

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

МАТЕРИАЛЫ

ШЕСТОЙ

УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ



Новокузнецк
2012

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Сибирский государственный индустриальный университет»

Кафедра теории механизмов и машин и основ конструирования

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

**МАТЕРИАЛЫ
ШЕСТОЙ
УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

Под редакцией профессора Л.Т. Дворникова
и доцента И.А. Жукова

Новокузнецк
2012

УДК 621.01
О 75

О75 Основы проектирования машин: Материалы Шестой учебно-методической конференции / Под ред. Л.Т. Дворникова и И.А. Жукова; СибГИУ. – Новокузнецк, 2012. – 70 с.

Представлены результаты учебно-методической работы преподавателей кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования, выполненные в 2011/2012 учебном году.

Рекомендации, приведенные в материалах сборника, могут быть полезными для преподавателей вузов по дисциплинам механических специальностей.

СОДЕРЖАНИЕ

Жуков И.А., Дворников Л.Т. Динамика и прочность машин – классическая университетская специальность	4
Дворников Л.Т. Числа сторон кинематических цепей и их связь с числами ветвей.....	10
Гудимова Л.Н. Методология исключения избыточных связей в плоских шарнирных механизмах	15
Жуков И.А. Известные методы решения задач о продольном ударе.....	26
Тимофеева И.С. Об особенностях подготовки бакалавров по направлению «прикладная механика» в связи с новыми учебными планами.....	40
Демин В.М. К выполнению расчетно-графической работы по теме «Поперечный изгиб».....	42
Куклин С.А. Мнение об Интернет-тестировании	46
Андреева Я.А. Моделирование динамического поведения самоустанавливающегося планетарного редуктора в системе T-Flex	49
Жуков И.А., Князев А.С., Варнава А.В. К разработке параметрической динамической трехмерной модели смесителя автоматизированного энергогенерирующего комплекса	58
Стариков С.П. Создание виртуальной лаборатории по дисциплине «теория механизмов и машин»	62
Мизин Ю.Г. Механизмы изменения вылета стрелы.....	64
Баклушина И.С. Особенности изучения дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация»	67

ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН – КЛАССИЧЕСКАЯ УНИВЕРСИТЕТСКАЯ СПЕЦИАЛЬНОСТЬ

Кандидат технических наук, доцент

Жуков И.А.

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

1 сентября 2012 года исполнилось 20 лет со дня начала обучения в Сибирском государственном индустриальном университете студентов по специальности «Динамика и прочность машин».

В 1992 году кафедра теории механизмов и машин и основ конструирования была переведена из общеобразовательной в выпускающую – на ней организуется подготовка специалистов по направлению «Прикладная механика», специальности «Динамика и прочность машин» в составе открывшегося при Сибирском металлургическом институте Южно-Кузбасского высшего инженерного колледжа (ЮКВИК). Впервые в истории вуза началось обучение студентов по двухуровневой системе: после 4-х лет обучения – бакалавр техники и технологий, после 5,5 лет – инженер-механик-исследователь. Специальность «Динамика и прочность машин» относится к исследовательским специальностям, реализующим объединение университетского образования в области фундаментальных наук с технической привязкой их к проблемам практики. Кафедра ТММ и ОК начала выпускать исследователей широкого профиля, способных работать во всех отраслях промышленности, применяя аналитические и численные методы расчета новой техники, используя математические модели, теоретические и экспериментальные исследования механических систем, их прочности, надежности, ресурса и безопасности. Выпускники кафедры стали получать возможность вести преподавательскую деятельность, работать в академических и отраслевых научно-исследовательских институтах, исследовать и эксплуатировать наукоемкую технику на промышленных предприятиях различного профиля. С 2003г. (после закрытия ЮКВИК) выпуск специалистов по динамике и прочности машин был продолжен внутри механического факультета, а ныне в Институте машиностроения и транспорта СибГИУ.

График учебного процесса предусматривает возможность воплощения идей студентов до научных статей, патентов на изобретение, написания диссертаций. Близость промышленных предприятий позволяет оперативную апробацию идей на производстве. Корпус лекторов высшей квалификации гарантирует фундаментальные знания по основным дисциплинам механики машин.

С первых лет обучения по специальности «Динамика и прочность машин» была введена традиция ежегодного проведения студенческих конференций, что стало положительным явлением в популяризации престижа научной деятельности среди студентов. В 2012 году проведена уже XXI конференция по секции теории механизмов, динамике и прочности машин. Это позволило выявлять талантливых молодых людей, которые, как правило, вовлекались в решение актуальных научных проблем. Преподаватели кафедры охотно делятся своими знаниями и опытом с молодыми сотрудниками, преподавателями, студентами и школьниками. Сотрудничество по углубленной подготовке учащихся школ и лицеев г. Новокузнецка по механике, начавшееся по инициативе дирекции лицея, позволили вести направленную подготовку будущих студентов к учебе в университете и занятиям наукой. Большое внимание при этом уделяется воспитанию творческой личности среди школьников и студентов. Перед студентами ставятся конкретные и подробно разобранные по деталям задачи. Школьнику, студенту, аспиранту стоит только следовать указаниям руководителя и все заканчивается успешной защитой диплома, диссертации.

Первая группа студентов специальности «Динамика и прочность машин» (КМХ-92) состояла из трех человек: Губанов Е.Ф., Прядко М.Ю., Свердлова Н.С. В 2003 году бывший студент Губанов Е.Ф. защищает диссертационную работу, в которой доказывается возможность бурения шпуров некруглого сечения. Сегодня Евгений Федорович Губанов – главный специалист технологического отдела ЗАО «Промуглепроект» (Новокузнецк). Свердлова Нина Сергеевна, пройдя стажировку в США, закончила СибГИУ, работала в Австралии, где создала проектную фирму, и теперь переехала в Германию (Бохум) – Master of Science in Mechanical Engineering, Research Associate, Product and Service Engineering, Ruhr-University Bochum. Прядко Михаил Юрьевич после успешной защиты

дипломной работы уехал в Израиль и работает в филиале компьютерной фирмы США «Меркури Интерактив».

За время обучения под научным руководством профессора Дворникова Л.Т. многие студенты становились лауреатами конкурсов студенческих научных работ, участниками конференций, изобретателями. Как правило, темы работ формулируются уже на первом курсе и продумываются до диплома включительно, с каждым студентом обеспечиваются индивидуальные занятия.

За 20 лет сотрудниками кафедры ТММ и ОК совместно со студентами получено более 40 патентов на изобретения и полезные модели, получено около 10 свидетельств об официальной регистрации программ для ЭВМ и баз данных. Бывшими студентами специальности «Динамика и прочность машин» опубликовано 3 монографии (Жуков И.А. «Продольный удар полукатеноидальным бойком»; Большаков Н.С. «Теория кривошипно-ползунных механизмов»; Стариков С.П. «Структура, кинематическое и силовое исследование плоских шарнирных групп Ассура»), 170 статей в научных изданиях, в том числе 32 статьи в журналах, рекомендованных Высшей аттестационной комиссией Министерства образования и науки РФ для опубликования основных результатов диссертационных исследований.

Доклады студентов зачитывались на конференциях в России (Новокузнецк, Кемерово, Новосибирск, Томск, Омск, Улан-Удэ, Миасс, Астрахань, Санкт-Петербург, Москва), Казахстане, Украине, Киргизии, Германии, Италии.

Студенты специальности «Динамика и прочность машин» побеждали в конкурсах «Стипендия Президента РФ» – Савельева Н.А. (КМХ-94), Мальцев С.В. (КМХ-97), Жуков И.А. (КМХ-99); «Зарубежная стажировка» – Свердлов Н.С. (КМХ-92), Савельева Н.А. (КМХ-94), Мальцев С.В. (КМХ-97), Фомин А.С. (МХП-03), Мошкин С.Н. (МХП-04), Гнездилов В.К. (МХП-05); «Лучший студент года в Кузбассе» – Жуков И.А. (КМХ-99), Стариков С.П. (МХП-02), Шерстюк А.В. (МХП-06).

За особые успехи в учебной и научно-исследовательской работе медалями Кемеровской области в различные годы награждены

– «За служение Кузбассу»: Жуков И.А. (КМХ-99), Стариков С.П. (МХП-02), Федоров А.И. (МХП-03), Гнездилов В.К. (МХП-05);

– «За веру и добро»: Фомин А.С. (МХП-03), Князев А.С. (МХП-04), Макиенко А.В. (МХП-06), Желтухин Д.В. (МХП-03).

К настоящему времени подготовлено 86 бакалавров техники и технологий по направлению «Прикладная механика», 67 инженеров по специальности «Динамика и прочность машин». Из них с отличием – 21 диплом бакалавра, 30 дипломов инженеров. В 2000, а затем следом в 2001 году одна за другой две группы КМХ-94 (Кадочников П.Ю, Литвенко К.А., Макаров А.В., Прохоренко С.В., Савельева Н.А.) и КМХ-95 (Князев Д.С., Курдюков А.В., Пятов В.М., Рудик А.В.) в полном составе защищают с отличием дипломы инженеров.

В 2005 году впервые в истории Сибирского государственного университета студент группы КМХ-99 Жуков И.А. под научным руководством заведующего кафедрой профессора Л.Т. Дворникова представил свой диплом как кандидатскую диссертацию и успешно защитил ее в докторском диссертационном совете при Томском политехническом университете. В 2007 году по такому же пути через три месяца после защиты диплома бывший студент группы МХП-01 Большаков Н.С. защитил диссертацию на степень кандидата технических наук. А в декабре 2008 года уже третий студент-ученик Дворникова Л.Т. – Стариков С.П., представивший свою дипломную работу в виде диссертации, становится молодым кандидатом наук.

Из 15 выпусков по специальности «Динамика и прочность машин» 8 студентов стали кандидатами технических наук: Савельева Н.А. (КМХ-94, Исследование колебательных явлений, возникающих в процессе воздействия на материалы вращающимся диском, Томск, 2002) Губанов Е.Ф. (КМХ-92, Ударное разрушение хрупких сред при образовании в них отверстий без поворота инструмента, Томск, 2003), Макаров А.В. (КМХ-94, Исследование процесса разрушения горных пород щековыми дробильными машинами и разработка методов совершенствования их конструкций, Томск, 2004), Жуков И.А. (КМХ-99, Формирование упругих волн в волноводах при ударе по ним полукатеноидальными бойками, Томск, 2005), Баклушин Д.С. (КМХ-96, Разработка методов структурного и кинематического синтеза клиновых и винтовых механизмов четвертого семейства, Омск, 2007), Большаков Н.С. (МХП-01, Обоснование путей расширения функциональных возможностей кривошипно-ползунных механизмов, Омск, 2007), Стариков С.П. (МХП-02, Обоснование

кинематической и кинетостатической разрешимости шестизвенных шарнирных плоских групп Ассура, Новосибирск, 2008), Крестовоздвиженский П.Д. (МХП-00, Повышение прочности тангенциальных поворотных резцов горных очистных комбайнов, Кемерово, 2011).

Выпускники кафедры ТММ и ОК работают на многих предприятиях города и области, а также за пределами России, занимаясь эксплуатацией, ремонтом, проектированием технологического оборудования, управляют механическими службами, решают важные задачи по логическому управлению в угольной, металлургической и других отраслях промышленности. Среди выпускников есть директора предприятий, главные инженеры и главные механики, главные специалисты, начальники цехов и отделов, руководители подразделений в учебных и научно-исследовательских учреждениях.

После окончания вуза 13 студентов прошли стажировку на кафедрах СибГИУ в должности ассистентов: Губанов Е.Ф. (КМХ-92), Вечужанин Д.С. (КМХ-93), Макаров А.В. (КМХ-94), Жуков И.А. (КМХ-99), Большаков Н.С. (МХП-01), Стариков С.П. (МХП-02), Обрядин А.А. (МХП-02), Желтухин Д.В. (МХП-03), Фомин А.С. (МХП-03), Федоров А.И. (МХП-03), Князев А.С. (МХП-04), Мошкин С.Н. (МХП-04), Нагибин А.В. (МХП-04). На сегодняшний день продолжают работать в СибГИУ:

– Макаров А.В. (КМХ-94) – к.т.н., доцент кафедры графики и начертательной геометрии, заместитель декана заочного факультета;

– Жуков И.А. (КМХ-99) – к.т.н., доцент, заместитель заведующего кафедрой теории механизмов и машин и основ конструирования, директор научно-образовательного центра «МашиноСтроение»;

– Стариков С.П. (МХП-02) – к.т.н., старший преподаватель кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования, директор Студенческого бизнес-инкубатора;

– Желтухин Д.В. (МХП-03) – старший преподаватель кафедры теоретической механики, куратор института машиностроения и транспорта;

– Федоров А.И. – старший преподаватель кафедры теоретической механики;

- Фомин А.С. – ведущий инженер Студенческого бизнес-инкубатора;
- Князев А.С. (МХП-04) – старший преподаватель кафедры теории механизмов и машин и основ конструирования;
- Нагибин А.В. (МХП-04) – старший преподаватель кафедры теоретической механики.

Летом 2012 года состоялась защита дипломных работ на степень бакалавра самой многочисленной за всю историю специальности «Динамика и прочность машин» группы МХП-08: Андреева Я.А., Артамонов К.А., Бондарев В.О., Дроздова Н.А., Киселева О.С., Махринская К.О., Молчанов В.В., Самосюк Д.А., Спасенкова Ю.С., Суджаян А.А., Ушаков А.Ф. Научными руководителями выступили сразу несколько преподавателей кафедры ТММ и ОК: профессора Дворников Л.Т., Живаго Э.Я.; доценты Гудимова Л.Н., Жуков И.А.; старшие преподаватели Князев А.С., Стариков С.П.

В 2012 году на направление «Прикладная механика» (профиль «Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры») набрано 18 студентов.

Преподаватели кафедры хорошо осознают, что для возрождения в России машиностроения необходимы специалисты, способные заниматься разработкой новых технологий и новых технических решений. Для привлечения таких специалистов в настоящее время выделяются большие средства и предлагается достойный размер оплаты их интеллектуального труда. Есть основания считать, что перевод общеобразовательной кафедры ТММ и ОК двадцать лет назад в выпускающую кафедру дал и дает важный результат для развития промышленности в Кузбассе.

ЧИСЛА СТОРОН КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ И ИХ СВЯЗЬ С ЧИСЛАМИ ВЕТВЕЙ

Доктор технических наук, профессор

Дворников Л.Т.

В работе [1] было показано, что любая кинематическая цепь определяется числом её ветвей γ . В приведенной на рисунке 1 сложной цепи, звенья которой соединены в кинематические пары, и самым сложным (базисным) звеном которой является пятипарное звено 1, легко сосчитать числа звеньев (их 21) и кинематических пар (их 33). По универсальной структурной системе [1], имеющей вид

$$p = \tau + (\tau-1) \cdot n_{\tau-1} + \dots + i \cdot n_i + \dots + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (1)$$

$$n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_3 + n_2 + n_1 + n_0, \quad (2)$$

при $\tau = 5$ получим

$$p = 5 + 4n_4 + 3n_3 + 2n_2 + n_1, \quad (3)$$

$$n = 1 + n_4 + n_3 + n_2 + n_1 + n_0,$$

где n_0 – число звеньев, не добавляющих кинематических пар в цепь.

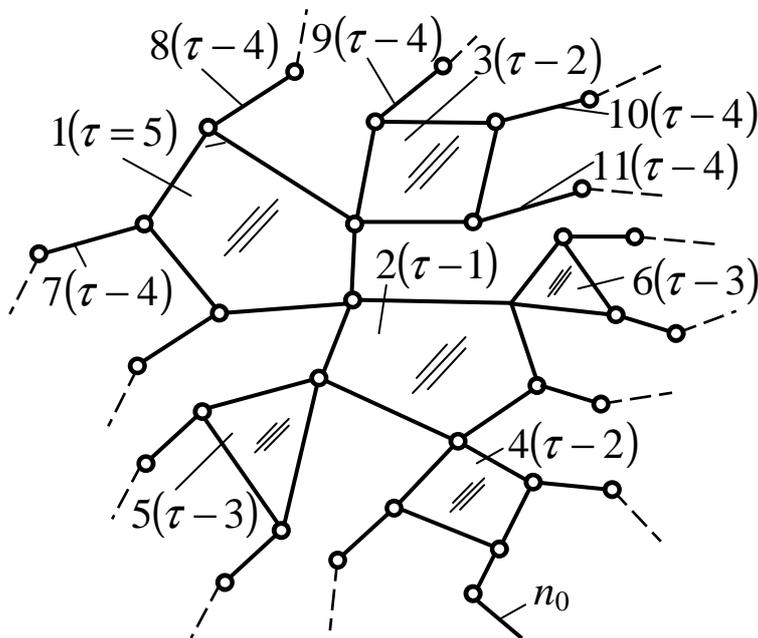


Рисунок 1 – Сложная кинематическая цепь

Так как в этой цепи $n_4 = 1$, $n_3 = 2$, $n_2 = 2$, $n_1 = 14$ и $n_0 = 1$, по (1) получим $p = 5 + 4 + 3 \cdot 2 + 2 \cdot 2 + 14 = 33$ и $n = 1 + 1 + 2 + 2 + 15 = 21$.

Рассматриваемая цепь от базисного звена 1 ветвится. Число ветвей цепи определяется числом её свободных кинематических пар.

Их в цепи 13 и это число может быть определено из рассуждения о том, что всего в цепи 33 пары, но часть пар уже «закрыты» присоединенными звеньями. К базисному звену 1 присоединено $(n - 1)$ звеньев и тогда число ветвей определится как

$$\gamma = p - (n - 1). \quad (4)$$

В рассматриваемой цепи при $p = 33$ и $n = 21$

$$\gamma = 33 - (21 - 1) = 13,$$

что легко проверяется по схеме цепи.

Обратимся теперь к числу сторон рассматриваемой цепи, обозначив его буквой λ .

На рисунке 2,а показано двухпарное (линейное) звено. У такого звена две стороны – 1 (AB) и 2 (BA) при обходе звена от A к A . У трехпарного (треугольного) звена (рисунок 2,в) три стороны – 1 (AB), 2 (BC) и 3 (CA).

