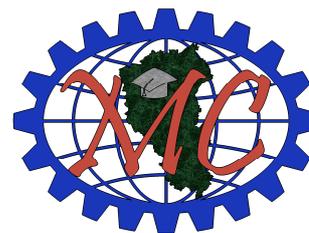


Министерство образования и науки Российской Федерации



Сибирский государственный
индустриальный университет



Научно-образовательный центр
«МашиноСтроение»

Новокузнецкий филиал-институт
Кемеровского государственного университет

Кузбасский научный центр Сибирского отделения Международной
Академии Наук Высшей школы

ООО «Горный инструмент»

ISSN 2309-8864

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ В МАШИНОСТРОЕНИИ:

**Материалы Первой Международной
заочной научно-практической конференции**

Новокузнецк, 2013

УДК 621.01 : 531.8

ББК 34.42

A22

A22 Автоматизированное проектирование в машиностроении: Материалы I международной заочной научно-практической конференции / НОЦ «МС». – Новокузнецк: Издательский центр СибГИУ, 2013. – 168 с.

Представлены Материалы I международной заочной научно-практической конференции «Автоматизированное проектирование в машиностроении». Научно-практическая конференция посвящена обмену опытом и новыми научными достижениями в области автоматизированного проектирования в машиностроении и смежных проблем. Направления работы конференции: 1) Актуальные проблемы машиностроения; 2) Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств; 3) Математическое и компьютерное моделирование в области прикладной механики; 4) Вычислительная механика; 5) Автоматизированное проектирование механических систем; 6) Технология машиностроения; 7) Автоматизация производственных процессов в машиностроении.

Материалы могут быть полезными для научных и инженерно-технических работников, докторантов, аспирантов и студентов машиностроительного профиля.

Редакционная коллегия:

Жуков И.А. – главный редактор,

Дворников Л.Т. – заместитель главного редактора,

Андреева Я.А. – ответственный секретарь.

ISSN 2309-8864

© Авторы, 2013

© СибГИУ, 2013

СОДЕРЖАНИЕ

Жуков И.А. Первая международная заочная научно-практическая конференция «Автоматизированное проектирование в машиностроении»	5
Андреева Я.А., Жуков И.А. Автоматизация построения эвольвентного профиля зуба в системе T-Flex с последующим трехмерным моделированием.....	7
Гадолина И.В., Карелина М.Ю., Петрова И.М. Экспериментально-расчетный метод оценки долговечности узлов машин при многоцикловом нагружении.....	14
Горобцов А.С., Поляков Ю.А., Лебедев А.И. Оценка демпфирующих свойств гидropневматического элемента подвески автомобиля.....	19
Князев А.С. Моделирование и анимация секции механизированной крепи в программном комплексе T-Flex	22
Сафонов А.Л., Горленко О.А. Автоматизация процессов менеджмента качества на основе технологии WorkFlow	27
Афанасенков М.А. Суть и особенности процесса модификации поверхности режущего инструмента пучком высокоэнергетических частиц	30
Жуков И.А. Автоматизированный программный комплекс для определения рациональных параметров ударных систем технологического назначения	32
Олещук В.А. Автоматизация конструкторско-технологической подготовки процесса изготовления корпуса сектора газа на основе 3D-моделирования	36
Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Зеньков А.С. Автоматизированное проектирование и расчет деталей и узлов ковша экскаватора ЕК-14	41
Голик Е.П., Мирошниченко М.С., Березюк И.А., Волков И.В. Нейросетевая адаптация системы автоматического управления процессом автономного энергоснабжения.....	44
Реченко Д.С., Леонгард О.А., Тимошенко Н.В. Повышение точности фрезерной обработки тонкостенных корпусных деталей из алюминиевого сплава Д16	49
Бяков В.А., Галевко В.В. Разработка стенда для испытания цепного вариатора с цепью с автоматически изменяемым шагом.....	52
Иванов К.С. Теорема о замкнутом контуре в механизме с одной степенью свободы	56
Домнин А.К. Расчет нормального усилия при ударной обработке внутренних цилиндрических поверхностей.....	66
Каймин В.Г., Сабиров Ф.С., Земмлер Ульрих. Влияние динамических характеристик станка на качество обрабатываемой поверхности.....	71
Тимошенко Н.В., Леонгард О.А., Реченко Д.С. Повышение точности фрезерной обработки нежестким режущим инструментом	74

Дмитриев В.С., Костюченко Т.Г., Поляков М.В., Тараканец Е.А.	
Моделирование влияния частотных характеристик конструкции на работоспособность исполнительного органа малого космического аппарата.....	76
Белокузов Е.В., Шестаков В.М.	
Технологии компьютерного моделирования при разработке и исследовании электромеханических систем вибрационных установок	84
Ремизов А.Е., Ермаков С.А.	
О применении мастер-модели рабочей турбинной лопатки газотурбинного двигателя для исследования ее надежности статистическими методами	90
Гебель Е.С.	
Математическая модель динамического анализа многозвенного рычажного механизма	95
Аристов В.В.	
Моделирование и синтез дискретно-событийных систем на основе сетей Петри	102
Силаев Б.М., Даниленко П.А.	
Исследование триботехнических характеристик теплостойких подшипниковых сталеи	108
Савеленко Г.В.	
Обоснование алгоритма работы экстремального регулятора подачи электрода-инструмента на станках размерной обработки дугой ...	115
Смагин Г.И., Коновалов Г.А., Карпов Е.В., Цюпко А.Б.	
Варианты межоперационной антикоррозийной защиты труб в зоне прокатки на примере «НМЗК» (г. Новосибирск).....	123
Смагин Г.И., Карпов Е.В., Цюпко А.Б., Мишанова Д.А.	
Конструктивные особенности заточных станков применяемых для длинных ножей.....	127
Руденко Т.Г., Ермолаев Ю.А.	
Автоматизированная система управления процессом фрезерования деревообрабатывающих продольно-фрезерных станков	129
Емельянов В.В.	
Построение профиля матрицы для первого перехода вытяжки биметаллического материала на основе метода оптимизации	134
Тлеугазинова А.А., Солнцева В.Д.	
Актуальность вопроса о прохождении преддипломной и производственной практик по специальности "Машиностроение" на РУП МТЗ	138
Красновский А.Н., Казаков И.А.	
Расчет угла армирования анизотропных композитных стержней при производстве методом пултрузии	141
Синицин Д.В.	
Исследование напряжённо-деформированного состояния жаровой трубы камеры сгорания ГТД-110	148
Сахаров А.В.	
Использование принципов модульной технологии для определения технологических возможностей станков.....	152
Васенин С.С., Кузнецов И.В.	
Модель работы гидроимпульсного механизма для машин горизонтально направленного бурения	154
Коломейцев А.А.	
Частотный анализ маховика системы ориентации и стабилизации сверхмалого космического аппарата.....	156
Сивкова Н., Гебель Е.С.	
Анализ системы автоматического регулирования при проектировании средств автоматизации.....	159

**ПЕРВАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ ЗАОЧНАЯ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКАЯ
КОНФЕРЕНЦИЯ «АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
В МАШИНОСТРОЕНИИ»**

Жуков И.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Уважаемые коллеги! Первая международная заочная научно-практическая конференция «Автоматизированное проектирование в машиностроении» проходит 3-4 декабря 2013г. в южной столице Кузбасса – городе Новокузнецке. Конференция базируется в Научно-образовательном центре «МашиноСтроение» и на кафедре теории механизмов и машин и основ конструирования при Сибирском государственном индустриальном университете.

Научно-практическая конференция посвящена обмену опытом и новыми научными достижениями в области автоматизированного проектирования в машиностроении и смежных проблем.

Тематика направлений работы конференции посвящена следующим вопросам:

1. Актуальные проблемы машиностроения.
2. Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств.
3. Математическое и компьютерное моделирование в области прикладной механики.
4. Вычислительная механика.
5. Автоматизированное проектирование механических систем.
6. Технология машиностроения.
7. Автоматизация производственных процессов в машиностроении.

Организационный комитет включает в себя ведущих ученых и специалистов в области теории машин.

Председатель: Жуков И.А. – зам. зав кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования СибГИУ, директор НОЦ «МашиноСтроение», к.т.н., доцент.

Зам. председателя: Дворников Л.Т. – зав. кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования СибГИУ, д.т.н., профессор.

Члены оргкомитета:

Гудимова Л.Н. – директор института машиностроения и транспорта СибГИУ, к.т.н., доцент;

Степанов А.В. – профессор кафедры систем автоматизации управления НФИ КемГУ, к.т.н., доцент;

Макаров А.В. – доцент кафедры графики и начертательной геометрии СибГИУ, к.т.н.;

Попугаев М.Г. – старший преподаватель кафедры управления качеством и документоведения СибГИУ, к.т.н.

Крестовоздвиженский П.Д. – к.т.н., начальник конструкторско-технологического отдела, ООО «Горный инструмент».

Технический секретарь: Андреева Я.А.

На конференцию «Автоматизированное проектирование в машиностроении – 2013» представлено 35 докладов от представителей различных организаций из городов Российской Федерации (Братск, Брянск, Волгоград, Ижевск, Комсомольск-на-Амуре, Москва, Нижний Новгород, Новокузнецк, Новосибирск, Омск, Рыбинск, Самара, Санкт-Петербург, Томск), Германии (Хемниц), Казахстана (Алматы, Караганда), Украины (Кировоград):

- Алматинский университет энергетики и связи;
- Братский государственный университет;
- Брянский государственный технический университет;
- Волгоградский государственный технический университет;
- Ижевский государственный технический университет им. М.Т.

Калашникова;

- Институт машиноведения РАН им. А.А.Благонравова;
- Казахский институт механики и машиноведения им. акад. У.А.

Джолдасбекова;

- Карагандинский государственный технический университет;
- Кировоградский национальный технический университет;
- Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет;
- Национальный исследовательский технологический университет «Московский институт стали и сплавов»;

– Национальный исследовательский Томский политехнический университет;

- Новосибирский государственный технический университет;
- Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет;

– ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн»;

– ООО «Военно-инженерный центр»;

– Омский государственный технический университет;

– Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьева;

– Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва;

– Санкт-Петербургский государственный политехнический университет;

– Сибирский государственный индустриальный университет;

– Фраунгоферовский институт металлорежущих станков и обработки давлением.

Общее количество авторов составляет 61 человек.

Благодарим всех принявших участие в конференции, желаем дальнейших творческих успехов. До встречи на конференции «Автоматизированное проектирование в машиностроении – 2014»!

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ ЗУБА В СИСТЕМЕ T-FLEX С ПОСЛЕДУЮЩИМ ТРЕХМЕРНЫМ МОДЕЛИРОВАНИЕМ

Андреева Я.А., Жуков И.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Наиболее широко распространенной на российском рынке программных продуктов, а также среди промышленных предприятий-потребителей, полнофункциональной САПР, обладающей всеми современными средствами разработки проектов любой сложности является система T-Flex, представляющая собой комплекс программ CAD/CAM/CAE/CAPP/PDM типов. Одним из элементов комплекса T-Flex является модуль «Динамика», позволяющий выполнять исследования динамического поведения различных пространственных механических систем. Система динамического анализа предназначена для решения следующих задач:

- анализ траекторий движения, скоростей, ускорений любых точек компонентов механической системы под действием сил;
- анализ временных характеристик механической системы (время прихода в целевую точку, время затухания колебаний и т.д.);
- анализ сил, возникающих в компонентах механической системы в процессе движения (силы реакции в опорах, сочленениях и т.д.).

При проведении исследований механических систем, содержащих в своей структуре зубчатые колеса, посредством современных средств автоматизации инженерных расчетов пользователь в первую очередь сталкивается с задачей расчета и моделирования зубчатой передачи.

Для выполнения инженерных расчетов с использованием модулей системы T-Flex механизмов, содержащих зубчатые эвольвентные колеса, необходимо создание трехмерной модели колеса, обладающей реалистичной геометрией. На этом основании профиль зуба должен быть построен по эвольвенте с учетом наличия или отсутствия переходной кривой, что к настоящему времени является нереализованным обычными средствами трехмерного моделирования [1, 2]. Обратимся к проблеме автоматизированного расчета и построения трёхмерной твердотельной модели эвольвентного зубчатого колеса.

В среде T-Flex трёхмерная модель зубчатого колеса может быть представлена в виде объединенного кругового массива зубьев, исходным объектом которого является один зуб, полученный с помощью операции выталкивания по нормали плоского профиля. Исходный профиль строится на плоскости и представляет собой набор геометрических линий, очерчивающих контур зуба. В общем случае (рисунок 1) контур зуба очерчивается двенадцатью линиями: двумя участками эвольвенты 1; дугой окружности вершин зубьев 2; двумя переходными кривыми 3; двумя дугами окружностей

скруглений ножки зуба 4; двумя дугами окружности впадин зубьев; двумя прямыми линиями 6, ограничивающими контур зуба; дугой окружности отверстия колеса 7.

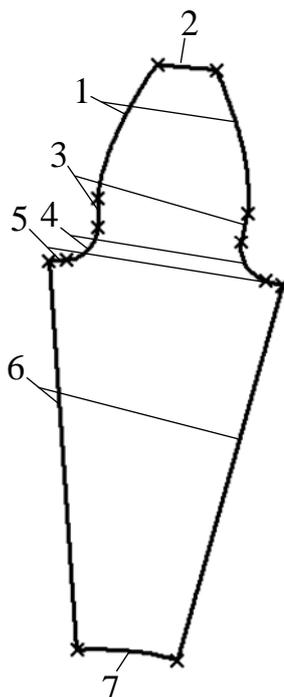


Рисунок 1 – Контур зуба

Для построения участка эвольвенты 1 в системе T-Flex проводится основная окружность, разверткой которой является эвольвента, и строится график функции, описываемой в параметрическом виде системой уравнений [3]

$$\begin{cases} x = (\sin t - t \cdot \cos t) \cdot d_b / 2, \\ y = (\cos t + t \cdot \sin t) \cdot d_b / 2, \end{cases} \quad (1)$$

где d_b – диаметр основной окружности, t – параметр эвольвенты, который для построения профиля зуба принимается $t_0 \leq t \leq 1$.

Для некоррегированных зубчатых колес при числе зубьев $z \geq 18$

$$t_0 = \sqrt{\frac{2z \cdot \sin^2 \alpha - 4}{z \cdot \sin 2\alpha}}, \quad (2)$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

Переходная кривая 3 строится как отрезок прямой линии, проходящей через точку начала эвольвенты и центр колеса. Окружность, дуга которой описывает скругление ножки зуба 4, строится как касательная к переходной кривой 3 и окружности впадин зубьев. Однако, расчеты показывают, что переходная кривая появляется лишь при определенном числе зубьев. При её отсутствии окружность скругления ножки зуба будет касательной к эвольвентному участку, а не к переходной кривой. В этом случае при моделировании зубчатого колеса в системе T-Flex трёхмерная модель создается с ошибками. Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Основными геометрическими параметрами эвольвентного цилиндрического прямозубого некоррегированного колеса являются число

зубьев z , модуль зацепления m , делительный диаметр d , диаметр окружности вершин зубьев d_a , диаметр окружности впадин зубьев d_f . Эти параметры для колес, нарезаемых без смещения, определяются формулами

$$d = m \cdot z; \quad d_a = d + 2m; \quad d_f = d - 2,5m. \quad (3)$$

Диаметр основной окружности вычисляется по формуле

$$d_b = d \cdot \cos \alpha. \quad (4)$$

Тогда, профиль зуба будет очерчен только участком эвольвенты без переходной кривой при условии

$$d_f > (d_b - 2 \cdot r). \quad (5)$$

где r – радиус окружности скругления ножки зуба, который, как правило, принимается равным

$$r = 0,384m. \quad (6)$$

При подстановке уравнений (3, 4, 6) в неравенство (5) получаем

$$(mz - 2,5m) > mz \cdot \cos \alpha - 2 \cdot 0,384 \cdot m, \\ z > 28,7.$$

Учитывая целочисленность значения числа зубьев, условие, при котором профиль зуба очерчивается только участком эвольвенты, запишется следующим образом

$$z \geq 29. \quad (7)$$

Таким образом, для автоматизированного создания трёхмерной модели зубчатого колеса необходимо создать два профиля зуба (рисунок 2), отличающиеся наличием переходной кривой 3.

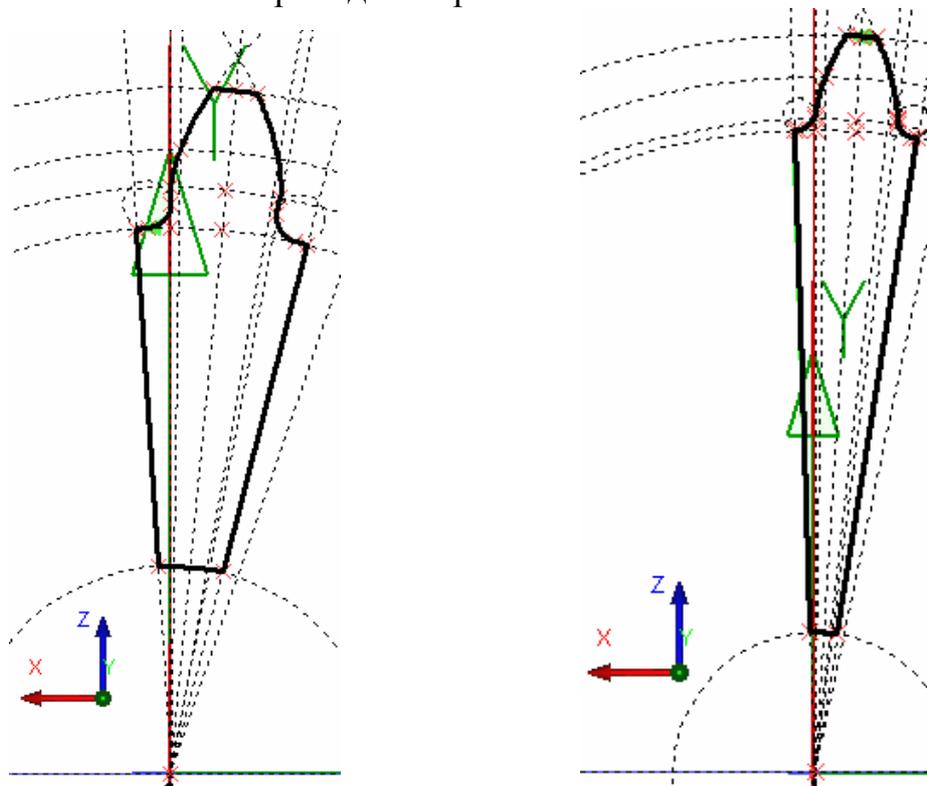


Рисунок – 2. Профили зуба, необходимые для создания трехмерной модели

Исходными параметрами для расчета и моделирования зубчатого колеса являются число зубьев z , модуль зацепления m , ширина колеса h и диаметр центрального отверстия в колесе d_0 . Указанные параметры и формулы (2-5) вводятся в системе T-Flex в редактор переменных (рисунок 3).

Имя	Выражение	Значение	Комментарий
Группа:			
	z	18	
	d	m*z	
	db	d*cos(Pi/9)	
	df	d-2.5*m	
	da	d+2*m	
	m	3	
	h	30	
	do	1	
	v1	abs(df-db+2*0.384*m)/(df-db+2*0.384*m)	-1
	v2	abs(db-2*0.384*m-df)/(db-2*0.384*m-df)	1
	t	sqrt((2*z*sin(20)*sin(20)-4)/(z*sin(40)))	0.135107

Рисунок 3 – Редактор переменных системы T-Flex

Также в редактор переменных внесены две переменные, автоматически определяющие, какой из двух профилей, показанных на рисунке 2, участвует в образовании модели зубчатого колеса:

$$v_1 = \frac{|d_f - d_b + 2r|}{d_f - d_b + 2r}; \quad v_2 = \frac{|d_b - 2r - d_f|}{d_b - 2r - d_f}. \quad (9)$$

Переменные v_1 и v_2 в зависимости от исходных параметров принимают значения (+1) или (-1). Для различия профилей, показанных на рисунке 2, геометрическим линиям, описывающим контур профиля, присвоены значения уровней, равные переменным v_1 и v_2 . Необходимо отметить, что в системе T-Flex все построения, выполненные на уровне, значение которого меньше 0, не отображаются на экране и не участвуют в моделировании. Таким образом решена задача выбора профилей зуба.

Далее к полученному профилю применяется операция «выталкивания» по нормали (рисунок 4) с параметром длины выталкивания равным толщине зубчатого колеса h .

Трёхмерная модель зубчатого колеса образуется с помощью операции «круговой массив» (рисунок 5) с параметром количества копий равным числу зубьев z .

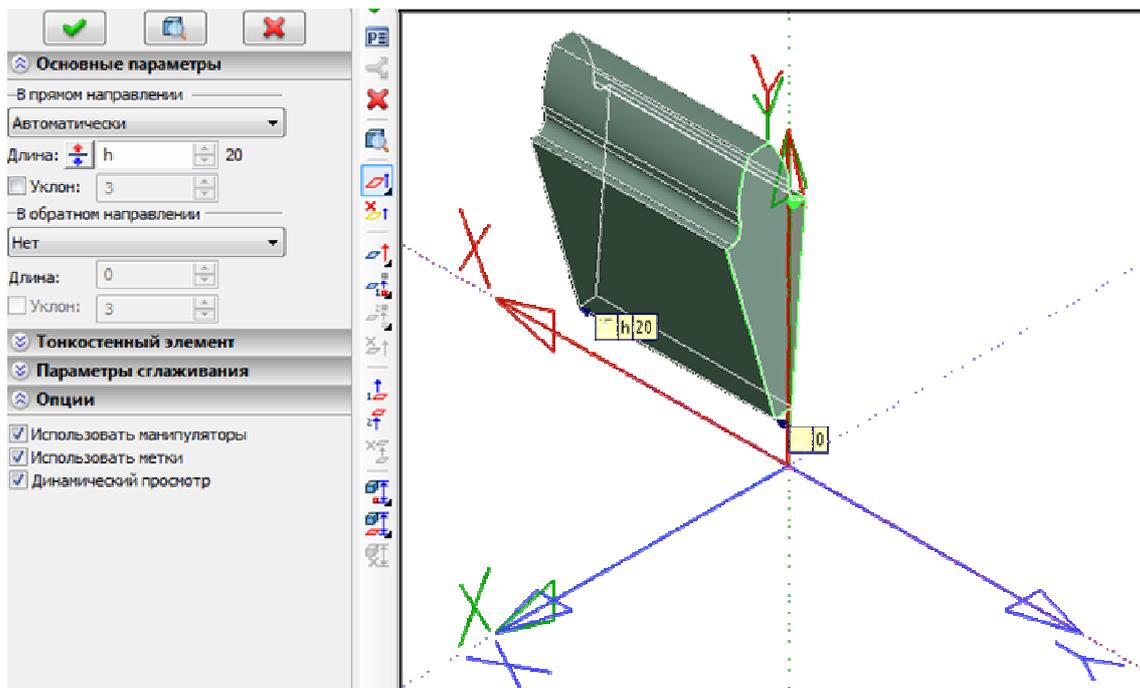


Рисунок 4 – Операция «выталкивание»

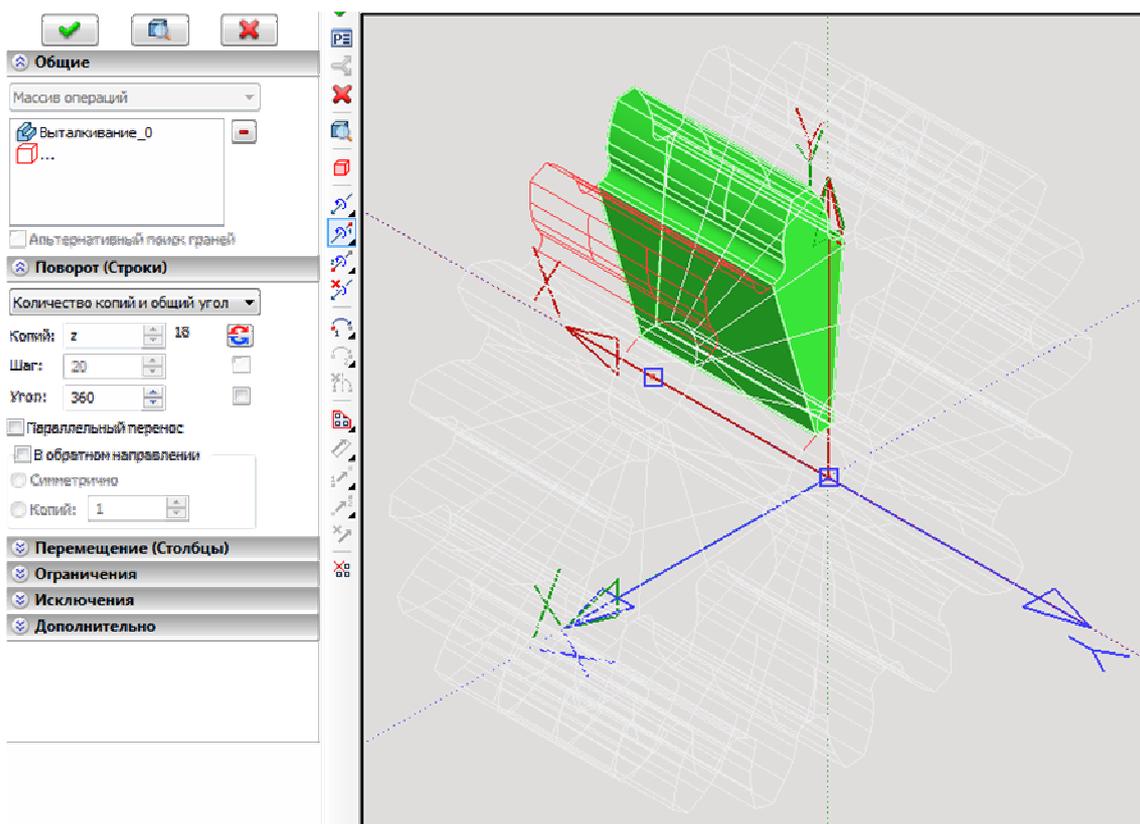


Рисунок 5 – Операция «круговой массив», моделирующая зубчатое колесо

Для управления процедурой автоматизированного расчета в диалоговом окне (рисунок 6) составленной в системе T-Flex программы создан управляющий модуль, позволяющий задавать исходные параметры расчета зубчатого колеса, контролировать его геометрические размеры и создавать трёхмерную твёрдотельную модель.

Геометрический расчет зубчатого колеса

Параметры расчета	
Модуль	3 ▼
Ширина колеса	20
Число зубьев	18
Диаметр посадочного отверстия	10
<input type="button" value="3D"/>	
Контролируемые параметры расчета	
Делительный диаметр	54
Диаметр вершин зубьев	60
Диаметр впадин зубьев	46.5
Диаметр основной окружности	50.7434

Рисунок 6 – Управляющий модуль программы расчета и моделирования зубчатого колеса

На рисунке 7 показаны примеры созданных 3D-моделей эвольвентных зубчатых колес, на которых можно заметить, какие линии описывают профиль зуба – эвольвента, или эвольвента с переходной кривой.

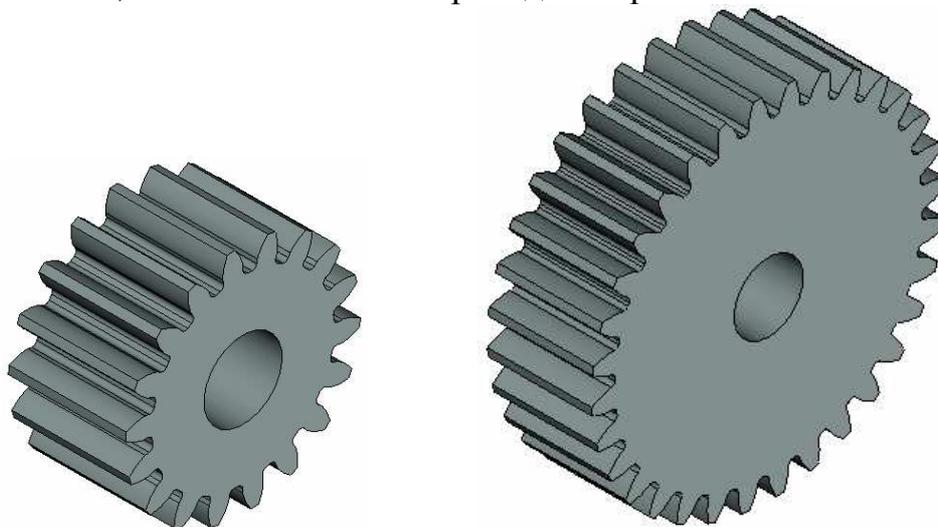


Рисунок 7 – Примеры 3D-моделей эвольвентных зубчатых колес

На описанную в настоящей статье программу получено свидетельство об официальной регистрации [4]. Созданные в такой программе модели зубчатых колес в дальнейшем могут быть использованы при исследовании динамического поведения механических систем посредством модуля T-Flex «Динамика». К примеру, на рисунке 8 показаны фрагменты анимации работы самоустанавливающегося трёхсателлитного планетарного механизма [5], зубчатые колеса которого построены с использованием вышеописанной программы.

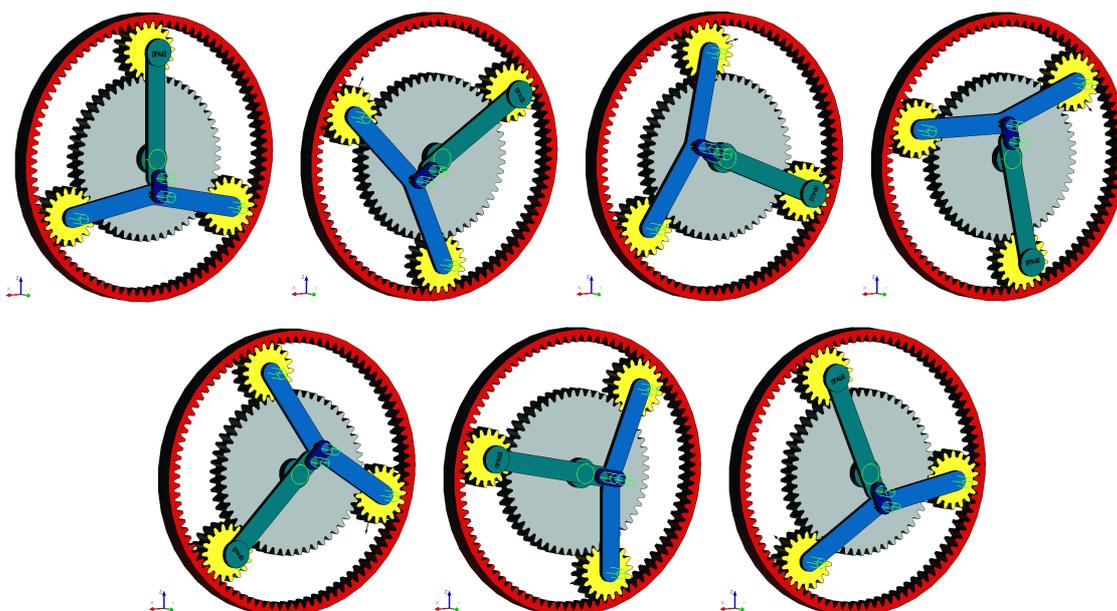


Рисунок 8 – Фрагменты анимации работы трёхсателлитного планетарного механизма

Список литературы

1. Кураксин С.А. АО «Топ Системы». Итоги 2001 года // САПР и графика. – 2002. – №2. – С. 36-38.
2. Разевиг В.Д. Расчет и проектирование зубчатых передач T-Flex // PC Week/RE («Компьютерная неделя») –. 2001. – №23. – С. 293.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике. – М.: АСТ: Астрель, 2005. – С. 899.
4. Пат. №2419006 РФ, МПК F16H1/48. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Дворников Л.Т., Дмитриев В.В., Андреева Я.А. – №2010108197/11; приоритет от 04.03.2010; опубл. 20.05.2011, Бюл. №14.
5. Свидетельство №2012616250. Расчет и моделирование эвольвентного зубчатого цилиндрического колеса / Жуков И.А., Андреева Я.А., Ушаков А.Ф. – зарегистр. 09.07.2012

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-РАСЧЕТНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ДОЛГОВЕЧНОСТИ УЗЛОВ МАШИН ПРИ МНОГОЦИКЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ

Гадолина И.В.¹, Карелина М.Ю.², Петрова И.М.¹

¹*Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, Москва;*

²*Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, Москва*

В ряде случаев эксплуатационного нагружения имеет место сложное взаимодействие механизмов нагружения и повреждения деталей машин и элементов конструкций по критериям прочности и износостойкости. При этом в зависимости от условий нагружения и среды реализуются различные механизмы накопления повреждений и разрушения.

Циклический характер действующих на объект нагружающих факторов, связанный с переменными составляющими рабочих процессов, периодическими пусками и остановами, возникновением аварийных ситуаций и т. п. приводит к возникновению в наиболее нагруженных местах напряжений, превышающих предел упругости. В этих случаях наряду с явлением многоциклового усталости проявляются процессы свойственные малоциклового усталости. В деталях трибосопряжений в зоне фрикционного контакта, накопление повреждений зависит от уровня изношенности. Суммарное повреждение D , вносимое этими факторами за некоторый представительный отрезок времени, называемый блоком нагружения, можно определить путем использования линейной гипотезы накопления повреждений [1]:

$$D = D_N + D_e + D_{И} \quad (1)$$

здесь D_N – накопление повреждений при динамическом нагружении (упругое деформирование) – многоциклового усталость; D_e – накопление повреждений при упруго пластических деформаций – малоциклового усталость, $D_{И}$ – накопление повреждений от износа при трении.

Критерий (1) был предложен и рассмотрен в работах [1,2], где приведен алгоритм и дана оценка влияния увеличения зазоров в узлах трения на долговечность деталей машин и вероятность появления отказа рассматриваемой конструкции.

В то же время использование критерия (1) позволяет решать обратную задачу по определению и уточнению параметров кривых усталости.

В соответствии с линейной гипотезой накопления повреждений суммарная сумма зависимости (1) равна 1, в этом случае на долю D_N приходится некоторая величина $\Delta \leq 1$. Тогда для оценки повреждения при многоциклового нагружении подбираем такую функцию, описывающую кривую усталости, чтобы удовлетворялось условие

$$D_N = \sum \frac{n_i}{\sigma N_i} = \Delta \quad (2)$$

Здесь n_i – число повторений амплитуды σ_i за жизненный цикл узла, N_i – число циклов до разрушения при уровне напряжений σ_i , соответствующее некоторой модифицированной кривой усталости, определяемой из (2).

Рассмотрим эксперимент, заключающийся в проведении s серий испытаний при нерегулярном нагружении. Для модифицированной 2-х параметрической кривой усталости вида

$$\lg N = A^* - m^* \lg \sigma \quad (3)$$

обозначим вектор неизвестных параметров модифицированной кривой

$$k^* = \begin{bmatrix} A^* \\ m^* \end{bmatrix}. \text{ При проведении } s \text{ серий испытаний система } s \text{ уравнений по числу}$$

серий испытаний после подстановки и преобразований приобретает вид:

$$\begin{cases} \lg \sum_{i=1}^{w_1} n_{i,1} \sigma_{i,1}^{m^*} - A^* = \lg \Delta_1 \\ \lg \sum_{i=1}^{w_2} n_{i,2} \sigma_{i,2}^{m^*} - A^* = \lg \Delta_2 \\ \dots \\ \lg \sum_{i=1}^{w_s} n_{i,s} \sigma_{i,s}^{m^*} - A^* = \lg \Delta_s \end{cases} \quad (4)$$

В системе уравнения (4) $n_{i,j}, \sigma_{i,j}$ – число циклов и амплитуда напряжений на i -той ступени j -того опыта; w_j – число ступеней в j -том опыте; Δ_j – доля D_N в j -том опыте. Для оценки неизвестных m^* и A^* можно использовать стандартный алгоритм вычислительной математики MATLAB 6.5, а для поиска приближения, близкой к точке минимума функции ошибки, использовать метод адаптивного случайного поиска [3].

В случае отсутствия малоциклового усталости и износа суммарная ошибка системы уравнений (4) вычисляется по формуле:

$$S = \sum_{j=1}^s \left(\lg \left(\sum_{i=1}^{k_s} n_{j,i} \cdot (\sigma_{j,i})^{m^*} \right) - A^* \right)^2 \quad (5)$$

Для проверки рассмотренных предложений были проанализированы результаты испытаний стальных образцов из стали 45 без концентрации напряжений. Испытания были проведены на сервогидравлической установке УРС-20 при случайном нагружении на трех уровнях нагружения. Параметр широкополосности, равный отношению числа пересечений среднего уровня к числу экстремумов был равен $\sigma=0,65$ [4]. В данном случае можно принять $\Delta=1$, так как в случае не было износа и пластических деформаций, соответствующих малоцикловому нагружению. Параметры испытаний и их результаты приведены в таблице.

Параметры и результаты испытаний при случайном нагружении

	Уровень нагружения		
	Номинальной интенсивности	Низкой интенсивности	Высокой интенсивности
Пределный коэффициент нагружения $n_p = \sigma_{a\max} / \sigma_r$	1,26	1,102	1,42
Число циклов в блоке	102	97	110
Средний ресурс R , мин.	330	792	134
Среднее отклонение логарифма ресурса	0,06	0,10	0,04
Число испытанных образцов	9	3	5
Примечание: $\sigma_{a\max}$ – максимальная амплитуда, σ_r – предел выносливости на базе $2 \cdot 10^6$ циклов.			

На рисунке 1 показаны распределения амплитуд полных циклов для трех случайных процессов (сплошные линии без значков) (1), исходная кривая усталости (ромбы) (2) и вторичная кривая усталости (треугольники) (3). Вторичная кривая усталости показывает, сколько циклов или блоков нагружения выдержит образец или деталь при заданном уровне нерегулярного нагружения. Из рисунка видно, что кривая усталости, построенная по испытаниям при постоянной амплитуде, обнаруживает неограниченный предел усталости (235 МПа – показан горизонтальной пунктирной линией), т.е. процесс с низкой интенсивностью в соответствии с представлениями о характере повреждений при усталости не должен бы был приводить к разрушению образца. Штрихпунктирная линия показывает половину предела выносливости. Построенная по методу решения системы уравнений модифицированная кривая усталости $A^* = 23,35$ и $m^* = 7,38$ на рисунке показана штриховой линией (4).

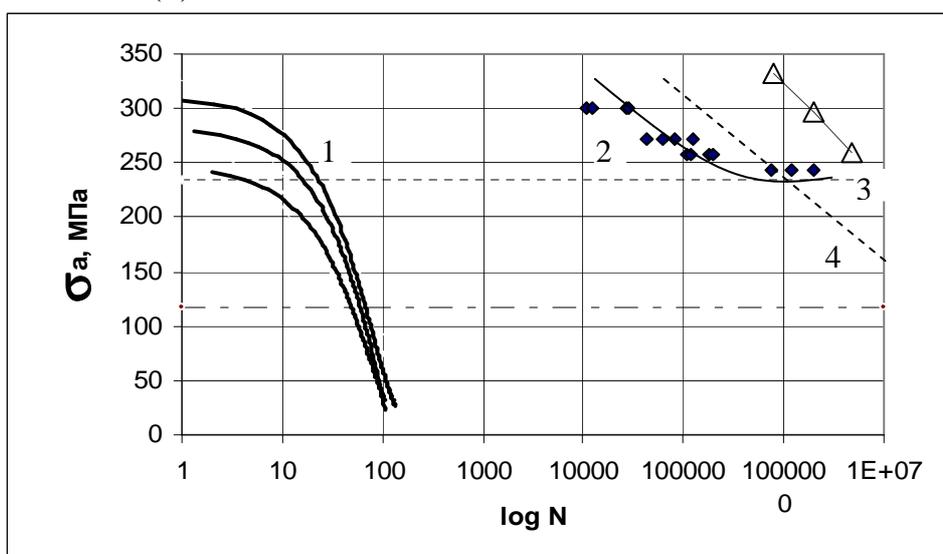


Рисунок 1 – Блоки нагружения и результаты испытаний

На рисунке 2 показана поверхность ошибки (5). Найденные параметры находятся в точке минимума ошибки.

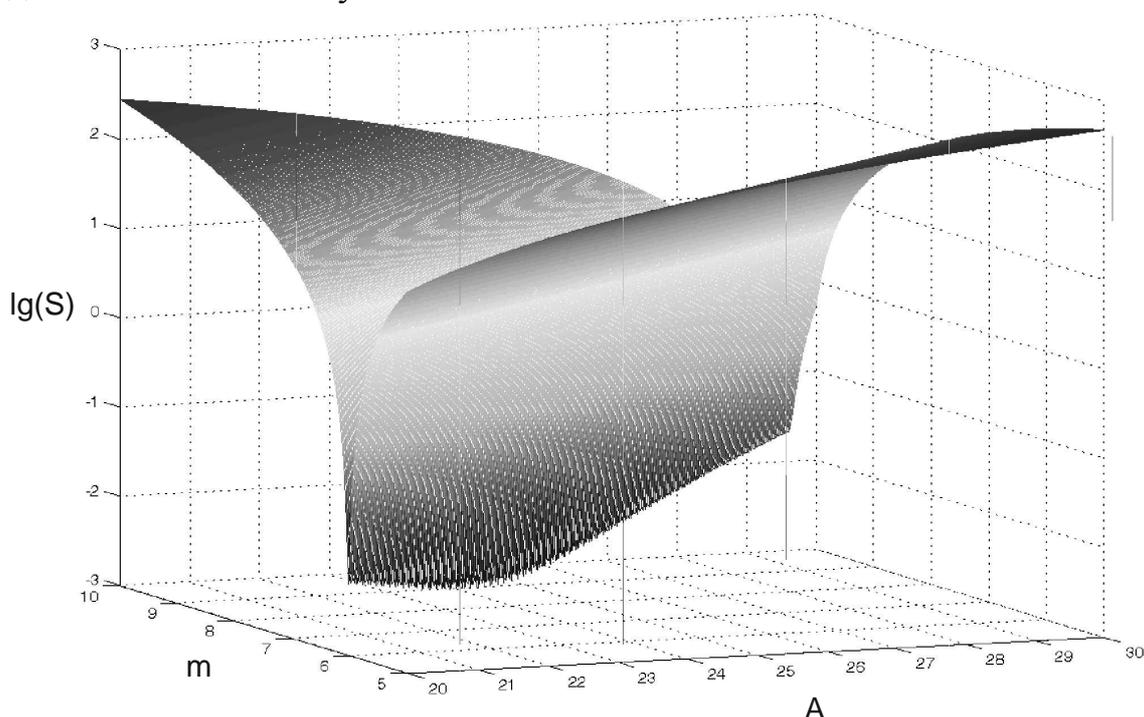


Рисунок 2 – Зависимость логарифма суммарной ошибки от параметров m и A

На рисунке 3 показаны проекции секущих поверхности ошибки. Минимальное значение логарифма ошибки $\lg S = -2,606$ определяет найденные параметры системы уравнений A^* и m^* .

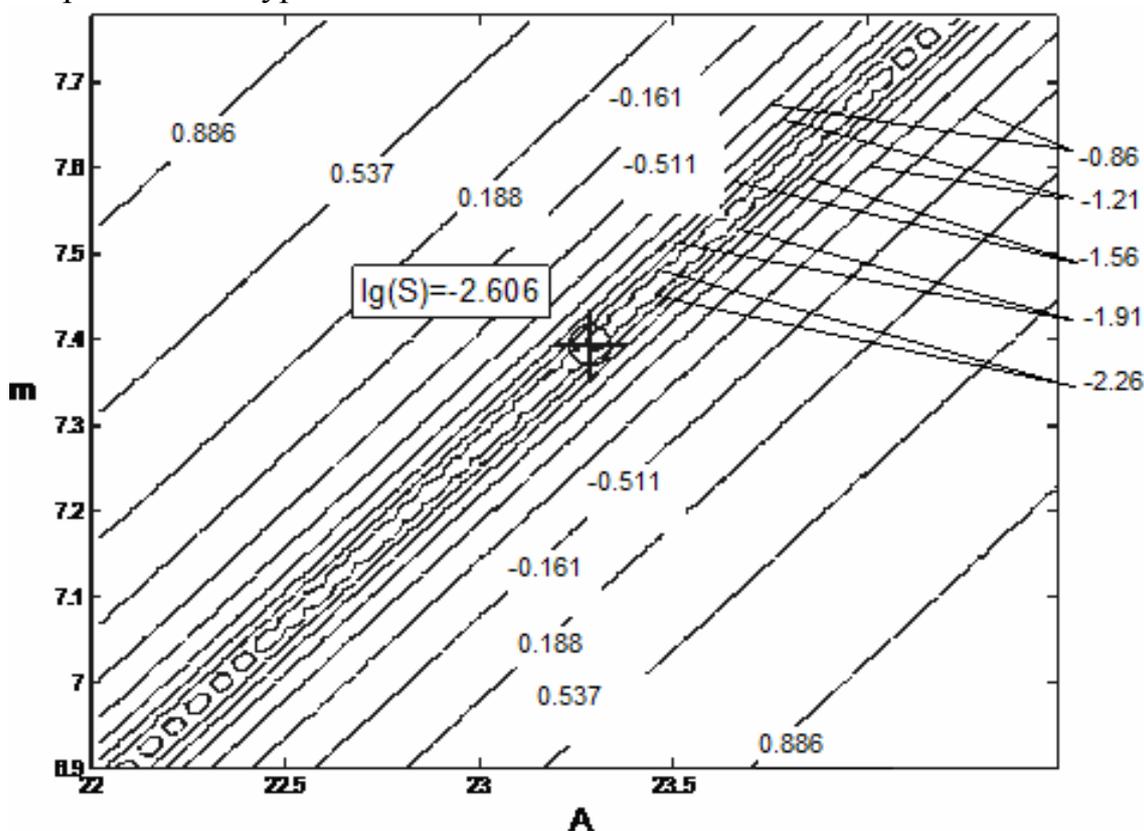


Рисунок 3 – Проекция секущих поверхности ошибки

Выводы.

1. Модифицированная кривая усталости описывает зависимость, наиболее полно удовлетворяющую линейному правилу суммирования повреждений при наличии многоциклового, малоциклового усталости и факторов, связанных с износом.

2. Использование модифицированной кривой усталости позволяет снизить систематическую ошибку оценки долговечности, связанную с отклонением суммы относительных долговечностей многоциклового усталости от единицы.

Список литературы

1. Браун Э.Д. Критерии для оценки долговечности элементов трибосопряжения / Э.Д. Браун, И.М. Петрова, Г.В. Москвитин // Трение и износ. – 1998. – №2, т.19. – С. 176-181.
2. Петрова И.М. Влияние износа на накопление усталостных повреждений / И.М. Петрова, Г.В. Москвитин, В.В. Гриб // Заводская лаборатория. – 2006. – №11. – С. 49-52.
3. Пантелеев А.В. Методы оптимизации в примерах и задачах / А.В. Пантелеев, Т.А. Летова. – М.: Высш.шк., 2008. – С.164-165.
4. Гадолина И.В. Уточнение параметров кривой усталости по результатам сравнительных испытаний при нерегулярном нагружении / И.В. Гадолина, Н.Н. Солодухин // Вестник машиностроения. – 2008. – №4. – С. 10.

ОЦЕНКА ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКОГО ЭЛЕМЕНТА ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ

Горобцов А.С.¹, Поляков Ю.А.², Лебедев А.И.³

¹*Волгоградский государственный технический университет, Волгоград;*

²*Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»,
Москва;*

³*ООО «Военно-инженерный центр», Нижний Новгород*

С помощью пространственной модели автомобиля повышенной проходимости выполнена оценка влияния коэффициентов демпфирования адаптивных гидропневматических подвесок колес на вибронагруженность конструкции с учетом больших движений твердых тел, точной кинематики элементов подвесок и особенностей их установки на автомобиле.

Отличительной особенностью данной работы является постановка задачи в расширенной трактовке, что предполагает отказ от гипотезы малых перемещений тел, традиционно используемой при подобных расчетах, и позволяет осуществить достаточно полный учет в расчетной схеме автомобиля геометрической нелинейности движения элементов конструкции на базе дифференциально-алгебраических уравнений больших движений тел [1]. Под большими движениями здесь подразумевается общепринятый термин, означающий точное описание в уравнениях динамики угловой ориентации тела, без использования допущения о малости углов поворота.

Рассматривается многомассовая расчетная схема автомобиля повышенной проходимости с адаптивными гидропневматическими подвесками колес, учитывающая специфику кинематики элементов независимых подвесок и соответствующих упруго-демпфирующих связей (рисунок 1).

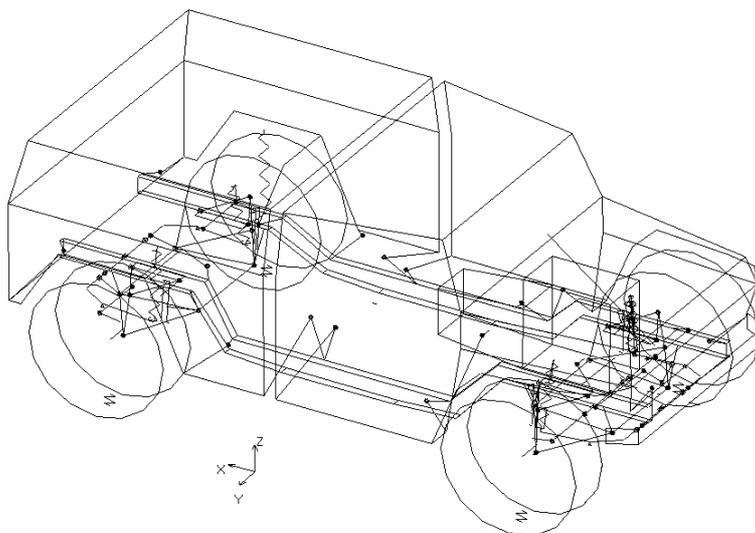


Рисунок 1 – Динамическая модель автомобиля с гидропневматическими адаптивными подвесками колес

Исследования динамики автомобиля проводились с помощью программной системы ФРУНД [1]. Моделировалось прямолинейное движение автомобиля по микропрофилю в виде ровного булыжника с постоянной скоростью 27 км/ч.

Скоростная характеристика демпфирования гидропневматического элемента задавалась кусочно-линейной функцией, состоящей из четырех участков, и учитывала различные коэффициенты сопротивления на дроссельном и клапанном режимах на ходах сжатия и отбоя.

При расчетах использовался режим демпфирования, предусматривавший коэффициент сопротивления на дроссельном режиме, равный 40000 (Н·с)/м на ходе отбоя и 25000 (Н·с)/м – на ходе сжатия. На клапанном режиме указанные коэффициенты уменьшались в 10 раз. Скорость начала открытия разгрузочных клапанов при ходах сжатия и отбоя составляла 0,1 м/с.

Как показано на рисунке 2, при движении автомобиля по ровному булыжнику со скоростью 27 км/ч на спектрах вертикальных ускорений точки, расположенной на полу кабины, под сиденьем водителя, четко прослеживаются пики от трех первых гармоник возбуждения вертикальных колебаний, соответствующих длинам волны L ; $(1/2)L$; $(1/3)L$, где L – колесная база автомобиля. Такое явление известно в анализе спектров транспортных машин и называется эффектом базы [2].

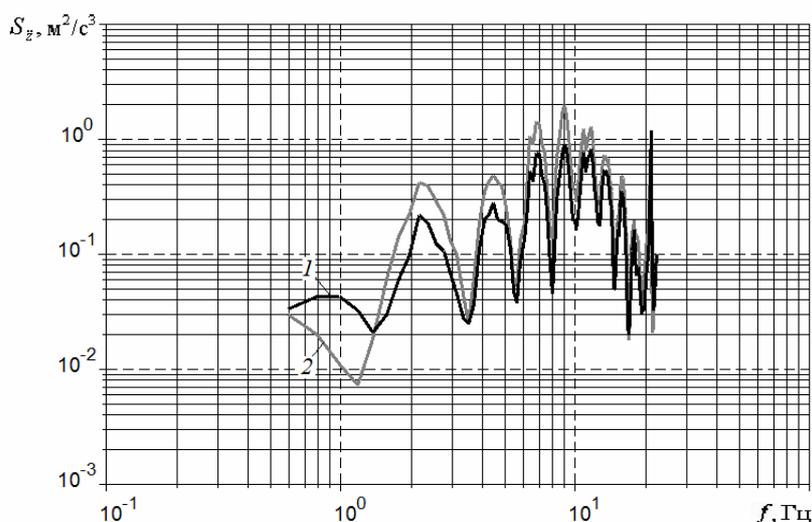


Рисунок 2 – Влияние коэффициентов демпфирования в гидропневматическом элементе подвески. Спектры вертикальных ускорений на полу кабины, под сиденьем водителя (ровный булыжник, 27 км/ч):

1 – исходный вариант коэффициентов демпфирования; 2 – коэффициенты демпфирования увеличены в два раза

Как показано на рисунках 2, 3, при моделировании движения по ровному булыжнику со скоростью 27 км/ч с увеличением коэффициентов демпфирования на дроссельном и клапанном режимах в два раза дисперсия вертикальных ускорений в зоне первого низкочастотного максимума (0,6...1,5 Гц) уменьшается, а в зонах максимумов, обусловленных эффектом базы, – возрастает. При этом возрастание ординат максимумов, обусловленных

эффектом базы, происходит на значительно меньшую величину, чем их уменьшение в зоне низкочастотного максимума, однако наблюдается в более широком диапазоне частот. Поэтому уменьшение площади под графиком спектральной плотности в области низкочастотного резонанса может оказаться больше, чем увеличение площади в зонах максимумов, обусловленных эффектом базы. Такое обстоятельство вызовет рост суммарной площади, а, следовательно, – дисперсии вертикальных ускорений и их СКО в диапазоне 0,6...22,4 Гц.

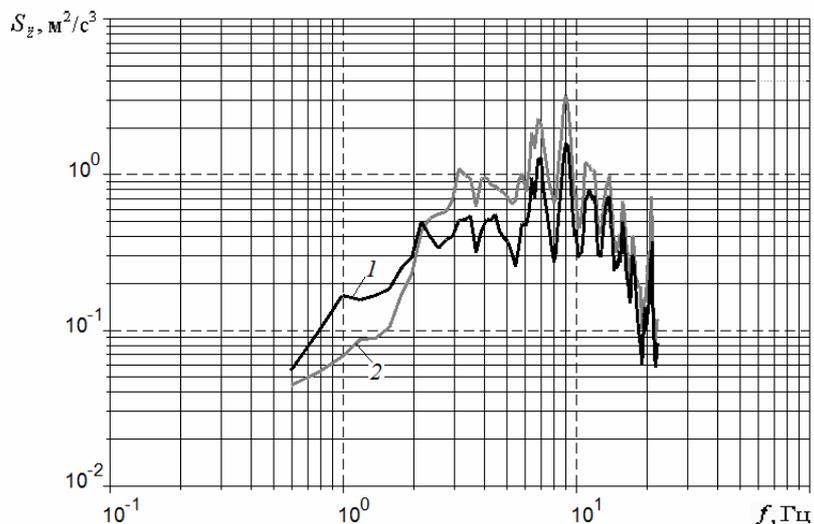


Рисунок 3 – Влияние коэффициентов демпфирования в гидропневматическом элементе подвески. Спектры вертикальных ускорений на левом лонжероне рамы, над задним левым колесом (ровный булыжник, 27 км/ч):
 1 – исходный вариант коэффициентов демпфирования; 2 – коэффициенты демпфирования увеличены в два раза

Выводы.

1. При возрастании демпфирующих усилий в гидропневматическом элементе подвески наибольший эффект по снижению вибронагруженности наблюдается в частотном диапазоне 0,6...1,5 Гц.

2. Проведенное сопоставление спектров позволяет однозначно утверждать, что первый резонансный максимум, обусловленный колебаниями подрессоренной массы автомобиля на подвеске, расположен в зоне 1 Гц, а наблюдаемый в диапазоне 2...3 Гц пик является первым максимумом, обусловленным эффектом базы (см. рисунок 2).

Список литературы

1. Горобцов А.С. Компьютерные методы построения и исследования математических моделей динамики конструкций автомобилей: Монография / А.С. Горобцов, С.К. Карцов, А.Е. Плетнёв, Ю.А. Поляков. – М.: Машиностроение, 2011. – 463 с.
2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода: Монография. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНИМАЦИЯ СЕКЦИИ МЕХАНИЗИРОВАННОЙ КРЕПИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ T-FLEX

Князев А.С.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

В настоящее время в мировой практике при проведении очистных горных работ в шахтах применяются различного вида механизированные крепи. Они отличаются по структуре, по габаритам, по количеству используемых гидродомкратов, по дизайну, по взаимодействию с окружающим массивом горных пород и тем не менее всем им свойственны малоотличающиеся общие схемные решения. Секции механизированных крепей представляют собой не что иное, как плоские рычажные механизмы с подвижным гидродомкратом.

Независимо от типа крепи и горно-геологических условий их применения, существуют единые основополагающие требования, которые, в конечном счете, обеспечивают выполнение основных функций крепей, т.е. надежного и безопасного сохранения рабочего пространства. Для этого необходимо при проектировании крепей строго следовать единым универсальным этапам конструкторской разработки, применяемым в машиностроении от обоснования структурных схем, их геометрического, кинематического, кинетостатического исследования, до решения вопросов надежности и долговечности конструкции.

Используя программную среду «Т-Flex» создаем трехмерную твердотельную модель секции механизированной крепи [1] по патенту РФ №2303699, схема которой изображена на рисунке 1. Все детали создаются в отдельных документах. Каждый документ системы «Т-Flex CAD 3D», содержащий трёхмерную модель, может быть вставлен в другую трёхмерную модель в качестве детали.

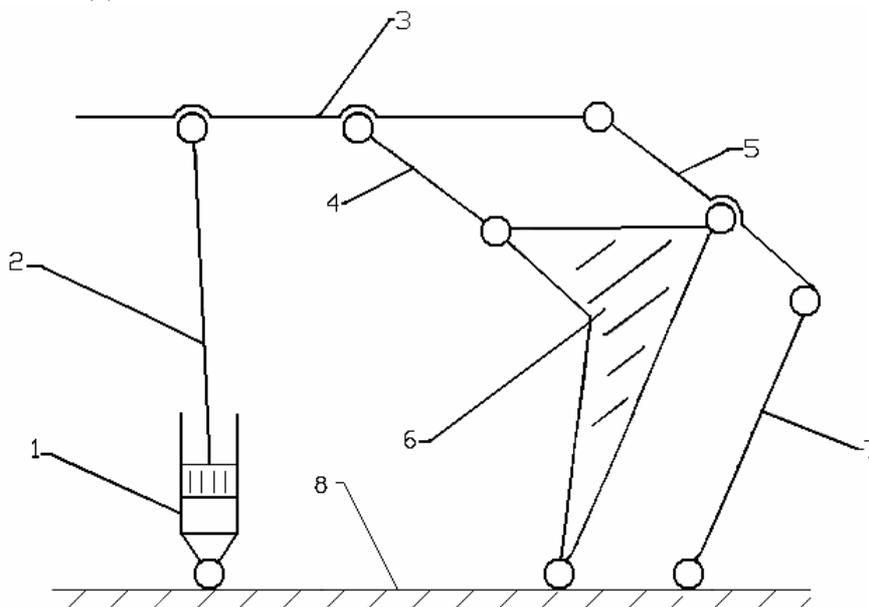


Рисунок 1 – Кинематическая схема секции механизированной крепи.

Первым главным условием сборки является расположение неподвижной опоры 8 (рисунок 2). Необходимо учитывать то, что это единственная деталь, которая не будет совершать движение. Поэтому лишаем опору 8 степеней свободы. Далее, последовательно вставляем детали, начиная с первого коромысла 6 звена ограждения 5 (рисунок 3), второго коромысла 7 звена ограждения 5 (рисунок 4), звена ограждения 5 (рисунок 5), шатуна 4 (рисунок 6), звена 3 поддержки (рисунок 7), штока с поршнем 2 (рисунок 8), цилиндра 1 гидродомкрата (рисунок 9). Вторым условием является то обстоятельство, что механизм многослойный. Поэтому необходимо создавать модель так, чтобы детали не перекрывали друг друга и двигались в строго определенных плоскостях.

