Министерство образования и науки Республики Казахстан

Карагандинский государственный университет им. Е.А. Букетова

Профессионально–художественный факультет

Кафедра машиноведения

УЧЕБНО–МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС

по дисциплине «Теории машин и механизмов»
для специальности 5В071300 - «Транспорт, транспортная техника и технологии»

Караганда 2011

Составитель Магавин С.Ш. к.т.н., доцент
Тажигулова Г.О. д.п.н., доцент
Бакей Д.К. преподаватель

Данный учебно-методический комплекс по дисциплине «Теории машин и механизмов» разработан в соответствии с рабочим учебным планом, типовой программой дисциплины. Содержит учебную программу и учебно-методические материалы по дисциплине. Особое внимание уделено к методам механики, изучении равновесия и движения материальной точки твердого тела и механической системы. Предназначен для студентов высших учебных заведений обучающихся по специальности 5В071300 - Транспорт, транспортная техника и технологии.

Учебно-методический комплекс по дисциплине «Теории машин и механизмов» / Сост. С.Ш. Магавин, Д.К. Бакей Г.О.Тажигулова – Караганды: Изд-во КарГУ, 2011.- 99 с.

© Карагандинский государственный университет, 2011

1 УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ –SYLLABUS

1.1 Данные о преподавателях:

Магавин Сабит Шамильевич – к.т.н., доцент.
Тажигулова Гулмира Олжабаевна – д.п.н., доцент.
Бакей Динара Кудайбергеновна – преподаватель.
Кафедра находится в 11 корпусе (ул. Карбышева,7) каб. 116

1.2 Данные о дисциплине:

Название: «Теории машин и механизмов»
Количество кредитов – 3
Место проведения: 11 корпус КарГУ
Выписки из учебного плана:

Форма обучения	Срок обучения	Курс	Семестр	Кредиты	Лекции	Практические	СРСП	СРС	Всего	Форма контроля
Очная	4 г.	2	4	3	30	15	45	45	135	экзамен
Заочная сокращённая	3 г.	2	4	3	25	20	45	45	135	экзамен

1.3 Пререквизиты:

Дисциплина базируется на общенаучных и общетехнических дисциплинах – высшая математика, физика, теоретическая механика, черчение, начертательная геометрия.

1.4 Постреквизиты:

«Теория механизмов и машин» является составной частью цикла дисциплин учебного плана обеспечивающих подготовку по основам проектирования машин студентов инженерно-технических специальностей и непосредственно связана с такими дисциплинами, как: «Детали машин и основы конструирования», «Конструирование и расчет вагонов», «Теория и конструкция ло-

комотивов», «Технические условия создания машин», «Подъемно-транспортные машины», «Строительные и дорожные машины», «Основы моделирования рабочих процессов машин» и целым рядом других специальных дисциплин.

1.5 Краткое описание:

Целью преподавания дисциплины является формирование у студента знаний о научных принципах проектирования машин и механизмов, включающих в себя:

- методы оценки функциональных возможностей механизмов разных видов;
- критерии качества передачи движения;
- постановку задачи с обязательными и желательными условиями синтеза структурной и кинематической схемы механизма;
- построение целевой функции при оптимизационном синтезе;
- построение математических моделей для задач проектирования механизмов и машин.

Прежде чем приступить к освоению курса студент должен внимательно изучить следующие документы:

1. Теория механизмов и машин. Рабочая программа.
2. Теория механизмов и машин. Задания на курсовую работу с методическими указаниями.

Это позволит оценить объем предстоящей работы по изучению курса, рационально распределить время, ознакомиться с информационно-методическим обеспечением дисциплины и приобрести необходимые учебники и учебные пособия.

Обращаем внимание студента, что основными видами учебных занятий являются лекции и практические (лабораторные) занятия, посещение которых является обязательным. Тематика лекций указана в Рабочей программе, что позволит предварительно ознакомиться с содержанием материала.

Лекции имеют цель:

- дать систематизированные основы научных знаний по курсу

- сконцентрировать внимание на наиболее сложных узловых проблемных вопросах.