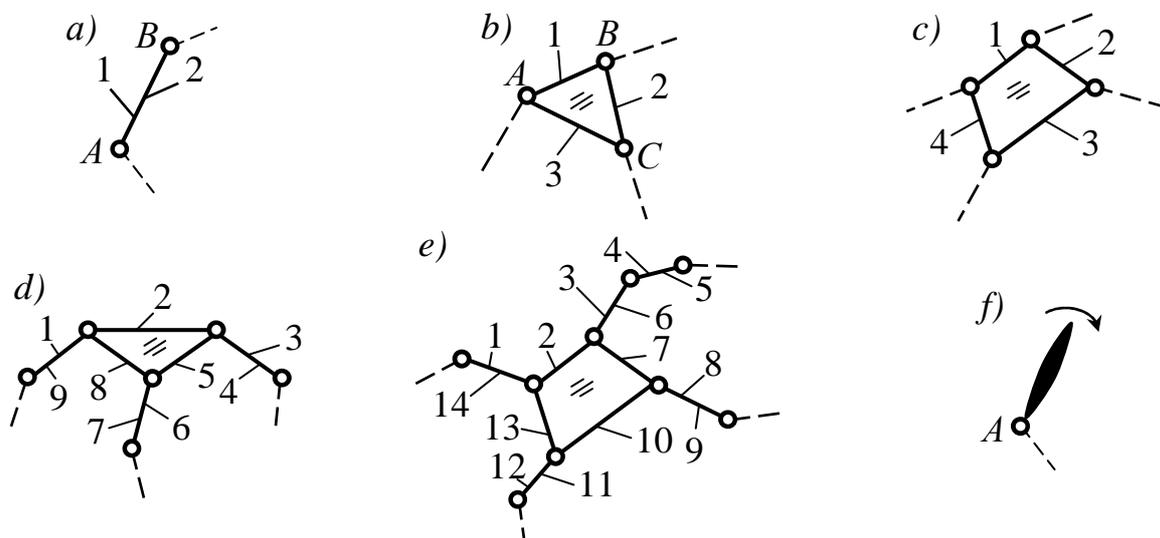


Рисунок 2 – Число сторон кинематической цепи

Четырехпарное звено, естественно, имеет четыре стороны – 1, 2, 3 и 4 (рисунок 2,с). Четырехзвенная цепь (рисунок 2,д) имеет девять сторон, а шестизвенная цепь (рисунок 2,е) – 14 сторон. Отметим, что однопарное звено (рисунок 2,ф) имеет всего одну сторону – от A к A .

Числа сторон любой цепи могут быть найдены аналитически, исходя из следующих соображений: τ -угольник имеет τ -сторон (звено 1 на рисунке 1), звено, добавляющее в цепь $(\tau - 1)$ пар, (звено 2) добавляет τ сторон и, если таких звеньев $n_{\tau-1}$, то вместе они дадут $[\tau + 2(n_{\tau-1})]$ сторон. Каждое из звеньев $n_{\tau-2}$ имеет $(\tau - 1)$ сторон (звенья 3 и 4 на рисунке 1), а все звенья $n_{\tau-2}$ добавят в цепь

$[(\tau - 1)n_{\tau-2}]$ сторон. Исходя из этой логики, звенья n_i добавляют в цепь $[(i + 1) \cdot n_i]$ сторон, звенья n_2 (например, звено 6 на рисунке 1), добавляют $2n_2$ сторон, звенья n_1 (звено 7 на рисунке 1), добавляют $2n_1$ сторон, а звенья n_0 добавляют n_0 сторон.

Тогда общее число сторон любой сложной кинематической цепи λ_c определится суммой

$$\lambda_c = [\tau + \tau(n_{\tau-1})] + (\tau - 1)n_{\tau-2} + \dots + (i + 1)n_i + \dots + 3n_2 + 2n_1 + n_0.$$

Сделаем преобразование вида $(i + 1)n_i = i \cdot n_i + n_i$ и получим

$$\lambda_c = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + n_{\tau-1} + (\tau - 2)n_{\tau-2} + n_{\tau-2} + \dots + in_i + n_i + \dots + 2n_2 + n_2 + n_1 + n_1 + n_0.$$

Сгруппируем члены

$$\lambda_c = [\tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + (\tau - 2)n_{\tau-2} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1] + [n_{\tau-1} + n_{\tau-2} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0].$$

Первая скобка в полученном выражении полностью соответствует формуле (1) и может быть заменена на p , а вторая скобка отличается от зависимости (2) на минус 1, т.е. равна $(n - 1)$.

Таким образом можно записать

$$\lambda_c = p + (n - 1), \quad (5)$$

т.е. число сторон любой кинематической цепи может быть найдено через числа пар и звеньев цепи. Отметим, что полученная формула отличается от формулы (4) числа ветвей цепи лишь знаком перед скобкой $(n - 1)$. Складывая и вычитая (4) и (5) можно получить, что

$$\lambda_c + \gamma = 2p,$$

$$\lambda_c - \gamma = 2(n - 1).$$

И эти соотношения одинаково приемлемы для всех кинематических цепей с различными числами и классами кинематических пар и различными числами звеньев.

Покажем, что для плоских шарнирных цепей, подвижность которых описывается формулой Чебышева

$$W = 3n - 2p_5,$$

возможно числа сторон цепей λ_c определять по известному числу ветвей γ и подвижности W . Для этого составим систему уравнений

$$\begin{cases} \gamma = p_5 - (n - 1), \\ \lambda_c = p_5 + (n - 1), \\ W = 3n - 2p_5. \end{cases}$$

Рассмотрим, прежде всего, группы Ассура, т.е. зададим $W = 0$, и представим p_5 как $\frac{3n}{2}$.

Тогда для γ и λ_c получим соотношения

$$\gamma = \frac{n+2}{2},$$

$$\lambda_c = \frac{5n-2}{2},$$

по которым можно определять числа ветвей и числа сторон звеньев по заданному числу звеньев. Так, для восьмизвенных групп Ассура ($n = 8$) всегда $\gamma = 5$, $\lambda_c = 19$. Если учесть, что

$$\gamma = \delta + \alpha, \tag{6}$$

где δ – число выходов цепи, а α – число изменяемых замкнутых контуров, то, задаваясь числом выходов δ , например $\delta = 2$, по (6) можно определить число изменяемых замкнутых контуров в цепи $\alpha = 5 - 2 = 3$, а формулой

$$\lambda_{ск} = \lambda_c + \alpha, \tag{7}$$

определится число сторон сложной с тремя замкнутыми контурами цепи. Цепь восьмизвенной группы с тремя замкнутыми контурами, у которой $\lambda_{ск} = 22$, показана на рисунке 3.

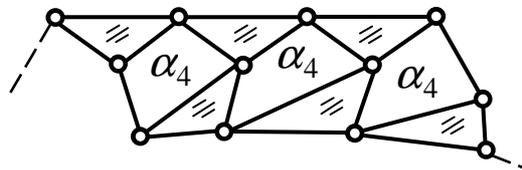


Рисунок 3 – Восьмизвенная плоская шарнирная группа Ассура с $\delta = 2$ и $\lambda_{ск} = 22$

Число сторон плоской цепи с замкнутыми контурами может быть определено непосредственно по известным δ и λ . Если подставить в (7) $\lambda_c = p_5 + (n - 1) = \frac{3n}{2} + n - 1$, получим

$$\lambda_{ск} = \frac{5n - 2 + 2\alpha}{2}, \tag{8}$$

используя далее (6) с учетом (4), получим

$$\delta = \frac{3n}{2} - n + 1 = \frac{n + 2 - 2\alpha}{2}, \tag{9}$$

а подставив значение n из (9) в (8), найдем, что

$$\lambda_{ск} = 5\delta + 6(\alpha - 1). \quad (10)$$

Т.е. число сторон плоской кинематической цепи можно определять по числу выходов цепи δ и числа замкнутых изменяемых контуров в ней в том случае, когда замкнутых изменяемых контуров в цепи нет

$$\lambda_{ск} = 5\delta - 6. \quad (11)$$

Так у шестизвенной группы Ассура, показанной на рисунке 4, всегда четыре выхода, т.е. $\delta = 4$, тогда по (11)

$$\lambda_{ск} = 5 \cdot 4 - 6 = 14,$$

что легко проверить простыми пересчетом.

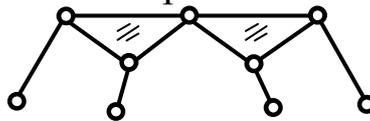


Рисунок 4 – Шестизвенная группа Ассура

Используя зависимость (11) легко сосчитать числа сторон групп Ассура с разным числом звеньев (таблица 1).

Таблица 1

Число звеньев, n	4	6	8	10	12
Число выходов, δ	3	4	5	6	7
Число сторон, λ_c	9	14	19	24	29

Если рассматривать механизмы, т.е. принимать $W = 1$, связь между λ_c и δ получит вид

$$\lambda_c = 5\delta - 4.$$

Приведенные рассуждения расширяют понимание таких важных понятий теории машин, как число ветвей, число изменяемых замкнутых контуров и число сторон кинематической цепи.

Библиографический список

1. Дворников Л.Т. Начала теории структуры механизмов. – Новокузнецк: Изд-во СибГГМА, 1994. – 102 с.

МЕТОДОЛОГИЯ ИСКЛЮЧЕНИЯ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ В ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМАХ

Кандидат технических наук, доцент

Гудимова Л.Н.

Анализ публикуемых работ в научных журналах позволяет уверенно утверждать, что проблема исключения избыточных связей исчерпывающе не разрешена и по настоящее время. Тем не менее, ни у кого не вызывает сомнения то, что вполне работоспособными, самоустанавливающимися являются лишь механические системы, удовлетворяющие формуле А.П. Малышева [1], т.е. системы нулевого семейства

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1.$$

Остальные системы, хотя и оказываются часто вполне работоспособны, но при тщательном их исследовании нельзя не заметить, что они работоспособны лишь принудительно. Теоретически принужденность определяется тем, что эти системы прежде необходимо «наильно» ввести в некие пространства: в четвертое ($m=4$), в третье ($m=3$), во второе ($m=2$), в первое ($m=1$).

Практически это заключается в том, что при сборке механизмов в силу ошибок изготовления звеньев и элементов звеньев появляется потребность вводить звенья в кинематические пары друг с другом, прикладывая определенные усилия. Безусловно, ясно, что абсолютно точное изготовление звеньев и соединений невозможно (в машиностроении существуют допуски формы и расположения поверхностей, такие как, например, соосность, цилиндричность, округлость и т.п.), а потому потребность принужденности сборки может быть лишь меньшей или большей. И только механизмы нулевого семейства могут собираться без принуждения. Во всех других случаях принужденная сборка неизбежно приводит к дополнительным связям, вредно влияющим на работу механизмов.

Учение об избыточных связях в механических системах по своей значимости для практики является наиважнейшим. Можно отметить, что далеко не все ученые и практики придают этой проблеме должное внимание, а оно по своей актуальности настойчиво требует своего разрешения. Надо сказать, что до

настоящего времени само понятие избыточности связей формулируется не четко, путано, нередко ошибочно. Даже терминологически этот вопрос до конца не разрешен. В одинаковом смысле употребляют понятия: пассивные связи, повторяющиеся связи, контурные связи и т.п. Каждое из этих понятий имеет право на употребление, но лишь в каком-то частном, эксклюзивном смысле. И путать их с понятием избыточных связей нельзя.

Исследования, проведенные на кафедре ТММ и ОК СибГИУ, позволили дать таким связям точное определение. Избыточными связями в механических системах следует называть такие связи, которые возникают в кинематических парах в результате неизбежной принужденной сборки системы в случае, когда число звеньев, число и классы используемых кинематических пар не соответствуют самоустанавливающейся системе, описываемой формулой подвижности А.П. Малышева.

Современное машиностроение не может совершенствоваться без развития новых методов создания машин без избыточных связей, т.к. такие механизмы смогут обеспечить: увеличение долговечности деталей, повышение коэффициента полезного действия, увеличение нагрузочной способности машины, улучшение работоспособности, снижение требований к точности изготовления деталей машин, значительно уменьшит их стоимость, снижение трудоемкости сборки и потерь на трение, уменьшение массы и габаритных размеров.

Решение этих вопросов напрямую связано с совершенствованием системы подготовки будущих инженеров в процессе их обучения в высших учебных заведениях.

В данной работе рассматривается методика, позволяющая студенту механической специальности приобрести навыки создания механизмов без избыточных связей.

Метод создания безыбыточных механизмов содержит семь последовательных этапов решения:

1 этап. По заданному числу подвижных звеньев механизма (n), принимая подвижность $W = 1$, по формуле П.Л. Чебышёва

$$W = 3n - 2p_5$$

определяется общее число шарниров и создается структурная схема механизма.

2 этап. Находятся родовые решения для исследуемого механизма

3 этап. Проводится разделение механизма на контуры.

4 этап. Составляются уравнения для каждого контура в каждом разделении, по которым определяются числа кинематических пар требуемых классов, необходимые для создания механизма без избыточных связей.

5 этап. Находятся комплексные решения для разделений.

6 этап. Устанавливаются совпадающие комплексные решения в каждом разделении с родовыми решениями.

7 этап. Составляется система уравнений, в которой в левых частях уравнений записываются суммы кинематических пар обозначенных буквами, формирующие механизм и рассматриваемые контуры разделений, а в правых – суммы их решений. По результату решения системы уравнений определяется, какой шарнир необходимо заменить, и на какую именно кинематическую пару более высокого класса.

Рассмотрим в качестве примера методику полного исключения избыточных связей на примере механизма пресса, на который получен патент РФ [2] (рисунок 1).

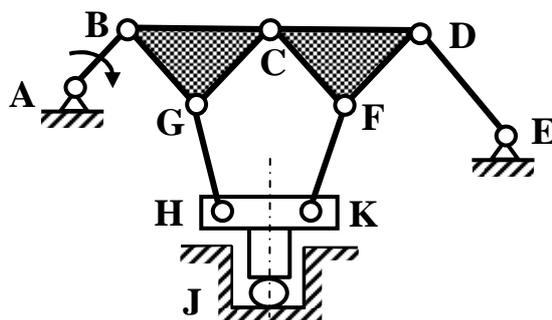


Рисунок 1 – Рычажный механизм пресса

Согласно первому этапу решения задачи принимаем $n = 7$ (механизм пресса состоит из семи подвижных звеньев), подвижность механизма $W = 1$, тогда по формуле Чебышёва, находим, что число кинематических пар пятого класса $p_5 = 10$. Число избыточных связей в исследуемой кинематической схеме механизма по формуле Колчина [3] $q = m \cdot (p - n) = 3 \cdot (10 - 7) = 9$, где m – число общих наложенных на механизм связей (для плоских механизмов $m = 3$).

Прежде чем приступить ко второму этапу решения поставленной задачи покажем, что исключение избыточных связей по предлагаемой методике [4] основано на составлении системы двух уравнений, описывающих исследуемую механическую систему

одновременно и как плоскую, и как пространственную (нулевого семейства). Совместное решение этих уравнений позволяет определять число используемых кинематических пар для создания механизмов без дефицита подвижности. В общем виде эта система имеет вид:

$$\begin{cases} \sum_{k=5}^1 p_k = \frac{3n - W}{2}, \\ \sum_{k=5}^1 k \cdot p_k = 6n - W, \end{cases} \quad (1)$$

где W – требуемая подвижность кинематической цепи,

k – класс кинематических пар ($k = 5, 4, 3, 2, 1$),

n – число звеньев цепи.

При условии, что пары p_1 и p_2 не будут использоваться при создании безызбыточного механизма пресса, в силу сложности их изготовления, то система примет вид

$$\begin{cases} 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 = 6n - W_0, \\ p_5 + p_4 + p_3 = \frac{3n - W_3}{2}. \end{cases} \quad (2)$$

Преобразуем систему уравнений (2) таким образом, чтобы число пар четвертого и третьего классов определялось числом шарниров

$$\begin{cases} p_4 = \frac{3n + W}{2} - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - W. \end{cases} \quad (3)$$

При исключении избыточных связей необходимо иметь в виду, что все механизмы при числе звеньев $n > 3$ выполняются неодноконтурными, в них могут находиться как неподвижные, так и подвижные изменяемые замкнутые контуры. При устранении дефицита подвижности в таких механических системах необходимо добиваться такого расположения кинематических пар более высоких классов, чтобы безызбыточными были одновременно и все контуры, и механизм в целом. В связи с этим предлагается рассматривать два вида избыточных связей – родовые и контурные. Количество родовых связей определяется исходя из того, к какому роду относится механизм, а контурные – сложностью дополнительного контура, присоединяемого к основному. Главное условие правильного выбора вида дополнительных контуров заключается в том, чтобы ни одно из

звеньев механизма не было использовано при решении дважды, т.е. одно и тоже звено (звенья) не могут входить одновременно и в основной, и в дополнительные контуры.

Теперь определим родовые решения механизма прессы, используя систему (3), подставив значения $n = 7$ и подвижность $W = 1$, получим

$$\begin{cases} p_4 = 11 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 1. \end{cases}$$

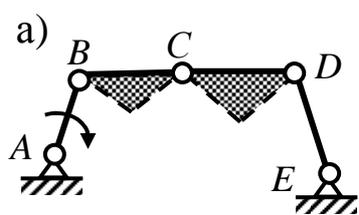
Эта система имеет пять вариантов родовых решений:

1. $p_5 = 5, p_4 = 1, p_3 = 4,$
 2. $p_5 = 4, p_4 = 3, p_3 = 3,$
 3. $p_5 = 3, p_4 = 5, p_3 = 2,$
 4. $p_5 = 2, p_4 = 7, p_3 = 1,$
 5. $p_5 = 1, p_4 = 9, p_3 = 0.$
- (4)

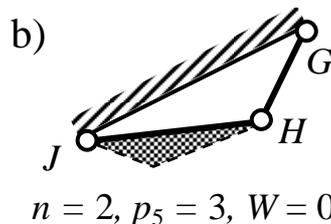
Легко убедиться в том, что все полученные варианты родовых решений обеспечивают отсутствие избыточных связей в механизме в целом. Покажем это на примере второго (q_2) и пятого (q_5) вариантов $q_2 = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 - (6n - W) = 5 \cdot 4 + 4 \cdot 3 + 3 \cdot 3 - (6 \cdot 7 - 1) = 0,$
 $q_5 = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 - (6n - W) = 5 \cdot 1 + 4 \cdot 9 + 3 \cdot 0 - (6 \cdot 7 - 1) = 0.$

Отметим также, что решение по системе (3) позволяет определить лишь общее количество используемых кинематических пар. Для обеспечения отсутствия избыточных связей в каждом контуре рычажного механизма прессы, после определения родовых решений, применим метод «адресной» замены. С этой целью проведём разделение механизма на контуры. Число разделений зависит от сложности механизма и устанавливается по формуле, определяющей число замкнутых контуров $k = p - n$. В нашем примере $k = 10 - 7 = 3$, т.е. при решении задачи необходимо рассмотреть три разделения.