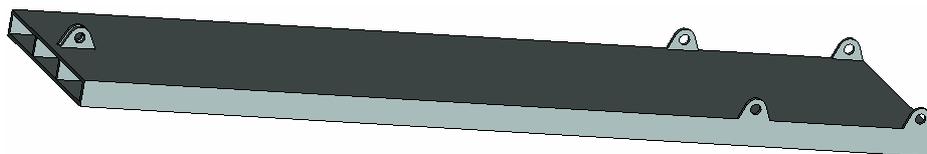


Рисунок 2 – Неподвижная опора

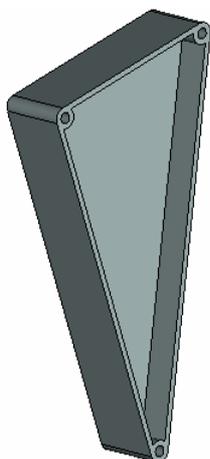


Рисунок 3 – Первое коромысла звена ограждения

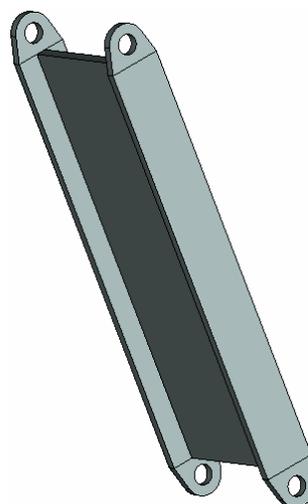


Рисунок 4 – Второе коромысла звена ограждения

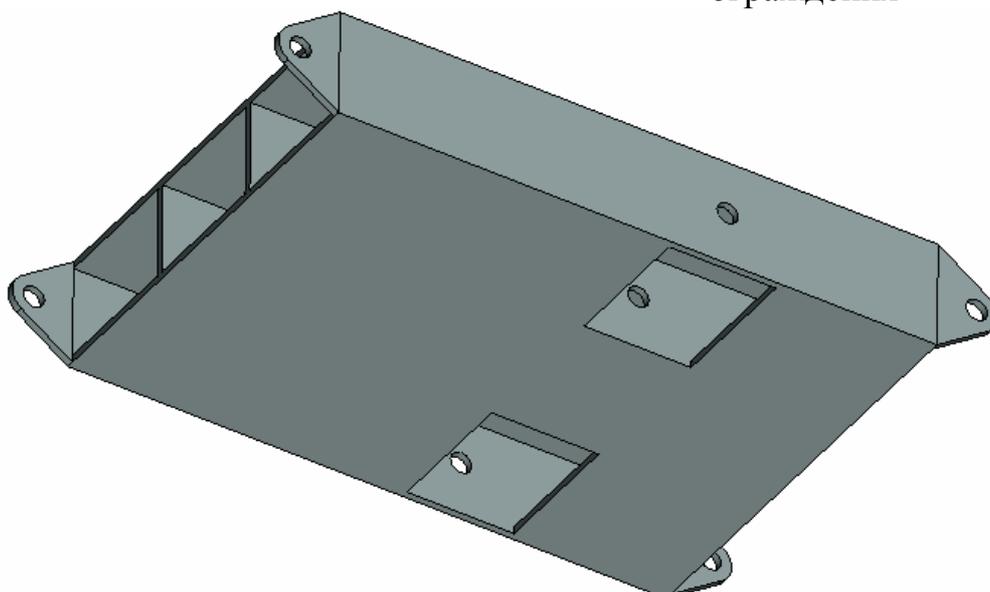


Рисунок 5 –Звено ограждения

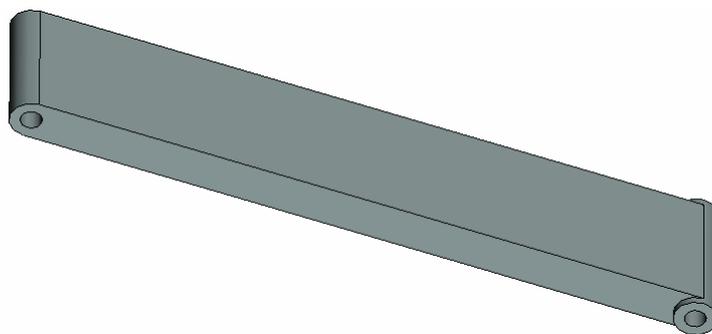


Рисунок 6 – Шатун

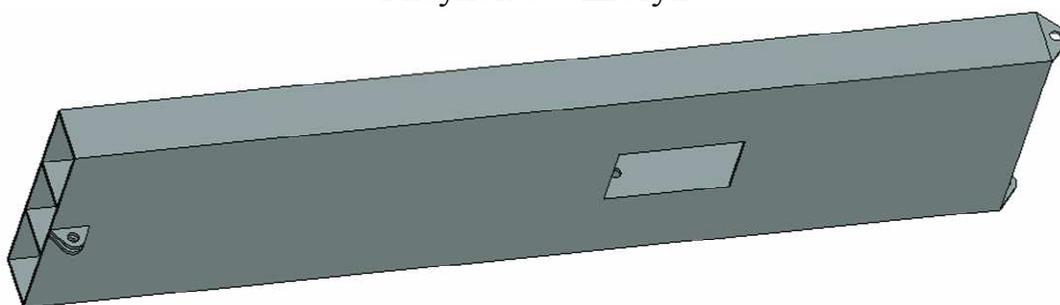


Рисунок 7 – Звено поддержки



Рисунок 8 – Шток с поршнем

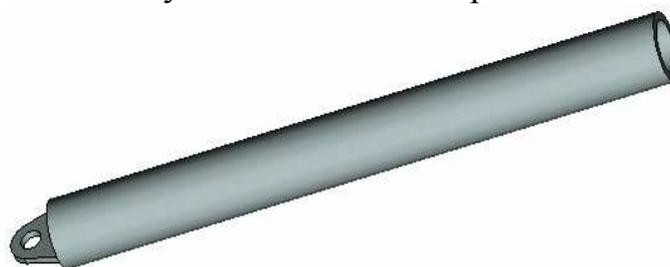


Рисунок 9 – Цилиндр гидродомкрата

Используя команду «сопряжение», задаем соосность и касание всем элементам механизма. Сопряжения предназначены для взаимной привязки элементов сборочной модели. Они позволяют располагать их в соответствии с заданными геометрическими условиями.

Таким образом, всем вращательным кинематическим парам таким, как опора – первое коромысло, опора – второе коромысло, первое коромысло – звено ограждения, второе коромысло – звено ограждения, первое коромысло – шатун, звено ограждения – звено поддержки, шатун – звено поддержки, звено поддержки – шток с поршнем, шток с поршнем – цилиндр гидродомкрата, цилиндр гидродомкрата – основание, задаем команду сопряжение – соосность. Учитывая многослойность, задаем граням деталей таким, как опора – первое коромысло, опора – второе коромысло, первое коромысло – звено ограждения, первое коромысло – шатун, звено ограждения – звено поддержки, звено поддержки – шток с поршнем команду сопряжение – касание.

В результате, получили модель секции механизированной крепи (рисунок 10), готовую к дальнейшему динамическому анализу.

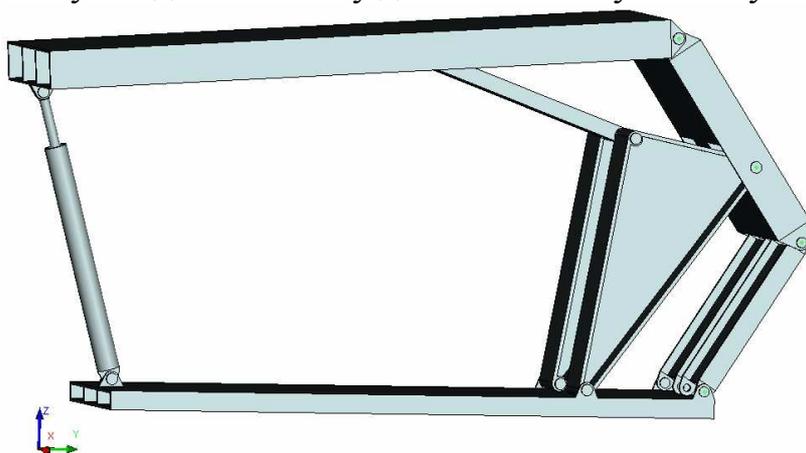


Рисунок 10 – Модель секции механизированной крепи

Создаем задачу динамического анализа, в которой необходимо включить в расчет движение всех звеньев и непосредственные их соединения. Задаем силу ведущему звену, штоку гидродомкрата. Направление силы перпендикулярно плоскости основания цилиндра гидродомкрата. Запускаем расчет динамического анализа секции механизированной крепи, отслеживаем динамику движения механизма. Далее представлены 3 произвольные положения секции (рисунки 11-13)

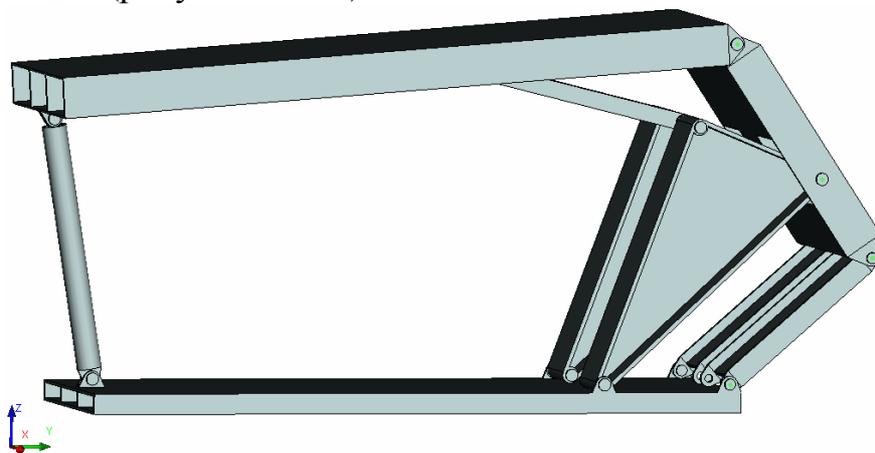


Рисунок 11 – Крайнее нижнее положение

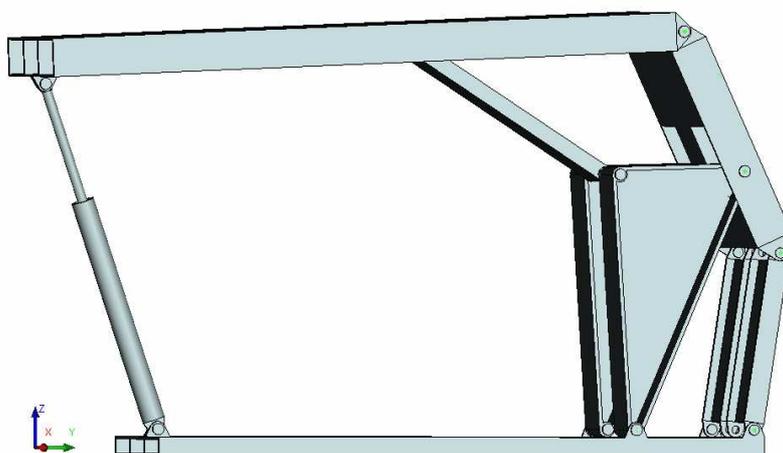


Рисунок 12 – Промежуточное положение

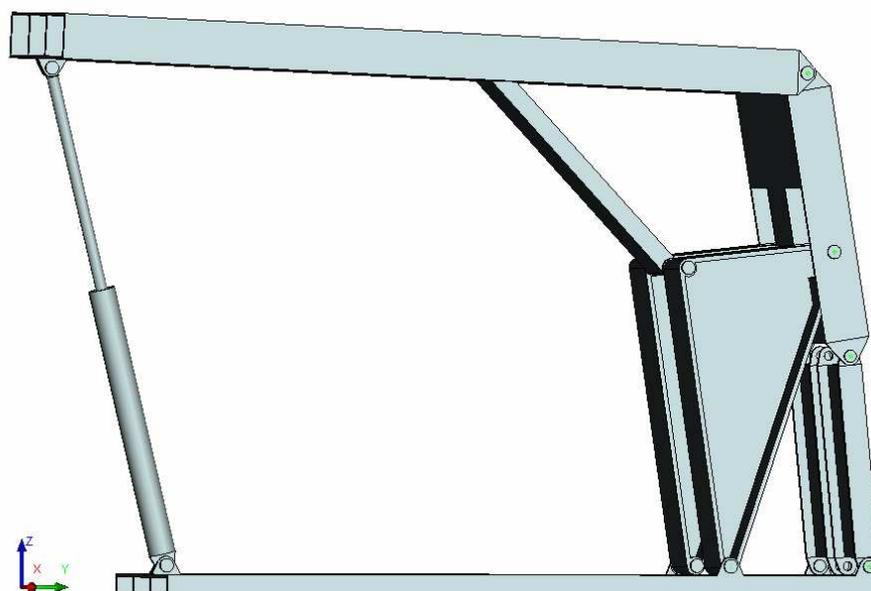


Рисунок 13 – Крайнее верхнее положение

Таким образом, программная среда «T-Flex» позволяет создавать трехмерные модели механизмов и производить исследование поведения различных механизмов любой сложности. Применение сопряжений позволило получить определенные движения всех звеньев механизма. Начальным параметром динамического анализа механизма, стал выбор ведущего звена и назначение силы приводящей механизм в движение. Динамический анализ позволил установить порядок и характер движения всех звеньев. Варьируя длины отдельных звеньев можно получить требуемое движение поддерживающего звена секции механизированной крепи.

Список литературы

1. Пат. 2303699 РФ. Секция механизированной крепи / Дворников Л.Т., Князев А.С., Стариков С.П. (РФ) – приоритет от 30.12.2005; опубл. 27.07.2007, Бюл. №21.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ПРОЦЕССОВ МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА НА ОСНОВЕ ТЕХНОЛОГИИ WORKFLOW

Сафонов А.Л., Горленко О.А.

Брянский государственный технический университет, Брянск

Современная машиностроительная промышленность включает в себя разно разноплановую деятельность, с выделением большого количества взаимосвязанных процессов. При этом подавляющее большинство этих процессов немислимо без применения автоматизированных систем. Это широко распространенные системы автоматизации конструирования, инженерных расчетов, технологической подготовки производства, управления ресурсами. Однако зачастую остаются бизнес процессы, которыми осуществляется традиционными неавтоматизированными методами. Это в значительной степени касается подхода к менеджменту вообще и к управлению качеством в частности. Только автоматизация бизнес-процессов позволит организовать эффективных механизмов управления ими.

Сложность современных процессов приводит к задействованию в них, в общем случае, большого количества исполнителей. Еще более внушительным выглядит объем данных, которыми оперируют процессы менеджмента качества. Это и входящие данные и внутренние и выходные, в том числе показатели качества и отчеты. В этой связи актуальность разработки и внедрения автоматизации процессов менеджмента качества не вызывает сомнений. Традиционные методы менеджмента качества трудоемки и малоинформативны. Это связано с отсутствием тесной интеграции стадий проектирования и производства; сложностью, а зачастую невозможностью, формализации проектных решения; отсутствием применения современных методов анализа, в том числе средств искусственного интеллекта; проблематичностью организации обратной связи с потребителями.

Обзор современных информационных технологий показал, что наиболее эффективными с точки зрения автоматизации процессов управления и в частности менеджмента качества являются системы класса Workflow или BPM (управление бизнес-процессами).

Одним из вариантов автоматизации процессов менеджмента качества является применение технологии Workflow. Workflow – в дословном переводе с английского означает поток работ операций. Workflow, по своей сути, – полная или частичная автоматизация бизнес-процесса, при которой документы, информация или задания передаются от одного участника (бизнес-процесса) к другому для выполнения действий согласно набору руководящих правил.

Фактически, Workflow является синонимом термина «бизнес-процесс», только применяется чаще в отношении систем автоматизации бизнес-процессов. После проведения описания и оптимизации бизнес-процессов следующим шагом будет процессная автоматизация. Она обеспечивается

наличием средства автоматической координации выполнения операция, которым и выступают системы класса Workflow. В отличие от систем проектирования и оптимизации бизнес-процессов (бизнес-моделирования), системы Workflow используются для автоматизации текущей деятельности. То есть, позволяют документам автоматически проходить заданные маршруты и получать отчеты, как по содержанию документов, так и по процессу.

Алгоритм выполнения процесса формируется согласно последовательности операций в нем и условия перехода от одной операции к другой. В результате описания бизнес-процесса созданная алгоритмическая модель может быть запущена в исполнение. Каждый адресат автоматически получает задания согласно алгоритму с прикрепленными документами, определенными параметрами, в том числе сроком исполнения работы.

При этом система выполняет следующие функции:

- 1) возможность выполнения нескольких экземпляров разработанного процесса (повторяющихся друг за другом или единовременно выполняемых);
- 2) пересылку заданий между участниками процесса согласно его алгоритму;
- 3) взаимодействие с прикладным программным обеспечением через специально организованные интерфейсы доступа.

В результате каждый участник процесса, будь то исполнитель или контроллер операций получает всю необходимую информацию точно вовремя.

Необходимо отметить, что существует большое количество предложений на рынке систем класса Workflow, однако они в полной мере не могут обеспечить решение всех задач, в частности выбор показателей качества для каждой работы.

В большинстве своем они представляют собой развитые системы документооборота с возможностью моделирования (графического представления) бизнес процессов.

В данном аспекте существует незаполненная ниша для систем реализующем именно автоматизацию выполнения бизнес-процессов, включающую как маршрутизацию документооборота, так и другие важные функции. Это, прежде всего, сбор актуальных данных о каждом процессе, их операционный анализ, глубокий интеллектуальный анализ, в том числе с использованием возможностей искусственного интеллекта, например, на основе нейронных сетей. Наиважнейшей функцией, не поддерживаемой абсолютным большинством систем, представленных на рынке, является включение в модель операций на современном технологическом оборудовании, представляющее собой автоматическую рассылку заданий и выполнение ее на оборудовании (станки, установки, измерительные системы).

Кроме этого в процессе определения алгоритма для каждой работы указываются параметры, представляющие собой показатели процесса. В ходе исполнения процесса они формируют базу данных показателей операций. Параллельно происходит формирование базы данных автоматической информацией о сроках и степени исполнения работ (рисунок 1).

Это позволяет накапливать большие наборы данных, полезных и нет, в том числе данных в области качества. В дальнейшем необходимо применение систем анализа данных для выявления закономерной, определение взаимосвязей (рисунок 2). Это системы класса OLAP (оперативный анализ данных) и Data Mining (интеллектуальный анализ данных, глубинный анализ данных).

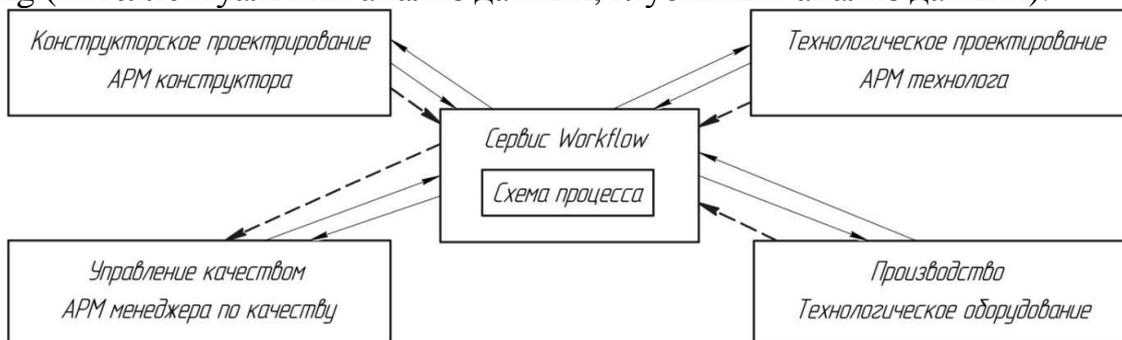


Рисунок 1 – Схема автоматизации процессов управления качеством



Рисунок 2 – Взаимосвязь системы WorkFlow с системами анализа данных

В предложенной интегрированной системе реализованы следующие подходы:

1. Интегрированное проектирование на основе технологии WorkFlow (управление потоками работ) с возможностью сбора информации о параметрах процессов и качестве продукции. Таким образом, будет организован управляемый автоматический сбор данных о проектировании. Новизна заключается в формировании модели сбора и анализа данных для предметной области, используемой в управлении потоками работ.

2. Анализ и прогнозирование проектных решений на основе реализации искусственного интеллекта в виде нейронной сети. Новизна заключается в использовании методов искусственного интеллекта для решения плохо формализуемых задач – проектных операций.

3. Обратная связь с потребителями в условиях интегрированного производства и глобальной информационной системы. Оригинальным является учет взаимосвязей между параметрами процессов проектирования и информацией о качестве продукции.

Список литературы

1. Коптелов А.К. Внедрение процессного управления через автоматизацию процессов // Финансовая газета. – 2009. – №24.
2. Карабанов Б.М. 5 шагов к бюджетному управлению. Методическое руководство. – С-Пб: Инталев.– 2002. – 107 с.

СУТЬ И ОСОБЕННОСТИ ПРОЦЕССА МОДИФИКАЦИИ ПОВЕРХНОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ПУЧКОМ ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЧАСТИЦ

Афанасенков М.А.

*Санкт-Петербургский государственный политехнический университет,
Институт машиностроения, Санкт-Петербург*

Метод обработки поверхности по средствам воздействия пучком ионов является универсальным способом введения в любой материал любых примесей в строго контролируемом количестве. В результате имплантации в тонком поверхностном слое может быть получена достаточно высокая концентрация вводимых атомов. Так как в процессе обработки бомбардирующие ионы претерпевают многочисленные упругие соударения с атомами решетки, в имплантируемом слое образуется большое количество радиационных дефектов, как правило, на 2 – 3 порядка превосходящее число имплантированных атомов. Эти явления оказывают существенное влияние на физико-механические и физико-химические свойства поверхности обрабатываемого инструмента. В результате формируются поверхностные слои с требуемым изменяющимся по заданным профилям химическим составом, которые не обладают выраженной границей раздела с материалом основы. При непрерывном облучении свойства изменяются, если число внедренных частиц (доза) достигает $10^{17} \dots 10^{18} \text{ см}^{-2}$, что объясняется синтезом новых фаз и соединений.

Одной из положительных особенностей метода ионной имплантации является независимость от диффузионных констант, что способствует его эффективному применению в случаях затрудненности, или невозможности использования обычных способов легирования. Возможность атермического введения примесей и дефектов в определенной концентрации, не зависящей от растворимости, позволяет при имплантации формировать в условиях комнатной и низких температур новые метастабильные твердые растворы в поверхностном слое, получение которых традиционными методами невозможно. При этом, введение небольших количеств примесей (~ 1 атомный %) приводит к образованию твердых растворов замещения и внедрения, а при большой концентрации (~ 10 атомных %) наблюдается формирование метастабильных твердых растворов и аморфных сплавов.

Образование большого количества радиационных дефектов в имплантированном слое в процессе ионной имплантации, так же является положительной характеристикой метода. При значительных дозах облучения точечные дефекты имеют тенденцию собираться в кластеры, а затем за счет роста трансформироваться в дислокационные петли, которые вызывают искажение кристаллической решетки и упрочняют металл. В то же время они могут являться зародышами новых фаз, которые на уровне предвыделений значительно повышают прочностные характеристики поверхностного слоя инструментальных сталей без существенного снижения пластичности.

Технологические возможности метода ионной имплантации определяются верхним пределом концентрации имплантированных атомов и толщиной слоя, характеризующегося новыми свойствами. В процессе имплантации при торможении бомбардирующего иона в поверхностном слое материала создаются каскады смещенных атомов, при этом поверхностные атомы, получившие энергию, достаточную для преодоления сил поверхностной связи, выбиваются наружу и происходит распыление облучаемого материала. Вместе с атомами обрабатываемого материала происходит выбивание и атомов имплантируемой примеси. Вследствие этого процесс распыления накладывает ограничение на количество вбиваемых атомов, что ведет к насыщению общей концентрации имплантированной примеси. Верхний же предел имплантируемой примеси, обусловленный распылением поверхности в процессе напыления, ограничен 20...50 атомными %, что является вполне достаточным для получения сплавов и управления свойствами поверхности.

В процессе ионной имплантации в поверхностном слое обрабатываемого материала создаются условия, способствующие протеканию реакций между атомами внедренной примеси и атомами матрицы с растворенными в ней примесями. Таким образом, при облучении заготовки ионами недостающего для образования соединения элемента, удастся синтезировать как известные соединения, так и соединения, которые не могут быть созданы другими методами. Ионная имплантация может быть применена для получения равновесных метастабильных фаз с существенно расширенными границами правила Юм-Розери по сравнению с его применением при традиционных способах образования твердых растворов. Эмпирическое правило Юм-Розери гласит «Метастабильный твердый раствор образуется, если имплантированная примесь имеет: а) атомный радиус в пределах от 15...40% от радиуса матрицы; б) электроотрицательность в пределах $\pm 0,6$ от атомов матрицы».

Таким образом, метод ионной имплантации, не ограниченный условиями равновесных фазовых диаграмм, воздействуя на механические и химические свойства, фазовый состав и структуру поверхностных слоев инструментальных сталей, открывает широкие возможности для целенаправленного и управляемого изменения поверхностных свойств материала, синтеза новых метастабильных твердых растворов и создания новых материалов с необычными свойствами.

Список литературы

1. Аброян И.А. Физические основы электронной и ионной технологий / И.А. Аброян, А.Н. Андронов, А.И. Титов. – М., Высшая школа, 1984. – 216 с.
2. Готт Ю.В. Взаимодействие ионов с веществом в плазменных исследованиях. – М.: Атомиздат, 1978. – 460 с.
3. Зубарев Ю.М. Современные инструментальные материалы. – СПб.: Изд-во «Лань», 2008. – 224с.
4. Сенчило И.А. Технология обработки с использованием потоков высокоэнергетических частиц / И.А. Сенчило, Ю.М. Зубарев, А.Ф. Бабошкин и др. – СПб.: Изд-во ПИМаш, 2004. – 116с.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ УДАРНЫХ СИСТЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Жуков И.А.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк

Разработанная и обоснованная обобщенная методика [1] создания и исследования ударных систем, применяемых при разрушении хрупких сред, включает в себя инструментальные средства, представленные в виде автоматизированного комплекса компьютерных программ и баз данных. Эта методика направлена на решение проблемы повышения эффективности воздействия на разрушаемую среду при продольном ударе бойком по волноводу-инструменту путем рационального подбора форм бойков. Программный комплекс состоит из двух баз данных и трех программ для ЭВМ, на которые получены свидетельства об официальной регистрации [2-6].

Эффект воздействия на среду при продольном ударе по волноводу-инструменту определяется не только массой и предударной скоростью ударяющего тела, но и его формой. Упругая волна, генерируемая в стержне при ударе определяется не только её энергией, т.е. площадью падающего импульса, но и законом изменения амплитуды импульса по его длине. Эта закономерность, как физический факт влияния формы ударяющего тела на эффект разрушения при ударе, был официально заявлен в открытии №13 в 1964г. Александровым Е.В. Подбор рациональных форм бойков является одним из наиболее действенных методов проектирования ударных систем, приводящий к увеличению значения коэффициента передачи энергии.

База данных «Полный состав форм бойков для машин ударного действия», фрагмент которой представлен на рисунке 1, содержит все известные запатентованные к настоящему времени бойки ударных систем. Наличие такой систематизированной информации позволяет в короткие сроки решать задачу выбора конструкции бойка ударной системы для конкретных условий эксплуатации.

Для сравнительной оценки применения бойков различных форм необходимо знание условий и законов формирования ими ударных импульсов в стержнях. Решение задачи определения ударных импульсов генерируемых различными по форме бойками осуществлялось с использованием графоаналитического метода, который был развит до возможности его применения к исследованию продольного удара по стержням бойками сложной геометрической формы, а именно представляющими собой тело вращения, образующей которого является какая-либо плоская кривая (рисунок 2). На основе графоаналитического метода разработан четкий алгоритм нахождения и анализа ударного импульса, генерируемого бойками различных форм в стержнях постоянного поперечного сечения.

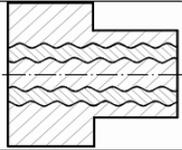
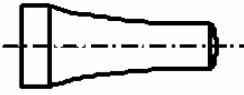
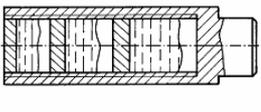
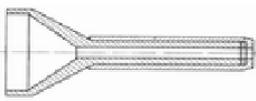
22	Боёк со вставкой из различных материалов		Боёк отбойного молотка, Патент JP7052066A	06.08.1993	28.02.1995	Yasunori Doi
23	Боёк с ударным торцом, выполненным в виде поверхности вращения части эллиптической лемнискаты Бута		Ударник бурильной машины Патент № 2137595	01.06.1998	20.09.1999 Бюл. № 26	Дворников Л.Т. Прядко М.Ю.
24	Поршень с внутренней полостью, заполненной тяжелой жидкостью		Способ разрушения горных пород ударными импульсами, Патент №2209913	31.01.2002	10.08.2003	Юнгмейстер Д.А., Ветюков М.М., Пивнев В.А., и др.
25	Составной ударник с амортизатором		Составной ударник с амортизатором для пневматических перфораторов, Патент №2233960	15.12.2002	10.08.2004	Арефьев В.И., Бессонов А.Н., Чумачев А.А.

Рисунок 1 – Фрагмент базы данных форм бойков ударных систем

По этому алгоритму разработана компьютерная программа «Анализ форм бойков ударных механизмов», позволяющая для бойков с любой геометрией определять такие важные характеристики ударного импульса, как максимальную амплитуду, форму, эффективную длительность и энергию.

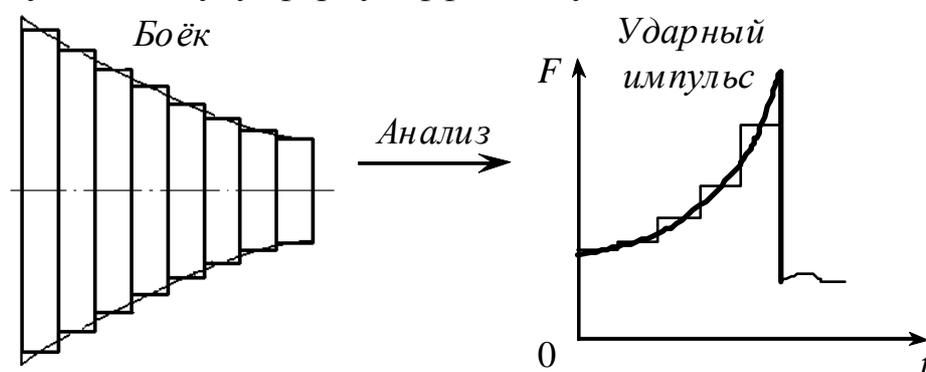


Рисунок 2 – Анализ бойков ударных систем

База данных «Ударные импульсы бойков, выполненных в форме тел вращения» содержит найденные автором решения ударных импульсов, генерируемых бойками различных форм при продольном ударе по полубесконечному волноводу постоянного поперечного сечения. Такая база данных (рисунок 3) позволяет осуществлять подбор рациональной формы бойка в зависимости от заданной формы ударного импульса.

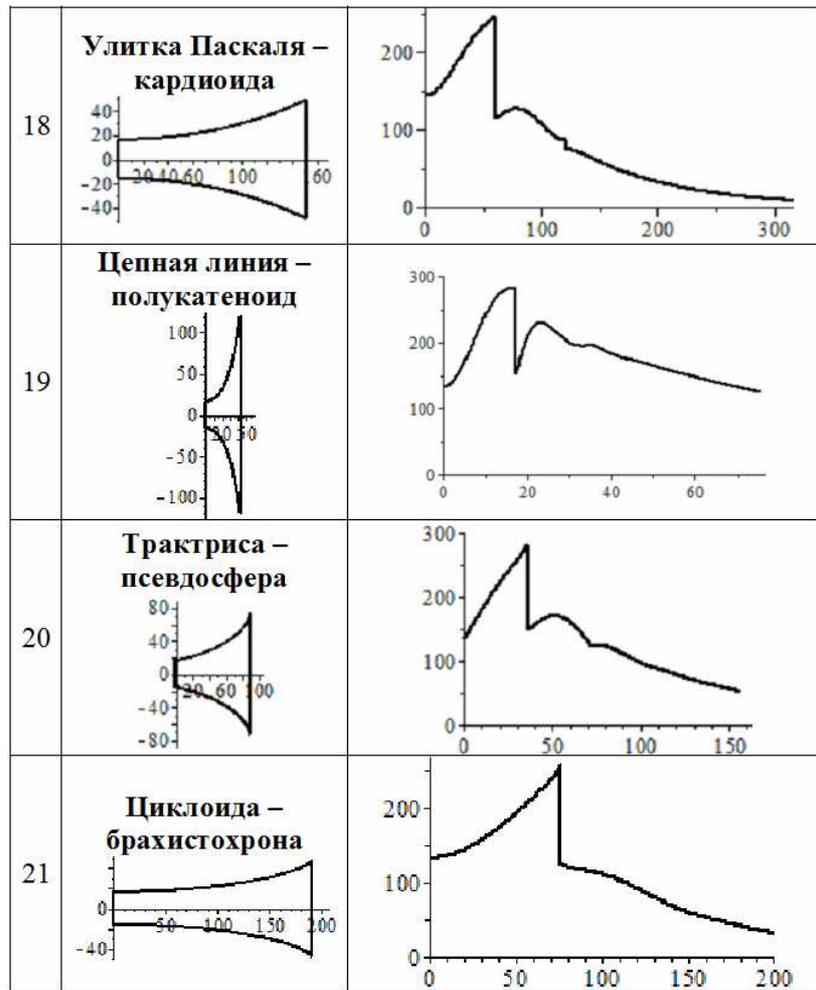


Рисунок 3 – Фрагмент базы данных ударных импульсов, генерируемых бойками различных форм.

С точки зрения практической значимости наиболее рациональным представляется применение метода синтезирования геометрических параметров ударных систем в зависимости от свойств разрушаемого объекта. Сущность метода (рисунок 4) заключается в следующем.

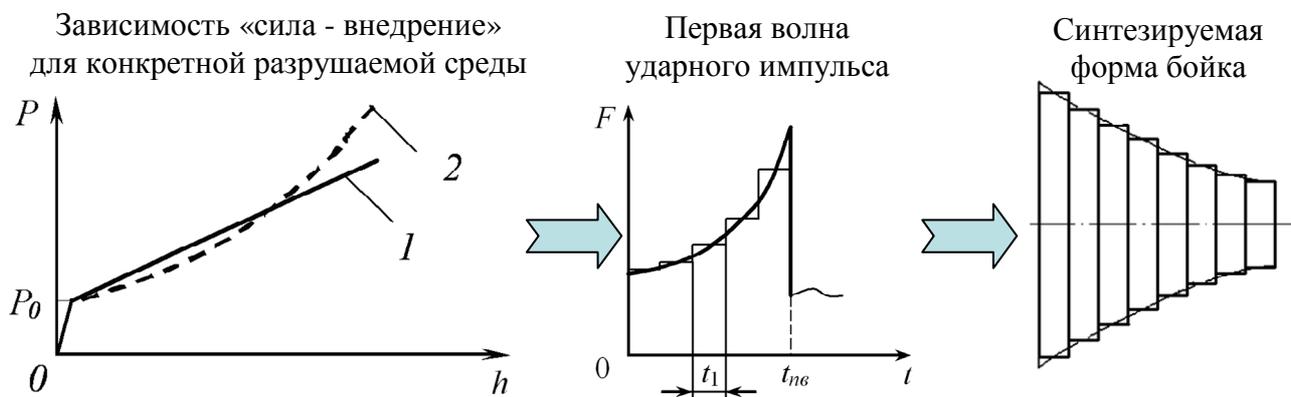


Рисунок 4 – Синтез геометрии бойка в зависимости от разрушаемой среды

По результатам оценки физико-механических свойств среды, которую предстоит разрушать, создается математическая модель зависимости «сила – внедрение», по которой в дальнейшем определяется ударный импульс из

условия обеспечения минимума энергии отраженного импульса с целью повышения значения коэффициента передачи энергии. В дальнейшем по форме первой волны падающего ударного импульса, синтезируется форма бойка. Решение данной задачи достигается посредством применения графоаналитического метода в обратном порядке.

Проблема синтеза геометрии форм ударяющих тел по известным характеристикам разрушаемого объекта является совершенно новым направлением в исследовании ударных систем технологического назначения.

На основании разработанной теории синтеза составлены компьютерные программы «Синтез ударного импульса по зависимости «сила-внедрение» для разрушения горной породы ударом», «Синтез геометрии бойков ударных механизмов».

Внедрение разработанных теоретических методик, инструментальных средств и новых технических решений элементов ударных систем стабильно обеспечивает увеличение срока службы машин ударного действия, увеличение прибыли от производства, повышение рентабельности предприятий, принося значительный вклад в развитие машиностроительной и горнодобывающей отраслей промышленности.

Список литературы

1. Жуков И.А. Обобщенная методика и инструментальные средства создания машин ударного действия для разрушения хрупких сред // Современные проблемы машиностроения: сборник научных трудов VII Международной научно-технической конференции; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во ТПУ, 2013. – С. 230-233.
2. Свидетельство №2007613024. Анализ форм бойков ударных механизмов / Дворников Л.Т., Жуков И.А. (РФ) – №2007611961; поступление 18.05.2007; зарегистр. 11.07.2007.
3. Свидетельство №2007614717. Синтез геометрии бойков ударных механизмов / Дворников Л.Т., Жуков И.А. (РФ) – №2007613793; поступление 24.09.2007; зарегистр. 14.11.2007.
4. Свидетельство №2012611835. Синтез ударного импульса по зависимости «сила-внедрение» для разрушения горной породы ударом / Жуков И.А., Сараханова Е.В. (РФ) – №2011660043; поступление 26.12.2011; зарегистр. 17.02.2012.
5. Свидетельство на базу данных №2012620488. Полный состав форм бойков для машин ударного действия / Жуков И.А., Андреева Я.А. (РФ) – №2012620225; поступление 02.04.2012; зарегистр. 30.05.2012.
6. Свидетельство на базу данных №2013620699. Справочник аналитических решений ударных импульсов бойков, выполненных в форме тел вращения / Жуков И.А., Андреева Я.А. (РФ) – №2013620381; поступление 16.04.2013; зарегистр. 13.06.2013.

АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОРПУСА СЕКТОРА ГАЗА НА ОСНОВЕ 3D-МОДЕЛИРОВАНИЯ

Олещук В.А.

*Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет,
Комсомольск-на-Амуре*

Эффективно решать проблемы повышения качества продукции, сокращения сроков введения изделия в серию при минимальных затратах финансовых и трудовых ресурсов позволяют системы автоматизированного проектирования и конструкторско-технологической подготовки производства.

Большой ассортимент таких программ, представленных на рынке, нередко вызывает сложность в их выборе. Прежде чем определить, какая САПР наиболее предпочтительна для внедрения на данном предприятии, необходимо достаточно четко представлять задачи, которые она должна решать.

Основными задачами, которые должны быть решены при внедрении систем автоматизированного проектирования на предприятиях машиностроительного комплекса и, в первую очередь, на предприятиях авиастроительного комплекса, являются:

- ускорение процесса разработки конструкторской и технологической документации, конструкторско-технологической подготовки производства при запуске изделия в серию в крайне сжатые сроки:

- сведение до минимума ошибок в процессе конструкторского и технологического проектирования;

- возможности внесения изменений и дополнений при отработке конструкций как отдельных узлов и деталей, так и всего изделия в целом, устранения конструктивных и технологических недостатков, выявленных в процессе испытаний:

- сведение до минимума процента брака при запуске программы на станок с ЧПУ.

Универсальная CAD/CAM/CAE - система – это система способная решать самые разные задачи, стоящие перед предприятием. При постоянном усложнении технологии и решаемых задач, сокращении сроков производства новой продукции, такая САПР позволит быстро перейти от концептуальной модели изделия к алгоритму изготовления изделия на имеющихся производственных мощностях.

По создаваемым математическим моделям изделий могут быть достаточно оперативно разработаны технологическая оснастка для их производства и управляющие программы для обработки на станках с ЧПУ. Возможности современных CAD/CAM/CAE систем позволяют получить программы на обработку изделий практически любой сложности с точностью и

чистотой, ограничиваемыми только возможностями станочного оборудования и применяемого инструмента.

Возможности универсальной CAD/CAM/CAE – системы могут быть показаны на примере конструкторско-технологической подготовки производства изготовления корпуса сектора газа.

Сектор газа – предназначен для управления двигателем посредством перемещения рычага управления двигателем (РУД) в фиксированные положения. Корпус является базовой деталью сектора газа. Обработка ведется на многоцелевых пятикоординатных станках с ЧПУ.

При использовании универсальной CAD/CAM/CAE – системы технологическая подготовка производства ведется параллельно всеми конструкторско-технологическими службами предприятия. Это позволяет не только сократить время технологической подготовки производства, повысить качество изделия, но и, в случае необходимости внесения изменений в конструкцию детали или её технологические характеристики, оперативно изменить УП. Изменения вносятся автоматически.

Для реализации общего взаимодействия конструкторов, технологов, разработчиков УП и технологической оснастки для станков с ЧПУ, эффективно применение TeamCenter 8. На рисунке 1 представлена схема взаимодействия различных САПР, применяемых в процессе конструкторско-технологической подготовки изготовления корпуса сектора газа.

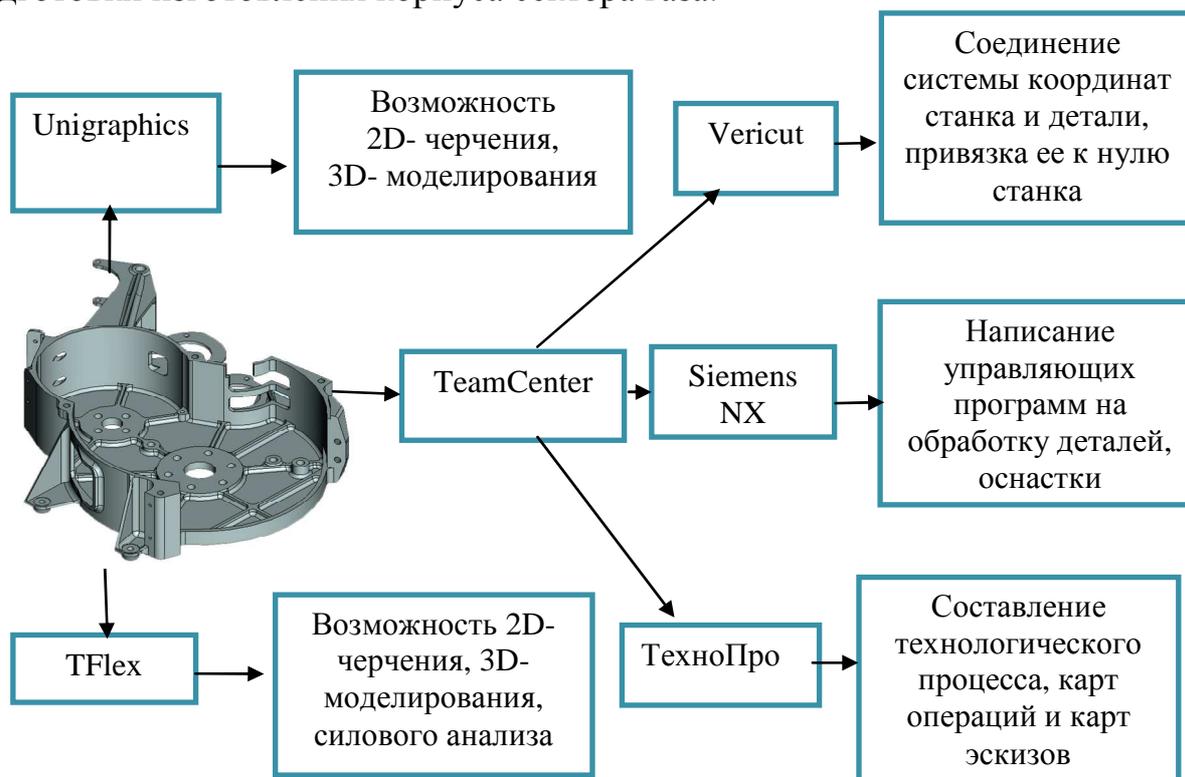


Рисунок 1 – Схема взаимодействия различных САПР

Конструкторско-технологическая подготовка производства того или иного изделия предполагает не только разработку конструкции изделия, не важно, в 2D чертежах или 3D-моделях, проектирование технологий, разработку УП, но и обеспечения производственных участков технологической оснасткой,

инструментом и комплектующими. При организации производственных процессов в силу организационных и объективных причин возникают различные отклонения от запланированного алгоритма. Например, при изготовлении корпуса сектора газа в качестве заготовки применялась поковка. Замена поковки на заготовку, полученную литьем в кокиль, потребует изменений в технологическом процессе и УП, изменения конструкций станочных приспособлений, комплектации операционных комплектов и т.п. При этом важно, чтобы все заинтересованные стороны своевременно получили информацию о внесенных изменениях и корректировках.

Teamcenter гарантирует своевременное информирование в одной среде всех участников производственного процесса, что исключает некорректную передачу данных и возможную потерю информации.

В связи с тем, что весь процесс проектирования на большинстве предприятий представляет собой проектирование и разработку изделия целиком, а не отдельных деталей, при проектировании или редактировании отдельных деталей необходимо учитывать элементы соединений, а также такие факторы формирования сборки, как наличие зазоров. При разработке 3D модели деталей, входящих в сборочный узел, назначение требований точности к взаимному расположению поверхностей, параметров шероховатости, допусков размеров производится с учетом их служебного назначения. Система конструкторского описания изделия содержит информацию на основе которой решаются задачи подготовки производства – выбор технологического оборудования, оснастки, режущего и контрольного инструмента, снабжения комплектующими и т.п.

Конструктор разрабатывает 3D модель детали и передает её цеховому технологу. На рисунке 2 представлена 3D-модель корпуса сектора газа.

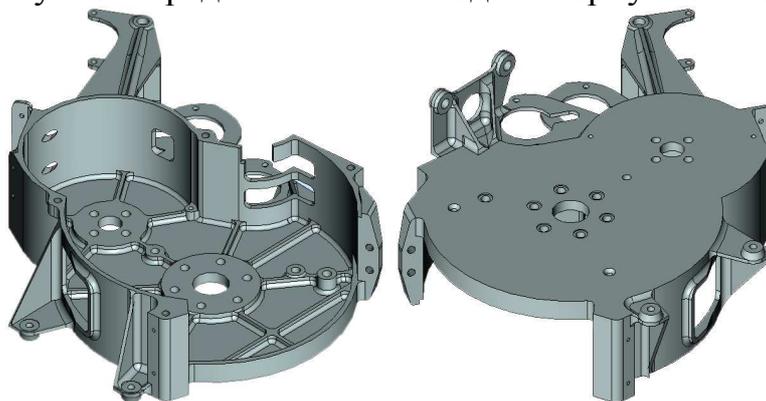


Рисунок 2 – 3D-модель корпуса сектора газа

Используя систему «ТехноПро» цеховой технолог разрабатывает операционные технологии, составляет карты технологического процесса. Формирует техническое задание и передает его в отдел программного управления (ОПУ) технологу – программисту, который разрабатывает программу обработки на станке с ЧПУ, используя VERICUT.

Программное обеспечение VERICUT оптимизирует режимы резания, заданные в управляющей программе, моделирует обработку на станках с ЧПУ с

тем, чтобы выявить ошибки кода управляющей программы, возможные столкновения между компонентами станка и выявить неэффективные участки в управляющей программе. Модуль применим даже для высокоскоростных станков.

Последовательность действий для обработки УП – программы:

- загрузка описания станка и установка рабочей директории;
- загрузка заготовки (модели, используемой вместо заготовки), подготовленной в системе UNIGRAPHICS;
- открытие и создание библиотеки инструментов, разработка карты наладки для конкретной детали;
- загрузка управляющей программы;

Особенностью применения системы VERICUT, в первую очередь, является то, что модель детали помещается в систему координат станка и проводится её привязка к нулю станка, соединения системы координат станка и детали. Можно изменить параметры станка для непрерывной обработки каждой установки.

VERICUT позволяет разработать траекторию движения инструмента в процессе выполнения как одного технологического перехода, так и всей операции в целом. Применение анимации (рисунок 3) дает возможность визуально контролировать траекторию движения инструмента и, в случае появления подрезов, необработанных элементов поверхностей и т.п. произвести отладку и необходимую корректировку управляющей программы. VERICUT останавливает обработку на встречающихся в УП - программе ошибках.

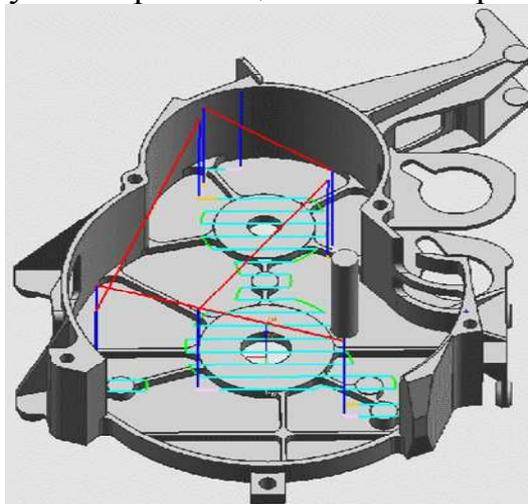


Рисунок 3 – Анимация траектории движения инструмента при обработке

Таким образом, VERICUT позволяет программистам выявить ошибки в управляющей программе до ее передачи в цех и устранить ручные проверки управляющих программ на станках с ЧПУ.

Кроме того, система VERICUT позволяет проверить управляющую программу на столкновение во избежание поломки инструмента, узлов станка в процессе обработки с подключением приспособления, используемого в цехе. При столкновении узлов станка с приспособлением произойдет останов управляющей программы в кадре столкновения. Приспособление и узел

столкновения окрасятся в красный цвет, в строке сообщений появится информация об ошибке.

Эта процедура является обязательной.

Разрабатывается карта наладки для обработки конкретной детали. Подготовленная для цеха технологическая карта наладки обязательно сравнивается с настройками VERICUT.

Разработанная технологом – программистом программа возвращается к цеховому технологу, который передает её непосредственно исполнителю.

Технологическая подготовка производства включает проектирование и изготовление технологической оснастки. Использование NX 7,5 позволяет выполнить симуляцию обработки на конкретной операции с использованием разработанного приспособления. Симуляция позволяет выявить недостатки конструкции приспособления ещё на стадии проектирования до того как оно выполнено в «железе».

CAD/CAM/CAE - система конструкторско-технологической подготовки производства дает возможность всем службам предприятия, участвующим в производственном процессе вести свои разработки параллельно. При использовании такой системы ТПП конструктор – технолог – программист – оператор станка с ЧПУ работают в едином информационном пространстве. Teamcenter обеспечивает оперативный доступ к единой базе данных все участников производственного процесса на всех стадиях поддержания проекта.

Это позволяет повысить мобильность производства, т.е. сократить время перехода от концептуальной модели изделия к алгоритмическому описанию производственного процесса, сократить сроки ввода изделия в серию, свести до минимума затраты материальных и трудовых ресурсов.

Список литературы

1. Погосян М.А. Автоматизированная технологическая подготовка производства в авиастроении. Российская академия CALS. Авиационно-космическое машиностроение / М.А. Погосян, А.И. Пекарш, А.С. Сироткин и др. – М.: ФНПЦ ММП «Салют», 2008. – 605 с.
2. Зильбербург Л.И. Информационные технологии в проектировании и производстве / Л.И. Зильбербург, В.И. Молочник, Е.И. Яблочников. – СПб.: Политехника, 2008. – 340 с.
3. Норенков И.П. Основы автоматизированного проектирования: Учебник для ВУЗов, 2-е изд., перераб. и доп. – М: изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002 г. – 336 с.
4. Фролова И.Н. Анализ современных систем автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП) / И.Н. Фролова, О.И. Кутилова. – М.: Машиностроение и автоматизация, 2010. – 91-97 с.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ КОВША ЭКСКАВАТОРА ЕК-14

Зеньков С.А.¹, Балахонов Н.А.¹, Зеньков А.С.²

¹*Братский государственный университет, Братск;*

²*Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск*

Применение САПР конструирования изделий, которую на Западе называют САД (Computer Aided Design), позволяет выполнять объемное и плоское геометрическое моделирование, инженерный анализ, оценку проектных решений, получение чертежей.

Цель САПР – повысить качество проектирования, снизить материальные затраты на него, сократить сроки проектирования и ликвидировать рост числа инженерно-технических работников, занятых проектированием и конструированием.

В данной работе произведен расчет напряженно-деформированного состояния ковша экскаватора ЕК-14 при помощи системы автоматизированного проектирования АРМ WinMachine.

АРМ WinMachine – система автоматизированного расчета и проектирования механического оборудования и конструкций в области машиностроения, разработанная с учетом последних достижений в вычислительной математике, области численных методов и программирования, а также теоретических и экспериментальных инженерных решений. Эта система в полном объеме учитывает требования государственных стандартов и правил, относящихся как к оформлению конструкторской документации, так и к расчетным алгоритмам [1].

Не смотря на широкие функциональные возможности АРМ WinMachine, создавать трехмерные твердотельные модели деталей и конструкций сложной геометрии в данной системе неудобно. Для решения этой проблемы существует возможность импортирования файлов из других систем, в которых процесс создания трехмерных моделей деталей и конструкций проще и занимает меньше времени. На рисунке 1 представлена трехмерная модель ковша экскаватора ЕК-14, сделанная в системе КОМПАС-3D. Представленная модель была импортирована в препроцессор подготовки моделей для конечно-элементного анализа АРМ WinMachine, затем указаны места закрепления и приложены нагрузки по схеме на рисунке 2. Схема нагрузок соответствовала положению ковша в момент его заглубления в грунт. X_A , X_B , Y_A , Y_B – закрепление ковша (реакции опоры), сила P (наибольшее усилие копания экскаватора), действующая на ковш через зубья, согласно технической характеристики машины была принята $100кН$ [2-4].

Создание конечно-элементной модели было осуществлено на основе импортированной из КОМПАС-3D геометрической модели в АРМ Studio. Количество конечных элементов составляло 210103, количество узлов 60465.

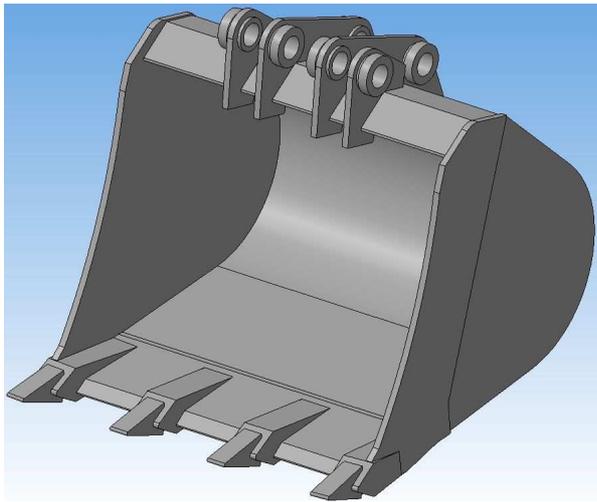


Рисунок 1 – Трехмерная модель ковша

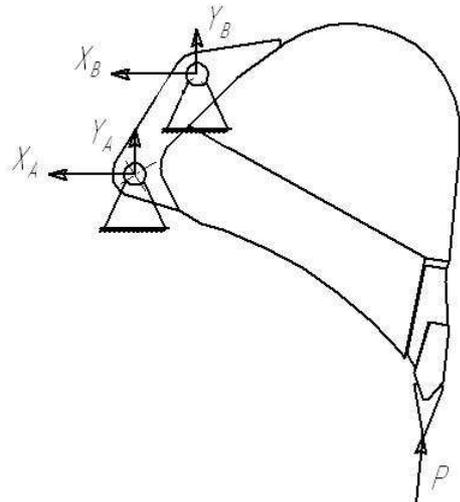


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на ковш

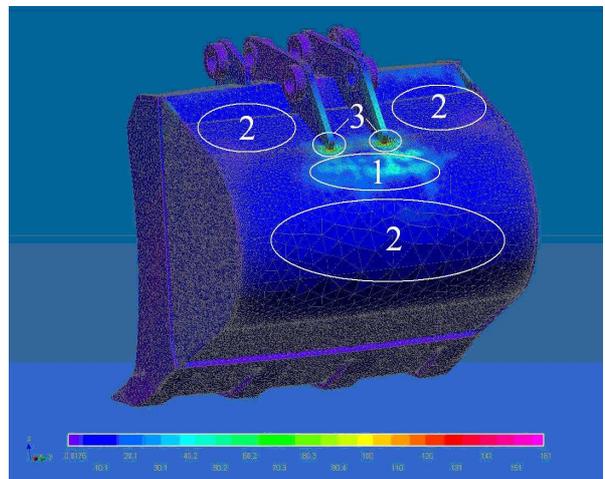
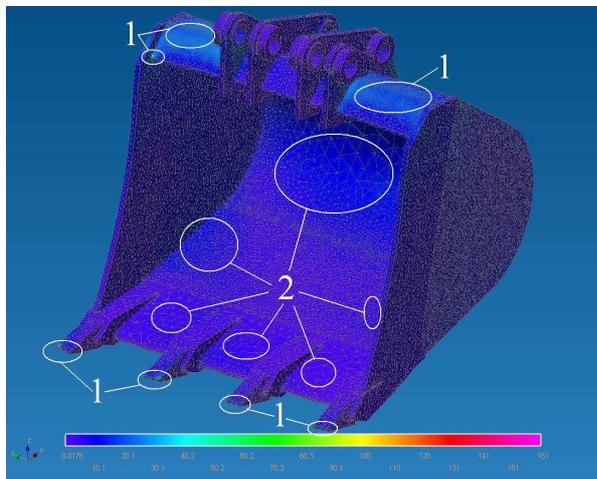


Рисунок 3 – Карта напряжений в ковше

На рисунке 3 представлены напряжения в ковше при нагрузке по $25кН$ на каждый зуб, нагружение соответствует моменту заглубления ковша в грунт. В основном в ковше возникают напряжения $5-10мПа$ (не отмеченные места). В местах обозначенных цифрой 1 возникают напряжения $30-40мПа$, в местах 2 – $10-20мПа$, в местах 3 – до $160мПа$. Наиболее напряженные участки в ковше – это места крепления упоров к днищу (места 3).

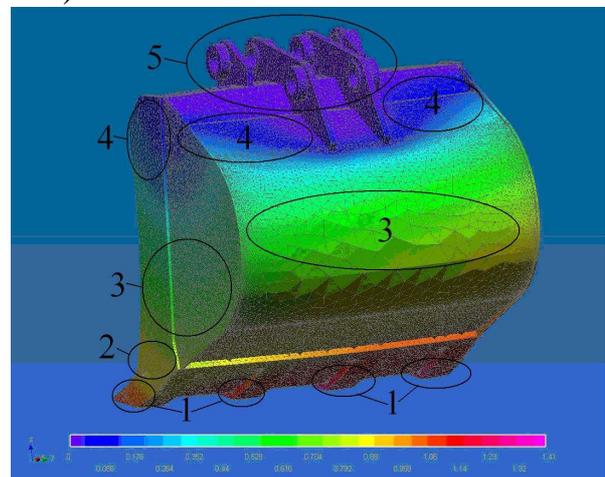
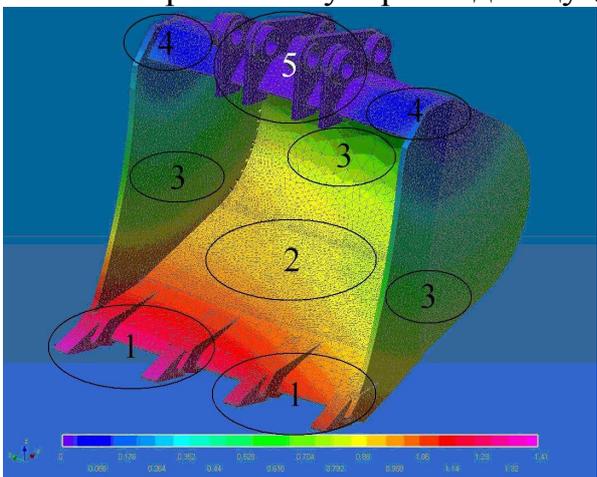


Рисунок 4 – Карта перемещений в ковше

На рисунке 4 цифрами отмечены перемещения относительно мест крепления: 1 – 1,2-1,4мм; 2 – 0,8-1мм; 3 – 0,6-0,7мм; 4 – 0,1-0,2мм; 5 – 0-0,2мм. Наибольшее перемещение при нагрузке от крепления присутствует в местах расположения зубьев.

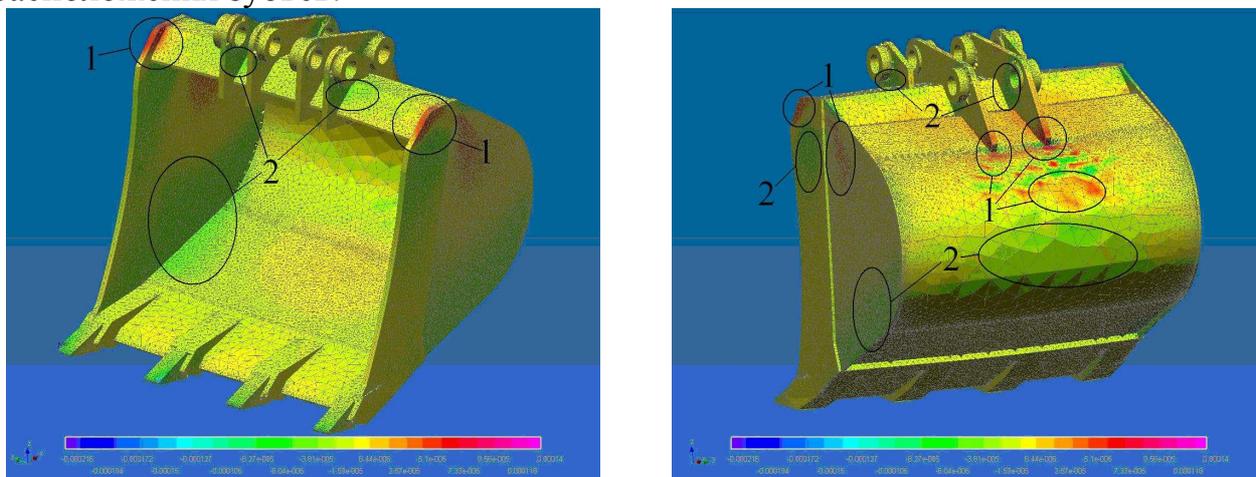


Рисунок 5 – Карта деформаций в коше

На рисунке 5 цифрами отмечены деформации: 1 – растяжение 0,000070-0,000080; 2 – сжатие 0,000040-0,000080. Неотмеченные места – растяжение 0,000006-0,000010.

На основании полученных результатов предоставляется возможность изменения конструкции ковша экскаватора и его деталей таким образом, чтобы напряжения в ковше были распределены более равномерно, не возникало мест с большой концентрацией напряжений.

Список литературы

1. АРМ WinMachine [Электронный ресурс] // Оптимальные решения в строительстве и машиностроении : [сайт]. [2013]. URL: http://apm.ru/produkti/programmnie_kompleksi/sistema_rascheta_proektirovani_ya_obektov_mashinostroeniya/ (дата обращения 08.10.2013).
2. Козик А.С. Конечно-элементное исследование напряженно-деформированного состояния ковша экскаватора ЭО-3323 / А.С. Козик, О.А. Буйлов, С.А. Зеньков, А.С. Зеньков // Механика XXI века. – 2011. – №10. – С. 143-145.
3. Зеньков С.А. Прочностной анализ конструкции ковша экскаватора эо-3323 при помощи САПР с целью установки противoadгезионных устройств / С.А. Зеньков, Е.В. Курмашев, А.С. Козик, М.С. Банщиков // Системы. Методы. Технологии. – 2012. – №1. – С. 66-70.
4. Зеньков С.А. Выявление мест установки противoadгезионных устройств на основе прочностного анализа ковша экскаватора / С.А. Зеньков, К.А. Игнатъев, С.Ю. Красавин, Э.И. Товмасын // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. – 2012. – Т.1. – С. 45-49.

НЕЙРОСЕТЕВАЯ АДАПТАЦИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ АВТОНОМНОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ

*Голик Е.П., Мирошниченко М.С., Березюк И.А., Волков И.В.
Кировоградский национальный технический университет,
Кировоград, Украина*

Постановка проблемы. Для автономного энергоснабжения (АЭС) использование альтернативных источников энергии (АИЭ) является спасением в условиях энергетического кризиса. Самыми доступными АИЭ в любой точке планеты являются солнечная и ветровая энергии.

