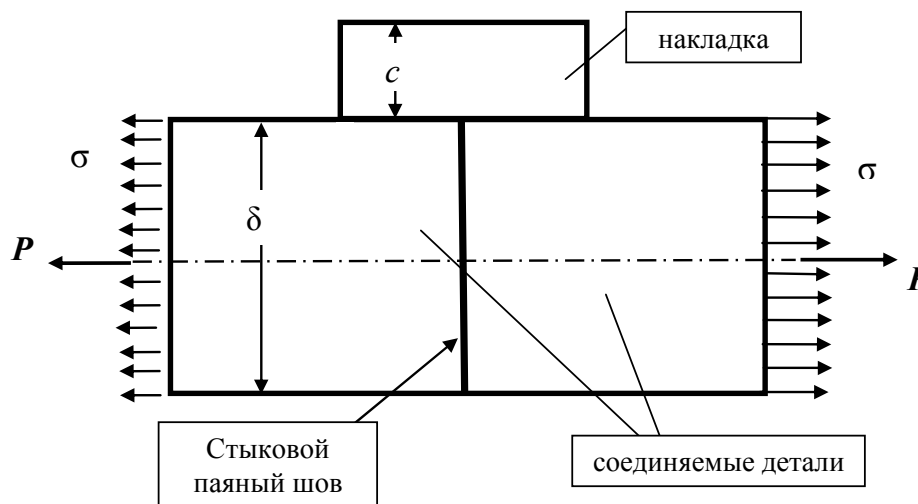


Рис. 1. Схема стыкового паяного соединения с накладкой

Напряжения от растягивающей силы P в зоне накладки (σ_p) отличаются от аналогичных напряжений вдали от нее (приложенных напряжений σ) из-за разной

высоты, а поэтому и разной площади соответствующих поперечных сечений. Таким образом, будут справедливы соотношения:

$$\sigma = \frac{P}{b\delta} \text{ или } P = b\delta\sigma; \quad (2)$$

$$\sigma_p = \frac{P}{b(\delta + c)}, \quad (3)$$

где δ и c – размеры соединения (рис. 1); b – ширина накладки, равная ширине соединяемых пластин.

Смещение линии действия продольной силы P относительно центра тяжести составного сечения $e = \frac{c}{2}$. Это позволяет выразить растягивающие напряжения σ_p и напряжения изгиба $\sigma_{и}^{\max}$ через приложенные напряжения σ , и после суммирования получить следующий результат:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{и}^{\max} = \frac{\sigma}{1 + \eta} + \frac{3\sigma\eta}{(1 + \eta)^2} = \sigma \left[\frac{1}{1 + \eta} + \frac{3\eta}{(1 + \eta)^2} \right] = \psi\sigma, \quad (4)$$

где $\psi = \left[\frac{1}{1 + \eta} + \frac{3\eta}{(1 + \eta)^2} \right] = \frac{1 + 4\eta}{(1 + \eta)^2}$ – коэффициент, показывающий, во сколько раз максимальные суммарные напряжения превышают уровень приложенных напряжений σ ; $\eta = c/\delta$ – относительная толщина накладки.

Таким образом, напряженное состояние паяного соединения, с накладкой, обусловленное его асимметрией, можно оценивать по безразмерному параметру ψ , который зависит только от относительной толщины накладки η . Чтобы оценить вклад, вносимый внецентренным приложением рабочей нагрузки из-за наличия накладки, исследуем функцию $\psi = \frac{1 + 4\eta}{(1 + \eta)^2}$ на максимум по ее первой производной, приравняв эту производную к нулю:

$$\frac{d\psi}{d\eta} = \frac{4(1 + \eta)^2 - 2(1 + 4\eta)(1 + \eta)}{(1 + \eta)^4} = 0. \quad (5)$$

После сокращения из результата (5) получим:

$$4(1 + \eta) - 2(1 + 4\eta) = 0; \text{ или } \eta = 0,5.$$

Таким образом, исследование функции показало, что максимальное значение рабочих напряжений в сварном соединении имеет место при $\eta = 0,5$ и характеризуется значением коэффициента $\psi = 1,33$ и никакого упрочнения односторонняя накладка в паяное стыковое соединение не вносит, являясь вредным для несущей способности конструктивным фактором.

Для более детального исследования напряженного состояния паяных соединений с накладками были проведены расчеты с использованием метода конечных эле-

ментов и пакета «SOLID WORKS». При этом были получены следующие результаты. В паяном соединении с односторонней накладкой максимальная интенсивность напряжений для стыкового паяного шва была установлена в его крайней части и составляла 7,8 МПа, тогда как в аналогичном соединении, не имеющем односторонней накладки, она составляла 5,9 МПа. Таким образом, результаты расчетов полностью подтвердили предварительный вывод о вредном влиянии накладки.

Для получения сравнительных данных и более обоснованных рекомендаций по упрочнению паяных соединений стыкового типа кроме односторонней накладки нами был произведен расчет аналогичного, но симметричного соединения с двумя накладками. Результаты этого расчета показали, что симметричное расположение накладок полностью устранило вредное влияние изгиба и обеспечило частичную разгрузку стыкового паяного шва. Интенсивность напряжений в стыковом паяном шве при установке двух накладок снизилась с 5,9 до 3,16 МПа, т. е. в 1,87 раза. По сравнению с соединением, имеющим одностороннюю накладку, симметричное соединение с двумя накладками оказалось прочнее в 2,47 раза, что позволяет рекомендовать его для использования в паяных конструкциях.

Было также установлено, что распределение рабочих напряжений в продольном сечении паяного соединения с двусторонними накладками является достаточно равномерным. Поэтому уровень рабочих напряжений в зоне установки накладок обратно пропорционален общей толщине соединения в данной области паяного соединения. Таким образом, степень упрочнения паяного стыкового шва и соединения в целом определяется в основном толщиной используемых накладок, а не общей площадью спая, как это считалось раньше. Следует отметить, что уровень рабочих напряжений в накладках при любой их толщине меньше, чем величина приложенных напряжений. Для того чтобы накладки не оказались недогруженными, их целесообразно изготавливать из материала менее прочного, чем основной металл.

Литература

1. Лашко, С. В. Пайка металлов / С. В. Лашко, Н. Ф. Лашко. – М. : Машиностроение, 1967. – 367 с.
2. Кузнецов, О. А. Прочность паяных соединений / О. А. Кузнецов, А. И. Погалов. – М. : Машиностроение, 1987. – 112 с.
3. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1970. – 595 с.
4. Тимошенко, С. П. Механика материалов / С. П. Тимошенко, Дж. Гере. – М. : Мир, 1976. – 669 с.

СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ПО МЕТОДУ ПРИБЛИЖЕНИЯ ФУНКЦИЙ

И. А. Черный

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель Н. В. Иноземцева

Методы оптимизации с применением ЭВМ дают возможность практически решить любую задачу синтеза механизмов. Однако эти методы дают количественное решение любой задачи синтеза и не позволяют видеть влияние отдельных параметров синтеза на качественные характеристики механизма. Проводить качественный анализ ожидаемых решений позволяет метод синтеза механизмов, основывающийся на теории приближения функций.

Задача приближения функций состоит в том, что заданная функция $y = F(x)$ приближенно заменяется другой функцией $y = P(x)$ мало от нее отличающейся (рис. 1) [1]. Данная функция называется приближающей, содержит m постоянных параметров r_1, r_2, \dots, r_m .

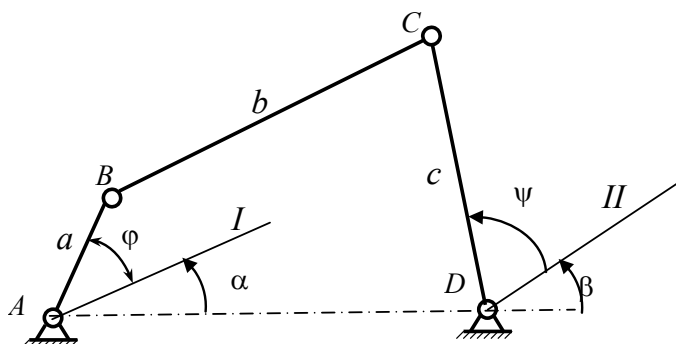


Рис. 1

Отклонение Δ приближающей функции от заданной является функцией аргумента x и параметров приближающей функции:

$$\Delta = \Delta(x, r_1, r_2, \dots, r_m). \quad (1)$$

Параметры приближающей функции в задачах синтеза механизмов совпадают с параметрами синтеза или их комбинациями. Теория приближения функций дает возможность найти искомые значения выходных параметров синтеза непосредственно из системы уравнений, составляемой на основании условий минимума максимальной величины отклонения (1).

Задача приближенного синтеза механизмов может быть разделена на три этапа [1]:

1. Выбор основного условия синтеза и дополнительных ограничений.
2. Упрощение аналитического выражения основного условия синтеза в виде отклонения от заданной функции.
3. Вычисление параметров синтеза из условий минимума отклонения от заданной функции. Способ вычисления искомых параметров зависит от вида используемого приближения функций.

Применим метод приближения функций для синтеза передаточного шарнирного четырехзвенника (рис. 2) [2]. Обозначим через φ входную координату, т. е. угол поворота звена AB , а через ψ — угол поворота выходного звена CD .

Тогда заданная функция имеет вид

$$\psi = \psi(\varphi). \quad (2)$$

Шарнирный четырехзвенник может обеспечить точное воспроизведение заданной функции только в некоторых частных случаях. В общем случае он воспроизводит некоторую другую функцию:

$$\psi_m = \psi_m(\varphi, a, b, c, \alpha, \beta), \quad (3)$$

которая зависит от аргумента φ и от пяти параметров синтеза: длин звеньев и углов α и β , определяющих начала отсчетов углов φ и ψ .

Для того чтобы механизм воспроизводил заданную функцию достаточно точно, следует выбрать такую комбинацию параметров синтеза, при которой функция (3) возможно мало отличается от заданной функции (2) на рассматриваемом отрезке изменения аргумента от $\varphi = 0$ до $\varphi = \varphi_m$.

Отклонение от заданной функции измеряется величиной разности:

$$\Delta_\psi = \psi_m - \psi, \quad (4)$$

где ψ_m – угол поворота звена CD в механизме при некотором значении угла φ , ψ – заданная величина угла поворота звена CD при том же значении угла φ .

Произведем перестановку углов φ, ψ и α, β , принимая теперь за углы φ, ψ – углы между линией AD и осями AX и Dx , жестко связанными с AB и CD под углами α, β соответственно. От такой перестановки углов положения звеньев AB и CD , составляющих со стойкой углы $\alpha + \varphi$ и $\beta + \psi$, не изменяется. После описанного преобразования с помощью функции $\psi = \psi(\varphi)$ можно легко определить положение системы Dxy , жестко связанной со звеном DC , относительно системы AXY , жестко связанной со звеном AB . Соответствующие формулы следуют из рис. 2:

$$X_D = \cos(2\pi - \varphi), \quad Y_D = \sin(2\pi - \varphi), \quad \theta = \psi - \varphi. \quad (5)$$

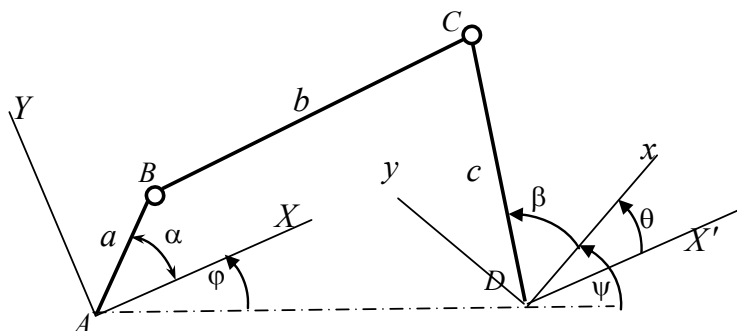


Рис. 2

Таким образом, дано движение плоскости Dxy относительно неподвижной плоскости AXY , требуется определить такую точку C плоскости Dxy , траектория которой в интервале $[0, \varphi_m]$ приближается к дуге окружности. При такой постановке задачи неизвестными будут координаты x_C, y_C точки C в Dxy и координаты центра B X_B и Y_B в плоскости AXY , а также радиус приближающей окружности $BC = b$.

После определения пяти указанных неизвестных параметров в соответствии с рис. 2 можно вычислить размеры a, c , углы α, β :

$$a = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}, \quad c = \sqrt{x_C^2 + y_C^2}, \quad \alpha = \arctg\left(\frac{Y_B}{X_B}\right), \quad \beta = \arctg\left(\frac{y_C}{x_C}\right). \quad (6)$$

Была рассмотрена задача приближенного воспроизведения функции $\psi = k\varphi$ в интервале $[0, \varphi_m]$ для шарнирного четырехзвенника. Примем $k = \frac{1}{2}$, $\varphi_m = 0-80^\circ$. Разобьем

рассматриваемый интервал на 20 равных частей и определим значения X_{D_i} , Y_{D_i} , θ_i по формулам (5) ($i = 1, 2-21$, $\varphi_1 = 0$, $\varphi_m = 80$), устанавливающие 21 положение системы Dxy относительно AXY . Положение точки C в системе определяется координатами: $x_C = -2,27474$, $y_C = -0,55895$. Координаты центра соответствующей приближающей окружности и ее радиус находим $X_B = -0,76325$, $Y_B = 0,64594$, $R = 1,30798$. Далее по формулам (6) вычисляем искомые параметры $a = 0,9999$, $b = R$, $c = 2,3424$, $\alpha = 139^\circ 45'$, $\beta = 193^\circ 48'$. Спроектированный механизм показан на рис. 3.

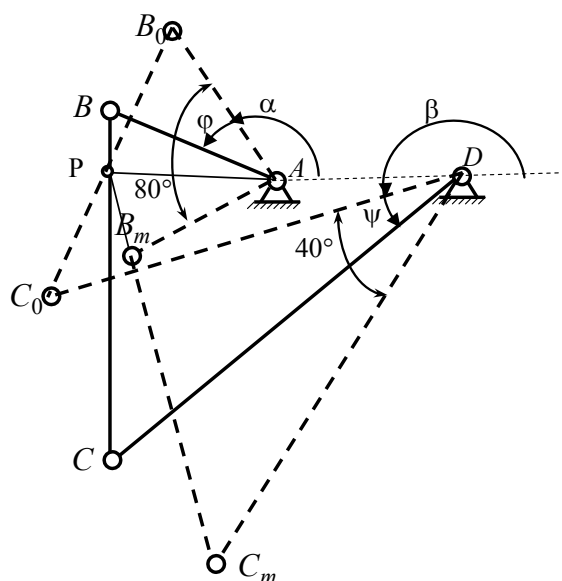


Рис. 3

Отклонение от заданной функции в указанном интервале не превышает $2'$.

Данный метод позволяет с высокой точностью воспроизвести уравнение движения выходного звена в механизмах с низшими кинематическими парами.

Литература

1. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин / Н. И. Левитский. – М. : Наука, 1979. – 576 с.
2. Саркисян, Ю. Л. Аппроксимационный синтез механизмов / Ю. Л. Саркисян. – М. : Наука, 1982. – 304 с.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТИПОВЫХ РЕШЕНИЙ

И. Д. Рожков

Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь

Научный руководитель А. В. Петухов

Процесс принятия технологических решений (ППТР) – это комплекс интеллектуальных действий технолога, направленных на разработку технологий изготовления деталей (или сборки сборочных единиц). Его итогом является спроектированная

технология, оформленная в виде комплекта необходимых документов – карт технологического процесса.

В теории выбора и принятия решений формальное описание задачи принятия решений выражается набором

$$\langle \Omega_A, \text{ОП} \rangle, \quad (1)$$

где Ω_A – множество вариантов решений (альтернатив); ОП – принцип оптимальности, позволяющий выбирать лучшие решения.

Математическим выражением принципа оптимальности ОП служит функция выбора $C_{\text{ОП}}$, а решением задачи (1) является подмножество $\Omega_{\text{ОП}}$ множества альтернатив Ω_A , т. е. $\Omega_{\text{ОП}} \subset \Omega_A$; при этом $C_{\text{ОП}}(\Omega_A) = \Omega_{\text{ОП}}$.

Принятые в результате проектирования технологические решения представляются в виде упорядоченного набора операций и переходов с указанием технических средств и условий их выполнения. Как правило, технологические решения иллюстрируются операционными эскизами.

Следовательно, полное технологическое решение включает следующие частные технологические решения:

- $\{r_{\text{пов}}\}$ – описание формируемых при обработке поверхностей;
- $\{r_{\text{оп}}\}$ – наименование технологической операции;
- $\{r_{\text{об}}\}$ – наименование и модель оборудования;
- $\{r_{\text{сх}}\}$ – схема базирования и закрепления детали;
- $\{r_{\text{пр}}\}$ – наименование и обозначение приспособления;
- $\{r_{\text{п}}\}$ – содержательная формулировка предписания (тексты переходов);
- $\{r_{\text{р.и}}\}, \{r_{\text{м.и}}\}, \{r_{\text{в.и}}\}$ – наименования и обозначения режущих, мерительных и вспомогательных инструментов;
- $\{r_{\text{ус}}\}$ – условия выполнения данного предписания на заданных технических средствах (режимы обработки, наименование смазочно-охлаждающей жидкости и др.).

Следовательно, полное технологическое решение r для этапа механической обработки детали резанием можно представить в следующем виде:

$$r = (r_{\text{пов}}, r_{\text{оп}}, r_{\text{об}}, r_{\text{сх}}, r_{\text{пр}}, r_{\text{п}}, r_{\text{р.и}}, r_{\text{м.и}}, r_{\text{в.и}}, r_{\text{ус}}). \quad (2)$$

Каждый элемент набора (2) является элементом одноименного с ним множества частных технологических решений $R_{\text{пов}}, R_{\text{оп}}, R_{\text{об}}, R_{\text{сх}}, R_{\text{пр}}, R_{\text{п}}, R_{\text{р.и}}, R_{\text{м.и}}, R_{\text{в.и}}, R_{\text{ус}}$.

Указанные частные технологические решения разделяются на индивидуальные I_R и типовые T_R . Индивидуальные частные технологические решения принимаются технологом директивно на творческих этапах проектирования технологий. К частным типовым технологическим решениям относятся те, процесс выбора которых поддается формализации.

При проектировании конкретного технологического процесса на множестве $R_{\text{Иi}}$ выделяется $R'_{\text{Иi}}$ индивидуальных решений, т. е.

$$R'_{\text{Иi}} \subset R_{\text{Иi}}; \quad (3)$$

$$R'_{II} \subset \{r'_{II}\}, \quad (4)$$

где r'_{II} – индивидуальные технологические решения для данного технологического процесса.

В процессе проектирования технологии каждому элементу r'_{II} множества R'_{II} необходимо поставить в соответствие один (оптимальный) элемент r_{Tj} множества R_{Tj} , т. е. произвести отображение R'_{II} в R_{Tj} :

$$f: R'_{II} \rightarrow R_{Tj}, \quad (5)$$

где f – функция отображения, которая устанавливает соответствие между элементами $r'_{II} \in R'_{II}$ и $r_{Tj} \in R_{Tj}$:

$$r_{Tj} = f(r'_{II}). \quad (6)$$

Установление соответствия между элементами r'_{II} и r_{Tj} в технологической интерпретации означает определение необходимого оборудования, режущих, мерительных и вспомогательных инструментов для обработки заданного набора поверхностей детали (на заданной операции с использованием указанного приспособления при выполнении известного перехода).

Все элементы r'_{Tj} множества R_{Tj} , удовлетворяющие (6), образуют подмножество R'_{Tj} множества R_{Tj} , т. е.

$$R'_{Tj} \subset R_{Tj}; \quad (7)$$

$$R'_{Tj} \subset \{r'_{Tj}\}, \quad (8)$$

где r'_{Tj} – типовые технологические решения для проектируемого технологического процесса.

Для применения задачи (1) и методов ее решения к выбору типовых технологических решений в зависимости от ранее принятых индивидуальных решений прежде всего необходимо определить множество альтернатив Ω_A .

В общем случае на вход ППТР подаются всевозможные полные технологические решения r с фиксированными, т. е. указанными технологом индивидуальными технологическими решениями r'_{II} . Для проектируемого технологического процесса из всех решений r отбираются только те, для которых выполняется условие (6). Поскольку решения r'_{II} фиксированы для каждого проектируемого технологического процесса, то фактически на вход ППТР подаются именно эти решения, а множество типовых технологических решений R_T представляет собой множество альтернатив $\Omega_A = R_T$.

Для обеспечения разрешимости и снижения сложности решения задачи (1), а также для сокращения времени поиска решений за счет поэтапного сужения области поиска на множестве Ω_A выделяется множество возможных для заданного r'_{II}

альтернатив Ω_B , а на множестве Ω_B выделяется множество допустимых альтернатив Ω_D , которое и составляет искомое множество альтернатив. При этом $\Omega_B \subset \Omega_A$, $\Omega_D \subset \Omega_B$ последовательное выделение множеств Ω_B и Ω_D из множества альтернатив Ω_A становится возможным после поступления на вход системы конкретного решения r'_H . При этом возникают две задачи выбора:

$$\langle \Omega_A, \text{ОП}_1 \rangle; \quad (9)$$

$$\langle \Omega_B, \text{ОП}_2 \rangle. \quad (10)$$

Решением задачи (9) служит множество Ω_B , а решением задачи (10) – множество Ω_D альтернатив, из которых в результате решения задачи

$$\langle \Omega_D, \text{ОП}_3 \rangle \quad (11)$$

определяется искомое типовое технологическое решение r'_T , удовлетворяющее условию f при заданном r'_H .

В общем случае решением задачи (11) может оказаться не одно, а целый ряд решений r'_T , которые составят множество $\Omega_{r_T}: C_{\text{ОП}_3}(\Omega_D) = \Omega_{r_T}$. Тогда для выявления одного (оптимального) решения r'_T необходимо решить задачу

$$\langle \Omega_{r_T}, \text{ОП}_4 \rangle. \quad (12)$$

Так как в этом случае возможно предусмотреть все множества Ω_{r_T} и заранее сформулировать принцип оптимальности ОП₄ для всех $r_T \in \Omega_{r_T}$, то задача (12) будет представлять собой задачу оптимизации [1].

При решении задачи (11) может возникнуть одна из следующих ситуаций:

$$\Omega_{r_T} = \emptyset; \quad (13)$$

$$\Omega_{r_T} = r'_T; \quad (14)$$

$$\Omega_{r_T} = \{r'_{T1}, r'_{T2}, \dots, r'_{Tn}\}. \quad (15)$$

В ситуации (13) решение задачи (1) отсутствует.

В случае (14) задача (1) имеет единственное решение r'_T , и решать задачу (12), т. е. оптимизировать выбор, нет необходимости.

В случае (15) в качестве решения задачи (1) может быть использовано любое из n решений r'_{Tj} , и требуется произвести оптимизацию выбора, т. е. решить задачу (12) для получения единственного решения задачи (1).