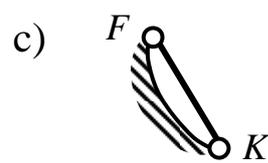
Продолжая решение, представим первое разделение (рисунок 2), основным контуром $ABCDE$ (рисунок 2, а) и двумя вспомогательными контурами JHG (рисунок 2, б) и FK (рисунок 2, с).



$$n = 4, p_5 = 5, W = 2$$



$$n = 2, p_5 = 3, W = 0$$



$$n = 1, p_5 = 2, W = -1$$

Рисунок 2 – Первое разделение механизма пресса на контуры

Основной контур первого разделения состоит из четырех подвижных звеньев $n=4$, пяти шарниров $p_5=5$ и имеет подвижность $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2$. Подставив эти значения в (3), получим систему

$$\begin{cases} p_4 = 7 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 2. \end{cases} \quad (5)$$

Она дает два варианта целочисленных положительных решений

$$p_5 = 3, p_4 = 1, p_3 = 1, \quad (5.1)$$

$$p_5 = 2, p_4 = 3, p_3 = 0, \quad (5.2)$$

Вспомогательный контур JHG (рисунок 2, b) первого разделения представлен двумя звеньями $n=2$ и тремя кинематическими парами $p_5=3$, подвижность контура $W=0$. При этих условиях система (3) принимает вид

$$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5, \end{cases} \quad (6)$$

и дает один вариант решения

$$p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1, \quad (6.1)$$

При подстановке в (3) значений $n=1$, $p_5=2$, $W=-1$ второго вспомогательного контур FK (рисунок 2, c) первого разделения получаем систему

$$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1, \end{cases} \quad (7)$$

также имеющую один вариант решения

$$p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1, \quad (7.1)$$

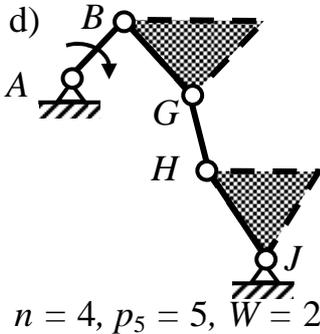
Комплексных решений в первом разделении получается два варианта. Первый вариант находим при сложении решений (5.1), (6.1) и (7.1)

$$1. p_5 = 4, p_4 = 3, p_3 = 3.$$

Второй при сложении решений (5.2), (6.1) и (7.1)

$$2. p_5 = 3, p_4 = 5, p_3 = 2.$$

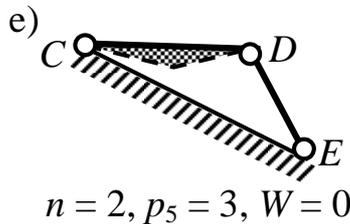
Аналогичные решения проведем для второго разделения (рисунок 3) исследуемого механизма пресса.



$$\begin{cases} p_4 = 7 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 2. \end{cases} \quad (8)$$

$$p_5 = 3, p_4 = 1, p_3 = 1, \quad (8.1)$$

$$p_5 = 2, p_4 = 3, p_3 = 0. \quad (8.2)$$



$$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases} \quad (9)$$

$$p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1. \quad (9.1)$$



$$n = 1, p_5 = 2, W = -1$$

$$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases} \quad (10)$$

$$p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1. \quad (10.1)$$

Рисунок 3 – Второе разделения механизма пресса на контуры

В этом разделии основной контур образуют кинематические пары $ABGHJ$, а вспомогательные контуры – пары CDE и KF . При подстановке значений основного контура $n = 4, p_5 = 5, W = 2$ в (3) получаем систему (8), которая имеет два целочисленных положительных решений (8.1) и (8.2). Результаты решений представлены на рисунке 3, d.

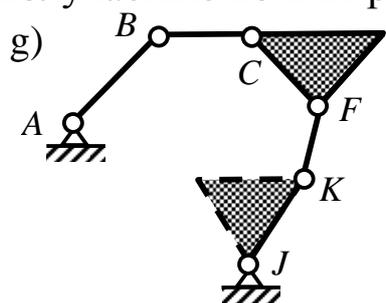
Значения чисел звеньев, кинематических пар пятого класса, подвижности и системы уравнений (9 и 10) для вспомогательных контуров CDE и KF (рисунок 3, d и 3, f), а также результаты получаемых решений (9.1) и (10.1), также приведены на рисунке 3, непосредственно под рассматриваемыми вспомогательными контурами. Комплексных решений во втором разделии получается два

$$1. p_5 = 4, p_4 = 3, p_3 = 3 \text{ (сумма решений 8.1, 9.1 и 10.1).}$$

$$2. p_5 = 3, p_4 = 5, p_3 = 2 \text{ (сумма решений 8.2, 9.1 и 10.1).}$$

Третье разделение содержит основной контур $ABCFKJ$ и два вспомогательных контура GH и DE . На рисунке 4 под каждым из рассматриваемых контуров приведены значения n, p_5, W , получаемые

системы уравнений (11), (12), (13), составленные по (3), и получаемые по ним решения.



$$n = 5, p_5 = 6, W = 3$$

$$\begin{cases} p_4 = 9 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 - 3. \end{cases} \quad (11)$$

$$p_5 = 4, p_4 = 1, p_3 = 1, (11.1)$$

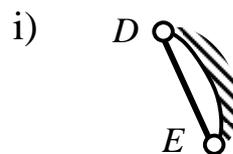
$$p_5 = 3, p_4 = 3, p_3 = 0. (11.2)$$



$$n = 2, p_5 = 3, W = 0$$

$$\begin{cases} p_4 = 3 - 2p_5, \\ p_3 = p_5. \end{cases} \quad (12)$$

$$p_5 = 1, p_4 = 1, p_3 = 1. (12.1)$$



$$n = 1, p_5 = 2, W = -1$$

$$\begin{cases} p_4 = 1 - 2p_5, \\ p_3 = p_5 + 1. \end{cases} \quad (13)$$

$$p_5 = 0, p_4 = 1, p_3 = 1. (13.1)$$

Рисунок 4 – Третье разделения механизма прессы на контуры

Комплексных решений в этом разделении также получается два варианта. Первый вариант получается при сложении решений (11.1), (12.1) и (13.1), а второй – (11.2), (12.1) и (13.1):

$$1. p_5 = 4, p_4 = 3, p_3 = 3.$$

$$2. p_5 = 3, p_4 = 5, p_3 = 2.$$

Полученные комплексные решения во всех трех разделениях совпадают со вторым и третьим родовыми решениями (4), оба они удовлетворяют условию поставленной задачи, т.е. дают возможность устранить дефицит подвижности и в каждом контуре, и в механизме. В качестве примера проведем решение по одному из вариантов, в котором $p_5 = 4, p_4 = 3, p_3 = 3$.

Приступая к адресной замене кинематических пар p_5 , запишем систему уравнений (14), которая состоит из десяти уравнений полученных независимо друг от друга решений. Первое уравнение системы (14) соответствует принятому родовому решению для шарнирного рычажного механизма. Остальные соответствуют решениям, полученным для каждого контурного разделения, сумма которых составляет комплексное решения, соответствующее принятому родовому решению, т.е. уравнение (14.2) соответствует решению (5.1), (14.3) – (6.1), (14.4) – (7.1), (14.5) – (8.1), (14.6) – (9.1), (14.7) – (10.1), (14.8) – (11.1), (14.9) – (12.1) и (14.10) – (13.1). Эти решения выделены (подчеркнуты) на рисунках 2, 3 и 4.

$$\left\{ \begin{array}{l} A + B + C + D + E + F + G + J + K + H = 4p_5 + 3p_4 + 3p_3, \\ A + B + C + D + E = 3p_5 + p_4 + p_3, \\ J + H + G = p_5 + p_4 + p_3, \\ F + K = p_4 + p_3, \\ A + B + G + H + J = 3p_5 + p_4 + p_3, \\ C + D + E = p_5 + p_4 + p_3, \\ F + K = p_4 + p_3, \\ A + B + C + F + K + J = 4p_5 + p_4 + p_3, \\ G + H = p_4 + p_3, \\ D + E = p_4 + p_3. \end{array} \right. \quad (14)$$

Приступим к решению системы (14), для этого подставим шестое уравнение системы (14.6) во второе(14.2) и получим, что $A + B = 2p_5$. Значит, в этих точках должны находиться кинематические пары пятого класса. Подставляя (14.9) в третье уравнение (14.3), находим, что $J = p_5$, тогда в рассматриваемой системе получаются три тождественных уравнения это (14.3), (14.5) и (14.9) $G + H = p_4 + p_3$, следовательно $G = p_4$, $H = p_3$, либо $G = p_3$, $H = p_4$. Из (14.6), учитывая, что $D + E = p_4 + p_3$ получаем $C = p_5$. После проведенного решения система (14) имеет по два тождественных уравнения $F + K = p_4 + p_3$ (седьмое, восьмое) и $D + E = p_4 + p_3$ (шестое, десятое). Таким образом, в этих точках будут располагаться пары третьего или четвёртого классов, т.е. $F = p_4$, $K = p_3$, либо $F = p_3$, $K = p_4$ и, аналогично, $E = p_4$, $D = p_3$, на $E = p_3$, $D = p_4$, безызбыточность механизма в этом случае не нарушается.

Покажем по результатам полученного решения на рисунке 5 рычажный механизм прессы, не содержащий избыточных связей.

2. Патент №2378118. Рычажный механизм пресса / Дворников Л.Т., Гудимова Л.Н., Стариков С.П. (РФ) – №2008129967; приоритет от 21.07.2008; опубл. 10.01.2010, Бюл. №1.
3. Колчин Н.И. Опыт построения расширенной структурной классификации механизмов и основанной на ней структурной таблицы механизмов. Анализ и синтез механизмов: Труды Второго Всесоюзного совещания по основным проблемам теории машин и механизмов – М.: Машгиз, 1960. – с. 85-97.
4. Дворников Л.Т. Опыт исключения избыточных связей в механизмах на примере шестизвенных плоских механизмов / Л.Т. Дворников, Л.Н. Гудимова, Н.В. Балицкая // Материалы пятнадцатой научно-практической конференции по проблемам механики и машиностроения. Под редакцией проф. Дворникова Л.Т. и проф. Живаго Э.Я. – Новокузнецк: СибГИУ, 2005. – С. 50-69.

ИЗВЕСТНЫЕ МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ О ПРОДОЛЬНОМ УДАРЕ

Кандидат технических наук, доцент

Жуков И.А.

Изучение ударных процессов относится к числу наиболее актуальных проблем механики, связанных с оценкой поведения различных конструкций в условиях воздействия интенсивных импульсных нагрузок, которые возникают при эксплуатации многих современных сооружений, механизмов и приборов.

Теория удара насчитывает в своем развитии около четырех столетий. К одним из первых работ в области удара можно отнести исследования, выполненные еще в XVII веке Гюйгенсом, Галилеем, Декартом, Ньютоном. В XX веке исследования продольного удара стержней получили значительное развитие в работах Алабужева П.М., Александрова Е.В., Алимова О.Д., Дворникова Л.Т., Еремьянца В.Э., Иванова К.И., Кильчевского Н.А., Манжосова В.К., Мясникова А.А., Пановко Я.Г., Саруева Л.А., Стихановского Б.Н., Тимошенко С.П., Шапошникова И.Д. и других. В XXI глубокому исследованию проблем продольного удара посвящены работы Дворникова Л.Т. (Новокузнецк), Доронина С.В. (Красноярск), Еремьянца В.Э. (Кыргызстан), Жукова И.А. (Новокузнецк), Манжосова В.К. (Ульяновск), Мясникова А.А. (Кыргызстан), Ушакова Л.С. (Орел), Шапошникова И.-И.Д. (Германия).

Решение проблемы эффективности работы ударных машин требует управления полезной энергией в течение всего процесса ее преобразования от разгона бойка до непосредственного разрушения среды. Математическое описание процесса удара в общем виде оказывается весьма сложным и потому для решения частных, прикладных вопросов теории удара принимаются некоторые упрощения и допущения, которые иногда приводят к недопустимым ошибкам количественного и качественного характера и, следовательно, к неправильному выбору направления решения тех или иных проблем, связанных с ударом.

В связи с этим особое значение приобретает рациональный выбор такой методики расчета из числа существующих, которая бы в

наибольшей мере соответствовала физическим особенностям рассматриваемой ударной системы.

Рассмотрим различные методы решения задач о продольном ударе более подробно.

Теория Ньютона

Наиболее простой теорией соударения двух тел является теория Ньютона, предложенная им более 300 лет назад и успешно применяющаяся в настоящее время для решения многих практических задач. Эта теория основана на законе сохранения количества движения [1] и понятии «коэффициента восстановления скорости тел после удара».

Рассмотрим два тела, движущихся вдоль оси x с известными скоростями $V_{1-} > V_{2-}$ (рисунок 1). Через какое-то время первое тело догонит второе и произойдет их соударение. После удара тела приобретут скорости V_{1+} и V_{2+} , которые определяются из следующих формул:

$$\begin{aligned} V_{1+} &= \frac{(m_1 - km_2)V_{1-} + m_2(1+k)V_{2-}}{m_1 + m_2}, \\ V_{2+} &= \frac{m_1(1+k)V_{1-} + (m_2 - km_1)V_{2-}}{m_1 + m_2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где k – коэффициент пропорциональности, названный коэффициентом восстановления скорости тел при ударе и определяемый экспериментально.

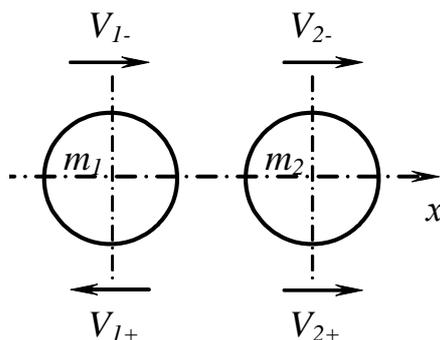


Рисунок 1 – Модель Ньютона

Ньютон полагал, что коэффициент восстановления зависит только от свойств материалов соударяющихся тел. Но последующие исследования показали, что коэффициент восстановления зависит и от геометрии соударяющихся тел, скорости их соударения и является

интегральной характеристикой, учитывающей все внутренние процессы, происходящие в соударяющихся телах. Поэтому экспериментальное определение коэффициента восстановления необходимо в каждом конкретном случае, что является одним из недостатков данной теории.

Модель Ньютона широко используется при расчете и анализе виброударных систем и в задачах, связанных с определением кинематических параметров движения тел: перемещений, скоростей и ускорений. Но она не позволяет определить время удара, закон изменения ударной силы от времени и максимальную величину этой силы. Такую информацию могут дать только теории, учитывающие деформации тел при ударе.

Модель Герца

В основе этой модели [2] лежат две гипотезы: 1) предполагается, что эффекты, определяющие развитие процесса удара, охватывают лишь небольшие области внутри тел, примыкающие к поверхности контакта, а общие деформации тел не учитываются; 2) принимается, что зависимость контактной силы при деформации при ударе остается такой же, как и при статическом сжатии твердых тел. В результате задача о прямом соударении упругих тел была сведена к задаче о соударении двух твердых тел с находящимся между ними упругим элементом (рисунок 2).

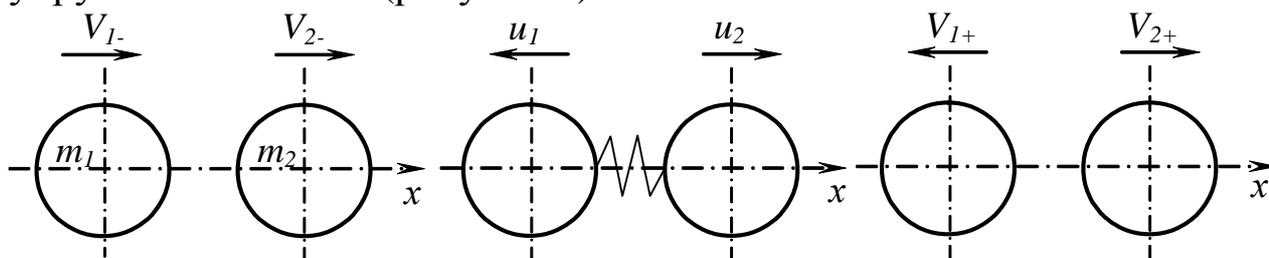


Рисунок 2 – Модель Герца

С помощью теории Герца были впервые раскрыты некоторые внутренние закономерности упругого удара:

– максимальное сближение тел при ударе

$$\alpha_{\max} = \left(\frac{5mV^2}{4k} \right)^{2/5}, \quad (2)$$

$$\text{где } m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}, \quad (3)$$

$$V = \alpha'(0) = V_{1-} - V_{2-}, \quad (4)$$

k – коэффициент, зависящий от упругих свойств материалов тел и радиусов кривизны их ударных поверхностей r_1, r_2 ,

$$k = \frac{4}{3} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \left(\frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2} \right)^{1/2}, \quad (5)$$

E – модуль упругости,

μ – коэффициент Пуассона для материалов тел;

– максимальная сила удара

$$P_{\max} = k \alpha_{\max}^{3/2} = k^{2/5} \left(\frac{5mV^2}{4k} \right)^{3/5}; \quad (6)$$

– время удара

$$\tau = 3,213 \left(\frac{m^2}{Vk^2} \right)^{1/5}. \quad (7)$$

Модель Герца имеет ограниченную применимость в силу следующих фактов. Она дает результаты, хорошо совпадающие с экспериментом, если продолжительность удара значительно меньше наибольшего периода свободных колебаний соударяющихся тел. При превышении некоторого значения скорости удара теория Герца будет давать существенные ошибки, так как увеличение скорости приводит к росту контактных давлений, и при определенном ее значении начнут развиваться пластические деформации, которые Герцем не учитываются.

Волновая теория Сен-Венана

Наиболее широкое применение при исследовании ударных систем получила одномерная волновая теория удара, сформулированная Барре де Сен-Венаном [3], нашедшего общее решение задачи в форме, допускающей практические приложения. Теория Сен-Венана построена для тонких стержней с плоскими торцами на тех допущениях, что: 1) плоские, поперечные к оси стержня, сечения остаются плоскими в процессе распространения волн продольной деформации; 2) материал стержня подчиняется

закону Гука, т. е. деформации остаются в пределах упругости; 3) соприкосновение соударяющихся тел происходит в один и тот же момент времени по всей площади ударного торца.

По теории Сен-Венана процесс продольного соударения стержней полностью определяется функцией смещения $u(x, t)$ поперечного сечения стержня с координатой x в момент времени t . Ось координат поперечных сечений x совпадает с прямой, проходящей через центры сечений (рисунок 3).

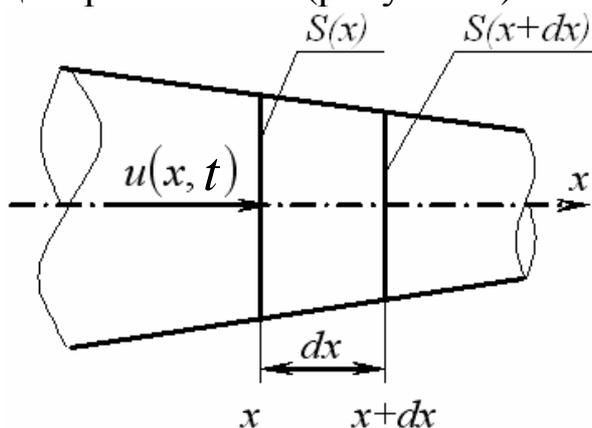


Рисунок 3 – Распространение волн продольных колебаний в стержне

Процесс распространения волн продольных колебаний в стержне описывается дифференциальным уравнением гиперболического типа

$$\frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial x^2}, \quad (8)$$

где $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ – скорость распространения упругих волн продольной деформации в стержне с плотностью материала ρ и модулем упругости E .

Как видно, уравнение (8) учитывает только свойства материалов соударяющихся тел и никак не учитывает их геометрию.

Если рассмотреть процесс распространения волн продольных колебаний в стержне переменного поперечного сечения, то для выделенного элемента стержня можно записать выражения для определения массы, ускорения смещения сечений, деформаций, напряжений и усилий. Тогда из второго закона Ньютона получается волновое уравнение в данной форме:

$$\rho \cdot S(x) \frac{\partial^2 u(x, t)}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(E \cdot S(x) \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right). \quad (9)$$

Это уравнение (9) для стержней переменного поперечного сечения показано в работе Я.Г. Пановко [4].

Выполняя операции дифференцирования, можно представить уравнение (9) в другой форме

$$a^2 \cdot \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} + a^2 \cdot \frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} \cdot \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} - \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0. \quad (10)$$

Таким образом, полученное уточненное волновое уравнение позволяет учитывать сложную геометрическую форму деталей ударных узлов, имеющих криволинейные образующие боковой поверхности, различные отверстия или полости.