Мировая практика показала, что наиболее целесообразным способом АЭС является создание собственных источников и систем энергоснабжения. Такие энергосистемы часто называют системами автономного энергоснабжения (САЭС).

Учитывая, что энергетические нагрузки потребителя, как правило, неравномерные, то САЭС требуют использования систем аккумулирования. Но аккумуляторные батареи (АБ) имеют ограниченный ресурс работы. Поэтому в последнее время преимущество дают комбинированному использованию установок на основе АИЭ и традиционных источников энергии или установок с двигателями внутреннего сгорания (ДВС). Это обеспечивает экономию топлива и более высокую надежность, но имеет свои недостатки, например, необходимость привоза топлива, небольшие вредные выбросы, шум и эксплуатационные расходы.

Существующие системы управления САЭС на основе ветровых и солнечных установок не всегда могут адекватно реагировать на возмущения в процессе управления системой. Объясняется это тем, что в системе присутствуют неопределенности, что может в свою очередь существенно изменить режимы работы системы и ухудшить её показатели качества.

Неопределенности в САЭС на основе ветровых и солнечных установок заключаются в: неполных знаниях предметной области; недостаточной информации об энергетических потребностях автономного потребителя (АП); недостаточной достоверности входных данных (стохастический характер поступления энергии); отсутствие информации о состоянии энергетических установок и другого оборудования, которое входит в состав системы и др.

Поэтому возникает необходимость в поиске новых методов автоматизации процесса управления АЭС на основе ветровых и солнечных установок.

Постановка задачи. В [1] был предложен подход к решению задачи автоматического управления процессом АЭС в условиях неопределенности, который заключается в использовании методов нечеткой логики (НЛ) с нейросетевой адаптацией (НСА).

В общем виде структура САЭС представлена на рисунке 1.

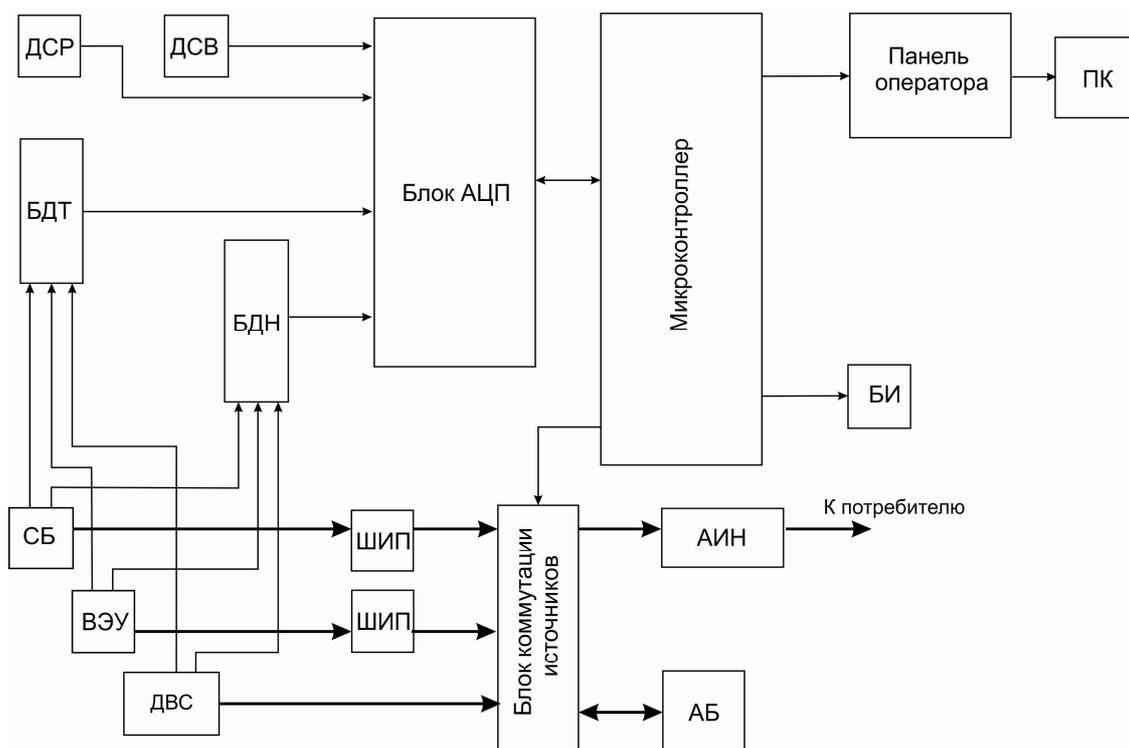


Рисунок 1 – Система автономного энергоснабжения:

ДСР – датчик солнечной радиации; ДСВ – датчик скорости ветра; ВЭУ – ветроэлектрическая установка; СБ – солнечная батарея; ДВС – двигатель внутреннего сгорания; АБ – аккумуляторная батарея; ШИП – широтно-импульсный преобразователь; БДТ – блок датчиков тока; БДН – блок датчиков напряжения; АЦП – аналого-цифровой преобразователь; АИН – автономный инвертор; ПК – персональный компьютер; БИ – блок индикации

Выбор конкретного типа оборудования в основном зависит от метеорологических и климатических условий местности, где планируется внедрять САЭС, энергетических потребностей и материальных ресурсов, которыми владеет потребитель.

Объектом управления в данной САЭС есть – процессы производства и потребления электрической энергии в условиях АЭС.

Таким образом, входными параметрами объекта управления являются:

- количество энергии, которое необходимо потребителю (энергетические потребности);
- количество энергии, которое генерируют энергоустановки (энергетические потоки).

Выходной параметр – выбор энергетического потока (или потоков), который может в данный момент времени обеспечить энергетические потребности.

То есть система автоматического управления (САУ) должна выполнять перераспределение энергии от энергоустановок согласно энергетических потребностей.

Согласно подходу, предложенному в [1], для создания САУ процессом АЭС, с использованием методов НЛ с НСА, необходимо предварительно провести обучение нейронной сети.

Для этого необходимо владеть информацией о диапазонах изменения входных и выходных параметров объекта управления.

Информацию о количестве энергии, которое необходимо потребителю, получают путем определения количества, мощности и продолжительности работы электроприемников.

Для определения количества энергии, которое генерируют энергоустановки, необходимо владеть информацией о мощности энергоустановок в условиях, где располагается потребитель.

Основные результаты исследования. В работе [2] представленный нейроадаптивный контур нечеткой САУ процессом АЭС и структура нейронной сети, где было предложено использовать градиентный метод.

Архитектура комплекса принятия решений САУ САЭС, представлена на рисунке 2.

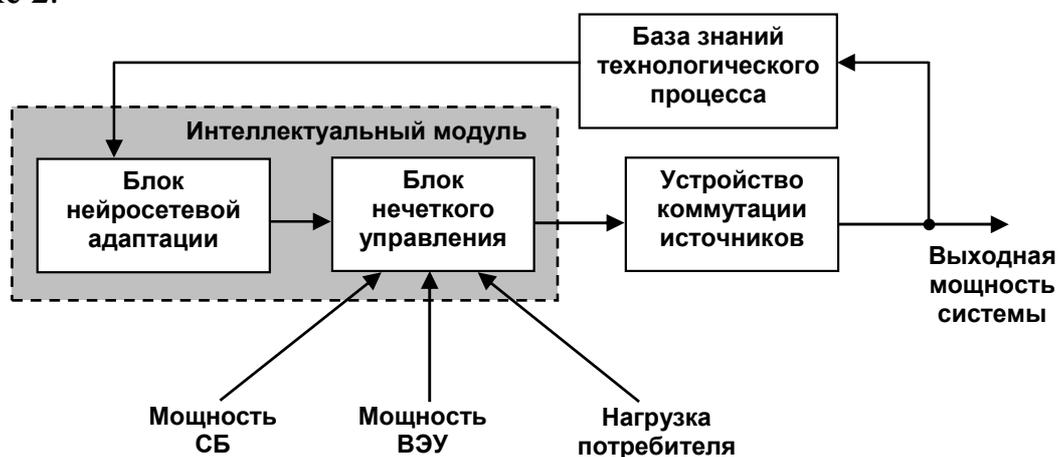


Рисунок 2 – Архитектура САУ САЭС

В зависимости от значений входных параметров блок коммутации источников должен обеспечить один из режимов:

- режим 1 – подключение только СБ;
- режим 2 – подключение СБ и ВЭУ;
- режим 3 – подключение СБ, ВЭУ и ДВС (или другого резервного источника питания).

На начальном этапе с помощью нейронной сети с использованием экспертных данных происходит адекватная настройка системы управления на основе НЛ. Далее происходит запуск САЭС.

В процессе функционирования постоянно пополняется база знаний технологического процесса. При несоответствии качества управления или через определенный интервал времени (устанавливается специалистом-экспертом) информация из базы данных передается на интеллектуальный модуль, где с помощью нейронной сети осуществляется переобучение нечеткой системы.

Все это выполняется на основе алгоритма обратного распространения ошибки, который можно реализовать с помощью модуля Fuzzy Logic Toolbox

программного пакета Matlab®, а именно графического интерфейса гибридных (нечетких) нейронных сетей ANFIS (Adaptive Network Based Fuzzy Inference System), этот редактор позволяет автоматически синтезировать из экспериментальных данных нейронечеткие сети [3-5].

Для обработки информации целесообразно использовать алгоритм Сугено (нечеткая база знаний, которая делит пространство входных переменных на нечеткие зоны, в каких связь между входными и выходной переменной задают линейной функцией.). Алгоритм Сугено использует набор правил в следующей форме (приводим пример двух правил):

П₁: если x есть A_1 и y есть B_1 тогда $z_1 = a_1 x / b_1 y$,

П₂: если x есть A_2 и y есть B_2 тогда $z_2 = a_2 x / b_2 y$,

Первый этап – находят степени истинности для каждого правила: $A_1(x_0)$, $A_2(x_0)$, $B_1(y_0)$, $B_2(y_0)$.

На втором этапе вычисляют:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= A_1(x_0) \wedge B_1(y_0), \\ \alpha_2 &= A_2(x_0) \wedge B_2(y_0) \end{aligned} \quad (1)$$

Индивидуальные выходы правил:

$$\begin{aligned} z_1^* &= a_1 x_0 + b_1 y_0, \\ z_2^* &= a_2 x_0 + b_2 y_0 \end{aligned} \quad (2)$$

На третьем этапе определяют четкое значение переменной вывода:

$$z_0 = \frac{\alpha_1 z_1^* + \alpha_2 z_2^*}{\alpha_1 + \alpha_2}, \quad (3)$$

где A_1 , A_2 , B_1 , B_2 – нечеткие множества входных параметров САУ; x и y – соответственно, входной и выходной сигналы; α_1 , α_2 – степени истинности; z_1 и z_2 – индивидуальные выходы правил; z_0 – выход сети.

На рисунке 3 показана структура нечеткой САУ САЭС, созданной с помощью FIS-редактора MatLab®.

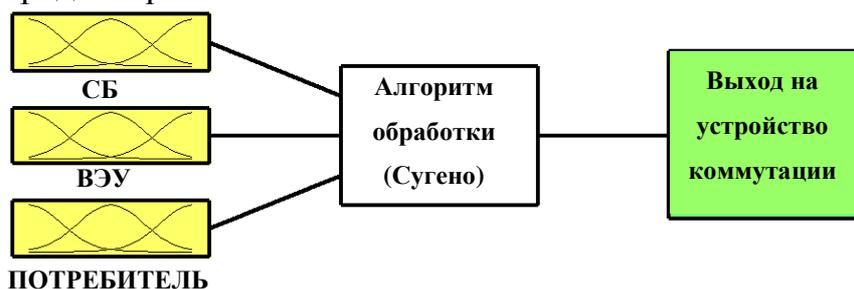


Рисунок 3 – Структура нечеткой САУ САЭС (модуль FIS-Editor MatLab®)

Программный код такой нечеткой системы с помощью функциональных блоков Matlab® можно легко регенерировать в код языка программирования FCL (Fuzzy Control Language). Это даст возможность инкапсулировать программное обеспечение, разработанное на языке нечеткого управления FCL, в функциональный блок (на основе стандарта IEC 1131-3) программируемых логических контролерах в виде структурированного текста.

Выводы. За счет использования НСА можно оптимизировать структуру САУ в условиях реального времени и создавать энергоэффективную возобновляемую базу знаний режимов функционирования САЭС. Предложенный подход отличается от известных тем, что использование математического аппарата НЛ с НСА, который был использован для создания САУ, позволило прогнозировать и согласовывать процессы энергопотребления и энергоснабжения потребителя от АИЭ.

Для аппаратной реализации нейронечеткой САУ САЭС рекомендуется использовать микроконтроллер со стандартом поддержки программного обеспечения IEC 1131-7.

Приведенный в работе алгоритм нейросетевой адаптации САУ САЭС, может быть использован для автоматизации процесса управления энергоснабжением любых объектов, которые используют для энергоснабжения разнотипные автономные источники энергии.

Список литературы

1. Голик О.П. Підхід до розв'язання задачі автоматизації процесу керування електропостачанням автономних споживачів в умовах невизначеності / О.П. Голик, Р.В. Жесан, І.А. Березюк // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. / Вип. 26 – Кіровоград: КНТУ, 2013. – С. 218-224.
2. Голик О.П. Нейроадаптивний контур нечіткої системи керування автономним енергопостачанням на основі енергій сонця та вітру / О.П. Голик, Р.В. Жесан, В.М. Штепа // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК» / № 161. – Київ: НУБІП, 2011. – С. 133-142.
3. Леоненков А.В. Нечёткое моделирование в среде MATLAB и fuzzyTECH. – СПб.: БХВ-Петербург, 2003. – 736 с.
4. Деменков Н.П. Нечеткое управление в технических системах: [Учебное пособие]. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 200 с.
5. Рутковская Д. Нейронные сети, генетические алгоритмы и нечеткие системы / Д. Рутковская, М. Пилиньский, Л. Рутковский; пер. с польск. – М.: Горячая линия – Телеком, 2004. – 452 с.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ТОНКОСТЕННЫХ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА Д16

Реченко Д.С., Леонгард О.А., Тимошенко Н.В.
Омский государственный технический университет, Омск

Алюминий широко используется в авиации, радиотехнике и т.д. для изготовления различных ответственных сложнопрофильных деталей. Существующие технологические процессы фрезерования алюминиевых материалов характеризуются множеством особенностей:

- высокие скорости резания;
- низкие усилия;
- минимальный износ режущего инструмента;
- сравнительно низкая температура резания.

Для обработки алюминия лучше всего использовать режущие инструменты со специально разработанной геометрией, в этом случае сложно достигнуть необходимого качества поверхности и избежать образования на режущей кромке нароста.

При установлении режимов резания учитывается характер обработки, тип и материал инструмента, его геометрические параметры, материал и состояние заготовки, тип оборудования и другие факторы.

Глубина резания t при черновой обработке назначается по возможности максимальной (чаще всего равную всему припуску на обработку или максимально возможную, которую способен обработать инструмент), а при чистовой – в зависимости от требований точности размеров и шероховатости обработанной поверхности. Подача S при черновой обработке выбирается максимально возможной, исходя из жесткости и прочности технологической системы; мощности станка, прочности режущей части инструмента и других ограничивающих факторов. При чистовой обработке принимается во внимание требуемая степень точности и шероховатости обработанной поверхности. Скорость резания V и сила резания P рассчитываются по эмпирическим формулам, устанавливаемым для каждого вида обработки.

Износ инструмента при фрезеровании сплава Д16 происходит преимущественно по задней поверхности в случае повышенных скоростей резания, а по передней, в случае наростообразования. Критерием затупления является величина износа, выше которого начинается либо катастрофический износ, либо ухудшение параметров точности обработки.

На рисунке 1 приведена модель корпусной детали, имеющей значительные элементы толщиной 1,5мм.

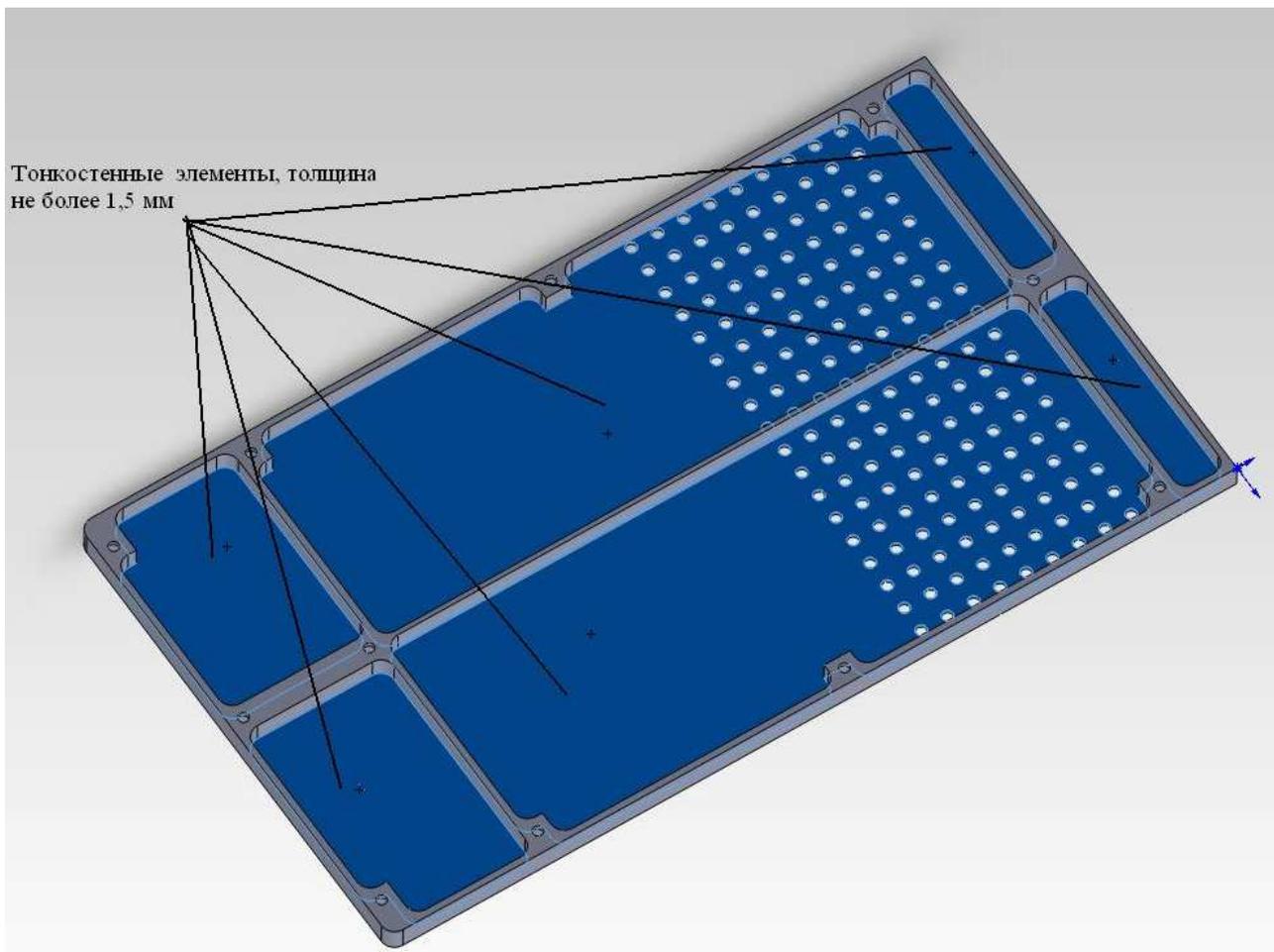


Рисунок 1 – Модель корпусной детали

Базовая технология изготовлений содержала фрезерные черновые и чистовые операции обработки данных карманов. При этом на некоторых участках образовывались перепады толщины стенок, выходящие за пределы допуска на точность. Это возникало в результате прогибания стенок в сторону фрезы. В результате до 30% деталей уходили в брак.

Алюминиевые сплавы допускают обработку с высокими скоростями резания. Это связано с высокими теплофизическими и низкими прочностными характеристиками этих материалов. Температура плавления алюминия (659°) и его сплавов низкая, поэтому при резании алюминиевых сплавов никогда не достигаются температуры, превышающих теплостойкость быстрорежущих сталей, и тем более твердых сплавов. Хорошая стойкость инструмента может быть получена при обработке большинства алюминиевых сплавов со скоростями резания вплоть до 600 м/мин твердосплавными инструментами.

Применение новой технологии позволило повысить точность обработки. При этом применяется следующая последовательность режущего инструмента:

1. Фреза диаметром 50 мм , фрезерование плоскости $n=6000\text{ об/мин}$ (950 м/мин), $S=1200\text{ мм/мин}$; Торцевая фреза со сменными твердосплавными пластинами SECO T25M серии X0MX090304TR-ME06

2. Фреза диаметром 12мм, выборка основных карманов глубиной 8,4мм, $n=6600\text{об/мин}$ (250м/мин) $S=1000\text{мм/мин}$; Фреза компании TaeguTec серии ALUMILL AES-3120 UF10

3. Фреза диаметром 8мм, подбор в углах, $n=10000\text{об/мин}$ (250м/мин), $S=1300\text{мм/мин}$. Фреза компании TaeguTec серии ALUMILL AES-3080 UF10

При изготовлении деталей из сплава Д16 общими отличительными особенностями обработки являются: нестабильность и низкая прогнозируемость процесса; склонность к образованию диффузии и адгезии стружки; интенсивный износ инструмента. Полученный результат, при различных режимах резания позволил определить оптимальные режимы резания. При повышении режимов резания значительно снижается стойкость фрез и качество обработки. Одним из эффективных способов улучшения обрабатываемости алюминиевых сплавов является их модификация путем добавки до 0.5% легкоплавких металлов: свинца, свинца и висмута или олова и сурьмы. Эти металлы присутствуют в структуре как диспергированные мелкие сферические частицы, улучшают форму и облегчают удаление стружки.

Список литературы

1. Васин С.А. Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязи при резании: учеб. для техн. вузов / С.А. Васин, А.С. Верещака, В.С. Кушнер. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. – 447 с.

РАЗРАБОТКА СТЕНДА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ЦЕПНОГО ВАРИАТОРА С ЦЕПЬЮ С АВТОМАТИЧЕСКИ ИЗМЕНЯЕМЫМ ШАГОМ

Бяков В.А., Галевко В.В.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва

Ключевые слова: Цепной вариатор, цепь с автоматически изменяемым шагом, вариатор нефрикционного типа, экспериментальный стенд.

Аннотация: Описывается экспериментальный стенд для исследования вариатора с цепью изменяемого шага.

Введение

Для изучения параметров и совершенствования конструкции вариатора с цепью переменного шага по патенту РФ №2492377 разработан испытательный стенд.

Данный вариатор нефрикционного типа обладает рядом преимуществ по сравнению с фрикционными аналогами:

- Крутящий момент передается за счет механического зацепления, при этом исключается проскальзывание звеньев цепи относительно шкива, что повышает КПД агрегата и ресурс цепи.
- Не требует применения дорогостоящих смазочных материалов, изменяющих структуру под давлением. Широкая климатическая область применения.
- Меньше усилие сжатия шкивов, ниже требования к гидравлической системе управления.
- Меньшие габариты при схожих передаваемых нагрузках.

Задача исследований

Целью исследований является определение оптимальной конструкции шкивов и цепи с изменяемым шагом, а также исследование процесса входа звеньев цепи в контакт с пазами шкива вариатора.

Схема вариатора

Передача включает в себя две пары шкивов и металлическую цепь.[1] Звенья соединяются между собой пальцами, причем пальцы наружного контура имеют большую длину и входят в контакт со шкивами. Конструкция цепи позволяет изменять расстояние между наружными пальцами цепи, тем самым, изменяя шаг цепи.

На поверхности приводных клиновых шкивов имеются радиальные пазы, в которые входят удлиненные пальцы цепи. Каждая из двух пар шкивов установлена на одном валу, имеется возможность сводить и разводить шкивы. При изменении передаточного отношения расстояние между шкивами ведущей

оси уменьшается, пальцы цепи выдавливаются на больший радиус, при этом шкивы ведомой оси расходятся, и пальцы цепи в рабочей области переходят на меньший радиус (рисунок 1).

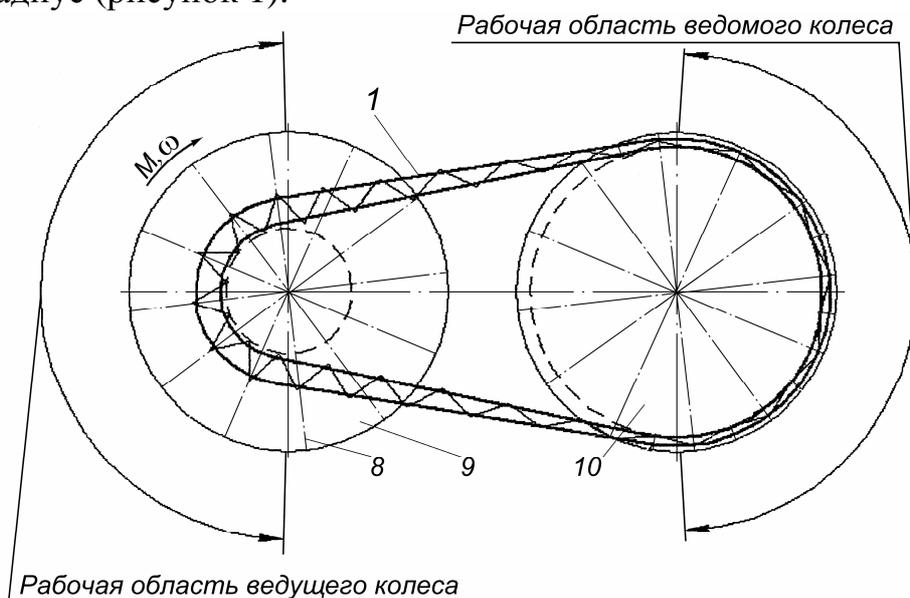


Рисунок 1 – Схема вариатора с тянущей цепью переменного шага

Экспериментальный стенд

Для разработки точной математической модели работы вариатора с цепью новой конструкции необходимо проведение ряда испытаний. С этой целью разработан стенд, включающий в себя электродвигатель, вариаторную установку, тормозное устройство и систему управления передаточным отношением вариаторной установки (рисунок 2).

Проектирование конструкции производилось в программе 3D моделирования, где была создана трехмерная модель стенда (рисунки 3, 4). Это позволило значительно упростить процесс создания деталей и компоновки агрегатов стенда, а также проведение кинематических расчетов.

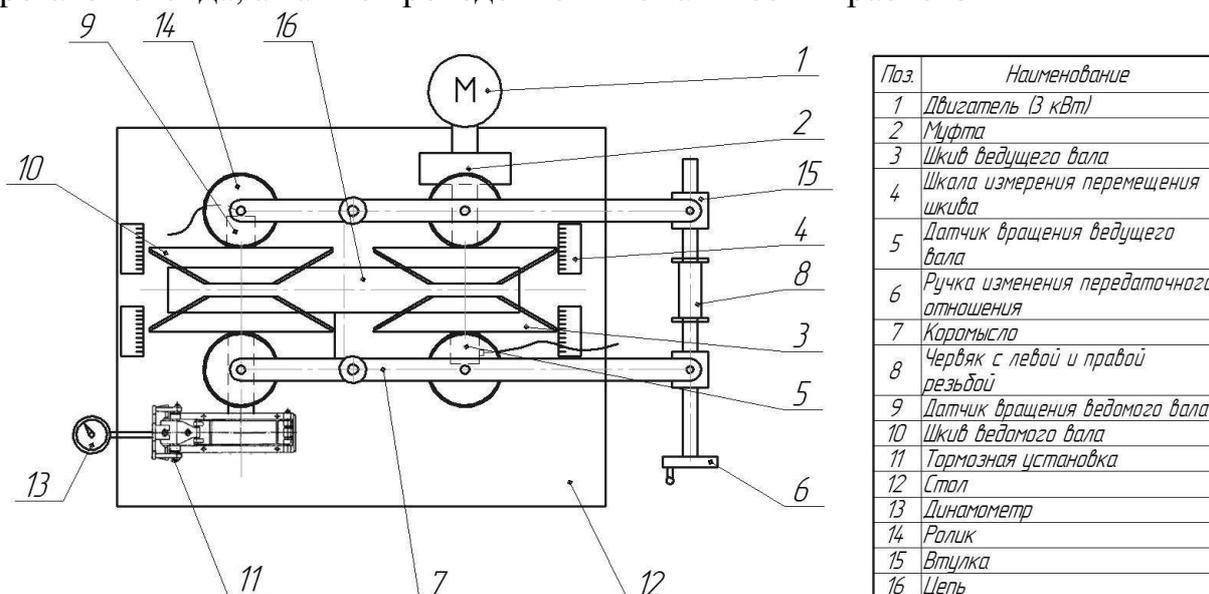
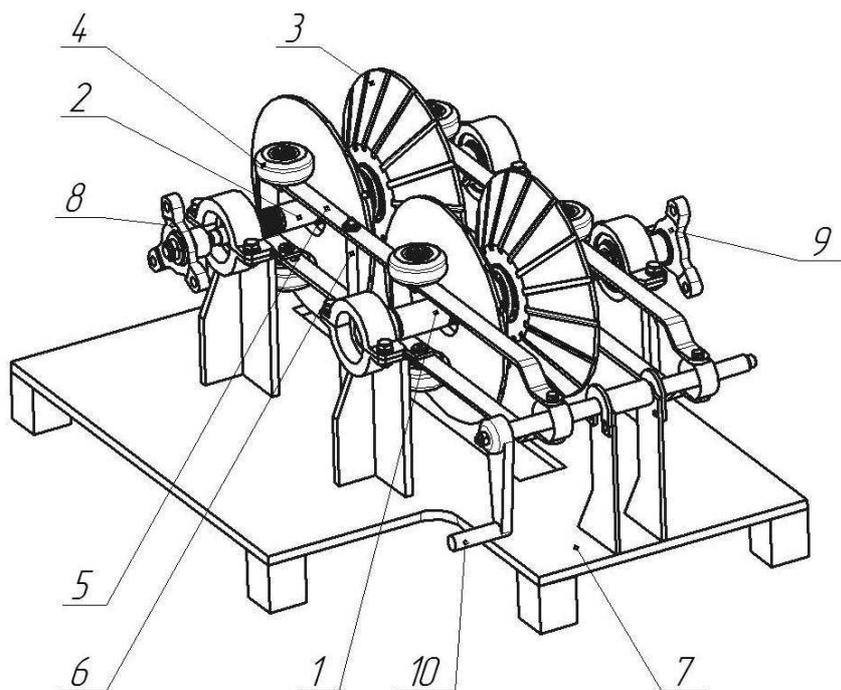


Рисунок 2 – Схема экспериментального стенда



Поз.	Наименование
1	Вал ведомого шкива
2	Вал ведущего шкива
3	Шкив вариатора
4	Ролик прижимной устройства управления
5	Коромысло устройства управления
6	Ось коромысла
7	Стол экспериментальный
8	Фланец соединения с тормозной установкой
9	Фланец соединения с двигателем
10	Ручка управления передаточным отношением со стопором

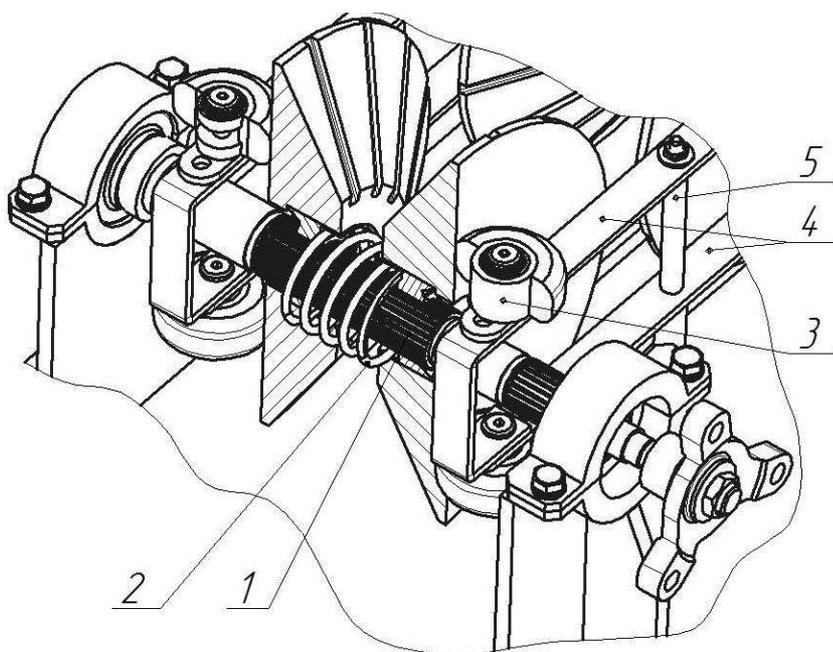
Рисунок 3 – Общий вид вариаторной установки

От двигателя 1 крутящий момент через муфту 2 передается на ведущий вал вариатора. Крутящий момент со шкивов ведущего вала 3 посредством цепи передается на шкивы ведомого вала 10. На одном из концов ведомого вала установлен барабан, зажимающийся колодками тормозного устройства 11.

На валах вариатора установлены датчики 5 и 9 частоты вращения. Тормозное устройство снабжено динамометром 13. Рядом с ведущими и ведомыми шкивами установлены шкалы 4 для контроля смещения шкивов.

Устройство управления состоит из двух коромысел 7 вращающихся на осях расположенных между валами вариатора [2]. Более длинным плечом каждое коромысло связано с втулкой 15, передвигающейся по червяку 8. Червяк имеет левую и правую резьбу, при вращении рукоятки 6 втулки симметрично передвигаются. На коромысле установлены ролики 14. Между шкивами установлены пружины 2 (см. рисунок 4), поджимающие их к данным роликам. Ролики 3 (рисунок 4) изготовлены из полиуретана с высокой жесткостью и имеют встроенные подшипники.

Конструкции системы управления такова, что изменение расстояния между шкивами вариатора при равномерном вращении ручки управления постоянно. Таким образом, зависимость между изменением рабочих радиусов на ведущем и ведомом шкиве линейная.



Поз.	Наименование
1	Вал ведомого шкива
2	Пружина сжатия
3	Ролик устройства управления
4	Коромысло устройства управления
5	Ось коромысла
6	Фланец соединения с тормозной установкой

Рисунок 4 – Вал с ведомыми шкивами в разрезе

Вывод

Разработан экспериментальный стенд для определения параметров и изучения свойств цепного вариатора с цепью изменяемого шага.

Стенд позволяет проводить лабораторные работы с целью исследования процесса входа в зацепления боковых пальцев цепи и пазов шкива и улучшения конструкции цепи и шкивов вариатора.

Статья опубликована при финансовой поддержке гранта № 5.1 (для научных коллективов университета) Программы стратегического развития ФГБОУ МАДИ на период 2012 – 2016 гг.

Список литературы

1. Пат. 2492377 РФ, МПК В 16 Н 7/06. Цепная передача с автоматически изменяемым шагом / В.А. Бяков, С.В. Котович (РФ). – №2011154019/11; заявл. 29.12.2011; опубл. 10.09.13, Бюл. №25.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. Атлас конструкций. – М.: Машиностроение. 1992. – 173 с.

ТЕОРЕМА О ЗАМКНУТОМ КОНТУРЕ В МЕХАНИЗМЕ С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

Иванов К.С.

*Казахский институт механики и машиноведения
им. акад. У.А. Джолдасбекова,*

Алматинский университет энергетики и связи, Алматы, Казахстан

Аннотация. Замокнутый контур рассматривался до настоящего времени в механизме с двумя степенями свободы. Была доказана теорема о замкнутом контуре: замкнутый контур накладывает дополнительную связь на относительное движение звеньев. Эта связь обеспечивает неизвестный ранее эффект силовой адаптации. Несомненно, что замкнутый контур создает принципиально новые свойства и в механизме с одной степенью свободы. Работа посвящена анализу кинематической цепи с одной степенью свободы, содержащей замкнутый контур.

Ключевые слова: замкнутый контур, одна степень свободы, теорема, определимость.

Введение

Замкнутый контур рассматривался до настоящего времени в механизме с двумя степенями свободы. Была доказана теорема о замкнутом контуре: замкнутый контур накладывает дополнительную связь на относительное движение звеньев. Эта связь обеспечивает неизвестный ранее эффект силовой адаптации. Силовая адаптация – это способность выходного рабочего органа механизма двигаться со скоростью, обратной нагрузке при постоянной скорости входного звена.

Изначально изобретатели интуитивно нашли некое новое свойство силовой адаптации, которым обладает кинематическая цепь с двумя степенями свободы [1-3]. Попытки объяснить новое свойство на основе методики анализа, используемой для механизмов с одной степенью свободы (приведенные в патентах), не могли дать достоверное теоретическое описание принципиально нового явления.

Иванов впервые привел утверждение и доказал, что только замкнутый четырехзвенный контур в составе кинематической цепи с двумя степенями свободы обеспечивает появление эффекта силовой адаптации [4, 5]. Неудивительно, что это свойство не было найдено ранее. Замкнутый контур до настоящего времени является неисследованной структурной группой Асура четвертого класса. Для него в современной теории механизмов и машин до сих пор не разработан метод кинематического анализа и метод силового анализа. Очевидно, метод кинематического анализа и метод силового анализа замкнутого контура должен принципиально отличаться от методов анализа открытых структурных групп Асура второго и третьего классов.

Различные варианты исследования замкнутого контура в составе кинематической цепи с двумя степенями свободы с целью теоретического обоснования эффекта силовой адаптации были разработаны Ивановым К.С. [6, 7]. Приведенные теоретические закономерности были численно проверены и подтверждены на основе статики и принципа возможных перемещений.

Для системы с двумя степенями свободы наличие дополнительной аналитической связи позволило разработать достоверное теоретическое доказательство существования эффекта силовой адаптации [8-10]. Дополнительная аналитическая связь обеспечивает определимость движения кинематической цепи с двумя степенями свободы при наличии только одного входа. На основе разработанной теории были созданы патенты на адаптивную механическую передачу [11, 12].

Далее, наличие дополнительной связи нашло геометрическую интерпретацию в виде неизменного положения мгновенного относительного центра скоростей звеньев, не имеющих непосредственной связи между собой [13, 14].

Однако достоверность приведенных доказательств вызывала сомнение в сообществе ученых, так как она оценивалась на основе старых подходов, применяемых к механизмам с одной степенью свободы. Согласно этим подходам переход кинематической цепи из состояния с одной степенью свободы в состояние с двумя степенями свободы возможен только при наличии внешнего момента сопротивления в виде принудительного торможения одного из звеньев или момента трения. Однако в этом случае либо исключается автономность работы адаптивной кинематической цепи, либо происходит отход от классических представлений о кинематической цепи как о механической системе с идеальными кинематическими парами. Переход кинематической цепи из состояния с одной степенью свободы (при пуске) в состояние с двумя степенями свободы (в эксплуатационном режиме движения) оставался недостаточно теоретически обоснованным.

Но если замкнутый контур обеспечивает новые свойства в кинематической цепи с двумя степенями свободы, то очевидно и в кинематической цепи с одной степенью свободы он также проявит некие новые свойства, связанные с достижением определмости движения.

Работа посвящена анализу кинематической цепи с одной степенью свободы, содержащей замкнутый контур.

Исследования выполнены на основании законов механики и теории механизмов и машин.

Теорема о замкнутом контуре

Многочисленные теоретические предположения и числовые проверки кинематической цепи с одной степенью свободы, имеющей в своем составе замкнутый четырехзвенный контур, привели к новому теоретическому результату: замкнутый контур накладывает дополнительную связь на движение звеньев цепи, находящихся под действием сил. Эта связь состоит в том, что

условия равновесия в кинематической цепи, приводимой внешней движущей силой, выполняются при отсутствии внешней силы сопротивления.

Теорема:

Механизм с одной степенью свободы, содержащий замкнутый четырехзвенный контур, под действием только одной движущей силы находится в состоянии равновесия.

Доказательство.

Для доказательства рассмотрим замкнутый контур, имеющий в исходном положении вид прямоугольника, в составе механизма с одной степенью свободы, чтобы получить возможность простейших численных проверок – рисунок 1.

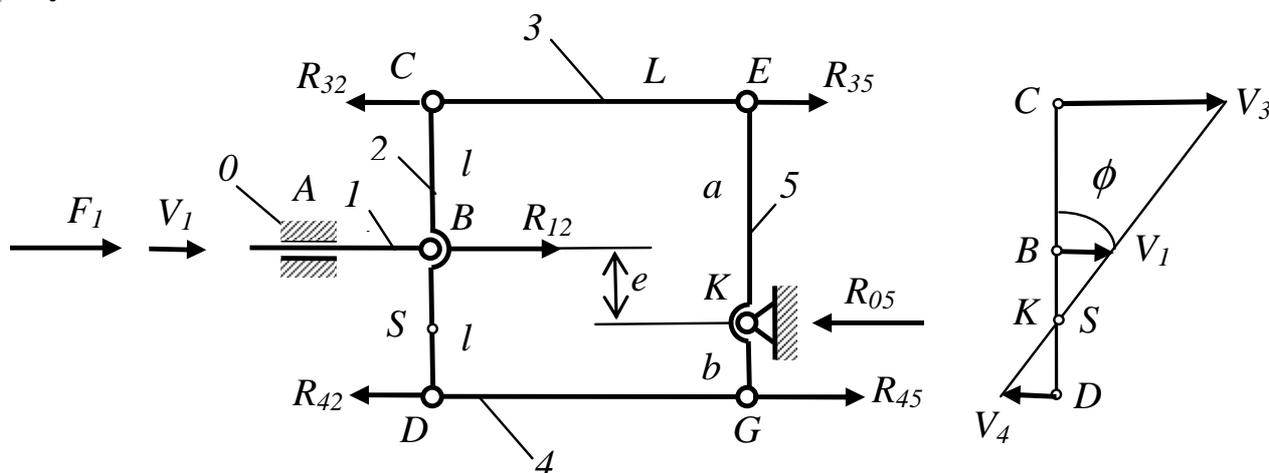


Рисунок 1 – Замкнутый контур в виде прямоугольника в составе механизма с одной степенью свободы

Механизм с замкнутым контуром содержит стойку 0, входное звено 1 и присоединенную структурную группу Асура 4-го класса со звеньями 2, 3, 4, 5 в виде замкнутого четырехзвенного контура.

Размеры звеньев: $BC = BD = l$, $KE = a$, $KG = b$, $CE = DG = L$, $BS = e$.

На входное звено действует входная движущая сила F_1 .

Справа от механизма представлена его картина скоростей. V_i $i=1, 3, 4$ – скорости движения звеньев. S – мгновенный центр скоростей.

Выполним силовой анализ замкнутого контура, используя условия статики. На контур действуют внешние горизонтальные силы: движущая сила - реакция $R_{12} = F_1$ в точке B и сила сопротивления - реакция $R_{05} = F_1$ в точке K . Пара сил F_1 , действующих на контур в точках B и K , создает на контуре внешний момент $M = F_1 e$, где e – плечо пары сил. Этот момент уравнивается вертикальными тангенциальными реакциями R'_{12} и R'_{05} в точках B и K , передаваемыми со стороны звена 1 и со стороны стойки 0 на звенья 2 и 5.

Таким образом, имеет место равновесие внешних сил контура:

$$R_{12} + R_{05} = 0 \text{ и } F_1 e + R'_{12} L = 0.$$

Согласно аксиоме механики о добавлении или отбрасывании уравновешенной системы сил можно момент $M = F_1 e$ и тангенциальные реакции R_{12}^t и R_{05}^t исключить из рассмотрения.

Составим условия равновесия звеньев 2 и 5 замкнутого контура с помощью уравнений статики $\Sigma F = 0$ и $\Sigma M = 0$.

Согласно условиям равновесия $\Sigma F = 0$ и $\Sigma M = 0$ на звено 2 действуют следующие силы: сила $R_{12} = F_1$ в точке B и реакции $R_{32} = R_{42} = -F_1/2$ в точках C и D . Условие равновесия звена 2 в виде уравнения $\Sigma M_Q = 0$ (Q – произвольная точка) имеет вид

$$R_{12}h_{12} - R_{32}h_{32} + R_{42}h_{42} = 0, \quad (1)$$

где h_{ij} – плечи сил относительно точки Q .

На звено 5 действуют следующие силы: сила $R_{05} = -F_1$ в точке K и реакции $R_{35} = F_1 b / (a + b)$ и $R_{45} = F_1 a / (a + b)$ в точках E и G .

Условие равновесия звена 5 в виде уравнения $\Sigma M_Q = 0$ (Q – произвольная точка, в частном случае – точка S) имеет вид

$$-R_{05}h_{05} + R_{35}h_{35} - R_{45}h_{45} = 0. \quad (2)$$

Сложим уравнение (1) с уравнением (2)

$$R_{12}h_{12} - R_{32}h_{32} + R_{42}h_{42} - R_{05}h_{05} + R_{35}h_{35} - R_{45}h_{45} = 0. \quad (3)$$

Уравнение (3) содержит все внешние и внутренние силы, действующие на контур, и является условием равновесия для всего контура. Моменты внешних сил разместим в левой части уравнения, а моменты внутренних сил – в правой части уравнения

$$R_{12}h_{12} - R_{05}h_{05} = R_{32}h_{32} - R_{42}h_{42} - R_{35}h_{35} + R_{45}h_{45}. \quad (4)$$

То есть при наличии равновесия сумма моментов внешних сил контура равна сумме моментов внутренних сил контура.

Перепишем уравнение (4) для реального случая, когда точка Q совпадает с неподвижной точкой S . Получим, используя картину скоростей (рисунок 1)

$$R_{12}e - R_{05} \cdot 0 = R_{32}a - R_{42}b - R_{35}a + R_{45}b. \quad (5)$$

Или

$$R_{12}e = (R_{32} - R_{35})a + (-R_{42} + R_{45})b. \quad (6)$$

То есть равновесие имеет место только при наличии одной внешней силы R_{12} , действующей на контур и вызывающей его движение. Подставим значения реакций в уравнение (6), чтобы убедиться в справедливости этого уравнения.

$$F_1 e = \left(0.5F_1 - \frac{F_1 b}{a+b}\right)a + \left(-0.5F_1 + \frac{F_1 a}{a+b}\right)b. \text{ Или}$$

$$F_1 e = \left(\frac{0.5F_1 a}{a+b} + \frac{0.5F_1 b}{a+b} - \frac{F_1 b}{a+b}\right)a + \left(-\frac{0.5F_1 a}{a+b} - \frac{0.5F_1 b}{a+b} + \frac{F_1 a}{a+b}\right)b,$$

$$F_1 e = (0.5F_1 a - 0.5F_1 b) \frac{a}{a+b} + (0.5F_1 a - 0.5F_1 b) \frac{b}{a+b},$$

$$F_1 e = 0.5 F_1 (a - b) \frac{a}{a + b} + 0.5 F_1 (a - b) \frac{b}{a + b},$$

$$F_1 e = 0.5 F_1 (a - b) \frac{a + b}{a + b}.$$

Так как $0.5(a - b) = e$, то $F_1 e = F_1 e$. Таким образом, доказано, что равновесие контура имеет место.

В целом механизм с одной степенью свободы, содержащий замкнутый четырехзвенный контур, под действием только одной движущей силы находится в состоянии равновесия, что и требовалось доказать.

Следствие 1. Мощность (работа) внешней движущей силы в контурном механизме (механизме с замкнутым контуром) с одной степенью свободы при наличии равновесия равна сумме мощностей (работ) неуравновешенных внутренних сил сопротивления.

Выразим плечи сил в уравнениях моментов через перемещения (или скорости) точек приложения сил (рисунок 1), используя формулу

$$V_i = h_i \operatorname{tg} \phi, \quad (7)$$

где ϕ – угол наклона линии угловой скорости звена 2 или звена 5

Получим из уравнения (6) после сокращения на $\operatorname{tg} \phi$ выражение принципа возможных перемещений (работа или мощность внешних сил равна работе или мощности внутренних сил)

$$F_1 V_1 = (R_{32} - R_{35}) V_3 + (-R_{42} + R_{45}) V_4. \quad (8)$$

Обозначим $R_3 = R_{32} - R_{35}$ – неуравновешенная сила сопротивления со стороны звена 3, $R_4 = R_{45} - R_{42}$ – неуравновешенная сила сопротивления со стороны звена 4. Тогда из уравнения (8) получим

$$F_1 V_1 = R_3 V_3 + R_4 V_4. \quad (9)$$

Уравнение (9) характеризует принципиально новое свойство механической системы (механизма):

Мощность (работа) внешней движущей силы в контурном механизме (механизме с замкнутым контуром) с одной степенью свободы при наличии равновесия равна сумме мощностей (работ) неуравновешенных внутренних сил сопротивления.

Существующее до настоящего времени положение механики для обычного (бесконтурного) механизма с одной степенью свободы формулируется, как известно, так:

Мощность (работа) внешней движущей силы в механизме с одной степенью свободы при наличии равновесия равна мощности (работе) внешней силы сопротивления, а работа внутренних сил равна нулю.

То есть имеет место принципиальное отличие приведенных формулировок.

Подтвердим численным примером найденное новое утверждение.

Для контурного механизма, представленного на рис. 1, задано:

$$F_1 = 12, \quad V_1 = 1, \quad V_3 = 3, \quad V_4 = -1, \quad a = 3, \quad b = 1, \quad e = 1.$$

Доказать наличие равновесия.

Определяем внутренние силы:

$$R_{05} = F_1 = 12, R_{32} = R_{42} = F_1 / 2 = 12 / 2 = 6,$$

$$R_{35} = F_1 b / (a + b) = 12 \cdot 1 / (3 + 1) = 3, R_{45} = F_1 a / (a + b) = 12 \cdot 3 / (3 + 1) = 9.$$

Проверяем условие равновесия $F_1 V_1 = (R_{32} - R_{35}) V_3 + (R_{45} - R_{42}) V_4$
 $12 \cdot 1 = (6 - 3) \cdot 3 + (9 - 6) \cdot 1, 12 = 12.$ – Равновесие имеет место.

Принципиальная новизна рассмотренного контурного механизма определяет принципиально новые возможности его использования.

Замкнутый контур в зубчатом механизме

Аналогичные закономерности имеют место в кинематической цепи зубчатого механизма с замкнутым контуром (рисунок 2).

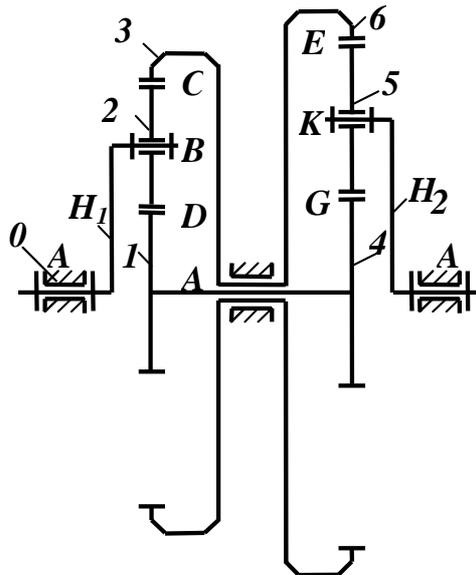


Рисунок 2 – Зубчатый механизм с замкнутым контуром

Исследуемая кинематическая цепь имеет вид зубчатого дифференциала с двумя степенями свободы (рисунок 2). Дифференциал содержит стойку 0, водило H_1 , сателлит 2, блок центральных колес 1-4, блок эпициклических (кольцевых) колес 3-6, сателлит 5 и водило H_2 . Зубчатые колеса образуют четырехзвенный замкнутый контур 1-2-3-6-5-4. Размеры зубчатых колес 1, 2, 3, 4, 5, 6 определяются соответствующими радиусами r_i $i = 1, 2, 3, 4, 5, 6$. Радиусы водил: $r_{H1} = r_1 + r_2, r_{H2} = r_4 + r_5$.

Для зубчатого механизма теорема о замкнутом контуре формулируется так: зубчатый механизм с одной степенью свободы (при неподвижном выходном водиле H_2), содержащий замкнутый четырехзвенный контур, под действием только одной движущей силы на входном водиле H_1 находится в состоянии равновесия.

Мощность (работа) внешнего движущего момента в зубчатом контурном механизме (механизме с замкнутым контуром) с одной степенью свободы при неподвижном выходном водиле равна сумме мощностей (работ) неуравновешенных внутренних моментов сопротивления

$$M_{H1} \omega_{H1} = M_3 \omega_3 + M_4 \omega_4, \quad (10)$$

где M_{H1} – внешний движущий момент,

$M_3 = R_{32}r_3 - R_{65}r_6$ – неуравновешенный момент сопротивления со стороны звена 3-6,

$M_4 = R_{45}r_4 - R_{12}r_1$ – неуравновешенный момент сопротивления со стороны звена 1-4,

ω_{H1} , ω_1 , ω_3 – угловые скорости звеньев.

Таким образом, равновесие имеет место при наличии только входного движущего момента.

Принципиальная новизна рассмотренного контурного механизма определяет принципиально новые возможности его использования.

Ранее было доказано теоретически с помощью аналитических выражений, а также с помощью графических построений, что замкнутый контур в кинематической цепи с двумя степенями свободы накладывает дополнительную связь на движение звеньев и преобразует кинематическую цепь с двумя степенями свободы в механизм с вполне определенным движением всех звеньев [9, 10, 13, 14]. Однако, при трогании с места (при пуске) этот механизм при остановленном выходном звене имеет одну степень свободы. Согласно существующим положениям механики равновесие в такой кинематической цепи может иметь место только при наличии на движущемся выходном звене (то есть на звене, которое предшествует последнему звену механизма) силы или момента сопротивления. Только тогда на последнее звено будет передаваться сила, позволяющая преодолеть пусковое сопротивление. В качестве такого сопротивления можно было бы использовать принудительное торможение одного из промежуточных звеньев или внутреннее трение. Найденное свойство замкнутого контура в кинематической цепи с одной степенью свободы приводит к принципиально новому результату: равновесие кинематической цепи в состоянии с одной степенью свободы имеет место при наличии только движущей силы. Это означает, что для передачи усилия на неподвижное при пуске выходное звено нет необходимости использовать принудительное торможение [1] и нет необходимости использовать трение. Также нет необходимости использовать инерционные массы для создания инерционного момента сопротивления [11, 12].

В результате замкнутый контур в составе кинематической цепи с двумя степенями свободы при наличии идеальных связей обеспечивает определенность движения как в состоянии с двумя степенями свободы (в эксплуатационном режиме движения), так и в состоянии с одной степенью свободы (при пуске). Это позволяет рассматривать найденные закономерности анализа контурных механизмов как классическую теорию, применяемую для механических систем с идеальными связями.

Несомненно, контурный механизм с одной степенью свободы может создать и другие важные эффекты, пока еще не исследованные.

Проверка наличия эффекта силовой адаптации

Проверка наличия эффекта силовой адаптации в механизме, изготовленном по схеме, представленной на рисунке 2, была выполнена на испытательном стенде (рисунок 3).

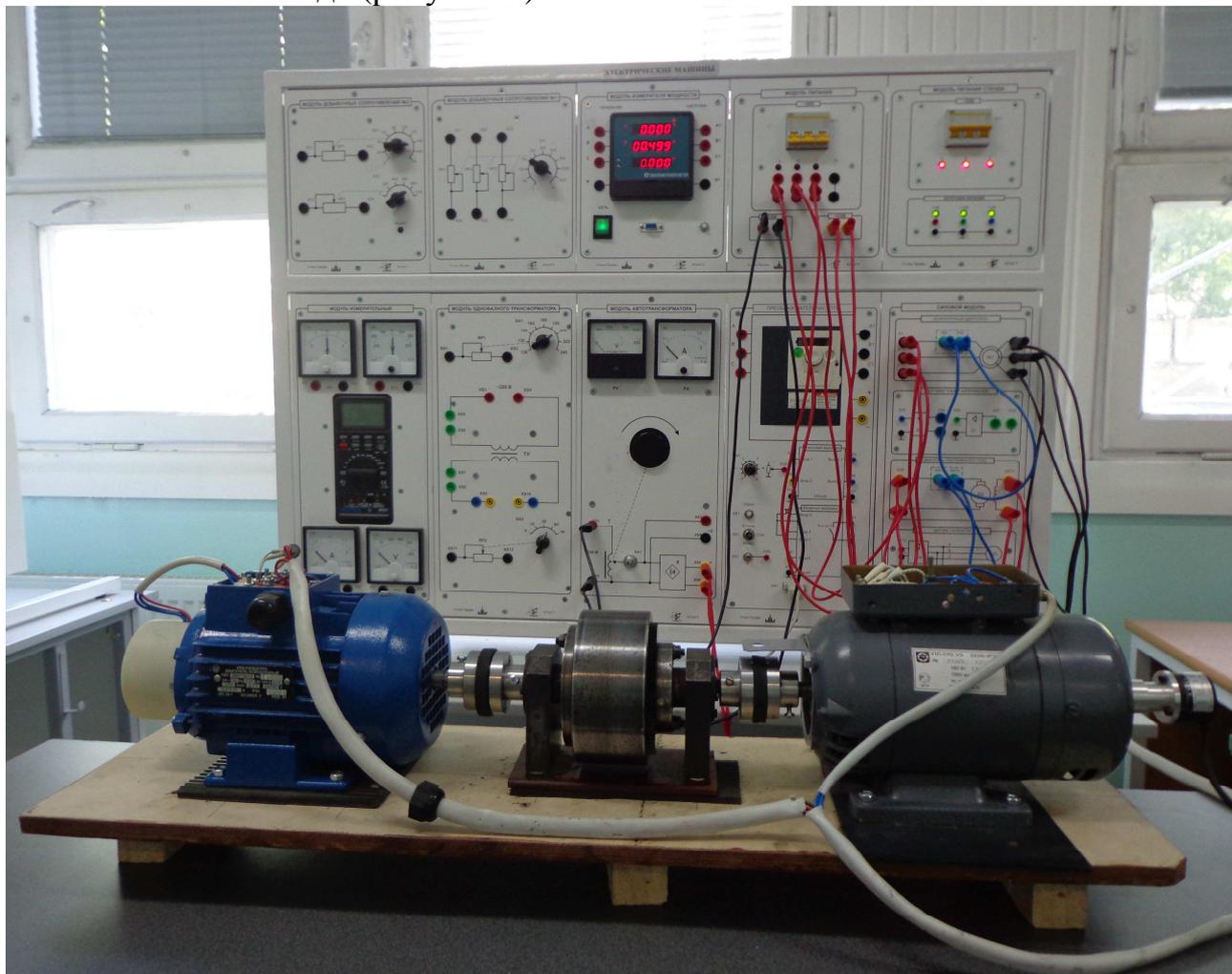


Рисунок 3 – Стенд для испытания адаптивно-механической бесступенчато регулируемой передачи

На стенде электродвигатель размещен слева, электрический генератор, имитирующий полезную выходную нагрузку, размещен справа, адаптивно-механическая передача размещена в центре между электродвигателем и электрическим генератором. Теоретические результаты согласуются с результатами испытаний на стенде. – Замкнутый контур в составе кинематической цепи с двумя степенями свободы при наличии идеальных связей обеспечивает определенность движения как в состоянии с двумя степенями свободы (в эксплуатационном режиме движения), так и в состоянии с одной степенью свободы (при пуске).

Заключение

Замкнутый контур в составе кинематической цепи приводит к созданию контурных механизмов с принципиально новыми свойствами. В кинематической цепи с двумя степенями свободы замкнутый контур

обеспечивает определенность движения. Теперь доказано, что замкнутый контур обладает неизвестным ранее свойством и в составе кинематической цепи с одной степенью свободы. Новое свойство контура состоит в том, что под действием только внешней движущей силы (при отсутствии внешней силы сопротивления) замкнутый контур оказывается уравновешенным. На основании выполненных исследований можно утверждать, что замкнутый контур всегда накладывает дополнительную связь на движение звеньев.

Таким образом, в кинематической цепи с двумя степенями свободы замкнутый контур обеспечивает определенность движения как в состоянии с двумя степенями свободы (в эксплуатационном режиме движения), так и в состоянии с одной степенью свободы (при пуске). Это позволяет рассматривать найденные закономерности анализа контурных механизмов как классическую теорию, применяемую для механических систем с идеальными связями.

Список литературы

1. Pat. 2238090 (A) GB. Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears / Harries John. – 1991, 11 p.
2. Пат. 2234626 РФ. Способ автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению и устройство для его осуществления / Волков И.В. – № 2002120205; заявл. 30.07.2002; опубл. 20.08.2004.
3. Pat. 4,932,928 USA, Cl. F16H 47/08, U.S. Cl. 475/51; 475/47. Shiftless, continuously-aligning transmission / Samuel J. Crockett. – 1990, 9 p.
4. Иванов К.С. Теорема о равновесии замкнутого контура // Теория механизмов и машин. – 2010. – №2(16), т.8. – С. 85-89.
5. Иванов К.С. Теоретические основы зубчатой бесступенчато регулируемой передачи // Теория механизмов и машин. – 2010. – №2(16), т.8. – С. 36-48.
6. Иванов К.С. Оценка работоспособности бесступенчато регулируемой передачи в виде механизма с двумя степенями свободы // Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы Междунар. науч.-практ. конференции. Под. ред. М.М. Радкевича и А.Н. Евграфова. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – С. 28-36.
7. Ivanov K.S. The simplest automatic transfer box // WCE 2010. World Congress on Engineering 2010 (ICME) London, UK. 2010. – P. 1179 – 1184.
8. Ivanov K.S. Paradox of mechanics – a basis of creation CVT. Transactions // 2-d IFToMM Asian Conference on Mechanisms and Machines Science. – Tokyo, Japan. November 7-10, 2012. – P. 245-264.
9. Иванов К.С. Определимость кинематической цепи с двумя степенями свободы и одним входом // Современные проблемы теории машин: Материалы I международной заочной научно-практической конференции. – Новокузнецк: Изд. центр СибГИУ, 2013. – С. 190-199.
10. Иванов К.С. Зубчатый вариатор в виде кинематической цепи с двумя степенями свободы и с одним входом // Современное машиностроение. Наука и образование. Материалы третьей международной научно-

- практической конференции. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. – С. 741-751.
11. Пат. 2398989 РФ. Способ автоматического и непрерывного изменения крутящего момента и скорости вращения выходного вала в зависимости от сопротивления движению и устройство для его осуществления / Иванов К.С., Ярославцева Е.К. – №2007139258/11; заявл. 22.10.2007; опубл. 10.09.2010, Бюл. №25. – 10 с.
 12. Ivanov Konstantin S., Almaty, KAZ – Owner of the registered sample. The name – Device of automatic and continuous change of a twisting moment – and changes of a corrected speed of output shaft depending on a tractive resistance. The deed on registration of the registered sample № 20 2012 101 273.1. Day of Registration 02.05.2012. The German patent and firm establishment. Federal Republic Germany. 2012. 12 p.
 13. Ivanov K.S. Paradox in the Mechanism Science // 1-st International Symposium on the Education in Mechanism and Machine Science. June, 13&14.2013. Madrid. Spain. – P. 132-138.
 14. Ivanov K.S. Creation of Adaptive-Mechanical Continuously Variable Transmission // 5th International Conference on Advanced Design and Manufacture (ADM 2013). Valencia. Spain. 2013. – P 63-70.