Литература

1. Петухов, А. В. Моделирование принятия решений при выборе методов автоматизации технологической подготовки производства опытных образцов кормоуборочной и зерноуборочной техники / А. В. Петухов // Современ. проблемы машиноведения : сб. ст. / под ред. А. С. Шагиняна. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2000. – Т. II. – С. 70–73.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ
ЧЕРЕЗ ДРОССЕЛИРУЮЩИЕ ПАЗЫ УПРАВЛЯЮЩЕГО КЛАПАНА
ДАВЛЕНИЯ ЗОЛОТНИКОВОГО ТИПА ГИДРОСИСТЕМЫ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КАЧАНИЯ КРИСТАЛЛИЗАТОРА
БЛЮМОВОГО УСТРОЙСТВА НЕПРЕРЫВНОЙ
РАЗЛИВКИ СТАЛИ**

И. Н. Головки, Д. В. Лаевский

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель Д. Н. Андрианов

В настоящее время при разработке электрогидравлических усилителей для вибрационных установок широкое применение получил метод конечных элементов (МКЭ) для моделирования течения жидкостей и газов в проточных полостях гидравлических аппаратов. Основной сложностью при проектировании гидравлических устройств с заранее известными характеристиками является трудоемкий и дорогостоящий процесс опытно-конструкторских и экспериментальных работ с многократным изготовлением и последующими экспериментальными работами.

С целью определения расходно-перепадной характеристики через дросселирующие кромки управляющего клапана от перемещения его золотника был использован МКЭ. Целью моделирования является снижение затрат, связанных с многократными опытно-экспериментальными работами, и снижение требуемых топливно-энергетических ресурсов.

В ходе работы был проведен предварительный гидравлический расчет и определены давления и расходы на участках гидравлической системы. На следующем шаге полученные давления и расходы задаются как граничные условия для решения уравнений Навье-Стокса в численном виде средствами программного комплекса ANSYS Flotran. При расчете МКЭ использовались физические характеристики рабочих жидкостей, которые предпочтительно используются в гидроприводах, работающих в составе установок непрерывной разливки стали, а именно водно-полиалкиленгликолевые (НФС) (значение вязкости и температуры принимаются постоянными).

После выбора оптимальной схемы управления давлением согласно критерию снижения полного времени переключения золотника, уменьшения зоны нечувствительности, возникающей при переключении из нулевого положения в начальное рабочее (рис. 1). Произведен расчет основных геометрических размеров корпуса гильзы, золотника управляющего гидроклапана давления направляющего устройства гидроусилителя и получена точная геометрическая расчетная область с учетом зазоров. При этом сделано допущение, что зазор между золотником и корпусом постоянный и имеет форму кольца. Также произведено сравнение с уже существующими образцами серийного производства (Parker Hann., MOOG, ОАО «ГСКТБ ГА»), занимающихся проектировкой и изготовлением гидравлических аппаратов с пропорциональным управлением.

Проанализировав полученные данные, был определен тип дросселирующих кромок золотника и спроектирован пропорциональный гидроклапан давления средствами КОМПАС 3D V10 (рис. 2, а) согласно принципиальной схеме (рис. 2, б) с требуемой геометрией дросселирующих кромок и перекрытием, близким к нулевому.

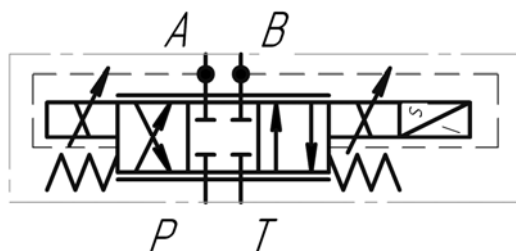


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема управления давлением с использованием гидроклапана давления управляющего гидрораспределителя

Далее была составлена схема размеров гильзы и золотника основного каскада с учетом зазора между ними (рис. 2, б) и разработана программа для построения плоской осесимметричной параметрической модели средствами САЕ-пакета ANSYS (рис. 2, а). Так же было выполнено построение трехмерной геометрической модели (рис. 4, а).

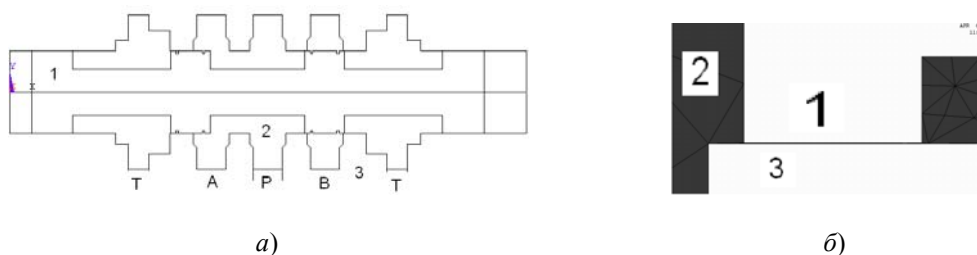


Рис. 2. Плоская осесимметричная модель (соединение гидравлических линий P-A):
1 – золотник; 2 – расчетная область; 3 – корпус; P – напорная гидролиния;
A, B – рабочие гидролинии, подключаемые к гидроцилиндру;
T – сливная гидролиния

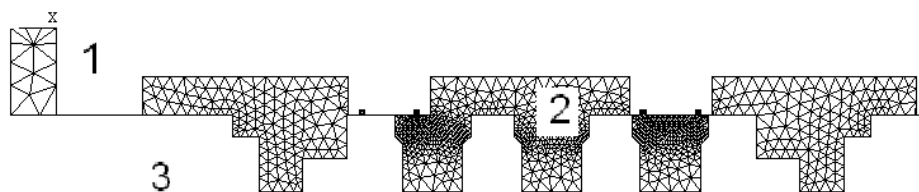
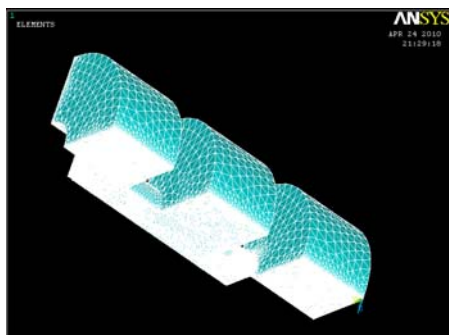


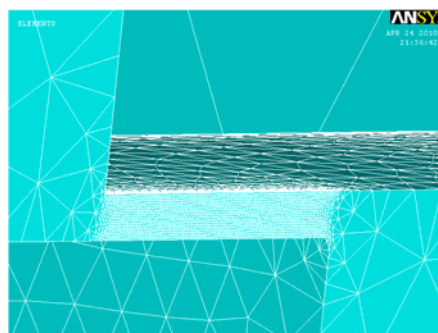
Рис. 3. Участок расчетной области с нанесенной сеткой из треугольных элементов (1180 узлов)

Преимущественное отличие параметрического метода задания расчетной области заключается в том, что при моделировании процесса изменения характера течения через дросселирующие кромки требуется многократное (20 раз) перестроение с малым шагом изменения геометрии канала, заключенного между геометрической областью гильзы корпуса и золотника основного каскада и получения конечно-элементной сет-

ки (рис. 3 – для плоской осесимметричной модели, рис. 4, а, б – для трехмерной расчетной модели). Автоматизация процесса перестроения расчетной области приводит к снижению времени расчёта и вероятности возникновения ошибки.

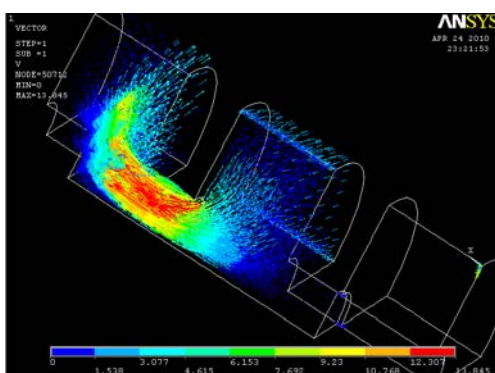


а)

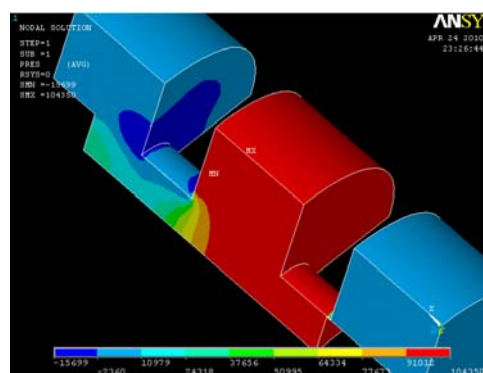


б)

Рис. 4. Расчетная область трехмерной геометрической модели:
а – геометрия расчетной области с нанесенной конечно-элементной сеткой;
б – конечно-элементная сетка в зазоре (10 мкм) между гильзой и золотником



а)



б)

Рис. 5. Результаты расчета:
а – векторы скоростей в узлах сетки; б – поля давлений при открытии дросселирующего канала на 2 мм

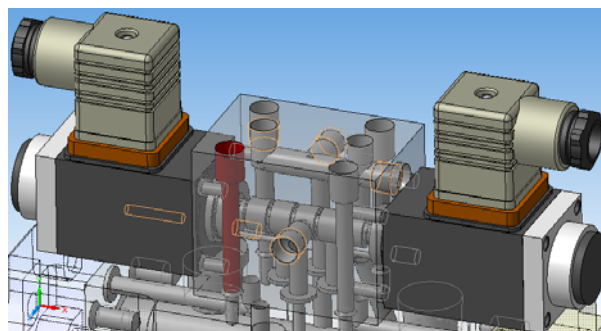


Рис. 6. Общий вид спроектированного пропорционального гидроклапана давления гидропривода механизма качания

Расчет проводился с использованием k -е модели движения рабочей среды. Результаты расчета приведены на рис. 5.

В результате проделанной работы использован комплексный подход к моделированию процесса течения через четырехдроссельный золотник с острыми кромками с учетом зазора, спроектирован пропорциональный гидроклапан давления рис. 6. Получена модель для расчета полей давлений и векторов скоростей, позволившая получить расходно-перепадные характеристики через золотник с дросселирующими кромками. Установлено, что при максимальном открытии дросселирующей щели (3 мм) при перепаде в 1 МПа расход составил 2,5–3 л/мин. Расходно-перепадная характеристика носит сложный нелинейный характер в зоне начального открытия щели исследуемой геометрии. Результаты работы могут быть использованы в дальнейших исследовательских, опытно-конструкторских работах по созданию опытного образца гидропривода качания кристаллизатора.

Литература

1. Головки, И. Н. Исследование гидродинамических процессов, протекающих в главном каскаде пропорционального распределителя гидропривода механизма качания кристаллизатора установки непрерывной разливки стали / И. Н. Головки, Д. Н. Андрианов // Сб. материалов X МНТК молодых работников «Металл-2010», 7–9 июля 2010 г. – С. 108–111.
2. Головки, И. Н. Цели и тенденции в развитии механизмов качания гильзы кристаллизатора и их сравнительная характеристика / И. Н. Головки, Д. Н. Андрианов // Литье и металлургия. – 2010. – № 4. – С. 195–200.
3. Прандтль, Л. Гидро-и аэромеханика. Том второй. Движение жидкостей с трением и технические приложения / Л. Прандтль, О. Титъенс ; пер. с нем. Г. А. Вольперта. – М. : Ленинград, 1935. – 321 с.
4. Режим доступа: <http://www.ansysolutions.ru>.

ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫХ ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯХ

Д. В. Лаевский, И. Н. Головки

Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

Введение. Гидрораспределителем называется гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия.

Классификация гидрораспределителей представлена рис. 1 [1], [2].

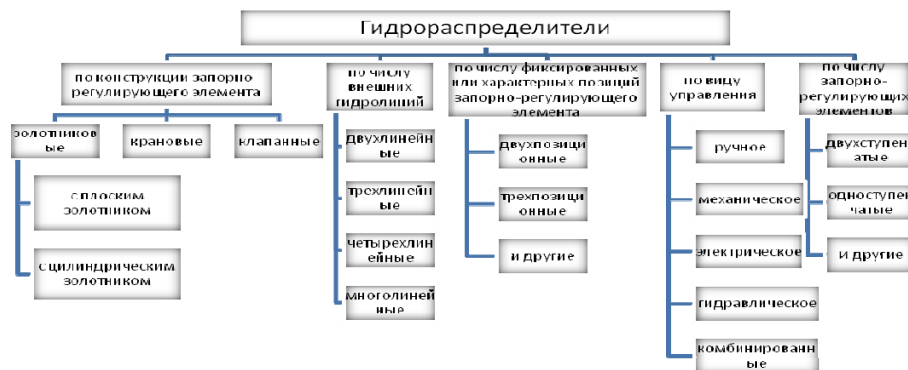


Рис. 1. Классификация гидрораспределителей

Основной задачей работы является анализ конструкции гидрораспределителей с целью разработки пропорционального гидрораспределителя с улучшенными характеристиками, форсированному по давлению.

Пропорциональный сервогидрораспределитель предназначен для подачи потока рабочей жидкости к исполнительному органу с расходом, прямо пропорциональным сигналу управления. Автоматическое управление происходит посредством преобразования маломощного управляющего сигнала гидроусилителя в пропорциональный ему поток рабочей жидкости в элемент регулирования.

Существует множество гидроаппаратов такого типа, например, Rexroth или Atos.

Сервогидрораспределители фирмы Rexroth имеют сервозолотник в первой ступени и встроенный электронный блок управления (рис. 2, а, б). Аппараты имеют следующие основные элементы: корпус 1 с плоскостью для монтажа на плите; золотник 2 с пружинами 3 и 4; электромагниты 5 и 6 с резьбой по оси интегрированную электронику.

Сервогидрораспределители фирмы Atos (рис. 2, в) – аппараты прямого действия, гильзового исполнения, с датчиком положения LVDT, обеспечивающие управление распределителем и компенсирующие расход согласно электронному устройству. Золотник 2 перемещается в прецизионно обработанной гильзе 3, благодаря чему обеспечивается максимальная точность перекрытия. Гильза 3 запрессована в корпус, который имеет пять камер 1. Золотник управляется непосредственно пропорциональным электромагнитом 4 и тем самым управляют с обратной связью посредством датчика положения 5.

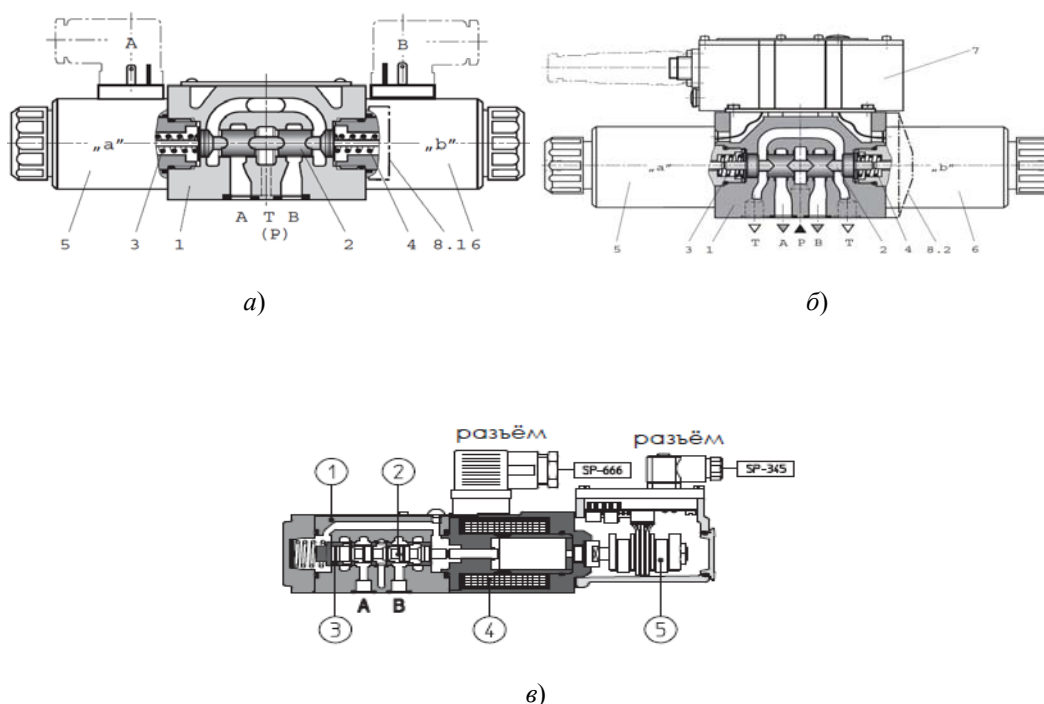


Рис. 2. Пропорциональные гидрораспределители Rexroth и Atos:
 а – тип 4WRDE 6; б – тип 4WRDE 10; в – тип Dlhzo(Dlkzor).
 Аппараты с условным проходом $D_y = 6$ и 10 мм рассчитаны на давление до 30–31,5 МПа, расход 40–100 л/мин

Конструктивно гидроусилитель сервораспределителя представляет собой следующую систему, особенностью которой является то, что элемент измерения рассо-

гласования и элемент регулирования потока рабочей жидкости конструктивно объединены в один элемент. При такой компоновке управляющего и силового золотников сигналов рассогласования (рис. 2), есть разность их перемещений, а площадь дроссельных окон, регулирующих поток рабочей жидкости, пропорциональна этой разности [4]. На рис. 3 показаны варианты схем перекрытий рабочих окон в золотниковых дросселирующих гидрораспределителях [6], [7].

В зависимости от соотношения ширины b_2 цилиндрического пояска золотника и ширины b_1 цилиндрической расточки в корпусе различают гидрораспределители с нулевым ($b_1 = b_2$), положительным ($b_1 > b_2$) и отрицательным ($b_1 < b_2$) перекрытиями.

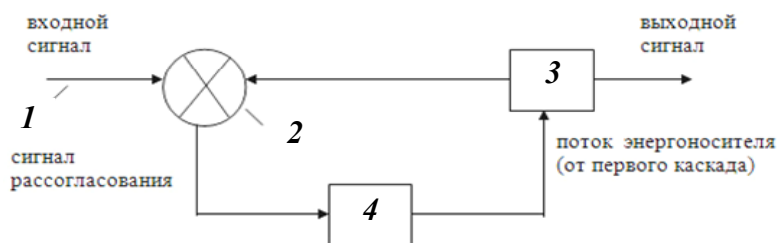


Рис. 3. Блок-схема:

1 – входное звено (золотник); 2 – элемент измерения рассогласования (золотник в золотнике); 3 – выходное звено (силовой золотник); 4 – элемент регулирования потока энергоносителя (переменные дроссельные щели, зависящие от взаимного положения управляющего и следящего золотника)

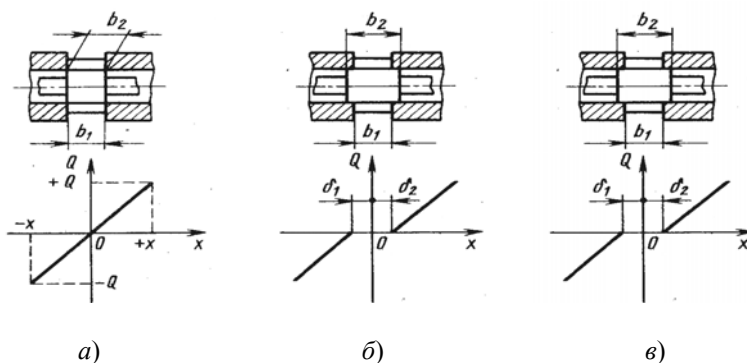

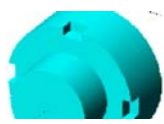



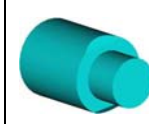
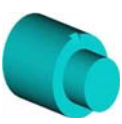


Рис. 4. Схемы дросселирующих гидрораспределителей и соответствующие им статические характеристики [6], [7]:
а – с нулевым перекрытием; б – с положительным перекрытием;
в – с отрицательным перекрытием

Основными преимуществами золотниковых гидрораспределителей являются их компактность и разгруженность от осевых сил давления рабочей жидкости, что значительно уменьшает усилие, необходимое для управления его золотником.

Требования к точности расчетов динамических характеристик пропорциональных распределителей, используемых в следящих системах, требует соответственно точной информации о расходно-перепадных зависимостях золотниковых дросселей различных форм (см. таблицу), и о силе, действующей со стороны потока на золотники распределителей. Данные, необходимые для математического описания дросселирующих устройств, силового взаимодействия рабочих органов с потоком жидкости.

Основные виды золотниковых дросселей распределителей [3], [5]

Щели на кромках дросселирующих распределителей						
кромка-кромка	прямоугольник	конус	цилиндрические круглые окна	треугольные запылы	лыска сплошная	лыска врезная
						

Согласно закону изменения количества движения, рассматривая осевые проекции всех величин, получаем выражение для полной силы действия потока на обтекаемый запорно-регулирующий элемент гидрораспределителя [5]:

$$F_{\text{ж}} = (p_1 - p_2)S_k - \rho Q v_{\text{щ}} \cos(\beta) + \rho Q v_c, \quad (1)$$

где p_1, p_2 – давления на входе в дросселирующую щель гидроаппарата и на выходе из него; S_k – площадь проходного отверстия, перекрываемого запорно-регулирующим элементом гидроаппарата; β – угол образующей дросселирующей щели; $v_{\text{щ}}$ – средняя скорость потока жидкости в щели гидроаппарата; ρ – плотность жидкости; v_c – средняя скорость потока в проходе седла гидроаппарата; Q – расход, пропускаемый щелью гидроаппарата.

Для практического использования формулу (1) преобразуем к виду [5]:

$$F_{\text{щ}} = \left[1 - 2\mu_{\text{щ}} \cdot \cos\beta / \varepsilon \cdot S_{\text{щ}} / S_k + 2\mu_{\text{щ}}^2 (S_{\text{щ}} / S_k)^2 \right] p_{\text{щ}} S_k = \Psi_{\text{щ}} p_{\text{щ}} S_k, \quad (2)$$

где $\mu_{\text{щ}}$ – коэффициент расхода щели гидроаппарата; ε – коэффициент сжатия струи; $\Psi_{\text{щ}}$ – коэффициент силы давления жидкости на золотник гидроаппарата; $p_{\text{щ}}$ – полная потеря давления в дросселирующей щели гидроаппарата; $S_{\text{щ}}$ – площадь поперечного сечения дросселирующей щели; $S_{\text{щ}}/S_k$ – относительная площадь щели.

Расходно-перепадные характеристики гидроаппаратов обычно представляют собой зависимости $p = f(Q)$ или $Q = f(p)$. Пропускная способность щели (гидравлическая проводимость щели) гидроаппарата определяется согласно выражению

$$G_{\text{щ}} = \mu_{\text{щ}} S_{\text{щ}} \sqrt{2/\rho} = Q / \sqrt{p_{\text{щ}}}. \quad (3)$$

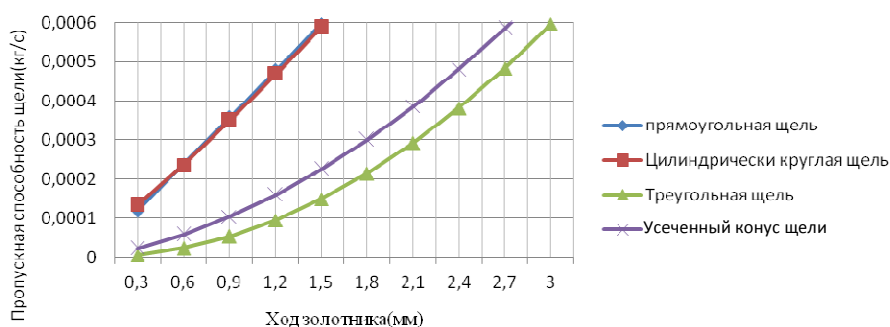


Рис. 5. Зависимость пропускной способности щели от хода золотника

Заключение. 1. Приведена классификация гидрораспределителей. Проведен литературно-патентный обзор пропорциональных сервораспределителей и проанализированы их основные конструктивные особенности.