Однако экспериментальные опыты свидетельствуют о некорректности допущений, принятых в одномерной волновой теории удара, и невозможности их осуществления на практике. В ударных системах сложной геометрической формы предположение, что в процессе деформирования плоские поперечные сечения остаются плоскими, весьма сомнительно, т.к. совместно с продольными колебаниями возникают и поперечные. Эти факты свидетельствуют о необходимости рассмотрения деформации стержней в радиальном направлении. Впервые на необходимость более детального рассмотрения задачи о продольном ударе указал Т. Юнг [5], введя ограничение на предударную скорость бояка и принимая в учет влияние его массы. В 1876г. Л. Похгаммером была опубликована работа [6], в которой он рассматривает задачу о продольных колебаниях цилиндрического стержня кругового сечения, учитывая при этом поперечные перемещения.

Принцип одномерности обеспечивает сравнительно простое описание волновых процессов при продольных колебаниях, поэтому была поставлена и решена задача об уточнении дифференциального уравнения Сен-Венана с учетом поперечных колебаний. Сущность решения заключается во введении поправки Релея, согласно которой предполагается, что после энергии продольного движения частиц стержня следующей по значению является кинетическая энергия радиального движения динамически сжимаемого тела. В этом случае уточненное волновое дифференциальное уравнение записывается в виде

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(ES(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho S(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial t} \right) + \frac{\partial^2}{\partial x \partial t} \left(\rho \mu^2 J_\rho(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} \right) = 0. \quad (11)$$

Вывод это уравнения показан в работах Мясникова А.А. [7] и Жукова И.А. [8].

Приведенное уточненное уравнение (11) свидетельствует о том, что поправка Релея приводит к появлению члена более высокого порядка малости. Поскольку поправка Релея зависит от коэффициента Пуассона μ и полярного момента инерции $J_\rho(x)$, можно сделать вывод, что решение зависит от большего числа механических параметров и особенностей геометрии стержней, чем по одномерной теории Сен-Венана. Таким образом, изложенное уточнение волновой теории Сен-Венана может стать фундаментальной основой при решении проблем, связанных с продольным ударом.

Учет коэффициента Пуассона в работе [7] предлагается производить путем его подстановки в формулу для определения скорости распространения волн продольных колебаний

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho(1+\mu)}}. \quad (12)$$

Если механические характеристики материала: ρ, μ, E не зависят от координаты x и времени t , площадь поперечного сечения $S(x)$ и полярный момент инерции $J_\rho(x)$ не зависят от времени, то уравнение (11) преобразуется к виду

$$E \frac{\partial}{\partial x} \left(S(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right) - \rho S(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \rho \mu^2 \frac{\partial}{\partial x} \left(J_\rho(x) \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x \partial t^2} \right) = 0. \quad (13)$$

Если пренебречь деформацией в радиальном направлении, например, приняв $\mu=0$, что справедливо для некоторых материалов, то получается уравнение

$$\rho \cdot S(x) \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = E \frac{\partial}{\partial x} \left(S(x) \frac{\partial u(x,t)}{\partial x} \right),$$

которое в форме (10) применяется при решении частных задач о соударении бойка сложной геометрической формы по волноводу для описания движения сечений в бойке.

В случае стержня постоянного поперечного сечения ($S(x) = const$) уравнение (11) принимает вид

$$E \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \rho \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} + \rho \mu^2 \frac{J_\rho(x)}{S(x)} \frac{\partial^4 u(x,t)}{\partial x^2 \partial t^2} = 0. \quad (14)$$

Если пренебречь деформацией в радиальном направлении, приняв $\mu=0$, то получается уравнение

$$E \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x^2} - \rho \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (15)$$

которое в форме (8) применяется при решении частных задач о соударении бойка сложной геометрической формы по волноводу для описания движения сечений волновода.

Решение волнового уравнения (8) теории Сен-Венана методом Даламбера

Запишем уравнение (8) для стержня с постоянным поперечным сечением в следующем виде:

$$\frac{\partial^2 u(x,\tau)}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u(x,\tau)}{\partial \tau^2} = 0. \quad (16)$$

Решение этого уравнения известно в форме Даламбера [9]. Уравнение решается в явном виде с помощью замены переменных:

$$\begin{aligned} (x,t) &\rightarrow (\eta,\xi) \\ \eta &= x + a\tau; \quad \xi = x - a\tau. \end{aligned} \quad (17)$$

Производные второго порядка, входящие в уравнение (16), выражаются через новые переменные:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u(x,\tau)}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 u(\eta,\xi)}{\partial \eta^2} + 2 \frac{\partial^2 u(\eta,\xi)}{\partial \eta \partial \xi} + \frac{\partial^2 u(\eta,\xi)}{\partial \xi^2}, \\ \frac{\partial^2 u(x,\tau)}{\partial \tau^2} &= a^2 \left(\frac{\partial^2 u(\eta,\xi)}{\partial \eta^2} - 2 \frac{\partial^2 u(\eta,\xi)}{\partial \eta \partial \xi} + \frac{\partial^2 u(\eta,\xi)}{\partial \xi^2} \right). \end{aligned} \quad (18)$$

С учетом полученных выражений уравнение (16) преобразуется к виду:

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\partial u(\eta,\xi)}{\partial \xi} \right) = 0. \quad (19)$$

Из этого уравнения следует, что производная $\frac{\partial u(\eta,\xi)}{\partial \xi}$ не зависит от η , т.е. является функцией только ξ . Аналогично, $\frac{\partial u(\eta,\xi)}{\partial \eta}$ является функцией только η . Отсюда следует, что:

$$u(\eta,\xi) = f(\eta) + g(\xi). \quad (20)$$

В старых переменных получаем решение уравнения (16) в форме Даламбера с точностью до неизвестных функций f и g :

$$u(x, \tau) = f(x + a\tau) + g(x - a\tau). \quad (21)$$

Функция $f(x + a\tau)$ представляет волну, перемещающуюся в отрицательном направлении оси x со скоростью a ; $g(x - a\tau)$ - волну, перемещающуюся в положительном направлении.

Общее решение уравнения (16) в форме Даламбера представляет суперпозицию двух волн, перемещающихся в положительном и отрицательном направлениях.

Решения Сен-Венана позволили определить необходимые для инженерной практики напряжения, скорость сечений, форму импульса и другие параметры в относительно простых и идеальных случаях.

Однако осуществить идеально плоский удар не удастся. Для реальных случаев, когда торцы бойка и стержня имеют закругления, Сирсом в 1907 году опубликованы решение и результаты экспериментов. Сирс, используя работы Герца в области контактной задачи теории упругости и волновую теорию Сен-Венана, получил нелинейное дифференциальное уравнение и решил его численным методом. Теория, учитывающая влияние скругления торцов, хорошо подтвердилась экспериментом, однако метод расчета оказался весьма громоздким и не получил инженерного применения.

Решение волнового уравнения (10) теории Сен-Венана методами операционного исчисления

Рассмотрим задачу о продольном ударе, применив методы операционного исчисления [10]. Расчетная схема выбирается с теми условиями, что ось координат поперечных сечений x считается совмещенной с осью симметрии ударной системы; положительное направление совпадает с вектором предударной скорости бойка; время t отсчитывается с момента соприкосновения бойка и стержня.

Запишем уравнение (10), описывающее смещение сечений стержня, в виде:

$$\frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial x^2} + \frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} \cdot \frac{\partial u(x, \tau)}{\partial x} - \frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial \tau^2} = 0. \quad (22)$$

где τ – переменная, равная at , где t – время, a – скорость распространения волны в материале стержня.

Решение этого уравнения возможно операционным методом на основе интегрального преобразования Лапласа по переменной τ .

От искомой функции оригинала выполняется переход с помощью комплексного параметра преобразования $p = \alpha + i\beta$ к функции-изображению. Для каждой частной производной функции смещения сечений, входящих в уравнение (22), изображения определяются в форме:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial x^2} &= \int_0^{\infty} \frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial x^2} e^{-p\tau} d\tau = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \int_0^{\infty} u(x, p) e^{-p\tau} d\tau = \frac{\partial^2 u(x, p)}{\partial x^2}; \\ \frac{\partial u(x, \tau)}{\partial x} &= \int_0^{\infty} \frac{\partial u(x, \tau)}{\partial x} e^{-p\tau} d\tau = \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\infty} u(x, p) e^{-p\tau} d\tau = \frac{\partial u(x, p)}{\partial x}; \\ \frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial \tau^2} &= \int_0^{\infty} \frac{\partial^2 u(x, \tau)}{\partial \tau^2} e^{-p\tau} d\tau = \frac{\partial u(x, \tau)}{\partial t} e^{-p\tau} \Big|_{\tau=0}^{\tau=\infty} + p \int_0^{\infty} \frac{\partial u(x, \tau)}{\partial \tau} e^{-p\tau} d\tau = \\ &= p^2 \cdot u(x, \tau) - p \cdot u(x, 0) - \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t}. \end{aligned} \quad (23)$$

Дифференциальное уравнение, описывающее смещение сечений стержня, в области изображений принимает вид:

$$\frac{\partial^2 u(x, p)}{\partial x^2} - \frac{1}{S(x)} \cdot \frac{dS(x)}{dx} \cdot \frac{\partial u(x, p)}{\partial x} - p^2 \cdot u(x, p) + p \cdot u(x, 0) + \frac{\partial u(x, 0)}{\partial t} = 0. \quad (24)$$

В это уравнение кроме изображения функции смещений входят значения функции-оригинала и ее частной производной по τ в момент времени $t = \tau = 0$. Эти значения – начальные условия – должны быть заданы. С учетом начальных и граничных условий находится решение уравнения в изображениях, а затем, используя табличные значения оригиналов, выполняется переход к оригиналу по переменным x и τ с учетом $\tau = at$.

Методы операционного исчисления позволяют провести поиск решения уравнения (22) посредством более простых вычислительных операций, что может значительно облегчить процесс исследования продольного соударения стержней.

Графоаналитический метод

Графоаналитический метод позволяет достаточно точно и полно решить задачу о формировании и распространении импульсов упругой деформации в ударных системах переменной формы [11]. Эта задача сводится к решению волнового уравнения, вывод которого для случая прохождения силового импульса по стержню на границе изменения его поперечного сечения основан на теории Сен-Венана со всеми ее допущениями.

Пусть волна следует из сечения S_1 в сечение S_2 , причем в точке $x = 0$ сечение резко меняется (рисунок 4). Тогда на границе раздела сечений часть энергии волны пройдет из первого стержня во второй, а часть отразится обратно в стержень. Тогда: F_1 и u_1 – величины соответственно сил и смещений в первоначальной волне; F_2 и u_2 – в прошедшей волне; F_3 и u_3 – в отраженной волне, где t – время, a – скорость распространения волны в стержне, x – координата положения волны, E – модуль упругости.

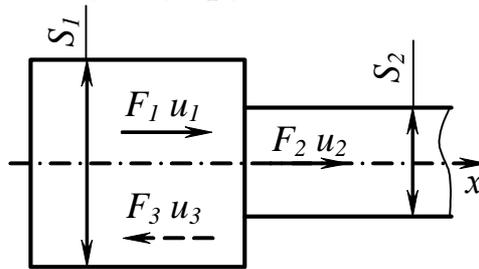


Рисунок 4 – Схема прохождения силового импульса по стержню переменного сечения

Величина силы в прошедшей волне:

$$F_2 = QF_1, \quad (25)$$

где $Q = \frac{2S_2}{S_1 + S_2}$ – коэффициент прохождения.

Величина силы в отраженной волне:

$$F_3 = RF_1, \quad (26)$$

где $R = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2}$ – коэффициент отражения.

Используя выражения (25) и (26), можно производить расчеты по определению усилий в ударных системах с плоскими ударными сечениями как аналитически, так и графически.

Если боек переменного сечения ударяет по цилиндрическому стержню, то в последнем возникают силы с переменными значениями. Эти силы определяются сечениями и взаимодействием прямых и отраженных волн. В основе графоаналитического метода лежит определение указанных сил. Одним из преимуществ использования графоаналитического метода при решении задач о продольном соударении стержней является его приспособленность для программирования на ЭВМ, что значительно упрощает и ускоряет процесс исследования ударной системы

В работе [12] графоаналитический метод доработан 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. На основании графоаналитического метода разработан четкий алгоритм нахождения и анализа ударного импульса, генерируемого бойками различных форм в стержнях постоянного поперечного сечения, который положен в основу компьютерных программа [13, 14], позволяющих численным методом решать задачу о формировании упругих волн деформации в стержнях при ударе по ним бойками сложной геометрической формы.

Анализ вышеизложенных методов исследования ударных систем позволил сделать следующие **выводы**:

– среди известных, апробированных методик наибольшее распространение получила одномерная волновая теория Сен-Венана;

– уточненные дифференциальные уравнения (8), (10), (11) волновой теории удара позволяют осуществлять выбор рациональных форм бойков ударных систем с точки зрения наиболее эффективного использования энергии удара;

– известные, запатентованные различные формы бойков ударных систем решены аналитически с использованием дифференциальных уравнений (8) и (10) волновой теории и графоаналитического метода;

– решение уточненного уравнения (11) значительно затруднено появлением различных математических сложностей, обусловлено наличием в уравнении член более высокого порядка малости; на этом основании уравнение (11) при решении практических задач

соударения стержней сложных форм не применяется; это обстоятельство обосновано еще и тем фактом, что использование уравнения (11) позволяет уточнить решение лишь на 7%, что вполне сопоставимо с погрешностями числовых вычислений;

– предложенная в работе [7] формула (12), предназначенная для определения скорости распространения волн продольных колебаний с учетом коэффициента Пуассона, позволяет уточнить решение задачи об определении ударных импульсов в среднем (для стальных стержней) лишь на 1,5%, что не представляет существенного значения для практики;

– алгоритм численного исследования графоаналитическим методом процесса формирования в волноводе ударных импульсов бойками различных форм, положенный в основу компьютерных программ, позволяет значительно облегчить и сократить сроки проведения инженерных расчетов ударных систем, определять формы ударных импульсов, генерируемых бойками любой, сколь угодно сложной геометрии; синтезировать рациональные формы бойков ударных систем для конкретных параметров ударных импульсов.

Библиографический список

1. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Высшая школа, 1995. – 416 с.
2. Батуев Г.С. Инженерные методы исследования ударных процессов / Г.С. Батуев, Ю.В. Голубков, А.К. Ефремов, А.А. Федосов. – М.: Машиностроение, 1977.
3. Clebsch A. Theorie de l'elasticite des corps solides / V.f. Saint-Venant. – Paris: Dunod, 1883 – 980 p.
4. Пановоко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд. 3-е., доп. и перераб. – Л.: Машиностроение, 1976. – С. 133.
5. Thomas Y. A course of lectures on natural philosophy and the mechanical arts. – London, 1807.
6. Pochhammer L. Uber die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten kleiner Schwingungen in einem unbegrentzen isotropen Kreiszyylinder // J. f. d. reine und angew. Math., 81. – 1876. – s. 324.
7. Мясников А.А. Модифицированное уравнение продольных колебаний стержней переменного поперечного сечения в цилиндрической системе координат // Материалы седьмой

- научно-практической конференции по проблемам машиностроения, металлургических и горных машин / Под ред. проф. Л.Т. Дворникова. – Новокузнецк, СибГГМА, 1998. – С. 70-79.
8. Жуков И.А. Модификация дифференциальных уравнений волновой теории продольного соударения стержней / И.А. Жуков, Л.Т. Дворников // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – №2. – С. 5-9.
 9. Тихонов А.Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М.: Наука, 1977. – 742 с.
 10. Диткин В.А. Операционное исчисление. Учеб. пособие для вузов. Изд. 2, доп. / В.А. Диткин, А.П. Прудников – М.: Высшая школа, 1975. – 407 с.
 11. Иванов К.И. Техника бурения при разработке месторождений полезных ископаемых. Изд. 2, перераб. / К.И. Иванов, М.С. Варич, В.И. Дусев и др. – М.: Недра, 1974. – 408 с.
 12. Дворников Л.Т. Продольный удар полукатеноидальным бойком: Моногр. / Л.Т. Дворников, И.А. Жуков. – СибГИУ, Новокузнецк. – 2006. – 80 с.
 13. Свидетельство №2007613024. Анализ форм бойков ударных механизмов / Дворников Л.Т., Жуков И.А. (РФ) – №2007611961; поступление 18.05.2007; зарегистр. 11.07.2007.
 14. Свидетельство №2007614717. Синтез геометрии бойков ударных механизмов / Дворников Л.Т., Жуков И.А. (РФ) – №2007613793; поступление 24.09.2007; зарегистр. 14.11.2007.

ОБ ОСОБЕННОСТИ ПОДГОТОВКИ БАКАЛАВРОВ ПО НАПРАВЛЕНИЮ «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА» В СВЯЗИ С НОВЫМИ УЧЕБНЫМИ ПЛАНАМИ

Кандидат технических наук, доцент

Тимофеева И.С.

До 2011 г. студенты СибГИУ обучались по плану, утвержденному в 2007 г. по направлению подготовки 150300 «Прикладная механика». Квалификация выпускника – бакалавр техники и технологий. Срок освоения программы 4 года. В течение всего восьмого семестра студенты проходили обучение по полной программе. В конце семестра студенты сдавали шесть обязательных зачетов по дисциплинам: «Психология и педагогика», «Основы планирования профессиональной деятельности», «Организация и управление», «Безопасность жизнедеятельности», «Основы физики прочности и механика разрушений» и «Структура реальных механических систем», а также четыре обязательных экзаменов по дисциплинам: «Основы физики прочности и механика разрушений», «Механика жидкости и газа», «Методы вычислений» и «Строительная механика машин». Студенты также выполняли курсовую работу по «Строительной механике машин». Обязательных в неделю 21 час занятий. Перед защитой диплома бакалавра студенты должны были сдать государственный экзамен. Программа государственного экзамена разработана в 2012 г. проф. Дворниковым Л.Т. Экзамен сдается по дисциплине «Динамика машин». Разработаны комплексные задания государственного экзамена. Билеты составлены в 2011 году.

Тематика билетов ГЭ соответствует программе ГЭ требованиям к уровню подготовки выпускников, содержащимся в ГОС. В билетах приведено три теоретических вопроса. После сдачи всех необходимых зачетов, экзаменов и курсовых работ студенты выходят на защиту выпускной квалификационной работы (ВКР), которую они готовили во время учебного процесса, собирали необходимый для работы материал. Только после защиты диплома бакалавров студенты выходили на каникулы с последующим обучением по направлению 150301 – «Динамика и прочность машин», чтобы получить квалификацию – инженер. У студентов был очень напряженный

график. Во время учебного процесса они собирали материал для работы, ходили на консультации к научному руководителю, оформляли ВКР и успешно защищали ее.

В 2011 г. все студенты Российской Федерации перешли на новую ступень образования – бакалавриат. Были разработаны новые учебные планы согласно Федерального государственного образовательного стандарта (ФГОС) третьего поколения. Срок обучения остался прежним – четыре года. Студенты обучаются в 8 семестре 9 недель, затем выходят на экзаменационную сессию, преддипломную практику (в течение которой они собирают необходимую информацию к ВКР), сдают государственный экзамен и в течение семи недель готовят ВКР и защищают ее. Таким образом, у студентов появляется время свободное от учебного процесса, и они могут полноценно собирать необходимый материал для написания и оформления ВКР, а также получать необходимые консультации у научного руководителя.