РАСЧЕТ НОРМАЛЬНОГО УСИЛИЯ ПРИ УДАРНОЙ ОБРАБОТКЕ ВНУТРЕННИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Домнин А.К.

*Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова,
Ижевск*

В работах [3, 4], выполненных под руководством профессора Шаврина О.И. в «Ижевском государственном техническом университете имени М.Т. Калашникова», обосновывается необходимость дополнительной упрочняющей обработки внутренней поверхности витков винтовых пружин. Потребность в данной обработке отдельных типоразмеров пружин возникает, в виду крайне низкой эффективности обработки дробью наиболее нагруженной внутренней поверхности витка. Для проведения такой обработки было спроектировано и изготовлено экспериментальное упрочняющее приспособление, приведенное на рисунке 1.

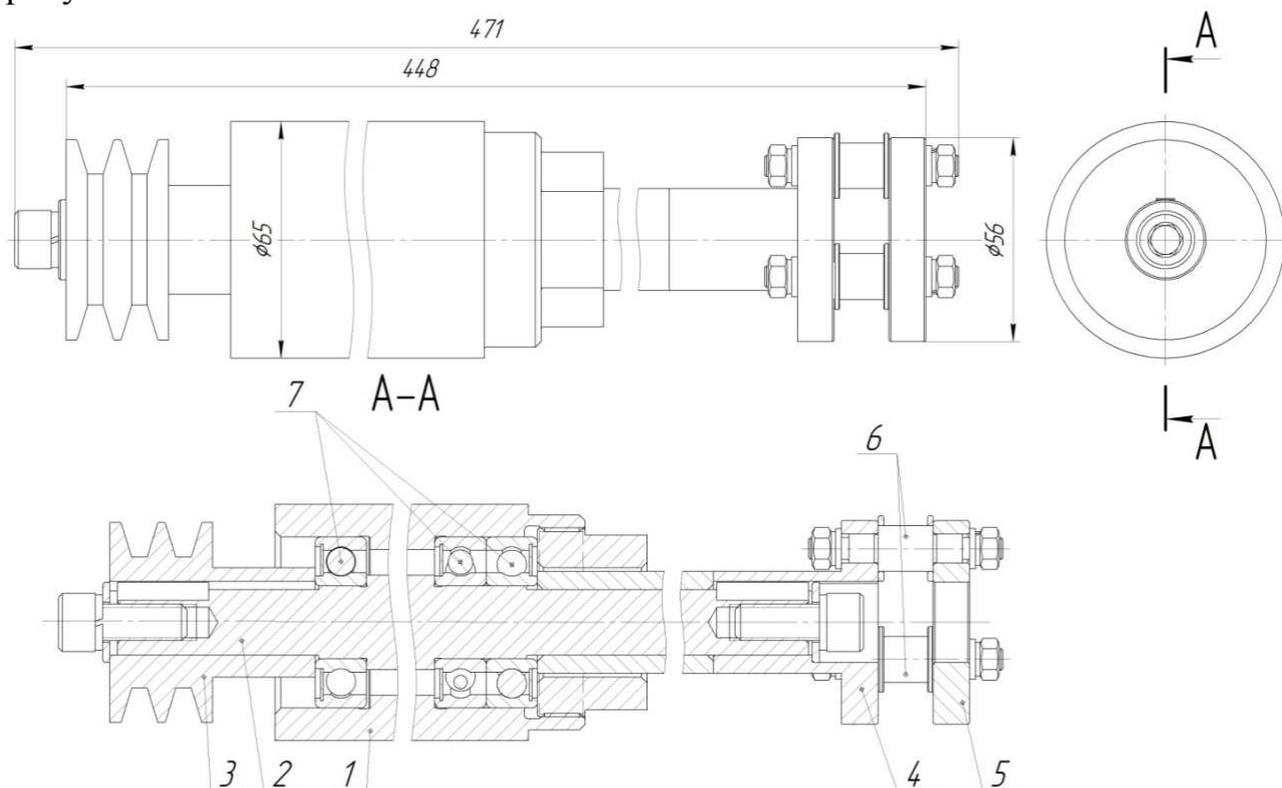


Рисунок 1 – Общий вид упрочняющего приспособления

Приспособление состоит из корпуса 1, в котором на подшипниковых опорах 7 размещается быстровращающийся шпиндель 2. Вращение на шпиндель передается через клиноременную передачу. На шпинделе закреплены диски 4 и 5, стянутые между собой осями-стяжками 6. В данной конструкции предусмотрено три оси-стяжки, на которых свободно размещаются деформирующие ролики, представленные на рисунке 2.

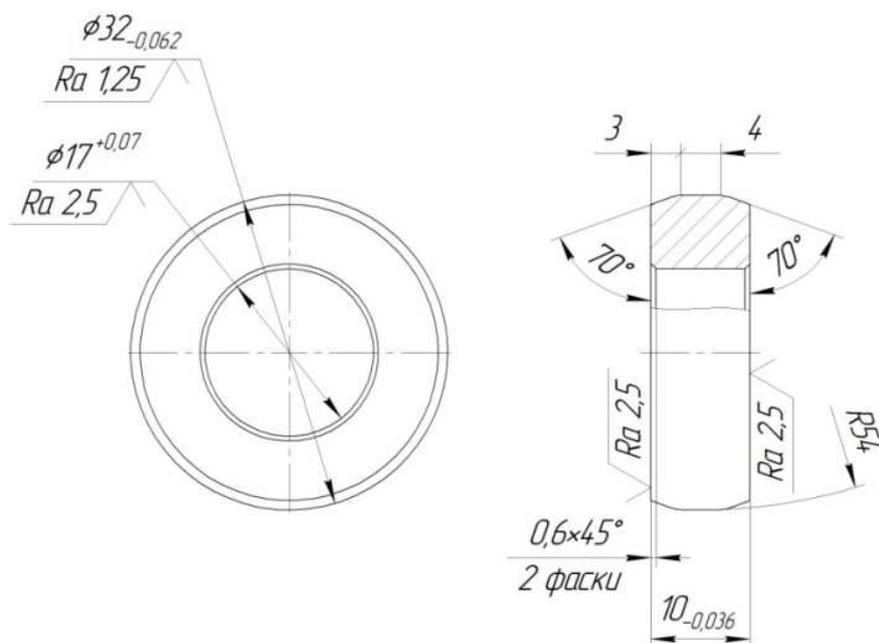


Рисунок 2 – Деформирующий ролик

Ролики посажены на оси со значительным радиальным зазором (порядка 4,4мм), в пределах которого ролик может свободно перемещаться. Таким образом, при вращении ролики под действием центробежных сил выбирают радиальный зазор и занимают свои рабочие (крайние) положения. Ролики изготовлены из стали Р6М5 и термообработаны на твердость HRC 62...65.

Приспособление устанавливается на суппорте токарного станка, вращение на шпиндель передается от дополнительного электродвигателя, так же установленного на суппорте. Пружина закрепляется в специальном трехкулачковом патроне. Упрочняющее приспособление вводится в обрабатываемую пружину эксцентрично, величина эксцентриситета зависит от внутреннего диаметра пружины и задаваемого натяга. После чего включается вращение пружины и шпинделя упрочняющего приспособления (вращение встречное). Одновременно с включением вращения включается подача приспособления вдоль оси обрабатываемой пружины.

Данное приспособление позволяет обрабатывать пружины с внутренним диаметром свыше 90мм.

Важным моментом при выборе режимов обработки является определение нормального усилия, действующего со стороны деформирующих роликов на внутреннюю поверхность витка при ударе. Это главным образом связано с тем, что именно нормальная составляющая силы удара во многом определяет толщину (глубину) пластически деформированного слоя детали.

Нормальная составляющая силы, возникающая при ударе деформирующего элемента о внутреннюю поверхность витка, имеет импульсный характер, так как время контакта двух соударяющихся тел очень мало. Используя закон сохранения количества движения, получим выражение для нормальной составляющей силы удара:

$$P_n = \frac{mv_n}{\Delta t} (1 + k), \quad (5)$$

где m – масса ударного элемента (деформирующего ролика), кг; v_n – проекция окружной скорости деформирующего ролика на нормаль, м/с; Δt – время контактирования ударного элемента с обрабатываемой поверхностью, с; k – коэффициент, учитывающий скорость отскока ударного элемента (коэффициент восстановления ударного элемента при его воздействии на поверхность).

Нормальная составляющая линейной скорости определится как:

$$v_n = v \cdot \sin \alpha, \quad (2)$$

где v – линейная скорость ударного элемента, м/с; α – угол между вектором линейной скорости ударного элемента и касательной, восстановленной в точке контакта ударного элемента с обрабатываемой поверхностью (смотри рисунок 3).

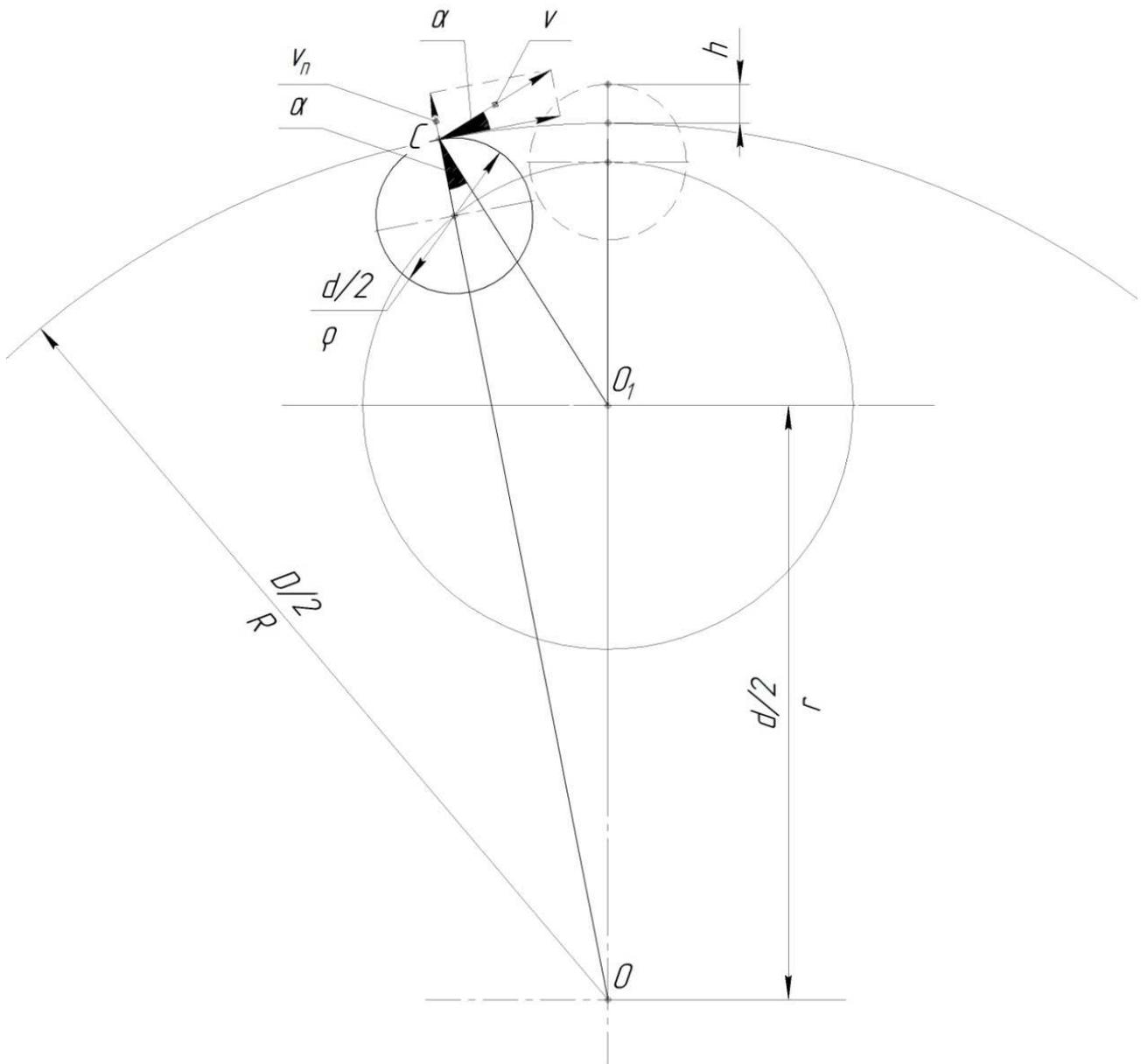


Рисунок 3 – Схема взаимодействия ударного элемента с обрабатываемой поверхностью

Линейную скорость ударного элемента можно определить по следующей зависимости (смотри рисунок 3):

$$v = \frac{\pi n}{30000} (R - r + h), \quad (3)$$

где n – частота вращения упрочняющего приспособления, об/мин; R – радиус обрабатываемой поверхности, мм; r – эксцентриситет, мм (смещение центра упрочняющей головки относительно центра упрочняемой поверхности); h – натяг, мм.

Угол α так же определяется из схемы на рисунке 3:

$$\cos \alpha = \frac{2(R - r)(R + h) + h^2}{2R(R - r + h)}, \quad (4)$$

Для определения нормальной составляющей силы удара необходимо знать время контактирования ударного элемента с обрабатываемой поверхностью.

Время взаимодействия ударного элемента и обрабатываемой поверхности определяется по следующей зависимости:

$$\Delta t = 0,00033 \ln(v) + 0,001166, \quad (5)$$

Данное уравнение получено путем аппроксимации экспериментальной кривой зависимости времени взаимодействия ударного элемента с обрабатываемой поверхностью от скорости ударного элемента, приведенной на рисунке 4 [1, 2].

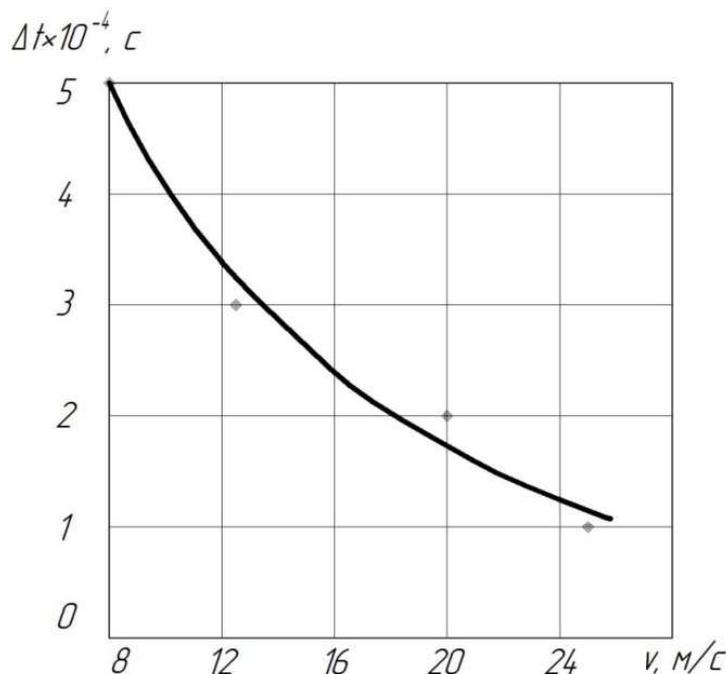


Рисунок 4 – Зависимость времени контакта рабочего элемента от скорости обработки

Итоговое уравнение [1] для определения нормальной составляющей силы удара с учетом [2], [3], [4] примет следующий вид:

$$P_n = \frac{m}{\Delta t} (1 + k) \frac{\pi \cdot n}{30000} (R - r + h) \sin \alpha, \quad (6)$$

Погрешность определения нормального усилия по предложенной формуле не превышает в среднем 14% по данным [1].

Полученная зависимость показывает, что нормальная составляющая силы удара зависит от массы ударных элементов, скорости вращения упрочняющего приспособления (частоты вращения), которая в свою очередь влияет на время контактирования, и положения упрочняющего приспособления относительно упрочняемой поверхности.

Список литературы

1. Одинцов Л.Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
2. Перепичка Е.В. Очистно-упрочняющая обработка изделий щетками. – М.: Машиностроение, 1989. – 136 с.
3. Шаврин О.И. К вопросу об эффективности обработки дробью винтовых пружин сжатия / О.И. Шаврин, А.К. Домнин // Вестник Ижевского государственного технического университета имени М.Т. Калашникова. – 2013. – №1. – С. 27-29.
4. Шаврин О.И. Исследование эффективности обработки дробью винтовых цилиндрических пружин сжатия / О.И. Шаврин, А.К. Домнин, Т.В. Ломаева // Инновации в машиностроении: труды 4-ой Международной научно-практической конференции г. Новосибирск, 2-4 октября 2013 / под ред. Х.М. Рахимянова. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2013. – С. 222-226.

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАНКА НА КАЧЕСТВО ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Каймин В.Г.¹, Сабилов Ф.С.¹, Земмлер Ульрих²

¹*Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»,
Москва;*

²*Фраунгоферовский институт металлорежущих станков и обработки
давлением, Хемниц, Германия*

В процессе формообразования деталей на их поверхности появляется шероховатость – ряд чередующихся выступов и впадин сравнительно малых размеров. Шероховатость может быть следом от резца или другого режущего инструмента, может появляться вследствие вибраций, возникающих при резании, а также из-за вынужденных вибраций самого станка. Шероховатость поверхности является одной из основных геометрических характеристик качества поверхности деталей и оказывает влияние на эксплуатационные показатели машины. [1]

В данном исследовании рассматривается возможность получения высоких показателей шероховатости ($Ra\ 0,20$) путем резания лезвийным инструментом конической поверхности одной из деталей (рисунок 1). Деталь имеет ряд особенностей: коническая поверхность расположена во внутренней полости, допуск радиального биения составляет $0,03\text{ мм}$, малые габариты ($11 \times 18\text{ мм}$), а также сложность подвода режущего инструмента.

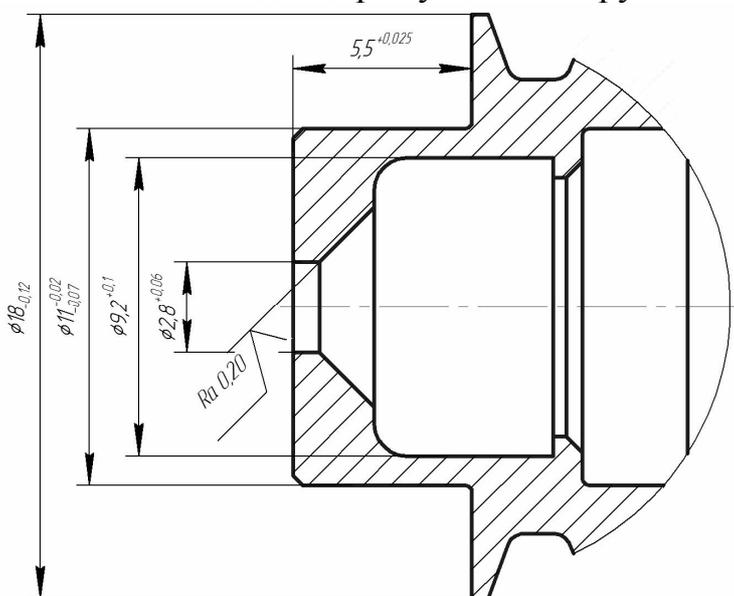


Рисунок 1 – Деталь с конической поверхностью

Ранее высокие показатели шероховатости внутренней конической поверхности детали обеспечивались ручной доводкой после токарной обработки путем притирки. Такой способ доводки весьма трудоемкий и давал большой процент брака.

Встала задача, обработать коническую поверхность на станке за один установ вместе с обработкой внутренних поверхностей, чтобы исключить доводочные операции. Обрабатываемый материал – нержавеющая сталь 12X18Н10Т-ВД. Рекомендуемая скорость резания – 90мм/мин.

На имеющихся токарных станках обработать коническую поверхность не удавалось из-за ограниченной частоты вращения шпинделя (у токарного станка максимальная частота 4000об/мин, а требуется порядка 8000 об/мин). Возникла идея обработки конической поверхности на фрезерном станке с ЧПУ модели MDV 50811, закрепив заготовку в шпинделе, а расточной резец – на столе. У станка хорошо отбалансированный шпиндель и диапазон частот от 0-15000 об/мин.

Оценка показателей шероховатости проводилась по профилограммам обработанной поверхности деталей, полученным с помощью станции контроля шероховатости Hommel Tester T8000 (рисунок 2). Станция предназначена для определения большинства параметров шероховатости и контура поверхности по действующим в настоящее время стандартам. Одна из полученных профилограмм показана на рисунок 3.

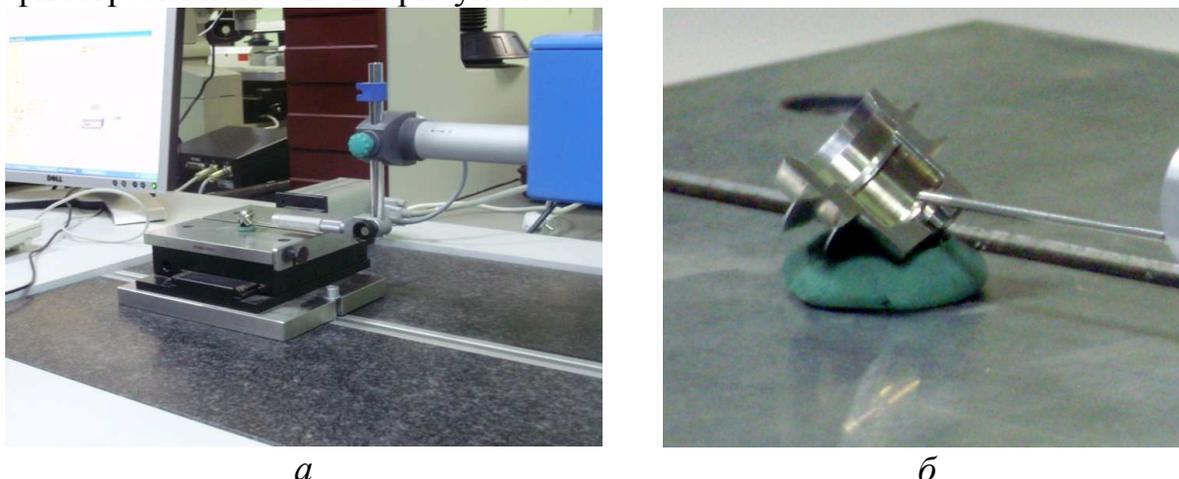


Рисунок 2 – Общий вид станции для оценки шероховатости поверхности (а) и контролируемая деталь (б)

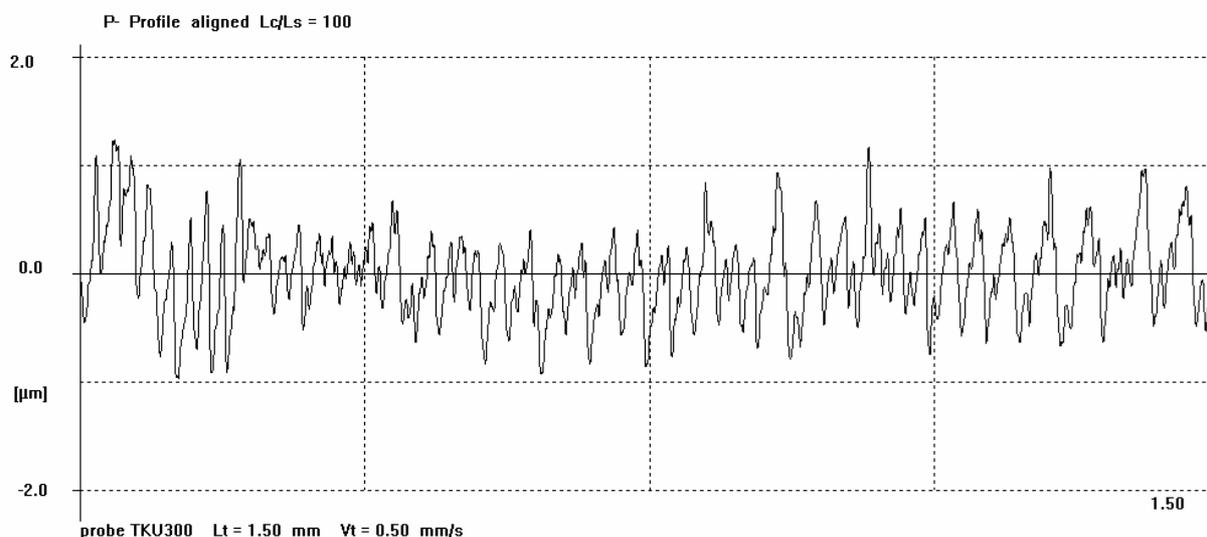


Рисунок 3 – Профилограмма конической поверхности образца, обработанного на фрезерном станке с ЧПУ без СОЖ

На профилограмме отчетливо видны периодические погрешности профиля, которые связаны с колебаниями элементов упругой системы во время обработки. Для определения источников вибраций были получены частотные характеристики упругой системы, спектры вибрации, спектры огибающих вибрации по методике и с помощью программ анализа, описанным в [3]. Спектр вибрации, показанный на рис. 4, свидетельствует о колебаниях резца с частотой 8,6кГц. Меры, предпринятые для устранения колебаний резца, позволили в дальнейшем вести обработку без вибраций.

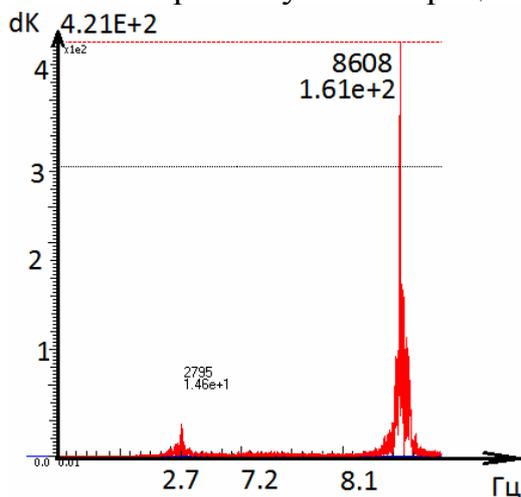


Рисунок 4 – Спектр вибраций (виброускорения резца при резании конуса)

Точение конической поверхности, выдерживая постоянство скорости резания, т.е. с переменной частотой вращения шпинделя дала результаты хуже, чем при резании с постоянной частотой вращения соответствующей среднему диаметру конуса.

При резании с постоянной скоростью резания (бесступенчатое изменение частоты вращения по мере изменения диаметра) получены следующие результаты: $R_a=0.29\text{мкм}$, $R_z=1.71\text{мкм}$, $R_{\text{max}}=2.00\text{мкм}$.

Резание с постоянной частотой вращения, соответствующей резанию со скоростью 90м/мин при среднем диаметре конической поверхности, дало следующие результаты: $R_a=0.13\text{мкм}$, $R_z=0.83\text{мкм}$, $R_{\text{max}}=1.28\text{мкм}$.

Таким образом, полученные данные позволяют назначать режимы обработки, которые обеспечивают заданную шероховатость $R_a 0,20$ при лезвийной обработке конической поверхности деталей, не прибегая к дополнительной обработке.

Список литературы

1. Металлорежущие станки. Под ред. Бушуева В.В. Том 1. – М.: Машиностроение, 2011. – 608 с.
2. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 368 с.
3. Козочкин М.П. Испытания и диагностика технологического оборудования. Учебное пособие / М.П. Козочкин, А.Р. Маслов, Ф.С. Сабиров. – М.: ИЦ МГТУ «СТАНКИН», 2012. – 250 с.
4. Сабиров Ф.С. Производительность и точность в рабочем пространстве станков М.: ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», 2012 – 175 с.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ФРЕЗЕРНОЙ ОБРАБОТКИ НЕЖЕСТКИМ РЕЖУЩИМ ИНСТРУМЕНТОМ

Тимошенко Н.В., Леонгард О.А., Реченко Д.С.

Омский государственный технический университет, Омск

В современном механообрабатывающем производстве все более широкое применение находит дорогостоящее автоматизированное оборудование, управляемое от ЭВМ. Эксплуатация такого оборудования характеризуется резким ростом стоимости станко-минуты, ужесточением условий эксплуатации режущего инструмента, увеличением расхода инструментального материала и затрат на инструмент, составляющий в ряде случаев до 10-15% (а при многоинструментальных наладках на многошпиндельных станках, а также при применении дорогого инструмента – до 50%) расходов на механообработку. Таким образом, развитие современных технологий фрезерования и механической обработки в целом определяет использование новейших режущих инструментов, которые позволяют оптимизировать обработку, сократить время цикла и обеспечить наилучшую точность детали и шероховатость обрабатываемой поверхности. При этом, такие факторы, как технические возможности станка, прочностные и теплофизические характеристики обрабатываемого материала, размеры обрабатываемых поверхностей заготовок и деталей, стратегии обработки, программирование, закрепление заготовок и инструментов, играют очень важную роль при выборе и применении режущего инструмента. Для получения требуемого качества обработки нежестким фрезерным инструментом не менее важным является назначение режимов резания, контроль износа инструмента и оптимизация условия применения инструмента.

Преимущества новейших режущих инструментов и высокоэффективных стратегий фрезерования невозможны без современных быстрых и мощных станков с расширенными возможностями программирования. Фрезерование с большими подачами и высокоскоростное фрезерование – это две широко применяемые технологии, требующие тщательной подборки инструмента для успешной обработки. Преимущество ВСО получается также за счет обработки в надкритическом диапазоне колебаний: при высоких частотах вращения, которые используются при ВСО, значительно превышаются частоты собственных колебаний детали, инструмента и компонентов станка. Одновременно с этим, благодаря небольшим поперечным сечениям среза, силы резания невелики, что благоприятно сказывается на точности обработки. Кроме того – высокое качество получаемой поверхности, отсутствие дробления при резании, возможность обработки тонкостенных изделий.

При применении фрезерного инструмента с большим вылетом (при $l=(4-5) \cdot d$) возникают проблемы получения требуемого качества обработанной поверхности.

На рисунке 1 приведена корпусная деталь, при изготовлении которой применяю фрезы с большим вылетом.

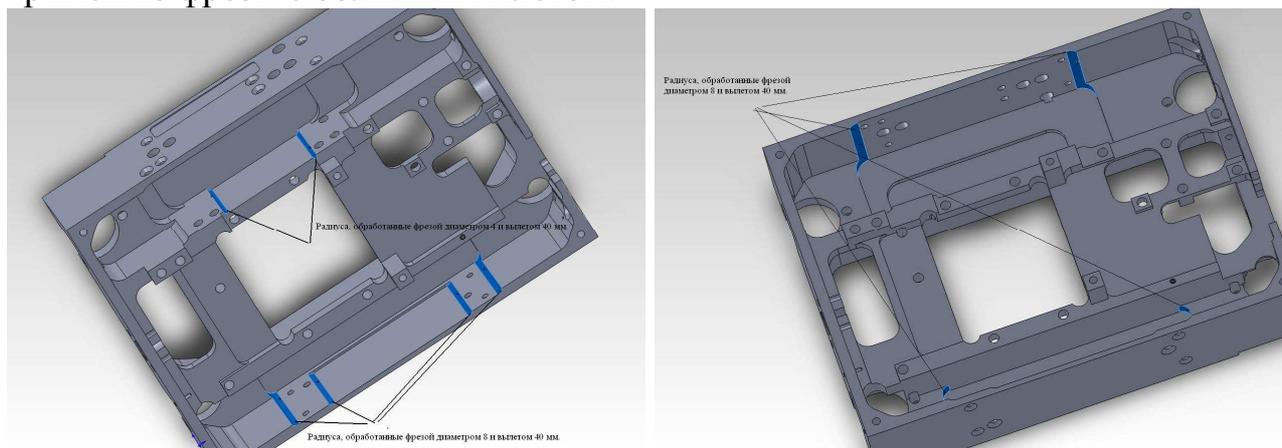


Рисунок 1 – Модель корпусной детали

Применение новой технологии позволило повысить точность обработки. При этом применяется следующая последовательность режущего инструмента:

1. Фреза диаметром 14мм или 16мм (фирма TaeguTec, серия ALUMILL+, AES 3160 UF10) для черновой выборки, $n=6800\text{об/мин}$, $S=1700\text{мм/мин}$;

2. Фреза диаметром 8мм и вылетом 23мм, используется для подбора в радиусах невыбранного фрезой диаметром 16мм металла и чистового прохода по стенкам. $n=10000\text{об/мин}$, $S=1000\text{мм/мин}$ (фирма TaeguTec, серия ALUMILL+, AES 3080 UF10);

3. Фреза диаметром 8мм и вылетом 40мм, выполняет то же самое, что и предыдущая фреза, но выгребает металл глубже (рисунок 1), $n=8000\text{об/мин}$; $S=800\text{мм/мин}$ (фирма Cerin);

4. Фреза диаметром 4мм и вылетом 21мм, $n=10000\text{об/мин}$; $S=300\text{мм/мин}$ (фирма TaeguTec, серия ALUMILL+, AES 3040 UF10);

5. Фреза диаметром 4мм и вылетом 40мм (рисунок 2), $n=8000\text{об/мин}$; $S=200\text{мм/мин}$ (фирма Cerin).

Применение предложенной технологии позволило повысить производительность, получать требуемые шероховатости и точность обрабатываемых поверхностей.

Список литературы

1. Васин С.А. Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязи при резании: учеб. для техн. вузов / С.А. Васин, А.С. Верещака, В.С. Кушнер. – М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2001. – 447 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОНСТРУКЦИИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА МАЛОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

*Дмитриев В.С., Костюченко Т.Г.,
Поляков М.В., Тараканец Е.А.*

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Томск*

Электромеханический исполнительный орган (ЭМИО) на базе управляемого по моменту электродвигателя-маховика (рисунок 1), несмотря на кажущуюся конструкторскую простоту, является многопараметрической электромеханической системой, в которой все технические параметры связаны как прямой, так и обратной зависимостями.

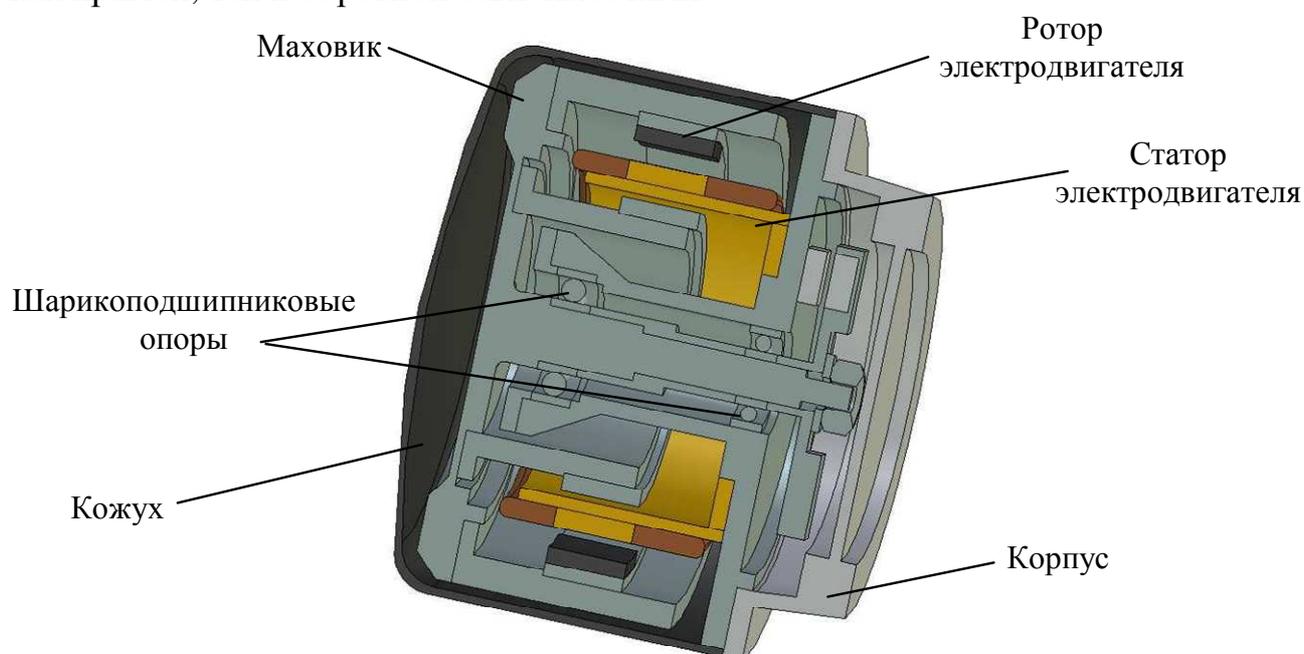


Рисунок 1 – 3D модель ЭМИО

Поэтому математическая модель ЭМИО представляется довольно большой системой взаимосвязанных уравнений, описывающих теоретические, технические, конструктивные и технологические аспекты практической реализации управляющего момента, используемого для ориентации космического аппарата.

Существующие довольно интенсивно развивающиеся тенденции миниатюризации приборов и систем космического назначения вносят дополнительные проблемы в процесс их создания, особенно это касается «разведения» диапазонов собственных частот, как элементов конструкций, так и ЭМИО в целом, и диапазонов частот внешних возмущающих воздействий.

Эта проблема напрямую взаимосвязана с технологическими проблемами изготовления элементов конструкции. Это выражается в постоянном повышении требований к погрешностям рабочих поверхностей деталей и узлов и, как следствие, переходу к селективным методам обработки и сборки, т.е. к отсутствию взаимозаменяемости.

Вышеизложенное настоятельно диктует постоянное совершенствование технологии процесса разработки исполнительных органов, особенно на этапе НИОКР.

Совершенствование эксплуатационных характеристик существующих типов ЭМИО довольно близко к пределу по техническим и технологическим решениям. В улучшении массогабаритных параметров некоторый прорыв возможен с применением наноматериалов (например, углеродистого нанокompозита и др.) для элементов конструкции.

В настоящей работе требуемый по ТЗ уровень комплекса эксплуатационных параметров ЭМИО достигается применением известных конструкционных материалов (конструкционная сталь, сплав алюминия, пластмасса) и общеизвестных технических решений (ш/п опоры, обращенная схема установки маховика, активные части электродвигателя – составная часть обода маховика).

Обеспечение спектра собственных частот колебаний элементов конструкции вне рабочей зоны в свете указанных тенденций развития миниатюризации приборов и систем космического назначения является довольно сложной технической задачей.

Математическая модель рассматриваемого типа исполнительных органов систем ориентации космического аппарата представляет собой систему уравнений, половина уравнений которой математически описывает технические причины возникновения колебаний в конструктивных элементах [1]:

$$H = \frac{1}{32} \pi \gamma h \Omega D_m^4 (1 + k^4) - \text{кинетический момент};$$

$$m = \frac{\gamma h (R^2 - r^2)}{2} - \text{масса маховика};$$

$$N = \frac{1}{\Omega} \left(\frac{C}{Q_p} \right)^{3,3} - \text{ресурс};$$

$$P = 1,028 M_c \Omega \cdot 10^5 - \text{потребляемая мощность};$$

$$M_c = (M_y + M_{III} + M_a) - \text{момент сопротивления};$$

$$M_{yпр} = \frac{dH}{dt} = J \dot{\Omega} - \text{управляющий момент маховика};$$

$$T_{разг.} = 4T_m - \text{время разгона};$$

$$M_{III} = 1,14 K_k \left(1 + \frac{D_\varepsilon}{d_{ш}} Q_p \right) - \text{момент трения шарикоподшипников};$$

$M_a = 2\pi\rho C_{Л(T)}\Omega^2\Gamma_\phi$ – момент аэродинамического сопротивления;

$C_{Л} = 0,53R_e^{-0,5}$, $C_T = 0,0287R_e^{-0,2}$ – аэродинамические коэффициенты для ламинарного и турбулентного течения;

$$\omega_{кр} = \frac{1}{\sqrt{0,5(m\alpha - J_Z\beta) + \sqrt{0,25(m\alpha - J_Z\beta)^2 + mJ_Z(\alpha\beta - \xi^2)}}} \quad \text{– критическая}$$

угловая скорость вращения, где

$$\alpha = \frac{ab^2}{3EI_1} + \frac{b^3}{3EI_2}, \quad \beta = \frac{a}{3EI_1} + \frac{b}{EI_2}, \quad \xi = \frac{ab}{3EI_1} + \frac{b^2}{2EI_2}.$$

$$\vartheta = \frac{[Gl - (J_Z + J_X)\Omega^2](J_Z - J_\Delta)\epsilon\Omega^2}{(Gl - J_Y\Omega^2)(Gl - J_X\Omega^2) - (J_Z\Omega^2)^2} \sin \Omega t,$$

$$\psi = -\frac{[Gl - (J_Z + J_Y)\Omega^2](J_Z - J_\Delta)\epsilon\Omega^2}{(Gl - J_Y\Omega^2)(Gl - J_X\Omega^2) - (J_Z\Omega^2)^2} \cos \Omega t \quad \text{– вынужденные}$$

колебания, возникающие по двум ортогональным осям ЭМИО;

$$\omega_p = \pm \sqrt{\frac{Gl(J_X + J_Y) \pm \left[Gl(J_X + J_Y) - \frac{GlJ_XJ_Y}{J_X + J_Y}(1 - \mu^2) \right]}{2J_XJ_Y(1 - \mu^2)}} \quad \text{– резонансная}$$

угловая скорость маховика;

$$f_c = 0,5 \left[1 - \left(\frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] \Omega \quad \text{– частота вибрации, вызванная}$$

неуравновешенностью сепаратора шарикоподшипника;

$$f_e = 0,5 \left[1 + \left(\frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] z\Omega \quad \text{– частота вибрации, вызванная дефектом}$$

внутреннего кольца шарикоподшипника;

$$f_n = 0,5 \left[1 - \left(\frac{2d_u}{D+d} \right) \cos q \right] z\Omega \quad \text{– частота вибрации, вызванная дефектом}$$

наружного кольца шарикоподшипника;

$$f_{mk} = \left(\frac{d+D}{4d_u} \right) \left(1 - \frac{4d_u^2}{(d+D)^2} \cos^2 q \right) \Omega \quad \text{– частота вибрации, вызванная}$$

дефектом тела качения шарикоподшипника;

$$f_{o.с} = \frac{d+D}{2d_u} z\Omega \quad \text{– частота вибрации, вызванная шероховатостью или}$$

овальностью тел качения шарикоподшипника;

$$f_3 = 0,5z\Omega \quad \text{– частота вибрации, вызванная зазором в шарикоподшипнике,}$$

где: R – наружный радиус маховика; r – внутренний радиус маховика; $k=R/r$; m – масса ЭМИО; γ – удельная масса материала маховика; h – высота обода; D_m – диаметр маховика; Ω – угловая скорость вращения; C – коэффициент

работоспособности шарикоподшипников; Q_p – нагрузка; η – коэффициент полезного действия; T_m – постоянная времени; K_k – коэффициент трения качения; D_e – внутренний диаметр наружного кольца шарикоподшипника; ρ – плотность среды, окружающей маховик; R_e – число Рейнольдса; D_0 – диаметр по центрам тел качения шарикоподшипника; z – число тел качения (шариков); $d_{ш}$ – диаметр тела качения (шарика); α, β, ξ – коэффициенты влияния, определяющиеся конструкцией маховика с валом; a – расстояние от левой опоры до маховика; b – расстояние между опорами вала; G – вес маховика; EI_1 и EI_2 – жесткости сечения вала на изгиб; J_x, J_y, J_z – моменты инерции ЭМИО относительно соответствующих осей; J_ϕ – экваториальный момент инерции ЭМИО; l – смещение центра тяжести ЭМИО относительно точки его подвеса; ε – угол отклонения между осью главного момента инерции маховика и осью вращения; μ – коэффициент соотношения осевого и экваториальных моментов инерции маховика; D – диаметр наружного кольца шарикоподшипника; d – диаметр внутреннего кольца шарикоподшипника; z – количество тел качения (шариков); $d_{ш}$ – диаметр тела качения (шарика); q – угол контакта тел качения.

Дальнейшее развитие и совершенствование ЭМИО потребует большего внимания к качеству шарикоподшипниковых опор.

На рисунке 2 приведена типичная вибрационная характеристика электромеханического исполнительного органа рассматриваемого типа. На вибрационной характеристике видны два явно выраженных пика резонансных частот: в зоне угловых скоростей $150-180 \text{ с}^{-1}$, где источником механических колебаний являются шарикоподшипниковые опоры, и в зоне $460-560 \text{ с}^{-1}$, где источник механических колебаний – вращающийся маховик.

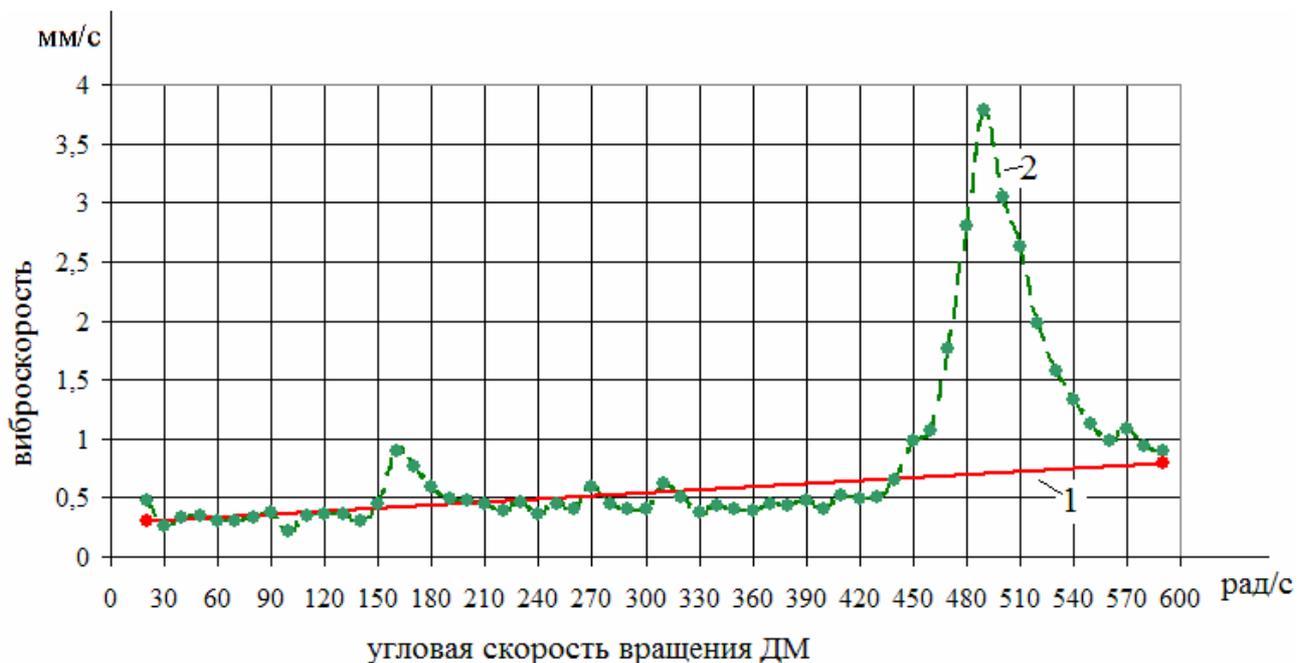


Рисунок 2 – Вибрационная характеристика ЭМИО:
1 – идеализированная, 2 – реальная

Для определения значений собственных частот элементов конструкция ЭМИО (рис.1) была разделена на три под сборки, что продиктовано наличием в исполнительном органе трех кинематических схем (консольного типа) установки конструктивных элементов:

- первая – защитный кожух и основание;
- вторая – маховик, установленный в корпус посредством шарикоподшипниковых опор;
- третья – статор, закрепленный на основании (рисунок 3).

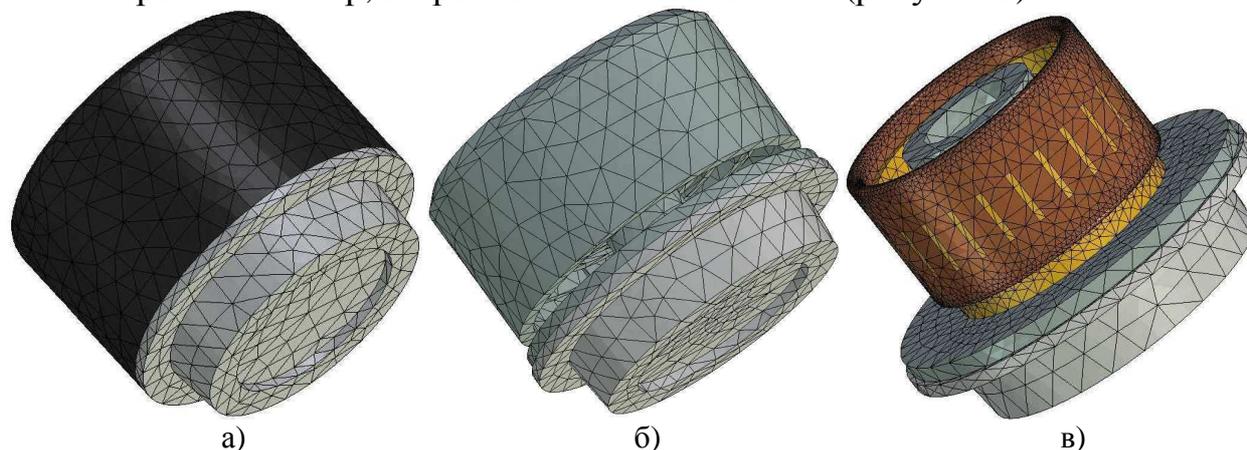


Рисунок 3 – Конечно-элементные модели трех подборок:
а – первая, б – вторая, в – третья

Моделирование и расчет собственных частот проводилось с использованием программного комплекса T-FLEX. При создании 3D моделей элементов конструкции, подборок и общей сборки использовался модуль T-FLEX CAD, при расчете собственных частот – модуль T-FLEX Анализ, основанный на базе метода конечных элементов [2-4]. На рисунке 3 представлены 3D модели подборок с наложенной конечно-элементной сеткой.

Результаты проведенных исследований представлены в таблицах 1, 2 и 3. Из приведенных результатов видно, что собственные частоты элементов конструкции исполнительного органа находятся за пределами диапазона рабочих частот электродвигателя 0-6000 об/мин (0-100 Гц).

Таблица 1 – Результаты частотного анализа первой под сборки

Форма	Шаг сетки		
	0,2	0,1	0,05
Частота, Гц			
1	185,393	172,321	164,676
2	270,740	250,624	226,682
3	271,873	251,519	226,895
4	294,734	273,760	271,510

Таблица 2 – Результаты частотного анализа второй подборки

Форма	Шаг сетки		
	0,2	0,1	0,05
Частота, Гц			
1	623,072	623,748	613,738
2	624,907	625,164	614,367
3	625,450	625,763	624,618
4	1049,276	1028,309	1008,954

Таблица 3 – Результаты частотного анализа третьей подборки

Форма	Шаг сетки		
	0,2	0,1	0,05
Частота, Гц			
1	277,015	277,007	277,484
2	277,054	277,052	277,553
3	418,587	418,593	419,336
4	613,136	613,177	614,192

На рисунках 4-6 в качестве примера приведены результаты расчета собственных частот для одного значения конечно-элементной сетки, полученные в T-FLEX Анализ.

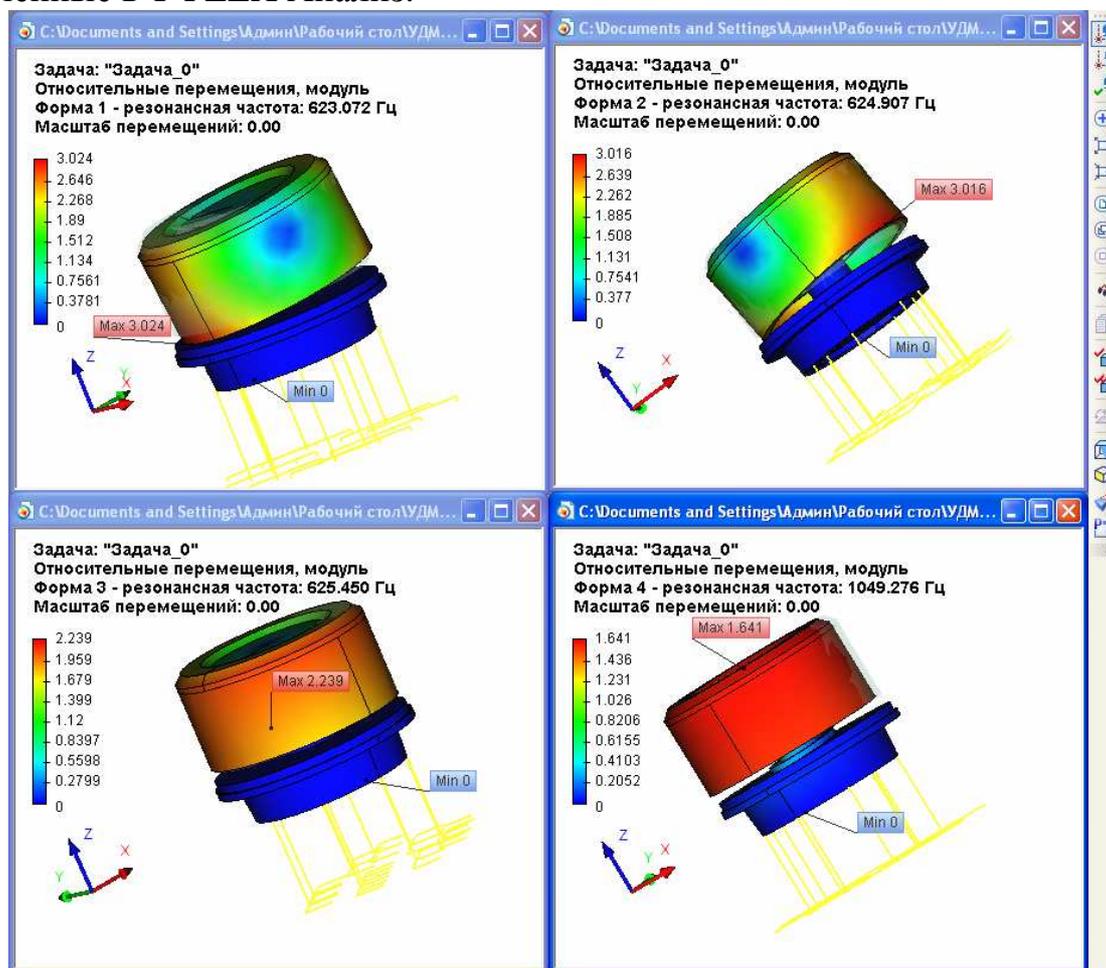


Рисунок 4 – Результаты частотного анализа первой подборки

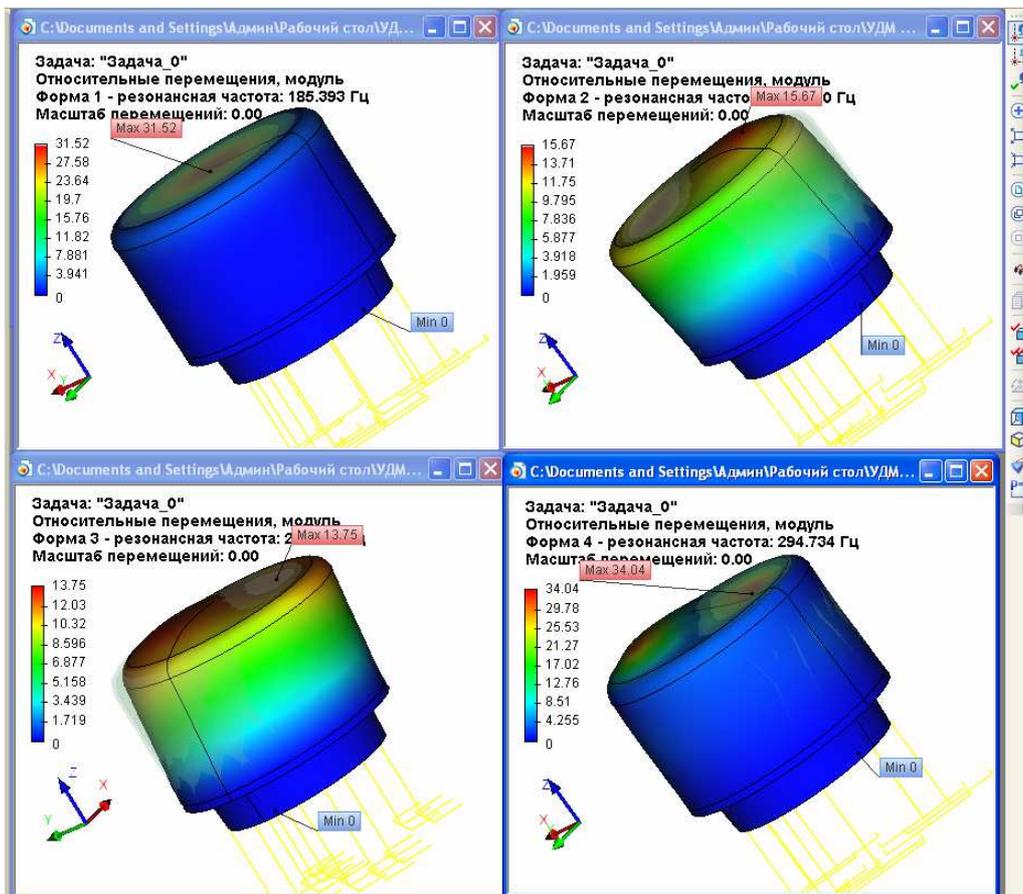


Рисунок 5 – Результаты частотного анализа второй подборки

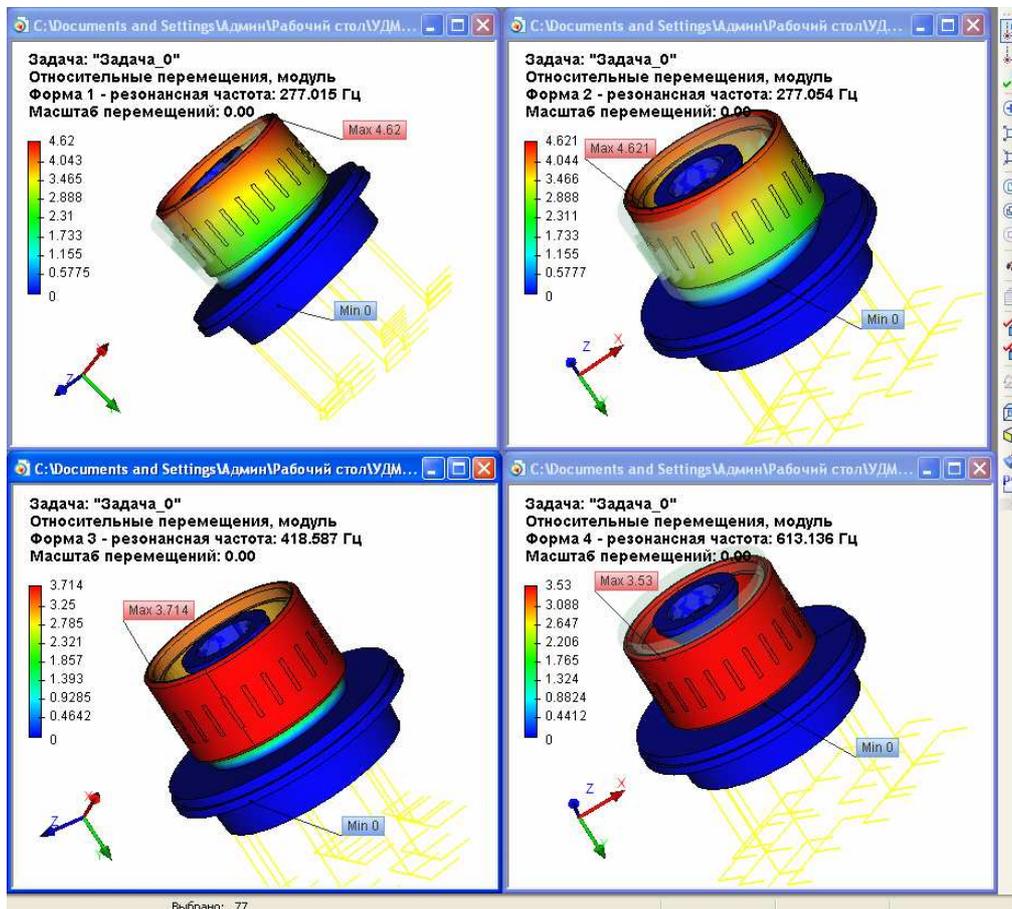


Рисунок 6 – Результаты частотного анализа третьей подборки

Заключение

Как следует из представленных результатов, в разработанной конструкции обеспечено нахождение значений собственных частот элементов за пределами диапазона рабочих скоростей маховика, установленного на валу электродвигателя

Собственные частоты всех элементов конструкции подборок находятся в диапазоне 164-613Гц, при этом рабочий вибрационный диапазон вращающихся деталей УДМ-0,17 находится в пределах 0-100Гц.

Представленные результаты являются итогом исследований, проведенных в рамках НИОКР по созданию электромеханического исполнительного органа УДМ-0,17 для управления ориентацией малого космического аппарата относительно его центра масс.

Список литературы

1. Бритова Ю.А. Исследование вибрационных характеристик электродвигателей-маховиков систем ориентации космических аппаратов / Г.Н. Гладышев, В.С. Дмитриев. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2012. – 138 с.
2. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М: Стройиздат, 1982. – 448 с.
3. Норри Д. Введение в метод конечных элементов / Д. Норри, Ж. де Фриз. – М.: Изд-во «Мир», 1981. – 304 с.
4. Митчелл Э. Метод конечных элементов для уравнений с частными производными / Э. Митчелл, Р. Уэйт. – М.: Изд-во «Мир», 1981. – 214 с.

ТЕХНОЛОГИИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ РАЗРАБОТКЕ И ИССЛЕДОВАНИИ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ ВИБРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

Белокузов Е.В., Шестаков В.М.