2. Выполнен расчет расходно-перепадной характеристики золотникового дросселя в зависимости от пропускной способности дросселирующей щели и хода запорно-регулирующего элемента (золотника).

3. Показано, что форма дросселирующей канавки в виде усеченного конуса и треугольной формы обеспечивает наименьшую пропускную способность, возникающую в момент открытия дросселирующей щели и плавное ее повышение, что способствует снижению гидродинамических сил (рис. 4).

Л и т е р а т у р а

1. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика : справ. пособие / Т. М. Башта. – М. : Машиностроение, 1974.
2. Вильнер, Я. М. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер. – Минск : Выш. шк., 1985.
3. Козлов, Л. Г. Исследование влияния угла наклона рабочей кромки золотника на нелинейные характеристики пропорционального распределителя с электрогидравлическим управлением / Л. Г. Козлов, Д. А. Лозинский // Наукові праці ВНТУ(1). – 2007.
4. Петров, В. В. Нелинейные сервомеханизмы / В. В. Петров, А. А. Гордеев. – М., 1979.
5. Пузанов, А. В. Расходно-перепадные характеристики золотниковых распределителей и характеристики сил / А. В. Пузанов, И. Н. Холкин.
6. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников. – М. : Машиностроение, 2004.
7. Строганов, Р. П. Управляемые машины и их применение / Р. П. Строганов. – М., 1986.

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ МАГНИТНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ ТРУБ

А. Н. Хамутовский

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

О. П. Корогода

Унитарное предприятие «Полимаг», г. Минск, Беларусь

Научный руководитель М. П. Кульгейко

Финишная обработка внутренних поверхностей длинномерных труб небольших диаметров является сложной задачей в связи с ограниченным доступом к полируемой поверхности и сложностью обеспечения интенсивного пересечения следов обработки. Наиболее часто применяемые для этих целей гидроабразивные и струйно-абразивные способы не обеспечивают высокого качества и равномерности обработки. Травление труб в растворах кислот является экологически вредным.

Большой интерес представляет применение для финишной обработки внутренних поверхностей труб сравнительно простого, эффективного и экологически чистого метода магнитно-абразивной обработки (МАО) [1]. При МАО для осуществления обработки достаточно воздействия магнитного поля на ферроабразивные частицы без непосредственного их контакта с источником поля. Перемещение порции ферроабразивного порошка происходит в результате перемещения максимума градиента магнитного потока [1].

В литературе известны различные схемы реализации МАО внутренних поверхностей труб. Магнитно-абразивная обработка может осуществляться за счет враще-

ния трубы и подачи магнитной системы [2] или вращения магнитной системы и подачи трубы [3]. В некоторых случаях магнитная система помещается внутрь трубы [4] или используется магнитный элемент для создания дополнительных магнитных полюсов [5]. Однако для MAO длинномерных труб малого диаметра известные схемы малоэффективны или неприменимы.

Предлагаемая схема магнитной системы является достаточно простой и универсальной и может применяться для MAO внутренних поверхностей немагнитных труб любых размеров. Магнитная система состоит из набора кольцевых постоянных магнитов с осевой намагниченностью. Проводилось моделирование магнитных систем, в которых варьировалось количество, размеры и направление намагниченности магнитов, расстояние между магнитами, исследовались различные сечения областей моделирования.

Компьютерное моделирование проводилось с помощью программы моделирования полей ELCUT, разработанной ПК TOP (Санкт-Петербург, Россия).

В ELCUT задачи магнитостатики решаются в нелинейной постановке [6]. Источниками поля в задачах являются постоянные магниты, намагниченность которых задается величиной коэрцитивной силы. Свойства материалов считаются изотропными ($\mu_z = \mu_r$) и задаются зависимостью В-Н, представленной кубическим сплайном. При решении задач используется уравнение Пуассона для векторного магнитного потенциала A ($B = \text{rot } A$, B – вектор магнитной индукции).

При построении модели на внутренних и внешних границах области задаются граничные условия. Условие Дирихле задает на части границы известный векторный магнитный потенциал A_0 в вершине или на ребре модели. Это граничное условие определяет поведение нормальной составляющей индукции на границе.

В качестве примера здесь рассматривается магнитная система, состоящая из трех магнитов (рис. 1, а). Магниты устанавливаются в ряд разноименными полюсами NS-NS-NS (рис. 1, б) или одноименными полюсами NS-SN-NS (рис. 1, в).

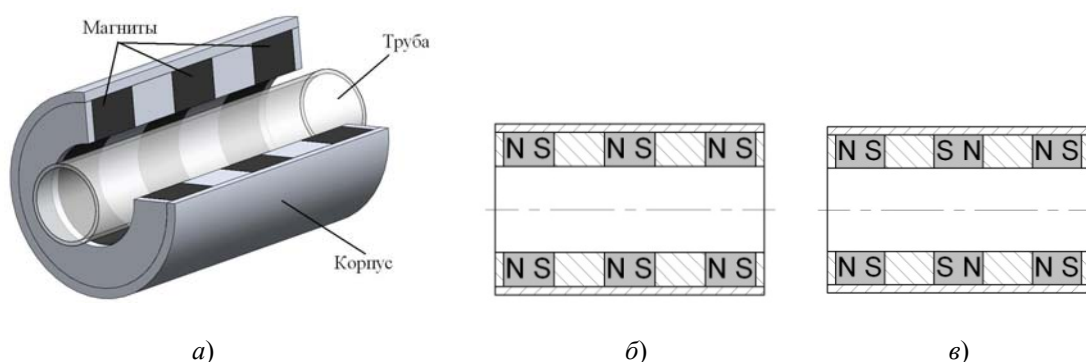


Рис. 1. Модель магнитной системы (а) и варианты предлагаемых схем магнитных систем (б, в)

На рис. 2 представлены картины магнитного поля и графики распределения магнитной индукции в сечении А-А для схемы NS-NS-NS (рис. 2, а, б) и NS-SN-NS (рис. 2, в, г) соответственно.

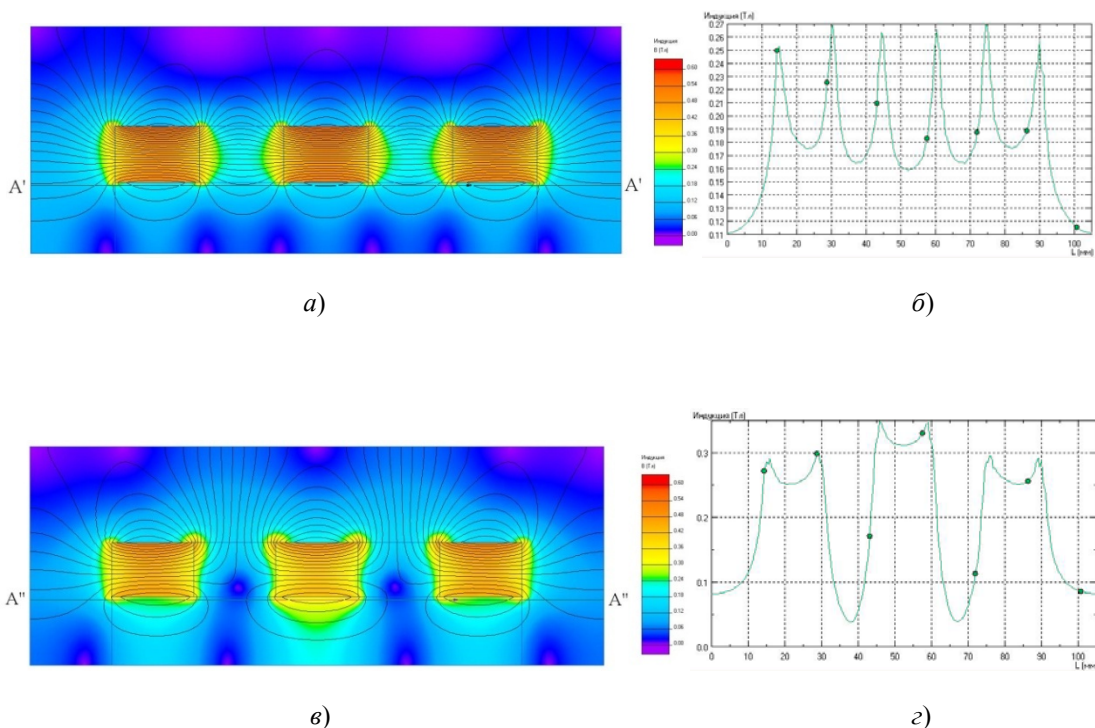


Рис. 2. Картины магнитного поля (а, в) и графики распределения магнитной индукции в сечении А-А (б, г) соответственно для двух схем

На рис. 3 представлены совмещенные графики индукции при варьировании расстояния между магнитами для схемы NS-NS-NS (рис. 3, а) и NS-SN-NS (рис. 3, б) соответственно. Из графиков видно, что для схем на определенном расстоянии между магнитами наблюдается постоянная индукция магнитного поля, которая формирует устойчивые цепочки ферроабразивного порошка.

Для схемы NS-NS-NS (рис. 3, а) характерно равномерное распределение ферроабразивного порошка по внутренней обрабатываемой поверхности трубы, но при этом значение максимальной магнитной индукции небольшое.

Для схемы NS-SN-NS (рис. 3, б) характерно высокая магнитная индукция относительно схемы NS-NS-NS, но не равномерное распределение ферроабразивного порошка.

Изготовлен макет магнитной системы, с помощью которого можно наблюдать распределение ферроабразивного порошка на внутренней поверхности трубы при различных схемах и варьировании расстояния между магнитами. На рис. 4 показано, как распределяется порошок при схеме NS-NS-NS (рис. 4, а) и схеме NS-SN-NS (рис. 4, б).

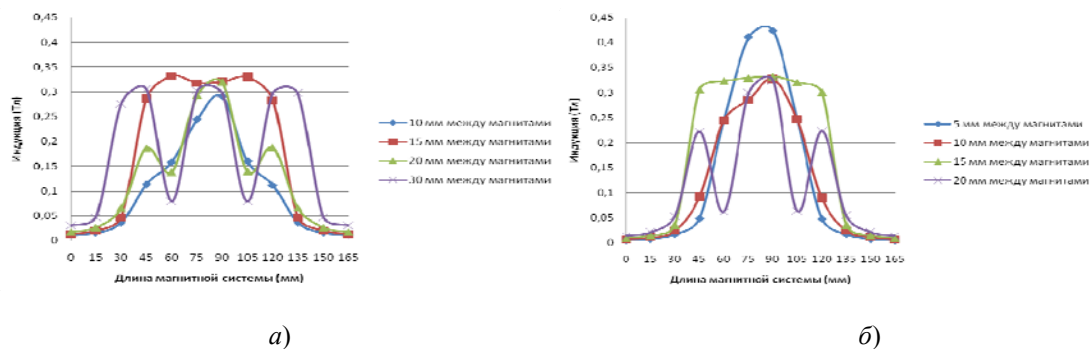


Рис. 3. Графики распределения магнитной индукции при варьировании расстояния между магнитами

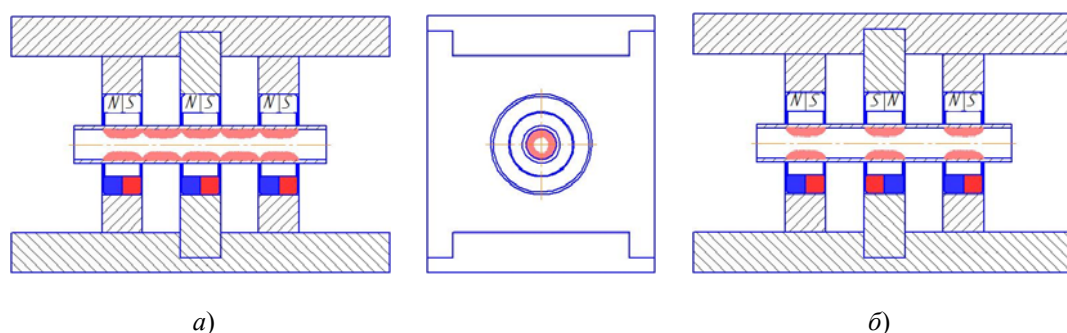


Рис. 4. Распределение порошка

Измерения, выполненные с помощью тесламетра на макете магнитной системы, показывают, что фактические значения магнитной индукции незначительно отличаются от значений, полученных при моделировании магнитной системы, что свидетельствует о достоверности предложенной методики компьютерного моделирования.

Заключение. Предложенная методика компьютерного моделирования может успешно применяться на предварительном этапе выбора оптимальной схемы для магнитных систем MAO. Результаты компьютерного моделирования магнитных систем учитывались при проектировании магнитных систем для установок модели T09 и T10, предназначенных для магнитно-абразивной обработки труб и разработанных УП «Полимаг» [7].

Литература

1. Хомич, Н. С. Магнитно-абразивная обработка изделий : моногр. / Н. С. Хомич. – Минск : БНТУ, 2006. – 218 с.
2. Study on the inner surface finishing of tubing by magnetic abrasive finishing / Yan Wang, Dejin Hu // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2005. – Vol. 45. – P. 43–49.
3. Study on the inner surface finishing of tubing by magnetic abrasive finishing / Yan Wang, Dejin Hu // International Journal of Machine Tools & Manufacture. – 2005. – Vol. 45. – P. 43–49.
4. Устройство за магнито-абразивно обработване на вътрешни ротационни повърхнини : а. с. 21083 НРБ, МКИ В 24 В 5/06 / А. Д. Кочемидов, Б. Г. Македонски, И. М. Думанов, С. Г. Паяков. – № 26029 ; заявл. 12.03.74 ; опубл. 20.03.76. – 1976. – С. 10.
5. Study on the Polishing Characteristics of the Magnetic Abrasives Finishing to the Slender Pipe / Y. Chen, F. Yan, C. Q. Zhu // Key Engineering Materials. – 2008. – Vol. 373–374. – P. 824–827.
6. ELCUT. Моделирование двумерных полей методом конечных элементов: руководство пользователя / ПК TOP. – СПб., 2007. – 297 с.
7. Polimag [Электронный ресурс]. Официальный сайт УП «Полимаг» (г. Минск). – Режим доступа: <http://www.polimag.by/ru/equip/tubes>, свободный. – Дата доступа: 17.03.2011. – Загл. с экрана.

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЖЕНИЯ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

А. А. Иванов

Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь

Научный руководитель В. Б. Попов

При разработке стенда, имитирующего работу подъемно-навесного устройства, возникает вопрос об энергетической составляющей, т. е. о выборе электродвигателя, приводящего в работу гидропривод механизма навески.

Структурная схема стэнда выполнена на базе подъемно-навесного устройства (рис. 1), используемого в мобильном энергетическом средстве УЭС-350.

Грузоподъемность механизма навески определяется весом и расположением центра тяжести навесного агрегата. Для подъемно-навесного устройства энергетического средства УЭС-350 используется трехточечный механизм с симметричным расположением относительно продольной оси, с двумя гидроцилиндрами, диаметром 90 мм.

Чтобы выбрать электродвигатель, необходимо, задавшись массой поднимаемого агрегата, выполнить геометрический и кинематический анализы подъемно-навесного устройства, определив максимальное давление на поршень гидроцилиндра, и сравнить его с давлением, которое может создать насос. Далее, используя установленные параметры гидронасоса, необходимо определить крутящий момент на валу гидронасоса. По вычисленному крутящему моменту определяется мощность электродвигателя, вал которого будет соединен с валом гидронасоса через ременную передачу.

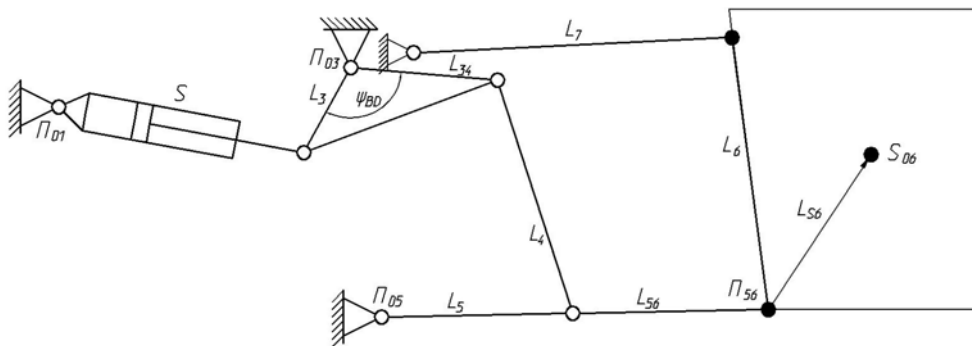


Рис. 1. Схема подъемно-навесного устройства

Исходные данные для расчета

Конструктивные параметры подъемно-навесного устройства:

$$L_3 = 0,257 \text{ м}; \quad L_{34} = 0,388 \text{ м}; \quad L_4 = 0,65\text{--}0,82 \text{ м};$$

$$L_5 = 0,5055 \text{ м}; \quad L_{56} = 1,020 \text{ м}; \quad L_7 = 0,76\text{--}0,935 \text{ м};$$

$$\psi_{BD} = 114,083^\circ.$$

Параметры гидропривода:

ход гидроцилиндра $S = 0,571\text{--}0,821 \text{ м}$.

Насос шестеренчатый НШ-32М-4 [1]:

$$P_C = 20 \text{ МПа}; \quad V = 32 \text{ см}^3; \quad n_{\min}(n_{\max}) = 500(3000) \text{ об/мин.}$$

Диаметр гидроцилиндра $D_C = 0,09 \text{ м}$;

КПД $\eta = 0,85$.

Параметры навесной машины:

$$P_6 = 4915 \text{ кгс}; \quad L_6 = 0,774 \text{ м}.$$

Геометрический и кинематический анализы подъемно-навесного устройства выполняются в следующей последовательности [4]:

Коэффициент кинематической передачи оси подвеса определяется по формуле

$$I_M(S) = d\psi_5(S)L_{S6} \cos(\psi_5(S)),$$

где $\psi_5(S)$ – угол поворота звена L_{S6} , в зависимости от выдвижения штока гидроцилиндра S .

Основной коэффициент кинематической передачи определяется по формуле

$$I_S(S) = I_M(S) + d\psi_6(S)L_{S6} \cos(\psi_{S6} + \psi_6(S)),$$

где $\psi_6(S)$ – угол поворота звена L_6 , в зависимости от выдвижения штока гидроцилиндра S .

Нагрузка на гидроцилиндр определяется по формуле

$$F_g(S) = P_g \cdot I_S(S).$$

Давление в гидроцилиндре определяется по формуле

$$P_g(S) = \frac{F_g(S)g}{\eta \cdot S_S},$$

где S_S – площадь поршней в двух гидроцилиндрах.

$$S_S = 0,5\pi \cdot D_C^2.$$

Грузоподъемность подъемно-навесного устройства определяем по формуле

$$G_S(S) = P_C \cdot \eta \frac{S_S}{I_S(S)g}.$$

Результаты расчета исследуемых параметров в зависимости от хода штока гидроцилиндра приведем в виде таблицы.

Результаты расчета

S , м	$I_M(S)$	$I_S(S)$	$F_g(S)$, кН	$P_g(S)$, МПа	$G_S(S)$, кН
0,56	3,947	4,242	20,85	18,89	52,03
0,585	3,591	3,894	19,14	17,34	56,67
0,61	3,403	3,721	18,29	16,57	59,31
0,635	3,285	3,624	17,81	16,14	60,9
0,66	3,204	3,567	17,53	15,89	61,87
0,685	3,142	3,536	17,38	15,75	62,42
0,71	3,091	3,522	17,31	15,69	62,66
0,735	3,045	3,521	17,31	15,68	62,68
0,76	3,001	3,531	17,36	15,73	62,5
0,785	2,956	3,552	17,46	15,82	62,14
0,81	2,907	3,585	17,62	15,97	61,57

Анализ результатов показывает, что максимальное давление в гидроцилиндре, а следовательно и в гидросистеме, возникает в момент начала подъема агрегата, т. е. при минимальном выдвигении штока гидроцилиндра. Такое давление может создавать шестеренчатый насос НШ32М-4 с приведенными выше характеристиками.

Крутящий момент на валу насоса [3]:

$$M = \frac{P_{g \max} \cdot V_0}{2\pi} = \frac{18,89 \cdot 32}{6,28} = 96,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность потребляемая насосом [3]:

$$N = \frac{M \cdot n}{9550} = \frac{96,25 \cdot 1550}{9550} = 15,6 \text{ кВт}.$$

Мощность электродвигателя [2] определяем с учетом конструктивной особенности, имеющей двойную клиноременную передачу

$$N_{\text{эд}} = \frac{N}{\eta_{\text{пр}} \cdot \eta_{\text{пр}}} = \frac{15,6}{0,93 \cdot 0,93} = 18,04 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{пр}}$ – КПД клиноременной передачи, $\eta_{\text{пр}} = 0,93\text{--}0,95$.

По полученной мощности выбираем электродвигатель [2] 4А160М2УЗ, $N_{\text{эд}} = 18,5 \text{ кВт}$, $n_{\text{эд}} = 2930 \text{ об/мин}$.

Литература

1. Свешников, В. К. Гидрооборудование : междунар. справ. Кн. 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость / В. К. Свешников. – Издат. центр «Техинформ» МАИ, 2001. – 360 с.
2. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : справ. учеб.-метод. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – 2-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2005. – 309 с.
3. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы : справочник / В. К. Свешников, А. А. Усов. – 2-е изд., перераб. и дополн. – М. : Машиностроение, 1988. – 512 с.
4. Попов, В. Б. Математическое моделирование : практ. рук. к выполнению курсовых работ по одному. дисциплине для студентов специальности 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» / В. Б. Попов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2005. – 78 с.

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ШНЕКА ШИРОКОЗАХВАТНОЙ ЗЕРНОУБОРОЧНОЙ ЖАТКИ ЖЗК-9 НА ОСНОВЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

А. А. Сибилев

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. В. Миренков

В настоящее время для решения задач, связанных с расчетом сложных конструкций, при решении которых необходимо было затратить много времени, а также задач со сложным характером нагрузки применяются программы конечноэлементного анализа. Одним из представителей семейства расчетных программ является Solid Works. Программа Solid Works предлагает широкий спектр возможностей конечноэлементного анализа, начиная от простого линейного стационарного анализа и заканчивая комплексным нелинейным анализом переходных процессов.