В процессе лекции целесообразно вести свой конспект, который позволит лучше усвоить курс и подготовиться к промежуточной и итоговой аттестации.

Практическая работа в лаборатории имеет цель ознакомить с основами экспериментального исследования механизмов, дает возможность на практике проверить отдельные вопросы теории, глубже вникнуть в физическую сущность изучаемых явлений и получить навыки самостоятельной подготовки и проведения эксперимента.

Перед выполнением практических работ необходимо тщательно ознакомиться с теоретическими предпосылками по этим работам, изучив необходимый материал по соответствующим разделам курса.

Кроме того рабочая программа предусматривает самостоятельную работу по освоению указанных в ней разделов курса. Цель самостоятельной работы – освоить те разделы дисциплины, которые не были затронуты в процессе очных занятий.

На основе изучения теоретических основ курса, выполненных практических работ и самостоятельных занятий студент получает допуск к выполнению курсовой работы по перечню предусмотренных тем (с которыми можно ознакомиться: см. «Теория механизмов и машин. Задания на курсовую работу с методическими указаниями».).

Цель курсовой работы – закрепить знания, полученные в процессе изучения дисциплины, а также предшествующих дисциплин.

Для выполнения курсовой работы можно использовать как имеющиеся методические указания, так и любую другую учебно-методическую литературу по этой тематике. Выполнение курсовой работы завершается ее защитой (с оценкой).

1.6 График выполнения и сдачи заданий по дисциплине

№	Виды работ	Цель и содержание задания	Ссылки на список рекомендуемой литературы	Продолжительность выполнения	Форма контроля	Баллы	Форма отчётности	Сроки сдачи
1	Посещение занятий	Получение теоретических и практических знаний и умений		В течение семестра		10	Текущий контроль	
2	Практическое выполнение заданий	Закрепление практических навыков		В течении семестра		10	Домашний контроль	
3	Выполнение заданий практич. работы №1	Структурный и кинематический анализ плоских рычажных механизмов.	основная [3; 6], дополнительная [3]			2	Текущий контроль	
4	Выполнение заданий практич. работы №2	Структурный и кинематический анализ механизмов с высшими кинематическими парами.	основная [3; 6], дополнительная [3]			2	Текущий контроль	
5	Выполнение заданий практич. работы №3	Экспериментальное определение параметров зубчатой передачи.	основная [3; 6], дополнительная [3]			2	Текущий контроль	
6	Выполнение задания СРС №1	Формирования умения самостоятельного поиска, анализа и обобщения материалов	Дополнительная литература по дисциплине, Интернет			3	Промежуточный контроль	

7	Выполнение заданий практич. работы №4	Исследование точности позиционирования манипулятора промышленного робота.	основная [3; 6], дополнительная [3]			2	Текущий контроль	
8	Выполнение задания СРС №2	Проверка умений, анализа и обобщения материалов	основная [3; 6], дополнительная [3]			30	Рубежный контроль	
9	Выполнение заданий практич. работы №5	Исследование влияния структуры манипулятора промышленного робота на его кинематические характеристики.	основная [3; 6], дополнительная [3]			2	Текущий контроль	
10	Выполнение заданий практич. работы №6	Исследование трения в кинематических парах.	основная [3; 6], дополнительная [3]			2	Текущий контроль	
11	Выполнение задания СРС №3	Формирования умения самостоятельного поиска, анализа и обобщения материалов	основная [3; 6], дополнительная [3]			4	Промежуточный контроль	
12	Проведение экзамена в тестовой форме					40	Итоговый контроль	
	Итого					100		

1.7 Список литературы

Основная литература

1. Белоконев И.М., Балан С.А., Белоконев К.И. Теория механизмов и машин. Конспект лекций: учеб. Пособие для вузов. - М.: Дрофа, 2004.

2. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие. - М.: ИНФРА – М; Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003.