К ВЫПОЛНЕНИЮ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ ПО ТЕМЕ «ПОПЕРЕЧНЫЙ ИЗГИБ»

Кандидат химических наук, доцент

Демин В.М.

Тема «Поперечный изгиб» является самой сложной темой раздела «Сопrotивление материалов». Наибольшие трудности встречаются у студентов при построении эпюр поперечных сил и изгибающих моментов. Для определения внутренних силовых факторов – поперечной силы Q и изгибающего момента M необходимо понимание сути метода сечений. Очень важным является формулировка определений, позволяющих находить величины Q и M , а именно, что поперечная сила Q равна сумме проекций на плоскость поперечного сечения всех сил, расположенных по одну сторону от сечения (безразлично какую) и, что изгибающий момент M численно равен сумме моментов относительно центра тяжести сечения тех же внешних сил.

Эти формулировки студент должен хорошо знать на память, они могут рассматриваться как алгоритмы, с помощью которых строятся эпюры. В связи с этим для большей наглядности можно рекомендовать при вычислении, например, M в сечении балки как момента левых сил – закрывать чем-либо (рукой, листом бумаги, книгой) часть балки, расположенную правее рассматриваемого сечения, чтобы открытыми оставались только одни левые силы.

Правила знаков для поперечной силы Q и изгибающего момента M хорошо запоминаются, если они логичны и сопровождаются какой-либо простой схемой. Например, для M оно может быть обосновано тем, что на практике наиболее распространен случай опертой по концам балки с действующей на нее сверху вниз нагрузкой. Для этого случая изгибающий момент M считается положительным. При M больше нуля растянутыми являются нижние слои.

В начале обучения для построения эпюр Q и M составляют уравнения Q и M , исследуя уравнения, определяют характер кривых и находят характерные точки, необходимые для построения эпюр, и в дальнейшем требуют от студентов обязательного составления уравнений поперечных сил и изгибающих моментов. Однако нерационально, на наш взгляд, при построении эпюр каждый раз

заниматься составлением и исследованием уравнений, так как это отнимает слишком много времени, к тому же такой способ построения эпюр не соответствует принятому в инженерной практике методу. Привыкнув строить эпюры только на основании составления уравнений, студенты не могут построить эпюры, так как не знают основных закономерностей и испытывают затруднения не при составлении уравнений, а при построении эпюр. Поэтому задачу эту можно существенно облегчить, если сначала установить основные закономерности эпюр от вида нагрузок, а затем перейти к непосредственному построению эпюр по характерным точкам.

Чтобы ознакомить студентов с характером эпюр при действии основных видов нагрузок и сформулировать правила построения, достаточно построить эпюры для нескольких расчетных схем балок (рисунок 1) с подробным исследованием уравнений Q и M для каждого участка. На этой стадии обучения удобно все построения делать в алгебраической форме. Здесь же можно дать понятия о чистом и поперечном изгибе, рассмотрев случай, когда на одном из участков балки поперечная сила равна нулю. В процессе построения эпюр необходимо постоянно напоминать формулировки, выражающие зависимости поперечных сил и изгибающих моментов от внешних нагрузок. Полезно при этом использовать следующий прием: закрыть рукой часть балки, которая в это время не рассматривается, подчеркивая при этом, что в расчет принимаются нагрузки, расположенные по одну сторону от сечения. Можно рекомендовать студентам правило знаков схематически изобразить так, чтобы постоянно иметь его перед глазами при построении эпюр.

Во многих учебниках указывается, что перед построением эпюр необходимо находить опорные реакции. Следуя этим указаниям, студенты начинают построение эпюр с нахождения опорных реакций не только в двухопорных балках, но и в балках с заделанным концом, в чем нет никакой необходимости. Напротив, целесообразно обращать их внимание на то, что при определении поперечной силы и изгибающего момента следует рассматривать нагрузки по ту сторону от сечения, где число их меньше или значения их известны.

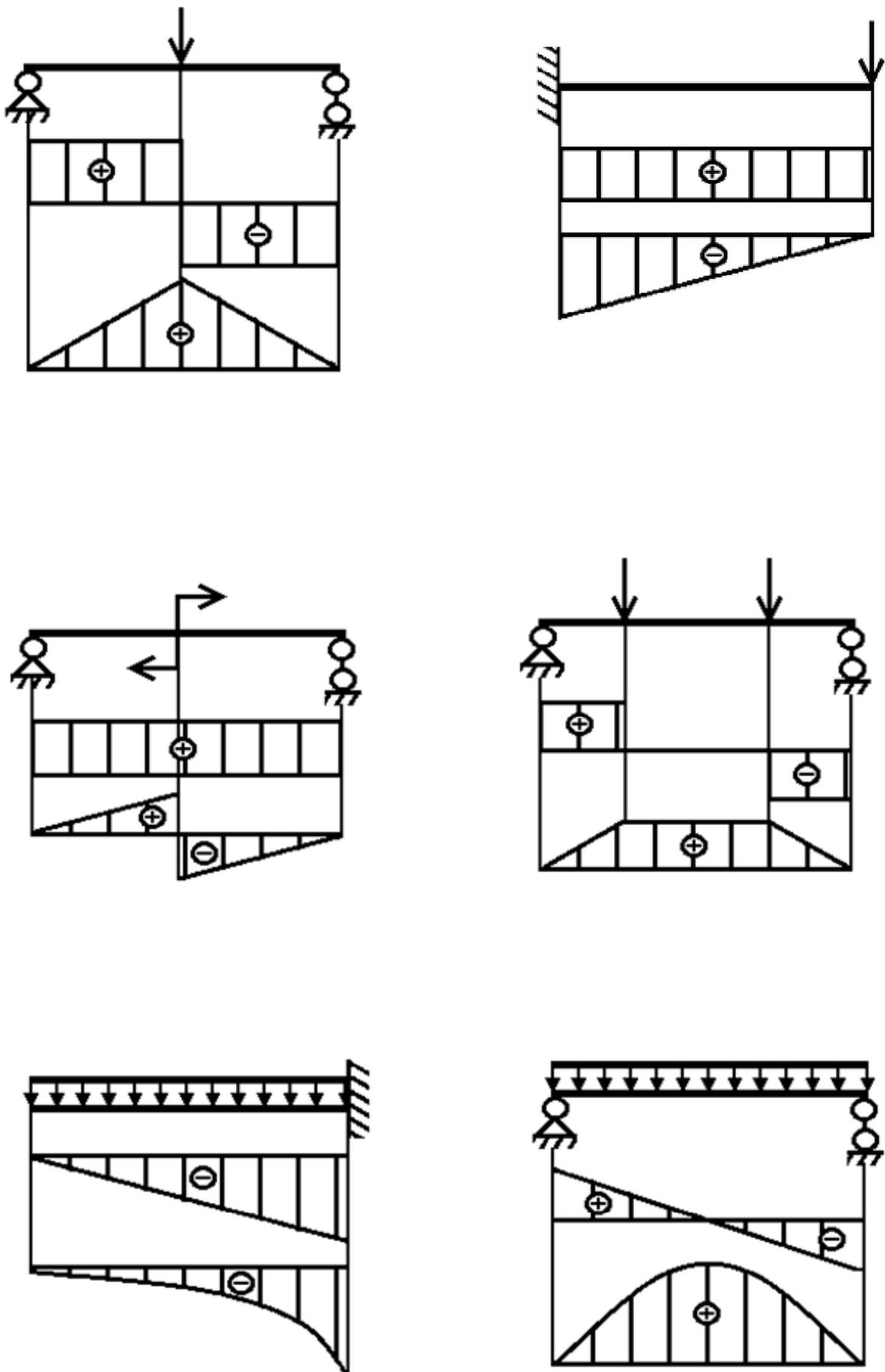


Рисунок 1 – Эпюры для нескольких расчетных схем балок

Число показанных на рисунке 1 примеров достаточно, для того чтобы установить основные зависимости и сформулировать правила построения эпюр, знания которых помогает быстрому обучению при построении эпюр. Можно рекомендовать следующие основные правила.

1. На участках между нагрузками эпюра Q – параллельна оси, эпюра M – наклонная прямая.

2. В месте приложения сосредоточенной силы в эпюре Q – скачок на величину этой силы, в эпюре M – перелом в направлении действия силы.

3. В месте приложения пары сил на эпюре Q – никаких изменений, в эпюре M – скачок на величину момента этой пары.

4. На участках с равномерно распределенной нагрузкой эпюра Q – наклонная прямая (при нагрузке, действующей сверху вниз, наклон слева вниз направо), эпюра M – квадратная парабола выпуклостью в сторону действия нагрузки.

5. В месте пересечения эпюрой Q оси изгибающий момент имеет экстремальное значение на данном участке между нагрузками.

Во многих учебниках все решения выполняются в алгебраической форме. Целесообразно, на наш взгляд, задачи решать в цифрах, что придает им более конкретный характер, да и в инженерной практике необходимость решения задач в алгебраической форме возникает редко. Для студентов же наибольшие трудности представляет решение в числовом выражении, поэтому внимание должно быть обращено на получение практического результата в цифрах.

МНЕНИЕ ОБ ИНТЕРНЕТ-ТЕСТИРОВАНИИ

Кандидат технических наук, доцент

Куклин С.А.

Всего по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» студентам предлагалось ответить на $4+8+6+10+4=32$ задания входящие в 5 дидактических единиц (ДЕ). С учетом того, что в двух ДЕ содержалось по 4 задания (вопроса), то цена некоторых вопросов составляет 25%, то есть довольно высока. При установленных требованиях (не более половины ошибок на ДЕ) может сложиться такая ситуация, что, набрав свыше 90% баллов, студент может получить неудовлетворительную оценку. Три неудачных ответа могут обнулить работу всей группы студентов или даже всего университета?

Такие требования, мягко говоря, можно назвать завышенными. По мнению автора, цена вопроса в тесте не должна превышать 3%.

Тесты хороши тем, что заставляют студента лишний раз подумать, пополнить свои знания, позволяют составить некоторый рейтинг среди студентов. Однако тесты – это статистическая оценка знаний с большими флуктуациями. В ходе подготовки несколько раз была ситуация когда самый слабый студент набирал самое большее число баллов и не проходил теста студент неплохо ориентирующийся в предмете¹. Другими словами как инструмент аттестации тесты не годятся. Почему студент ответил так или иначе – это можно выяснить только в ходе беседы.

Если же упорствовать в применении тестов, то они должны проходить многостороннюю проверку. Понятно, что вопросы составлял человек высокой квалификации, тем не менее их составлял человек, а человеку, как известно, свойственно ошибаться. К сожалению, на сайте <http://www.i-exam.ru/> вообще не указывается, кто составлял вопросы и как они проходят оценку у специалистов. Волнует именно цена вопросов. Встречаются вопросы, на которые нет ответа в обычных учебниках. Предлагаются ответы, среди которых есть несколько более-менее правильных, из которых нужно выбрать один.

¹ Здесь уместно напомнить высказывание: «Есть ложь, наглая ложь и статистика».

Приведем некоторые спорные вопросы в тесте.

Тема: Муфты компенсирующие

Компенсирующая муфта, которая в одинарном исполнении может компенсировать радиальные погрешности, называется

- пальцевой с металлическими дисками;
- кулачково-дисковой;
- зубчатой;
- шарнирной.

Как правильный ответ, здесь считается кулачково-дисковая муфта (ГОСТ 20720-93). Спрашивается, какой здесь выбрать ответ, если радиальные погрешности могут компенсировать кулачково-дисковая и зубчатая (ГОСТ Р 50895–96) муфты.

Тема: Передачи червячные

При определении скорости скольжения V_S в червячном зацеплении рассчитывают окружные скорости червяка V_1 и колеса V_2 . Они соотносятся следующим образом:

- $V_S > V_1 > V_2$;
- $V_S < V_1$;
- $V_S < V_2$;
- $V_S = V_1 - V_2$.

Правильным здесь считается первый ответ, хотя если рассматривать векторное сложение, то более точным является последний ответ [1, стр. 204]. Другими словами здесь спрятана ловушка на внимательность.

Тема: Передачи винт-гайка

Винты передач винт – гайка изготавливают из

- конструкционных сталей;
- серых чугунов;
- оловянистых бронз;
- сталей обыкновенного качества.

Правильный ответ здесь – конструкционных сталей. Однако следует заметить, что стали обыкновенного качества тоже относятся к конструкционным сталям [2].

Тема: Корпусные детали

Внутренние плоскости стенок толщиной δ литого корпуса редуктора рекомендуется сопрягать дугой с радиусом

- $r \approx 0,5\delta$;
- $r \approx \delta$;
- $r < 0,5\delta$;
- $r \geq 1,5\delta$.

Правильный ответ здесь $r \approx 0,5\delta$. Однако, зачем нужно это запоминать и что будет плохого если принять $r \approx \delta$ или $r \geq 1,5\delta$. Кстати, в зависимости от расположения стенок есть рекомендации $r \approx (0,5 \dots 5)\delta$ [3, стр. 394].

Приводя данные примеры, автор статьи ни в коей мере не считает плохой работу автора тестов. Даже наоборот, поражает количество придуманных вопросов (порядка 600). Среди них есть много интересных, требующих от студентов не просто знаний, а инженерного мышления. Проблема заключается в том, что при компьютерном тестировании человек общается не с конкретным человеком, а с какой-то абстракцией.

Библиографический список

1. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для втузов / Под ред. В.А. Финогенова. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с.
2. Сорокин В.Г. Стали и сплавы. Марочник. Справ. изд. / В.Г. Сорокин, М.А. Гервасьев – М.: Интермет-Инжиниринг, 2001. – 608 с.
3. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. 3-е испр. Т. 1. – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ САМОУСТАНАВЛИВАЮЩЕГОСЯ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА В СИСТЕМЕ T-FLEX

Старший лаборант

Андреева Я.А.

Для исследования работоспособности новой конструкции самоустанавливающегося трехсателлитного планетарного механизма [1] была создана его трехмерная модель, которая в последующем анимирована в программной среде T-Flex «Динамика». В качестве примера выбран планетарный механизм (рисунок 1) со следующими параметрами и размерами:

- передаточное отношение $u_{1H} = 8/3$;
- межосевое расстояние $a_w = 108\text{мм}$;
- модуль зацепления $m = 3\text{мм}$;
- числа зубьев: центрального колеса $z_1 = 54$, сателлитов $z_2 = 18$, опорного колеса $z_3 = 90$.

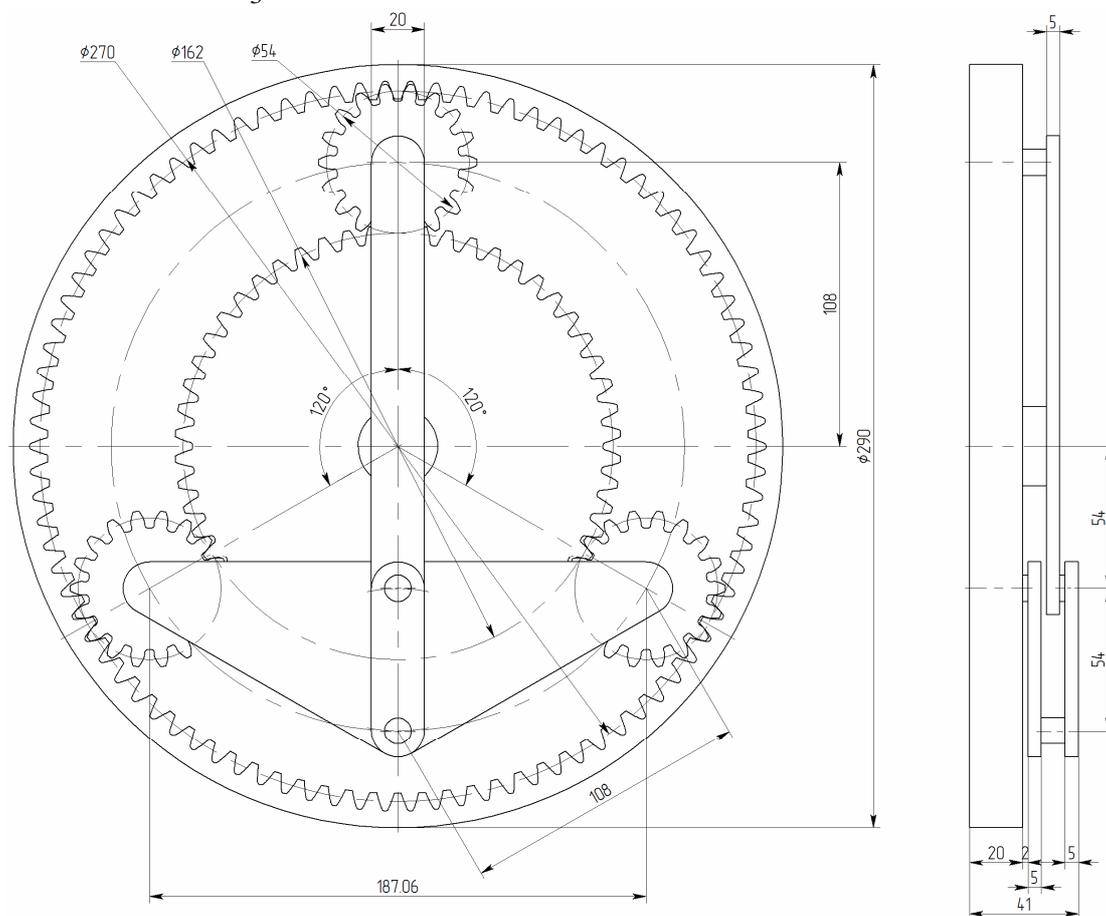


Рисунок 1 – Основные размеры исследуемого механизма

Детали планетарного механизма (рисунки 2-7) созданы в отдельных документах. Рычажные звенья – водило, трехпарное звено, шатун – созданы посредством трехмерной операции «выталкивание», согласно которой трехмерная модель элемента создается при движении профиля вдоль направляющей.



Рисунок 2 – Опорное колесо

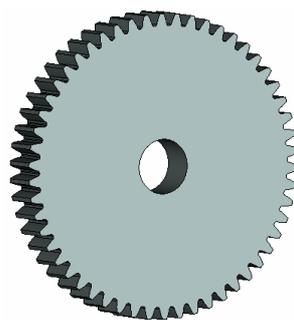


Рисунок 3 – Центральное колесо



Рисунок 4 – Сателлиты

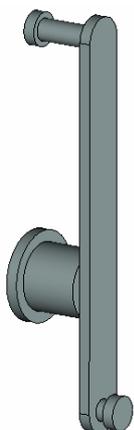


Рисунок 5 – Водило

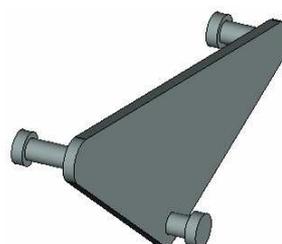


Рисунок 6 – Трехпарное звено

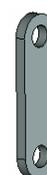


Рисунок 7 – Шатун

Для расчета и моделирования зубчатых колес, входящих в состав планетарного механизма, использовалась специализированная программа [2].