Создание расчетной модели включает в себя три основных стадии.

Первая стадия – геометрическое моделирование – включает разработку пространственной модели конструкции.

На следующем этапе производится задание свойств материалов. В зависимости от решаемой задачи Solid Works позволяет описывать как линейное, так и нелинейное поведение материалов. При описании линейного поведения материала его свойства не изменяются в процессе деформирования. Свойства такого материала могут зависеть от температуры материала. Кроме того, имеется возможность задать различные свойства для различных направлений, т. е. описывать анизотропные материалы.

На этапе создания сетки конечных элементов выясняется целесообразность использования различных видов конечных элементов в рассматриваемой модели и выполняются действия по созданию регулярной сетки конечных элементов.

Для моделирования процессов деформирования и разрушения шнека принято использование объемных конечных элементов, используемых в программном продукте Solid Works. Целесообразность выбора типа конечного элемента определяется степенью сложности геометрии узла и требуемой точностью решения. Поэтому для разбиения геометрической модели конечными элементами были использованы следующие типы элементов: SOLID 185 и SOLID 187. Элемент SOLID 185 позволяет описать деформацию материала с учетом пластичности, ползучести, жесткости, большими перемещениями и деформациями. Он образован восемью узлами, имеющими три степени свободы каждый. Элемент SOLID 187 позволяет описать деформацию материала с учетом пластичности, ползучести, жесткости, большими перемещениями и деформациями. Приведенный элемент предлагается применять для моделирования объемов с большим количеством поверхностей, где применение гексаэдральных элементов не представляется возможным.

Адекватность расчетной модели во многом определяется точностью задания деформационных свойств материала и граничных условий.

В качестве граничных условий использовались: крутящий момент, подводимый к шнеку ($M_{кр} = 800$ Нм), сопротивление, создаваемое сжимаемой хлебной массой ($P = 727$ Н/м²) и масса шнека ($m = 330$ кг), задаваемая в виде распределенной нагрузки.

Материалы деталей:

- 1) трубы – 08пс: модуль упругости – 205 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3;
 - 2) спираль – 08пс: модуль упругости – 205 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3;
 - 3) тарелка – Сталь 18 ХГТ: модуль упругости – 203 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,29;
 - 4) оси – Сталь 40Х: модуль упругости – 214 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,26.
- Твердотельная модель шнека представлена на рис. 1.

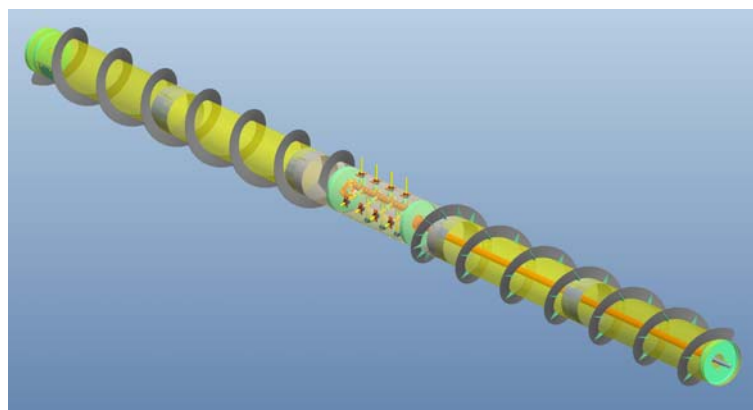


Рис. 1. Твердотельная модель шнека жатки ЖЗК-9

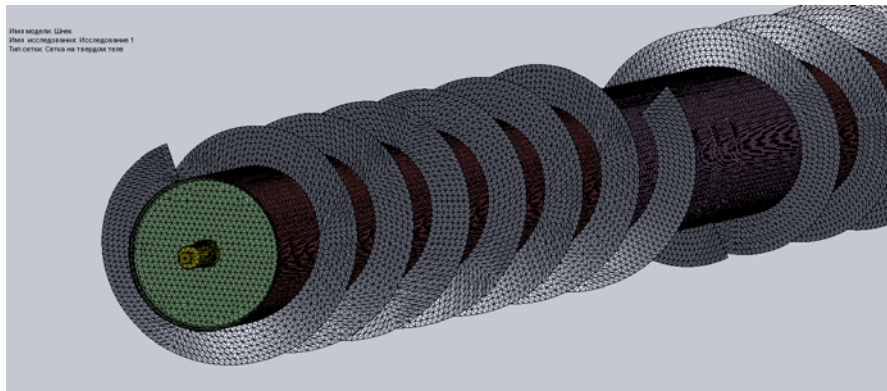


Рис. 2. Конечноэлементная сетка

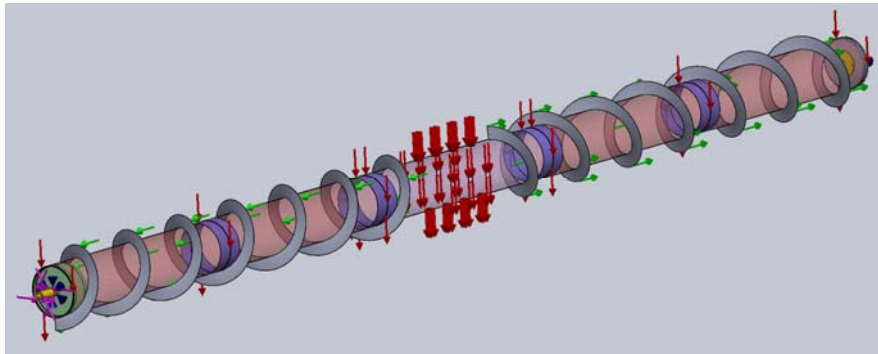


Рис. 3. Схема нагружения

В результате проведенных расчетов (рис. 2) установлено, что максимальное расчетное напряжение составило 70 МПа. Оценка нагруженности производилась по критерию Мизеса для эквивалентных напряжений (3-я теория прочности).

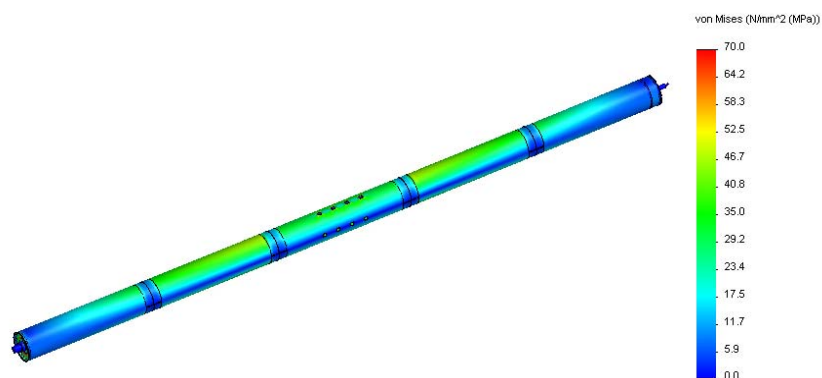


Рис. 4. Распределение механических напряжений по критерию Мизеса на трубе шнека

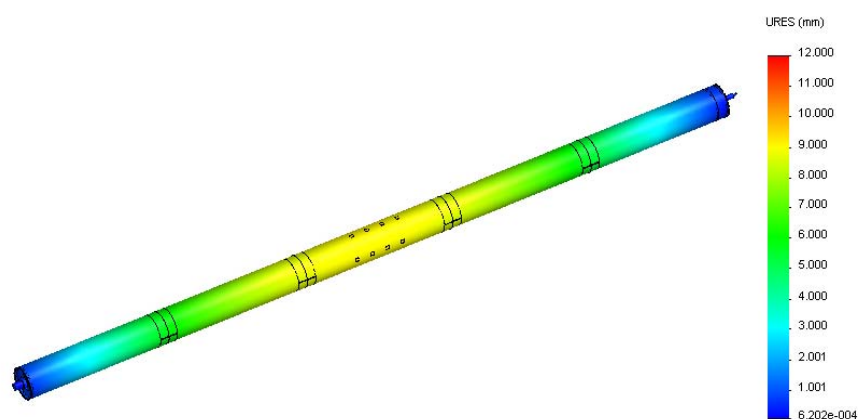


Рис. 5. Эпюра перемещений

Заключение. Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы.

Разработанная конечноэлементная модель адекватно описывает напряженно-деформированное состояние конструкции шнека и может быть использована при проектировании.

Использование предложенной модели существенно сокращает затраты при проектировании и изготовлении конструкции шнека.

Полученные результаты расчета показали необходимость установки дополнительной опоры шнека.

Литература

1. Каплун, А. Б. ANSYS в руках инженера : практ. рук. / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – М. : Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
2. Компьютерное моделирование в инженерной практике. SolidWorks / А. А. Алямовский [и др.] ; под ред. Е. Кондуковой. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
3. Метод конечных элементов и САПР / Ж. К. Сабоннадьер [и др.] ; под ред. Э. К. Стрельбицкого ; пер. с фр. В. А. Соколова. – М. : Мир, 1989. – 192 с.
4. Прочность, устойчивость, колебания : справочник. В 3 т. / редкол.: И. А. Биргер [и др.]. – М. : Машиностроение, 1968–1988. – Т. 1: Прочность, устойчивость, колебания / И. А. Биргер [и др.], 1968. – 831 с.
5. SOLIDWORKS (Release 2006). Users Guide. – 2006.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ВЕНТИЛИРУЕМЫХ ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЕЙ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Ю. В. Сидамонидзе

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель П. Е. Родзевич

Последние модели современных легковых автомобилей оборудуются дисково-колодочными тормозами с вентилируемым диском (AUDI 100 2.0ie, ГАЗ 3110, PEUGEOT 605 и др.). Представляет интерес исследование теплового режима работы вентилируемых тормозов различных конструкций при экстренном торможении со скорости 90 км/ч с учетом теплоотдачи в окружающую среду, а также в условиях конвективного охлаждения.

Для сравнительной оценки конструктивных особенностей тормозов будем считать, что фрикционные накладки и соответственно диски (барабаны) изготовлены из одних и тех же материалов. Фрикционные накладки изготовлены из безасбестового композита со следующими теплофизическими свойствами:

$$\lambda_1 = 0,42 \text{ Вт/мК}, \quad c_1 = 800 \text{ Дж/кгК}, \quad \rho_1 = 2600 \text{ кг/м}^3, \quad a_1 = 2,0 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Диск (барабан) – из высокопрочного чугуна ($\lambda_2 = 30 \text{ Вт/мК}$, $c_2 = 540 \text{ Дж/кгК}$, $\rho_2 = 7300 \text{ кг/м}^3$, $a_2 = 7,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

Оценку тормозов будем проводить по величине средних приращений температур, возникающих в зоне контакта *фрикционная накладка–диск*.

Тепловую задачу рассматриваем с учетом теплоотдачи в окружающую среду со стороны $z_2 = h_2$.

Коэффициент теплоотдачи со стороны дорожки трения может быть подсчитан по эмпирической формуле

$$\alpha' = 16,7(1 + 0,6\sqrt{v}), \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

В вентилируемом тормозе поверхность $z_2 = h_2$ рифленая, поэтому $\alpha'' > \alpha'$. В первом приближении будем считать, что $\alpha'' = 2\alpha'$. В дальнейших расчетах будем пользоваться средним значением $\alpha''_{\text{ср}} = \text{const}$.

Тепловой расчет тормозов проводим по методике, изложенной в работе [1]: вычисляем тормозные пути, полное время торможения, кинетическую энергию движущегося автомобиля, начальную интенсивность фрикционного тепловыделения.

Приращение температуры на поверхности трения определяем по формуле [1]:

$$\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0 = \frac{(1 - \alpha_T) q_0 K_{\text{вз}} h_2}{\lambda_2} \Theta_2'''(0, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_T) q_0 K_{\text{вз}} h_2^3}{t_T \lambda_2 a_2} \Theta_2''(0, Fo_2),$$

где

$$\Theta_2'''(0, Fo_2) = 1 + \frac{1}{\text{Bi}_2} - \sum_{n=1}^{\infty} A_n''' \times \exp(-\mu_n^2 Fo_2),$$

$$\Theta_2''(0, Fo_2) = \frac{Fo_2^2}{2} + \frac{Fo_2}{3} - \frac{1}{45} - \sum_{n=1}^{\infty} A_n'' \times \exp(-\mu_n^2 Fo_2), \quad \mu_n = n\pi,$$

$$Fo_2 = \frac{a_2 t}{h_2^2}, \quad \text{Bi}_2 = \frac{\alpha'' h_2}{\lambda_2}, \quad \text{ctg} \mu_n = \frac{1}{\text{Bi}_2} \mu_n, \quad A_n''' = \frac{2(\mu_n^2 + \text{Bi}_2^2)}{\mu_n^2(\mu_n^2 + \text{Bi}_2^2 + \text{Bi}_2)}, \quad A_n'' = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^4}.$$

Данные о значениях полных масс автомобилей разных марок, геометрических характеристиках вентилируемых тормозов, а также о максимальных приращениях средних температур поверхностей трения за текущее время торможения t при начальной скорости торможения 90 км/ч на сухой асфальтовой дороге приведены в табл. 1.

Таблица 1

**Сравнительная характеристика вентилируемых тормозов
легковых автомобилей**

Марка автомобиля	m_n , кг	h_2 , мм	D_2 , мм	A_{a_1} , см ²	A_{a_2} , см ²	$K_{вз}$	α_T	$[\vartheta_2(0,t) - \vartheta_0]_{\max}$, К
								v_0 , км/ч
								90
AUDI 100 2.0ie	1800	6,5	256	50	314	0,159	0,014	114
BMW 320i	1800	6	256	40	324	0,123	0,011	104
MITSUBISHI TD1.8	1700	6	250	45	274	0,164	0,014	116
PEUGEOT 605	1650	6	276	40	355	0,113	0,001	87
VOLKSWAGEN PASSAT D 1.9	1700	6,5	256	40	271	0,148	0,013	125
ГАЗ 3110	1850	6	280	45	361	0,125	0,011	96

На рис. 1 приведены зависимости приращений температур $\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0$ от текущего времени t в передних вентилируемых тормозах автомобилей.

Приращение температуры
 $\vartheta_2(0, Fo_2) - \vartheta_0$, К

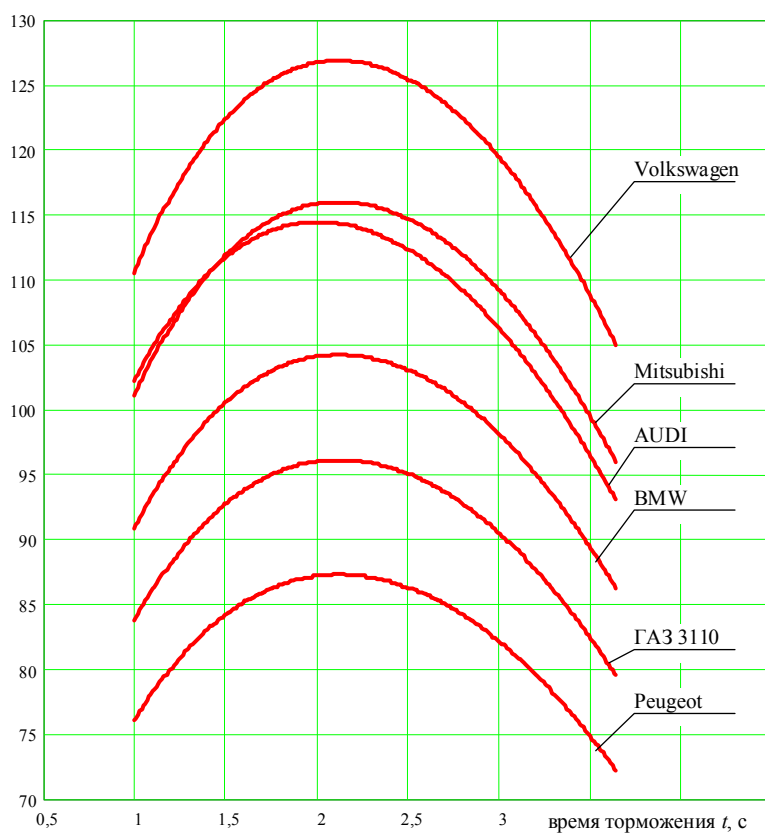


Рис. 1. Тепловая нагруженность вентилируемых тормозов легковых автомобилей при экстренном торможении со скорости 90 км/ч

Минимальные значения приращений температур наблюдаются в тормозах автомобилей PEUGEOT 605 и ГАЗ 3110. В автомобиле PEUGEOT 605 этот эффект достигается за счет относительно малой полной массы. В автомобиле ГАЗ 3110 – за счет оптимального подбора геометрических параметров тормоза. Наибольшие приращения температур – у тормозов автомобилей MITSUBISHI TD1.8 и VOLKSWAGEN PASSAT D 1.9. Это объясняется сравнительно большим коэффициентом взаимного перекрытия трущихся пар, а также малыми значениями номинальной площади дорожки трения A_{a_2} .

При выключенном тормозе процесс охлаждения диска проходит в условиях вынужденной конвекции. Для расчета процесса конвективного охлаждения воспользуемся формулой [1]:

$$\vartheta_2(1, Fo_2) - \vartheta_c = \Theta_2^{''''}(\vartheta_{2cp} - \vartheta_c),$$

где

$$\Theta_2^{''''}(\eta_2, Fo_2) = \sum_{n=1}^{\infty} A_n^{''''} \cos[\mu_n(1 - \eta_2)] \exp(-\mu_n^2 Fo_2),$$

$$\operatorname{ctg} \mu_n = \frac{1}{Bi_2} \mu_n, \quad A_n^{''''} = (-1)^{n+1} \frac{2 \cdot Bi_2 \sqrt{\mu_n^2 + Bi_2^2}}{\mu_n (\mu_n^2 + Bi_2^2 + Bi_2)}, \quad Fo_2 = \frac{a_2 t}{h_2^2}, \quad Bi_2 = \frac{\alpha' h_2}{\lambda_2}, \quad \eta_2 = \frac{z_2}{h_2}.$$

Проведен расчет конвективного охлаждения диска тормозов автомобилей BMW 320i, PEUGEOT 605, VOLKSWAGEN PASSAT D 1.9, ГАЗ 3110. Результаты расчетов сводим в табл. 2.

Таблица 2

Сравнительная оценка приращения температур в тормозах при конвективном охлаждении

Марка автомобиля	$\vartheta_2(1, Fo_2), \text{ К}$							
	$t, \text{ с}$							
	1	2	3	5	7	10	12	16
BMW 320i	123,1	122,2	121,3	119,6	117,9	115,5	113,9	110,9
PEUGEOT 605	106,1	105,2	104,3	102,6	100,	98,5	96,9	94,1
VOLKSWAGEN PASSAT D 1.9	144,1	143,1	142,2	140,3	138,6	135,9	134,3	131,1
ГАЗ 3110	115,1	114,2	113,3	111,6	109,9	107,5	105,9	102,9

Из табл. 2 видно, что к 16-й секунде приращение температуры поверхности трения диска автомобилей BMW 320i, PEUGEOT 605, VOLKSWAGEN PASSAT D 1.9, ГАЗ 3110 снизилось на 10, 12, 9 и 11 % соответственно. Процесс конвективного охлаждения дисков усилится, если автомобиль снова начнет двигаться, так как коэффициент теплоотдачи зависит от скорости.

Литература

1. Балакин, В. А. Тепловые расчеты тормозов и узлов трения / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко. – Гомель : ИММС НАН Республики Беларусь, 1999.
2. Балакин, В. А. Тепловая нагруженность тормозов с учетом сил инерции / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко, П. Е. Родзевич // Трение и износ. – 2000. – Т. 21, № 6.
3. Балакин, В. А. Сравнительный анализ дисково-колодочных тормозов легковых автомобилей / В. А. Балакин, В. П. Сергиенко, П. Е. Родзевич // Трение и износ. – 2000. – № 4. – С. 408–413.
4. Сравнительный анализ тормозов грузовых автомобилей / В. А. Балакин [и др.] // Трение и износ. – 2001. – № 2. – С. 123–127.

**СОЗДАНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕРЕХОДОВ
ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЭЛЕМЕНТАРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ****А. В. Танкевич***Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель А. В. Петухов

Выбор состава переходов при проектировании технологических процессов механической обработки деталей является одной из трудно формализуемых задач. Это объясняется многовариантностью технологического проектирования, зависимостью от типа производства и наличия того или иного оборудования на конкретном предприятии. В то же время в наибольшей степени состав переходов зависит от геометрической формы и размеров обрабатываемой поверхности, точности ее изготовления и взаимного расположения, а также требуемой шероховатости, получаемой после обработки.

Эффективным способом решения задачи формализации выбора состава переходов при автоматизации проектирования единичных технологических процессов (процессов для конкретных деталей) является метод типизации на основе общих технологических процессов (ОТП). Теоретические основы данного метода, использованные при автоматизации технологического проектирования деталей класса «тела вращения» на базе системы ТехноПро, описаны в работе [3].

Сущность практической реализации метода заключается в том, что на стадии адаптации системы автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП) администратор системы (обычно опытный технолог) из номенклатуры деталей некоторого производства отбирает детали с близкими геометрическими параметрами. Эти детали образуют группу, для которой и создается ОТП. Он, являясь информационной основой системы проектирования, обобщает традиции и опыт создания технологии на данном предприятии. Чем больше деталей в группе, тем эффективнее используется система проектирования. Очевидно, что для оригинальных, редко изготавливаемых деталей создавать ОТП не целесообразно. Метод хорошо работает в условиях многономенклатурного серийного производства. Его достоинствами являются:

- снижение стоимости проектирования;
- сокращение сроков технологической подготовки производства;
- повышение качества единичных технологических процессов;
- независимость качества проекта от квалификации проектировщика;
- возможность сохранять опыт проектирования технологии;
- сравнительно невысокая стоимость программного обеспечения и простота его использования.

Наряду с этими достоинствами метод обладает существенным недостатком, который заключается в высокой сложности и значительной трудоемкости разработки и отладки ОТП. Эффективным методом борьбы с указанным недостатком является создание базы данных (БД) переходов для обработки элементарных поверхностей с автоматизацией расчета припусков на обработку.

Мотивацией указанного подхода является то обстоятельство, при котором любую комплексную деталь, для изготовления которой разрабатывается ОТП, можно представить в виде определенного множества элементарных поверхностей. Следовательно, создание БД переходов для их обработки позволит оперировать с целым комплексом условий и вычислений.

С целью повышения уровня формализации выбора состава переходов было проведено исследование, включающее следующие этапы:

1. Проведение классификации элементарных поверхностей (ЭП) по видам и типам.
2. Выявление параметров, характеризующих элементарные поверхности.
3. Сбор информации о нормативных документах, регламентирующих описание технологических переходов, и составление перечня предметов труда (ПТ) согласно нормативным документам.
4. Идентификация перечня элементарных поверхностей перечню предметов труда (выявление связи ЭП \rightarrow ПТ).
5. Составление перечня ключевых слов (КС), используемых для указаний действий, проводимых над предметами труда для перевода их из состояний «заготовка» (З) в состояния «деталь» (Д).
6. Установление взаимосвязей между описаниями ЭП и производимыми над ними действиями для перевода З \rightarrow Д.
7. Разработка методики определения припусков на обработку элементарных поверхностей на базе интегрально-аналитического метода.
8. Выявление взаимосвязей между описаниями ЭП и переходами, представляемыми в полной и сокращенной форме.