*Санкт-петербургский государственный политехнический университет,
Институт машиностроения «ЛМЗ-ВТУЗ», Санкт-Петербург*

Интенсивное развитие техники и автоматизация многих производственных процессов, включая проектирование, модернизацию и эксплуатацию промышленного оборудования, делает актуальным вопрос компьютерного моделирования как отдельных технических узлов и агрегатов, так и систем управления ими.

В настоящее время при проведении большинства научных исследований используются методы математического и имитационного моделирования, суть которых заключается в описании проектируемого объекта (технической системы или процесса) математическими моделями и их анализ с помощью комплекса вычислительных средств [1]. Работа с математическими моделями, а не с реальными объектами, дает возможность исследовать их свойства и поведение в различных режимах работы. Компьютерное (имитационное) исследование моделей объектов позволяет изучать объекты более детально, чем при использовании чисто теоретических подходов. Имитационные исследования часто выигрывают у натуральных экспериментов по временным и экономическим показателям. Именно поэтому компьютерные исследования математических моделей в значительной степени заменили, например, испытания летательных аппаратов, автомобилей и т.п.

Сложные технические системы не поддаются исследованию традиционными теоретическими методами; к таким системам можно отнести электромеханические системы (ЭМС) виброустановок (ВУ). ВУ, различные по виду энергии, преобразуемой в вибрацию, широко применяются во многих отраслях промышленности: грохоты для горнорудной промышленности, многочисленные вибрационные питатели и устройства транспортировки сыпучих грузов и штучных изделий, устройства для виброшлифования, перемешивания металлических расплавов, обработки и рубки заготовок ударами, стенды для испытания изделий на виброустойчивость. Динамические воздействия – удары, толчки, вибрация – являются неотъемлемой частью условий эксплуатации различных механизмов и устройств. Действие указанных факторов вызывает старение материалов и значительно влияет на параметры рабочих режимов оборудования. Для изучения этой проблемы проводится большое количество теоретических и практических исследований.

При описании динамических процессов в ЭМС используют уравнения механики и электродинамики, на основе которых получают соответствующие математические модели систем [2]. Среди особенностей математического

описания электромеханических ВУ следует отметить существенную нелинейность математических и, как следствие, имитационных моделей, содержащих тригонометрические функции и блоки произведений, что делает проблематичным изучение динамики установок линейными методами, в частности построением частотных характеристик. Линеаризация моделей может привести к существенным погрешностям и допустима лишь при предварительных исследованиях в квазиустановившихся режимах. В электромеханике характеристиками состояния являются обобщенные координаты и скорости (или импульсы); для ЭМС ВУ они составляют первую группу характеристик, вторая включает величины, описывающие электромагнитные процессы. Для разработки имитационных моделей важным является выделение типовых узлов механической части, описываемой уравнениями Лагранжа, и электрической, описываемой уравнениями Максвелла:

- типовыми узлами для механической части ВУ являются дебалансные роторы (ДР) и рабочий орган (РО);
- для электрической части ВУ – система автоматического регулирования (САР) скорости ДР (САРС), САР положения ДР (САРП) и системы стабилизации колебаний РО.

Для указанных узлов создают унифицированные математические модули, на основе которых komponуют необходимые эквивалентные модели ЭМС ВУ в виде динамических структурных схем (ДСС) [2, 3].

Рассмотрим математическую модель ЭМС двухроторной ВУ с регулированием фазы (угла рассогласования) между ДР при изменении углов наклона их осей на примере вибростенда СВ-2 (рисунок 1,а). ВУ данного класса позволяют получить пространственные траектории колебаний РО – виброплатформы (П) [4]. При расчете платформа рассматривается как абсолютно твердое тело, установленное на упругих связях – пружинных виброопорах (ПВ), соединяющих её с основанием (рисунок 1,б). Такая система имеет шесть степеней свободы, определяющихся линейными колебаниями центра масс платформы по координатам X , Y , Z и угловыми колебаниями $\chi_{П}$, $\psi_{П}$, $\varphi_{П}$ относительно этих осей.

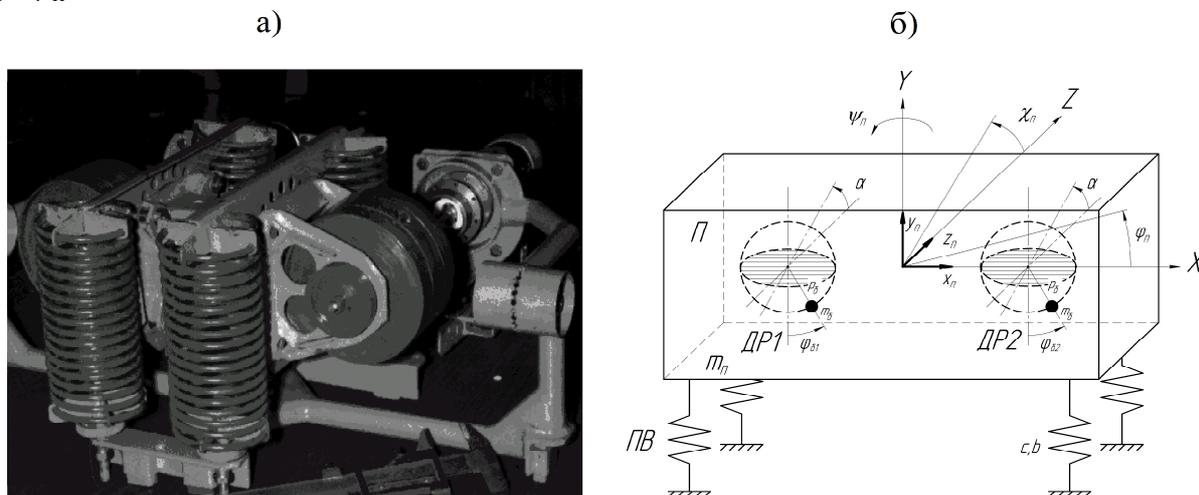


Рисунок 1 – Вибростенд СВ-2 (а) и расчетная кинематическая схема двухроторной вибрационной установки (б)

Уравнения движения П с учетом диссипативных сил, записанные в виде системы уравнений Лагранжа 2-го рода (решенных относительно вторых производных обобщённых координат) имеют вид:

$$\left. \begin{aligned}
 \ddot{x}_\Pi &= a_1 F_{\Sigma X} - a_2 \dot{x}_\Pi - a_3 x_\Pi - a_4 \dot{\phi}_\Pi - a_5 \phi_\Pi - a_6 \dot{\psi}_\Pi - a_7 \psi_\Pi; \\
 \ddot{y}_\Pi &= b_1 F_{\Sigma Y} - b_2 \dot{y}_\Pi - b_3 y_\Pi - b_4 \dot{\phi}_\Pi - b_5 \phi_\Pi - b_6 \dot{\chi}_\Pi - b_7 \chi_\Pi - g; \\
 \ddot{z}_\Pi &= c_1 F_{\Sigma Z} - c_2 \dot{z}_\Pi - c_3 z_\Pi - c_4 \dot{\chi}_\Pi - c_5 \chi_\Pi - c_6 \dot{\psi}_\Pi - c_7 \psi_\Pi; \\
 \ddot{\phi}_\Pi &= d_1 M_{\Sigma Z} - d_2 \dot{x}_\Pi - d_3 x_\Pi - d_4 \dot{y}_\Pi - d_5 y_\Pi - d_6 \dot{\phi}_\Pi - \\
 &\quad - d_7 \phi_\Pi - d_8 \dot{\chi}_\Pi - d_9 \chi_\Pi - d_{10} \chi_\Pi - d_{11} \dot{\psi}_\Pi - d_{12} \psi_\Pi - d_{13} \psi_\Pi; \\
 \ddot{\chi}_\Pi &= e_1 M_{\Sigma X} - e_2 \dot{y}_\Pi - e_3 y_\Pi - e_4 \dot{z}_\Pi - e_5 z_\Pi - e_6 \dot{\phi}_\Pi - \\
 &\quad - e_7 \phi_\Pi - e_8 \phi_\Pi - e_9 \dot{\chi}_\Pi - e_{10} \chi_\Pi - e_{11} \dot{\psi}_\Pi - e_{12} \psi_\Pi - e_{13} \psi_\Pi; \\
 \ddot{\psi}_\Pi &= f_1 M_{\Sigma Y} - f_2 \dot{x}_\Pi - f_3 x_\Pi - f_4 \dot{z}_\Pi - f_5 z_\Pi - f_6 \dot{\phi}_\Pi - \\
 &\quad - f_7 \phi_\Pi - f_8 \phi_\Pi - f_9 \dot{\chi}_\Pi - f_{10} \chi_\Pi - f_{11} \chi_\Pi - f_{12} \dot{\psi}_\Pi - f_{13} \psi_\Pi.
 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

В уравнениях (1) $F_{\Sigma X}$, $F_{\Sigma Y}$, $F_{\Sigma Z}$ – проекции вынуждающих сил дебалансов на соответствующие оси и $M_{\Sigma X}$, $M_{\Sigma Y}$, $M_{\Sigma Z}$ – поворотные моменты ДР являются выходами ДСС дебалансов; $a_1 \dots a_7, b_1 \dots b_7, c_1 \dots c_7, d_1 \dots d_{13}, e_1 \dots e_{13}, f_1 \dots f_{13}$ – конструктивные коэффициенты, определяемые массо-инерционными характеристиками механической части ВУ и равные:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= b_1 = c_1 = 1/m_0; \quad a_2 = \sum_{k=1}^n C_X / m_0; \quad a_3 = -\sum_{k=1}^n C_{X y_a} / m_0; \quad a_4 = \sum_{k=1}^n C_{X z_a} / m_0; \quad a_5 = \sum_{k=1}^n B_X / m_0; \\
 a_6 &= -\sum_{k=1}^n B_X y_a / m_0; \quad a_7 = \sum_{k=1}^n B_X z_a / m_0; \quad b_2 = \sum_{k=1}^n C_Y / m_0; \quad b_3 = -\sum_{k=1}^n C_Y x_a / m_0; \quad b_4 = \sum_{k=1}^n C_Y z_a / m_0; \\
 b_5 &= \sum_{k=1}^n B_Y / m_0; \quad b_6 = -\sum_{k=1}^n B_Y x_a / m_0; \quad b_7 = \sum_{k=1}^n B_Y z_a / m_0; \quad c_2 = \sum_{k=1}^n C_Z / m_0; \quad c_3 = -\sum_{k=1}^n C_Z y_a / m_0; \\
 c_4 &= -\sum_{k=1}^n C_Z x_a / m_0; \quad c_5 = \sum_{k=1}^n B_Z / m_0; \quad c_6 = -\sum_{k=1}^n B_Z y_a / m_0; \quad c_7 = -\sum_{k=1}^n B_Z x_a / m_0; \quad d_1 = 1/J_{0Z}; \quad d_2 = -J_{ZX} / J_{0Z}; \\
 d_3 &= -J_{ZY} / J_{0Z}; \quad d_4 = \sum_{k=1}^n (C_\phi + C_X y_a^2 + C_Y x_a^2) / J_{0Z}; \quad d_5 = -\sum_{k=1}^n C_{X y_a} / J_{0Z}; \quad d_6 = -\sum_{k=1}^n C_Y x_a / J_{0Z}; \\
 d_7 &= -\sum_{k=1}^n C_Y x_a z_a / J_{0Z}; \quad d_8 = -\sum_{k=1}^n C_X y_a z_a / J_{0Z}; \quad d_9 = \sum_{k=1}^n (B_\phi + B_X y_a^2 + B_Y x_a^2) / J_{0Z}; \\
 d_{10} &= -\sum_{k=1}^n B_X y_a / J_{0Z}; \quad d_{11} = -\sum_{k=1}^n B_Y x_a / J_{0Z}; \quad d_{12} = -\sum_{k=1}^n B_Y x_a z_a / J_{0Z}; \quad d_{13} = -\sum_{k=1}^n B_X y_a z_a / J_{0Z}; \\
 e_1 &= 1/J_{0X}; \quad e_2 = -J_{ZX} / J_{0X}; \quad e_3 = -J_{XY} / J_{0X}; \quad e_4 = \sum_{k=1}^n (C_\chi + C_Y z_a^2 + C_Z y_a^2) / J_{0X}; \quad e_5 = \sum_{k=1}^n C_Y z_a / J_{0X}; \\
 e_6 &= -\sum_{k=1}^n C_Z y_a / J_{0X}; \quad e_7 = -\sum_{k=1}^n C_Y x_a z_a / J_{0X}; \quad e_8 = -\sum_{k=1}^n C_Z x_a y_a / J_{0X}; \quad e_9 = \sum_{k=1}^n (B_\chi + B_Y z_a^2 + B_Z y_a^2) / J_{0X}; \\
 e_{10} &= \sum_{k=1}^n B_Y z_a / J_{0X}; \quad e_{11} = -\sum_{k=1}^n B_Z y_a / J_{0X}; \quad e_{12} = -\sum_{k=1}^n B_Y x_a z_a / J_{0X}; \quad e_{13} = -\sum_{k=1}^n B_Z x_a y_a / J_{0X}; \quad f_1 = 1/J_{0Y}; \\
 f_2 &= -J_{ZY} / J_{0Y}; \quad f_3 = -J_{XY} / J_{0Y}; \quad f_4 = \sum_{k=1}^n (C_\psi + C_X z_a^2 + C_Z x_a^2) / J_{0Y}; \quad f_5 = \sum_{k=1}^n C_X z_a / J_{0Y}; \\
 f_6 &= -\sum_{k=1}^n C_Z x_a / J_{0Y}; \quad f_7 = -\sum_{k=1}^n C_X y_a z_a / J_{0Y}; \quad f_8 = -\sum_{k=1}^n C_Z x_a y_a / J_{0Y}; \quad f_9 = \sum_{k=1}^n (B_\psi + B_X z_a^2 + B_Z x_a^2) / J_{0Y}; \\
 f_{10} &= \sum_{k=1}^n B_X z_a / J_{0Y}; \quad f_{11} = -\sum_{k=1}^n B_Z x_a / J_{0Y}; \quad f_{12} = -\sum_{k=1}^n B_X y_a z_a / J_{0Y}; \quad f_{13} = -\sum_{k=1}^n B_Z x_a y_a / J_{0Y},
 \end{aligned}$$

где m_0 – общая масса платформы с ДР; C_x, C_y, C_z – линейные жесткости упругих связей в направлении соответствующих осей; $C_\varphi, C_\chi, C_\psi$ – угловые жесткости ПВ; B_x, B_y, B_z – осевое демпфирование ПВ; $B_\varphi, B_\chi, B_\psi$ – угловое демпфирование ПВ; x_a, y_a, z_a – координаты крепления ПВ; J_{0x}, J_{0y}, J_{0z} – моменты инерции платформы относительно осей X, Y, Z.

В уравнениях (1) все обобщенные координаты являются связанными, и разделить их в общем случае невозможно, поскольку перемещение по одной из них вызовет перемещение по остальным координатам. Вместе с тем, в зависимости от поставленных задач, можно произвести разделение координат и упростить математические и имитационные модели. Так, в первом приближении можно свести систему (1) к консервативному виду, т.е. к эквивалентной системе с разделенными параметрами; при этом она примет вид

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_\Pi &= a_1 F_{\Sigma X} - a_2 \dot{x}_\Pi - a_3 x_\Pi; \\ \ddot{y}_\Pi &= b_1 F_{\Sigma Y} - b_2 \dot{y}_\Pi - b_3 y_\Pi - g; \\ \ddot{z}_\Pi &= c_1 F_{\Sigma Z} - c_2 \dot{z}_\Pi - c_3 z_\Pi; \\ \ddot{\varphi}_\Pi &= d_1 M_{\Sigma Z} - d_6 \dot{\varphi}_\Pi - d_7 \varphi_\Pi; \\ \ddot{\chi}_\Pi &= e_1 M_{\Sigma X} - e_9 \dot{\chi}_\Pi - e_{10} \chi_\Pi; \\ \ddot{\psi}_\Pi &= f_1 M_{\Sigma Y} - f_{12} \dot{\psi}_\Pi - f_{13} \psi_\Pi. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для разработки имитационных моделей ЭМС ВУ в пакете MATLAB-Simulink представим систему (2) в операторной форме:

$$\left. \begin{aligned} s^2 x_\Pi &= a_1 F_{\Sigma X} - a_2 s x_\Pi - a_3 x_\Pi; \\ s^2 y_\Pi &= b_1 F_{\Sigma Y} - b_2 s y_\Pi - b_3 y_\Pi - g; \\ s^2 z_\Pi &= c_1 F_{\Sigma Z} - c_2 s z_\Pi - c_3 z_\Pi; \\ s^2 \varphi_\Pi &= d_1 M_{\Sigma Z} - d_6 s \varphi_\Pi - d_7 \varphi_\Pi; \\ s^2 \chi_\Pi &= e_1 M_{\Sigma X} - e_9 s \chi_\Pi - e_{10} \chi_\Pi; \\ s^2 \psi_\Pi &= f_1 M_{\Sigma Y} - f_{12} s \psi_\Pi - f_{13} \psi_\Pi. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

На рисунке 2 представлена имитационная модель двухроторной ВУ в MATLAB-Simulink с раскрытой ДСС движения П относительно оси X, построенная согласно системе уравнений (3).

Следует отметить возможность моделирования систем на основе совместного использования средств автоматизированного проектирования (САД-программ) и средств автоматизации инженерных расчетов, анализа, симуляции физических процессов и динамического моделирования (САЕ-программ) [5]. Их совместное использование может значительно повысить эффективность создания имитационных моделей для проведения исследований, как механических систем, так и систем управления рабочими режимами агрегатов.

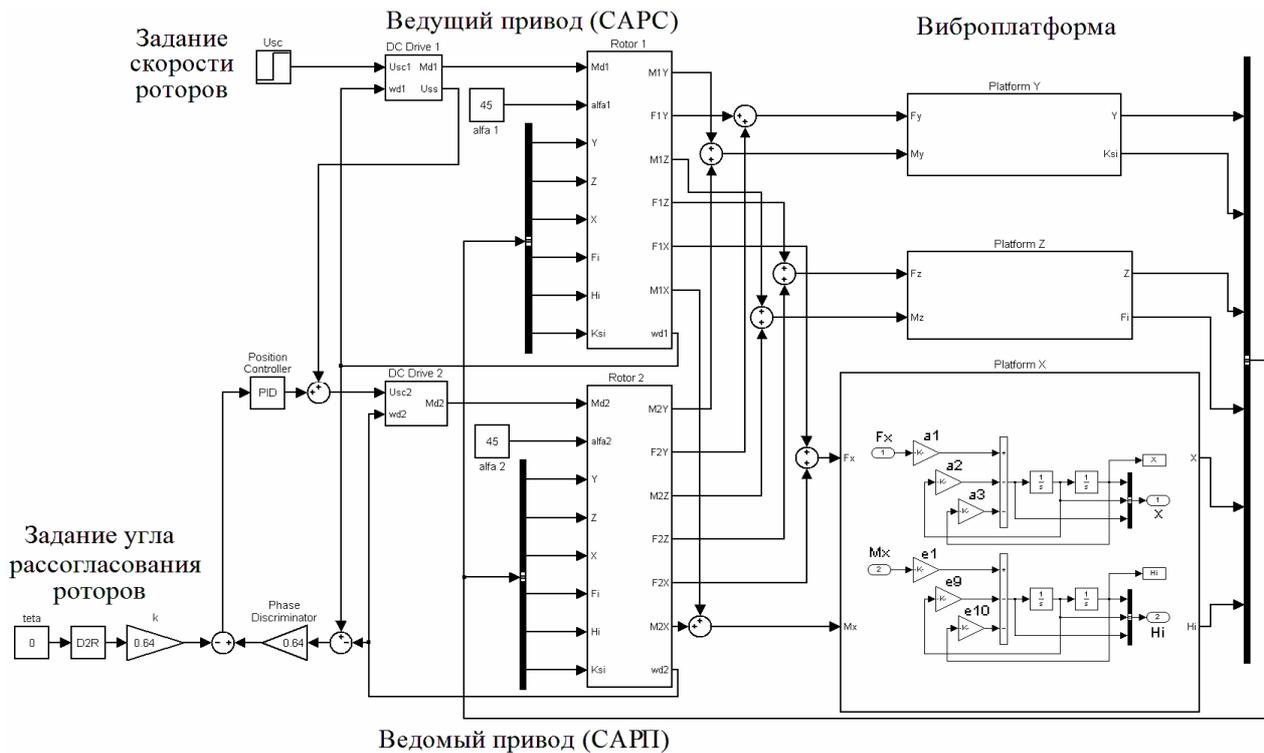


Рисунок 2 – Имитационная модель двухроторной ВУ

Рассмотрим использование CAD/CAE-технологий при использовании программ SolidWorks и MATLAB-Simulink. Модель механической системы получается на основе твердотельной 3D-модели, созданной в SolidWorks и преобразованной в кинематическую блок-схему Simulink при помощи CAD-транслятора SimMechanics Link на основе заданных массо-инерционных параметров 3D-модели. После режимной настройки имитационной модели механической системы компонуется система управления из стандартных блоков пакета Simulink и проводятся необходимые имитационные исследования динамики ЭМС ВУ. На рисунке 3 приведены модель вибростенда в окне расширенной визуализации MATLAB при проведении имитационных исследований, полученная при помощи CAD-транслятора из 3D-модели, и результаты моделирования – динамика ЭМС ВУ при вариации углов наклона осей ДР1,2 $\alpha = \alpha_1 = \alpha_2 = 0^0 \dots 90^0$, где видна возможность управления пространственными колебаниями виброплатформы.

Вывод: Структурированные событийно-управляемые имитационные модели, созданные в пакете MATLAB-Simulink с использованием CAD/CAE-технологий, позволяют провести многофакторные исследования динамики виброустановок с учетом, как внутренних взаимосвязей, так и внешних возмущений, что обеспечивает эффективную оптимизацию динамики ЭМС и дает возможность разрабатывать новые технические решения высокопроизводительных агрегатов для различных отраслей промышленности.

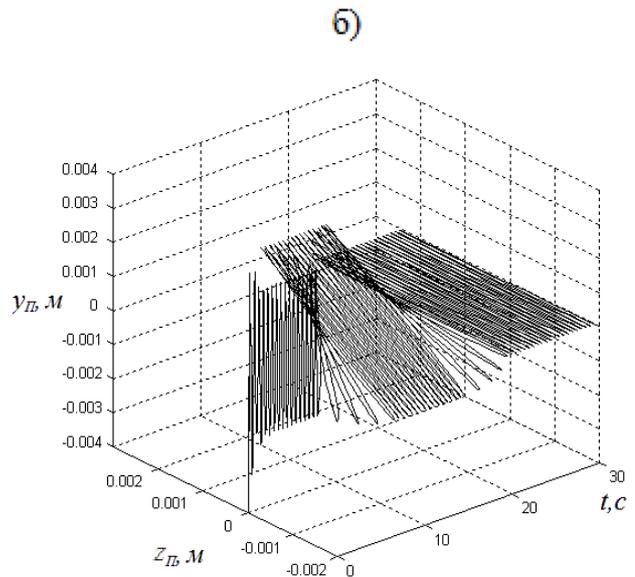
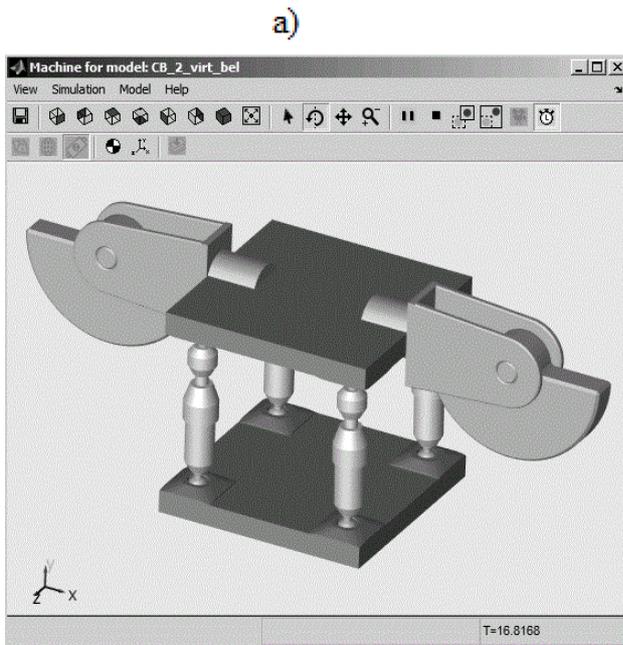


Рисунок 3 – Имитационная модель (а) и динамика ЭМС ВУ при последовательном дискретном регулировании $\alpha = 0^0, 45^0, 90^0$ (б)

Список литературы

1. Борцов Ю.А. Математические модели автоматизированных систем. – Л.: ЛЭТИ, 1981.
2. Шестаков В.М. Динамика автоматизированных электромеханических систем вибрационных установок / В.М. Шестаков, А.Е. Епишкин. – СПб.: СПбГПУ, 2005.
3. Шестаков В.М. Динамика взаимосвязанных электромеханических систем многороторных вибрационных установок / В.М. Шестаков, А.Е. Епишкин, В.А. Шаряков. – СПб.: СПбГПУ, 2009.
4. Разработка, изготовление и исследование электромеханической системы учебно-исследовательской вибрационной установки // Отчет по НИР, тема №2.1-589 ФЦП «Интеграция», ИПМАШ РАН, СПб, 1997.
5. Дьяконов В.П. Simulink 5/6/7: Самоучитель. – М.: ДМК-Прогресс, 2008.

О ПРИМЕНЕНИИ МАСТЕР-МОДЕЛИ РАБОЧЕЙ ТУРБИННОЙ ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЕЕ НАДЕЖНОСТИ СТАТИСТИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Ремизов А.Е., Ермаков С.А.

*Рыбинский государственный авиационный технический университет
им. П.А. Соловьева, Рыбинск*

Для успешного конкурирования на современном рынке авиационной и энергетической промышленности производителям газотурбинных двигателей (ГТД) необходимо стремиться к снижению себестоимости продукции с обеспечением высокого уровня надежности и эффективности техники.

Известно, что значительную часть себестоимости обслуживания ГТД составляет стоимость замены рабочих лопаток (РЛ) турбины [1], величина которой в основном зависит от себестоимости изготовления РЛ. В этой связи перед конструктором стоит задача задания системы технически обоснованных допусков, являющейся компромиссным решением, принимаемым после анализа влияния геометрических неопределенностей на себестоимость изготовления РЛ, ее надежность и эффективность (например, методом Монте-Карло).

С точки зрения проектирования и изготовления РЛ турбины ГТД является сложным объектом, определяемым комплексом взаимосвязанных геометрических параметров. Трехмерная модель РЛ, построенная по номинальным значениям этих параметров, как правило, является основным представлением о геометрии детали, на основе которого выполняются инженерные расчеты, например, численными методами, дающее представление об одном возможном состоянии конструкции (напряженно-деформированное, тепловое состояние и пр.). Если принимать во внимание обусловленные процессом изготовления статистические законы распределения геометрических параметров в реальной детали, то мы получим бесчисленное количество геометрических представлений об изучаемой конструкции. Анализируя численными методами достаточно большое количество таких геометрических «реализаций», конструктор получает сведения о статистических закономерностях возможных состояний (напряженно-деформированных, тепловых и пр.) конструкции. На основе этих результатов можно оценить наиболее влияющие на надежность и эффективность конструкции параметры и назначить технически обоснованные допуски.

Для получения любого количества геометрических «реализаций» конструкции, в САД системе выполняют ее параметрическую мастер-модель, учитывающую последовательность изготовления (сборки), схему базирования заготовки на каждом этапе изготовления и связь с внешним файлом данных, в котором содержится информация о наборах случайных значений геометрических параметров.

Рассмотрим подход к процессу построения параметрической мастер-модели на примере РЛ турбины ГТД. Типовой процесс изготовления РЛ турбины можно представить в виде следующих общих этапов [2]:

1. Получение заготовки методом литья по выплавляемым моделям.
2. Переход от литых технологических баз к конструкторским базам.
3. Механическая обработка прочих поверхностей.

Основными рабочими поверхностями РЛ являются полученные литьем в заготовке поверхности профиля. В силу того, что перо является, как правило, самой протяженной частью лопатки, а допуски на литье за счет технологических особенностей процесса шире, чем на механическую обработку, отклонения при его изготовлении наиболее значительно влияют на газодинамическую эффективность и положение центра тяжести РЛ (рисунок 1).

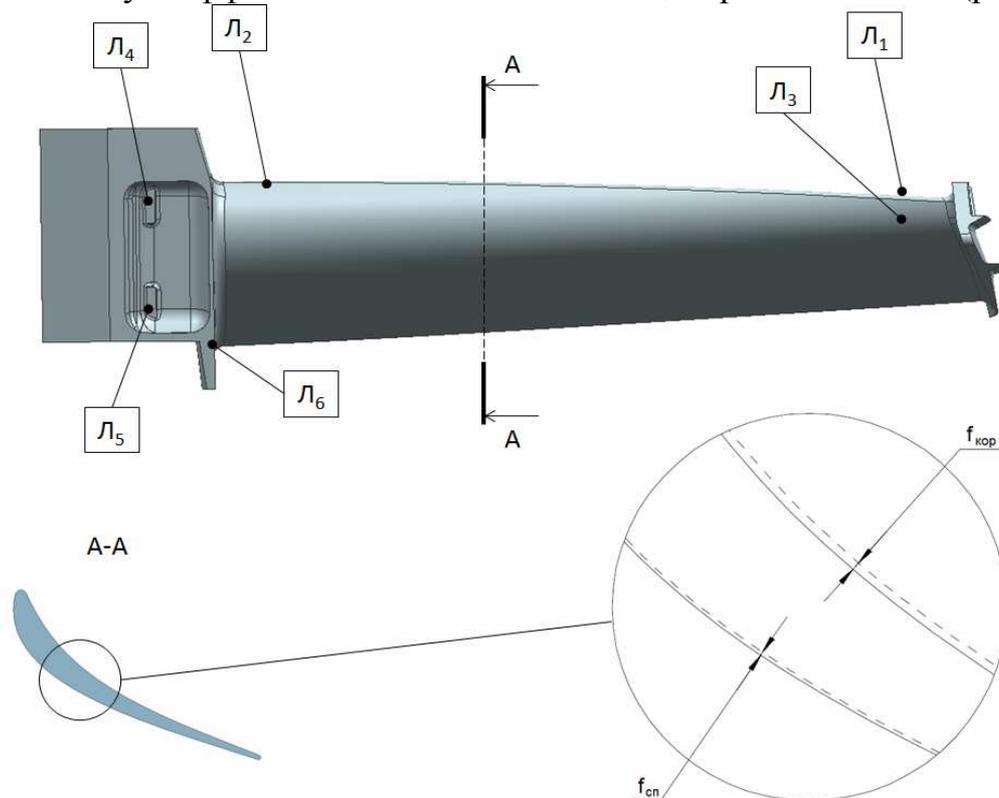


Рисунок 1 – Модель заготовки РЛ с базовыми точками $L_1 \dots L_6$ и отклонениями профиля $f_{кор}$ и $f_{ср}$

В процессе изготовления современных лопаток механическая обработка конструкторских базовых поверхностей выполняется с базированием от технологических баз, получаемых в отливке. В качестве технологических баз используются поверхности пера или специально предусмотренные плоские (или конические) литейные поверхности.

Как правило, чтобы однозначно определить деталь в пространстве, необходимо зафиксировать ее 6 базовых точек (БТ). Для лопаток используются:

- три БТ в качестве установочной базы (к примеру, точка L_3 на спинке, точки L_4 и L_5 на ножке);
- две БТ в качестве направляющей базы (к примеру, точки L_1 и L_2 на входной кромке);

- одна базовая точка в качестве опорной базы (L_6 на полке хвостовика или L_7 на бандажной полке), которые определяют систему координат лопатки (см. рисунок 1).

Расположение БТ должно обеспечивать жесткую фиксацию, чтобы исключить значительные деформации во время механической обработки. Для этого БТ располагают на поверхностях с незначительной кривизной на максимальном удалении друг от друга, например, БТ на пере лопатки размещают в периферийном и корневом сечениях.

От точности выполнения замковой части РЛ зависит ее положение в рабочем колесе, а, следовательно, и работоспособность РЛ. Базируясь за замок, выполняются поверхности полки хвостовика, бандажной полки и перфорационные отверстия охлаждаемых лопаток. При неточном и нежестком базировании можно получить значительные смещения литых поверхностей пера и ножки относительно замка, а, значит, и центра тяжести лопатки относительно теоретического положения в колесе. Базируясь за замок, выполненный со значительной погрешностью, смещается положение центра тяжести бандажной полки относительно замка и положение перфорационных отверстий относительно внутренней полости, что может привести к еще более значительному влиянию на напряженное состояние лопатки и повышению риска получения некачественной детали.

В современных лопатках положение механически обработанных поверхностей замка определяется тремя плоскостями (рисунок 2):

- в окружном направлении *плоскостью симметрии хвостовика* (размер $L \pm T_L$ от установочной базы, угол $\alpha \pm T_\alpha$);
- в радиальном направлении *базовой плоскостью* (размер $Z \pm T_Z$ от опорной базы, угол наклона $\Delta\alpha_Z$);
- в осевом направлении *торцевой поверхностью хвостовика* (размер $X \pm T_X$ от направляющей базы).

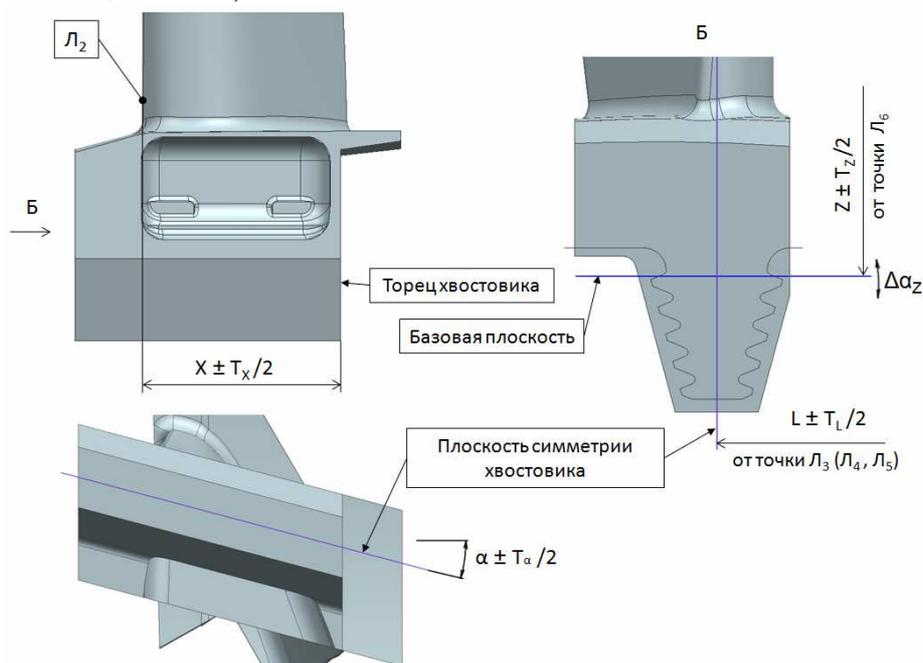


Рисунок 2 – Выполнение замка относительно литых баз

Поверхности центрального угла полков хвостовика двух соседних РЛ в рабочем колесе образуют *окружной зазор по нижним полкам*. Каждая из двух поверхностей центрального угла должна выполняться относительно замка независимо от другой (рисунок 3).

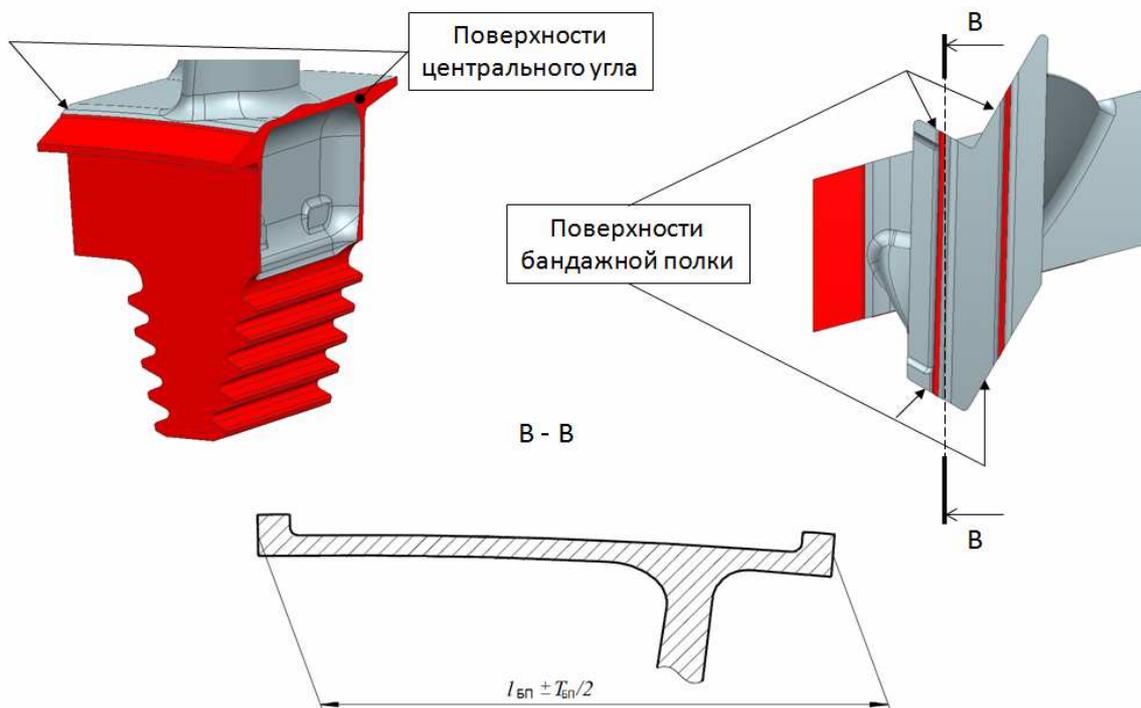


Рисунок 3 – Поверхности полков РЛ, подвергаемые механической обработке

При сборке РЛ с бандажной полкой важным параметром является монтажный натяг по бандажным полкам, зависящий от размера $l_{БП} \pm T_{БП}/2$ между контактными поверхностями полки (рисунок 3). Поэтому одна из контактных поверхностей бандажной полки выполняется с базированием по другой, которая в свою очередь выполняется относительно замка.

На основе общего параметрического представления РЛ выстраивается объемная электронная модель в последовательности, соответствующей технологическому процессу изготовления. Данная модель позволяет определить наличие и степень влияния любого из n_{in} входных геометрических параметров на интегральные характеристики лопатки и может быть использована:

- для анализа влияния производственных отклонений на работоспособность конструкции;
- для вероятностного определения экономически обоснованных допусков (из совокупного влияния на себестоимость изготовления и работоспособность конструкции).

В последнем случае формируется файл входных данных, который содержит N наборов случайных значений каждого из n_{in} входных параметров (с учетом их законов распределения). Данные этого файла считываются N раз мастер-моделью, которая каждый раз выдает уникальную модель со своим случайным набором геометрических параметров.

Особенности распределения входного параметра a могут быть получены двумя способами:

1. обработка значительного количества обмеров реальных деталей (наиболее точный способ);
2. на основе заданной точности (поле допуска T) при предположении о нормальности распределения с параметрами m (среднее) и σ (среднеквадратическое отклонение). При этом: $m = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2}$, $6\sigma = T$.

Выполняя N анализов с этими моделями, можно получить выборочные распределения выбранных выходных параметров (центр тяжести, статический момент, максимальная температура, запас прочности), обработка которых при достаточно большом числе N дает представление об их статистических закономерностях (среднее значение, дисперсия, регрессионные зависимости).

В качестве примера на рисунке 4 показаны частные результаты 50 симуляций напряженного состояния во впадине замкового соединения РЛ при различных сочетаниях геометрических размеров замкового соединения: плотность нормального распределения эквивалентных напряжений и регрессионная зависимость этих напряжений по радиусу впадины.

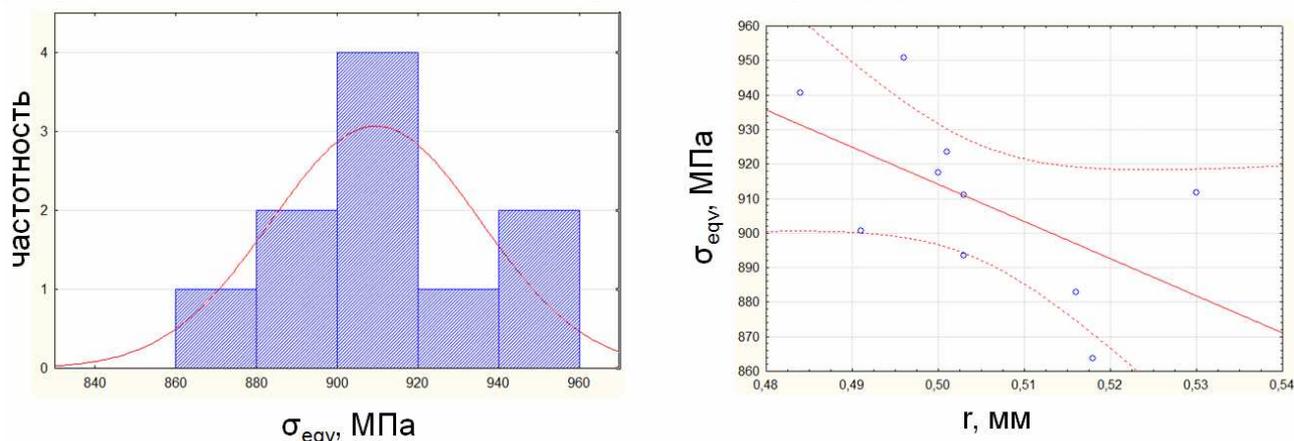


Рисунок 4 – Плотность нормального распределения эквивалентных напряжений σ_{eqv} (слева) и регрессионная прямая $\sigma_{eqv} = f(r)$ (справа)

Список литературы

1. Иноземцев А.А. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок / А.А. Иноземцев, М.А. Нихамкин, В.Л. Сандрацкий. – М.: Машиностроение, 2008. – Т.2. – 368 с.
2. Крымов В.В., Елисеев Ю.С., Зудин К.И. Производство лопаток газотурбинных двигателей / В.В. Крымов, Ю.С. Елисеев, К.И. Зудин. – М.: Машиностроение, 2002. – 376 с.
3. Айвазян С.А. и др. Прикладная статистика: Основы моделирования и первичная обработка данных. – М.: Финансы и статистика, 1983. – 471 с.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МНОГОЗВЕННОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Гебель Е.С.

Омский государственный технический университет, Омск

Большинство современных машин работают в напряженных режимах (форсированных по скоростям и нагрузкам), в этой связи задачи динамики машин становятся важнейшими, так как определяют надежность их работы с точки зрения прочности, долговечности и точности функционирования. Учет динамических явлений позволяет снизить металлоемкость, затраты энергии, улучшить управляемость и в итоге повысить качество.

При построении модели многозвеного рычажного механизма все детали механической системы (элементы несущих конструкций, звенья и др.) принимаются абсолютно твердыми телами, а кинематические пары и передаточные механизмы – идеальными, т.е. трение не учитывается.

Модели описанного типа с приемлемой степенью точности отражают свойства многих реальных рабочих органов и широко распространены в аналитической механике [1]. Динамическая модель исследуемого механизма (рисунок 1) составлена с использованием уравнения Лагранжа-Эйлера:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

где $i = 1, \dots, 9$ – порядковый номер подвижного сочленения механизма; q_i – множество Лагранжевых (обобщенных) координат соответствующих углам поворота подвижных сочленений и перемещению штока гидроцилиндра (звенья 4, 5 на рисунке 1); \dot{q}_i – первая производная обобщенных координат по времени; Q_i – обобщенные силы (или моменты), создаваемые в i -ом сочленении, L – функция Лагранжа:

$$L = K - \Pi,$$

здесь K и Π – кинетическая и потенциальная энергия механической системы соответственно.

Кинетическая энергия dK_i элемента массы dm i -го звена многозвеного рычажного механизма определится из выражения:

$$dK_i = 1/2 (x_i^{*2} + y_i^{*2} + z_i^{*2}) dm = 1/2 \cdot \text{Tr} \left(\dot{T}_i J_i \dot{T}_i^T \right) dm, \quad (2)$$

где x_i^* , y_i^* , z_i^* – координаты центра масс i -го звена в локальной системе координат, $T_i = A_1^0 \cdot A_2^1 \cdot \dots \cdot A_i^{i-1}$ – результирующая матрица однородного преобразования, описывающая положение i -го звена в неподвижной системе координат xOy , связанной со стойкой, \dot{T}_i – матричное выражение скорости i -го

подвижного сочленения; T – операция транспонирования матрицы; Tr – след матрицы, равный сумме ее диагональных элементов;

$$J_i = \begin{bmatrix} J_{XX}^{(i)} & J_{XY}^{(i)} & J_{XZ}^{(i)} & m_i x_i^* \\ J_{YX}^{(i)} & J_{YY}^{(i)} & J_{YZ}^{(i)} & m_i y_i^* \\ J_{ZX}^{(i)} & J_{ZY}^{(i)} & J_{ZZ}^{(i)} & m_i z_i^* \\ m_i x_i^* & m_i y_i^* & m_i z_i^* & m_i \end{bmatrix} \text{ – тензор инерции } i\text{-го звена};$$

m_i – масса i -го звена; $J_{xx}^{(i)}$, $J_{yy}^{(i)}$, $J_{zz}^{(i)}$ – осевые моменты инерции i -го звена относительно собственных осей; $J_{xy}^{(i)}$, $J_{yx}^{(i)}$, $J_{zy}^{(i)}$, $J_{zx}^{(i)}$, $J_{yz}^{(i)}$, $J_{xz}^{(i)}$ – центробежные моменты инерции.

Величина тензора инерции J_i ($i=1, \dots, 9$) зависит от распределения массы i -го звена механизма в i -той системе координат и не зависит от положения и скорости подвижного сочленения. При вычислении элементов матрицы J_i приняты следующие допущения: ось Oz_i совпадает с одной из главных осей тензора инерции, орты двух других осей Ox_i и Oy_i коллинеарны и сонаправлены с ортами двух других главных осей соответственно.

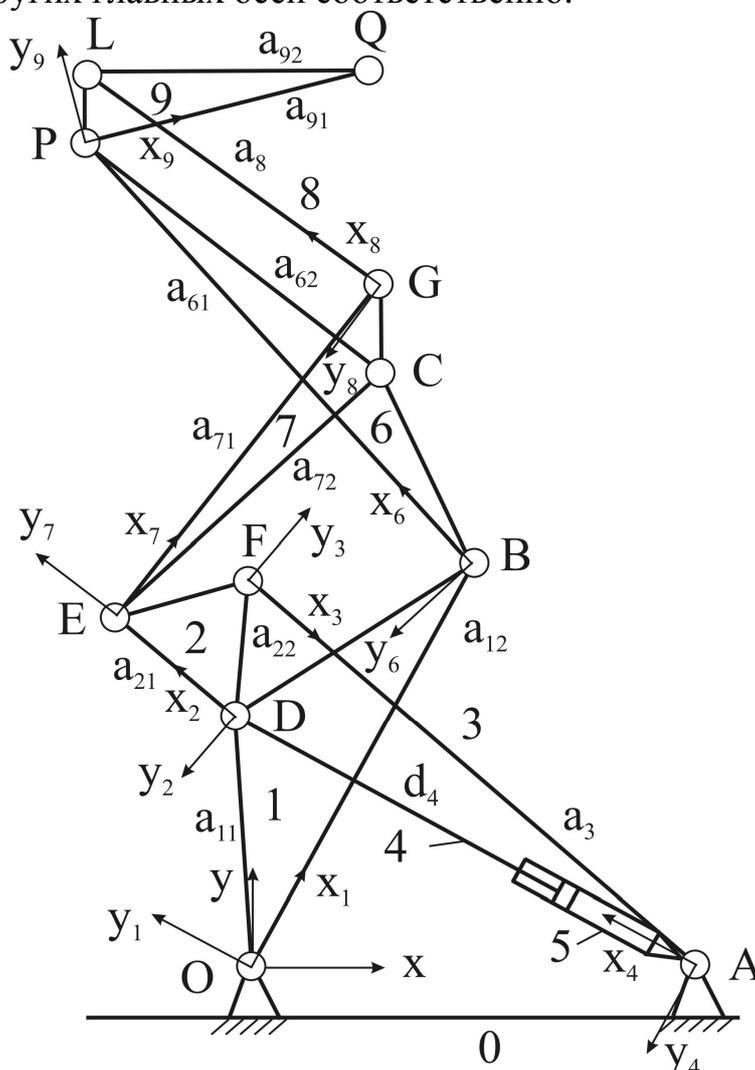


Рисунок 1 – Кинематическая схема механизма

Кинетическая энергия механической системы равна алгебраической сумме:

$$K = \sum K_i = 0.5 \cdot \sum Tr \left(\sum \sum U_{ip} J_i U_{ir}^T \dot{q}_p \dot{q}_r \right) = 0.5 \cdot \sum \sum \sum \left[Tr \left(U_{ip} J_i U_{ir}^T \dot{q}_p \dot{q}_r \right) \right], \quad (3)$$

где $U_{ij} = \partial A_i^0 / \partial q_i$ - первая частная производная результирующей матрицы $A_i^0 = A_1^0 \cdot A_2^1 \cdot \dots \cdot A_i^{i-1}$ ($i=1, \dots, 9$) однородного преобразования по обобщенной координате i -го звена.

Неизвестными параметрами в выражении для расчета кинетической энергии (2) подвижных сочленений исследуемой механической системы являются скорости ее звеньев. Произвольная точка механизма в системе координат i -го звена описывается однородными координатами радиус-вектора r_i^i :

$$r_i^i = (x_i, y_i, z_i, 1)^T. \quad (4)$$

Положение точки i -го подвижного сочленения в инерциальной (неподвижной, связанной со стойкой) системе координат xOy определится из соотношения:

$$r_i = A_i^0 \cdot r_i^i,$$

В общем случае локальная система координат i -ого звена не является инерциальной, поскольку подвижные сочленения механизма движутся не равномерно вследствие ускоренного плоскопараллельного движения самой системы отсчета. Скорость точки r_i^i относительно базовой системы координат xOy находится из выражения:

$$v_i^0 = v_i = dr_i^0 / dt = d(A_i^0 \cdot r_i^i) / dt = \left[\sum (\partial A_i^0 / \partial q_i) \dot{q}_i \right] r_i^i = \left[\sum U_{ij} \cdot \dot{q}_i \right] \cdot r_i^i, \quad (5)$$

где первая частная производная результирующей матрицы перехода по обобщенной координате описывает изменение скорости точки i -го звена относительно системы координат, связанной со стойкой:

$$\partial A_i^0 / \partial q_i = \begin{cases} A_1^0 A_2^1 \dots A_{j-1}^{j-2} H_j A_j^{j-1} \dots A_i^{i-1}, & \text{при } j \leq i, \\ 0, & \text{при } j > i. \end{cases}$$

матрицы дифференцирования H_i для вращательного и поступательного сочленения имеют вид:

$$H_i^B = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad H_i^П = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Сформируем в соответствии с кинематическими параметрами и выражением (5) для первого вращательного сочленения – шатуна OBD матрицу U_{10} :

$$U_{10} = \partial A_1^0 / \partial q_1 = H_1 A_1^0 =$$

$$= \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} C_{11} & -S_{11} & 0 & a_{11}C_{11} \\ S_{11} & C_{11} & 0 & a_{11}S_{11} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -S_{11} & -C_{11} & 0 & -a_{11}S_{11} \\ C_{11} & -S_{11} & 0 & a_{11}C_{11} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

где C_{11} , S_{11} – тригонометрические функции косинуса и синуса обобщенной координаты q_{11} (угла поворота треугольного звена OBD относительно неподвижного основания), a_{11} – длина стороны OD .

Аналогично запишем зависимости для вычисления скорости подвижных сочленений рычажного механизма: для центра шарнира D треугольного звена DEF $U_{20} = A_1^0 H_1 A_2^1$, центра шарнира F коромысла FA : $U_{30} = A_1^0 A_2^1 H_1 A_3^2$, центра шарнира B треугольного звена BPC $U_{60} = A_1^0 A_2^1 H_1 A_6^2$, центра шарнира E треугольного звена ECG $U_{70} = A_1^0 A_2^1 H_1 A_7^2$, центра шарнира G звена GL $U_{80} = A_1^0 A_2^1 A_7^2 H_1 A_8^7$ и центра шарнира P треугольного звена PLQ $U_{90} = A_1^0 A_2^1 A_6^2 H_1 A_9^6$.

Используя найденные выражения для U_{i0} (где $i=1, \dots, 9$), определим аналоги скоростей (5) точек r_i^i как функции обобщенных координат q_i .

Кинетическую энергию (3) многозвенного рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром (рис. 1) получим, сложив выражения для $K_1, K_2, K_3, K_6, K_7, K_8$ и K_9 в соответствии с (2):

$$K_M = \left(J_z^1 + \frac{m_1 a_{11}^2}{2} + J_z^2 + \frac{m_2 a_{22}^2}{2} + \dots + J_z^9 + \frac{m_9 a_{92}^2}{2} \right) \dot{q}_1^2, \quad (6)$$

где осевой тензор инерции J_z^i равен $J_{xx}^i + J_{yy}^i = J_z^i$.

Потенциальная энергия механической системы равна сумме потенциальных энергий отдельных его звеньев.

$$\Pi_M = \sum \Pi_i = - \sum m_i \cdot G^T \cdot T_i \cdot R_i^*. \quad (7)$$

Потенциальную энергию i -го подвижного сочленения рычажного механизма в поле сил тяжести рассчитаем из выражения:

$$\Pi_i = -m_i \cdot G^T \cdot T_i \cdot R_i^*, \quad (8)$$

где R_i^* – матрица-столбец, первые три элемента которой являются декартовыми координатами центра тяжести i -го звена в собственной системе отсчета, связанной со i -ым звеном; $G^T = (g_x, g_y, g_z, 0) = (0, -g, 0, 0)$ – матрица-строка, описывающая гравитационное ускорение в базовой системе координат (g – ускорение свободного падения на поверхности Земли, равно $9,8062 \text{ м/с}^2$).

Согласно (8) потенциальная энергия входного коромысла OBD исследуемого механизма (рисунок 1) определится из уравнения:

$$\Pi_1 = -m_1 \cdot G^T \cdot T_1 \cdot R_1^* = -m_1 g (y_1^* S_{10} - a_{10} C_{10})$$

Аналогично сформируем матрицы $\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_9$:

$$\Pi_2 = -m_2 \cdot G^T \cdot T_2 \cdot R_2^*, \quad \Pi_3 = -m_3 \cdot G^T \cdot T_3 \cdot R_3^*, \quad \dots \quad \Pi_9 = -m_9 \cdot G^T \cdot T_9 \cdot R_9^*.$$

Суммируя выражения для расчета потенциальной энергии подвижных сочленений, определим полную потенциальную энергию рычажного механизма примет вид:

$$\Pi_M = (\Pi_1 + \Pi_2 + \dots + \Pi_9) \cdot \dot{q}_1 \quad (9)$$

Уравнение Лагранжа (1) в матричной форме записи для кинетической энергии механической системы с учетом аналитического выражения (6):

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{K}}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \mathcal{K}}{\partial q_i} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^j \sum_{k=1}^i \text{tr}(U_{ijk} J_i U_{ij}^T) \dot{q}_j \dot{q}_k + \sum_{i=j}^n \sum_{j=1}^i \text{tr}(U_{ij} J_i U_{ij}^T) \dot{q}_j. \quad (10)$$

Аналогично запишем зависимость для вычисления первой производной потенциальной энергии рычажного механизма (9) по обобщенной координате:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = - \sum_{i=1}^n m_i G^T \frac{\partial \Gamma_i}{\partial q_i} R_i^* = - \sum_{i=1}^n m_i G^T U_{ij}^i R_i^*. \quad (11)$$

Уравнение Лагранжа-Эйлера (1) с учетом формул (10) и (11) получим в следующей форме:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^i \text{Tr}(U_{ikl} \cdot J_i \cdot U_{ij}^T) \ddot{q}_j + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^i \sum_{k=1}^j \text{Tr}(U_{ikl} \cdot J_i \cdot U_{ij}^T) \dot{q}_j \dot{q}_k - \sum_{i=1}^n m_i G_j^T U_{ij}^i R_{ij}^* = Q_i \quad (12)$$

где n – количество подвижных сочленений механической системы.

Сгруппируем элементы при одинаковых степенях производных обобщенных координат в выражении (12):

$$Q_i = \sum_{k=1}^n D_{ik} \ddot{q}_k + \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n h_{ijk} \dot{q}_j \dot{q}_k + c_i = D(q(t)) \ddot{q}(t) + h(q(t), \dot{q}(t)) + c(q(t)), \quad (i=1, \dots, 9) \quad (13)$$

где $Q(t)$ – вектор обобщенных сил, создаваемых силовыми приводами в подвижных сочленениях механизма: $Q(t) = (Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_n(t))^T$; $q(t)$ – вектор обобщенных координат механизма: $q(t) = (q_1(t), q_2(t), \dots, q_n(t))^T$; $\dot{q}(t)$ – вектор обобщенных скоростей механизма: $\dot{q}(t) = \left(\dot{q}_1(t), \dot{q}_2(t), \dots, \dot{q}_n(t) \right)^T$; $\ddot{q}(t)$ – вектор обобщенных ускорений механизма: $\ddot{q}(t) = \left(\ddot{q}_1(t), \ddot{q}_2(t), \dots, \ddot{q}_n(t) \right)^T$;

обобщенных скоростей механизма: $\dot{q}(t) = \left(\dot{q}_1(t), \dot{q}_2(t), \dots, \dot{q}_n(t) \right)^T$; $\ddot{q}(t)$ – вектор обобщенных ускорений механизма: $\ddot{q}(t) = \left(\ddot{q}_1(t), \ddot{q}_2(t), \dots, \ddot{q}_n(t) \right)^T$;

$D(q(t))$ – симметрическая матрица $D_{ik} = \sum_{j=\max(i,k)}^n \text{Tr}(U_{ij} J_i U_{ik}^T)$, где $(i=1, \dots, 9)$; (14)

$h(q(t), \dot{q}(t)) = (h_1, h_2, \dots, h_n)^T$ – вектор (размерностью $n \times 1$) кориолисовых и центробежных сил, где $h_i = \sum_{j=1}^n \sum_{k=1}^n h_{ijk} \dot{q}_j \dot{q}_k$, $h_{ijk} = \sum_{l=\max(i,j,k)}^n \text{Tr}(U_{ijk} J_i U_{ij}^T)$, $i, j, k=1, \dots, 9$ (15)

$c(q(t)) = (c_1, c_2, \dots, c_n)^T$ – вектор (размерностью $n \times 1$) гравитационных сил, где

$$c_i = \sum_{j=i}^n \left(-m_i G^T U_{ij} R_j^* \right).$$

Коэффициенты c_i , D_{ik} , h_{ijk} являются функциями как обобщенных переменных, так и динамических параметров рычажного механизма. Коэффициенты c_i учитывают действие силы тяжести на подвижные звенья механизма, параметры D_{ik} , устанавливают связь действующих в сочленениях сил и моментов с ускорениями Лагранжевых переменных. Коэффициенты h_{ijk} описывают связь сил и моментов со скоростями изменения обобщенных переменных.

Исходя из равенства (14), элемент D_{11} матрицы $D(q)$ найдем как:

$$D_{11} = U_{11} J_1 U_{11}^T = 2J_Z^1 + m_1 a_{12}^2.$$

Остальные элементы определяются аналогичным образом.

Коэффициенты $h \left(q(t), \dot{q}(t) \right)$ в выражении (13) сгруппируем в матрицу $H_{i,v}$:

$$H_{i,v} = \begin{bmatrix} h_{i11} & \dots & h_{i91} \\ \dots & \dots & \dots \\ h_{i19} & \dots & h_{i99} \end{bmatrix}, i=1, \dots, 9. \quad (16)$$

Равенство (15) представим в виде произведения матрицы $H_{i,v}$ (16) и векторов \dot{q}^T и \dot{q} :

$$h_i \left(q(t), \dot{q}(t) \right) = \dot{q}^T \cdot H_{i,v} \cdot \dot{q} = \begin{bmatrix} h_1 \\ \dots \\ h_9 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q}^T \cdot H_{1,v} \cdot \dot{q} \\ \dots \\ \dot{q}^T \cdot H_{9,v} \cdot \dot{q} \end{bmatrix}. \quad (17)$$

Элементы вектора центробежных и кориолисовых ускорений первого сочленения многозвенного механизма равны:

$$\begin{aligned} h_1 = & h_{111} \dot{q}_1^2 + 2h_{112} \dot{q}_1 \dot{q}_2 + 2h_{113} \dot{q}_1 \dot{q}_3 + 2h_{116} \dot{q}_1 \dot{q}_6 + 2h_{117} \dot{q}_1 \dot{q}_7 + 2h_{118} \dot{q}_1 \dot{q}_8 + 2h_{119} \dot{q}_1 \dot{q}_9 + h_{122} \dot{q}_2^2 + \\ & + 2h_{123} \dot{q}_2 \dot{q}_3 + 2h_{126} \dot{q}_2 \dot{q}_6 + 2h_{127} \dot{q}_2 \dot{q}_7 + 2h_{128} \dot{q}_2 \dot{q}_8 + 2h_{129} \dot{q}_2 \dot{q}_9 + h_{133} \dot{q}_3^2 + 2h_{136} \dot{q}_3 \dot{q}_6 + 2h_{137} \dot{q}_3 \dot{q}_7 + \\ & + 2h_{138} \dot{q}_3 \dot{q}_8 + 2h_{139} \dot{q}_3 \dot{q}_9 + h_{166} \dot{q}_6^2 + 2h_{167} \dot{q}_6 \dot{q}_7 + 2h_{168} \dot{q}_6 \dot{q}_8 + 2h_{169} \dot{q}_6 \dot{q}_9 + h_{177} \dot{q}_7^2 + 2h_{178} \dot{q}_7 \dot{q}_8 + \\ & + 2h_{179} \dot{q}_7 \dot{q}_9 + 2h_{199} \dot{q}_9^2. \end{aligned} \quad (18)$$

Аналогично рассчитываются h_2 , h_3 , h_6 , h_7 , h_8 и h_9 для остальных звеньев исследуемого механизма.