Созданные трехмерные модели деталей механизма в качестве фрагментов вставляются в сборочную модель и соединяются между собой посредством сопряжений и взаимного расположения осей и

контактирующих поверхностей. Одним из условий правильной сборки является расположение опоры (рисунок 2). Необходимо учитывать, что это единственная деталь, которая не будет совершать движение, поэтому при задании сопряжений, опора лишается степеней свободы. Далее последовательно в сборку вставляются все детали (рисунок 3-7) с учетом их взаимного расположения, которое может быть реализовано в виде сопряжений.

Сопряжения – это элементы системы, позволяющие назначить различные связи на геометрические объекты двух операций-компонентов (3D точки, оси, кривые, плоскости и поверхности). Сопряжения позволяют точно расположить детали проектируемого механизма относительно друг друга. Они позволяют заложить в модель механизма определённые свойства, определить, как его компоненты перемещаются и вращаются относительно других деталей. Отношение между двумя компонентами является ассоциативным. Если переместить одну деталь, то другая деталь переместится вместе с ней. Сопряжения накладываются на пару геометрических объектов. Они либо связывают между собой два компонента, либо привязывают одно тело к внешней среде (закреплённому объекту).

При сборке модели планетарного механизма в системе T-Flex заданы следующие типы сопряжений.

1. Соосность между геометрическими элементами звеньев (ГЭЗ), образующих вращательные кинематические пары механизма. Соосность обеспечивает совпадение двух осей. На рисунке 8 показан пример задания соосности между геометрическими осями центрального и опорного колес.

2. Расстояние между слоями, в которых расположены звенья механизма. Сопряжение «расстояние» задаёт связь между двумя объектами, выполняя условие сохранения заданного расстояния между двумя геометрическими объектами. Этот тип сопряжения используется для задания ограничения на взаимное проникновение граней звеньев механизма. На рисунке 9 показан пример задания сопряжения в виде расстояния между параллельными плоскостями водила и шатуна.

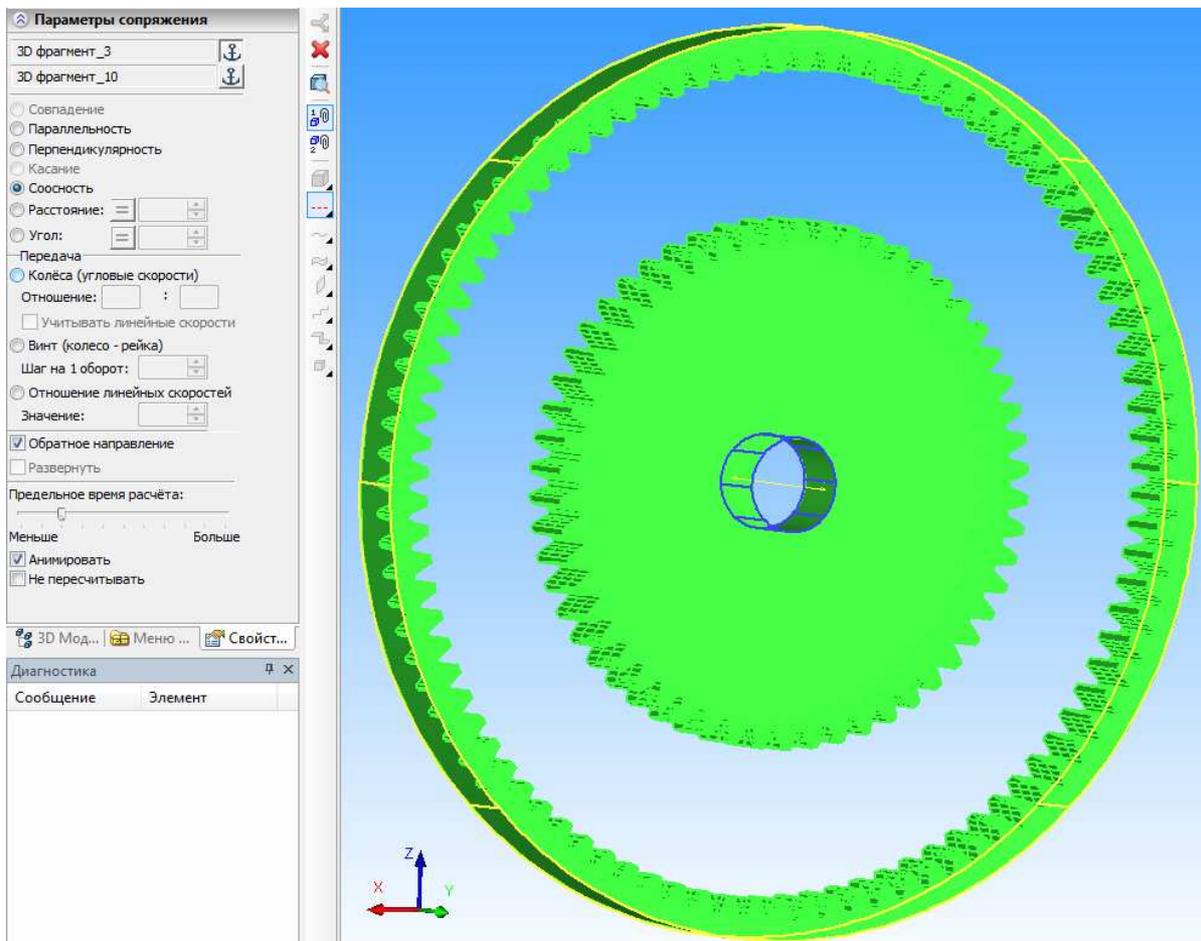


Рисунок 8 – Пример задания сопряжения «Соосность»

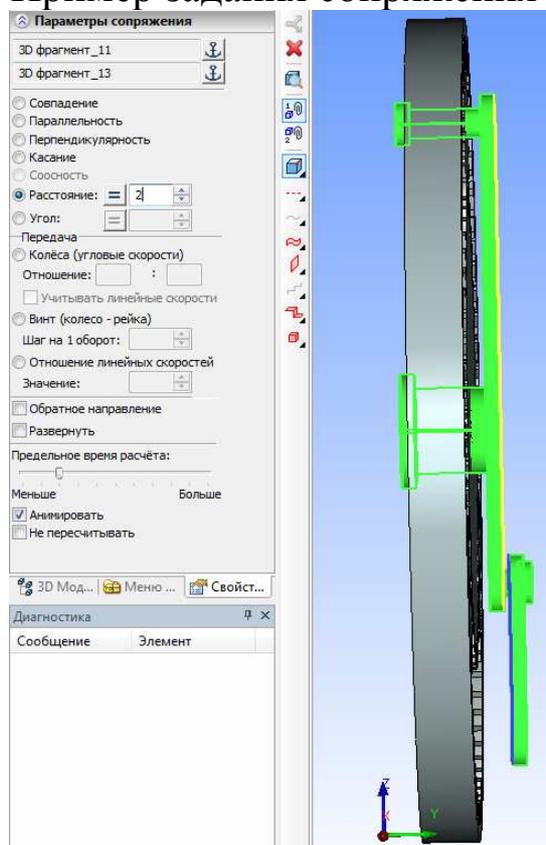


Рисунок 9 – Пример задания сопряжения «расстояние»

В общей сложности для сборки трехсателлитного планетарного механизма задано 14 сопряжений, из которых 7 «соосностей» и 7 «расстояний». Сборочная трехмерная твердотельная модель механизма показана на рисунке 10.

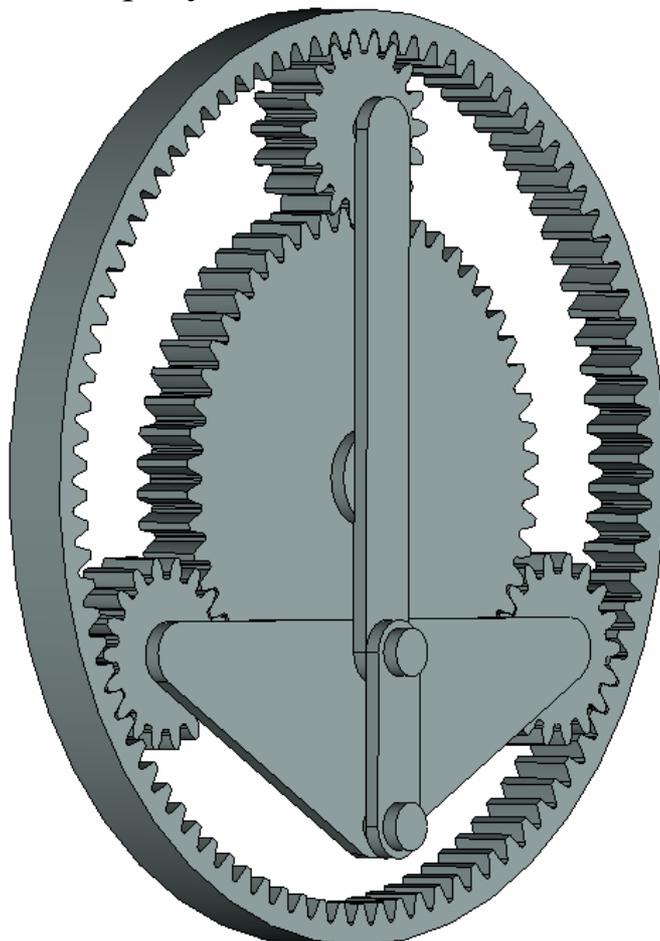


Рисунок 10 – Сборочная трехмерная модель планетарного механизма

Для исследования работоспособности механизма в системе T-Flex «Динамика» создается задача динамического анализа. Она формируется из следующих компонентов: свойства и настройки задачи; тела задачи; шарниры; датчики; нагрузки; результаты.

Шарниры определяют связи и взаимодействия между отдельными телами в задаче динамического анализа. Они создаются автоматически на основе заданных в модели степеней свободы и сопряжений. В основных типах шарниров система позволяет моделировать трение, а в односторонних контактах также задавать параметры удара.

В созданной задаче динамического анализа планетарного редуктора образовано 7 вращательных шарниров в кинематических парах p_5 (рисунок 11).

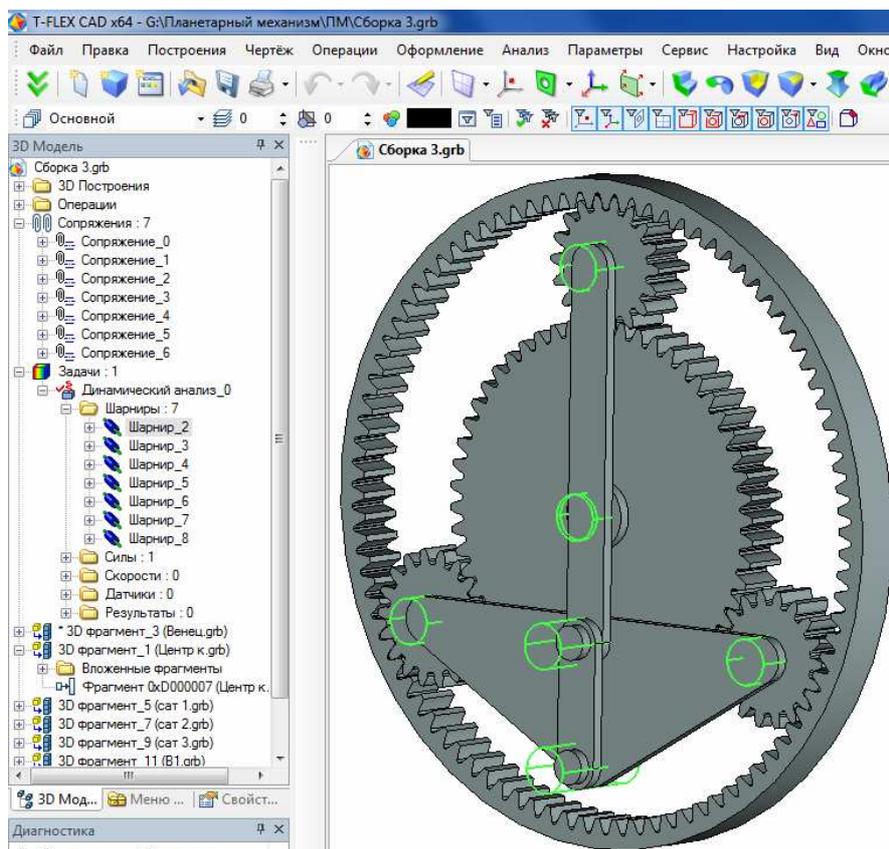


Рисунок 11 – Шарниры в расчетной модели планетарного механизма

Одной из особенностей системы T-Flex «Динамика» является реалистичное моделирование контактов между телами сборки. Пользователь освобождён от необходимости задавать точки контакта самостоятельно. Имеется возможность задавать системе, контакты каких тел она должна посчитать, а каких – нет, а также параметры удара и трения отдельно для каждой пары тел. Все расчёты производятся самой системой на основе точной геометрии тел.

В качестве нагружения в задаче исследования планетарного механизма задано вращение центральному колесу вокруг неподвижной геометрической оси (рисунок 12).

Для моделирования реалистичного поведения конструкции под действием приложенных нагрузок, система позволяет задавать характер свойства взаимодействия между элементами системы, в частности параметры трения и удара. Для контактов и шарниров задаются коэффициенты трения покоя, движения, качения и верчения.

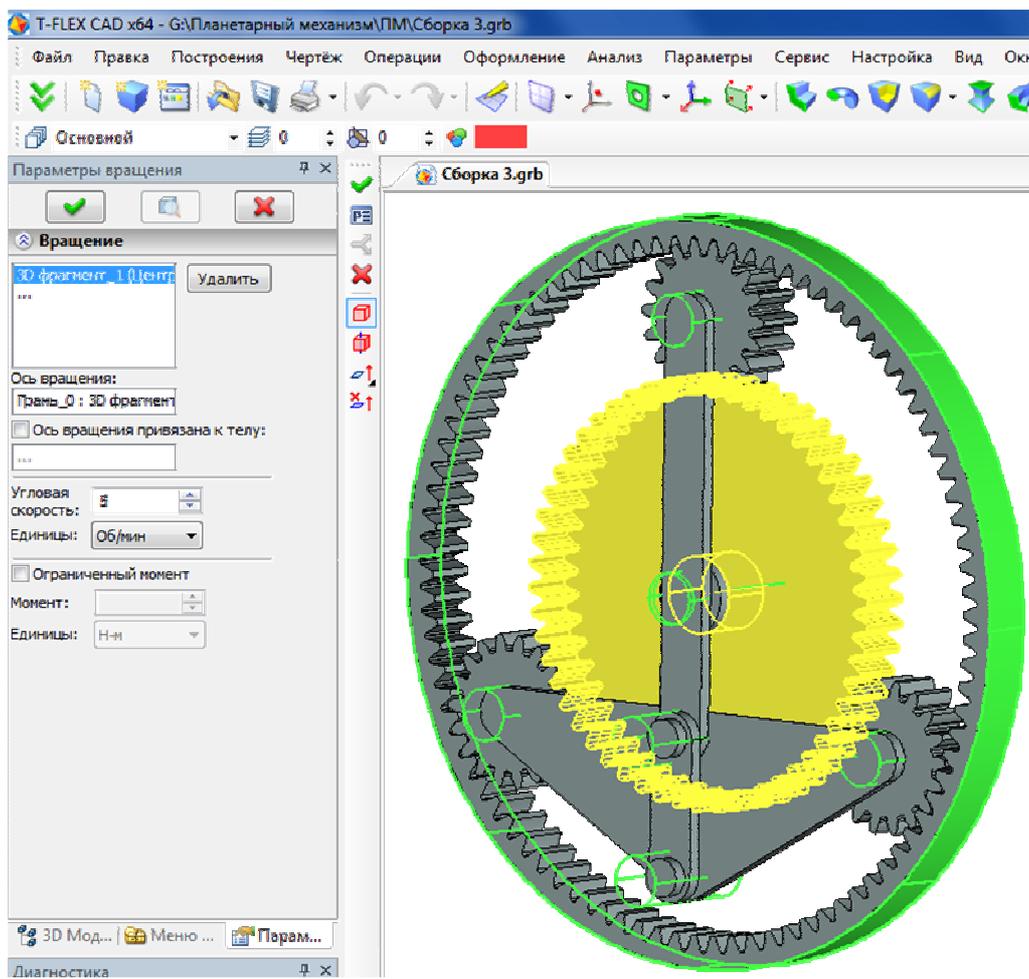


Рисунок 12 – Задание вращения центрального колеса

Расчёт динамики модели выполняется в системе T-Flex методом вычисления состояния системы по кадрам. Для каждого кадра запоминается информация о состоянии системы. Для расчёта каждого кадра записи система совершает некоторое количество шагов моделирования, это может быть один шаг на каждый кадр, а может быть тысяча. При расчете планетарного механизма было задано 50 кадров в секунду при длительности расчета в 36 секунд для обеспечения поворота водила с сателлитами на один полный оборот.

По результатам динамического анализа получен анимационный ролик, демонстрирующий работу нового трехсателлитного планетарного механизма с четырехзвенной группой нулевой подвижности. На рисунке 13 показаны некоторые фрагменты этого анимационного ролика.