На *первом этапе* исследования была проведена классификация ЭП. При этом все многообразие ЭП было разбито на следующие структурные составляющие:

- классы (внутренних и наружных поверхностей);
- виды (торец, уступ, цилиндр, конус и т. д.);
- типы (правая, левая, верхняя, нижняя и т. д.).

На *втором этапе* был сформирован перечень параметров, характеризующих элементарные поверхности. Например, для наружных торцевых поверхностей – это диаметр поверхности торца (D), габаритный размер детали (Gb), шероховатость поверхности (Sh) и т. д.

На *третьем этапе* был проведен подбор нормативных документов, регламентирующих описание технологических переходов. В состав нормативных документов входили ГОСТы, определяющие правила записи операций и переходов холодной штамповки, обработки резанием, слесарных работ и т. д. Анализ указанных документов позволил определить перечень ПТ. В него вошли буртик, выточка, галтель, наружная цилиндрическая поверхность и т. д.

Идентификация перечня элементарных поверхностей перечню предметов труда, проведенная на *четвертом этапе*, позволила выявить связи ЭП с ПТ. В частности, элементарная поверхность «цилиндр» была идентифицирована предмету труда «наружная цилиндрическая поверхность» и т. д.

На *пятом этапе* был составлен перечень КС, используемых для указаний действий, проводимых над предметами труда для перевода их из состояний «заготовка» (З) в состояния «деталь» (Д). Эта работа проводилась на основании анализа норматив-

ных документов, регламентирующих описание технологических переходов. Ее результатом стала констатация факта, что предмет труда «наружный торец» можно довести, подрезать, полировать, притирать, шлифовать и фрезеровать. При этом было, в частности, установлено, что подрезать наружный торец можно на автоматной, агрегатной, комбинированной, расточной и токарной операциях. В итоге проведенная работа позволила составить информационный массив, используемый для выбора ключевого слова технологического перехода и группы операций.

Шестой этап исследования проводился для установления взаимосвязей между численными значениями параметров, характеризующих ЭП, и производимыми над ними действиями для перевода З → Д. Работа проводилась на основании значений погрешностей размеров, формы и расположения поверхностей деталей при различных методах обработки. Известно, что в результате применения того или иного метода обработки поверхность приобретает определенные свойства, характеризуемые определенными параметрами. Для методов механической обработки поверхностей в состав указанных параметров входят качество допуска на выполняемый размер, шероховатость поверхности после обработки, степень точности обработки, глубина дефектного слоя и т. д. Значения указанных параметров для каждого метода обработки находятся в определенном интервале. В зависимости от «попадания» значения параметра ЭП в границы установленного интервала выбирается определенный метод окончательной обработки, однозначно связанный с ключевым словом. При этом для некоторых ключевых слов вводятся дополнения, например, «предварительно» или «окончательно», а также выстраиваются обратные цепочки ключевых слов, например, «полировать–шлифовать–фрезеровать».

На *седьмом этапе* была разработана методика определения припусков на обработку ЭП на базе интегрально-аналитического метода, сущность которого заключается в использовании эмпирических уравнений следующего типа:

$$Z_{\min, i} = a + b \cdot D^m + c \cdot L^n,$$

где коэффициент a представляет собой часть припуска, которую необходимо снять, чтобы удалить дефектный слой $T_{(i-1)}$ и микронеровности $R_{Z(i-1)}$.

Сумма $(b \cdot D^m + c \cdot L^n)$ соответствует части припуска, которая вводится для компенсации неравномерности, обусловленной пространственными отклонениями ЭП и зависящей от габаритных размеров детали D и L . Коэффициенты a , b , c и показатели степени m и n определялись путем обработки данных справочно-нормативных таблиц операционных припусков с использованием метода наименьших квадратов. Такой подход позволил установить эмпирические зависимости типа $Z_{\min} = f(D, L)$ для определения минимальных операционных припусков для различных ЭП.

На *восьмом этапе* проводилось выявление взаимосвязей между описаниями ЭП и переходами, представляемыми в полной и сокращенной форме. С этой целью был проведен дополнительный анализ нормативных документов, регламентирующих описание технологических переходов. Он позволил сформировать три варианта описания технологических переходов (полный, сокращенный и так называемой «промежуточный»). Последний используется в случаях, когда необходимо указать в тексте перехода неокончательные, а текущие размеры ЭП, получаемые после его выполнения.

Проведенное исследование позволило создать базу данных технологических переходов для обработки элементарных поверхностей. Это обеспечило повышение степени формализации выбора состава переходов при проектировании технологических процессов механической обработки деталей и значительно упростило создание ОТП.

Литература

1. Петухов, А. В. Модель принятия решений при проектировании технологических процессов изготовления опытных образцов / А. В. Петухов // Изв. Тул. ун-та. Сер. «Бизнес-процессы и бизнес-системы». – Тула : ГУ, 2006. – Вып. 3: Избранные труды участников Первой Международной электронной научно-технической конференции. – С. 3–8.
2. Петухов, А. В. Универсальная схема формирования переходов / А. В. Петухов // Технологическая системотехника : сб. тр. первой междунар. электрон. науч.-техн. конф. – Тула : Гриф и К°, 2002. – С. 294–296.
3. Танкевич, А. В. Автоматизация технологического проектирования деталей класса «тела вращения» с использованием системы ТехноПро / А. В. Танкевич / Исследования и разработки в области машиностроения, энергетики и управления : материалы X Междунар. межвуз. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, Гомель, 2010. – С. 46–49.

**РЕШЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ НЕОПРЕДЕЛИМОСТИ
МЕХАНИЗМА ПОДПРЕССОВКИ ПИТАЮЩЕГО АППАРАТА
КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**

С. Н. Бобыренко

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. Б. Попов

Основу уборочного процесса современного кормопроизводства составляют кормоуборочные комбайны с мощностью двигателя от 250 до 1000 л. с.

Процесс уборки кормов ввиду сжатых агротехнических сроков и свойств кормовой массы требует высокой надежности узлов кормоуборочного комбайна и устойчивого протекания технологического процесса [1].

Качество выполнения технологического процесса, а следовательно, и приготовленного корма, определяется как параметрами измельчающего аппарата, так и физико-биологическими параметрами слоя растительной массы (РМ), поступающей в зону резания. Формирование слоя РМ происходит в питающем аппарате (ПА) и определяется геометрическими и силовыми параметрами механизма подпрессовки (МП).

В общем случае МП (рис. 1) состоит: из рычагов OA , соединяющего верхний задний валец с рамой ПА, и AB , соединяющего верхние вальцы между собой, а также четырех пружин GE и FH (по две с левой и правой стороны). При увеличении подаваемого слоя РМ верхние вальцы перемещаются вверх, растягивая пружины, закрепленные на рычаге AB . Верхний задний валец совершает перемещение по дуге с радиусом OA , в то время как верхний передний валец перемещается по дуге с радиусом AB , с центром в точке A .

Точка B совершает плоскопараллельное движение по сложной траектории относительно рамы ПА, так как ее положение определяется не только положением центра вращения (точки A), но и высотой поступающего слоя РМ, который может варьироваться от наибольшей (валец поднят максимально вверх) до наименьшей величины (минимальный зазор между верхними и нижними вальцами).

Так как слой РМ, определяющий зазор между передними и задними вальцами, является упруговязким телом, описываемым четырехкомпонентной моделью Кельвина-Фойгта [2], то кинематическим аналогом слоя РМ может служить гидроцилиндр.

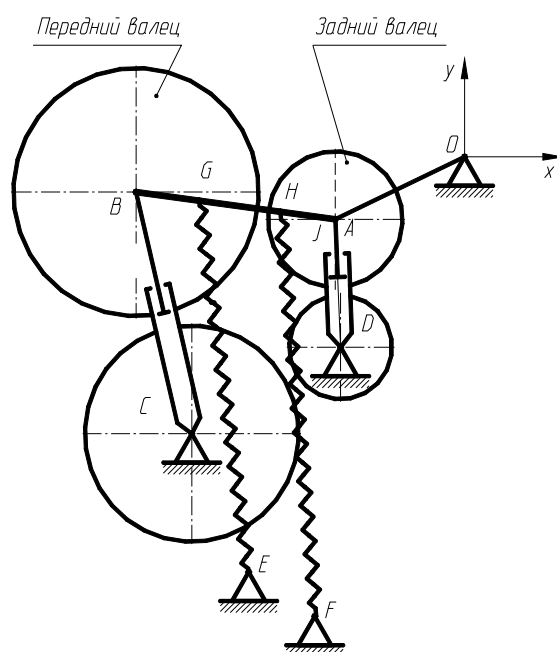


Рис. 1. Структурная схема механизма подпрессовки

Проецируя на продольную плоскость симметрии центры шарниров МП и основываясь на параллельности их между собой, получаем геометрическую модель аналога плоского рычажного механизма.

Для определения степени свободы структурной схемы МП воспользуемся формулой Чебышева [3]:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 10 - 2 \cdot 14 = 2,$$

где W – степень свободы структурной схемы механизма; n – число подвижных звеньев механизма; p_5, p_4 – число кинематических пар соответственно 4-го и 5-го классов.

Наличие двух степеней свободы МП связано с дополнительной подвижностью заднего вальца, т. е. с возможностью изменения зазора СВ между передними вальцами без изменения зазора DJ между задними вальцами и наоборот, что свидетельствует о статической неопределимости механизма.

Для решения статической неопределимости механизма необходимо определить зависимость между зазорами передних и задних вальцев.

В общем случае зазор между вальцами:

$$\Delta = \frac{F \cdot \Delta_0 - P_0 - b\omega R(D_1 + D_2)}{F + \frac{b\omega R}{H_H}(D_1 + D_2)},$$

где F – усилие сжатия пружины; Δ_0 – первоначальный зазор между вальцами; P_0 – вес верхнего вальца; b – ширина вальца; D_1, D_2 – параметры, зависящие от обрабатываемой культуры; H_H – толщина слоя массы в момент контакта с вальцами; ω – угловая скорость вращения верхнего вальца; R – радиус верхнего вальца.

Параметры D_1 и D_2 отражают влияние физико-механических свойств культуры на формирование толщины слоя и определяются выражениями:

$$D_1 = \frac{E \left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right) + \lambda \omega^2 \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)}{\left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right)^2 + \omega^2 \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2},$$

$$D_2 = \frac{E \omega \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right) - \lambda \omega \left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right)}{\left(-\frac{\lambda_0}{E_0} \omega^2 + \frac{E}{\lambda_0} \right)^2 + \omega^2 \left(1 + \frac{E}{E_0} + \frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^2},$$

где E_0, E – соответственно мгновенный и длительный модули упругости РМ; λ_0, λ – модули вязкости, определяющие протекание процессов релаксации и ползучести при деформации РМ.

Параметры $E_0, E, \lambda_0, \lambda$ изменяются в зависимости от влажности, периода вегетации и других свойств РМ, а также степени воздействия со стороны вальцев, поэтому определяются экспериментально для различных культур.

Толщина слоя на выходе из вальца:

$$H_1 = \Delta + D_i(1 - \cos \omega t_1),$$

где t_1 – время начала отрыва слоя РМ от вальца; D_i – диаметр верхнего вальца.

Тогда толщина слоя РМ между передними вальцами будет определяться как:

$$\Delta_1 = \frac{F_1 \cdot \Delta_{01} - P_1 - b \omega R_2 (D_1 + D_2)}{F_1 + \frac{b \omega R_2}{H_A} (D_1 + D_2)},$$

где H_A – толщина слоя РМ поступающей от адаптера; F_1 – усилие подпрессовки на переднем вальце; P_1 – вес верхнего переднего вальца; Δ_{01} – зазор между передними вальцами до начала подачи РМ.

Толщина слоя РМ между задними вальцами:

$$\Delta_2 = \frac{F_2 \cdot \Delta_{02} - P_2 - b \omega R_4 (D_1 + D_2)}{F_2 + \frac{b \omega R_4}{H_1} (D_1 + D_2)},$$

где F_2 – усилие подпрессовки на заднем вальце; P_2 – вес заднего вальца; Δ_{02} – зазор между задними вальцами до начала подачи РМ.

Движение слоя РМ предполагает разницу во времени T_Δ между образованием зазоров Δ_1 и Δ_2 , которая будет составлять:

$$T_\Delta = \frac{S}{\omega R_2},$$

где S – расстояние между осями вальцевых пар.

Таким образом, в результате проведенной работы были определены зависимости между толщиной слоя РМ на передних и задних вальцах, что позволило решить

статическую неопределимость МП. Исходя из разработанных зависимостей, достаточно просто формируется математическая модель МП для определения выходных параметров слоя РМ и соответственно энергоемкости и качества выполнения процесса измельчения РМ кормоуборочным комбайном.

Литература

1. Павловский, В. К. Технологии заготовки высококачественных кормов из трав и силосных культур (рекомендации) / В. К. Поплавский. – Минск : РУП «НПЦ НАНБ по механизации сельского хозяйства», 2008. – 48 с.
2. Резник, Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н. Е. Резник. – М. : Машиностроение, 1975. – 311 с.
3. Попов, В. Б. Формирование функциональной математической модели механизма плющения растительной массы / В. Б. Попов // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – № 3. – 2007.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА КОМПОНОВОЧНОЙ СХЕМЫ СТЕНДА

П. М. Дубенецкий

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. Б. Попов

Схематично технологический процесс работы комплекса высокопроизводительного кормоуборочного КВК-800 представлен на рис. 1.

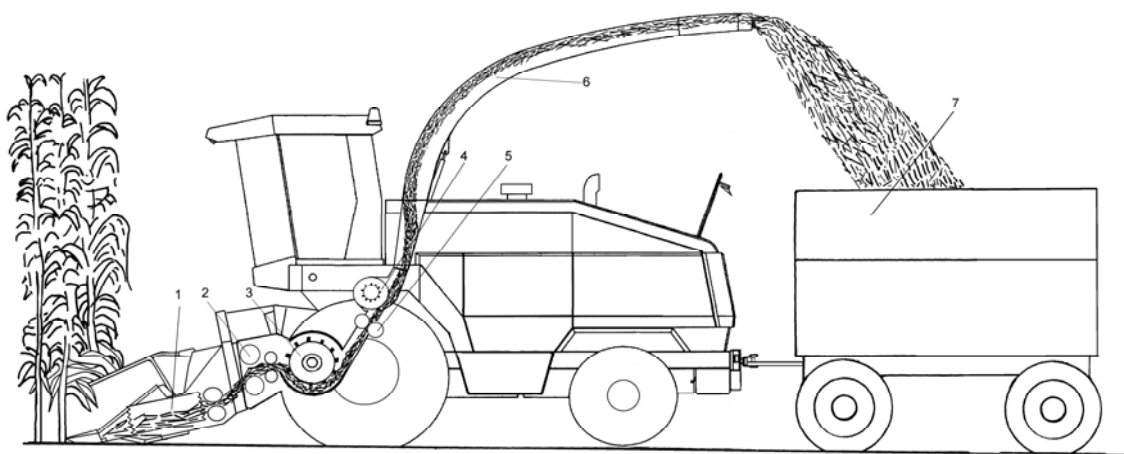


Рис. 1. Схема технологического процесса работы КВК-800:

1 – жатка для грубостебельных культур; 2 – аппарат питающий; 3 – аппарат измельчающий; 4 – ускоритель выброса массы; 5 – устройство доизмельчающее; 6 – силосопровод; 7 – транспортное средство

Технологический процесс КВК-800 с жаткой для грубостебельных культур осуществляется следующим образом: режущий аппарат жатки 1 (рис. 1) срезает растительную массу, а подающие роторы направляют ее к вальцам жатки для предварительной подпрессовки и подачи к питающему аппарату 2 самоходного измельчителя, где масса подпрессовывается и поступает в измельчающий аппарат 3 барабанного типа. Для уборки кукурузы восковой и полной спелости с измельчением зерен на измельчителе устанавливается доизмельчающее устройство 5. Измельченная масса по силосопроводу 6 при помощи ускорителя выброса 4 подается в транспортное средство 7.

В работе анализируется функционирование рабочих органов КВК-800 и исследуется характер движения измельченной массы на участке от измельчающего барабана до ускорителя выброса при различных углах наклона питающе-измельчающего аппарата самоходного измельчителя КВК-800. Слабая несущая способность почвы приводит к погружению в нее колес КВК-800 на глубину до 200 мм, из-за чего происходит изменение взаимной ориентации рабочих органов, что провоцирует периодические забивания срезанной растительной массой технологического тракта и простои комплекса.

Испытательный стенд должен наиболее полно имитировать работу комбайна в реальных полевых условиях и соответствовать основным параметрам и техническим характеристикам КВК-800: пропускная способность 35 кг/с, расчетная длина резки измельчающего аппарата от 5 до 26 мм, частота вращения барабана – 1200 об/мин, максимальная толщина слоя растительного материала, перерезаемого ножами барабана, – 134 мм, производительность измельчающего аппарата комплекса – 35 кг/с, степень разрушения зерен кукурузы в фазе восковой спелости не менее 96 % т. д.

Разработка стенда для исследования технологического тракта (рис. 2) позволяет производить испытания по исследованию рабочих органов комбайна непосредственно на предприятии. Тем самым снижаются затраты на транспортировку комплекса на испытательную базу и ускоряется процесс выявления и устранения недостатков.



Рис. 2. Общий вид стенда для исследований технологического тракта

На рис. 3 представлены варианты части технологического тракта КВК-800.

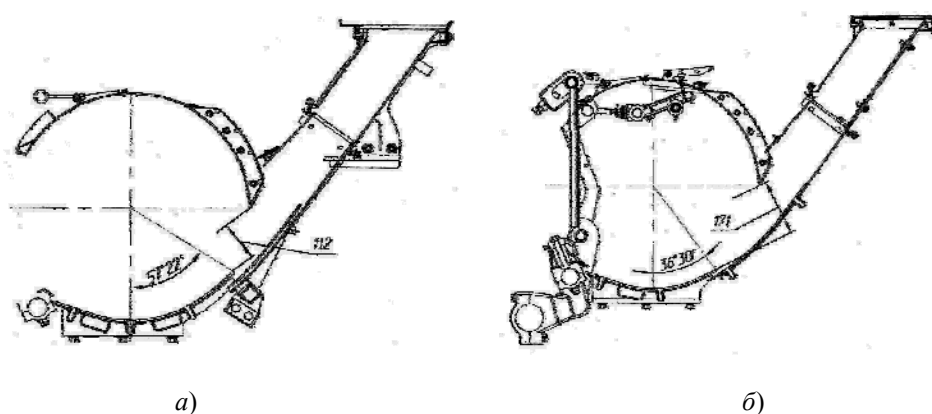


Рис. 3. Часть технологического тракта кормоуборочного комплекса:
а – базовый; б – модернизированный

Из рис. 3 видно, что угол между вертикальной осью измельчающего барабана и торцом поддона в базовом исполнении равен $57^{\circ}22'$, а расстояние по касательной ширины приема измельченной массы приемной камерой составляет 112 мм.

Согласно расчетной схеме (рис. 4) на срезанную ножом растительную массу действуют следующие силы:

– центробежная сила $F_{ц}$, направленная от центра вращения измельчающего барабана, которая раскладывается на две составляющие, действующие вдоль ножа – F_1 и перпендикулярно его поверхности F_2 ;

– кориолисова сила K , направленная перпендикулярно поверхности ножа в сторону противоположную вращению измельчающего барабана;

– сила трения $F_{тр}$ образованная действием кориолисовой силы и одной из составляющих центробежной силы, направленной перпендикулярно поверхности ножа.

Дифференциальное уравнение движения срезанной растительной массы по поверхности ножа имеет следующий вид:

$$m\ddot{x} = F_1 - F_{тр}.$$

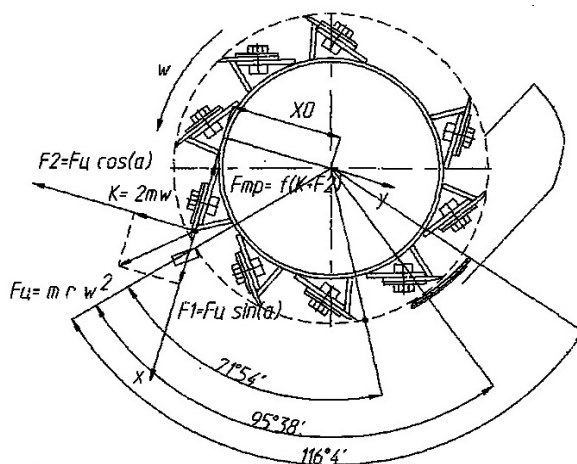


Рис. 4. Силы, перемещающие растительную массу по лезвию ножа

В результате решения дифференциального уравнения было найдено уравнение движения срезанной растительной массы по поверхности ножа и определено время, соответствующее сходу срезанной растительной массы с поверхности ножа, равное 0,098 с. За это время нож измельчающего барабана успеет повернуться на угол, равный $71,9^{\circ}$ – угол схода срезанной растительной массы. Угол, образуемый поддоном, составляет (рис. 4) $116^{\circ}4'$, поэтому срезанная масса часто поступает на второй круг, что влечет за собой вероятное забивание технологического тракта. На основе выполненных расчетов были внесены изменения в конструкцию поддона измельчающего барабана и приемной камеры (рис. 3, б). Опытный образец был испытан на стенде, в том числе с имитацией погружения комплекса в почву на 200 мм.

Если предположить, что срезанная растительная масса в процессе сложного движения в момент схода с поверхности ножа приобретает кинетическую энергию, достаточную для ее выброса в силосопровод, то в случае дополнительного наклона поддона измельчающего барабана и приемной камеры оставшийся запас по углу по-

ворота ножа измельчающего барабана можно считать достаточным для обеспечения техпроцесса выброса массы.

Применение стенда для исследования работы технологического тракта кормоуборочного комбайна КВК-800 подтвердило эффективность внедрения в производство конструкции поддона измельчающего аппарата и приемной камеры (рис. 3, б), спроектированных на основании теоретических исследований и расчетов. Использование стенда значительно снизило затраты денежных средств и времени на испытания в сравнении с испытаниями, проведенными в полевых условиях. Показана целесообразность использования стенда данной конструкции (рис. 2) для испытаний как всего технологического тракта комбайна, так и для испытаний модернизированных рабочих органов для оценки их работы и оптимизации конструкции непосредственно в лабораторных условиях.

Литература

1. Павловский, В. К. Технологии заготовки высококачественных кормов из трав и силосных культур (рекомендации) / В. К. Павловский. – Минск : РУП «НПЦ НАНБ по механизации сельского хозяйства», 2008. – 48 с.
2. Резник, Н. Е. Силосоуборочные комбайны. Теория и расчет / Н. Е. Резник. – М., 1964. – С. 27.

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТОРЦОВОЙ ФРЕЗЫ НА ХАРАКТЕР ОБРАБОТАННОЙ ПОВЕРХНОСТИ

О. А. Лапко

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель М. И. Михайлов

Как известно, причиной образования неровностей на фрезерованной поверхности являются трахоидальные траектории относительного рабочего движения режущих кромок смежных зубьев фрезы [1].