В качестве примера приведем аналитическое выражение элемента c_1 вектора тяжести $c(q(t))$ для входного коромысла OBD :

$$c_1 = - \left(\begin{aligned} & m_1 G^T U_{11} R_1^* + m_2 G^T U_{21} R_2^* + m_3 G^T U_{31} R_3^* + m_6 G^T U_{61} R_6^* + m_7 G^T U_{71} R_7^* + m_8 G^T U_{81} R_8^* + \\ & + m_9 G^T U_{91} R_9^* \end{aligned} \right).$$

Подставив необходимые коэффициенты $D_{jk}(q(t))$, $h_{ijk}(q(t), \dot{q}(t))$ и $c_i(q(t))$ в уравнение Лагранжа-Эйлера (13) для описания динамики рассматриваемой механической системы, получим уравнение движения механизма в виде нелинейного обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка, учитывающее действующие на звенья механизма силы и моменты: инерциальные, центробежные, кориолисовы и гравитационные:

Для анализа свободных колебаний механической системы относительно некоторой конфигурации при полностью остановленном приводе приравняем обобщенные силы (моменты) к нулю ($Q=0$) и после преобразований выражение (13) приведем к однородному дифференциальному уравнению второго порядка с постоянными коэффициентами:

$$2A_1 \ddot{q} - A_2 \dot{q} = 0, \quad (19)$$

где A_1 – матрица инерционных коэффициентов; $A_2 = B \cdot \sin(q) + C \cdot \cos(q)$ – матрица диссипативных коэффициентов.

Решив известными методами дифференциального исчисления уравнение (19) получим общее решение, описывающее свободные колебания звеньев механизма:

$$q(t) = a \cdot b \cdot \sin(\omega t + \delta) \quad (20)$$

где a – произвольные постоянные, определяемые из начальных условий, b – амплитудный вектор; ω – частота колебаний; δ – начальная фаза колебаний. Начальные условия при свободных колебаниях в общем случае неизвестны. Из условия статического равновесия для заданной конфигурации определяются значения q_0 , а скорость \dot{q}_0 принимается равной нулю.

Полученная динамическая модель исследуемой механической системы позволит вычислить резонансные частоты свободных колебаний подвижных сочленений механизма и оценить жесткостные характеристики механизма.

Работы выполнена при поддержке грант РФФИ № 13-01-90717.

Список литературы

1. Уалиев Г. Динамика механизмов и машин. – Алматы, 2000. – 282 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ И СИНТЕЗ ДИСКРЕТНО-СОБЫТИЙНЫХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ СЕТЕЙ ПЕТРИ

Аристов В.В.

Омский государственный технический университет, Омск

Характерной особенностью современных технических систем является наличие комплексной системы управления. Такая система интегрирует в одно целое различные по целевой направленности контуры автоматического управления (автоматическое управление и регулирование физических параметров технологических процессов, автоматические защиты и блокировки, логическое управление конфигурациями) и функции супервизорного управления.

Схема типичного супервизорного управления дискретно-событийной системой (ДСС) показана на рисунке 1. Она состоит из четырех частей: ДСС, подлежащая контролю, супервизор, показания датчиков в качестве выходов из ДСС, и управляющих воздействий в качестве входов в ДСС.



Рисунок 1 – Супервизорное управление ДСС

ДСС, т.е. объект управления и супервизор, как предполагается, функционируют параллельно. Когда событие происходит на объекте, это становится известно супервизору благодаря показаниям датчиков. В результате состояние супервизора изменяется. Поскольку супервизор связан с состояниями объекта обратной связью, контрольные действия полностью определяются текущим состоянием сети объекта управления. Супервизор в данном случае является моделью управления основного объекта.

Отличительная особенность дискретно-событийной системы (ДСС) – это разделение в исходных данных модели объекта – G и требований к его поведению – K , и затем постановка и решение задачи синтеза S – супервизора (управляющей компоненты ДСС), обеспечивающего поведение G в соответствии с требованиями K . Как правило, G и K определяются конечными автоматами, языками или сетями Петри (СП). Значительный успех в снижении сложности синтеза супервизора дает использование сетей Петри [1] из-за их мощности и гибкости.

построение дополнительных сетевых конструкций (из позиций и переходов), не допускающих переход в маркировки, соответствующие этим состояниям. В работе [1] предложен метод синтеза супервизора (метод домино), основанный на модели объекта, заданной совокупностью автоматных сетей Петри и спецификации, определенной языком К (последовательностью срабатывания управляемых переходов).

Основная идея метода основывается на следующем свойстве циклических реактивных систем с форсируемыми событиями: каждая следующая операция объекта выполняется по событию, завершающему предшествующую операцию (подобно падению костяшек домино), или внешнему событию (например, при пуске или выборе). В этом случае задача супервизора – организовать передачу управления от механизма, выполнившего операцию, к механизму, операция которого должна выполняться последующей. В результате синтеза соответствующей сети Петри представленной на рисунке 3. явилось построение дополнительной сети из 4-х управляющих позиций (p_{c1}, \dots, p_{c4}) реализующей управление, так, что выполняется последовательность $u := t_1 t_2 t_3 t_4 t_5 t_6 t_7 t_8 t_1$.

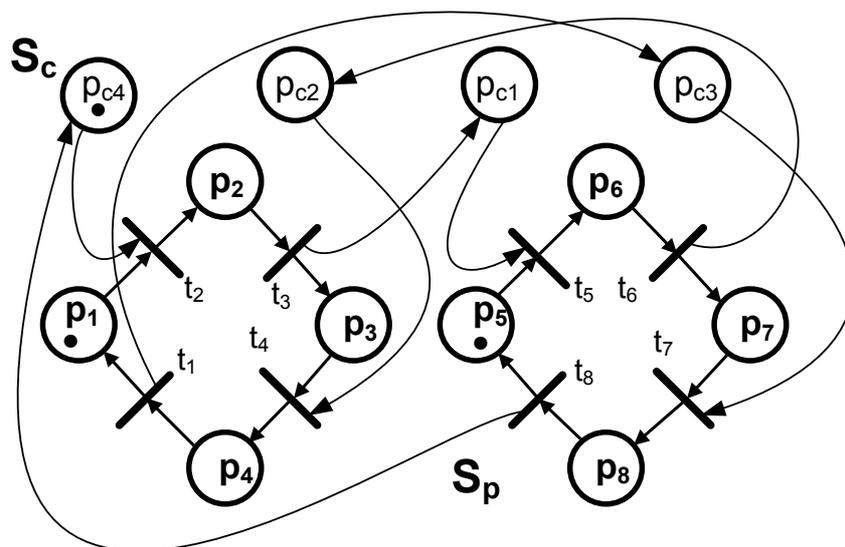


Рисунок 3 – Сеть Петри с управляющими позициями

Для структурированного описания объекта G на автоматных сетях Петри и спецификации в языке последовательности срабатывания переходов $L(G)$ введено понятие *несвязанной* пары переходов (н-пары). Процедура синтеза вводит позицию, передающую управление, для каждой н-пары подобно каналу связи. Эти каналы «работают» только в момент активности соответствующей н-пары, а после передачи управления в следующие переходы не участвуют в процессе активизации других переходов, пока в следующем цикле они не будут вновь востребованы. Применяя правила совместимости состояний и проделав традиционные преобразования, для данного примера можно сократить число позиций в два раза (рисунок 4).

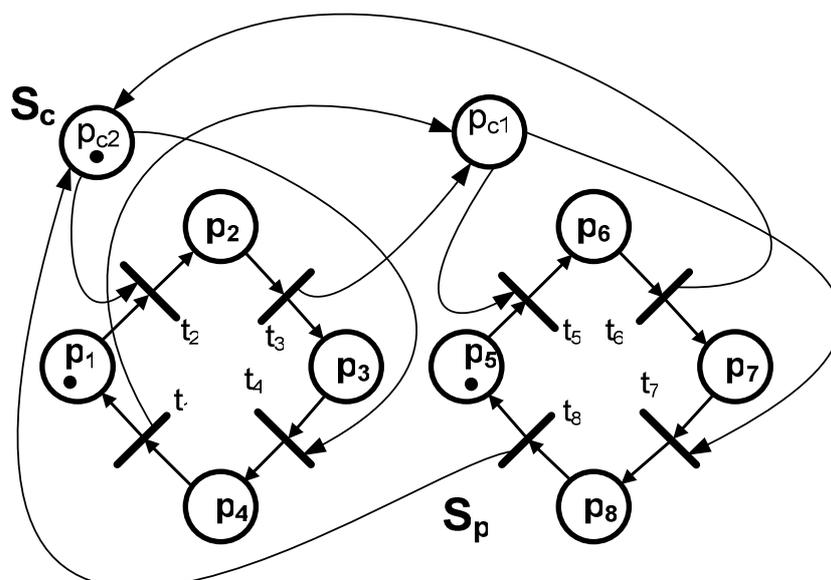


Рисунок 4 – Преобразованная сеть Петри

В работе [3] предлагается метод синтеза сети путем преобразования системы булевых функций (СБФ) в сеть Петри с ограничительными дугами (СПОД). Модель технологически востребованного поведения того же рассматриваемого объекта представлена графом операций – рисунок 5.

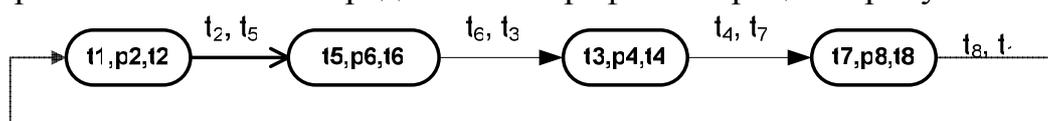


Рисунок 5 – Граф операций технологического объекта

Поведение базовой СП, соответствующее графу операций, можно представить языком $L(G) = \{t_1 t_2 t_5 t_6 t_3 t_4 t_7 t_8 t_1\}^*$ (в данном примере – циклически повторяющаяся строка переходов). Соответствующие для данного примера н-пары: (t_2, t_5) , (t_6, t_3) , (t_4, t_7) , (t_8, t_1) . Очевидно, что каждая н-пара соответствует одному ребру графа операций G_a поэтому их можно представить как пометки ребер.

Задачи супервизора структурированной ДС-модели можно определять как функцию конечного автомата, управляющего н-парами, который воспринимает состояние G и, в соответствии с последовательностями, заданными в G_a , вырабатывает команды (сигналы) разрешающие срабатывание вторых переходов в н-парах.

Для рассматриваемого примера в соответствии с определением по графу операций разрабатывается граф переходов автомата управлением срабатыванием н-пар, как это представлено на рисунке 6. Структура графа (вершины и переходы) повторяет структуры G_a , но взвешивание представляет входные наборы θ и соответствующие входным наборам наборы значений Z (они представлены полностью в правой части таблицы 1). На рисунке 6 нулевые выходные наборы представлены как 0.

Таблица 1

P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈	Z ₁	Z ₃	Z ₅	Z ₈
1	0	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	1	0
0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	1	0	0	0	1	0	0	1	0	0
0	0	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0
1	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	1
1	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0

По графу переходов легко проследить как осуществляется переход из любого состояния в следующее: как только имеет место входной набор, соответствующий переходу в следующее состояние, то в следующем состоянии на этом входном наборе переменная z_i , определенная как управляющая для соответствующей n -пары, равна 1.

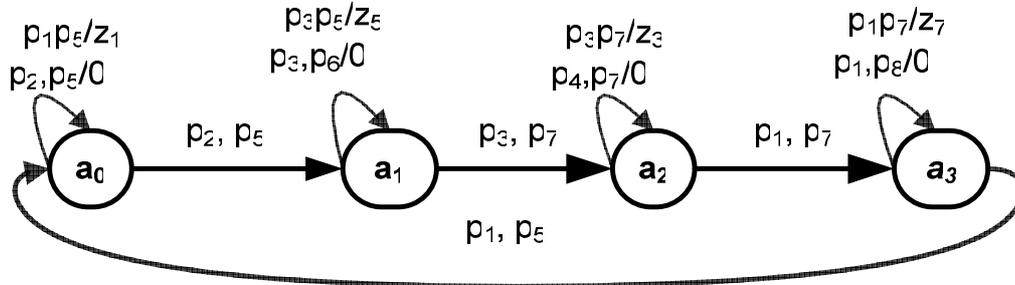


Рисунок 6 – Граф переходов автомата управления n -парами.

Таблица 1 для данного примера является таблицей истинности для переменных Z непротиворечиво определяющихся наборами P . Таким образом, эта таблица есть комбинационный (однотактный) эквивалент и для каждого выхода Z , можно применить любой из методов минимизации булевых функций, например, метод Квайна-Маккласки [4]. В результате получаем следующую СБФ:

$$z_1 = p_1 p_5; z_3 = p_3 p_7; z_5 = p_3 p_5; z_7 = p_1 p_7.$$

Легко убедиться, что каждая z_i равна 1 только в состоянии, требующем срабатывания соответствующей n -пары. Далее по системе булевых функций управления n -парами производится конструирование СПОД. По термам функции управления n -парами определяются подмножества входных ограничивающих дуг для второго перехода в n -паре.

На рисунке 7 представлена СПОД, синтезированная для варианта поведения рассматриваемого объекта управления по СБФ.

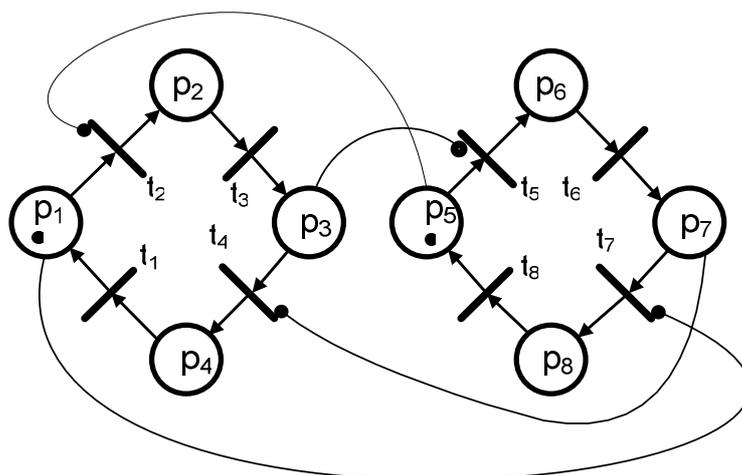


Рисунок 7 – Сети Петри с ограничивающими дугами

Если сравнить СПОД, определяющую поведение объекта управления с решением этого же примера методом домино, то следует констатировать – решение на СПОД показывает существенное сокращение сложности супервизора по числу позиций и количеству ребер.

Полученные в результате синтеза СП, моделирующие супервизор, позволяют осуществить его трансляцию в программу логического контроллера на языке релейной логики (РКС) [3].

Список литературы

1. Амбарцумян А.А. Моделирование и синтез супервизорного управления на сетях Петри для рассредоточенных объектов Часть 1. Механизм взаимодействия и базовый метод // *АиТ*. – 2011. – №8. – С. 151-169.
2. Амбарцумян А.А. Сети Петри как аппарат моделирования и синтеза супервизорного управления дискретно-событийной системы / А.А. Амбарцумян, В.В. Аристов // *Динамика систем, механизмов и машин: Матер. VIII Междунар. науч.-техн. конф.* – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2012. – Кн. 5. – С. 217-220.
3. Амбарцумян А.А., Шафикова Р.Р. Супервизорное управление структурированным объектом на основе сетей Петри с ограничивающими дугами / А.А. Амбарцумян, Р.Р. Шафикова / *Труды и пленарные доклады участников конференции УКИ'12*. – М.:ИПУ РАН, 2012. – С. 1746-1758.
4. Колдуэлл С. Логический синтез релейных устройств. – М.: Наука, 1961.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОСТОЙКИХ ПОДШИПНИКОВЫХ СТАЛЕЙ

Силаев Б.М., Даниленко П.А.

*Самарский государственный аэрокосмический университет
им. акад. С.П. Королёва, Самара*

В настоящее время в подшипниковой промышленности для изготовления авиационных подшипников широко применяют сталь ЭИ-347Ш и считающуюся более качественной сталь ЭИ-347ШД, механические свойства которой несколько выше по сравнению с ЭИ-347Ш. К текущему времени в сравнительном аспекте не исследованы триботехнические характеристики данных сталей (коэффициент трения, износостойкость, задиростойкость). Такое положение обусловило необходимость проведения исследований триботехнических свойств сталей ЭИ-347Ш и ЭИ-347ШД. Проведенные исследования заключаются в триботехнических испытаниях вышеуказанных материалов на четырехшариковой машине трения в масле АИ-20, в сопряжении с точечными контактами, образованными вращающимся с постоянной скоростью верхним образцом и тремя неподвижными нижними образцами, под действием постоянной нормальной нагрузки. В качестве образцов сопряжения с точечными контактами использовались шарики диаметром $12,7 \pm 0,01$ мм, 10 степени точности, изготовленные по ГОСТ 3722-81, по четыре в каждой партии. Для каждого материала изначально планировалось испытать по три партии образцов. Каждая партия проходила по три испытания со сменой мест контакта образцов. В процессе проведения испытаний определялись триботехнические характеристики (коэффициент трения, температура), а также противоизносные (диаметр пятна износа) и противозадирные (склонность к схватыванию) свойства сталей.

По требованиям ГОСТ 9490-75, для определения индекса задира испытания проводятся, начиная с нагрузки $P_H=196$ Н с постепенным увеличением ее до нагрузки сваривания. В отличие от этих требований, все испытания образцов материалов проводились с постоянной нагрузкой $P=196$ Н в одних и тех же условиях с одинаковыми параметрами: частота вращения верхнего шарика $n=1460$ об/мин; начальные максимальные напряжения на площадке контакта шариков $\sigma_{H_{max}}=2069,6$ МПа; рассчитанный начальный диаметр площадки контакта шаров $d_H=0,187$ мм. Время одного испытания партии образцов – 60 мин. Поскольку температурные и силовые условия в контакте испытываемых образцов изменялись в процессе испытаний в связи с фрикционным нагревом и износом, то измерение температуры масла проводилось через каждые 10 мин испытаний, а коэффициентов трения – в начале и в конце испытаний.

В ходе проведения испытаний трех партий образцов из материала ЭИ-347Ш были получены достаточно стабильные результаты для всех партий –

разброс значений исследуемых параметров не превышал $\pm 5\%$. Были получены следующие средние значения исследуемых параметров: средний диаметр пятна износа для материала $d_{II} = 0,656 \text{ мм}$; начальный коэффициент трения для материала $f_H = 0,00428$; конечный коэффициент трения для материала $f_K = 0,0202$. На рисунках 13 графически представлены изменение диаметров пятен износа, начального и конечного коэффициентов трения и температуры масла для каждой из партий в течение испытания, а также их средние значения.

В ходе проведения испытаний трех партий образцов из материала ЭИ-347ШД был получен большой разброс величин исследуемых параметров, особенно при сравнении результатов испытаний 1-ой партии с двумя последующими. В связи с этим были проведены дополнительные испытания еще двух партий образцов из материала ЭИ-347ШД. В дальнейшем средние значения результатов испытаний представлены отдельно для партий №2, 3, 5, имеющих близкие значения исследуемых параметров, и отдельно для всех 5-ти партий.

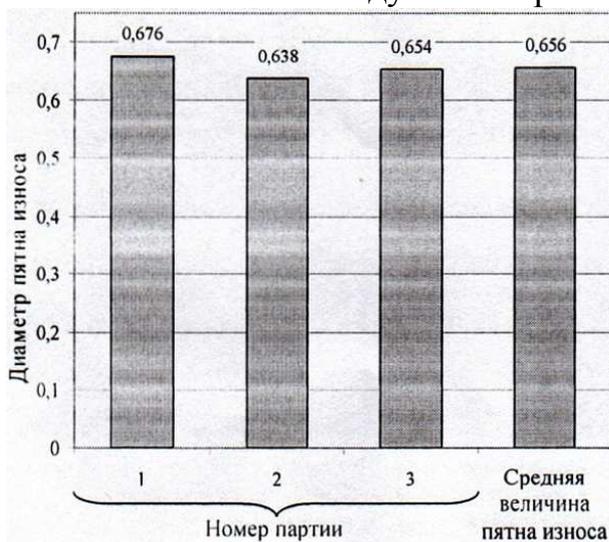


Рисунок 1 – Величина диаметра пятен износа при испытании материала ЭИ-347Ш

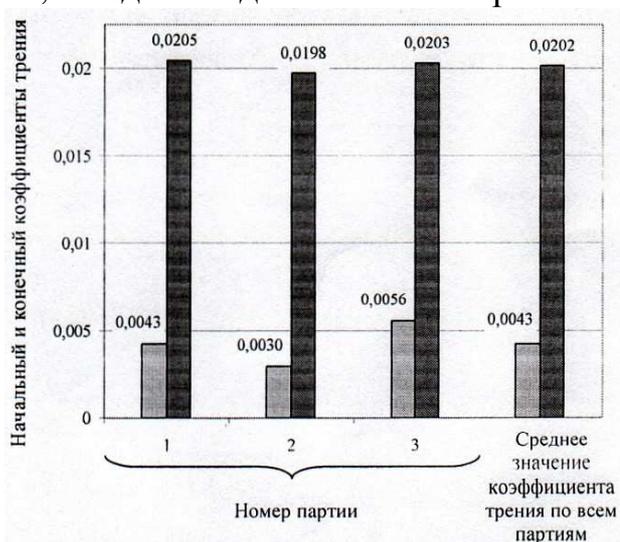


Рисунок 2 – Изменение начального и конечного коэффициентов трения при испытании материала ЭИ-347Ш:

■ – начальный коэффициент трения,
 ■ – конечный коэффициент трения

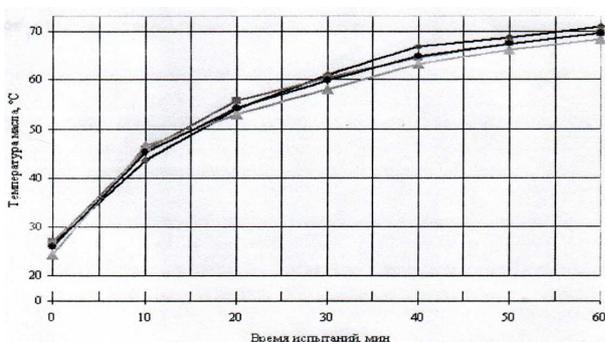


Рисунок 3 – Изменение температуры масла при испытании материала ЭИ-347Ш: ♦ – 1 партия; ■ – 2 партия; ◆ – 3 партия; ● – среднее значение по партиям

После проведения испытаний были получены следующие средние значения исследуемых параметров для материала ЭИ-347ШД по результатам обработки данных для партий №2, 3 и 5: диаметр пятна износа $d_{II} = 0,613 \text{ мм}$; начальный коэффициент трения $f_H = 0,00604$; конечный коэффициент трения $f_K = 0,02441$. По результатам обработки значений параметров для всех 5 партий: диаметр пятна износа

$d_{II} = 0,879$ мм; начальный коэффициент трения $f_H = 0,01003$; конечный коэффициент трения $f_K = 0,02937$.

На рисунках 4-6 графически представлены изменение диаметров пятен износа, начального и конечного коэффициентов трения и температуры масла для каждой из партий в течение испытания, а также их средние значения.

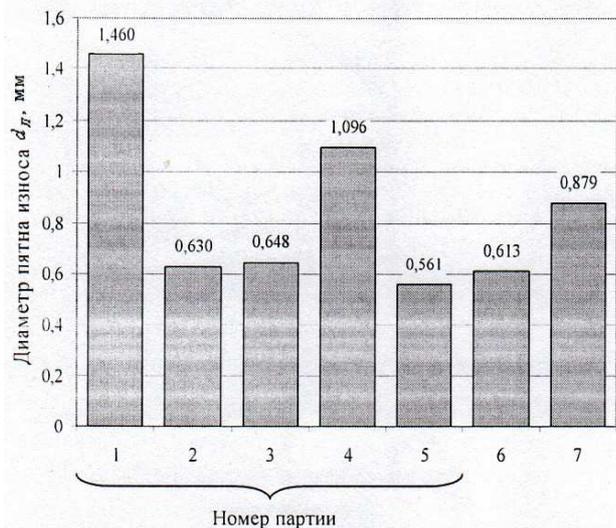


Рисунок 4 – Величина диаметра пятен износа при испытании материала ЭИ-347ШД: 6 – среднее значение износа для партий; 2, 3, 5; 7 – среднее значение величины пятна износа по всем партиям

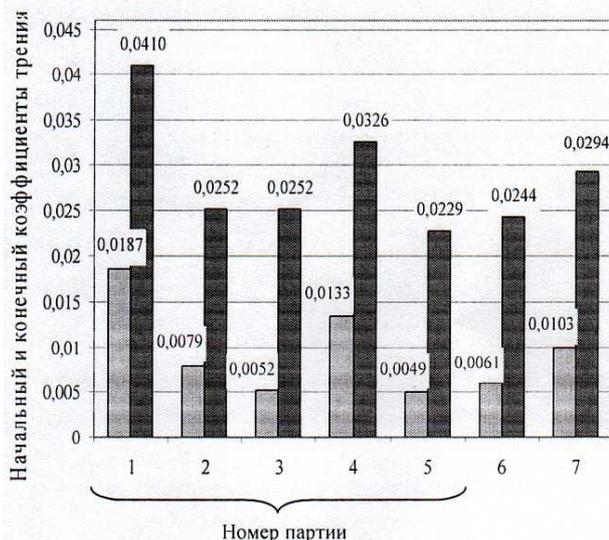


Рисунок 5 – Изменение начального и конечного коэффициентов трения при испытании материала ЭИ – 347ШД: ■ – начальный коэффициент трения, ■ – конечный коэффициент трения, 6 – среднее значение коэффициента трения по партиям; 2, 3, 5; 7 – среднее значение коэффициента трения по всем партиям

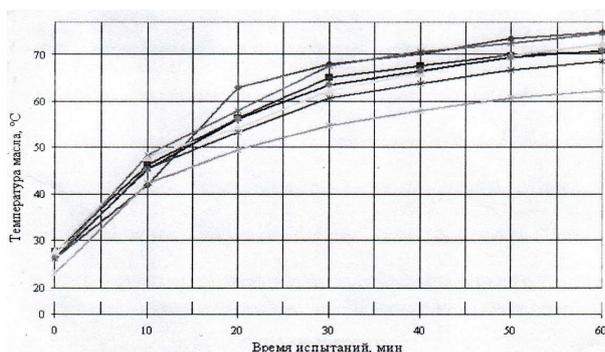


Рисунок 6 – Изменение температуры масла при испытании материала ЭИ-347Ш: ◆ – 1 партия; ■ – 2 партия; ◆ – 3 партия; х – 4 партия; ◇ – 5 партия; ▲ – среднее значение по партиям 2,3,5; ● – среднее значение по партиям

После завершения испытаний образцов сталей ЭИ-347Ш и ЭИ-347ШД на четырехшариковой машине трения были проведены макро- и микроисследования состояния поверхности и материала образцов. Металлографические исследования, проведенные по стандартным методикам, показали полное соответствие качества материала испытываемых образцов ТУ и ГОСТ как по механическим свойствам, так и по микроструктуре (мелкоигольчатый мартенсит с карбидами), а также по неметаллическим включениям, не превышающим 1 балла, и по карбидной

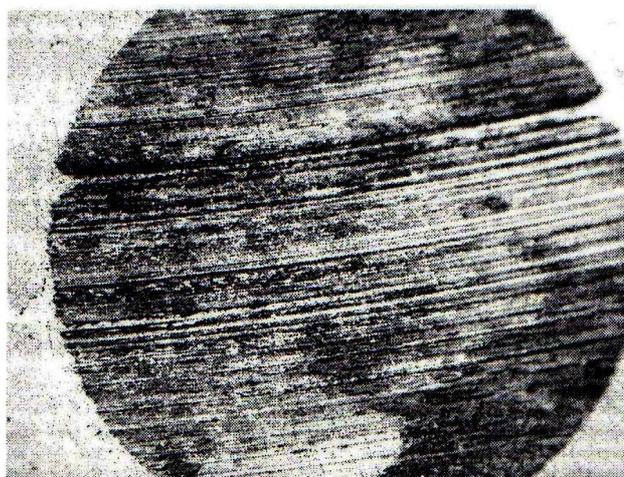
неоднородности, находящейся в пределах 1 балла. Установлено, что каждый из исследуемых образцов имел на поверхности по три участка износа в виде круглых пятен, образовавшихся в результате трехкратных испытаний.

Исследованиями геометрии и топографии поверхности на оптическом микроскопе установлено, что пятна износа на шариках из материала ЭИ-347Ш и материала ЭИ-347ШД партий 2, 3, 5 имели приблизительно одинаковые размеры, в то время как образцы из материала ЭИ-347ШД партий 1 и 4 имели пятна износа заметно большего размера. Вид характерных пятен износа и строение микрорельефа изношенных поверхностей в пятнах представлены на рисунке 7 для образцов материала ЭИ-347Ш и на рисунке 8 для образцов материала ЭИ-347ШД партий № 2, 3, 5.



x 200

Рисунок 7 – Вид типичного пятна износа на шарике $\varnothing 12,7\text{мм}$ из материала ЭИ-347Ш и микрорельеф поверхности по месту износа



x 200

Рисунок 8 – Вид типичного пятна износа на шарике $\varnothing 12,7\text{мм}$ из материала ЭИ-347ШД и микрорельефа поверхности по месту износа (образцы от партий 2, 3, 5)

Характерным для микрорельефа поверхности пятен на образцах из материала ЭИ-347Ш и ЭИ-347ШД является наличие рисок различной глубины, расположенных параллельно пути скольжения. При этом риски на пятнах износа образцов материала ЭИ-347ШД несколько более глубокие и широкие по сравнению с рисками на пятнах износа шариков из материала ЭИ-347Ш. Риски образовались в результате пластического оттеснения металла в процессе взаимного внедрения и перемещения контактирующих поверхностей. Материал между рисками претерпевал многократное пластическое деформирование с частичным сдвигом и выносом металла – на выходе пятна износа наблюдается заусенец.

Наряду с представленными на рисунках 7, 8 пятнами, на образцах партий №1 и 4 из материала ЭИ-347ШД имеются пятна износа увеличенного размера. Общий вид пятна износа увеличенного размера на образце из материала ЭИ-347ШД представлен на рисунке 9. В подобных пятнах наблюдаются участки задиров от схватывания и участки с вырывами металла, т.е. отмечаются

признаки перехода от механизма микрорезания к задирам и подплавлению микроучастков. Что же касается верхних подвижных шариков, совершающих вращательное движение в пирамиде из четырех испытуемых, визуальный анализ показал наличие на их поверхности трех круговых дорожек скольжения, соответствующих числу испытаний.

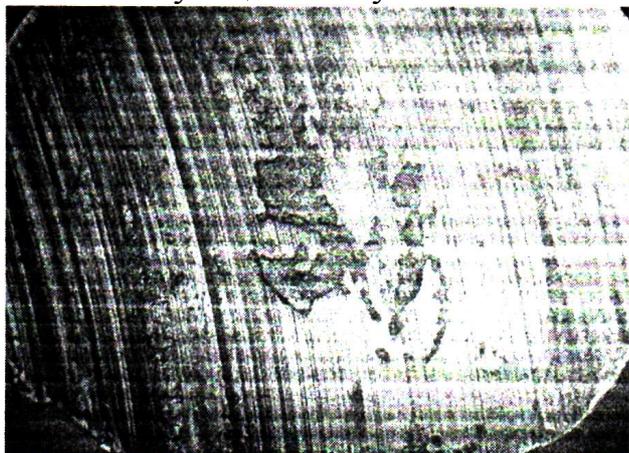


Рисунок 9 – Общий вид пятна износа увеличенного размера на образце из материала ЭИ-347ШД (образец партий №1,4)

x 100

Вид дорожек скольжения на образцах из материала ЭИ-347Ш и материала ЭИ-347ШД партий №2, 3 и 5 показан на рисунках 10 и 11 соответственно. На дорожках скольжения, так же как и на пятнах износа неподвижных шариков, имеются риски различной глубины, расположенные параллельно пути скольжения. При этом круговые риски на образцах из стали ЭИ-347ШД заметно более глубокие и широкие по сравнению с типовыми на шариках из материала ЭИ-347Ш.



Рисунок 10 – Вид дорожек скольжения на образце из материала ЭИ-347Ш

x 200

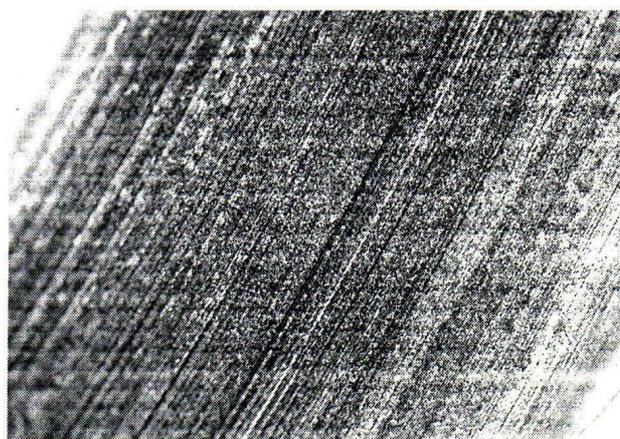


Рисунок 11 – Вид дорожек скольжения на образце из материала ЭИ-347ШД (образец партии №2, 3, 5)

x 200

Круговые дорожки скольжения на шариках из материала ЭИ-347ШД партий №1 и 4 содержат, кроме рисок, следы довольно грубых задиров и схватываний металлов (рисунок 12). После холодного травления в 4% водном растворе азотной кислоты на поверхности образцов (ЭИ-347Ш и ЭИ-347ШД), в том числе вблизи участков износа, каких-либо локальных неоднородностей в виде шлифовальных прижогов или следов разогрева в процессе трения не обнаружено. Непосредственно в самих пятнах износа отмечается незначительный тонкий наклеп вдоль рисок, характерный для пятен на

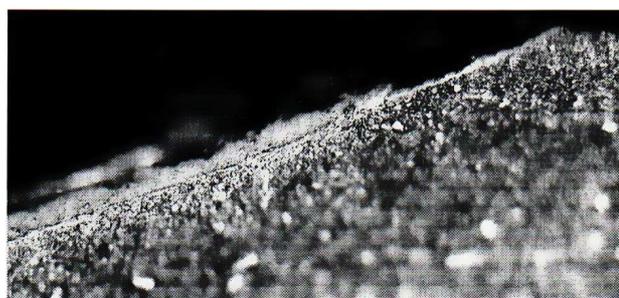
образцах из ЭИ-347Ш и для некоторых образцов из ЭИ-347ШД. В других пятнах на образцах из ЭИ-347ШД наклеп более интенсивный: ширина рисок увеличивается, они практически сливаются и занимают значительную часть пятна. Наиболее значительные изменения наблюдаются в пятнах увеличенного размера на шариках из материала ЭИ-347ШД.

Подтверждением результатов холодного травления служит металлографическое исследование поверхностного слоя на участках износа. Так, в пятнах износа без задиров каких-либо видимых микроструктурных изменений в поверхностном слое не обнаружено. В данном случае изменения локализуются в тончайших слоях и требуют специальных исследований. Напротив, в пятнах с признаками повреждаемости в виде задиров отмечается образование «белого» слоя. Известно, что причиной образования «белых» слоев является пластическая деформация и определенные химико-термические превращения с участием кислорода и компонентов смазочного материала. Здесь также хорошо видны тонкие налипшие и раскатанные пленки металла (рисунок 13).



x 200

Рисунок 12 – Вид дорожек скольжения на образце из материала ЭИ-347ШД (образец партии №1, 4)



x 200

Рисунок 13 – Микроструктура поверхности слоя в сечении пятна износа увеличенного размера (ЭИ-347ШД)

Как следует из анализа кинематики движения образцов при испытании на четырехшариковой машине трения и условий нагружения, их контактное взаимодействие происходило в условиях сложного напряженно-деформированного состояния и чистого скольжения контактирующих поверхностей. Несмотря на то, что испытуемые образцы находились в ванночке с чистым маслом, состояние их контактирующих поверхностей после испытаний, образование на них достаточно глубоких и широких борозд в направлении вращения, участков схватывания и т.п., позволяет предполагать наличие резко выраженного режима граничного трения, периодического нарушения граничного масляного слоя и возникновение металлического контакта на локальных участках зоны трения.

Указанное состояние в зоне трения обусловлено характером взаимодействия поверхностей образцов. При испытании последовательно входящие в контакт участки дорожки скольжения вращающегося шарика подвергаются резкому нагружению при входе в пятно контакта с неподвижными образцами, и разгружаются при выходе из него, в то время как

на пятнах контакта неподвижных шариков имеет место непрерывное скольжение. В этой связи наиболее вероятно, что нагрев пятен контакта неподвижных образцов сильнее, чем дорожки скольжения вращающегося шарика, тем более, что указанная дорожка периодически при каждом выходе из зоны контакта омывалась свежим маслом.

Известно [1], что взаимосвязь между процессами поверхностного разрушения обусловлена наличием критических точек перехода от нормального трения к явлениям повреждаемости, вызванных комплексным сочетанием пороговых значений нагрузки, скорости скольжения, температуры поверхности трения и критических значений для этих условий механических и теплофизических свойств контактирующих тел.

Очевидно, что рассмотренные условия функционирования образцов материалов способствовали комплексному сочетанию пороговых значений параметров за счет интенсификации теплового состояния, что, как следствие этого, приводило, при возникновении температурных всплеск в местах локального контакта, к разрыву граничной масляной пленки, к металлическому контакту и микросхватыванию – адгезии микроучастков поверхностей трения. В дальнейшем происходило отделение частиц более мягкого (более нагретого) материала и перенос их на более твердую (менее нагретую) поверхность с образованием на ней острых микровыступов. Этот процесс отделения, переноса, отрыва, диспергирования и перемещения частиц между трущимися поверхностями является непрерывным, что приводит к образованию рисок, царапин, бороздок и других дефектов на поверхностях трения. Такой механизм изнашивания можно идентифицировать как адгезионно-абразивный процесс [2].

На основании результатов исследований можно констатировать:

– триботехнические характеристики (противоизносные свойства, коэффициент трения и температура смазочного масла), полученные при испытании на четырехшариковой машине трения в среде масла АИ-20, более стабильны для теплостойкой стали ЭИ-347Ш по сравнению со сталью ЭИ-347ШД, причем интервал их значений для последней расширен в большую сторону;

– для получения более достоверных данных по триботехническим характеристикам исследуемых марок сталей необходимо дополнительные исследования по проведенной методике в среде других масел, достаточно широко применяемых в авиационных агрегатах.

Список литературы

1. Аксенов А.Ф. Трение и изнашивание металлов в углеводородных жидкостях. – М.: Машиностроение. – 149 с.
2. Крагельский И.В. Основы расчётов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбаров. – М.: Машиностроение, 1972. – 526 с.

ОБОСНОВАНИЕ АЛГОРИТМА РАБОТЫ ЭКСТРЕМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА ПОДАЧИ ЭЛЕКТРОДА-ИНСТРУМЕНТА НА СТАНКАХ РАЗМЕРНОЙ ОБРАБОТКИ ДУГОЙ

Савеленко Г.В.

*Кировоградский национальный технический университет,
Кировоград, Украина*

Для автоматического поддержания заданного зазора при размерной обработке дугой (РОД) применяют двух и трехпозиционные регуляторы межэлектродного промежутка (МЭП) [1]. Однако они не обеспечивают максимальную производительность процесса РОД. В рассматриваемом случае, на станке РОД в качестве устройства поддержания заданного МЭП был применен трехпозиционный регулятор. Его состояния «выше нормы», «норма», «ниже нормы» соответствуют характеру изменения электрической дуги и настраиваются таким образом, чтобы [2]:

- состояние «выше нормы» соответствовало уровню напряжения при холостом ходе источника дуги или близкого к нему;
- состояние «норма» соответствовало уровню напряжения дуги в процессе горения дуги;
- состояние «ниже нормы» соответствовало уровню напряжения дуги при ее коротком замыкании или близкому к нему.

При простых операциях неглубокой прошивки отверстий или глухих полостей непрофильным электродом можно получить режим, близкий к экстремальному по производительности обработки, если правильно выбрана уставка напряжения задатчика привода подачи электрода-инструмента (ЭИ). Выбор уставки усложняется также и периодически возникающей необходимостью ее изменения в процессе обработки детали, поскольку при РОД на производительность процесса влияют следующие возмущающие воздействия:

- изменение в процессе РОД площади обработки;
- изменения, связанные с углублением инструмента в деталь;
- изменение состава и температуры рабочей жидкости;
- изменения, связанные с переключением значения технологических параметров в соответствии с технологическим процессом.

Возмущающие воздействия связанные между собой сложными нелинейными зависимостями и даже при обработке одних и тех же деталей могут приводить к нестабильности РОД, поэтому ведется постоянное наблюдение оператором-станочником за процессом обработки с последующей корректировкой, в случае необходимости, в интерактивном режиме.

Поэтому задачи повышающие уровень автоматизации процесса и уменьшающие его энергоемкость являются актуальными и есть предметом рассмотрения в данной статье.

Для реализации поставленной задачи предлагается дополнить стандартную структурную схему автоматического управления (САУ) станка РОД экстремальным регулятором (ЭР), который и будет подбирать напряжение задатчика для привода подачи ЭИ (рисунок 1).

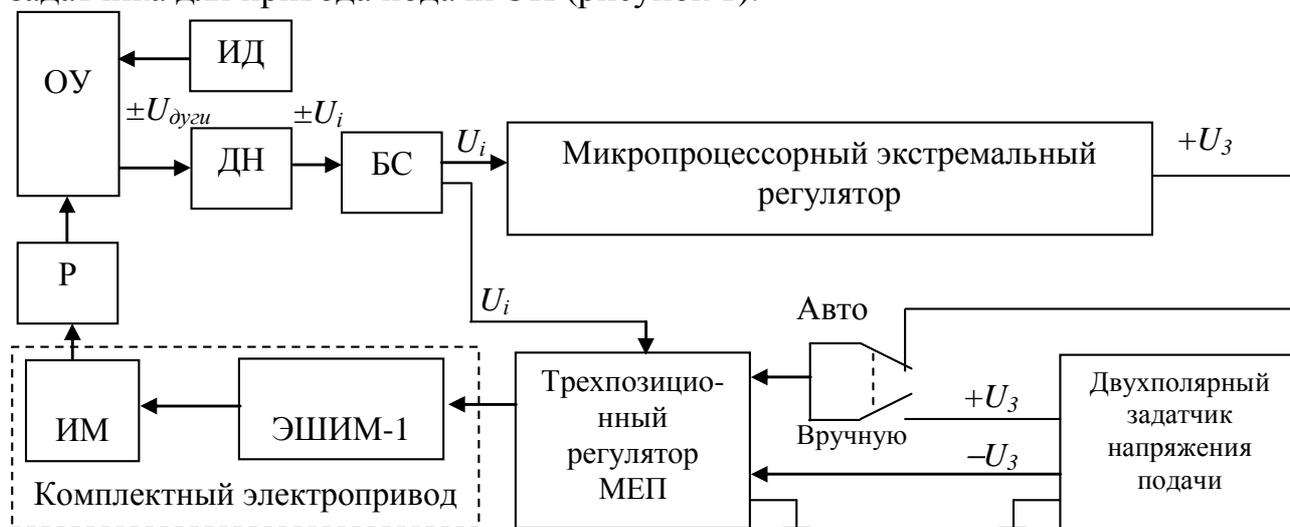


Рисунок 1 – Структурная схема САУ электроэрозионного станка РОД с электромеханическим приводом подачи ЭИ с автоматическим поиском показателя экстремума: ИД – источник дуги; ОУ – объект управления; ДН – датчик напряжения; БС – блок сопряжения; ИМ – исполнительный механизм; Р – редуктор

Программная и аппаратная реализация экстремального регулятора (ЭР) невозможна без рассмотрения физического анализа процесса РОД. Алгоритм работы ЭР зависит от характера изменения параметров объекта управления в процессе его регулирования.

Рассматриваемый объект – электрод-электрическая дуга-деталь, в процессе размерной обработки представляет собой звено с нелинейными зависимостями между входными и выходными параметрами. Параметры объекта управления характеризуются:

- наличием источника питания стационарной электрической дуги с крутопадающей характеристикой;
- быстротекущим изменением (в долях секунды) контролируемой величины (например, тока и напряжения дуги, гидродинамического давления прокачиваемой жидкости) в результате изменения зазора между электродом–инструментом (ЭИ) и заготовкой;
- саморегулированием зазора при РОД и постоянной подаче ЭИ при скорости, близкой к скорости съема металла при электроэрозии [1];
- зависимостью производительности РОД от величины тока дуги, определяемой подведенной мощностью источника питания, а также от величины гидродинамического давления прокачиваемой жидкости;
- зависимостью рабочей величины давления прокачиваемой технологической жидкости (задана технологически) от шероховатости и глубины термической обработки выходной детали.

Типовые осциллограммы объекта управления в процессе электроэрозионной обработки (ЭЭО) изображены на рисунке 2.

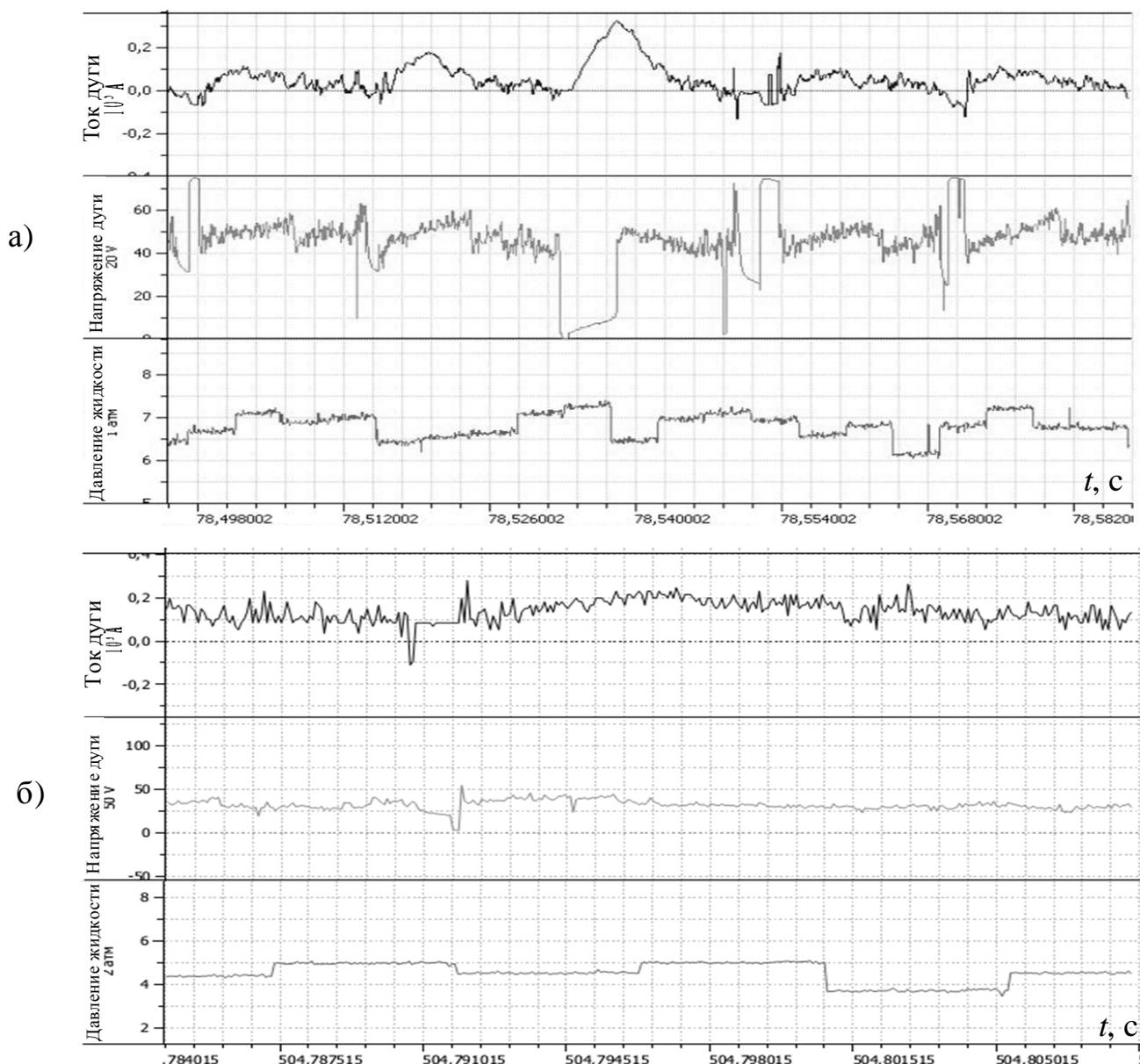


Рисунок 2 – Типовые осциллограммы объекта управления: а – нестабильный процесс ЭЭО; б – стабильный процесс ЭЭО

Как показывает практика, поддержание стабильного процесса обработки возможно при равенстве скорости подачи ЭИ со скоростью электроэрозии заготовки и износом ЭИ. Но современные станки РОД не оснащаются экстремальным регулятором по производительности процесса, так как влияние внешних факторов и значения регулируемых величин, при которых достигается максимальная производительность процесса, не достаточно изучена.

Для повышения управляемости процесса в качестве ЭР был применен современный программируемо-логический контроллер (ПЛК). В результате применения ПЛК была достигнута возможность быстрой смены и

корректировки алгоритма управления за счет обновления программы контроллера, что подтверждается результатами проведенных экспериментов.

Определим зоны стабильного горения дуги по напряжению на нестабильном процессе, приведенном на рисунке 3.

В процессе РОД износ ЭИ зависит от способа подключения источника дуги: прямое («+» заготовка и «-» ЭИ) и обратное («-» заготовка и «+» ЭИ), а также от материала ЭИ [3]. В экспериментах, рассматриваемых в статье, применяется графитовый электрод марки МПГ7 и его износ в процессе ЭЭО (при обратной полярности) составляет меньше двух процентов от обработанного размера детали-заготовки. Поэтому далее в статье износ ЭИ учитывать не будем.

Как видно из рисунка 3 скорость подачи ЭИ меньше скорости ЭЭО металла, что и показывают характерные области мгновенного изменения напряжения дуги, где ее величина соответствует напряжению холостого хода источника дуги – в эксперименте $U_{xx} = 73 \text{ В}$. И чем больше областей с напряжением холостого хода, тем больше отставание скорости подачи от скорости съема. На станках РОД оператор вручную выставляет скорость подачи ЭИ, что не может не сказаться на производительности процесса при недостаточном опыте оператора-станочника. Так же на точность подбора скорости влияют профиль рабочей поверхности электрода, глубина обрабатываемой поверхности детали и тип приборов, по которым оператор-станочник контролирует процесс. Оператор по косвенным величинам: ток и напряжение дуги, а также гидродинамическому давлению прокачиваемой технологической жидкости, самостоятельно решает о характере стабильности процесса.

Таким образом, получение в реальном времени данных стабильности процесса размерной обработки позволяет автоматизировать процесс поддержания скорости подачи ЭИ, исходя из процента стабильности процесса. Выход на стабильность процесса 100% предлагаем называть процедурой предварительной стабилизации.

Для определения стабильности процесса было решено учитывать мгновенные значения напряжения дуги и подсчет этих значений относительно заданных уровней напряжения. Для выполнения этих расчетов из практического опыта были выбраны следующие уровни напряжения, которые и сформировали три зоны горения дуги: зона холостого хода $U_{дуги} > 50 \text{ В}$; зона короткого замыкания $U_{дуги} < 20 \text{ В}$; зона стабильного горения $U_{дуги} = 20 \dots 50 \text{ В}$.

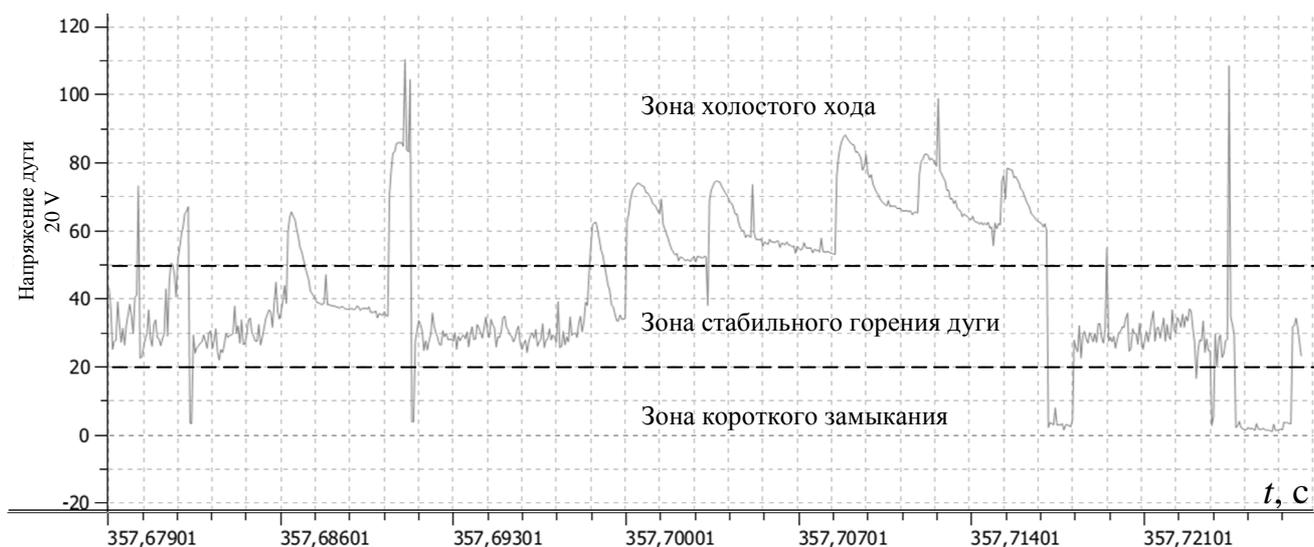


Рисунок 3 – Типовая осциллограмма напряжения дуги при нестабильном процессе ЭЭО

Для автоматического режима алгоритм процедуры предварительной стабилизации работает следующим образом. За выбранное время, например за 1 секунду (при частоте опроса канала 50кГц), обрабатывается в цикле 50 тыс. мгновенных значений напряжения. Полученные значения сравниваются по амплитуде с значениями заданных зон и при их соответствии увеличивается счетчик значения зоны. Далее высчитывается процент значений каждой зоны, как отношение значений счетчика зоны до общего числа значений за цикл умноженное на 100%. Если процент зоны стабильности равен 100%, то на выходе микропроцессорного экстремального регулятора (МИКЭР) напряжение задания скорости ЭИ соответствует скорости ЭЭО. Если меньше 100%, то сравниваются значения счетчика (или процент) зоны холостого хода с счетчиком (или процентом) зоны короткого замыкания, если выполняется условие «больше», то необходимо увеличить напряжение на выходе МИКЭР на значение шага, если «меньше» – то уменьшить на значение шага. Таким образом, МИКЭР автоматически стабилизирует процесс горения дуги в зоне стабильного горения 20...50 В.

Для ручного режима. Если с периодичностью результаты выдавать на экран, учитывая реакцию оператора, то подбирать скорость процесса РОД ему станет проще и с данной работой может справиться и менее опытный оператор.

Однако, диапазон 20...50 В является достаточно широким, и если мы можем говорить про стабильность процесса, то не можем доказать, что процесс в данном диапазоне есть экстремальный по производительности. Это объясняется следующим: из практического опыта известно, что максимальная производительность процесса РОД достигается при максимальной стабильности процесса, который возможен только при неизменном зазоре между электродом и заготовкой, а значит и неизменном напряжении дуги. При ЭЭО характер изменения зазора имеет дискретный характер (рисунок 4), поэтому достигнуть полной стабильности процесса невозможно, но можно его

стабилизировать в небольшом диапазоне. Это достигается с помощью изменения скорости подачи ЭИ, которая минимизирует скорость изменения напряжения дуги. Изменение скорости выполняется как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения. То есть, необходимо разработать алгоритм определения знака приращения выходной величины на выходе МИКЭР.

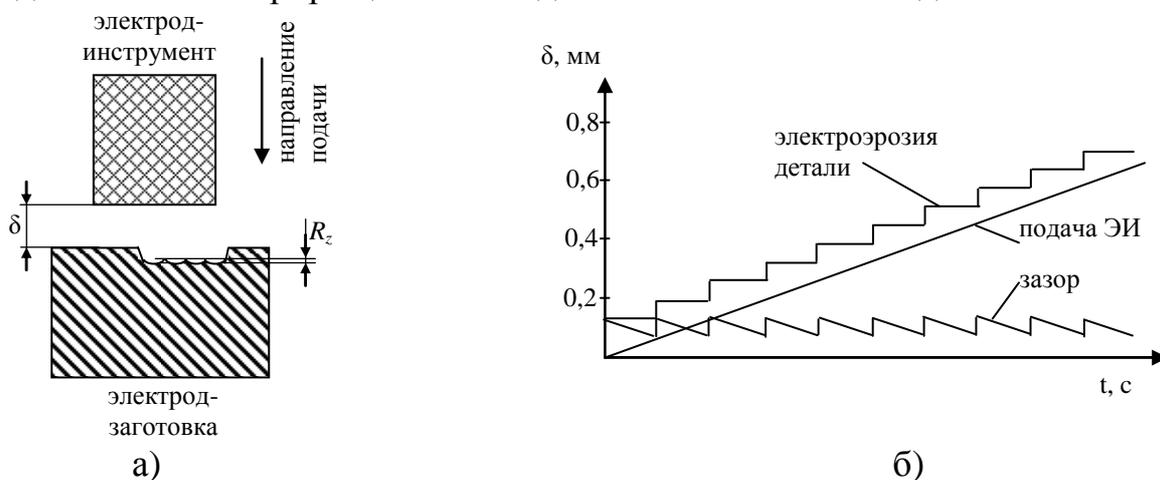


Рисунок 4 – Характер изменения зазора в процессе ЭЭО: а – изменение зазора между электродами; б – изменение зазора во времени

Покажем алгоритм определения знака приращения выходного напряжения на выходе МИКЭР. Изменение выходного значения напряжения ЭР, которое поступает на привод подачи ЭИ по времени, не может быть быстрее постоянной времени процессов РОД и привода подачи. Таким образом, объект должен успевать изменить свое установившееся состояние при приходе команды изменения скорости подачи ЭИ до прихода следующего изменения.

Рассмотрим промежуток времени $[t_0, t_n]$, изображенный на рис. 4. Разобьем его на малые промежутки точками деления t_0, t_1, \dots, t_n . На каждом промежутке $[t_{i-1}, t_i]$ ($i = 1, 2, \dots, n$) определяем усредненное значение напряжения дуги \bar{u}_i . Будем считать, что оно отвечает моменту времени t_i .

Построив точки (t_i, u_i) ($i = 1, 2, \dots, n$) и соединив их прямолинейными отрезками, получим линеаризованную зависимость $\bar{u} = \bar{u}(t)$.

Эта зависимость с определенным приближением характеризует динамику изменения напряжения дуги. На каждом отрезке $[t_{i-1}, t_i]$ ($i = 2, 3, \dots, n$) усредненное значение напряжения дуги определяется по формуле:

$$\bar{u} = \frac{\Delta \bar{u}_i}{\Delta t_i} t + \frac{\bar{u}_{i-1} t_i - \bar{u}_i t_{i-1}}{\Delta t_i}, \quad (1)$$

где $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$, $\Delta \bar{u}_i = \bar{u}_i - \bar{u}_{i-1}$.

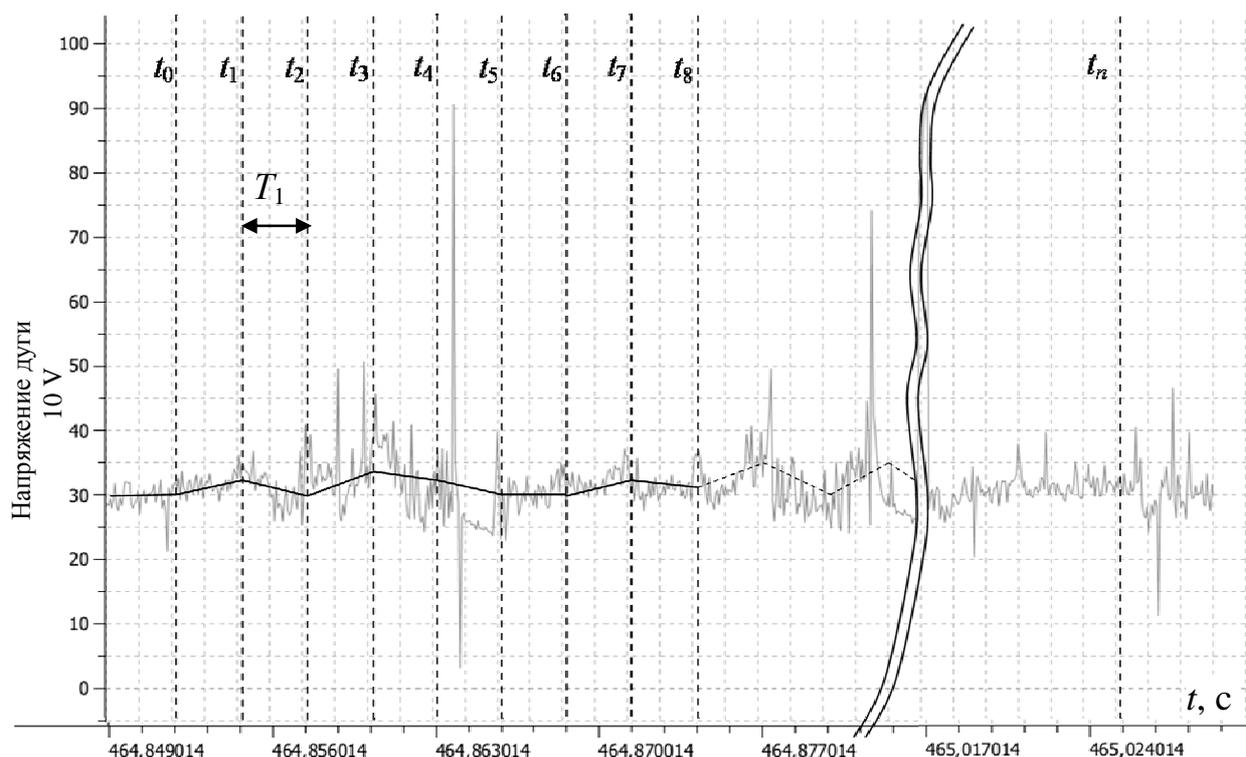


Рисунок 4 – Графическое изображение расчета знака градиента

Очевидно, что стабильность и производительность процесса обработки в большой мере характеризуется скоростью изменения величины \bar{u} , то есть - производной $d\bar{u}/dt$. В соответствии с (1) на каждом промежутке $[t_{i-1}, t_i]$ ($i = 2, 3, \dots, n$) указанная скорость не изменяется и определяется равенством $\frac{d\bar{u}}{\Delta t} = \frac{\Delta \bar{u}_i}{\Delta t_i}$.