3. Мицкевич В.Г., Накапкин А.Н. Теория механизмов и машин. Учебное пособие для студентов III курса специальностей Т, В, ЭПС, СМ. – М.: РГОТУПС, 2007.

Дополнительная литература

4. Накапкин А.Н. и др. Теория механизмов и машин. Задания на курсовую работу для студентов III курса специальностей Т, В, ЭПС, СМ. – М.: РГОТУПС, 2007.

5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1988.

6. Мицкевич в.Г., Накапкин А.Н., Васильев А.В. Теория механизмов и машин. Метод. указания к выполнению лабораторных работ для студентов III курса спец. Т, В, СМ, ЭПС. –М.: РГОТУПС, 2004.

7. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1975.

8. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и машин. – М.: «Высшая школа», 2005.

9. «Теория механизмов и машин». Учебное пособие под ред. Козловского М.З. – М.: Издательский центр «Академия», 2006.

10. Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин.- К.: «Вища школа», 1989.

1.8 Информация по оценке

Рейтинговая шкала оценки знаний студентов

Форма контроля	Баллы	
	очная	заочная
Текущий контроль	30	10
Рубежный контроль	30	20
Итоговый контроль	40	40
Всего:	100	100

1.9 Процедура и политика

В обязанности студентов входит регулярное посещение занятий, выполнение графика сдачи заданий по дисциплине, самостоятельная работа с литературой в библиотеке и Интернет-зале.

Ответственность студентов за опоздания, пропуски занятий, поведение в аудитории, препятствующие усвоению знаний другими учащимися, определяется «Правилами внутреннего распорядка КарГУ»

В случае предоставления письменных работ позднее указанных сроков (см. «График выполнения и сдачи заданий по дисциплине») рейтинг оценки знаний снижается на 10%.

Без личного присутствия студента итоговый контроль не проводится. Все случаи отсутствия на экзамене регулируются «Правилами организации учебного процесса КарГУ».

2 УЧЕБНО–МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ

Тематический план очного отделения

Всего 3 кредита

Наименование темы	Лекции	СРСП	СРС
Основы строения машин и механизмов. Механизмы и машины	2	4	
Структурный анализ и классификация механизмов	4		
Структурные формулы механизмов	2	5	15
Избыточные связи и подвижности	4	6	
Проектирование кинематических схем плоских рычажных механизмов	4	6	15
Синтез передаточных механизмов	2	6	
Виды зубчатых механизмов и области их применения	4	6	
Фрикционные передачи	4	6	
Общие сведения о соединениях	4	6	15
Итого:	30	45	45

2.1 Тематический план заочного сокращенного отделения

Всего 2 кредита

Наименование темы	Лекции	СРСП	СРС
Основы строения машин и механизмов. Механизмы и машины	2	4	
Структурный анализ и классификация механизмов	2		
Структурные формулы механизмов	2	5	15
Избыточные связи и подвижности	4	6	
Проектирование кинематических схем плоских рычажных механизмов	3	6	15
Синтез передаточных механизмов	2	6	
Виды зубчатых механизмов и области их применения	4	6	
Фрикционные передачи	2	6	
Общие сведения о соединениях	4	6	15
Итого:	25	45	45

2.2 Тезисы лекционных занятий

Лекция 1

Тема: Основы строения машин и механизмов. Механизмы и машины.

Развитие современной науки и техники неразрывно связано с созданием новых машин, повышающих производительность и облегчающих труд людей, а также обеспечивающих средства исследования законов природы и жизни человека.

Механика машин представляет собой науку, состоящую из двух дисциплин: теории механизмов и теории машин.

Теория механизмов есть наука, изучающая строение, кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом.

Проблемы теории механизмов могут быть разбиты на две группы. Первая группа проблем посвящена исследованию структурных, кинематических и динамических свойств механизмов, то есть анализу механизмов.

Вторая группа проблем посвящена проектированию механизмов с заданными структурными, кинематическими и динамическими свойствами для осуществления требуемых движений, то есть синтезу механизмов.