Траектория точки зуба фрезы при обработке описывается следующей системой уравнений [1], [2]:

$$x = \frac{S_0}{2\pi}t \pm \frac{D}{2} \sin\left(t \pm k \frac{\pi}{n}\right); \quad (1)$$

$$y = \frac{S_0}{2\pi}t \pm \frac{D}{2} \cos\left(t \pm k \frac{\pi}{n}\right), \quad (2)$$

где S_0 – подача на оборот, мм/об; D – диаметр фрезы, мм; t – центральный угол; k, n – целое число.

Для анализа обработанных поверхностей траекторию движения зубьев фрезы, задавали конкретными параметрами фрезерования: $S_0 = 0,8$ мм/об; $D = 70$ мм; $Z = 4$.

Известны формулы шероховатости при фрезеровании без учета биения зубьев (3) и с учетом их биения (4):

$$R_z = \frac{(S_z)^2}{8r}, \text{ мм}, \quad (3)$$

где S_z – подача на зуб фрезы, мм/зуб, r – радиус фрезы, мм.

$$R_z = \frac{z \cdot S_z}{8(r + e)}, \text{ мм}, \quad (4)$$

где z – число зубьев фрезы; e – смещение зуба фрезы.

По вышеприведенным уравнениям (1), (2) была построена траектория зубьев фрезы, когда все 4 зуба одинаковы, т. е. без биения. В результате получили неровности поверхности, равные 0,14 мкм.

Далее была построена траектория зубьев фрезы, когда любой один зуб с биением +20 мкм (рис. 1, а).

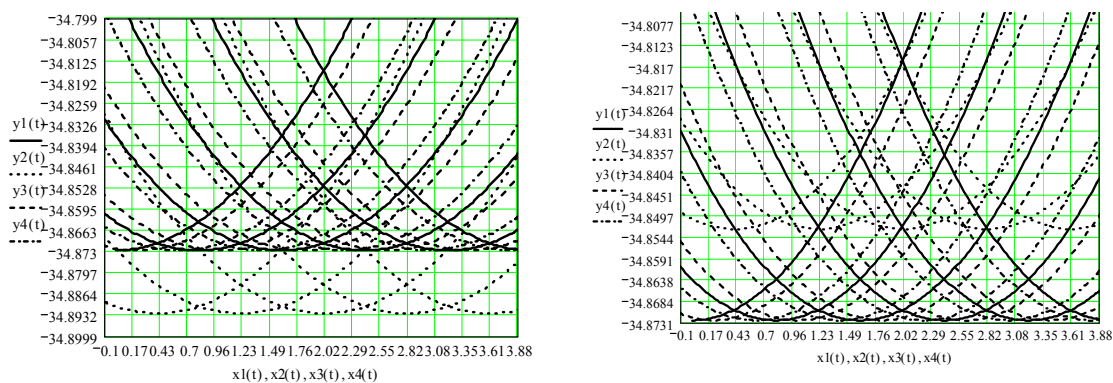
В результате высота неровностей равна 2,225 мкм. Этот вариант аналогичен тому, в котором три зуба имеют биение – 20 мкм, в результате высота неровностей равна 2,35 мкм.

В результате графических построений величина неровностей уточнилась.

В формуле расчета шероховатости не учитывается биение нескольких зубьев одновременно, но графически построить эти варианты возможно.

Приняли фрезу с четырьмя зубьями и учли их радиальное биение, равное 20 мкм (анализируя все возможные случаи: биение двух смежных зубьев, биение через зуб, биение трех любых зубьев).

Третий рассмотренный вариант: также любой один зуб, но с биением –20 мкм (рис. 1, б), в результате высота неровностей равна 0,576 мкм. Этот вариант аналогичен тому, в котором три зуба имеют биение +20 мкм, в результате высота неровностей равна 0,566 мкм.



а)

б)

Рис. 1. Траектория зубьев фрезы:

а – с биением одного зуба +20 мкм; б – с биением одного зуба –20 мкм

Четвертый рассмотренный вариант: два рядом стоящих зуба имеют биение +20 мкм (рис. 2, а).

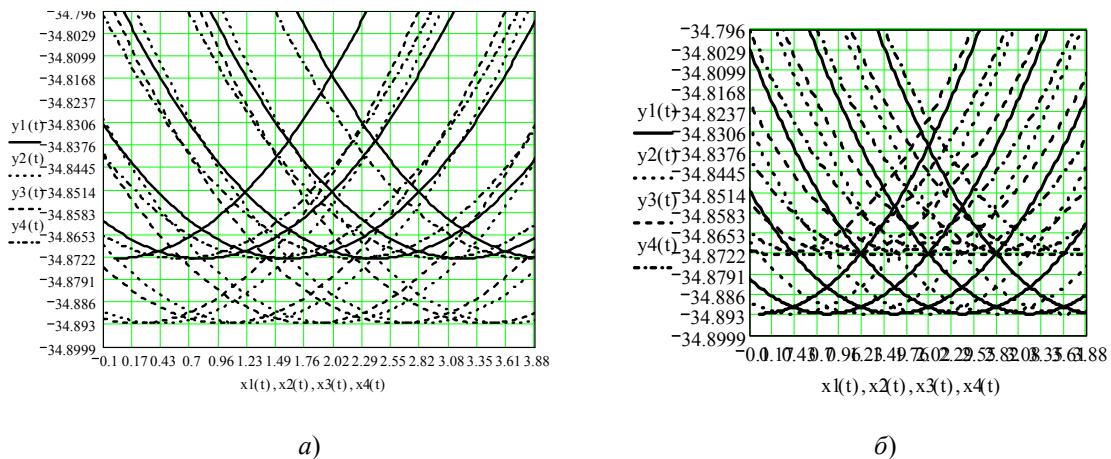


Рис. 2. Траектория зубьев фрезы:
 а – два рядом стоящих зуба имеют биение +20 мкм;
 б – два смежных зуба имеют биение +20 мкм

В результате получили неровности поверхности, равные 1,288 мкм.

Пятый рассмотренный вариант: также два рядом стоящих зуба имеют биение – 20 мкм, в результате высота неровностей равна 1,3 мкм. Данный вариант практически аналогичен тому, в котором два других зуба имеют биение +20 мкм.

Шестой рассмотренный вариант: также два зуба, но уже не рядом стоящие, а через один имеют биение +20 мкм (рис. 2, б), в результате высота неровностей равна 0,446 мкм.

Седьмой рассмотренный вариант: также два зуба не рядом стоящие, а через один имеют биение –20 мкм, в результате высота неровностей равна 0,446 мкм.

После построений графиков мы можем измерить толщину срезаемого слоя в зависимости от угла поворота зуба фрезы.

По формуле (5) толщина срезаемого слоя равна:

$$a_{\max} = S_z \cdot \sin(Q), \quad (5)$$

где S_z – подача на зуб фрезы, мм/зуб; Q – угол поворота зуба фрезы.

Сравниваем расчетное значение толщины срезаемого слоя с измеренным графически (рис. 3, а).

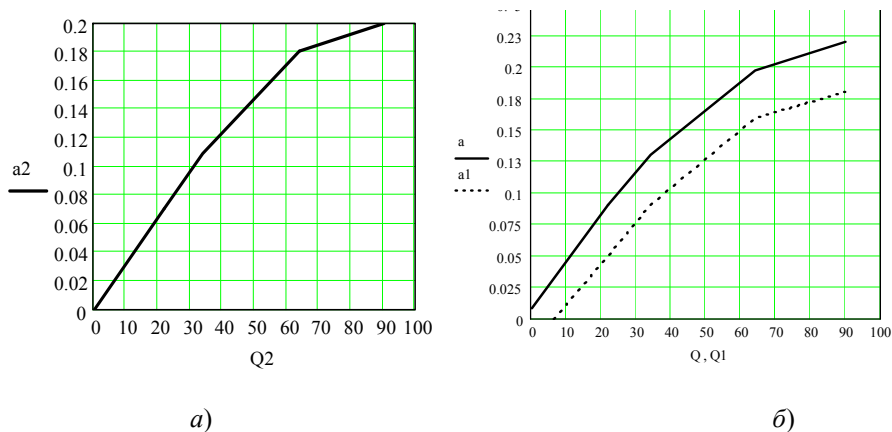


Рис. 3. Графики зависимости толщины срезаемого слоя от угла поворота фрезы:
 а – без биения зубьев; б – с биением одного зуба

Из рис. 3 видно, что при увеличении угла поворота фрезы толщина срезаемого слоя увеличивается (рис. 3, а). Если сравнить оба графика, то видно, что толщина срезаемого слоя при одном и том же угле поворота зуба фрезы больше на графике с учетом биения одного зуба.

Заключение. Численный метод позволяет изучить траекторию зубьев фрезы и учесть радиальное биение каждого зуба на остаточную шероховатость. Данный метод также позволяет определить влияние радиального биения на толщину срезаемого слоя a , т. е. нагрузку, действующую на зуб. Сравнивая с типовым методом определения шероховатости, при условии, если один зуб имеет радиальное биение 20 мкм, получаем, что значение шероховатости отличается в 1,3 раза. Сравнивая с типовым методом определения толщины срезаемого слоя, не учитывая радиальное биение, получаем, что значение толщины срезаемого слоя отличается в 1,05 раза.

Литература

1. Михайлов, М. И. Сборный металлорежущий механизированный инструмент: ресурсосберегающие модели и конструкции / М. И. Михайлов ; под ред. Ю. М. Плескачевского. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2008.
2. Леонов, С. Л. Обеспечение геометрических параметров качества деталей на основе прогнозирования законов распределения методами имитационного стохастического моделирования / С. Л. Леонов, 2009.

АНАЛИЗ ТОЧНОСТИ ТОКАРНОГО МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА С ЧПУ

А. С. Кучин

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель М. И. Михайлов

Цель данной работы заключается в выборе оптимальной компоновки многоцелевого токарного станка. В качестве базового выбран многоцелевой токарный станок с ЧПУ (рис. 1, а).

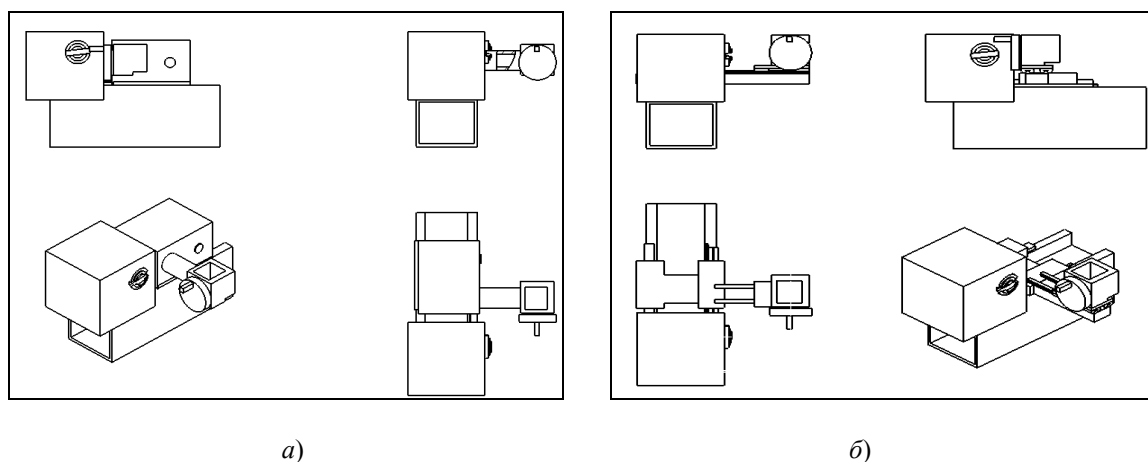


Рис. 1. Анализируемые варианты компоновок

На первом этапе произведем статический анализ компоновки. В первом варианте (рис. 1, а) инструментальная головка закреплена на трубе. Во втором варианте (рис. 1, б) инструментальная головка закреплена на крестовом столе.

Для оценки статической точности данных компоновок произвели расчет перемещений их консольно выступающих частей.

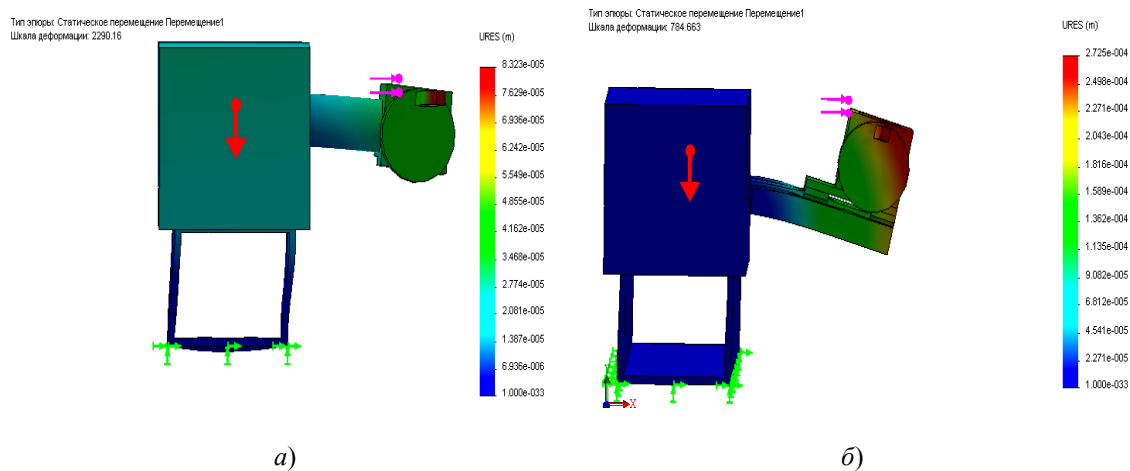


Рис. 2. Эпюры перемещений

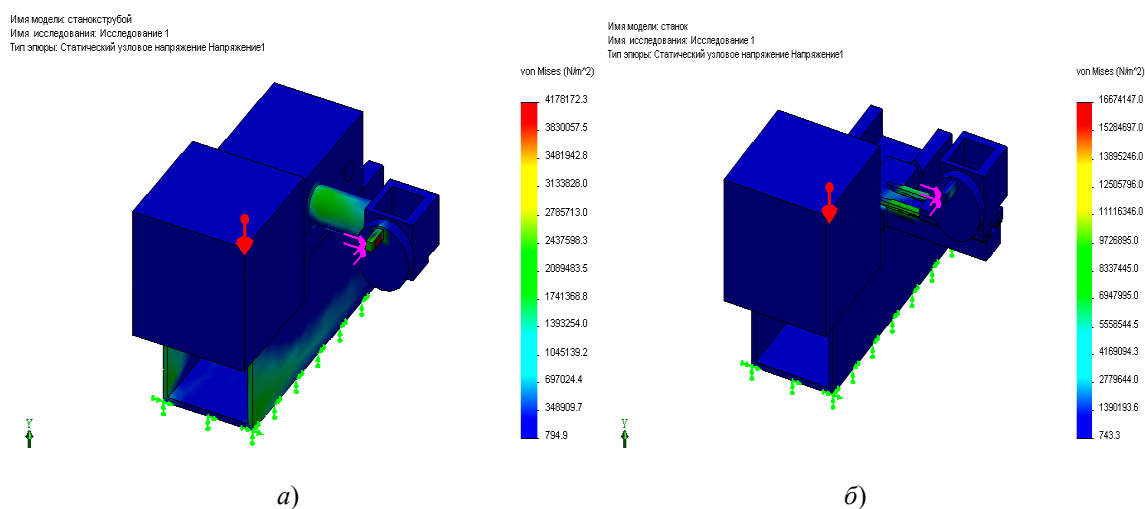


Рис. 3. Эпюры напряжений

Как видно на рис. 2, а при креплении инструментальной головки на трубе перемещения примерно в 3,6 раза меньше чем при креплении на крестовом столе (рис. 2, б).

Кроме того, был произведен расчет напряжений. На рис. 3, а видно, что при креплении головки на трубе напряжения будут примерно в 3 раза меньше, чем при креплении на крестовом столе (рис. 3, б).

Так же проведем размерный анализ компоновок.

На рис. 4 изображена размерная цепь при креплении головки на трубе.

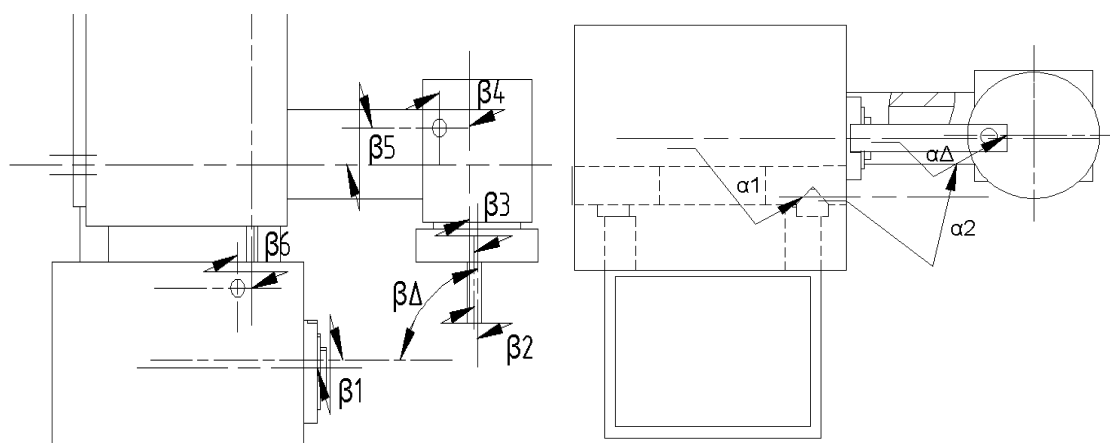


Рис. 4. Цепь перекосов первого варианта:

β_{Δ} – отклонение от параллельности оси инструмента относительно оси заготовки; β_1 – перекося оси заготовки относительно оси патрона; β_2 – перекося оси инструмента относительно оси крепежного отверстия; β_3 – перекося оси крепежного отверстия относительно оси диска; β_4 – перекося оси диска относительно оси штифта; β_5 – перекося оси штифта относительно оси стола; β_6 – перекося направляющих относительно штифта; β_7 – перекося оси штифта относительно оси патрона; α_{Δ} – отклонение от параллельности оси инструмента от оси заготовки; α_1 – отклонение от параллельности оси патрона и оси направляющих; α_2 – отклонение от параллельности оси направляющих и направляющей трубы

На рис. 5 представлена размерная цепь при креплении заготовки на трубе.

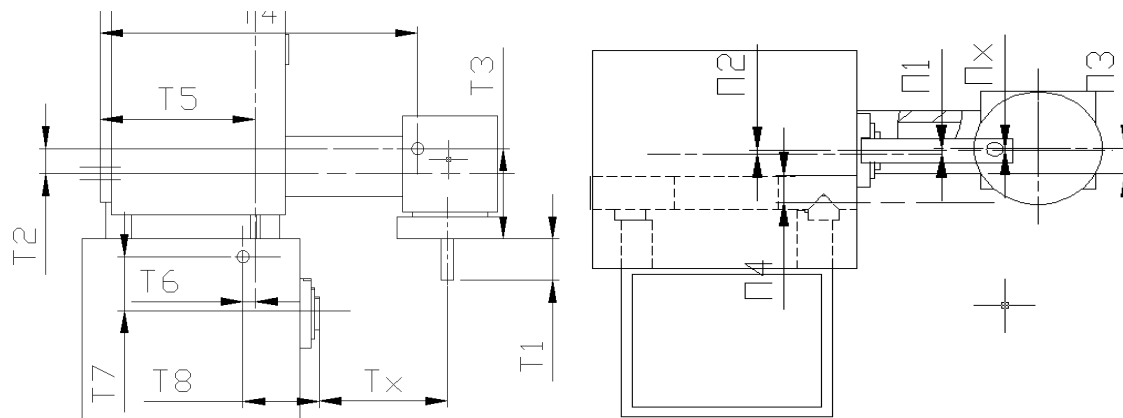


Рис. 5. Размерная цепь первого варианта:

T_x – расстояние от базы заготовки до режущей кромки инструмента; T_1 – расстояние от режущей кромки инструмента до диска; T_2 – расстояние от штифта до центра подшипника; T_3 – расстояние от диска до штифта; T_4 – расстояние от штифта до середины подшипника; T_5 – расстояние от середины подшипника до направляющих; T_6 – расстояние от направляющих до штифта; T_7, T_8 – расстояние от штифта до патрона; P_x – отклонение оси инструмента от оси заготовки; P_1 – расстояние от оси инструмента до оси диска; P_2 – расстояние от оси заготовки до оси патрона; P_3 – расстояние от направляющей трубы до оси диска; P_4 – расстояние от направляющих до трубы

На рис. 6 изображена размерная цепь при креплении головки на крестовом столе.

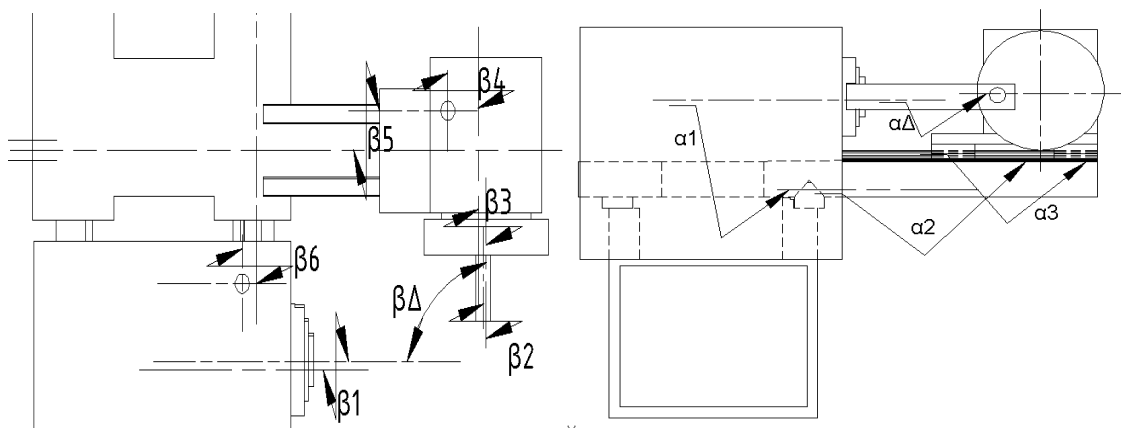


Рис. 6. Цепь перекосов второго варианта:

β_{Δ} – перекося оси инструмента относительно оси заготовки; β_1 – перекося оси заготовки относительно оси патрона; β_2 – перекося оси инструмента относительно оси крепежного отверстия; β_3 – перекося оси крепежного отверстия относительно оси диска; β_4 – перекося оси диска относительно оси штифта; β_5 – перекося оси штифта относительно оси стола; β_6 – перекося направляющих относительно штифта; β_7 – перекося оси штифта относительно оси патрона; α_{Δ} – отклонение от параллельности оси инструмента от оси заготовки; α_1 – отклонение от параллельности оси патрона и оси направляющих; α_2 – отклонение от параллельности оси направляющих и стола; α_3 – отклонение от параллельности кареток

На рис. 7 представлена размерная цепь при креплении заготовки на крестовом столе.