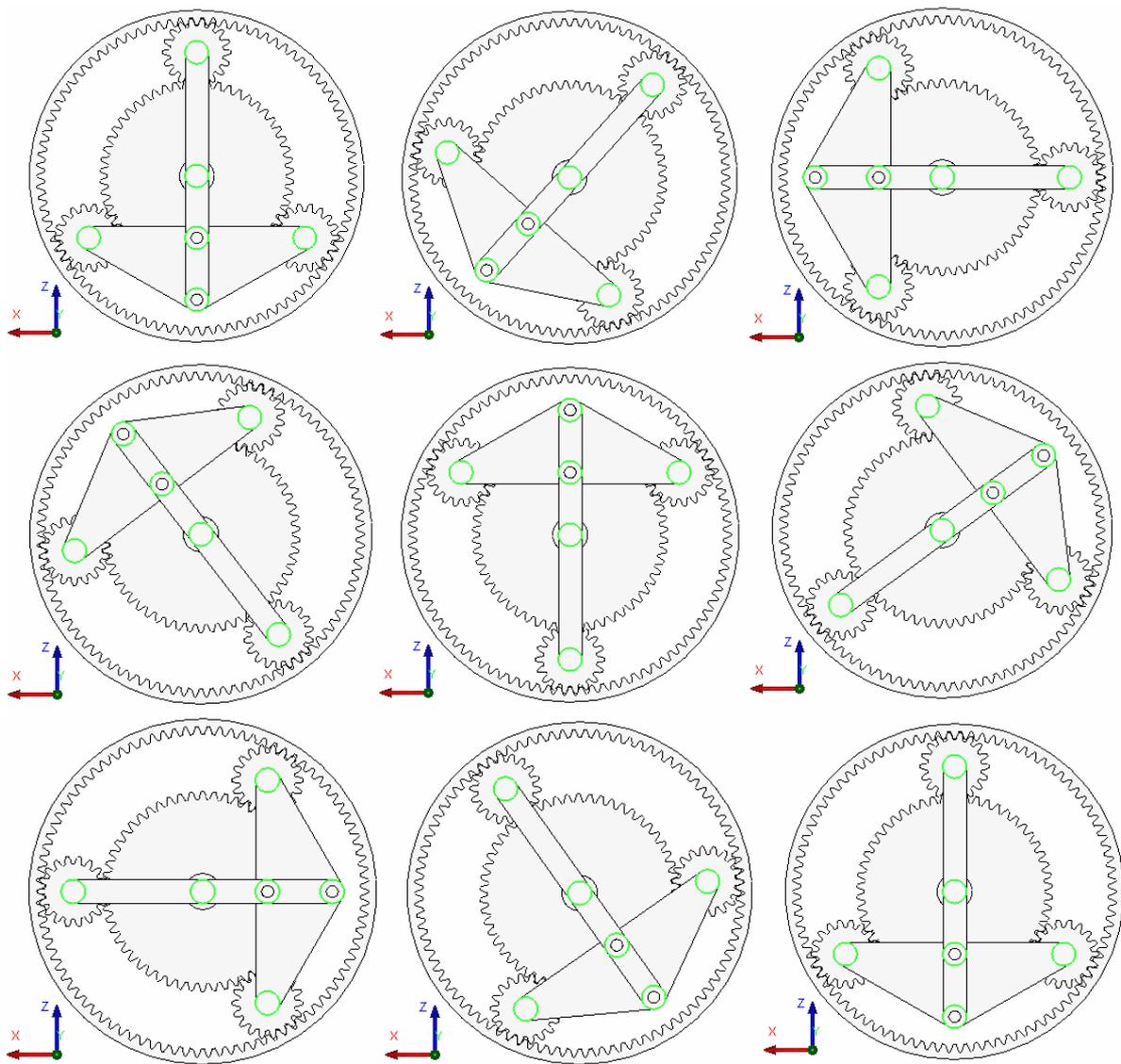


Рисунок 13 – Трехмерная модель трехсателлитного планетарного механизма с четырехзвенной группой нулевой подвижности в движении

Наличие компьютерной модели механизма позволяет визуально оценить его работу и провести вычислительный эксперимент с целью получения данных по кинематическим и динамическим характеристикам объекта. Для решения поставленной задачи создаются специальные объекты задачи динамического анализа – датчики, предназначенные для считывания и передачи результатов расчёта на средства отображения результатов. Датчики могут быть нескольких типов, в зависимости от объекта измерения: датчик в шарнире; датчик на теле; датчик для измерения расстояний между двумя объектами; датчик «Пара тел».

На основе считанных датчиками показаний создаются результаты задачи динамического анализа, которые отображаются в виде графиков и числовых значений непосредственно во время выполнения расчёта (рисунок 14).

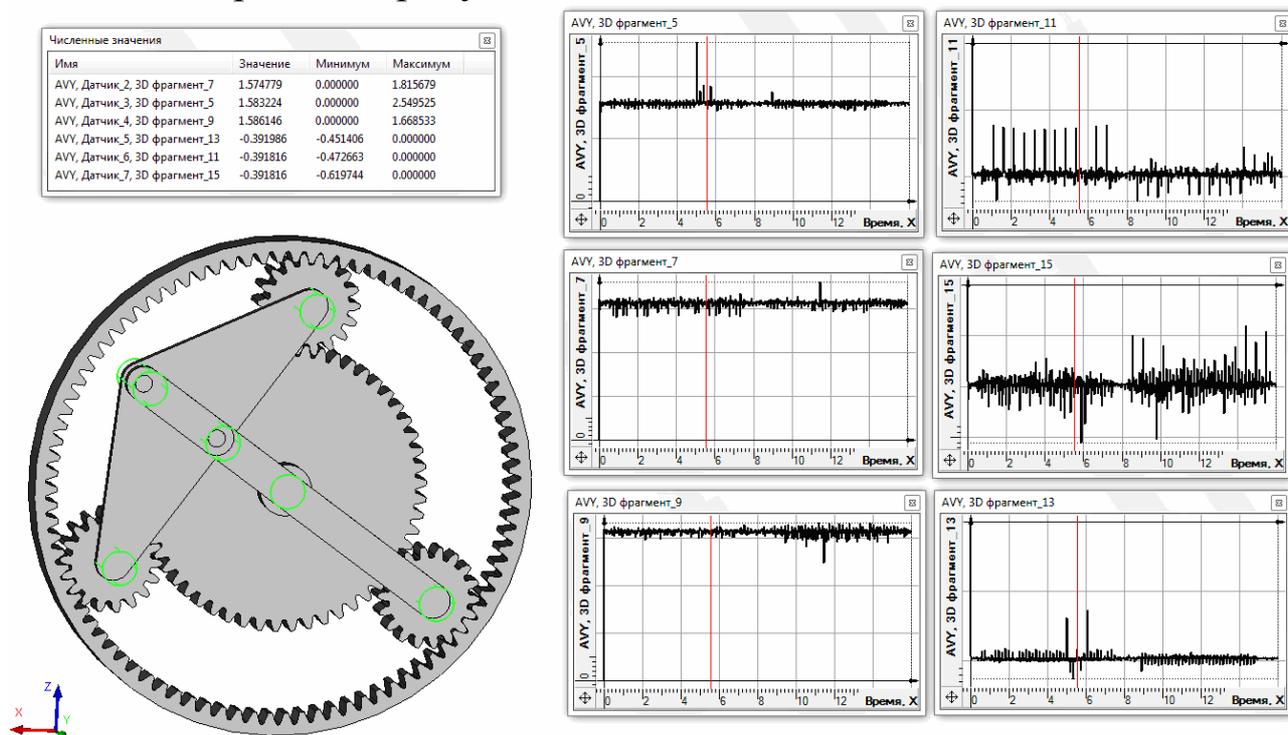


Рисунок 14 – Определение угловых скоростей звеньев в результате решения задачи динамического анализа

Анализ положений механизма в процессе его работы показал, что шатун и трехпарное звено меняют свое положение относительно других звеньев, что свидетельствует о самоустанавливаемости механизма и устранении зазоров между зубьями колес.

Библиографический список

1. Патент №2419006. Самоустанавливающийся планетарный механизм / Дворников Л.Т., Дмитриев В.В., Андреева Я.А. – №2010108197; приоритет от 04.03.2010; опубл. 20.05.2011, Бюл. №14.
2. Свидетельство №2012616250. Расчет и моделирование эвольвентного зубчатого цилиндрического колеса / Жуков И.А., Андреева Я.А., Ушаков А.Ф. (РФ) - №2012613865; поступление 14.05.2012; зарегистр. 09.07.2012.

К РАЗРАБОТКЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ СМЕСИТЕЛЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ЭНЕРГОГЕНЕРИРУЮЩЕГО КОМПЛЕКСА

Кандидат технических наук, доцент

Жуков И.А.

Старший преподаватель

Князев А.С.

Учебный мастер

Варнава А.В.

Статья подготовлена по результатам проекта, реализуемого в рамках частно-государственного партнерства в сфере реализации комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства при финансовой поддержке правительства Российской Федерации (шифр 2010-218-02-174 «Разработка технологии и создание пилотного образца автоматизированного энергогенерирующего комплекса, работающего на отходах углеобогащения»).

Автоматизированный энергогенерирующий комплекс (АЭГК) – это принципиально новая ресурсосберегающая и экологически чистая технология подготовки и сжигания суспензионного водоугольного топлива (ВУТ) [1], приготовленного на основе отходов углеобогащения и его эффективного сжигания в специализированных паровых котлах с последующим получением электрической и тепловой энергии. В рамках создания автоматизированного энергогенерирующего комплекса (АЭГК), работающего на отходах углеобогащения разработаны параметрические динамические трехмерные модели элементов, входящих в состав комплекса.

В структуру АЭГК входит модуль для приготовления различных вариантов ВУТ, преимущественно из отходов угледобывающих и углеперерабатывающих предприятий. Основным технологическим оборудованием, в котором происходит непосредственно процесс приготовления ВУТ и обеспечиваются требуемые технологические параметры является смеситель лопастной. В смесителе происходит

процесс перемешивания исходного материала с раствором реагента. Смеситель позволяет добиться пульсирующей компрессии в перемешиваемой смеси, благодаря чему происходит не только физическое перемешивание частиц компонентов смеси, но и химическое взаимодействие между ними.

Для исследования кинематических и динамических характеристик смесителя (рисунок 1) была разработана его параметрическая трехмерная модель в программной среде T-Flex.

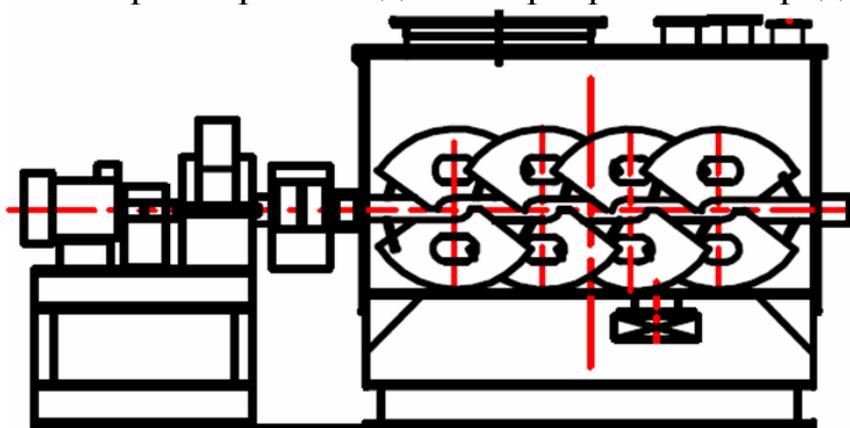


Рисунок 1 – Схема смесителя лопастного

Детали смесителя (рисунки 2, 3) создавались в отдельных документах, которые в последствии в качестве фрагментов были объединены в сборочные единицы, вставлены в сборочную модель и соединены между собой посредством сопряжений и взаимного расположения осей и контактирующих поверхностей.

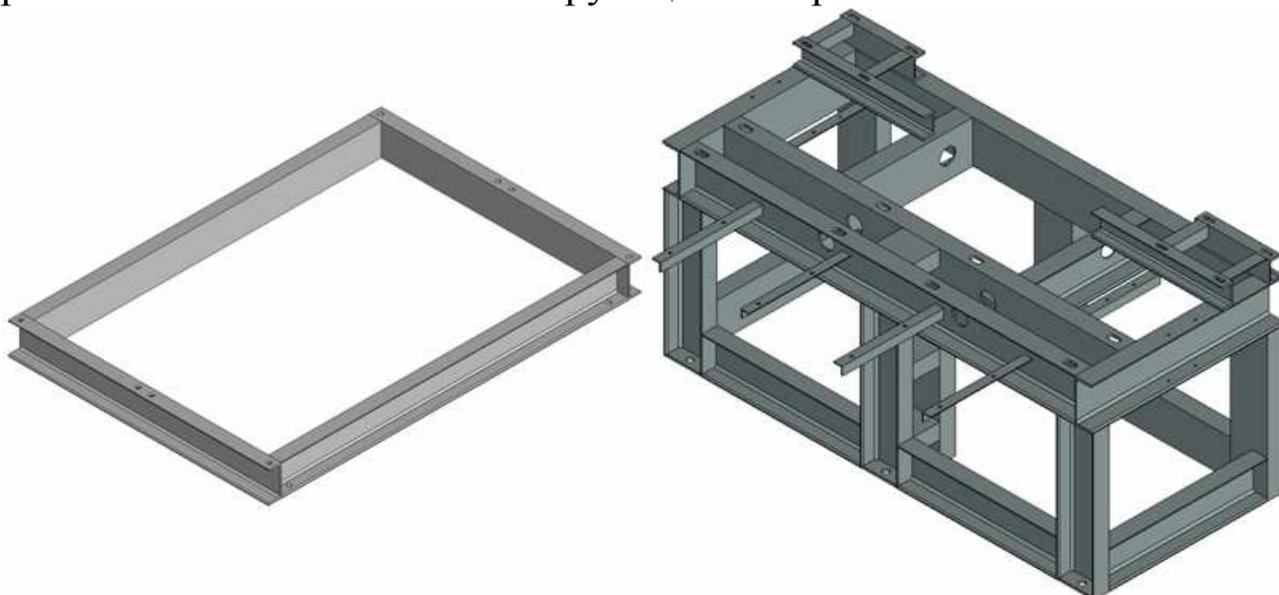


Рисунок 2 – Опорные рамы корпуса и привода

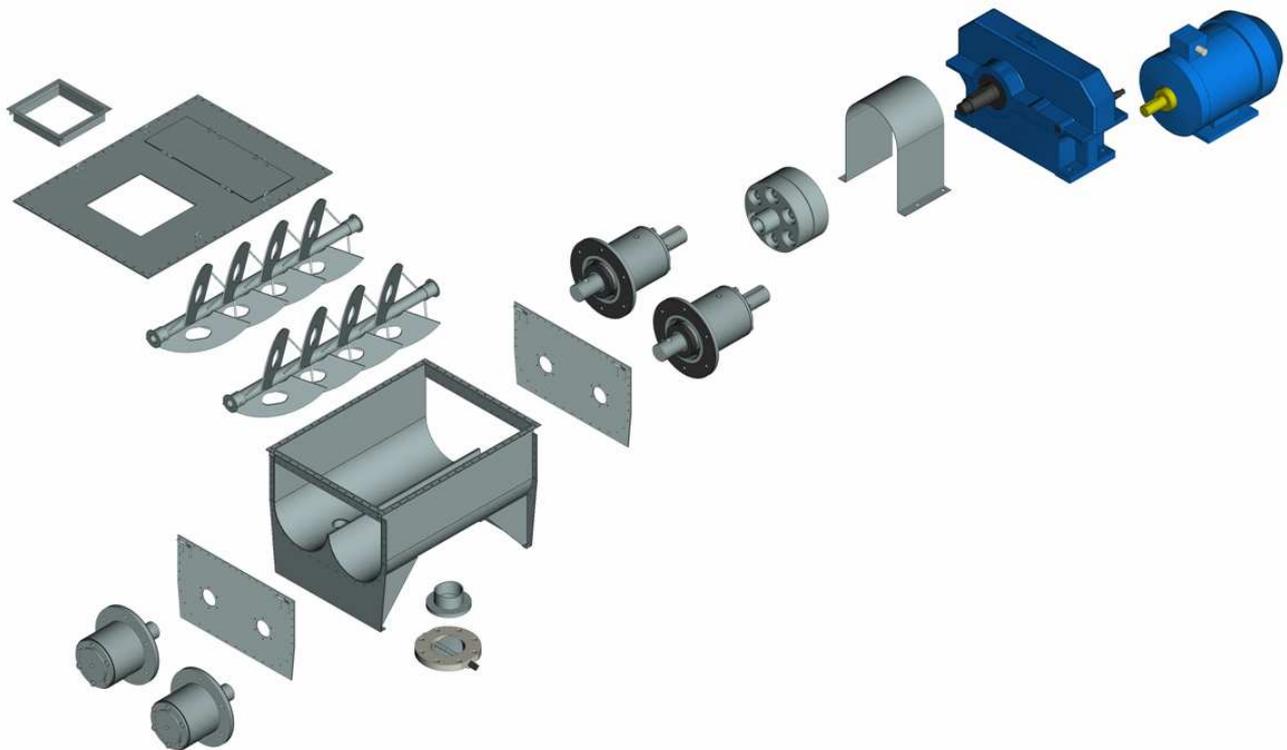


Рисунок 3 – Детали смесителя

Одним из расчетных модулей T-Flex является модуль «Динамика», который позволяет проводить исследования динамического поведения различных пространственных механических систем. Задача расчета динамики смесителя включает в себя твердотельную трехмерную модель конструкции смесителя (рисунок 4), к которой в качестве внешней нагрузки приложен вращающий момент на вал двигателя.

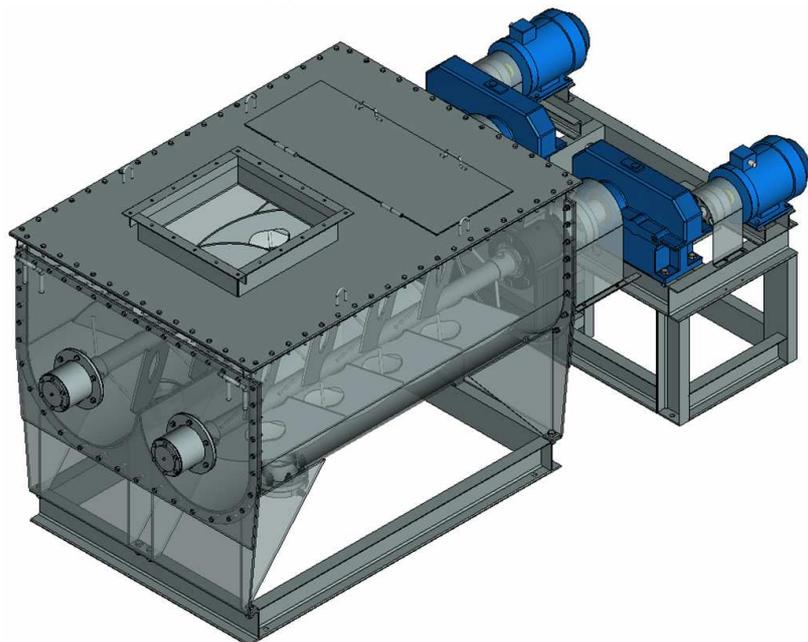


Рисунок 4 – Трехмерная модель смесителя

По результатам динамического анализа получен анимационный ролик, демонстрирующий работу смесителя под действием вращающего момента, передаваемого от двигателя. В качестве примера исследования кинематических и динамических характеристик модели был создан датчик на одной из лопастей смесителя (рисунок 5), задачей которого было отражение режимов движения – установившегося и неустановившегося на основе анализа изменения угловой скорости и углового ускорения вращения лопасти.