Движение механизмов зависит от их строения и сил, на них действующих. Поэтому проблемы анализа механизмов можно разбить на две части:

А) структурный и кинематический анализ;

Б) динамический анализ механизмов.

Структурный и кинематический анализы механизмов имеют своей целью изучение теории строения механизмов, исследование движения тел, их образующих, с геометрической точки зрения, независимо от сил, вызывающих движение этих тел.

Динамический анализ механизмов имеет своей целью изучение методов определения сил, действующих на тела, образующие механизм, во время движения этих тел, и изучение взаимосвязи между движениями этих тел, силами, на них действующими, и массами, которыми обладают эти тела.

Проблемы синтеза механизмов удобно рассматривать по видам механизмов, поэтому задачей синтеза является проектиро-

вание механизма предварительно выбранной структуры по заданным кинематическим и динамическим условиям.

В теории машин рассматривается совокупность взаимно связанных механизмов, образующих машину. Эта совокупность может образовывать отдельную машину или машинный агрегат или, наконец, машинное устройство, состоящее из комплекса машин, - так называемую систему машин автоматического действия.

В теории машин рассматриваются также вопросы теории строения машин, связанные с разработкой методов построения принципиальных схем машин как совокупность механизмов, обеспечивающей оптимальную производительность машины при наивыгоднейших условиях ее работы. В теории машин рассматриваются также вопросы автоматического управления и регулирования машин и машинных агрегатов, теории упругих колебаний в машинах.

Таким образом, курс теории механизмов и машин можно разделить на следующие части:

а) структурный и кинематический анализ механизмов,

б) динамический анализ механизмов,

в) синтез механизмов,

г) основы теории машин-автоматов.

Основные понятия и определения. Машина есть устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации в целях замены или облегчения физического и умственного труда человека.

С точки зрения выполняемых функций машины можно разделить на следующие классы:

а) энергетические машины,

б) рабочие машины,

в) информационные машины,

г) кибернетические машины.

Энергетической машиной называется машина, предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот). В первом случае она называется машина-двигатель, во втором случае – машина-генератор. (Электрические двигатели, двигатели внутреннего сгорания, турбины и т.д.).

Рабочей машиной называется машина, предназначенная для преобразования материалов. Рабочие машины подразделяются на транспортные и технологические машины.

Транспортной машиной называется рабочая машина, в которой преобразование материала состоит только в изменении положения основного перемещаемого объекта (локомотивы, автомобили, лифты, транспортеры и т.д.).

Технологической машиной называется рабочая машина, в которой преобразование материала состоит в изменении формы, свойства и состояния материала или обрабатываемого объекта (станки, прессы, прокатные станы, полиграфические, текстильные, пищевые и другие машины).

Информационной машиной называется машина для получения и преобразования информации. Информационные машины подразделяются на контрольно-управляющие и математические машины.

Контрольно-управляющей называется машина, которая преобразует контрольно-измерительную информацию с целью управления энергетической или рабочей машинами. Такими средствами, хорошо известными в технике, являются регуляторы и системы автоматического регулирования рабочих процессов и т.д. Так, например, для автоматизации контроля размеров поршневых колец, пальцев, шариков для шарикоподшипников и многих других объектов созданы контрольно-измерительные машины и приборы, которые не только контролируют процесс, но и управляют им, сигнализируя и автоматически корректируя этот процесс.

Математической машиной называется машина, которая преобразует информацию, получаемую в виде различных математических образов, заданных в форме отдельных чисел или алгоритмов. (ЭВМ, ПЭВМ, машины, моделирующие различные процессы и т.д.).

Кибернетической называется машина, заменяющая или имитирующая различные механические, физиологические или биологические процессы, присущие человеку и живой природе, и обладающая элементами искусственного интеллекта. (Автооператоры, роботы, манипуляторы, машины, заменяющие отдельные органы человека – сердце, почки, конечности и т.д.).