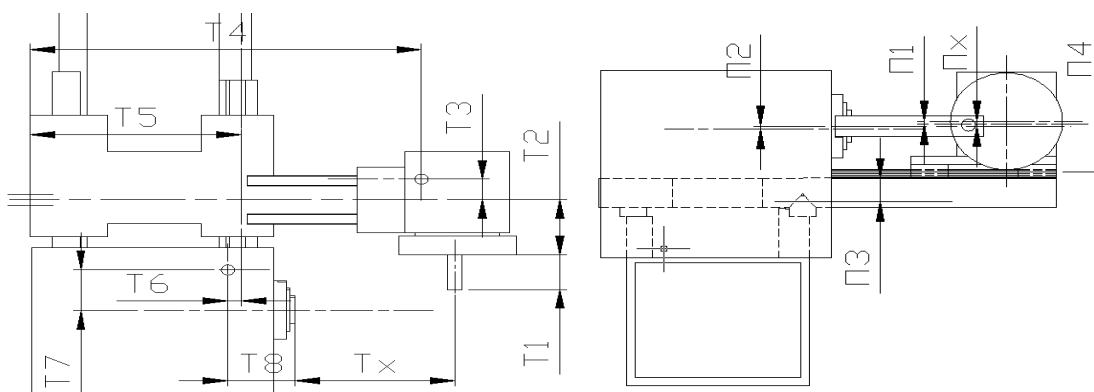


Рис. 7. Размерная цепь второго варианта:

T_x – расстояние от базы заготовки до режущей кромки инструмента; T_1 – расстояние от режущей кромки инструмента до диска; T_2 – расстояние от штифта до центра подшипника; T_3 – расстояние от диска до штифта; T_4 – расстояние от штифта до середины подшипника; T_5 – расстояние от середины подшипника до направляющих; T_6 – расстояние от направляющих до штифта; T_7, T_8 – расстояние от штифта до патрона

Как видно из приведенных расчетных схем, цепь перекосов первого варианта компоновки (рис. 4) содержит 10 звеньев, а цепь перекосов второго варианта компоновки (рис. 6) содержит на одно звено больше.

Согласно проведенному анализу первый вариант компоновки (рис. 1, а) обеспечивает большую точность обработки и поэтому более предпочтителен.

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СОЕДИНИТЕЛЬНО-МОНТАЖНОГО КОРПУСА ГИДРОБЛОКОВ УПРАВЛЕНИЯ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

П. В. Асос, В. В. Ковалев

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. В. Пинчук

В настоящее время гидропривод является одним из основных средств автоматизации и механизации различных технологических процессов. Широко применяется гидропривод в современных металлорежущих и деревообрабатывающих станках, прессах, особенно в шлифовальных, агрегатных и некоторых других. Приводы машин, как правило, состоят из наукоемких компонентов: нормализованных аппаратов и агрегатов, серийно изготавливаемых специализированными заводами. Расширение использования гидропривода привело к качественным изменениям в конструкциях гидрооборудования и принципах построения приводов. Возникшее противоречие между возрастающим объемом и сложностью конструкторских работ по проектированию новых машин и оборудования и необходимостью постоянного сокращения сроков их создания и внедрения потребовало иных подходов при конструировании и изготовлении гидроблоков управления (ГУ) приводов. Наиболее полно современным требованиям развития машиностроения соответствует агрегатно-модульная система их построения, обеспечивающая реализацию различных видов машин и оборудования на основе унифицированных узлов. Для создания агрегатно-модульных ГУ, занимающих основное место в приводах технологических машин, используются унифицированные функциональные блоки типа БФ [1]. Блоки БФ разработаны на основе стандартизированных гидроаппаратов, а унификация их присоединительных размеров осуществлена за счет переходных плит, закрепляемых к стыковой плоскости каждого из аппаратов, что значительно ухудшает показатели материало- и энергоемкости ГУ, в связи с этим обоснование и оптимизация геометрических параметров присоединительных размеров системы компонентов для агрегатно-модульного конструирования ГУ позволит уменьшить их материало- и энергоемкость, повысить качество проектов.

Оптимальное проектирование компонентов (узлов, агрегатов) можно рассматривать в рамках общих моделей оптимизации машин, как решение, оптимизирующее общий критерий [2].

Для решения задачи по разработке геометрических параметров присоединительных размеров компонентов агрегатно-модульных ГУ требуется создание математической модели, устанавливающей связь критериев оптимальности с пространственной компоновкой ГУ.

Для определения оптимальной формы монтажного корпуса общий критерий оптимальности X , исходя из задачи многокритериальной оптимизации ГУ, запишем в следующем виде:

$$x = \left(C_1 \frac{\Delta p}{\Delta p_N} + C_2 \frac{V}{V_N} + C_3 \frac{S}{S_N} + C_4 \frac{\Delta p_3}{\Delta p_{N3}} \right) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 – коэффициенты важности критериев; $\Delta p, \Delta p_3$ – гидравлические потери давления в каналах соответственно d, d_3 ; $V_N, S_N, \Delta p_N, \Delta p_{N3}$ – нормирующие множители, приводящие показатели $V, S, \Delta p, \Delta p_3$ к единому виду.

$$V = a^2 \cdot b; \quad S = 4 \cdot a \cdot b; \quad \Delta p = \lambda \left(\frac{b}{d} \right) \frac{8 \cdot \rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4}; \quad \Delta p_3 = \lambda \left(\frac{a}{d_3} \right) \frac{8 \cdot \rho \cdot Q_3^2}{\pi^2 \cdot d_3^4};$$

$$a_N = 3 \cdot d; \quad b_N = 2 \cdot d_3;$$

$$V_N = 18 \cdot d^2 \cdot d_3;$$

$$S_N = 24 \cdot d \cdot d_3;$$

$$\Delta p_N = \lambda \left(\frac{2 \cdot d_3}{d} \right) \frac{8 \cdot \rho \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4};$$

$$\Delta p_3 = \lambda \left(\frac{3 \cdot d}{d_3} \right) \frac{8 \cdot \rho \cdot Q_3^2}{\pi^2 \cdot d_3^4}.$$

$$a = \sqrt{2} \cdot kd \left(1 + \sqrt{\frac{P_{\text{НОМ}}}{[\sigma]}} \right) + \sqrt{2} \Delta + 2(\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3) + d_3; \quad (2)$$

$$b = b_1 + d_1 + 2\Delta = k_1 d_3 \left(1 + 2 \sqrt{0,25 + 8 \frac{P_{\text{НОМ}}}{[\sigma]}} + \sqrt{\frac{P_{\text{НОМ}}}{[\sigma]}} \right) - 2kd \sqrt{2 + 0,125 \frac{P_{\text{НОМ}}}{[\sigma]}} + \Delta - \Delta_1 - 2\Delta_3. \quad (3)$$

Зависимость (1) является математической моделью формы монтажного корпуса, исследование которой позволяет установить оптимальные пространственные компоновки ГУ. Произвольный вариант компоновки ГУ можно представить, как это изображено на рис. 1.

$$x = \left(\frac{C_1 \cdot a^2 \cdot b}{18 \cdot d^2 \cdot d_3} + \frac{C_2 \cdot a \cdot b}{6 \cdot d_3 \cdot d} + \frac{C_3 \cdot b}{d_3} + \frac{C_4 \cdot a}{3 \cdot d} \right) \rightarrow \min; \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} x = & \left[\frac{C_1}{18 \cdot d^2 \cdot d_3} \left(k_1 \cdot d_3 \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \left(\frac{1}{\sqrt{2}} + 1 \right) \right) + 2 \cdot \Delta_3 + (1 + \sqrt{2}) \Delta \right) \times \right. \\ & \times \left(d + d_3 + \frac{k_1 \cdot d_3}{\sqrt{2}} \left(1 + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \right) + 2 \cdot k \cdot d \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2 \cdot [\sigma]}} + 4 \cdot \Delta_3 + 2 \cdot \Delta_2 + 2 \cdot \Delta_1 + \sqrt{2} \cdot \Delta \right)^2 + \\ & + \frac{C_2}{6 \cdot d_3 \cdot d} \left(k_1 \cdot d_3 \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \left(\frac{1}{\sqrt{2}} + 1 \right) \right) + 2 \cdot \Delta_3 + (1 + \sqrt{2}) \Delta \right) \times \\ & \times \left(d + d_3 + \frac{k_1 \cdot d_3}{\sqrt{2}} \left(1 + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \right) + 2 \cdot k \cdot d \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2 \cdot [\sigma]}} + 4 \cdot \Delta_3 + 2 \cdot \Delta_2 + 2 \cdot \Delta_1 + \sqrt{2} \cdot \Delta \right) + \\ & + \frac{C_3}{2 \cdot d_3} \left(k_1 \cdot d_3 \left(1 + \frac{1}{\sqrt{2}} + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \left(\frac{1}{\sqrt{2}} + 1 \right) \right) + 2 \cdot \Delta_3 + (1 + \sqrt{2}) \Delta \right) + \\ & \left. + \frac{C_4}{3 \cdot d} \left(d + d_3 + \frac{k_1 \cdot d_3}{\sqrt{2}} \left(1 + \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{[\sigma]_1}} \right) + 2 \cdot k \cdot d \sqrt{\frac{p_{\text{НОМ}}}{2 \cdot [\sigma]}} + 4 \cdot \Delta_3 + 2 \cdot \Delta_2 + 2 \cdot \Delta_1 + \sqrt{2} \cdot \Delta \right) \right] \rightarrow \min. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В результате установлено, что адекватное реальности описание проблемы оптимального конструирования ГУ содержит совокупность признаков совершенства входящих функциональных блоков. При этом обеспечение одновременно наилучшего значения всех показателей блоков недостижимо.

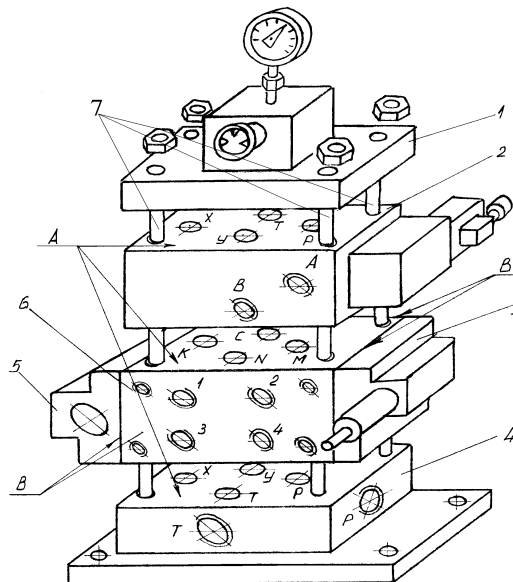


Рис. 1. Гидроблок управления:

- 1 – блок замыкающий переключателя манометра; 2 – блок распределителя;
 3 – блок присоединительный; 4 – блок замыкающий подвода;
 5 – блок присоединительный; 6 – соединительно-монтажный модуль;
 7 – стяжные шпильки

Исходя из необходимости обеспечить собираемость ГУ блоки должны иметь присоединительные размеры, позволяющие выполнить это требование. То есть присоединительные размеры различных блоков должны совпадать при их монтаже в ГУ по приведенным на рис. 1 ориентированным плоскостям: горизонтальным *A* и вертикальным *B*. По плоскостям *A* соединяются между собой замыкающие блоки (БЗ), блоки распределителей (БР) и соединительно-монтажные модули (СММ), по плоскостям *B* – СММ и гидроаппараты – присоединительные блоки (БП) [1]. Из этого следует, что оптимизация присоединительных размеров по этим двум плоскостям приводит к оптимизации ГУ в целом [6]. Как следует из рис. 1, обе эти плоскости присутствуют только на СММ и создают его форму, в то время как остальные блоки имеют только по одной плоскости – либо *A*, либо *B*. Фактически разработка присоединительных размеров СММ является основой для повторения размеров и разработки БЗ, БР, БП.

Литература

1. Пинчук, В. В. Синтез гидроблоков управления на основе унифицированной элементной базы / В. В. Пинчук. – Минск : Технопринт, 2001. – 140 с.
2. Альгин, В. Б. Проектирование оптимальных машин и проблема ресурса / В. Б. Альгин // *Соврем. методы проектирования машин.* – 2004. – Т. 1, вып. 2. – С. 93–100.
3. Пинчук, В. В. Методологические основы инженерного синтеза гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // *Материалы, технологии, инструмент.* – 2004. – № 4. – С. 41–43.
4. Пинчук, В. В. Оптимальное проектирование элементов агрегатного набора гидроблоков управления / В. В. Пинчук, А. В. Лифанов // *Материалы, технологии, инструмент.* – 2005. – Т. 10, № 3. – С. 49–51.
5. Альтшуль, А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. – М. : Недра, 1976. – 215 с.
6. Пинчук, В. В. Проектирование унифицированных функциональных блоков / В. В. Пинчук, Н. В. Кислов // *Весці нацыянальнай акадэміі навук Беларусі.* – 2001. – № 2. – С. 63–68. Сер. фізіка-тэхн. навук.

АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН КАК НАПРАВЛЕНИЕ СНИЖЕНИЯ ЗАТРАТ НА УБОРКУ

А. М. Минченко

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научные руководители: В. Б. Попов, И. Н. Ридецкая

Управление большим хозяйством – это сложная задача, требующая серьезных затрат и умений. Значительный парк техники и огромное количество полей требует постоянного мониторинга, а также совершенствования автовождения сельскохозяйственных агрегатов.

Данная система управления позволяет машине двигаться более точно – по прямой, гнутым профилям или по кругу. Система автовождения держит машину и поддерживает агрегат на курсе, параллельном ориентиру. Интеллектуальное руководство весьма эффективный способ оптимизации процесса и прямых расходов на поле. Во время туманов, запыленности, после наступления темноты система позволяет не останавливаться и оставаться точно на треке.

Сложность автоматизации вождения сельскохозяйственных машин во многом обусловлена следующими особенностями работы сельскохозяйственного агрегата:

мобильностью средств производства, т. е. обрабатываемый материал (почва, возделываемые культуры) неподвижен, а перемещаются средства производства переменчивостью внешних условий, зависящих от погоды, времени года и т. д.; неоднородностью почвы, которая является главным обрабатываемым материалом; сложностью рельефа обрабатываемых полей; состоянием базовых линий-борозд, маркерных следов, междурядий и др.

Вождение сельскохозяйственных машин можно автоматизировать, используя космические навигационные системы. После установки на технику приемника, постоянно получающего сигналы о местоположении навигационных спутников и расстояниях до них. Приемные устройства, обеспечивающие связь со спутниками и определяющие координаты, называются GPS-приемниками (Global Positioning System – система глобального позиционирования).

Весь процесс управления автоматизирован. Механизатору нужно следить за препятствиями на пути и брать управление на себя в конце ряда, когда нужно развернуться.

Чтобы повысить точность, необходимо использовать дифференциальный сервис. Сигнал передается по каналам геостационарных телекоммуникационных спутников и позволяет достигать 15–30-сантиметровой точности прокладки параллельных рядов. Его сигнал может принимать простой GPS-приемник. Система включает в себя мобильный процессор, дисплей и приемник сигнала, и для полностью автоматической работы требуется создать карту-ключ.

Встроенный приемник сигналов GPS позволяет выводить информацию о текущем местоположении по протоколу NMEA для вывода во внешние устройства. Внешний GPS-приемник AgGPS 252 позволяет увеличить точность вождения до 2,5 см.

AgGPS EZ-Guide Plus – это навигационный прибор точного управления техникой (прибор параллельного вождения), использует сигналы навигационных спутников системы GPS для точного определения текущего положения агрегата. Система обеспечивает 30-сантиметровую точность параллельного вождения, поддерживает прямые, изогнутые и круговые шаблоны движения.

Система автоматического управления AgGPS EZ-Steer использует данные, поступающие от системы точного вождения AgGPS EZ-Guide Plus, для управления специальным электрическим мотором, соединенным с помощью фрикционного ролика с рулевым колесом транспортного средства. Программное обеспечение AgGPS EZ-Mark добавляет возможность записывать и визуализировать данные. Полевой компьютер AgGPS 170 превращает систему AgGPS EZ-Guide Plus в полноценный инструмент для сбора и использования полевых данных. Система AgGPS Autopilot DGPS добавляет системе AgGPS EZ-Guide Plus функцию автоматического вождения.

Дооснащение EZ-Guide Plus полевым компьютером AgGPS 170 превращает его в прибор, позволяющий принимать обоснованные управленческие решения в процессе механизированных работ и значительно расширяет возможности записи и хранения информации, картирования поля, процесса контроля, мониторинга, нормирования, взятия пробы почвы. Использование AgGPS 170 дает дополнительные возможности:

- расширения свойств вождения, такие как отслеживание движения;
- использования высокоточного GPS RTK для записи топографической информации, которая пригодна для просмотра и анализа в прикладных программных пакетах ГИС;
- поддержки различных приложений по контролю над выполнением нормы, запись информации по которому осуществляется в различные сопутствующие приложения;

- импортирования карты, границы полей;
- экономии времени вследствие использования ордеров на выполнение операций, которые позволяют операторам тракторов просто выбирать уже спланированные заранее операции;
- использования встроенных портов для подключения периферийных устройств и сенсоров.

Дооснащение навигационного прибора EZ-Guide Plus автопилотом AgGPS позволяет осуществлять автоматическое вождение по прямым рядам и работать на большинстве тракторов и опрыскивателей.

Программно-стабилизирующие системы позволяют максимально приблизить действительную траекторию движения сельскохозяйственного агрегата к заданной.

Чувствительные элементы системы копируют заданную траекторию (предварительно проложенную борозду, проволоку, рядки растений и др.) и формируют ошибку рассогласования между ней и действительным направлением движения. На основании этой информации производится управляющее воздействие на агрегат. Такие системы могут использоваться при выполнении практически всех основных полевых работ.

При отклонении сельскохозяйственной машины от заданной траектории поворачивается щуп, прижимаемый пружиной к стенке борозды, и замыкает контакты контактной головки. Под действием включенного с помощью контактной головки электромагнита перемещается золотник, направляющий поток масла в ту или иную полость гидроцилиндра. Перемещение поршня через рейку, зубчатый сектор, поворотный вал и рулевую трапецию преобразуется в поворот направляющих колес. Одновременно с поворотом колес, при котором устраняется рассогласование между заданной и действительной траекториями движения, происходит поворот контактной головки в нейтральное положение. Это осуществляется благодаря рычагу и тяге обратной связи.

Для сельскохозяйственных агрегатов отклонение от траектории движения в большинстве случаев существенно ограничено. Так, при междурядной обработке по агротехническим требованиям не допускается отклонение рабочих органов сельскохозяйственных машин более чем на ± 5 см.

Если управление машиной происходит только по линейному отклонению, при появлении ошибки и подаче управляющего сигнала начнется процесс ее устранения. Когда агрегат достигнет заданной траектории, он будет иметь отклонение по курсу, причем отклонение направляющих колес в этот момент окажется максимальным. Поэтому начнется процесс перерегулирования. Когда линейное отклонение вновь достигнет определенного значения, начнется процесс ликвидации ошибки. При повторном достижении заданной траектории отклонение направляющих колес опять окажется в максимальной фазе, но с обратным знаком. Такой колебательный процесс может продолжаться бесконечно даже на малых скоростях движения.

Механизатор в процессе работы агрегата выполняет ряд функций: следит за состоянием механизмов, за качеством технологического процесса, направляет движение агрегата на гоне и поворотной полосе, опускает и поднимает рабочие органы и т. д.

Важнейшей частью любой САВ является копирующее устройство, во многом определяющее качество работы и надежность всей системы. Копирующие устройства могут быть механическими, электрическими, оптическими и др.; контактирующими с базовыми линиями и не контактирующими; с силовыми бессиловым взаимодействием с базовыми линиями (поверхностями). Необходимо применять сменные копирующие механические устройства, поскольку для выполнения сельскохозяйст-

венных процессов используются различные сельхозмашины и орудия. При этом сами процессы различаются по типу применяемых базовых линий.

Некоторые базовые линии (например, рядки растений при первой и второй междурядной культивации) не допускают даже незначительного силового их взаимодействия с копирующими устройствами, поэтому в качестве чувствительных элементов применяются емкостные, индукционные, фотооптические, лазерные, высокочастотные датчики.

В таблице приведены данные расчета экономической эффективности использования автоматического и ручного управления. За исходные данные брали поле площадью в 100 га, расход на защиту растений на 1 га составляет 400000 бел. р., расход на семенной материал на 1 га 150000 бел. р., длина гона 1 км, расход топлива на 1 га 21,69 л, стоимость топлива за 1 л 2500 бел. р., ширина захвата 8 м.

Наименование	Автоматическое управление	Ручное управление
Перекрытия на 1 гоне, м	0,05	0,9
Перекрытия со всего поля, м	62,5	1125
Дополнительные затраты при внесении удобрений, бел. р.	256000	4512000
Дополнительные затраты при внесении семенного материала, бел. р.	96000	1692000
Дополнительный расход топлива, л	13,88	239,7
Дополнительный расход топлива, бел. руб.	34704	599250
<i>Всего</i>	456112	8001750

Из таблицы видно, что при автоматическом вождении сельскохозяйственной машины перекрытия меньше, чем при ручном вождении. В результате уменьшения перекрытия экономия от уменьшения потерь урожая составляет 7545638 бел. р.

АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУШНЫХ ПОТОКОВ ВЕНТИЛЯТОРА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА КЗС-10К НА ОСНОВЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Д. В. Исаенко

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. Ф. Хиженок

Самоходный зерноуборочный комбайн является наиболее сложной и наукоемкой сельскохозяйственной машиной не только среди всех машин, разрабатываемых в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике», но, несомненно, и среди всех известных в мировой практике сельскохозяйственных машин. Наиболее важным агрегатом, определяющим производительность комбайна, является система очистки, в которой происходят сложные процессы взаимодействия различных фракций технологического продукта, находящихся под действием гравитационных сил, с воздушным потоком.

Согласно технологической схеме работы самоходного зерноуборочного комбайна (рис. 1) зерно, мякина, сбойна и колоски, просеявшиеся через отверстия подбарабана молотильного аппарата и соломотряса, поступают на ветро-решетную очистку, на которой ворох разделяется в результате совместного действия воздушного потока и решет. При этом решета, которые через системы рычагов связаны с механизмом привода очистки, поддерживают слой вороха и совместно с воздушным потоком взрыхляют его. Следовательно, одним из главных параметров, влияющих на сепарацию зерна в ветро-решетной очистке, являются конструктивные и кинематические параметры механизма привода очистки.