При стабильном процессе обработки скорость $d\bar{u}/dt$ принимает относительно малые значения и при переходе от одного промежутка к другому происходят незначительные колебания этого значения.

Если за период постоянной времени процесса РОД и электромеханического привода большинство отрезков имеют положительное значение, то принимаем положительный знак приращения, если отрицательное значение – то принимаем отрицательный знак приращения и если равное количество отрицательных и положительных отрезков, то значение приращения приравниваем нулю.

Для нахождения скорости подачи ЭИ, при которой будет наблюдаться максимум производительности, предлагаем следующий алгоритм с учетом предварительной стабилизации по описанному выше алгоритму.

1. Определяем постоянную времени процесса РОД и привода подачи ЭИ, равное T_0 .
2. Определяем усредненное значение напряжения дуги U_0 за время T_0 .
3. Определяем продолжительность расчетных временных отрезков $T_1 \ll T_0$, которые кратны 10 и более, от постоянной времени T_0 ;

4. Определяем знак и величину приращения.

5. Изменяем скорость подачи ЭИ на величину приращения, учитывая ее знак.

6. Далее алгоритм продолжаем, выполняя переход на пункт 4.

Предложенный алгоритм подбирает приращение скорости подачи в каждый момент времени T_0 и, тем самым, поддерживает скорость подачи ЭИ равную или близкую к экстремальной по производительности процесса.

Список литературы

1. Гуткин Б.Г. Автоматизация электроэрозионных станков. – Л.: Машиностроение, 1971. – 160 с.
2. Єрмолаєв Ю.О., Великий П.М., Савеленко Г.В. Дослідження САУ процесу РОД на верстаті з електромеханічним приводом. І. Основні фактори, що впливають на процес // Збірник наукових праць КНТУ. Вип.19. Кіровоград: КНТУ, 2007. – С. 270-273
3. Боков В.М., Сіса О.Ф. Оброблюваність матеріалів електричною дугою. Монографія. – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2013, – 172 с.

ВАРИАНТЫ МЕЖОПЕРАЦИОННОЙ АНТИКОРРОЗИЙНОЙ ЗАЩИТЫ ТРУБ В ЗОНЕ ПРОКАТКИ НА ПРИМЕРЕ «НМЗК» (Г. НОВОСИБИРСК)

Смагин Г.И., Коновалов Г.А., Карпов Е.В., Цюпко А.Б.

Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск

Введение

В настоящее время при прокате труб часто в качестве СОЖ используется проточная вода со сбросом в канализацию, что приводит к большому расходу воды, повышению затрат, а также к ухудшению качества выпускаемой продукции, (возникновение коррозии). Использование такого метода смазывания и охлаждения не является оптимальным способом в современном производстве. Потребитель получает низкокачественный прокат по параметру коррозии изделия. Для достижения оптимального качества изделия необходимо переходить на СОЖ с улучшенными смазывающие-охлаждающими свойствами и с повышенным содержанием ингибитора коррозии. Цена труб зависит от качества, затрат на СОЖ, ее эксплуатационные параметры и т.п. В конечном итоге экономика производства изготовления труб зависит от оптимальных характеристик выбранной СОЖ, ее стойкости, влияния ее на снижение износа валков и их опор. Защиты от коррозии труб обеспечивается:

1. Поливом СОЖ, содержащей ингибитор коррозии, при прокатке (до двух лет);
2. При применении летучего ингибитора (до 2 лет);
3. Холодным цинкованием (до 10 лет);
4. Горячим цинкованием (до 15 лет);
5. Покраской полимерным порошковыми красителем (до 10 лет);
6. Покраской защитными масляными или синтетическими красками (до 8 лет);

Первые два способа наиболее дешевые, их часто называют межоперационными. Защита от коррозии может достигать от 3 до 24 месяцев, в зависимости от типа ингибитора или его концентрации.

Способ защиты труб от коррозии на прокатном электросварочном стане при поливе СОЖ

Некоторые применяемые СОЖ в России для холодной прокатки труб представлены в таблице 1.

Рассмотрим свойства этих СОЖ и их характеристики (таблица 2). Сравнимые ингибиторы представлены в таблице 3.

Именно чаще всего при подобном изготовлении труб и используются эмульсолы с ингибиторами коррозии. Марки ингибиторов представлены в таблице 3.

Таблица 1 – Применяемые СОЖ в России для холодной прокатки труб

Название	Производитель	Расход, кг на 1т	Содержание СОЖ концентрата в растворе, %	Цена, т. руб/т
Cortec VpCI-337	США	3.2-4	2-6	260
Эмульсол-Т	Россия (Перьм)	3.8-5	4-10	90
Garia 2600 M-32	Великобритания	3.5-4.5	4-8	212

Таблица 2 – Сравнение свойств наиболее применяемые СОЖ в России для холодной прокатки труб

Название	Свойства
Cortec VpCI-337	Сухой остаток: 40 – 45%; рН: 8,0 – 9,5 (чистая); Плотность: 1,05 – 1,07 кг/л; Точка замерзания: –28°С
Эмульсол-Т	рН: 8,0 – 10 (чистая); Плотность: 0,85 – 0,95 кг/л; Точка замерзания: –15°С
Garia 2600 M-32	Сухой остаток: 40 – 45%; рН: 8,0 – 9,5 (чистая); Плотность: 1,02 – 1,05 кг/л; Точка замерзания: –20°С

Таблица 3 – Ингибиторы

Название	Свойства	Стоимость
Ингибитрит	Концентрация: 0,4-1% (40-100г на 10л воды); Расход рабочего раствора – 40-60мл на 1 кв.м.; Температура нанесения: от -40°С до +70°С.	255 руб/кг
Лемакс	Концентрация: (0.5л на 100л воды); Расход рабочего раствора – 50 мл на 1 кв.м.; Температура нанесения: от – 30°С до +50°С.	115 руб/кг
Эткосейл	Концентрация: (0.5л на 100л воды); Расход рабочего раствора – 50 мл на 1 кв.м.; Температура нанесения: до от –35°С до +70°С.	170 руб/кг

Чаще всего фирмы не раскрывают компонентный состав ингибиторов коррозии, которые обычно имеют следующую основу, при которой антикоррозионные свойства синтетических СОЖ усиливаются введением в композиции алканоламинов, боратов, нитритов и других известных водорастворимых ингибиторов коррозии.

Защита детали с применением летучих ингибиторов коррозии обычно используется реже. При этом способе имеются определенными недостатками:

- Необходимость использования герметичной камеры;
- Необходимость узла отсоса использованного летучего ингибитора для повторного его применения.

Данная методика обеспечивает антикоррозионную защиту внутренних и наружных поверхностей труб на срок не менее 2х лет. Летучие свойства ингибитора коррозии позволяют проникать и обволакивать даже не обработанные металлические поверхности, защищая их от коррозии. Ингибитор коррозии обеспечивает легкость применения, низкий расход и надежную антикоррозионную защиту, благодаря чему широко применяется ведущими мировыми производителями: емкостного оборудования, котлов, запорной арматуры, труб.

Для межоперационной защиты трубы могут помещаться в герметизированные объемы, где создается защитная атмосфера из летучих ингибиторов (пары аммиака, моноэтаноламина, карбоната аммония, нитробензоатовиминов и т. п.)

Достижимые преимущества:

- Срок защиты от коррозии – 2 года;
- Низкая итоговая стоимость защиты;
- Простота проведения работ по защите;
- Применяться в любое время года без ограничений в температурном режиме;
- Экологичность (биоразлагаемый);

В процессе работы происходит потеря отдельных компонентов ингибиторов рабочей эмульсии, которые проявляются в ухудшении технологических показателей проката, образовании неприятных запахов, изменении внешнего вида, потере антикоррозионных (защитных) свойств. Происходит это из-за изменения компонентов эмульсола. Если в эмульсию попадает «инородное масло», то соответственно изменяются ее смазывающие свойства, а это может привести к расслоению эмульсии, и как следствие к полной потере эксплуатационных свойств СОЖ. Для того чтобы поддерживать свойства СОЖ, необходим текущий контроль и корректировка качества рабочих эмульсий.

Периодичность контроля регламентирована:

- для масляных СОЖ – не реже одного раза в месяц;
- для эмульсий – не реже одного раза в неделю.

У водосмешиваемых СОЖ рекомендуется ввести контроль внешнего вида, запаха, концентрации, рН, антикоррозионных свойств, содержания «иностранного масла», механических примесей и микроорганизмов. Такие параметры, как запах, и внешний вид контролируются практически ежедневно. Они могут свидетельствовать об изменении некоторых других качественных характеристик СОЖ. Например, при молочно-белом цвете - свежеприготовленная эмульсия, синевато-белый оттенок свидетельствует о ее заниженной концентрации, белый цвет с желтым или коричневым оттенком – о наличии «иностранного масла». О стабильности эмульсии можно судить по ее однородности. Появление гнилостного запаха указывает на то, что эмульсия поражена бактериями. Поэтому необходима своевременная количественная оценка качества рабочих эмульсий и добавки необходимых компонентов.

Вывод

Использование в качестве СОЖ проточной воды (со сбросом в канализацию) приводит к:

- ухудшению качества труб (коррозия);
- большому расходу воды;
- большому износу валков;
- общему увеличению затрат.

Для оптимизации этого процесса необходимо использовать СОЖ с улучшенными смазывающие-охлаждающими свойствами и с повышенным содержанием ингибитора коррозии. При использовании таких СОЖ:

- Уменьшается расход сточных вод а также уменьшаются затраты за счет циркуляции СОЖ в замкнутом объеме;
- Получаемый прокат является качественным (по параметру коррозии);
- Уменьшается износ валков;
- Снижаются затраты на производстве и по некоторым другим параметрам.

Список литературы

1. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки металлов резанием: Справочник / Под общ ред. С.Г. Энтелеса, Э.М. Берлинера.-2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 496 с.
2. Горощенко И.Т. Коррозия металлов и способы борьбы с ней. 1-е изд. / И.Т. Горощенко, Р.Ф. Пеньков. – Новосибирск: Западно-Сибирское книжное издательство, 1981. – 88 с.
3. CortecRus [Электронный ресурс] / Режим доступа: URL: <http://www.cortecvpci.ru/prd-metal.htm>.
4. Ювеста [Электронный ресурс] / Режим доступа: URL: http://yuvesta.ru/userfiles/File/kontrol_sozh.pdf.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЗАТОЧНЫХ СТАНКОВ ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ДЛИННЫХ НОЖЕЙ

Смагин Г.И., Карпов Е.В., Цюпко А.Б., Мишанова Д.А.

Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск

Введение

На производстве при обработке (переточке) длинных ножей для льдозаливочных машин, полиграфии, фанеры не хватает специалистов технологов-инструментальщиков, часто в качестве заточников оказываются специалисты низкой квалификации. Существующие инструкции по заточке ножей требуют существенной доработки по части технологии переточки таких ножей, выбора шлифовальных кругов, режимов обработки, выбора СОЖ. Соответственно эти недостатки снижают качество заточки ножей, сокращается их стойкость. Естественно страдает и качество обработанных ножей.

Достоинства и недостатки заточных станков:

- наиболее характерным недостатком заточных станков является недостаточная жесткость каретки продольной подачи (с ручным приводом подачи требуются большие физические усилия оператора для перемещения шлифовальной каретки, нестабильность сил резания);
- на некоторых станках конструктивно реализована заточка ножей только по передней поверхности;
- у большинства станков шпиндель шлифовальной каретки конструкционно выполнен на валу двигателя;
- во всех станках в основном рассматривается только маятниковая схема шлифования, где применяется малая глубина шлифования (0.02-0.04мм) и большая продольная подача (5-20 м/мин);
- более высокой точностью заточки характеризуются станки с литыми станинами (прошедшие операцию старение).
- современные станки имеют возможность при помощи специального приспособления производить заточку одновременно до 4-х ножей за один проход (при этом шлифовальный круг имеет большую ширину и диаметр);
- в станках старого образца привод продольной подачи не обеспечивал регулирование скорости перемещения каретки, что позволяло бы применить и глубинную схему заточки;

Заключение

Для станков с ручным приводом подачи:

- требуется дополнительная базовая поверхность для ножа в схеме заточки, где после затупления можно было бы затачивать ножи и по задней

поверхности, т. е. комбинировать заточку ножа по передней и задней поверхности. Отсутствие регулирования продольной подачи в широких пределах является одним из главных недостатков таких станков;

- недостатком этих станков является и то, что в качестве шпинделя используется вал двигателя главного движения;
- в некоторых станках с ручной подачей отсутствуют лимбы на приводе вертикальной подачи;
Во многих станках как отечественных, так и иностранных необходимо:
- использование стандартных шлифовальных фортун в качестве шпинделя шлифовальной каретки;
- применять шариковые пары винт-гайка в механизме каретки вертикальной подачи шлифовального круга;
- использовать дополнительную опору в средней части поворотного стола для увеличения его жесткости.

Лучшими параметрами характеризуется привод продольной подачи, где диапазон скоростей установлен в пределах 0-10м/мин. Выбор заточных станков определяется конструктивными характеристиками, точностными показателями, стоимостными, а так же эксплуатационными издержками.

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОДОЛЬНО- ФРЕЗЕРНЫХ СТАНКОВ

Руденко Т.Г., Ермолаев Ю.А.

*Кировоградский национальный технический университет,
Кировоград, Украина*

Станки фрезерной группы для металлообработки очень широко представлены в современной литературе с позиций усовершенствования инструментов, механизмов, а также систем управления и анализа электроприводов. При этом деревообрабатывающие фрезерные станки освещены в основном в работах с технологической точки зрения [1- 3].

Деревообрабатывающие продольно-фрезерные станки используются в современном производстве клееной древесины и других технологических процессах для формирования продольных поверхностей заготовок, например, из пластика. При этом для обработки продольной поверхности используется торцевая фрезерующая головка [1], что дает ряд преимуществ по сравнению с традиционными рейсмусовыми станками:

- отсутствие кинематических неровностей в виде волны;
- исключение сколов и вырывов;
- формирование чистой поверхности с открытыми порами древесины, что является идеальным для последующего склеивания;
- большая скорость обработки.

Но станки подобного вида имеют ряд особенностей.

Торцевая фреза представляет собой металлическую конструкцию большого размера ($\varnothing 500\text{мм}$), массы, момент инерции которой превышает момент инерции двигателя (передаточное отношение ременной передачи равно 1). В качестве привода инструмента используется асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором, запуск которого происходит по методу прямого пуска. Хотя пуск двигателей фрез происходит на холостом ходу, из-за влияния выше приведенных начальных условий при прямом пуске возникают большие толчки тока и момента. Выбор достаточно мощных двигателей обусловлен необходимостью запаса по моменту резания для использования возможностей фрезерного инструмента при широкой вариации изделий по твердости.

Момент нагрузки двигателя в процессе обработки на продольно-фрезерном станке определяется сложной зависимостью [2], которая влияет на загрузку двигателя и во многом определяет энергоэффективность станка.

На производстве качество обработанной поверхности оценивается в основном визуально, аналитические зависимости шероховатости от скорости подачи рассчитаны для цилиндрического фрезерования, наладка станка на необходимую скорость подачи для получения нужного качества поверхности

происходит методом проб и ошибок, следствием чего являются затраты материала, электроэнергии и промышленного времени.

Для уменьшения влияния перечисленных недостатков предлагается система комплексной автоматизации с оптимизацией режимов работы электроприводов продольно-фрезерного деревообрабатывающего станка, состоящая из подсистем: плавного пуска электропривода инструмента; регулятора загрузки главного двигателя инструмента; контура управления качеством обработки.

Учитывая мощность привода инструмента (11-30 кВт) и отсутствие необходимости в управлении скоростью вращения фрезы, рационально внедрение системы плавного пуска. Такие системы, построенные на базе тиристорных преобразователей напряжения (ТПН), позволяют в момент пуска плавно изменять величину подаваемого к асинхронному двигателю напряжения “ u_s ” согласно закону [4]:

$$u_s = U_{s\text{уст}} \cdot [1 - e^{-\frac{t}{T_u}}], \quad (1)$$

где $U_{s\text{уст}}$ – установившееся значение напряжения;

t – время;

T_u – постоянная времени, которая определяет скорость нарастания напряжения.

Регулирование напряжения по выражению (1) осуществляется изменением угла открывания тиристоров:

$$\alpha = \alpha(0) \cdot e^{-\frac{t}{T_\alpha}}, \quad (2)$$

где $\alpha(0)$ – начальное значение угла α ;

T_α – постоянная времени, которая определяет скорость уменьшения угла α .

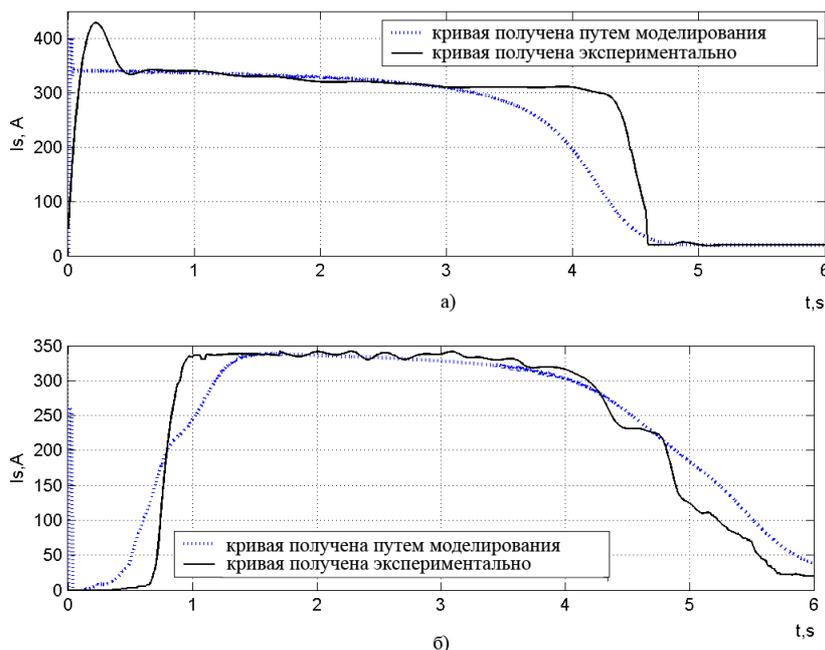


Рисунок 1 – Осциллограммы прямого а) и плавного б) пуска асинхронного двигателя типа АИР160S2 ($P_n = 15\text{кВт}$, $n_n = 3000\text{об/мин}$) электропривода фрезы

Путем моделирования и экспериментальных исследований на примере продольно-фрезерного станка СФ-АСТРА-РК8 [5] определены параметры ТПН: $\alpha(0)=150^\circ$, $T_\alpha=0.5$, и получены осциллограммы тока статора при прямом и плавном пуске электропривода фрезерного инструмента (рисунок 1).

Общий вид автоматизированной системы управления процессом механической обработки на продольно-фрезерном станке показан на рисунок 2.

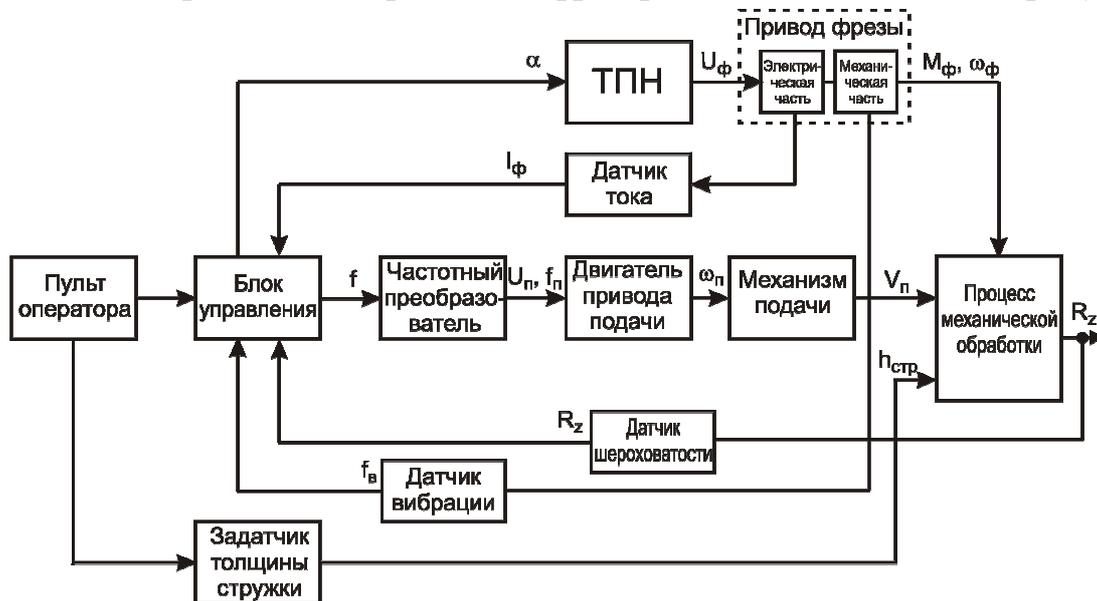


Рисунок 2 – Структурная схема автоматизированной системы управления и контроля деревообрабатывающих продольно-фрезерных станков.

Блок управления в своей основе содержит микроконтроллер ATxmega128A1.

Система обеспечивает:

- контроль качества обработки, который осуществляется в условиях цеха с применением лазерного триангуляционного датчика шероховатости и не нуждается в лабораториях и дополнительном оборудовании;

- привод подачи обеспечивает оптимальную скорость подачи как с точки зрения технологического процесса, так и с точки зрения загрузки главного привода;

- повышение качества обработки за один проход, уменьшение затрат промышленного времени на обработку детали и трудовых затрат, уменьшение количества брака, выбор оптимального режима в процессе обработки.

Согласно методике [2] и условиям обработки на станке СФ-АСТРА-РК8 получена зависимость статического момента нагрузки привода фрезы M_{cf} и привода подачи M_{cp} от скорости вращения двигателя привода подачи ω_p :

$$M_{cf}(\omega_p) = a_{\Pi} \cdot b(9545.25 + 49.48 \cdot \omega_p), \quad (3)$$

$$M_{cp}(\omega_p) = a_{\Pi} \cdot b(46.58 + 0.24 \cdot \omega_p) + 0.01 \cdot m, \quad (4)$$

где a_{Π} – коэффициент, который учитывает породу дерева,

b – ширина срезаемой стружки, мм,

m – масса заготовки, кг.

В работе [6] предложена математическая модель звена, учитывающего процесс механической обработки материала.

На основании структурной схемы рисунка 2 с учетом выражений (3), (4), результатов работы [6] и параметров ТПН была составлена виртуальная модель системы в приложении MATLAB Simulink, показанная на рисунке 3.

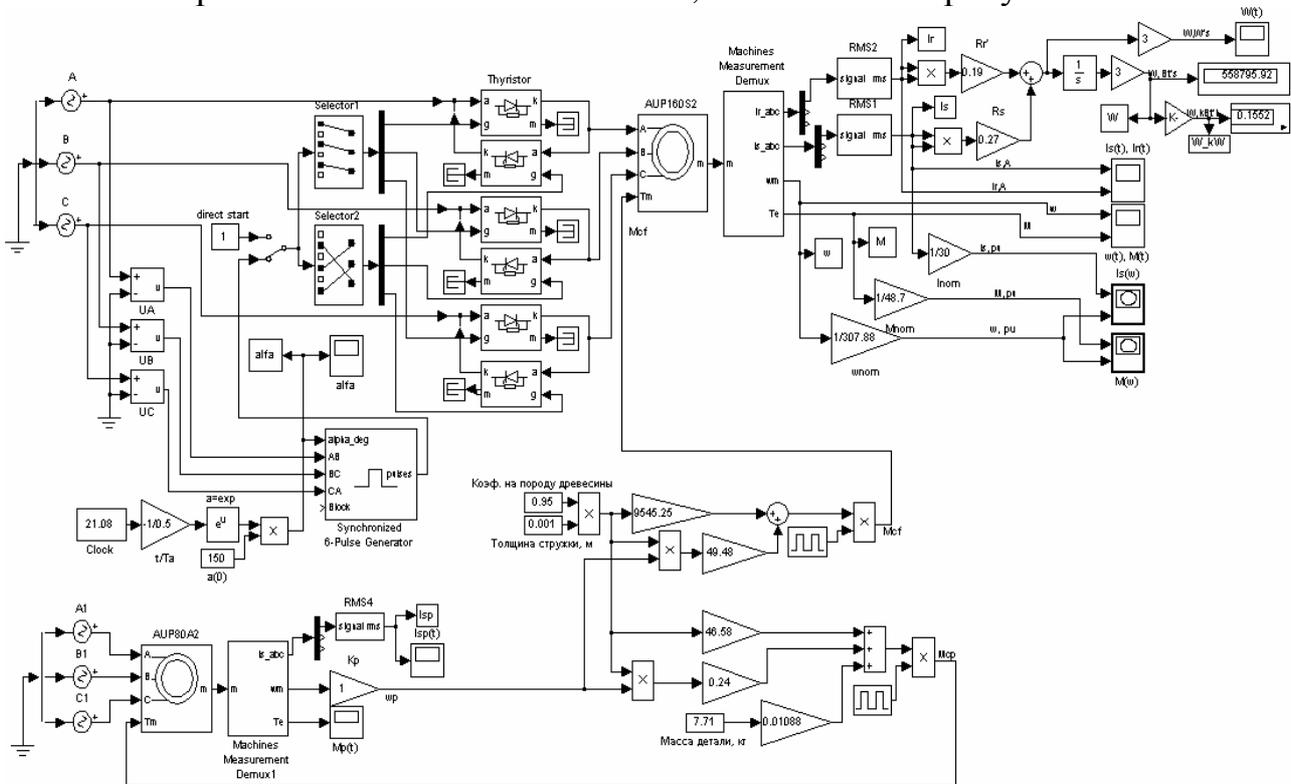


Рисунок 3 – Виртуальная модель системы.

Момент нагрузки M_{cf} подается на вход Tm блока AUP160S2, параметры которого отвечают номиналам асинхронного двигателя привода фрезы с учетом суммарного момента инерции, приведенного к валу двигателя. Блок асинхронной машины AUP80A2 моделирует двигатель привода подачи. Угловая скорость ротора двигателя подачи AUP80A2, выделенная с помощью блока Machines Measurement Demux1, поступает на вход блока Kp и меняется пропорционально заданной скорости подачи. Сигнал M_{cp} , который моделирует нагрузку на привод подачи во время фрезерования, подается на вход Tm блока AUP80A2.

Осциллограммы тока статора асинхронного двигателя привода фрезы, полученные при моделировании и экспериментальным путем в процессе обработки древесины, показаны на рисунке 4.

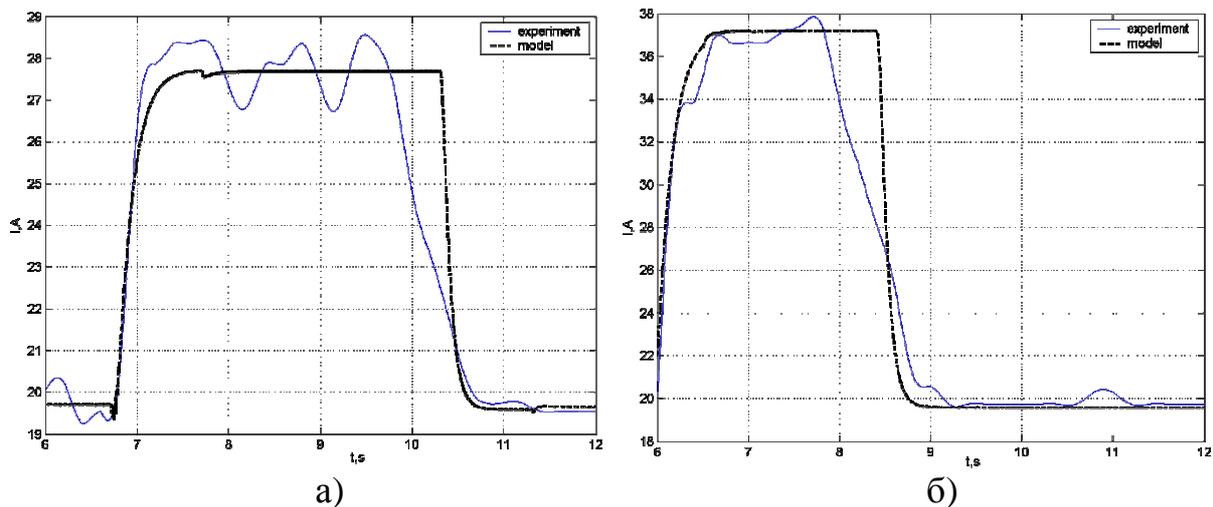


Рисунок 4 – Осциллограммы тока статора асинхронного двигателя привода фрезы, полученные путем моделирования и в результате эксперимента:
 а) обработка сосны, $b = 1\text{ мм}$, скорость подачи 27 м/мин , длина заготовки $2,1\text{ м}$;
 б) обработка дуба, $b = 3\text{ мм}$, скорость подачи 19 м/мин , длина заготовки $1,2\text{ м}$.

Таким образом, исследование режимов работы электроприводов станка и систем контроля с помощью виртуальной модели подтвердило предложенные проектные решения.

Автоматизированная система управления процессом фрезерования призвана усовершенствовать работу станка, не изменяя его конструкцию, повысить производительность, качество продукции и уменьшить энергопотребление.

Список литературы

1. Воякин А. Старые новые идеи // Лесная индустрия. Деревообработка. – 2012. – №1-2. – С. 45-46.
2. Глебов И.Т. Расчет режимов фрезерования торцевой фрезой // Лесной вестник. – 2007. – №1. – С. 71-74.
3. Манжос Ф.М. Дереворежущие станки. – М.: «Лесная промышленность», 1974. – 456 с.
4. Петров Л.П. Тиристорные преобразователи напряжения для асинхронного электропривода / Л.П. Петров, О.А. Андрющенко, В.И. Капинос и др. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 200 с.
5. Єрмолаєв Ю.О. Обґрунтування впровадження системи плавного пуску для привода фрез верстата СФ-АСТРА-РК8 / Ю.О. Єрмолаєв, Т.Г. Руденко // Техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць Кіровоград. нац. техн. ун-ту. – 2012. – Вип. 25. Ч. 1 – С. 365-371.
6. Єрмолаєв Ю.О. Математична модель ланки різання в системі автоматичного регулювання навантаження головних електроприводів деревообробних фрезерних верстатів / Ю.О. Єрмолаєв, Т.Г. Руденко // Енергетика і автоматика. – 2013. – №2(16).

ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ МАТРИЦЫ ДЛЯ ПЕРВОГО ПЕРЕХОДА ВЫТЯЖКИ БИМЕТАЛЛИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ МЕТОДА ОПТИМИЗАЦИИ

Емельянов В.В.

*Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»,
Москва*

Для соединения трубопроводов из трудносвариваемых материалов на практике довольно часто применяют биметаллические (двухслойные) переходники. Одним из способов получения таких переходников является процесс обработки металлов давлением методом листовой штамповки, операцией многопереходной вытяжки.

В результате возникновения пластических деформаций в процессе формообразования, при первом переходе операции вытяжки, в донной части заготовки на радиусе скругления происходит уменьшение толщины наружного слоя биметаллической заготовки. Значительное утонение наружного слоя материала приводит к разрушению всей заготовки на последующих технологических переходах штамповки. Чтобы уменьшить утонение материала применяют различные способы, одним из которых является оптимизация геометрических параметров штампового инструмента, матрицы и пуансона. В качестве геометрического профиля матрицы используют поверхности постоянного радиуса, переменной кривизны (трактрисы, эвольвенты и др.), а также поверхности с различными значениями углов конусности.

В данной статье предложен способ построения профиля матрицы переменной кривизны, основанный на многопараметрическом методе оптимизации с целью приближения к максимальному значению выхода показателя качества (толщины внешнего слоя биметалла), $S_f \rightarrow \max (2,5\text{мм})$.

По результатам, представленным в работе [1] можно говорить о достаточно хорошем совпадении результатов компьютерного моделирования и эксперимента, это позволяет использовать моделирование для проведения опытов при решении задач оптимизации. Компьютерное моделирование проводилось методом конечных элементов на базе программного комплекса DEFORM-2D. Материал заготовки в модели, двухслойный сплав состава: наружный слой – нержавеющая сталь 12X18H10T, внутренний слой – алюминиевый сплав АМг6, общая толщина заготовки – 5мм, толщина каждого слоя – 5мм. Радиус заготовки $X''B''=40\text{ мм}$. Коэффициент вытяжки 0,65. Радиус матрицы $R_m=26\text{мм}$. Радиус скругления пуансона постоянен во всех опытах и составляет 7,5мм. При моделировании приняты допущения аналогичные приведенным в работе [2]. В качестве параметров оптимизации используются координаты двух точек профиля матрицы штампа, в частном случае количество точек может быть увеличено. Решение задачи оптимизации выполнялось методом крутого восхождения Бокса-Уилсона [2].

За исходный контур был взят конический профиль матрицы с углом конусности 30° в системе координат XOY (рисунок 1). Конический участок матрицы длиной L был разбит двумя точками 1 и 2 на отрезки равной длины.

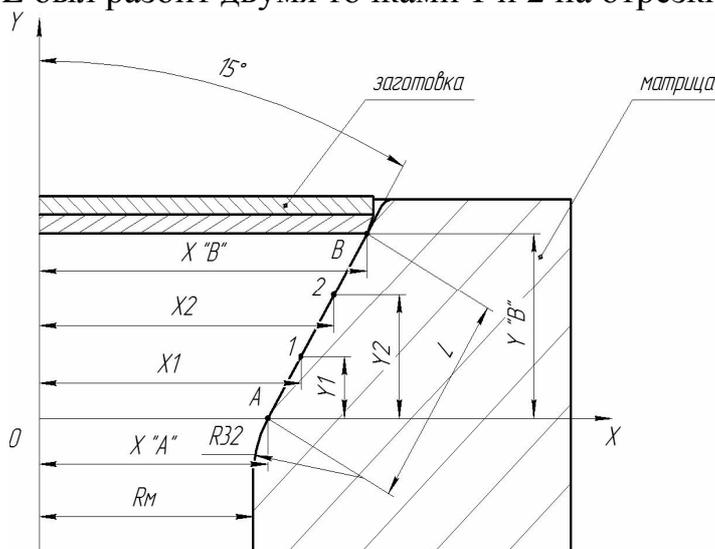


Рисунок 1 – Расчетная схема

Для нашей задачи рассматривался ПФЭ (полный факторный эксперимент) $N=2^k$ типа 2^4

где N – количество экспериментов;

2 – количество уровней (в кодовом масштабе $-1; +1$);

k – количество факторов (координаты точек x_1, y_1, x_2, y_2).

Уровни факторов варьирования точек 1 и 2 для выполнения опытов:

x_1 (28,869; 30,869), y_1 (17,359; 19,359), x_2 (33,52; 35,52), y_2 (34,715; 36,715).

Для упрощения записи общего уравнения регрессии примем:

$x_1 = a_1, y_1 = a_2, x_2 = a_3, y_2 = a_4$.

Интервал варьирования: $\Delta a_j = 1$ мм.

Основной уровень варьирования:

$a_1^{(0)} = 29,869; a_2^{(0)} = 18,359; a_3^{(0)} = 34,52; a_4^{(0)} = 35,715$.

Для поиска функции отклика использовалась линейная модель, представленная уравнением регрессии в виде неполного полинома второй степени, с учетом вышесказанного упрощения:

$$S_u = b_0 + \sum_{1 \leq i \leq 4} b_i a_i + \sum_{1 \leq i < j \leq 4} b_{ij} a_i a_j + \sum_{1 \leq i < j < l \leq 4} b_{ijl} a_i a_j a_l + b_{1234} a_1 a_2 a_3 a_4 \rightarrow \max; \quad (1)$$

где b_i – коэффициент влияния фактора; a – факторы варьирования;

$$b_0 = \frac{\sum y_i(\text{эксп.})}{N}$$

Значение коэффициента влияния фактора рассчитывается по формуле

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} S_u(\text{эксп.})}{N}, \quad (2)$$

где i – номер фактора ($i = 0, 1, 2, \dots, k$)

Для полного факторного эксперимента типа 2^4 была проведена серия из 16 опытов при помощи компьютерного моделирования для различных значений уровней факторов варьирования. По результатам моделирования получены значения толщины наружного слоя биметалла $S_u(\text{эксн.})$, эти значения использовались для нахождения коэффициентов влияния каждого фактора по формуле (2). Силу влияния факторов, на функцию отклика, характеризуют соответствующие значения коэффициентов (рисунок 2).

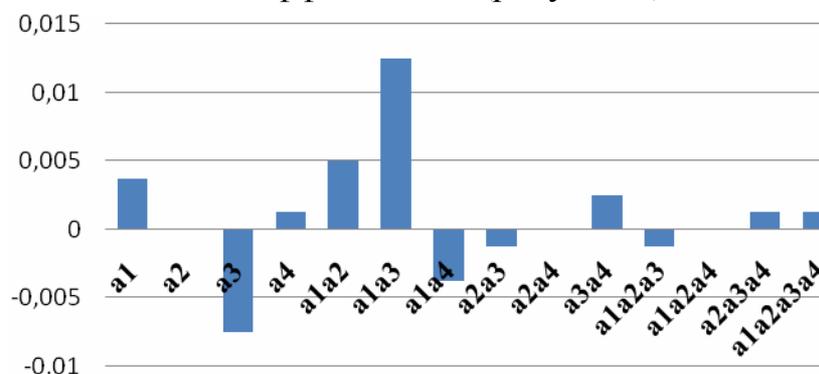


Рисунок 2 – Диаграмма влияния факторов на значение функции отклика

Расчет значения функции отклика проводили по уравнению (1), с учетом отсеивания факторов имеющих малую силу влияния на функцию:

$$S_u = b_0 + 0,00375a_1 - 0,0075a_3 + 0,0005a_1 a_2 + 0,0125a_1 a_3 + 0,00375a_1 a_4.$$

Так как первая серия экспериментов не показала максимального значение толщины слоя в 2,5мм, оно по результатам опытов составило 2,29мм, необходимо выполнить дальнейшее движение по поверхности отклика в направлении градиента, с целью установления нового центра для проведения второй серии ПФЭ. Это движение выполняют за счет изменения основного уровня факторов варьирования $a_i^{(0)}$, с учетом знака коэффициентов уравнения регрессии, на шаг ha_i . Шаг рассчитывают по формуле (3):

$$ha_i = c \cdot \Delta a_j \cdot b_i, \quad (3)$$

где c – коэффициент пропорциональности, $c = 100$.

Движение по поверхности осуществляется до тех пор, пока функция $S_u(\text{эксн.})$ не начнет уменьшаться. Изменению на шаг ha_i подверглись только основные уровни факторов варьирования $a_1^{(0)} = 29,869$ и $a_2^{(0)} = 18,359$, факторы взаимодействия в расчет движения по градиенту не принимались. Отсюда имеем:

$$ha_1 = 0,375; ha_2 = 0,125$$

Результаты движения по градиенту приведены в таблице.

Номер опыта	a_1	a_2	a_3	a_4	$S_u(\text{эксн.}),$ мм
1	29,869	18,359	34,52	35,715	2,26
2	30,244	18,484	34,52	35,715	2,29
3	30,619	18,609	34,52	35,715	2,27

В третьем опыте значение функции $S_u(\text{эксн.})$ уменьшается, следовательно для расчета новой серии ПФЭ использовали основной уровень факторов второго опыта $a_1^{(2)}=30,244$; $a_2^{(2)}=18,484$; $a_3^{(2)}=34,52$; $a_4^{(2)}=35,715$. В этой точке, с интервалом варьирования $\Delta a_j = 1$, поставлена вторая серия из 16 опытов, найдены коэффициенты b_i и составлено уравнение регрессии с учетом исключения маловлияющих факторов:

$$S_u = b_0 - 0,0145a_1 + 0,0019a_2 - 0,0031a_3 - 0,0006a_4 + \\ + 0,0125a_1 a_3 - 0,0038a_1 a_4$$

По результатам выполненных экспериментов максимальное значение толщины внешнего слоя составило 2,3мм. Последующее движение по градиенту и проведение третьей серии экспериментов привело к ухудшению результатов значения функции отклика, дальнейшее проведение оптимизации движением по градиенту выполнять нецелесообразно. Разница между наилучшим и максимальным значением выходного составляет порядка 8% , что является допустимым. Криволинейный профиль матрицы до и после оптимизации показан на рисунке 3.



Рисунок 3 – Профиль матрицы

Список литературы

1. Емельянов В.В., Сосенушкин Е.Н. Труды XV научной конференции «Математическое моделирование и информатика». / Под ред. Д.Ю. Рязанова. – М.: ИЦ ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН», 2013. – 281 с.
2. Носик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. – М.: Машиностроение, 1980. – 304 с.

АКТУАЛЬНОСТЬ ВОПРОСА О ПРОХОЖДЕНИИ ПРЕДДИПЛОМНОЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ПРАКТИК ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ "МАШИНОСТРОЕНИЕ" НА РУП МТЗ

Тлеугазинова А.А., Солнцева В.Д.

*Карагандинский государственный технический университет,
Караганда, Казахстан*

Машиностроение как отрасль существует более двухсот лет. По числу занятых и по стоимости выпускаемой продукции оно занимает первое место среди всех отраслей мировой промышленности. Уровень развития машиностроения является одним из важных показателей уровня развития страны. Машиностроение определяет отраслевую и территориальную структуру промышленности мира, обеспечивает машинами и оборудованием все отрасли экономики, производит разнообразные предметы потребления.

Специальность «Технология машиностроения» – одна из ведущих и перспективных специальностей машиностроительной отрасли. Данная отрасль способствует укреплению и процветанию нашей страны. Перспективы ее развития связаны с внедрением информационных и инновационных технологий производства и обработки деталей.

Значение машиностроительного комплекса трудно переоценить. Важнейшая его задача – реализация достижений научно-технического прогресса, обеспечение комплексной механизации и автоматизации производства, снабжение народнохозяйственных отраслей новой техникой, удовлетворение населения современными потребительскими товарами.

Прогрессивное развитие машиностроения в Белоруссии в советские времена было обусловлено несколькими причинами. Прежде всего особенностями ее ЭГГ – территориальной близостью к южной металлургической базе страны; развитой транспортной сетью, благодаря которой осуществлялись связи по кооперированию с крупнейшими машиностроительными центрами европейской части Союза, а также со странами – членами СЭВ. Белорусскую республику называли сборочным цехом СССР. Несмотря на пережитый кризис, машиностроение республики сохраняет свои позиции и развивается.

Машиностроение – основная отрасль промышленного комплекса Белоруссии. Большую роль на формировании машиностроительного комплекса сыграл сложившийся в ней научно-технический потенциал (исследовательские, проектно-конструкторские организации, опытные производства). Главными звеньями этого комплекса стали автомобилестроение, тракторостроение и производство сельскохозяйственной техники, станкостроение, электро- и радиотехническая промышленность, приборостроение, производство электронно-вычислительной техники.

Важное звено машиностроительного комплекса - тракторостроение и сельскохозяйственное машиностроение. Их ведущие предприятия входят в производственное объединение «Минский тракторный завод» (рисунок 1).



Рисунок 1 – Минский тракторный завод

Главное предприятие МТЗ построено в 1950 г. и специализируется на производстве универсальных колесных тракторов «Беларусь».

МТЗ имеет тесные технологические связи с предприятиями подетальной специализации – Витебским заводом тракторных запасных частей, Бобруй-ским заводом тракторных деталей и агрегатов, Минским заводом специнстру-мента и технологической оснастки.

По состоянию на 2013 на предприятии работает более 21 тыс. человек.

Ежегодно на данном предприятии проходят производственную практику тысячи студентов из разных стран постсоветского пространства: России, Казахстана, Туркменистана и т.д. Впервые за годы независимости Казахстана студенты Карагандинского государственного технического университета были отправлены за пределы республики – в Минск (Беларусь).

«Карагандинский государственный технический университет» МОН РК в лице ректора и ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» в лице Генерального директора заключили договор о проведении производственных практик студентов и магистрантов на рабочих местах на предприятии, где они получили основные навыки работы на различных металлообрабатывающих станках: токарных, сверлильных, долбежных, шлифовальных, резьбонарезных, фрезерных и т.д.

Такая возможность появилась лишь после того как встретились и договорились о научно-техническом сотрудничестве президенты двух республик – Беларуси и Казахстана.

Необходимо отметить, что во времена СССР, вплоть до начала девяностых годов прошлого века студенты, будущие инженеры, проходили три производственные практики (после II, III, IV курсов), а преддипломная практика назначалась на начало (февраль) девятого семестра V курса, после сдачи государственных экзаменов. Студенты направлялись на ведущие предприятия отрасли в самые различные города и республики Союза. Все практики, как правило, проводились на рабочих местах. Студенты осваивали оборудование, приобретали профессиональные навыки и использовали теоретические знания, полученные в вузе. Такая практика позволяет студентам быть в курсе новейших технологий и оборудования, работающего на ведущих предприятиях отрасли. Использование собранных во время преддипломной практики материалов в процессе дипломирования позволяет представить перед аудиторией производство.

В настоящее время бытует мнение, что людям, в том числе и студентам, существовавшим в Советском Союзе жилось нелегко. Но это неправда. В то время студенты имели возможность объездить много стран, ознакомиться с интересными инновациями в тяжелом машиностроении, изготавливать собственноручно детали, побывать на мегазаводах, по существовавшей тогда программе. Но в 90-е годы, в период развала Советского союза многие Республики потеряли тогда свои мощные промышленные производства, практически все заводы оказались в руках частных. Что привело к тому, что в настоящее время многие страны постсоветского пространства не занимаются производством как такового машиностроения, а специализируются лишь на сборке и ремонте оборудования.

Отсюда вытекает следствие, что студентам учащимся в веке информационных технологий не удастся закрепить свои теоретические знания практически, т.е. пройти преддипломную и производственную практику на заводе.

В заключении можно сделать вывод, что преддипломная практика – это завершающая и неотъемлемая часть практической подготовки будущих специалистов и последний проверочный этап применения на практике уже полученных знаний и умений.

Она выполняет 3 главные задачи:

1. Сбор практического материала для написания дипломной работы;
2. Осознанный выбор направления деятельности по своей специализации;
3. Проверка профессиональной готовности выпускника к самостоятельной трудовой деятельности.

Если студент – практикант зарекомендует себя как ответственный, умный работник во время прохождения преддипломной и производственной практик, то, несомненно, предприятие будет заинтересовано в трудоустройстве будущего востребованного специалиста.

РАСЧЕТ УГЛА АРМИРОВАНИЯ АНИЗОТРОПНЫХ КОМПОЗИТНЫХ СТЕРЖНЕЙ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ МЕТОДОМ ПУЛТРУЗИИ

Красновский А.Н., Казаков И.А.

*Московский государственный технологический университет «СТАНКИН»,
Москва*

В статье приведены результаты теоретического расчета угла армирования анизотропных композитных стержней, производимых с помощью разработанного авторами технологического комплекса по изготовлению сложноармированных изделий из полимерных композиционных материалов. Для вывода формулы угла армирования использовались уравнения строительной механики, а также специальный подход по определению модуля сдвига гетерогенной системы волокно/связующее.

Ключевые слова: композиционный материал, пултрузия, анизотропный стержень, анкеры шахтных крепей, композитная арматура.

Изделия из полимерных композиционных материалов (ПКМ), в частности, стержни круглого поперечного сечения, находят применение в качестве строительной арматуры в домостроении, электроизоляторов и насосных штанг, анкеров шахтных крепей в горнодобывающей промышленности, область их применения постоянно расширяется. Наибольшее распространение получили однонаправленно армированные стеклопластиковые стержни диаметром от 2 до 46мм с высоким объемным содержанием стеклянных армирующих волокон 0,60-0,75, изготавливаемые методом пултрузии. Матрицей в исследуемом стеклопластике является связующее марки ЭДИ на основе эпоксидных смол ЭД-20 или ЭД-22 и ангидридного отвердителя изо-МТГФА. Армирующие волокна – ровинги из алюмоборосиликатного стекла (стекла Е) с диаметром элементарной нити от 13 до 20мкм. Эти стержни обладают наиболее высокой прочностью на растяжение вдоль армирования, на уровне 1400-2200МПа и низкой прочностью при сжатии в поперечном направлении, на уровне 280-310МПа [1]. Низкая прочность при сжатии и кручении существенно ограничивает применение таких стержней, однако традиционная пултрузионная линия позволяет изготавливать осесимметричные композитные профили лишь с «нулевой» (продольной) ориентацией армирующих волокон. Авторами настоящей статьи разработан технологический комплекс для изготовления сложноармированных изделий из полимерных композиционных материалов [2], позволяющий в процессе производства методом пултрузии ориентировать волокна по винтовой линии. В таком случае композитный стержень становится анизотропным [3], и его прочностные характеристики при сжатии и кручении возрастают при некотором снижении прочности при растяжении. Однако, варьируя углом ориентации волокна относительно оси стержня при его изготовлении, можно

получить изделие с заданными свойствами, наиболее соответствующими условиям эксплуатации, что выгодно отличает такие композитные стержни от изделий с продольной ориентацией армирующих волокон.

Рассмотрим основной участок технологической линии изготовления ПКМ методом пултрузии (рисунок 1). Участок I фильеры является конусным, и заодно с прямым участком II имеет возможность вращаться с некоторой угловой скоростью ω . Участок III фильеры неподвижен, является нагреваемым.

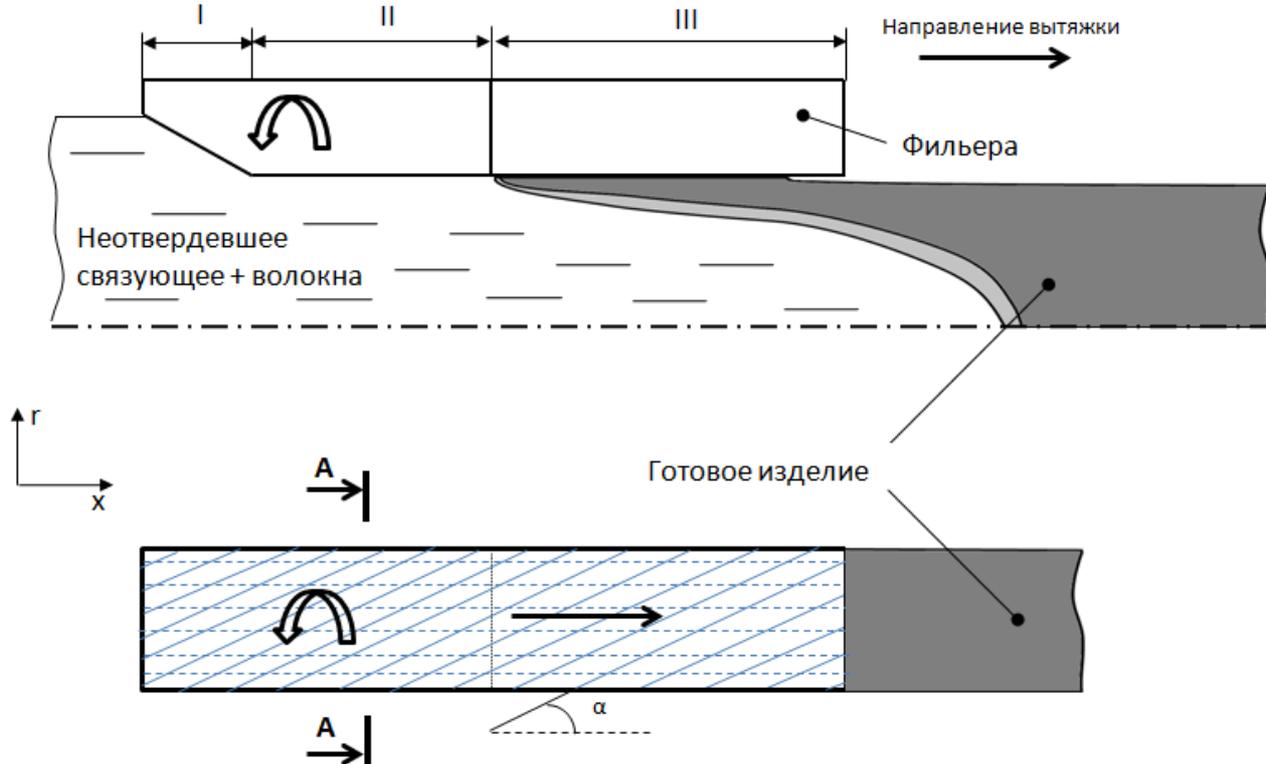


Рисунок 1 – Схема процесса пултрузии с вращающейся частью фильеры

Пучок пропитанных связующим волокон при прохождении через конусный участок фильеры сжимается до некоторого радиуса R , при этом создается некоторое давление связующего P [4], возрастающего с увеличением скорости пултрузии [5]. На участках I и II фильеры за счет действия касательных напряжений, возникающих при вращении, происходит смещение волокон в плоскости, перпендикулярной направлению вытяжки (пултрузии). Предположим, что стержень на этих участках II ведет себя как упругое тело. За счет теплового расширения стержня при его нагревании на участке III суммарная сила трения между поверхностью фильеры и поверхностью стержня будет больше суммарной силы трения на вращающемся участке I-II. Тогда для расчета угла закручивания волокон α (рисунок 1) можно использовать схему консольно-закрепленной на одном конце балки, представленную на рисунке 2.

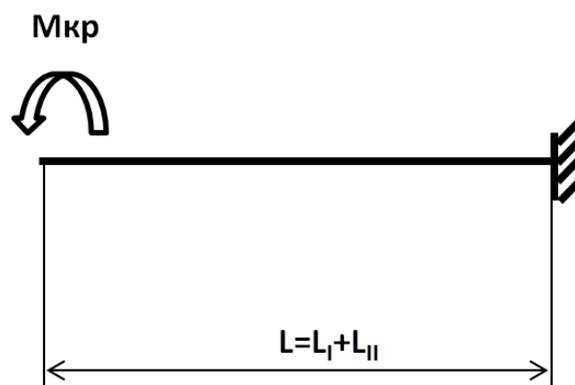


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения угла закручивания стержня

Связь между максимальными касательными напряжениями на поверхности стержня и крутящим моментом выражается следующим образом [6]:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр}}{W_p}, \quad (1)$$

где $W_p = \pi R^3/128$ – полярный момент сопротивления, R – радиус фильеры (готового изделия).

Поскольку связующее находится под некоторым давлением P , то можно записать:

$$\tau_{\max} = K \cdot P, \quad (2)$$

где K – коэффициент трения между поверхностью фильеры и условно упругим стержнем на участке I-II.

Угол закручивания сечения стержня, φ , в радианах (рисунок 3), равен

$$\varphi = \frac{512 \cdot M_{кр} \cdot L}{G \cdot \pi \cdot R^4}, \quad (3)$$

где G – модуль сдвига, L – длина участка I+II фильеры (рисунок 1).

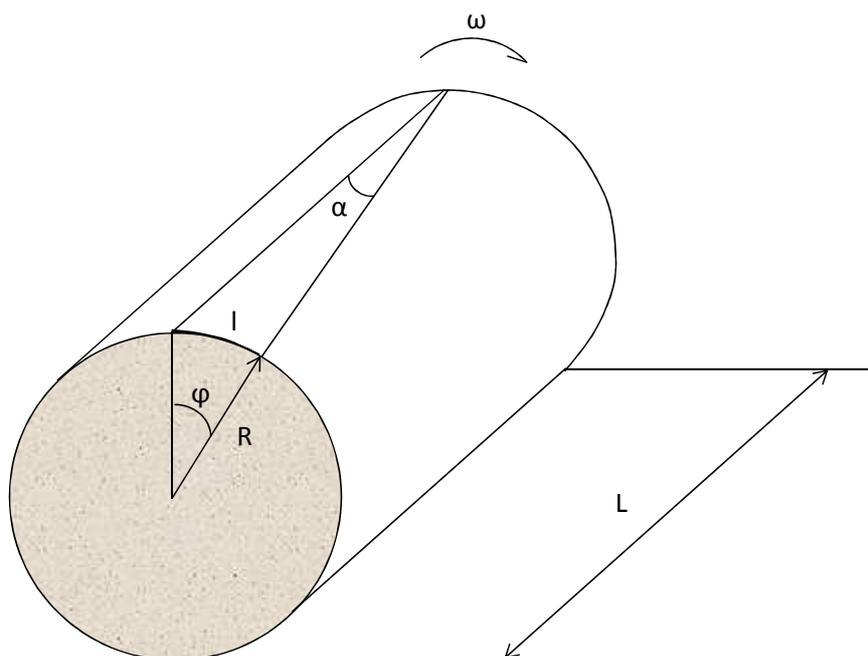


Рисунок 3 – Поперечный срез закрученного стержня

С учетом выражений (1) и (2), получим:

$$\varphi = \frac{4 \cdot K \cdot P \cdot L}{G \cdot R}. \quad (4)$$

Пусть l – Длина дуги на поверхности стержня, описываемая точкой при ее смещении на угол φ (рисунок 3), $l = R\varphi$. Наряду с этим можно записать, что угол α (рисунок 1) равен

$$\alpha = \arctg\left(\frac{l}{L}\right). \quad (5)$$

Тогда, с учетом формул (4) и (5), получим выражение для угла расположения волокон на поверхности стержня после его закручивания:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{R \cdot \varphi}{L}\right) = \arctg\left(\frac{2 \cdot K \cdot P}{G}\right). \quad (6)$$

Для определения модуля сдвига используем следующий подход. Известно, что материал (связующее+волокно) сжимается при прохождении через нагретую фильеру. Пусть исходный радиус конусного участка фильеры (входной радиус) равен R_0 . На выходе из конусного участка фильеры, и при входе во вращающийся участок поверхность стержня получает приращение перемещений $u=R-R_0$. При этом создается давление связующего P , как было сказано выше. В плоскости сечения трансверсально-изотропного цилиндрического тела [6] перемещения u и напряжения σ выражаются зависимостями

$$u = C_1 \cdot r + \frac{C_2}{r}, \quad \sigma = -P = \frac{E}{1-\mu} C_1 - \frac{E}{1+\mu} \frac{C_2}{r^2}. \quad (7)$$

Здесь μ – коэффициент Пуассона.

Мы рассматриваем стержень, поэтому $C_2=0$. С учетом вышесказанного,

$$u = C_1 \cdot r = R - R_0, \quad -P = \frac{E}{1-\mu} C_1, \quad (8)$$

откуда можно найти модуль упругости материала

$$E = -P \cdot R \frac{1-\mu}{R - R_0}. \quad (9)$$

Таким образом, модуль упругости определяется с точностью до значения этого коэффициента.

Для однонаправленного композитного материала [7] модуль продольного сдвига

$$G = \left[1 - \frac{r_B}{\rho} + \frac{r_B}{\rho} k \left(\frac{2k}{\sqrt{k^2 - 1}} \arctg \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} - \frac{\pi}{2} \right) \right] G_c. \quad (10)$$

Здесь

$$k = \frac{1}{\frac{r_B}{l} \left(1 - \frac{G_c}{G_B} \right)}, \quad \frac{r_B}{l} = \sqrt{\frac{2\sqrt{3}v_f}{\pi}}, \quad \frac{r_B}{\rho} = \frac{2\sqrt{2}}{\sqrt{\sqrt{3}}\sqrt{\pi}} \sqrt{v_f}, \quad (11)$$

где ν_f – объемное содержание волокна, G_c – модуль сдвига связующего, G_B – модуль сдвига волокна.

Упругие характеристики волокна в композиционном материале, как правило, намного выше характеристик связующего. Тем более что в рассматриваемой задаче связующее находится в полужидком состоянии. Примем G_B бесконечно большой величиной. Тогда (10) примет вид:

$$G = \left[1 - \sqrt{\frac{8}{3\pi}} \sqrt{\nu_f} + \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\sqrt{\frac{4\pi}{\pi - \sqrt{3\nu_f}}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{\sqrt{\pi} + \sqrt{2\sqrt{3\nu_f}}}{\sqrt{\pi} - \sqrt{2\sqrt{3\nu_f}}}} - \frac{\pi}{2} \right) \right] G_c. \quad (12)$$

Связующее в составе системы волокно/связующее имеет изотропные характеристики. Примем гипотезу, что модуль сдвига связующего в выражении (12) определяется упругим соотношением модуля упругости и модуля сдвига для изотропного тела:

$$G_c = \frac{E}{2(1+\mu)}. \quad (13)$$

С учетом (9) имеем

$$G_c = \frac{-P \cdot (1-\mu)}{2(1+\mu)} \frac{R}{R-R_0}. \quad (14)$$

Выражение (15) примет вид:

$$G = -A \frac{P(1-\mu)}{2(1+\mu)} \frac{R}{R-R_0} \quad (15)$$

где $A = 1 - \sqrt{\frac{8}{3\pi}} \sqrt{\nu_f} + \frac{2}{\sqrt{3}} \left(\sqrt{\frac{4\pi}{\pi - \sqrt{3\nu_f}}} \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{\sqrt{\pi} + \sqrt{2\sqrt{3\nu_f}}}{\sqrt{\pi} - \sqrt{2\sqrt{3\nu_f}}}} - \frac{\pi}{2} \right)$.

Тогда

$$\varphi = -\frac{8 \cdot (1+\mu) K \cdot L}{A(1-\mu)} \frac{R-R_0}{R^2} \quad (16)$$

выражение для угла

$$\alpha = \operatorname{arctg} \left(-\frac{8 \cdot (1+\mu) K}{A(1-\mu)} \left(1 - \frac{R_0}{R} \right) \right) \quad (17)$$

Таким образом, угол отклонения волокон на поверхности стержня от направления пултрузии зависит от коэффициента трения между поверхностью стержня и фильерой, содержания волокон в композите, коэффициента Пуассона условно упругого материала, а также начального и конечного радиусов конусного участка фильеры.

Ниже показана зависимость углов закручивания волокон от содержания волокна для различных длин вращающегося участка фильеры. Коэффициент Пуассона принят равным 0.5.