Процессы преобразования энергии, материалов и информации, выполняемые машиной, в некоторых случаях происходят без непосредственного участия человека. Такие машины получили название машин-автоматов. Машины-автоматы исключают участие человека в выполнении самого технологического процесса, но обычно требуют присутствия так называемых операторов, т.е. людей, следящих за работой машин-автоматов, определяющих программу их работы и корректирующих в необходимых случаях работу механизмов и специальных устройств автоматики.

Совокупность машин-автоматов, соединенных между собой и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса, называется автоматической линией.

Механизмом называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Механизмы, входящие в состав машины, весьма разнообразны. Одни их них представляют собою сочетания только твердых тел. Другие имеют в своем основном составе гидравлические, пневматические тела или электрические, магнитные и другие устройства. Соответственно такие механизмы называются гидравлическими, пневматическими, электрическими и т.д.

С точки зрения их функционального назначения механизмы машины обычно делятся на следующие виды:

а) механизмы двигателей и преобразователей,

б) передаточные механизмы,

в) исполнительные механизмы,

г) механизмы управления, контроля и регулирования,

д) механизмы подачи, транспортировки, питания и сортировки обрабатываемых сред и объектов,

е) механизмы автоматического счета, взвешивания и упаковки готовой продукции.

Механизмы двигателей осуществляют преобразование различных видов энергии в механическую работу. Механизмы преобразователей (генераторов) осуществляют преобразование механической работы в другие виды энергии. К механизмам двигателей относятся механизмы ДВС, паровых машин, электродвигателей, турбин и т.д. К механизмам преобразователей относятся механизмы насосов, компрессоров, гидроприводов и др.

Передаточные механизмы (привод) имеют своей задачей передачу движения от двигателя к технологической машине или исполнительным механизмам. Так как вал двигателя обычно имеет более высокую частоту вращения, чем основной вал технологической машины, задачей передаточных механизмов является уменьшение частоты вращения вала двигателя до уровня частоты вращения вала технологической машины.

Исполнительными механизмами называются те механизмы, которые непосредственно воздействуют на обрабатываемую среду или объект. В их задачу входит изменение формы, состояния, положения и свойств обрабатываемых среды или объекта. К исполнительным механизмам, например, относятся механизмы прессов, деформирующих обрабатываемый объект, механизмы грохотов, механизмы металло-обрабатывающих станков, изменяющих форму заготовки снятием стружки, механизмы проката слитков в блюмингах и т.д.

Механизмами управления, контроля и регулирования называются различные механизмы и устройства для контроля размеров обрабатываемых объектов, например, механические шупы, следящие за фрезой, обрабатывающей криволинейную поверхность, и сигнализирующие об отклонении фрезы от заданной программы обработки; регуляторы угловой скорости главного вала машины и т.д.

К механизмам подачи, транспортировки, питания и сортировки обрабатываемых сред и объектов относятся механизмы винтовых шнеков, скребковых и ковшевых элеваторов для транспортировки и подачи сыпучих материалов, механизмы сортировки готовой продукции и т.д.

Механизмы автоматического счета, взвешивания и упаковки готовой продукции применяются во многих машинах, выпускающих массовую штучную продукцию.

Всякий механизм состоит из отдельных деталей (тел).

Звеном называют одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма. В зависимости от характера движения относительно стойки – звена, принимаемого за неподвижное, звенья называют: кривошипом – звено рычажного механизма, совершающее полный оборот вокруг оси, связанной со стойкой; коромыслом – звено рычажного механизма, со-

вершающее неполный оборот вокруг оси, связанной со стойкой; шатуном – звено рычажного механизма, не образующее кинематических пар со стойкой (и совершающее плоскопараллельное движение); ползуном – звено рычажного механизма, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару; кулачком – звено, профиль которого, имея переменную кривизну, определяет движение ведомого звена; зубчатым колесом – звено с замкнутой системой зубьев, обеспечивающее за свой полный оборот непрерывное движение парного звена.

Входным называют звено, которому сообщается движение от двигателя, преобразуемое механизмом в требуемые движения ведомых звеньев.

Выходным называют звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Между входным и выходным могут быть расположены промежуточные звенья.