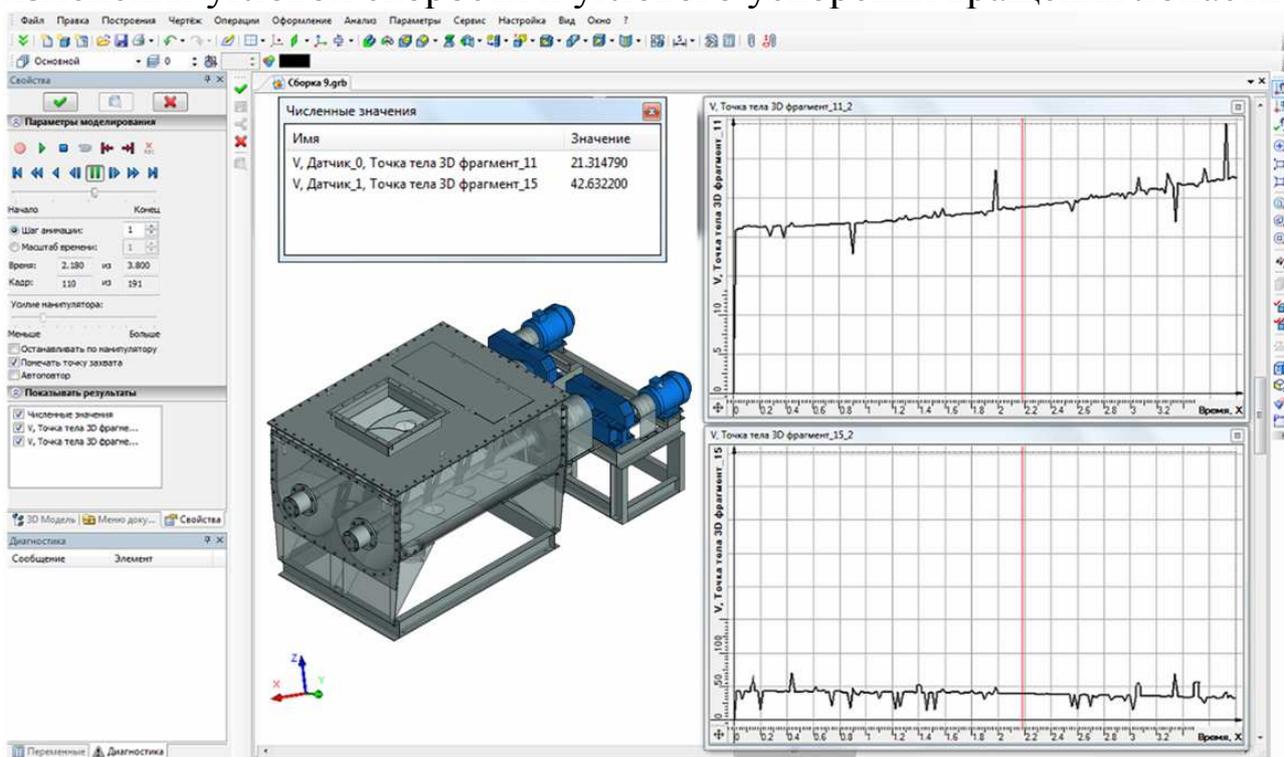


Рисунок 5 – Анализ режимов движения перемешивающей лопасти

Проект «Реактор-смеситель» занял 2-е место конкурса «Зачет-2011», проводимого кампанией-разработчиком САПР T-Flex ЗАО «ТопСистемы».

Библиографический список

1. Ивушкин А.А. Разработка мини-тэц на отходах углеобогащения / А.А. Ивушкин, К.Г. Венгер, С.П. Мочалов, В.И. Мурко, В.П. Мастихина, Л.П. Мышляев, Г.П. Сазыкин, В.И. Федяев // Уголь. – 2010. – №12. – С. 67-68.

СОЗДАНИЕ ВИРТУАЛЬНОЙ ЛАБОРАТОРИИ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

Кандидат технических наук, старший преподаватель

Стариков С.П.

Студент

Бондарев В.О.

Экономическое развитие государства напрямую связано с совершенствованием машиностроительной отрасли производства. Создание новых машин и механизмов возможно лишь на основе серьезного научного фундамента, позволяющего обеспечивать высокую эффективность машин уже на стадии их проектирования. Процесс проектирования в обязательном порядке должен включать в себя этапы структурного синтеза кинематических схем машин, их грамотного кинематического и силового расчетов, собственно проектирования и изготовления продукции на основе наиболее высоко зарекомендовавших себя технологий. Все из перечисленных этапов проектирования одинаково важны и не могут быть проигнорированы, в том числе этапы кинематического и силового анализа будущих машин.

Курс «Теория механизмов и машин», изучаемый в университете является первым в цикле дисциплин машиноведения, оказывается для студентов одним из наиболее сложных. Его усвоение учащимися облегчается при сближении теории с практикой и усилении наглядности учебного процесса. Успешное решение данной задачи в первую очередь зависит от хорошей организации лабораторных планшетов, включенного в программы, утвержденные Министерством образования и науки РФ.

Работа с планшетами аудитории приучает студентов применять теоретические знания к решению практических технических задач, помогает проникнуть в физическую сущность изучаемых вопросов машиноведения, дает навыки измерительной техники и проведения экспериментальных исследований. Создание таких виртуальных стендов поможет облегчить лабораторный практикум и повысит уровень знаний студентов не только по данной дисциплине, но и

знаний по работе со специализированным программным обеспечением.

Учебные планшеты по теории механизмов и машин состоят из двенадцати планшетов. Для выполнения лабораторного практикума необходимо решить следующие задачи:

1) структура и классификация механизмов, и методика составления кинематических схем;

2) изучение кинематического исследования механизмов;

3) изучение кинетостатического исследования механизмов.

Данная виртуальная лаборатория (пример 3D механизма приведен на рисунке 1) позволяет выполнять следующие работы:

1) исследовать движения механизмов;

2) исследовать кинематику механизмов;

3) исследовать кинетостатику планшеты механизмов.

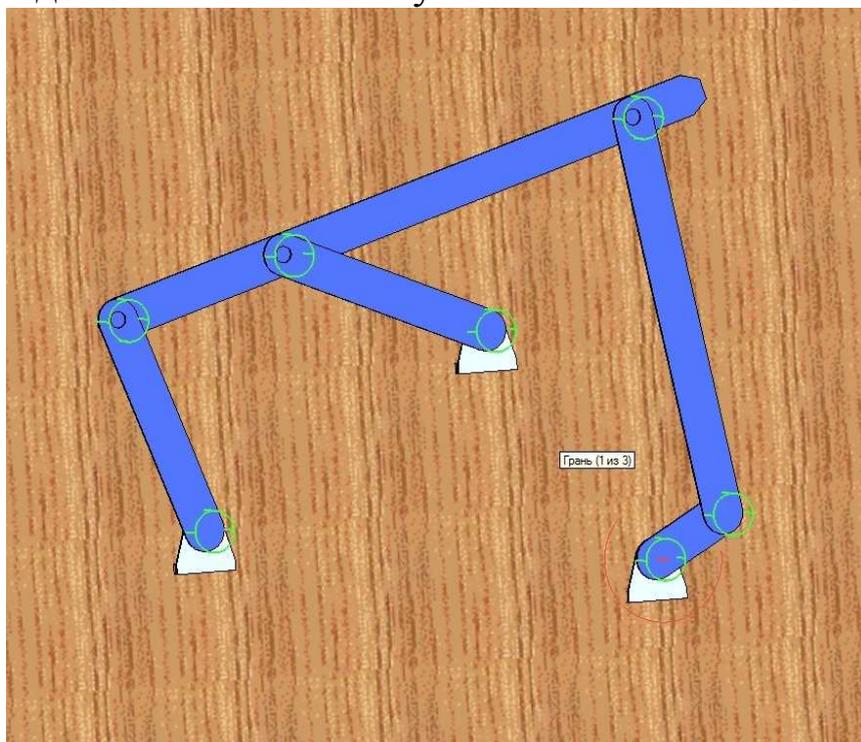


Рисунок 1 – 3D модель механизма

Виртуальная лаборатория была создана на основе среды T-Flex, которая в дальнейшем позволит расширить перечень выполняемых лабораторных работ.

МЕХАНИЗМЫ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА СТРЕЛЫ

Доцент

Мизин Ю.Г.

Существует два способа изменения стрелы для стреловых и поворотных кранов. Первый способ – перемещением тележки по горизонтальному или наклонному поясу стрелы. Второй – изменением наклона стрелы в вертикальной плоскости. Первый тип механизма аналогичен механизмам передвижения. Мы рассмотрим механизмы изменения вылета качанием стрелы. Такие механизмы могут иметь как гибкую, так и жесткую связь стрелы с приводом.

Для кранов с неуравновешенной стрелой применяют механизмы с гибкой связью (с применением канатного полиспаста). Для изменения вылета стрелы в этом случае к ней необходимо приложить силу F (рисунок 1), которую можно определить из уравнения моментов всех сил относительно точки O , действующих на стрелу в одном из ее положений при вылете L

$$\sum m_0 = G_{zp} \cdot L + G_c \cdot b - F \cdot h - S \cdot e + W_z \cdot H + W_c = 0, \quad (1)$$

где G_{zp} – вес груза (H);

G_c – вес стрелы (H);

S – натяжение каната механизма подъема (H);

W_z, W_c – ветровая нагрузка рабочего состояния, действующая соответственно на груз и на стрелу (H);

b, h, e, H, L, c – плечи действия сил (m).

Выражая из (1) силу F , получаем

$$F = \frac{G_{zp} \cdot L + G_c \cdot b - S \cdot e + W_z \cdot H + W_c \cdot c}{h}. \quad (2)$$

Анализируя это равенство, можно заметить, что увеличение плеч e и h относительно оси поворота стрелы приводит к уменьшению силы F .

Конструктивно механизмы изменения вылета стрелы с канатным полиспастом аналогичны механизмам подъема груза. Они имеют привод, состоящий из двигателя, редуктора, тормозного устройства, барабана. Канатный полиспаст может иметь различную кратность в зависимости от грузоподъемности и конструкции крана.

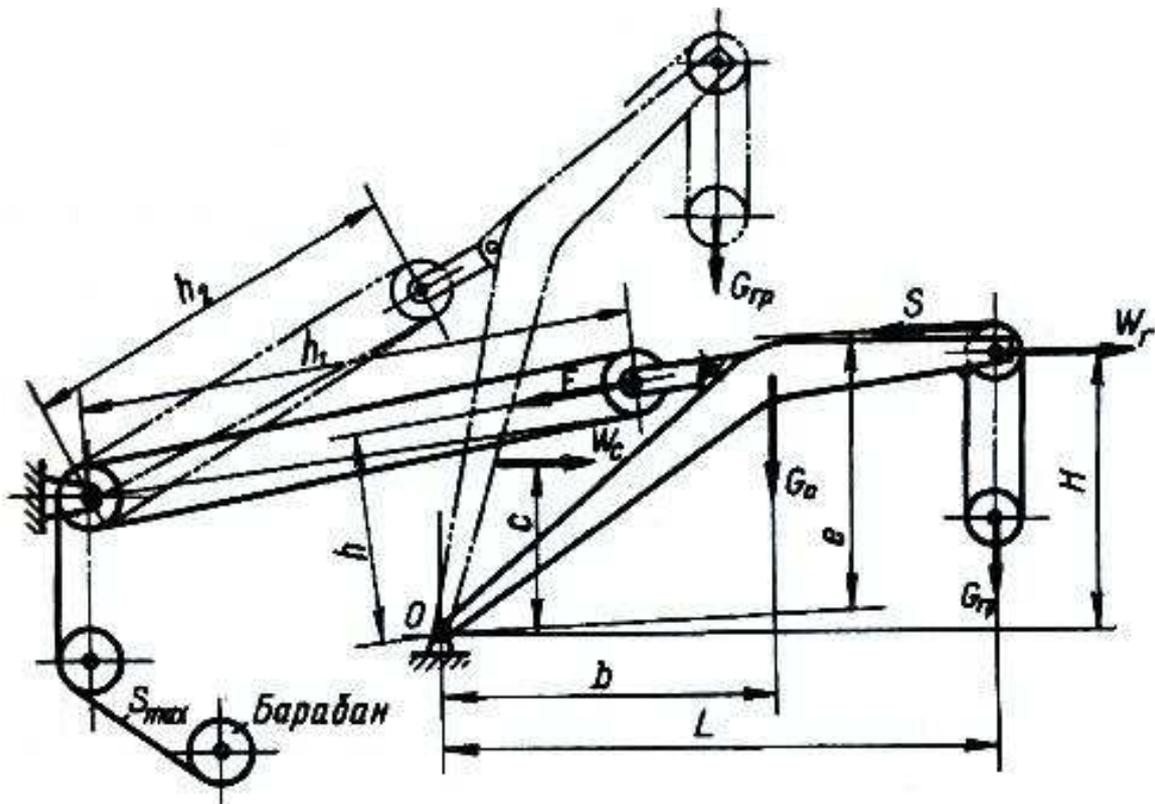


Рисунок 1 – Схема механизма изменения вылета стрелы

При максимальном вылете стрелы усилия в канате полиспаста будет максимальным

$$S_{\max} = \frac{F}{a \cdot \eta_n \cdot \eta^{t_1}}, \quad (3)$$

где a – кратность полиспаста;
 η_n – КПД полиспаста;
 η – КПД направляющего блока;
 t_1 – число направляющих блоков.

Так при изменении вылета стрелы натяжение каната также меняется в связи с изменением моментов от веса стрелы и груза. Для того, чтобы момент на валу двигателя привода был постоянным, можно применить конический барабан.

При изменении вылета от максимального до минимального расстояние между осями обойм полиспаста уменьшится на величину $\Delta h = h_1 - h_2$ (рисунок 1)

$$V_k = \Delta h \cdot a / t, \quad (4)$$

где $\Delta h \cdot a$ – длина каната, навиваемого на барабан, (м);
 t – время изменения вылета, (с);
 V_k – средняя скорость навивки каната на барабан, (м/с).

По силе натяжения каната S или силе F механизма изменения вылета, определенным для крайних и нескольких промежуточных положений стрелы, строят диаграмму загрузки привода, по которой можно определить среднеквадратичный момент и требуемую по условиям нагрева мощность двигателя.

При увеличении угла наклона стрелы плечи действия вертикальных сил уменьшаются, а плечи горизонтальных сил и силы подъемного каната увеличиваются. Как правило, натяжение каната механизма изменения вылета стрелы имеет максимальное значение в крайнем нижнем положении стрелы, постепенно уменьшаясь по мере подъема.

При максимальном вылете стрелы, при установившемся движении, наибольшая мощность двигателя привода P_{\max} определяется по формуле:

$$P_{\max} = S_{\max} \cdot V_k / 1000 \eta_m \quad (\text{кВт}), \quad (5)$$

S_{\max} – максимальное натяжение каната, (Н);

V_k – скорость каната, (м/с);

η_m – КПД механизма.

Для того, чтобы при максимальном угле наклона стрела не могла опрокинуться назад под действием ветровой нагрузки, натяжения канатов механизма подъема, сил инерции подъем стрелы вверх ограничивают концевым выключателем. Опрокидывание стрелы может также произойти при обрыве груза, когда стрела получает импульс, равный потенциальной энергии сил упругости стрелы и каната под действием груза.

ОСОБЕННОСТИ ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ «МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ»

Кандидат технических наук, доцент

Баклушина И.С.

Дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация» играет важную роль для подготовки специалистов направления подготовки 151600.62 «Прикладная механика», профиль «Динамика и прочность машин, приборов и аппаратуры». Дисциплина относится к вариативной части математического и естественнонаучного цикла и включает в себя: лекционные занятия (18 часов), практические занятия (54 часа) и самостоятельную работу (72 часа). Итоговой аттестацией является экзамен в первом семестре 1-го курса обучения. Целью настоящей дисциплины является изучение инженерных методов обеспечения качества в машиностроении, менеджмента качества, кибернетических подходов по экологии на базе стандартизации. Внимание акцентируется на актуальных проблемах, связанных с переходом к рыночной экономике, повышением уровня конкурентоспособности продукции, маркетинговой деятельностью.

Учебная дисциплина предусматривает изучение организаций важнейшей для экономики областей деятельности – метрологии, стандартизации и сертификации. Особенное внимание уделено стандартизации в машиностроении, построенной на методологических положениях двух исторически развивающихся концепций традиционной и информационных технологий. Изучаются научно-технические и методические основы стандартизации, методы выбора и обоснования параметрических рядов изделий, принципы унификации, в том числе допусков и посадок, терминов и обозначений, агрегатирования машин, технологического оборудования, приборов. В результате изучения согласно учебной программе дисциплины студент должен знать:

- законодательные и нормативные правовые акты, методические материалы по метрологии, стандартизации, сертификации и управлению качеством;
- систему государственного надзора и контроля, межведомственного и ведомственного контроля за качеством продукции, стандартами, техническими регламентами и единством измерений;

- основные закономерности измерений, влияние качества измерений на качество конечных результатов метрологической деятельности, методов и средств обеспечения единства измерений;
- организацию и техническую базу метрологического обеспечения машиностроительного предприятия, правила проведения метрологической экспертизы, методы и средства поверки (калибровки) средств измерений, методики выполнения измерений;
- перспективы технического развития и особенности деятельности организаций, компетентных на законодательно-правовой основе в области технического регулирования и метрологии;
- физические основы измерений, систему воспроизведения единиц физических величин и передачи размера средствами измерений;
- способы оценки точности (неопределенности) измерений и испытаний и достоверности контроля;
- способы анализа качества продукции, организацию контроля качества и управления технологическими процессами;
- принципы нормирования точности и обеспечения взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц;
- порядок разработки, утверждения и внедрения стандартов, технических условий и другой нормативно-технической документации;
- системы качества, порядок их разработки, сертификации, внедрения и проведения аудита.

Для усвоения дисциплины студент должен иметь определенную базу знаний по таким предметам как высшая математика (раздел математическая статистика и теория вероятности) и инженерная графика.

Становится невозможным решение задач по основам теории измерений, которые включают в себя изучение статических и динамических погрешностей измерений, а также методы определения погрешностей измерений в реальных условиях эксплуатации. Например: для построения кривой экспериментального закона распределения необходимо использовать формулу, определяющую плотность вероятностей Δ распределенной по нормальному закону (закону Гаусса)

$$P(\Delta) = \left(1/\sqrt{2\pi\sigma}\right) \cdot \exp\left[\frac{(\Delta - M(\Delta))^2}{2\sigma}\right].$$

Методы, устанавливаемые стандартами, рассчитывают следующие характеристики погрешности СИ в реальных условиях эксплуатации:

а) математическое ожидание $M[\Delta_{СИ}]$ и среднее квадратическое отклонение $\sigma[\Delta_{СИ}]$ погрешности СИ;

б) нижнюю $\Delta_{СИн}$ и верхнюю $\Delta_{СИв}$, границы интервала, в котором с вероятностью P находится погрешность СИ.

Таким образом, становится очевидным, что студент первого курса обучения не в состоянии применять методы оценки погрешности измерений.

С другой стороны сложности возникают и в разделе «Стандартизация основных норм взаимозаменяемости» рассматриваемой дисциплины. Особенно остро это проявляется при выполнении заданий с использованием чертежной графики. В некоторых школах не предусмотрен программой обучения такой предмет как «Черчение», поэтому преподавателю необходимо давать начальные знания инженерной графики, а именно – оформление чертежей (форматы, масштабы, линии, шрифты, основные надписи и обозначения); правила выполнения изображений (виды, разрезы, сечения, выносные элементы, компоновка чертежа) и т.д.

На практических занятиях изучаются следующие задачи раздела стандартизации в машиностроении:

- взаимозаменяемость гладких цилиндрических сопряжений;
- стандартизация шпоночных соединений;
- стандартизация шлицевых соединений;
- стандартизация зубчатых передач;
- выбор посадок резьбовых соединений;
- выбор посадок деталей подшипникового узла.

Решение индивидуальных заданий по вышеуказанным темам рационально выполнять параллельно с курсовым проектом по дисциплине «Детали машин», непосредственно рассматривая узлы, соединения и детали в проектируемом механизме.

Таким образом, дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация» не может быть освоена в полном объеме студентами первого курса, поэтому рациональным было бы решение о перемещении в учебном плане этой дисциплины на второй-третий курс. Или с другой стороны возникает необходимость корректировки программы курса с ликвидацией рассматриваемых разделов.

Учебно-методическое издание

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

МАТЕРИАЛЫ ШЕСТОЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

Подписано в печать __.12.12г.

Формат бумаги 60x84 1/16. Бумага писчая. Печать офсетная.

Усл. печ. л. ____. Уч.-изд. л. ____. Тираж 150 экз. Заказ №____.

Сибирский государственный индустриальный университет

654007, г. Новокузнецк, ул. Кирова, 42.

Издательский центр СибГИУ