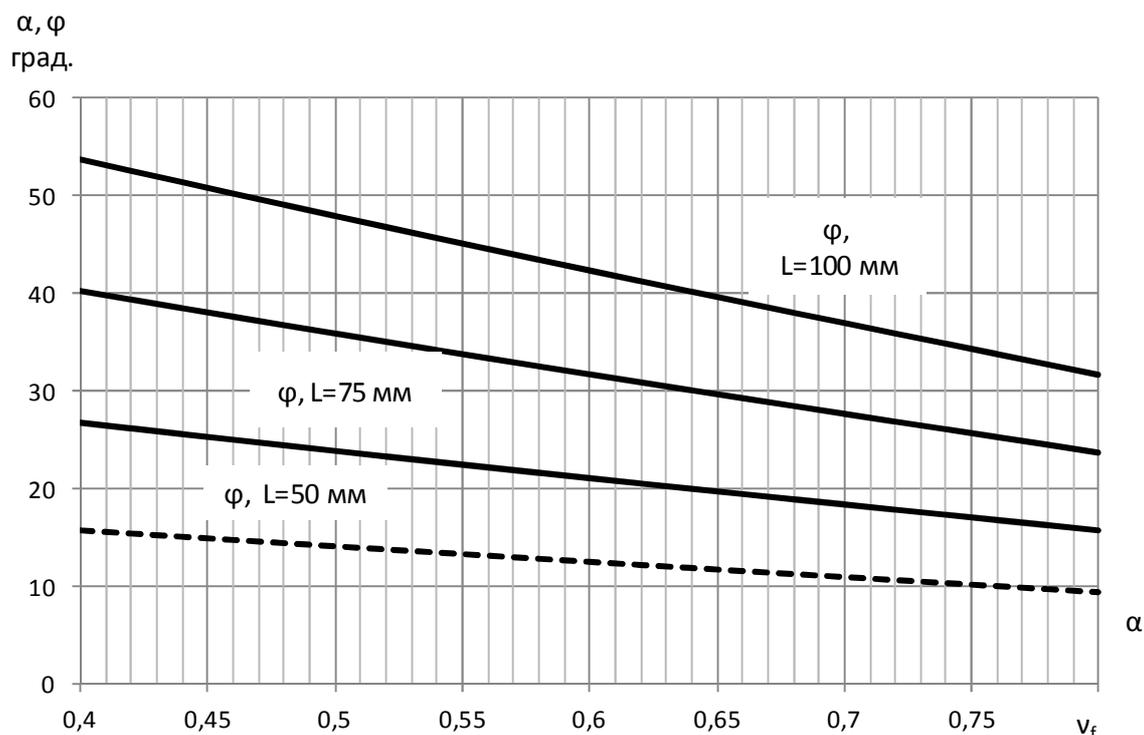


Рисунок 4 – Зависимость углов закручивания волокон от объемного содержания волокна для различных длин вращающегося участка фильеры

Наибольший практический интерес представляет угол α . Он не зависит от длины вращающегося участка фильеры. Поскольку объемное содержание волокна и радиус стержня являются заранее известными величинами, коэффициент трения определяется экспериментально либо задается постоянной примерной величиной, то фактически единственным параметром, позволяющим варьировать величиной угла, является радиус отверстия формирующей пластины R_0 (при неизменном угле конуса входного участка фильеры). На рисунке 5 показан график зависимости угла от отношения R_0/R при следующих постоянных параметрах: $v_f = 0.6$, $\mu = 0.5$, $K = 0.1$.

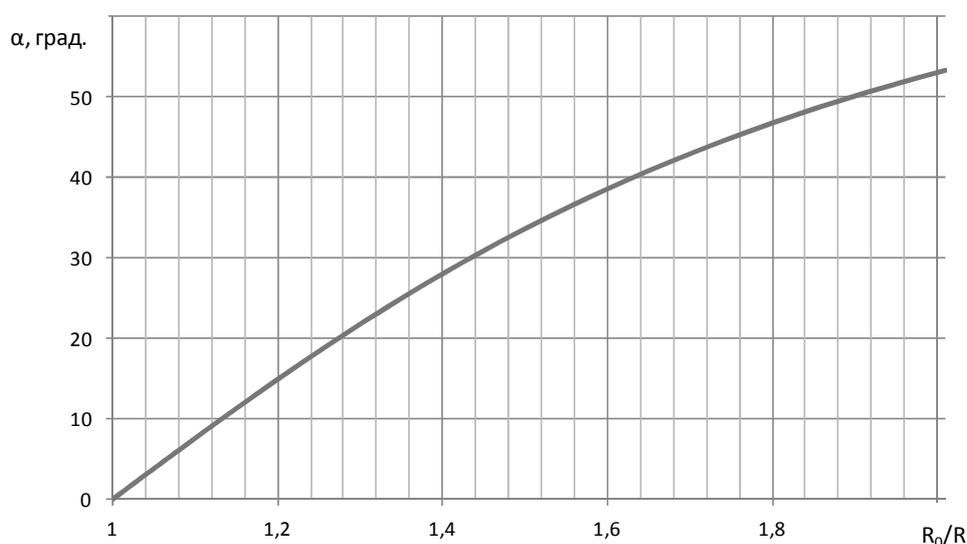


Рисунок 5 График зависимости угла α от отношения R_0/R

Представляется важным экспериментально найти коэффициент трения K между массой волокно/связующее и стенкой фильеры в направлении, перпендикулярном направлению вытяжки.

Заключение

Авторами статьи разработан технологический комплекс для изготовления сложноармированных изделий из полимерных композиционных материалов [2], позволяющий в процессе производства ориентировать волокна по винтовой линии. С использованием уравнений строительной механики, а также уникального теоретического подхода по определению модуля сдвига гетерогенной системы волокно/связующее получена формула для угла армирования композитных стержней, производимых с помощью такого комплекса. Теоретическое исследование показывает, что, управляя различными технологическими параметрами комплекса, можно получать изделия с различными углами армирования. Это позволит получать изделия с заданными свойствами, наиболее соответствующими условиям эксплуатации, что выгодно отличает такие композитные стержни от стержней с продольной ориентацией армирующих волокон.

Список литературы

1. Кербер М.Л. Полимерные композиционные материалы / М.Л. Кербер и др. – СПб.: Профессия, 2008. – 560 с.
2. Пат. 122606 РФ, В29С 70/30, В29С 63/04, 2012г. Технологический комплекс для изготовления сложноармированных изделий из полимерных композиционных материалов / Красновский А.Н., Казаков И.А., Квачев К.В. – №2012120377/05; приоритет от 17.05.2012; опубл. 10.12.2012, Бюл. №34.
3. Григорьев С.Н. Механика композитного анизотропного сплошного стержня / С.Н. Григорьев, А.Н. Красновский, А.Р. Хазиев // Пластические массы. – 2012. – №3. – С. 18-25.
4. Grigoriev S.N., Krasnovskii A.N., Kazakov I.A. The friction force determination of large-sized composite rods in pultrusion // Journal: Applied Composite Materials. DOI: 10.1007/s10443-013-9360-5.
5. Krasnovskii A.N., Kazakov I.A. Determination of the Optimal Speed of Pultrusion for Large-Sized Composite Rods // Journal of Encapsulation and Adsorption Sciences. DOI:10.4236/jeas.2012.23004.
6. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П.Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев.: Наука, 1975. – 400 с.
7. Скудра А.М. Прочность армированных пластиков / А.С. Скудра, Ф.Я. Булавс. – М.: Химия, 1982. – 216 с.
8. Vasiliev V.V., Morozov E.V.. Mechanics and Analysis of Composite Materials – Oxford: Elsevier Science Ltd, 2001.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЖАРОВОЙ ТРУБЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД-110

Синицин Д.В.

*Рыбинский государственный авиационный технический университет
им. П.А. Соловьева, ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск*

В эксплуатации ГТД-110 имели место случаи дефектов жаровых труб (ЖТ) камеры сгорания (КС) до выработки межремонтного ресурса (рисунок 1).

Для определения причин появления трещин на ЖТ, а также для определения степени влияния различных факторов (тепловое состояние и свойства материалов) на величину напряжений в материале ЖТ был проведен расчёт напряженно-деформированного состояния (НДС) ЖТ камеры сгорания ГТД-110.



Рисунок 1 – Разрушение газосборника жаровой трубы

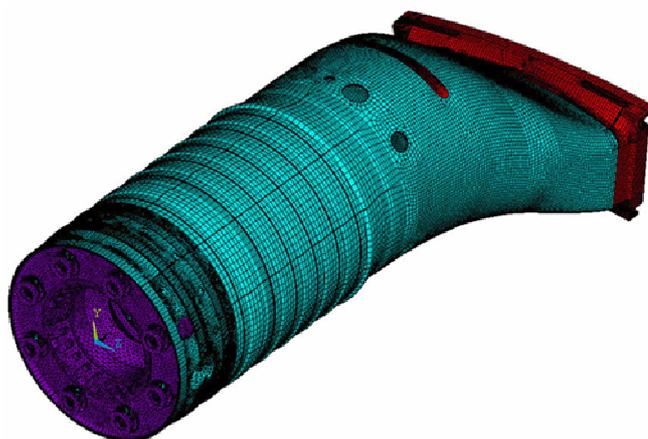


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель

Расчёт НДС проводился методом конечных элементов с использованием пакета ANSYS. Модель разбита 20-ти узловыми элементами solid185 и solid186. КЭМ состоит из 415899 элементов, 430000 узлов и представлена на рисунке 2.

В качестве граничных условий для расчёта НДС модели приняты:

– распределение температур (рисунок 3) на номинальном режиме (режим, при котором реализуется самый высокий градиент температур);

– фиксация по переднему поясу крепления:

$UX = 0$ (в осевом направлении) для узлов, находящихся в области крепления фиксаторов; $UY = 0$ (в радиальном направлении); $UZ = 0$ (в окружном направлении);

– фиксация по заднему поясу крепления:

$UZ = 0$ (в окружном направлении) для узлов, находящихся на шипе; $\Delta r = 1,05\text{мм}$ (в цилиндрической системе координат) для узлов, принадлежащих верхнему фланцу обоймы.

Нагрузки по переднему поясу имитируют крепление ЖТ к фиксаторам и соединение с блоком форсунок. Нагрузки по заднему поясу – телескопическое соединение с кольцом соплового аппарата турбины. $\Delta r = 1,05\text{мм}$ – различие в радиальном перемещении переднего и заднего концов жаровой трубы вследствие неодинакового расширения силовых корпусов КС, имеющих разные диаметры и толщины, под действием неравномерного нагрева.

Для определения величины Δr выполнен расчёт радиальных перемещений силовых корпусов КС на номинальном режиме.

Расчёт проводился в пакете ANSYS с использованием элементов PLANE42. Результаты расчёта радиальных перемещений силовых корпусов КС приведены на рисунке 3. Моделирование теплового состояния стационарного режима показало, что приращение радиального размера переднего фланца составляет $\Delta R1 = 5,4\text{ мм}$, а заднего – $\Delta R2 = 6,45\text{ мм}$. Разница между радиальными перемещениями верхнего фланца обоймы газосборника и плиты с завихрителями составляет $\Delta r = 1,05\text{мм}$.

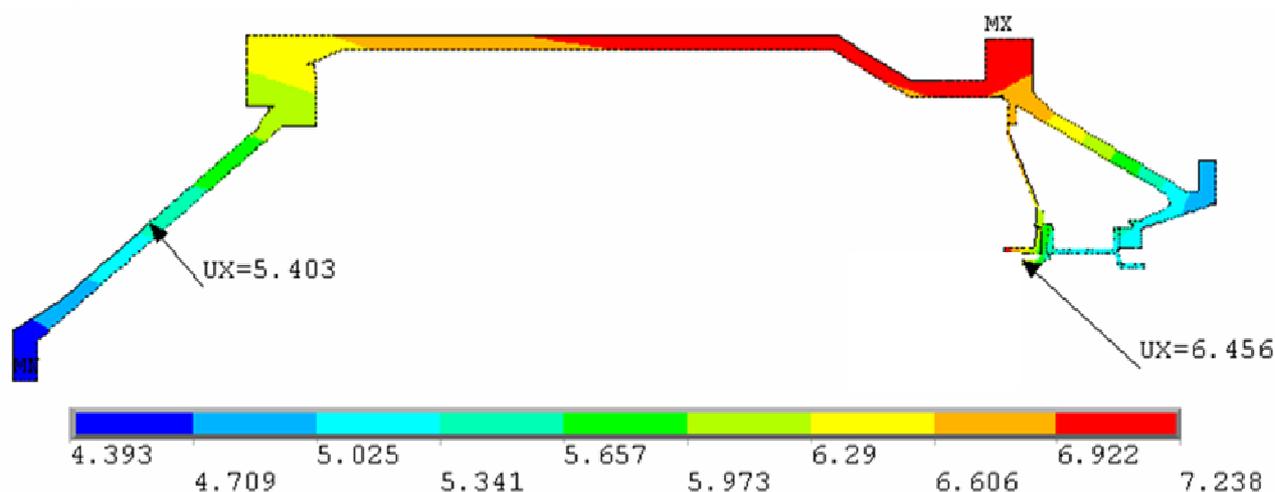


Рисунок 3 – Радиальные перемещения силовых корпусов КС, мм

Расчёт НДС ЖТ с моделированием теплового состояния по термопарам проведён с учетом кривых растяжения материалов и температуры [1]. Материал жаровой трубы и газосборника – ВЖ98, плита с завихрителями изготовлена из материала ЭИ602, обойма газосборника и вентиляционные вставки изготовлены из материала ЭП648Л-ВИ.

Результаты расчётов модели (тепловое состояние по данным термопар) показаны на рисунках 4 и 5.

На втором этапе были выполнены следующие расчёты НДС ЖТ:

1. С полем температур, полученным по результатам термометрирования термокрасками ТК-20;
2. С одинаковой температурой для всей модели (660°C);
3. С одинаковым материалом для газосборника, вентиляционных вставок и обоймы газосборника (ВЖ98), но с сохранением полей температур, полученных на основании данных термометрирования термоиндикаторными красками ТК-20 и термопарами;

4. С одинаковым материалом газосборника, вставок и обоймы и с одной температурой по всей модели (660°C, ВЖ98).

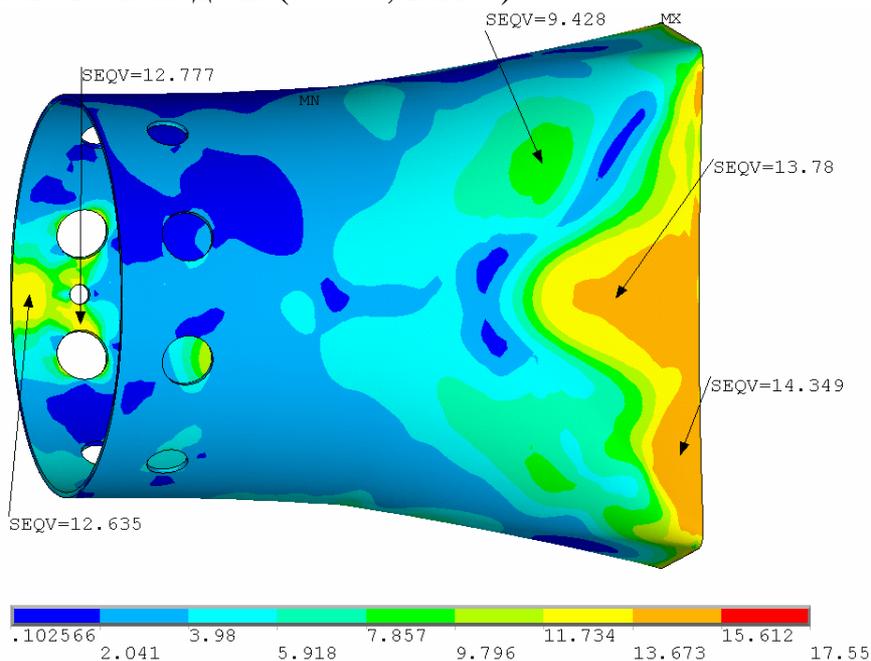


Рисунок 4 – Распределение эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ (кг/мм²) по газосборнику (вид снизу)

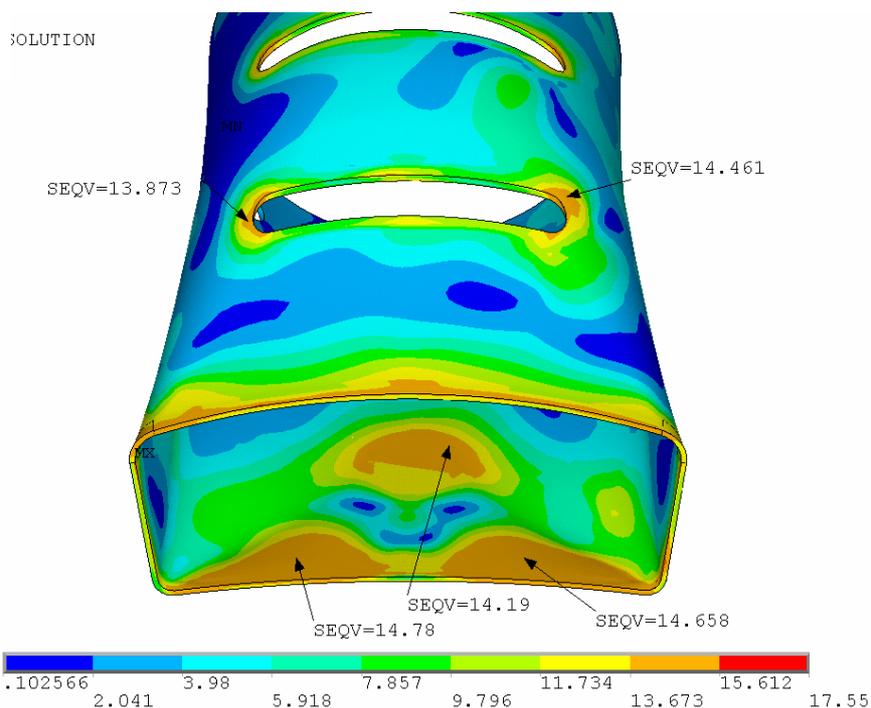


Рисунок 5 – Распределение эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ (кг/мм²) по газосборнику (вид сзади)

Наибольшие эквивалентные напряжения в вентиляционных вставках 1 и 2 распределены по их периметру вдоль сварного шва с газосборником. Это связано с различием коэффициентов линейного расширения свариваемых материалов и наличием температурного градиента в этой области.

Максимальные расчётные эквивалентные напряжения составляют соответственно $33,7 \text{ кгс/мм}^2$ и $42,5 \text{ кгс/мм}^2$.

Наибольшие эквивалентные напряжения в обойме газосборника распределены вдоль сварного шва с газосборником. Максимальные расчётные эквивалентные напряжения находятся на сварном шве вблизи зоны температурного минимума и составляют $45,3 \text{ кгс/мм}^2$.

Результаты расчётов НДС ЖТ при различных комбинациях полей температур и используемых в модели материалов сведены в таблицу 1.

Таблица 1 – Расчёт ЖТ при различных условиях

Условия расчёта	Максимальные $\sigma_{\text{экв}}$, кгс/мм ²			
	Газосборник	Вставка 1	Вставка 2	Обойма
1 Разные материалы, термокраска	17,5	48	46	44
2 Разные материалы, термопары	15,3	33,7	42,5	45,3
3 Разные материалы, одна температура	16	34,6	45,8	41
4 Один материал (ВЖ98), термокраска	14,2	15,6	20,2	18,8
5 Один материал (ВЖ98), термопары	15,4	10,5	14,4	17,4
6 Один материал (ВЖ98), одна температура	1,1	0,1	1,1	7,6

Из таблицы видно, что:

а) разница в величинах коэффициентов линейного теплового расширения материалов оказывает существенное влияние на уровень напряжений в свариваемых деталях. При замещении неравномерных полей температур с наличием высоких градиентов равномерно распределенной по всей модели температурой величины напряжений практически не изменяются (расчёт 2 и 3);

б) при замене материала вставок и обоймы (ЭП648Л-ВИ) на материал газосборника (ВЖ98) и при сохранении неравномерного поля температур происходит существенное снижение уровня расчётных напряжений (расчёты 1 и 4, 2 и 5);

в) максимальное снижение расчётных напряжений происходит при применении в модели одного материала и постоянной температуры (расчёт 6).

Максимальные эквивалентные напряжения в ЖТ возникают в районах сварных швов газосборника с обоймой и вентиляционными вставками, что связано с различием величин коэффициентов теплового расширения материалов ВЖ98 и ЭП648, а также температурным градиентом между этими деталями. Зоны с максимальными расчётными напряжениями соответствуют зонам появления трещин в эксплуатации.

Список литературы

1. Справочник «Авиационные материалы». Том 3. – М.:ОНТИ, 1989. –566 с.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИНЦИПОВ МОДУЛЬНОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СТАНКОВ

Сахаров А.В.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва

В настоящее время машиностроительное производство характеризуется широкой и быстро меняющейся номенклатурой выпускаемых изделий. В этих условиях важно знать технологические возможности предприятия, которые определяются технологическими возможностями станочного парка. Технологические возможности станочного парка складываются из технологических возможностей каждого станка. В свою очередь технологические возможности станка – это перечень изготавливаемых на нем предметов производства, их конструкции, размеры, соотношения размеров и качество.

Технологические возможности станков должны быть отражены в их паспортных данных. Исследование паспортных данных (формулировок назначения и технических характеристик) множества станков различных типов показало, что приводимая в них информация не раскрывает технологические возможности станков [1].

Из-за этого возникают трудности при формировании производственной программы предприятия, определении возможности выполнения заказов по изготовлению изделий, автоматизации процедуры выбора станков (что особенно важно для САПР ТП), ошибки при выборе станка (когда станок не обеспечивает заданных требований к точности обработки детали). Также возникают трудности при приобретении станков, поскольку не всегда известно, какие конструкции деталей будут изготавливаться на станке при его эксплуатации на предприятии.

В связи с этим определение технологических возможностей станков является актуальной задачей, решение которой должно начинаться с определения предмета производства на станке.

На сегодняшний день в формулировках назначения станков за предмет производства принимают вид поверхности, совокупность поверхностей или деталь. Однако поверхность, совокупность поверхностей и деталь отличаются практически неограниченным разнообразием по геометрическим формам поверхностей, по возможным сочетаниям поверхностей, по конструкциям деталей и характеристикам (размерам, точности и шероховатости).

Поэтому было предложено воспользоваться принципами модульной технологии и принять в качестве предмета производства на станке модуль поверхностей (МП) – это сочетание поверхностей, объединенных совместным выполнением служебной функции детали [2]. Преимуществами МП являются ограниченная номенклатура, постоянство конструкций и их независимость от технологии изготовления.

Тогда технологическими возможностями станка является перечень изготавливаемых на нем конструкций МП с определенными диапазонами значений размеров, точности и шероховатости поверхностей на деталях с определенными габаритными размерами.

В результате проведенных исследований была разработана методика определения множества МП, изготавливаемых на станке и их характеристик.

На первом этапе определяют поверхности, изготавливаемые на станке. Для этого пользуются методами обработки, реализуемыми на станке, схемами формообразующих движений станка и геометрией обрабатывающих инструментов.

На втором этапе, исходя из классификации МП, определяют виды МП, которые образованы поверхностями, изготавливаемыми на станке.

Третий этап – определение соответствия положений поверхностей в конструкциях МП с положениями этих поверхностей в рабочем пространстве станка при изготовлении.

Четвертый этап – определение диапазонов размеров МП, которые могут быть получены на станке, исходя из схемы рабочего пространства станка и его технических характеристик (диапазонов перемещений рабочих органов, размеров рабочих органов, расстояний между рабочими органами и максимальных размеров обработки).

На заключительных этапах определяют максимальную точность изготовления МП, которая определяется геометрической точностью станка, поскольку на чистовых режимах обработки действие силовых и тепловых факторов незначительно. В паспортных данных станков указывается стандарт, регламентирующий показатели их геометрической точности с величинами допусков. Сначала описывают точность станка, а затем определяют показатели его геометрической точности, влияющие на точность МП, и рассчитывают максимальную точность изготовления МП по каждому показателю.

Знание технологических возможностей станков на модульном уровне позволяет с высокой точностью и минимальными затратами времени решать задачи по выбору станков при проектировании технологических процессов изготовления деталей, определении возможности выполнения производственной программы или заказа, приобретении станков.

Список литературы

1. Базров Б.М. Анализ формулировок служебного назначения и технических характеристик различных типов станков / Б.М. Базров, А.В. Сахаров // Доклад на Третьей Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России», 22-25 сентября 2010г.
2. Базров Б.М. Определение технологического потенциала станочного парка / Доклад на XI международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века». Севастополь, 13-18 сентября 2004г.

МОДЕЛЬ РАБОТЫ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ МАШИН ГОРИЗОНТАЛЬНО НАПРАВЛЕННОГО БУРЕНИЯ

Васенин С.С., Кузнецов И.В.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Томск*

Разрушение какой-либо обрабатываемой среды связано в первую очередь с созданием машин и механизмов, наиболее результативно отвечающих требованиям эффективности процесса разрушения. Процесс бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок машинами вращательно-ударного действия предполагает три составляющих элемента: бурильную машину, технологию бурения и забой. Ключевым элементом в этой системе является бурильная машина, параметрами которой, главным образом, определяется эффективность бурения [1].

В работе [2] рассмотрена оригинальная модель гидроимпульсного силового механизма бурильных машин, в которых силовые импульсы возникают за счет резонансных колебаний гидроцилиндра с реактивной массой. Возникает вопрос эффективности данного оригинального механизма и сравнения его с упрощенным механизмом без колебательного контура, в котором силовые импульсы формируются только плунжерным гидропульсатором.

Рассмотрим модель гидроимпульсного силового механизма без колебательного контура (рисунок 1). Импульсы давления жидкости формируются следующим образом. При работе гидропульсатора, плунжер совершает возвратно-поступательное движение, при этом создаются импульсы давления жидкости, которые через поршень и буровую штангу передаются на обрабатываемую среду.

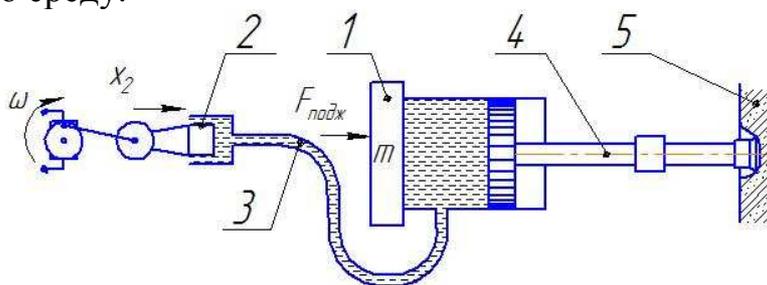


Рисунок 1 – Модель гидроимпульсного механизма без колебательного контура:
1 – гидроцилиндр; 2 – плунжер (пульсатор); 3 – рукав высокого давления (РВД);
4 – бурильный инструмент; 5 – разрушаемая порода;

Уравнение расходов:

$$S_{\text{пл}} \frac{dx_2}{dt} = C_v \frac{dp}{dt},$$

где $S_{пл}$ – площадь плунжера, C_v – коэффициент упругости гидросистемы, определяющий расход на деформацию элементов гидросистемы и сжимаемость жидкости.

$$\text{Преобразуем: } \frac{dp}{dt} = \frac{S_{пл}}{C_v} \frac{dx_2}{dt}$$

Проинтегрировав выражение, получаем

$$p = \frac{S_{пл}}{C_v} x_2 + C_1, \quad (1)$$

где C_1 – постоянная интегрирования.

Подставляем начальные условия $x_2 = 0, p = \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}$ в (1), находим

постоянную интегрирования $C_1 = \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}$.

Плунжер движется по закону $x_2 = r \sin(\omega t)$, где r – радиус кривошипа привода плунжера. Подставляем закон движения плунжера и постоянную интегрирования в выражение (1), получаем уравнение колебаний давления в гидросистеме (усилия на бурильном инструменте):

$$p = \frac{S_{пл}}{C_v} r \sin(\omega t) + \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}.$$

Из выражения можно найти амплитуду колебаний давления и максимальное значения давления в гидросистеме:

$$A_p = \frac{S_{пл}}{C_v} r, \quad p_{\max} = \frac{S_{пл}}{C_v} r + \frac{F_{ПОДЖ}}{S_{ГЦ}}.$$

Полученные выражения позволяют оценить величину импульсов давления, передающихся гидроимпульсным механизмом без колебательного контура на буровой инструмент. Сравнение и анализ эффективности различных рассматриваемых механизмов, является предметом дальнейших исследований.

Список литературы

1. Шадрина А.В. Динамические процессы в колонне труб при вращательно-ударном бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок / А.В. Шадрина, Л.А. Саруев, А.Л. Саруев // Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2009. – 175 с.
2. Пашков Е.Н. Дифференциальные уравнения процессов гидроимпульсного силового механизма бурильных машин / Е.Н. Пашков, Г.Р. Зиякаев, И.В. Кузнецов // Приволжский научный вестник. – 2013. – № 4 (20). – С. 32-36.

ЧАСТОТНЫЙ АНАЛИЗ МАХОВИКА СИСТЕМЫ ОРИЕНТАЦИИ И СТАБИЛИЗАЦИИ СВЕРХМАЛОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Коломейцев А.А.

*Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Томск*

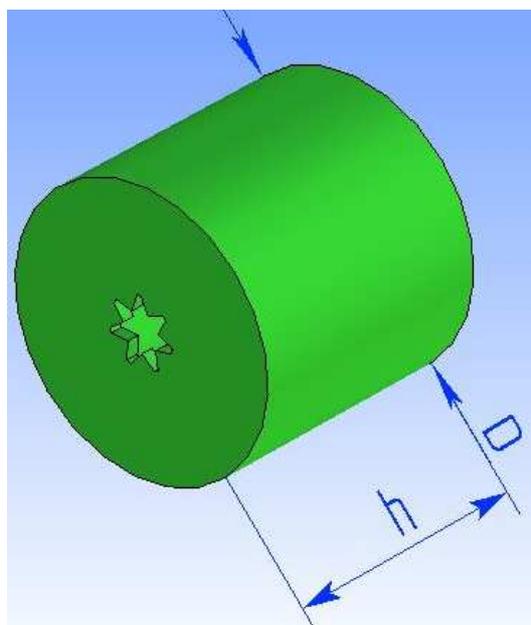
Актуальным направлением космического приборостроения в настоящее время является разработка сверхмалых космических аппаратов (СМКА). Наиболее распространенным форматом СМКА являются спутники спецификации CubeSat. Космические аппараты такого формата представляют собой куб ребром 100 мм. Данная спецификация позволяет соединять 2 или 3 «юнита» в один корпус, которые имеют размеры 100x100x200мм и 100x100x300мм соответственно. Аппараты такого формата запускаются в космос чаще всего для проверки какого-либо экспериментального оборудования, так как, в силу дешевизны, их выгоднее использовать.

Дистанционное зондирование Земли является одной из задач, которые можно осуществить на базе СМКА. Для этого аппарат должен иметь систему ориентации и стабилизации, обеспечивающую достаточную точность. Ее способен обеспечить электромеханический исполнительный орган, в основе которого лежит управляемый по скорости электродвигатель с установленным на его валу маховиком. Маховик является генератором кинетического момента. Исходя из расчетов динамики СМКА, определяется величина кинетического момента и частота вращения. Составив математическую модель маховика и варьируя параметрами, можно получить различную геометрию. Зная материал, его плотность, а так же, конструктивно высоту и наружный радиус обода маховика, рассчитывается внутренний радиус. В качестве материала выбрана сталь 20Х13, так как она имеет высокую плотность и подходящие для данной задачи технические характеристики.

В системе автоматизированного проектирования T-Flex была получена параметрическая модель маховика (рисунок 1).

Масс-инерционные характеристики модели маховика соответствуют требованиям значений кинетического момента и рабочим массогабаритным характеристикам.

Для проверки надежности выбранной конструкции маховика в система T-Flex Анализ были проведены частотный и нагрузочный анализы. В результате проведения частотного анализа были получены собственные частоты и формы колебаний. Результаты расчета приведены в таблице 1.



а)

Имя	Выражение	Значение	Комментарий
Группа:			
H	0.011	0.011	Кинетический момент
J	H/w	0.000021	Момент инерции маховика
ρ	7800	7800	Плотность
V	5000	5000	Частота вращения
R	16	16	Внешний радиус
d	0	0	Диаметр вала
w	$3.14 \cdot V / 30$	523.333333	Угловая скорость
h	-30	-30	Высота обода
r	$1000 \cdot (((0.001 \cdot R)^4 - (2 \cdot J) / (3.14 \cdot (-0.001 \cdot h) \cdot \rho)))^{0.25}$	9.551311	Внутренний радиус
l	1.5	1.5	Толщина диафрагмы

б)

Рисунок 1 – Параметрическая модель маховика в САПР T-Flex (а) и ее параметры в редакторе переменных (б)

Таблица 1 – Результаты частотного анализа модели маховика

№	Собственная частота, Гц	Максимальные относительные деформации, мм
1	1656,1	4,98
2	1685,7	4,97
3	5663,8	3,53
4	6810,2	2,94

Анализируя результаты из таблицы 1 можно сделать следующие выводы. Собственные частоты модели имеют значения много больше рабочей частоты. Следовательно полученную модель можно считать надежной.

При нагрузочном анализе, в качестве нагружения использовался момент силы, создаваемый электродвигателем для разгона маховика. Результаты нагрузочного анализа представлены на рисунке 2.

Задача: "Задача_0"
Перемещения, модуль, м
Масштаб перемещений: 56786.62

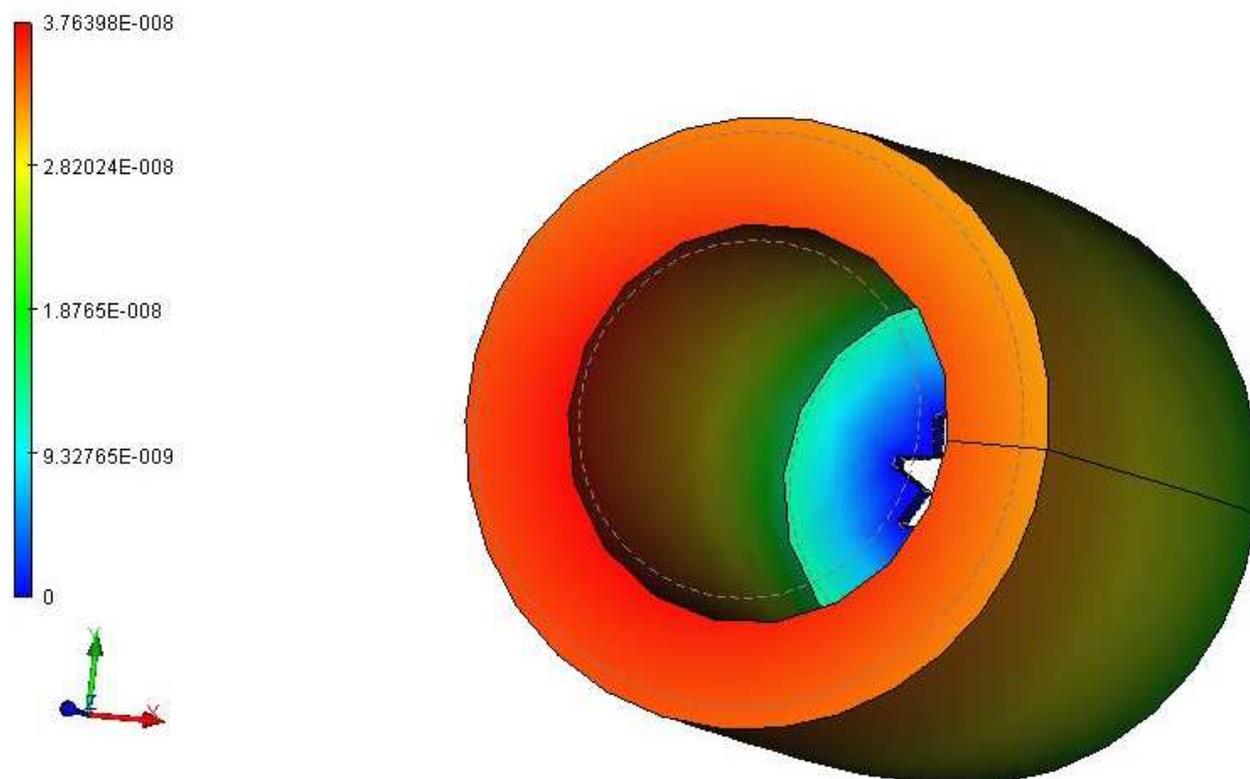


Рисунок 2 – Результаты нагрузочного анализа модели маховика

Результаты анализа подтверждают надежность данной конструкции. Максимальные перемещения много меньше предела упругих деформации, следовательно работа в данном режиме является безопасной. Вибрационные и нагрузочные характеристики соответствуют требованиям к СМКА.

Параметризация модели позволяет создать оптимальную конструкцию маховика, соответствующую требованиям по техническому заданию. В дальнейшем используя данную 3D модель будет изготовлен образец для проведения испытаний на вибростенде и проверки данных теоретического расчета.

Список литературы

1. Гладышев Г.Н. Системы управления космическими аппаратами: Уч. пособ. / Г.Н. Гладышев, В.С. Дмитриев, В.И. Копытов. – Томск: ТПУ, 2000. – 207 с.
2. Бритова Ю.А., Гладышев Г.Н., Дмитриев В.С. Исследование вибрационных характеристик электродвигателей-маховиков систем ориентации космических аппаратов / Ю.А. Бритова, Г.Н. Гладышев, В.С. Дмитриев. – Томск: ТПУ, 2012. – 138 с.
3. Костюченко Т.Г. САПР в приборостроении: Уч. пособ. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. – 207 с

АНАЛИЗ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СРЕДСТВ АВТОМАТИЗАЦИИ

Сивкова Н., Гебель Е.С.

Омский государственный технический университет, Омск

Аннотация. В статье описан процесс формирования передаточных функций звеньев и системы в целом. По полученным логарифмическим частотным характеристикам системы исследовано влияние на устойчивость системы коэффициента усиления в качестве критерия использовался алгебраический критерий Гурвица. С помощью графика переходного процесса оценивается качество спроектированной системы автоматического регулирования.

Актуальность работы заключается в том, что системы автоматического регулирования уровня жидкостей активно применяются в различных отраслях современной промышленности, например нефтяная, химическая, криогенная и др. При проектировании системы возникает задача выбора структуры и параметров элементов САУ таким образом, чтобы обеспечить устойчивость и показатели качества переходного процесса.

1. Построение математической модели исследуемой системы

1.1. Описание функциональных элементов

Описание объекта исследования (резервуар В102)

Компактная станция фирмы FESTO предназначена для учебного исследования автоматизации технологических процессов [6] в частности системы автоматического регулирования уровня в резервуаре В102, функциональная схема которого представлена на рисунке 1, а его технические характеристики представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические характеристики резервуара [6]

Параметры	Значение
Материал	Макролон 2805
Допустимая рабочая температура	Макс. +65 С°
Емкость Контейнер масштабирование	Макс. 12 л объем контейнера 0.5- 10 л
Размеры	
Ширина внешняя/внутренняя	0,2 м / 0,19 м
Глубина внешняя/внутренняя	0,2 м / 0,19 м
Высота внешняя/внутренняя	0,35 м / 0,34 м
Вход для соединения с трубами диаметр, внешний	15 мм

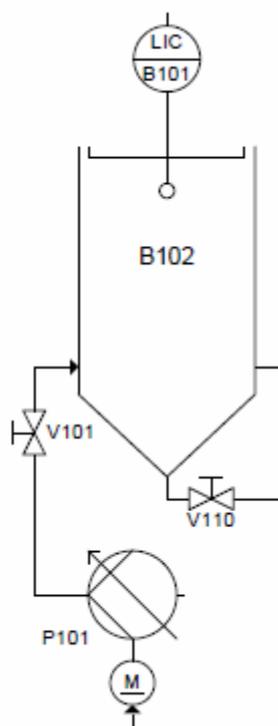


Рисунок 1 – Функциональная схема автоматизации объекта автоматизации

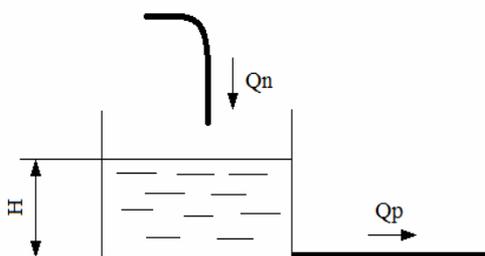


Рисунок 2 – Резервуар B102

Описание исполнительного механизма (насос Р 101)

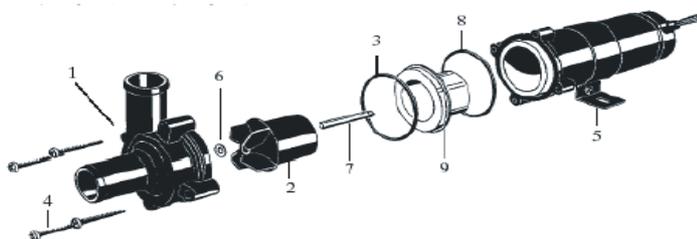


Рисунок 3 – Насос Р101

Центробежные насосы состоят из следующих основных элементов (рис. 3): спиральный корпус (1), рабочее колесо (2), расположенное внутри корпуса и сидящее на валу (7), уплотнительное кольцо (3), винт (4), зажимное кольцо (5), шайба (6), уплотнение (8), магнит корпус (9) [6].

Объект управления представляет собой резервуар, в котором необходимо регулировать уровень (рисунок 2). Регулирование уровня H осуществляется путем изменения объемного расхода Q_n поступающей в резервуар жидкости.

Скорость изменения уровня будет определяться разностью расходов поступающей в резервуар жидкости и вытекающей жидкости [3]:

$$\frac{dH}{dt} = \frac{1}{s} \cdot (Q_n(t) - Q_p(t)), \quad (1.1)$$

где s – площадь поперечного сечения резервуара, $Q_n(t)$ – объемный расход поступающей в емкость жидкости, $Q_p(t)$ – объемный расход вытекающей жидкости.

Следовательно, передаточная функция рассматриваемого объекта [3] соответствует типовому интегрирующему звену:

$$W_{OB}(p) = \frac{1}{sp} = \frac{k_{OB}}{p}, \quad (1.2)$$

где $k_{OB} = \frac{1}{s}$ – коэффициент усиления объекта управления.

Используя известные значения из таблицы 1, запишем передаточную функцию (1.2) объекта управления:

$$W_{OB}(p) = \frac{1}{0,038p} = \frac{26,32}{p}. \quad (1.3)$$

В качестве исполнительного механизма используется центробежный насос Р101, который обеспечивает подачу жидкости в резервуар В102 через систему трубопроводов.

Насосы относятся к числу механизмов с продолжительным режимом работы и постоянной нагрузкой.

В технические характеристики [6] центробежного насоса (табл. 2) не представлен параметр «время срабатывания», следовательно передаточная функция данного звена не зависит от этого параметра, поэтому математическое описание устройства соответствует усилительному звену с передаточной функцией $W=k_{yc}$, где k_{yc} – коэффициент усиления равный:

$$k_{yc} = \frac{Y}{x}. \quad (1.4)$$

Входным сигналом, поступающим на насос, является напряжение, а выходным сигналом – максимальный расход насоса. В соответствии с данными таблицы 2 по формуле (1.4) значение k_{yc} составит:

$$k_{yc} = \frac{16,67 \cdot 10^{-5}}{24} = 0,7 \cdot 10^{-5}.$$

В результате передаточная функция исполнительного элемента запишется как:

$$W_{ИМ}(p) = 0,7 \cdot 10^{-5}. \quad (1.5)$$

Таблица 2 – Рабочие характеристики насоса [6]

Параметры	Значение
Давление в системе	2,5 Бар
Рабочее напряжение	24 В
Мощность	26 Вт
Макс. производительность	10 л/мин = $16,67 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$
Длина, ширина, высота, м	0,17/0,062/0,075
Вес	0,53 кг

Измерительное устройство

Уровень жидкости в баке В102 контролируется с помощью аналогового ультразвукового датчика FineTek.

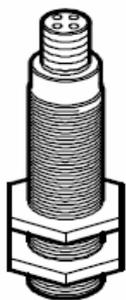


Рисунок 4 –
Датчик уровня
FineTek

Технические характеристики (табл.3) измерительного устройства не содержат параметр «время срабатывания», следовательно, математическое описание датчика соответствует типовому усилительному звену:

$$W_{ИУ} = k = \frac{\Delta Y}{\Delta X} = \frac{36 - 0}{12 - 0} = 3, \quad (1.7)$$

где ΔY – выходная величина – напряжение $U=36В$, ΔX – входная величина – диапазон измерения (длина стержня) $L_{max}=12м$ (таблица 3).

Таблица 3 – Рабочие характеристики датчика [6]

Параметры	Значение
Напряжение	12~36 В
Регулирование диапазона	30%
Оптимальная температура.	-20 LC~80 LC
Сопротивление циклической нагрузке	500 W
Точность	0.1%
Разрешающая способность датчика	0,00635м
Диапазон измерения (длина стержня)	до 12м

1.2. Структурная схема и передаточная функция системы

Составление функциональной схемы

Функциональная схема [1] исследуемой системы автоматического регулирования уровня в резервуаре представлена на рис. 5.

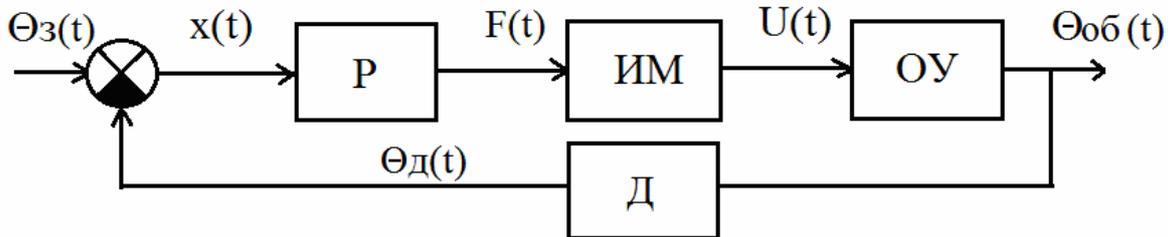


Рисунок 5 – Функциональная схема САУ

На схеме приняты следующие обозначения:

$\theta_z(t)$ – задающий параметр – объемный расход жидкости;

 – сравнительный элемент (вычитающий);

$X(t)$ – входной сигнал на регулятор (Р);

$F(t)$ – сигнал на исполнительный механизм (ИМ) – центробежный насос Р101;

$U(t)$ – сигнал на объект управления (ОУ) – резервуар В102;

$\theta_{об}(t)$ – выходной регулируемый сигнал на магнитный датчик уровня FineTek(Д);

$\theta_d(t)$ – сигнал с датчика на сравнительный элемент.

На основе функциональной схемы (рисунок 5) и полученных передаточных функций элементов системы, составлена структурная схема автоматической системы регулирования (рисунок 6). Значение передаточной функции регулятора $W_{рег}$ примем равное 1, так как в исходном варианте системе регулятор отсутствует.

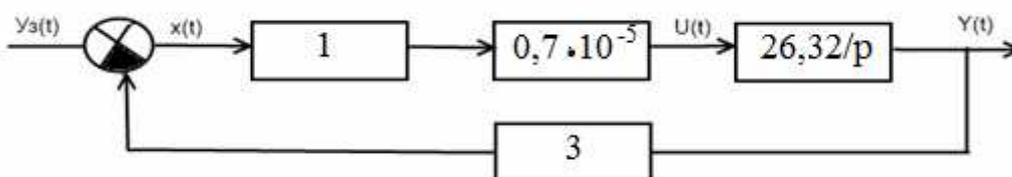


Рисунок 6 – Структурная схема системы

В соответствии со структурной схемой (рисунок 6) вычислим передаточную функцию разомкнутой и замкнутой системы.

Перенеся сравнивающий элемент с выхода датчика на вход, при этом между переносимым задающим воздействием и сравнивающим элементом добавив фиктивное звено с передаточной функцией, обратной передаточной функции исходного звена, находившегося в обратной связи [1] преобразуем структурную схему (рисунок 6) к системе с единичной обратной связью (рисунок 7).

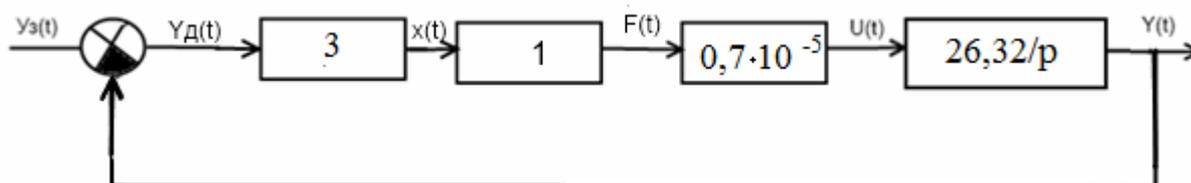


Рисунок 7 – Преобразованная структурная схема системы.

Фиктивное звено располагается до сравнительного элемента, таким образом не оказывает влияние на динамические свойства системы и при описании системы его можно не учитывать [1].

Разомкнутая система автоматического регулирования уровня (рисунок 7) представляет собой последовательное соединение типовых звеньев, следовательно передаточная функция рассчитывается как произведение ее элементов:

$$W(p) = W_{РЕГ} \cdot W_{ИМ} \cdot W_{ОУ} \cdot W_{ИУ} = \frac{1 \cdot 26,32 \cdot 3 \cdot 0,7 \cdot 10^{-5}}{p} = \frac{55,27 \cdot 10^{-5}}{p}. \quad (1.6)$$

Передаточную функцию замкнутой определим по известной функции разомкнутой систем (1.8):

$$\Phi(p) = \frac{W(p)}{1 + W(p)} = \frac{W_{РЕГ} \cdot W_{ИМ} \cdot W_{ОУ} \cdot W_{ИУ}}{1 + W_{РЕГ} \cdot W_{ИМ} \cdot W_{ОУ} \cdot W_{ИУ}} = \frac{55,27 \cdot 10^{-5}}{p + 55,27 \cdot 10^{-5}}. \quad (1.7)$$

Коэффициент усиления системы $k_c = 55,27 \cdot 10^{-5}$.

2. Анализ исследуемой системы

2.1. Исследование устойчивости системы

Алгебраический критерий устойчивости

При исследовании устойчивости системы по алгебраическому критерию Гурвица рассматривается характеристический полином замкнутой системы:

$$G(p) = p + 55,27 \cdot 10^{-5}.$$

Коэффициенты в уравнении $C_0 > 0$ и $C_1 > 0$, а также определитель первого порядка $\Delta_1 = C_1 > 0$, что свидетельствует о сходимости переходного процесса.

Частотный критерий устойчивости

При исследовании устойчивости системы частотным методом используется частотный критерий устойчивости Найквиста применительно к логарифмическим частотным характеристикам системы. Для этой цели строятся асимптотические логарифмические характеристики разомкнутой

системы. Исходным для построений логарифмических характеристик является выражение передаточной функции разомкнутой системы (1.6).

Передаточная функция (1.7) представляет собой интегрирующее звено и является астатическим, следовательно, САУ также будет астатической.

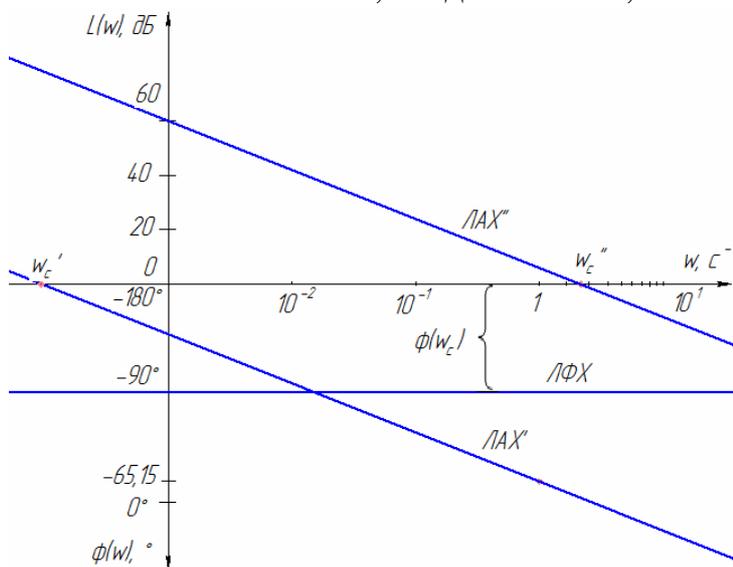


Рисунок 8 – ЛАХ и ЛФХ исследуемой системы

Логарифмическая амплитудная характеристика (рисунок 8) является прямой линией, проходящую через точку с координатами (1, -65,15) с наклоном -20 дБ/дек.

Логарифмическая фазовая характеристика (рис. 8) имеет вид горизонтальной прямой линии на уровне -90°.

По графику ЛФХ частота среза равна $\omega_{\pi} = \infty$, частота среза составляет $\omega_c = 55,27 \cdot 10^{-5} \text{ c}^{-1}$.

Поскольку выполняется соотношение $\omega_c < \omega_{\pi}$, то согласно частотному критерию устойчивости Найквиста система автоматического регулирования уровня устойчива.

Выбор регулятора

Система структурно устойчива, но коэффициент усиления не достаточен. Для увеличения исходного значения следует график ЛАХ' переместить вдоль оси ординат до уровня ЛАХ'' (рисунок 8). На основании исходных данных и требуемых изменений введем в САУ пропорциональный регулятор.

При изменении k_c ЛАХ смещается вверх параллельно самой себе, при этом частота среза будет повышаться. Назначим частоту среза ω_c таким образом, чтобы система осталась устойчивой и обладала запасом устойчивости по фазе в заданных пределах [1].

Через выбранную точку с координатами (0;2,6) проводится прямая с наклоном -20 дБ/дек, точка пересечения позволит рассчитать коэффициент усиления скорректированной системы и коэффициент усиления регулятора как частное коэффициента усиления системы с регулятором и коэффициента усиления исходной системы:

$$k''_c = 10^{\left(\frac{L'(1)}{20}\right)} = 10^{\left(\frac{8,3}{20}\right)} = 2,6, \quad (2.1)$$

$$k_p = \frac{k''_c}{k'_c} = \frac{2,6}{55,27 \cdot 10^{-5}} = 4704,18. \quad (2.2)$$

Исследование качества системы

Оценка качества исследуемой системы [2] включает построение графика переходного процесса и его оценку и оценку частотных характеристик.

Передаточная функция замкнутой системы с учетом регулятора[1]:

$$\Phi(p) = \frac{W(p)}{1+W(p)} = \frac{A(p)}{A(p)+B(p)} = \frac{A(p)}{G(p)} = \frac{2,6}{p+2,6}$$

Дифференциальное уравнение системы в операторной форме имеет вид:

$$(p+2,6) \cdot y(t) = 2,6 \cdot x(t). \quad (2.3)$$

Зададим шаг решения Δt , для этого исходя из рисунка 8 найдем частоту среза $\omega_c = 2,6$ Гц:

$$\frac{\pi}{52} < \Delta t < \frac{\pi}{13}, \quad (2.4)$$

$$0,0604 < \Delta t < 0,2417. \quad (2.5)$$

В качестве начального значения примем $\Delta t=0,22$. Максимальное дискретное время определится по формуле:

$$t_{\max} = 50 \times \Delta t = 11. \quad (2.6)$$

Найденное решение, т.е. закон изменения выходного сигнала, изобразим на графике переходного процесса средствами программной среды MathCAD. Дифференцирование входного сигнала $x(t)=1(t)$ в правой части уравнения (2.5) приведет к бесконечно большой величине, что повлечет за собой критическую ошибку. Преобразуем структуру системы к виду, показанному на рисунке 9.

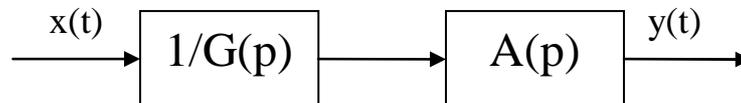


Рисунок 9 – Преобразованная структура системы

В результате исходное уравнение (2.5) распадется на два уравнения, одно из которых является дифференциальным, а второе – алгебраическим:

$$(p+2,6) \cdot Z(t) = 1(t), \quad (2.7)$$

$$y(t) = 2,6 \cdot Z(t).$$

Начальными условиями при численном решении методом Рунге-Кутты система уравнений (2.10) в программе MathCAD является $x(t)=0$.

График переходного процесса представлен на рисунке 10 соответствует апериодическому процессу, таким образом, величина перерегулирования будет равна нулю.

Длительность переходного процесса, т.е. время, прошедшее от начала переходного процесса ($t=0$) до момента установления величины выходного сигнала, отличающейся не более чем на 5% от установившегося значения [2], составляет $t_{\text{пн}} = 1,208$ с.

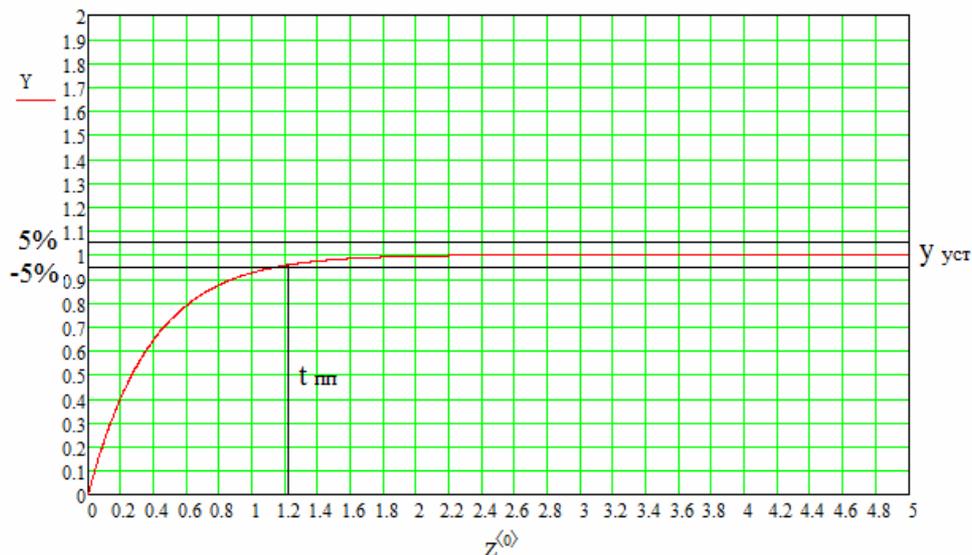


Рисунок 10 – График переходного процесса

Оценка качества исследуемой системы

Для оценки качества системы автоматического регулирования уровня в резервуаре используются следующие показатели: запас устойчивости системы по фазе, запас устойчивости системы по амплитуде.

Переходной процесс имеет апериодический (монотонный) характер (рис. 10). Длительность переходного процесса для системы удовлетворительного качества должна лежать в пределах [2]: $\frac{\pi}{\omega_c} < t_{nn} < \frac{4\pi}{\omega_c}$. По графику (рисунок 8)

частота среза равна $2,6\text{c}^{-1}$, следовательно, время переходного процесса лежит в интервале $1,2 < t_{nn} < 4,8$. Значение $t_{nn} = 1,208\text{c}$ системы удовлетворяет границам оценочного времени переходного процесса.

Запас устойчивости системы по фазе и амплитуде определяем по логарифмическим характеристикам системы (рисунок 8). Запас устойчивости системы по фазе должен лежать в пределах $20^\circ\text{-}40^\circ$ [1], для исследуемой системы равен:

$$\varphi_3 = 180^\circ - 90^\circ = 90^\circ.$$

Запас устойчивости системы по амплитуде должен быть не менее -15дБ [1] и определяется по частотным логарифмическим характеристикам (рисунок 8):

$$L_3 = L(\omega_\pi) = \infty \text{ дБ}.$$

Оценка точности системы

При исследовании точности системы вычисляются статическая и вынужденная ошибки системы. Определим передаточную функцию замкнутой системы по ошибке [1]:

$$\Phi_x(p) = 1 - \Phi(p) = \frac{1}{1 + W(p)} = \frac{1}{1 + \frac{2,6}{p}} = \frac{p}{p + 2,6}. \quad (2.8)$$

Так как в исследуемой системе присутствует интегрирующее звено, то система является астатичной и следовательно статическая ошибка равна нулю, $\Delta_{ст}=0$. Выражение вынужденной ошибки системы [2] запишем в виде:

$$\Delta_{\epsilon} = C_0 \cdot y_3 + C_1 \cdot \frac{dy_3}{dt} + \frac{C_2}{2!} \cdot \frac{d^2 y_3}{dt^2} + \dots \quad (2.9)$$

где $y_3(t)$ – заданное значение выходного параметра системы, C_i – коэффициенты ошибок, рассчитываемые как производные функции (2.11) по оператору дифференцирования p :

$$C_i = \left[\frac{d^i \Phi_x(p)}{dp^i} \right]_{p=0} \quad (2.10)$$

Рассматриваемая система астатична, следовательно, $C_0=0$, остальные значения составят:

$$C_1 = \frac{d\Phi_x}{dp} \Big|_{p=0} = \frac{(p+2,6)-p}{(p+2,6)^2} = 0,384, \quad C_2 = \frac{d^2\Phi_x}{dp^2} \Big|_{p=0} = \frac{0-2 \cdot (p+2,6) \cdot 2,6}{(p+2,6)^4} = \frac{13,52}{45,7} = 0,296.$$

Таким образом, результирующее выражения для вынужденной ошибки системы примет вид:

$$\Delta_{\epsilon} = 0,384 \cdot Y_3(p) + 0,296 \cdot Y_3(p) + \dots$$

Проведенный синтез и анализ системы автоматического регулирования уровнем жидкости рабочей станции компании FESTO, позволил обосновать выбор регулятора и обеспечить требуемое качество САУ.

Список литературы

1. Федотов А.В. Теория автоматического управления: Конспект лекций. – Омск: Издательство ОмГТУ, 2007. – 176 с.
2. Бесекерский А.В. Теория систем автоматического управления / А.В. Бесекерский, Е.П. Попов – СПб.: Профессия, 2004. – 752 с.
3. Техническая документация на компактную станцию FESTOPS® PACompactWorkstation.

Научное издание

Автоматизированное проектирование в машиностроении:

**Материалы Первой международной заочной
научно-практической конференции**

Верстка и корректура: Жуков И.А.
Разметка и обработка форматов: Андреева Я.А.

Подписано в печать 06.12.13г.
Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 9,94. Уч.-изд. л. 10,64. Тираж 300 экз. Заказ №585.

Сибирский государственный индустриальный университет
654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.
Издательский центр СибГИУ