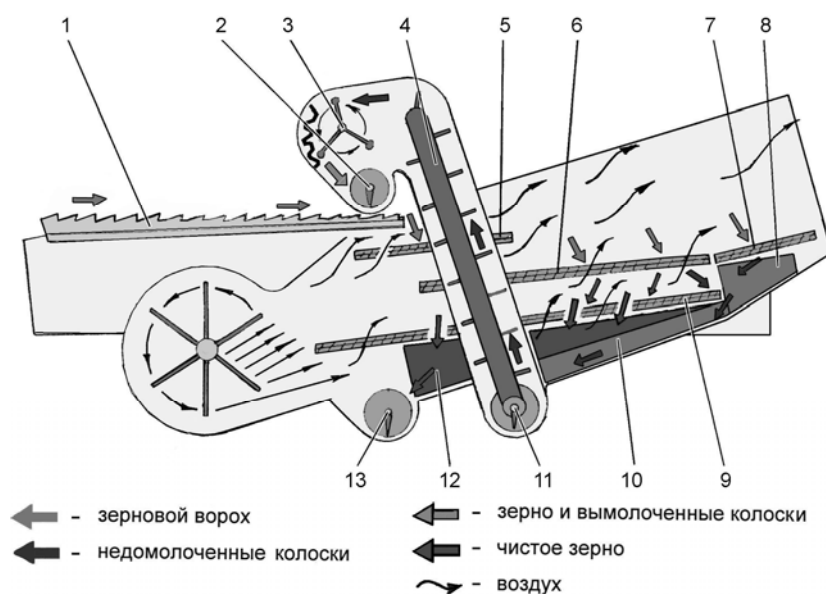


Рис. 1. Технологическая схема механизма очистки.

1 – доска стрясная; 2 – шнек распределительный; 3 – устройство домолачивающее;
 4 – элеватор колосовой; 5 – решето дополнительное; 6 – решето верхнее; 7 – удлинитель;
 8 – поддон удлинителя; 9 – решето нижнее; 10 – поддон колосовой;
 11 – шнек колосовой; 12 – поддон зерновой; 13 – шнек зерновой

Анализ параметров вентилятора производили с использованием современных расчетных компьютерных программ. Одним из таких представителей расчетных программ является SolidWorks/CosmosFlowworks. Для моделирования процессов движения воздушных потоков очистки принято использование объемных конечных элементов, используемых в программном продукте SolidWorks. Целесообразность выбора типа конечного элемента определяется степенью сложности геометрии узла и требуемой точностью решения. Наличие в программе Flowworks конечных элементов для моделирования гидро- и аэродинамики дает возможность применять численные методы для определения параметров потока, давления и температуры жидкости или газа в изучаемой зоне, например, на выходе воздушных потоков из вентилятора очистки. Решение указанных задач выполняется при помощи модуля Flowworks позволяет анализировать движение непрерывной среды, а именно определять градиент давления, распределения скоростей и температур, направление движения потока воздуха и т. д.

Адекватность расчетной модели во многом определяется точностью задания механических характеристик материала и граничных условий. Для проведения данного анализа использовались тетраэдральные и жидкостные элементы. В качестве

граничных условий использовались частота вращения вала вентилятора (75 рад/с для зерновых культур) и атмосферное противодавление на выходе.

Материалы деталей:

1) валы – сталь 40Х: модуль упругости – 214 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,26;

2) лопасти вентилятора – сталь 45: модуль упругости – 204 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,3;

3) втулки – сталь 18 ХГТ: модуль упругости – 203 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,29;

4) корпус – листовая сталь: модуль упругости – 200 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,27.

Физические свойства воздуха: плотность – $1,204 \text{ кг/м}^3$, вязкость – $1,51 (\text{м}^2/\text{с})10^{-5}$.

В связи с тем, что вентилятор состоит из двух симметрично расположенных секций, возможен анализ только одной секции, дискретизация которой представлена на рис. 2.

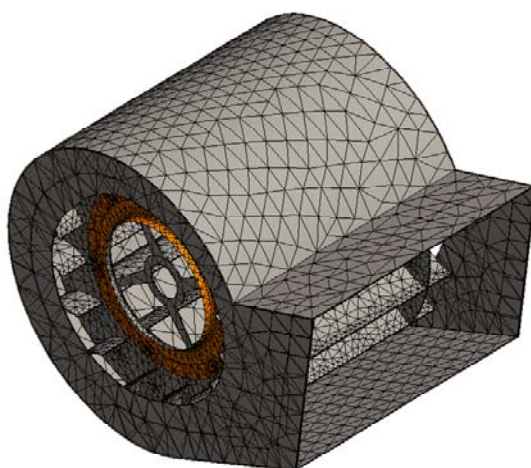


Рис. 2. Конечноэлементная дискретизация твердотельной модели секции вентилятора очистки зерноуборочного комбайна

В результате проведенных расчетов было получено распределение потоков скоростей и давлений в вентиляторе очистки зерноуборочного комбайна.

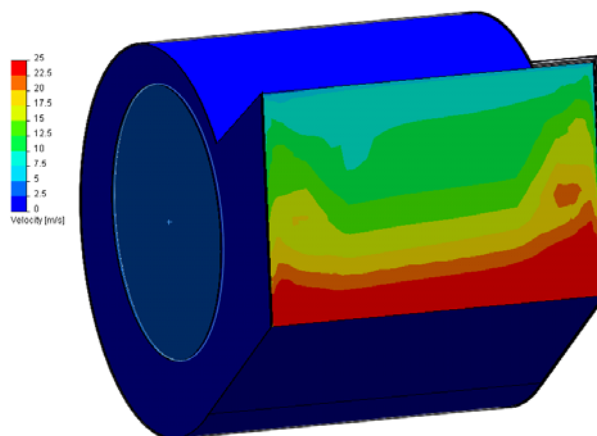


Рис. 3. Визуализация линий тока скоростей полученные во FlowSimulation

Как видно из представленных результатов, скорость потока на выходе вентилятора согласуется с данными, полученными экспериментально. Данный расчет показал адекватность расчетной 3D модели, в связи с чем можно провести дальнейшую оптимизацию размеров и параметров вентилятора очистки зерноуборочного комбайна с целью более равномерного распределения потоков скоростей и давлений воздуха.

При проектировании вентилятора очистки зерноуборочных комбайнов необходимо стремиться к равномерному распределению скоростей воздушных потоков по ширине и длине решет. В рассматриваемой конструкции системы очистки зерноуборочного комбайна КЗС-10К наблюдаются значительные отклонения величин скоростей, что может привести к некачественной очистке от примесей зерна, поступающего после очистки в зерновой бункер.

Литература

1. Каплун, А. Б. ANSYS в руках инженера : практ. рук. / А. Б. Каплун, Е. М. Морозов, М. А. Олферьева. – М. : Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.
2. Компьютерное моделирование в инженерной практике. SolidWorks / А. А. Алямовский [и др.] ; под ред. Е. Кондуковой. – СПб. : БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.
3. Метод конечных элементов и САПР / Ж. К. Сабоннадьер [и др.] ; пер. с фр. В. А. Соколова ; под ред. Э. К. Стрельбицкого. – М. : Мир, 1989. – 192 с.
4. SOLIDWORKS (Release 2006). Users Guide, 2006.

ИССЛЕДОВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ АЭРОДИНАМИКИ СИСТЕМ ОЧИСТКИ САМОХОДНЫХ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

И. А. Баран

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. Б. Попов

Зерноуборочный комбайн представляет сложную техническую систему, важную роль в которой играет система очистки, включающая вентилятор и механизм очистки, состоящий из стрясной доски и двух решетных станов. Поступающий на стрясную доску зерновой ворох (рис. 1) передается на верхний решетный стан, придающий зерновому вороху колебательные движения, а воздушный поток вентилятора при этом выдувает из него легкие примеси.

Тяжелые фракции попадают на нижний решетный стан, где сепарируются и проходят сквозь решетный стан, попадая в зерновой шнек. Крупные фракции (невымолоченные колосья) продвигаются до конца нижнего решетного стана и попадают в колосовой шнек. Из зернового шнека по элеватору и загрузному шнеку зерно попадает в бункер, а невымолоченные колосья по элеватору домолота в молотильный барабан.

От качества работы системы очистки зависят такие важные показатели зерноуборочного комбайна, как производительность, чистота бункерного зерна и его потери.

В классической компоновке технологического тракта самоходной молотилки зерно из системы очистки транспортируется с помощью систем шнеков и элеваторов в бункер находящийся сверху над очисткой (рис. 1). Модернизированная компоновка (рис. 2) от классической отличается смещенным вниз расположением зернового бункера. Преимуществом такого расположения бункера является отсутствие потребляющих дополнительную мощность элеватора и шнека.

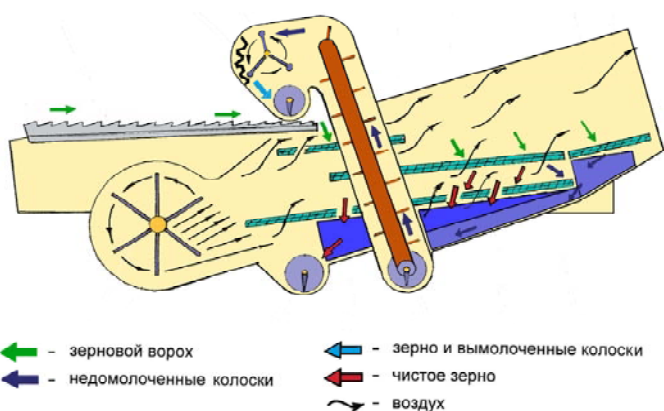
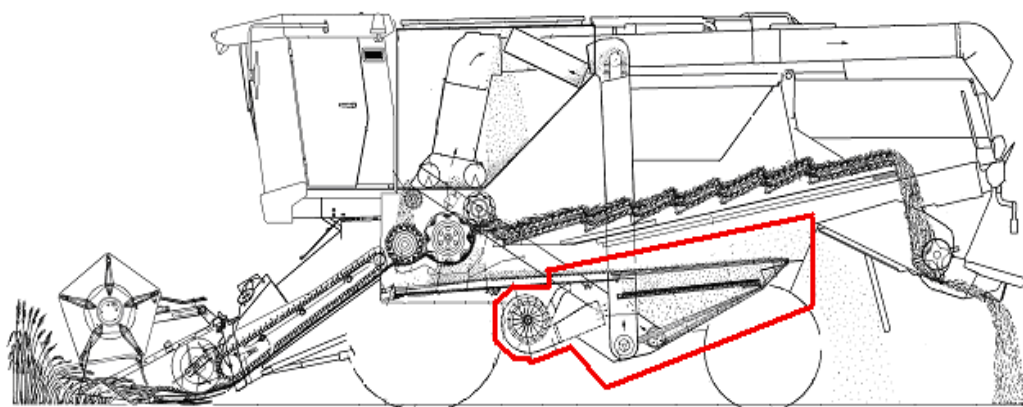


Рис. 1. Схема технологического тракта системы очистки зерноуборочного комбайна

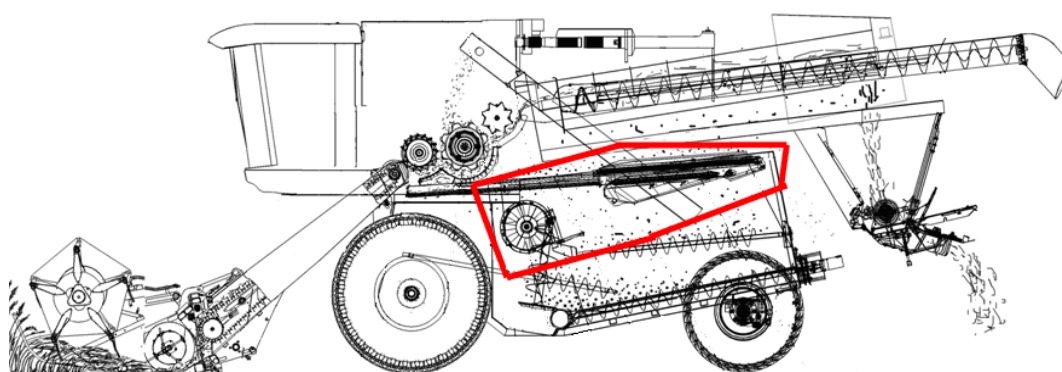


Рис. 2. Модернизированный технологический тракт зерноуборочного комбайна

В новой компоновке вместо одного центробежного применены два осевых вентилятора. Такое техническое решение связано тем, что вентилятор находится внутри бункера. Так как осевые вентиляторы имеют значительно меньшие массоинерционные характеристики по сравнению с центробежным вентилятором, то это позволяет уменьшить потребляемую вентиляторами мощность, уменьшить сопутствующие вибрацию и шум, а также снизить металлоемкость и себестоимость как самих вентиляторов.

Попытки использования осевых вентиляторов предпринимались в зарубежных комбайнах (модель Case 7088), однако широкого применения данный тип вентилятора в системе очистки зерноуборочных комбайнов не нашел. Воздушные потоки, формирующиеся по центру системы очистки, существенно увеличивали неравномерность скорости воздуха по ширине очистки, что негативно отражалось на работе системы очистки в целом: в средней части решет возникал сильный воздушный поток, который мог выдуть зерно из очистки, увеличивая потери, а к краям решет скорость воздуха резко уменьшалась, что вело к загрязненности бункерного зерна.

Решить задачу более равномерного распределения скоростей воздушного потока по ширине очистки возможно за счет применения различного рода дефлекторов и делителей, которые позволяют сформировать поток с нужными характеристиками. Решение этой задачи требует проведения множества экспериментальных работ по оценке влияния на распределение скоростей воздушного потока геометрических параметров дефлекторов в сочетании с изменением геометрической формы корпуса самого вентилятора. Кроме того, для адекватной оценки полученных экспериментальных значений для одного значения влияющего параметра необходим статистический набор массива данных, так как течение воздуха носит неустановившийся характер и может значительно измениться при незначительном изменении условий эксперимента.

Применение методики компьютерного моделирования воздушных потоков позволило провести не только анализ воздушных потоков в системе очистки проектируемого комбайна, но и оптимально подобрать расположение, форму дефлекторов и делителей потока, а также форму корпуса вентилятора. Для этого нами была создана геометрическая модель и конечно-элементная сетка проточных областей очистки и заданы граничные условия.

В качестве исходных данных для проведения численного моделирования в проточной части вентилятора была принята скорость, которая задавалась на границе входа в вентилятор. В частности, было принято значение входной скорости, соответствующее рабочим частотам вращения вентилятора, при этом поток предварительно закручивался под углом, соответствующим углу наклона лопастей вентилятора. На границе выхода из системы очистки было задано относительное давление $p = 0$ Па. В качестве модели турбулентности была принята стандартная для таких случаев $k-\epsilon$ модель.

В результате были получены распределения скоростей воздушных потоков в проточных областях системы очистки (рис. 3), скорости воздушного потока над верхним и нижним решетным станом, совместно с этим были проведены экспериментальные замеры воздушных потоков с помощью измерительных зондов типа «крыльчатка».

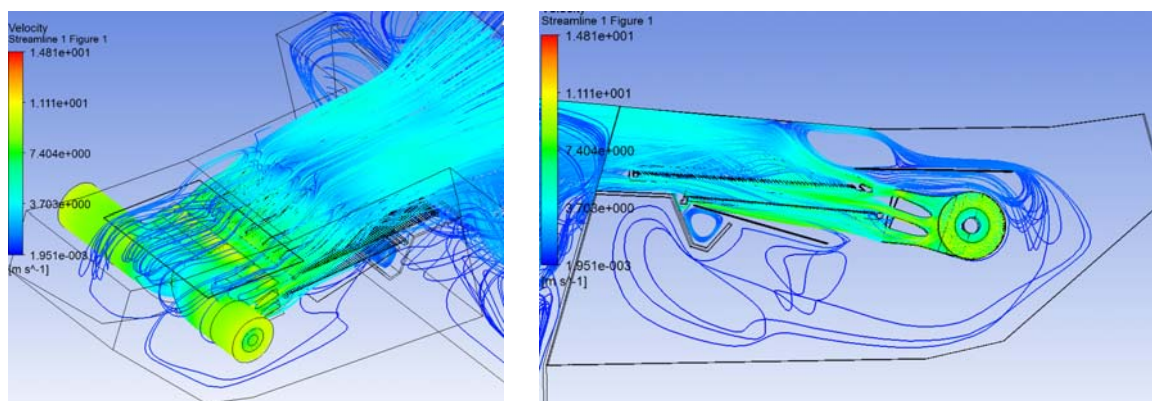


Рис. 3. Распределение воздушных потоков в перспективном зерноуборочном комбайне

Были выполнены расчеты геометрических параметров осевого вентилятора, при этом удалось добиться существенной равномерности скорости воздушного потока как по высоте, так и по ширине системы очистки. Оптимизируемые параметры (рис. 4): положение дефлекторов по ширине очистки и по длине очистки (параметры $K1$, $K2$, $K3$, $M1$, $M2$, $M3$), а также положение по высоте и углы наклона делителей потока (параметры $H1$, $H2$, $A1$, $A2$ – всего 10 параметров).

Критерии оптимизации: равномерность скорости по ширине очистки в зоне схода технологической массы со стрястной доски на верхний решетный стан ($\Delta V1$), равномерность скорости по ширине очистки в области между верхним и нижним решетным станом на выходе из вентилятора ($\Delta V2$), равномерность по всей площади верхнего решетного стана ($\Delta V3$), равномерность по площади нижнего решетного стана ($\Delta V4$).

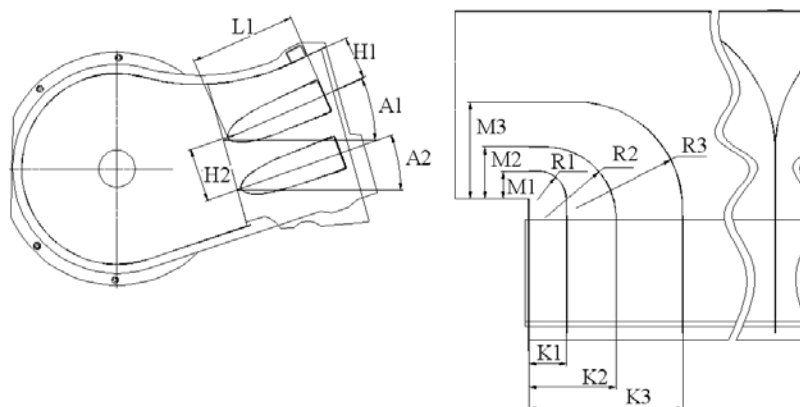


Рис. 4. Оптимизируемые параметры кожуха вентилятора

В результате выполнения оптимизации была достигнута равномерность распределения воздушных потоков на 30–40 % выше по сравнению с аналогичными зарубежными аналогами. Также в результате оптимизации предполагается, что показатели производительности будут превосходить аналогичные показатели комбайнов с классической компоновкой технологического тракта на 20–30 %.

О ПОДХОДАХ К АВТОМАТИЗАЦИИ ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗАВИСИМОСТИ ЗАТРАТ ВРЕМЕНИ НА ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ

Д. В. Щеников

*Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научный руководитель В. С. Мурашко

В настоящее время в производстве одной из трудоемких задач является расчет времени на различные операции и переходы технологических процессов производства деталей, в результате чего требуется внедрение специализированных средств программного обеспечения, осуществляющих информационную поддержку принятия решений, повышающих эффективность работы технологов, приводящих к более

оптимальным решениям расчета времени. Современное производство часто требует решать нетривиальные проблемы, для того чтобы спрогнозировать новую ситуацию или найти новое оптимальное решение. Математическое моделирование – процесс создания математической модели и оперирования ее с целью получения сведений о реальном объекте исследования. И прогноз, и оптимизация решений могут быть выполнены обоснованно и с наименьшими затратами материальных и трудовых ресурсов, если существует математическая модель, адекватно описывающая объект исследования [1], [2].

Цель данной работы – автоматизировать построение математической модели затрат времени на перемещение вручную деталей различной массы из зоны обработки к месту промежуточного хранения с тремя варьируемыми факторами:

- S – расстояние перемещения, с заданной областью изменения;
- m – масса детали, с заданной областью изменения;
- Sp – способ перемещения детали с двумя разновидностями – перемещение в приблизительное место и перемещение к упору.

Первоначальной задачей исследования является построение линейной математической модели. С этой целью проводится полный факторный эксперимент по следующему алгоритму:

1. Построение матрицы планирования эксперимента [3].
2. Построение матрицы с результатами проведения эксперимента.
3. Расчет коэффициентов регрессии:

b_0 – свободный член математической модели определяется:

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N Y_j}{N};$$

b_i – коэффициент регрессии i -го фактора (линейный эффект) определяется по формуле

$$b_i = \frac{\sum_{j=1}^N Y_j X_{ij}}{N};$$

b_{im} – коэффициент регрессии, характеризующий совместное влияние факторов i -го и m -го (эффект первого взаимодействия факторов X_i и X_m), определяется по формуле

$$b_{im} = \frac{\sum_{j=1}^N Y_j X_{ij} X_{mj}}{N},$$

где Y_j – средняя оценка функции отклика в j -м опыте; X_{ij} – кодированный уровень i -го фактора в j -м опыте; N – количество опытов эксперимента.

4. Определение значимости коэффициентов регрессии. Рассчитывается доверительный интервал Δb [3], одинаковый для всех коэффициентов. Коэффициент регрессии можно считать значимым, если его абсолютная величина превышает величину доверительного интервала.

5. Проверка «нуль-гипотезы» об адекватности полученной математической модели. Если модуль разности между свободным членом b_0 и средней оценкой функции отклика в центре эксперимента \bar{Y}_0 [2], [3] не превышает доверительного интервала Δb [3], то гипотеза об адекватности линейной математической модели не отвергается.

6. Проверка адекватности математической модели по критерию Фишера. Условие принятия гипотезы об адекватности математической модели по критерию Фишера: $Fp \leq Ft$, где Fp – расчетное значение критерия Фишера [3], а Ft – табличное значение критерия Фишера для выбранного уровня значимости α и чисел степеней свободы f_1 и f_2 .

7. Перевод математической модели из кодированных значений факторов в натуральные [3].

Если в результате проведения линейного факторного эксперимента гипотеза об адекватности полученной модели не подтвердится, то необходимо достроить линейный план до плана второго порядка, чтобы получить новую, более адекватную математическую модель, с применением ротатабельного планирования второго порядка. Ядром ротатабельного планирования будет служить полный план, построенный для линейного факторного планирования с добавлением «звездных» и нулевых точек.

Последовательность действий построения математической модели второго порядка сходна с описанным выше алгоритмом, однако каждый шаг выполняется по своим правилам [3].

Для программной реализации алгоритмов построения линейной и ротатабельной математической модели зависимости затрат времени на перемещение деталей был использован язык VBA в Excel. Интерфейс программы на VBA, работающей в среде Excel, включает следующие элементы:

- запуск процедур с помощью команд меню пользователя;
- управление работой программы, ввод и вывод данных с помощью пользовательских диалоговых окон.

Программа исключает случайные ошибки, которые может допустить человек. Использовать предлагаемую программу могут студенты в курсовых и дипломных работах, а также пользователи-технологи.

Л и т е р а т у р а

1. Адлер, Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – М. : Наука, 1976. – 279 с.
2. Вознесенский, М. А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях / М. А. Вознесенский. – М. : Статистика, 1974. – 192 с.
3. Пучков, А. А. Применение теории планирования эксперимента для математического моделирования элементов технологических процессов / А. А. Пучков, С. А. Щербаков. – Гомель : ГПИ, 1993. – 72 с.