Ведущим (движущим) звеном называется звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является положительной.

Ведомым звеном называется звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равна нулю.

Литература: основная [1; 2], дополнительная [4]

Лекция 2

Тема: Структурный анализ и классификация механизмов.

Кинематические пары и их классификация. Кинематической парой называется подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

На относительное движение каждого звена кинематической пары накладываются ограничения, зависящие от способа соединения звеньев пары. Эти ограничения называют условиями связи в кинематических парах.

Как известно, в общем случае всякое свободно движущееся в пространстве абсолютно твердое тело обладает шестью степеня-

ми свободы: тремя вращениями вокруг осей X, Y и тремя поступательными движениями вдоль тех же осей. Вхождение звена в кинематическую пару с другим звеном налагает на относительные движения этих звеньев условия связи. Очевидно, что число условий связи может быть только целым и должно быть меньше шести, так как если число связей равно шести, то звенья теряют относительную подвижность и кинематическая пара переходит в жесткое соединение двух звеньев. Точно так же число связей не может быть меньшим единицы, ибо в этом случае звенья не соприкасаются, и кинематическая пара перестает существовать. Следовательно,

$$1 \leq S \leq 5,$$

и число степеней свободы H звена кинематической пары в относительным движении может быть выражено зависимостью

$$H = 6 - S \qquad (1.1)$$

Все кинематические пары делятся на классы в зависимости от числа условий связи, налагаемых ими на относительное движение их звеньев. Число классов пар равно пяти – I, II, III, IV, V классы. Класс пары определяется числом наложенных связей (Табл. 1.1):

$$S = 6 - H \qquad (1.2)$$

Кинематические пары делятся на высшие и низшие. Высшей парой называется кинематическая пара, которая может быть выполнена соприкосновением элементов ее звеньев только по линиям или в точках, а низшей – пара с соприкосновением элементов только по поверхности.

Для плавного движения звеньев механизма необходимо постоянное соприкосновение элементов звеньев, образующих пару. Кинематическая пара, обеспечивающая выполнение этого условия называется замкнутой. Замыкание пары может быть геометрическим или силовым. Геометрическое замыкание пары осуществляется конструктивной формой элементов звеньев, а силовое – постоянным действием сил тяжести или упругости пружин, вызывающих нажатие элемента одного звена на элемент другого.

Кинематические цепи и их классификация

Кинематической цепью называется система звеньев, связанных между собой кинематическими парами. Кинематические це-

пи делятся на пространственные и плоские. В пространственной кинематической цепи звенья совершают пространственное движение. В плоских кинематических цепях звенья движутся в одной или в параллельных плоскостях. Кинематические цепи делятся на простые и сложные, замкнутые и незамкнутые.

Простой кинематической цепью называется такая цепь у которой каждое звено входит не более чем в две кинематические пары (Рис.1.1 а,в). Сложной кинематической цепью называется цепь, в которой имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары (Рис.1.1 с).

Замкнутой кинематической цепью называется кинематическая цепь, звенья которой образуют один или несколько замкнутых контуров (Рис.1.1 в,d).

Незамкнутой кинематической цепью называется кинематическая цепь, звенья которой не образуют замкнутых контуров (Рис. 1.1 а,с).

Механизм представляет собой частный вид кинематической цепи, у которой одно звено обращено в стойку, а движение выходных звеньев вполне определяется заданным движением входных. Следовательно, можно дать еще и такое определение механизму: механизмом называется такая кинематическая цепь, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно любого из них все остальные звенья совершают однозначно определяемые движения.

Литература: основная [1; 2; 3], дополнительная [4; 7]

Лекция 3

Тема: Структурные формулы механизмов.

Число W степеней свободы кинематической цепи относительно звена, принятого за неподвижное, называется числом степеней свободы кинематической цепи или, кратко степенью свободы. Существуют общие закономерности в структуре (строении) самых различных механизмов, связывающие число степеней свободы W механизма с числом звеньев и числом и видом его кинематических пар. Эти закономерности носят название структурных формул механизмов.

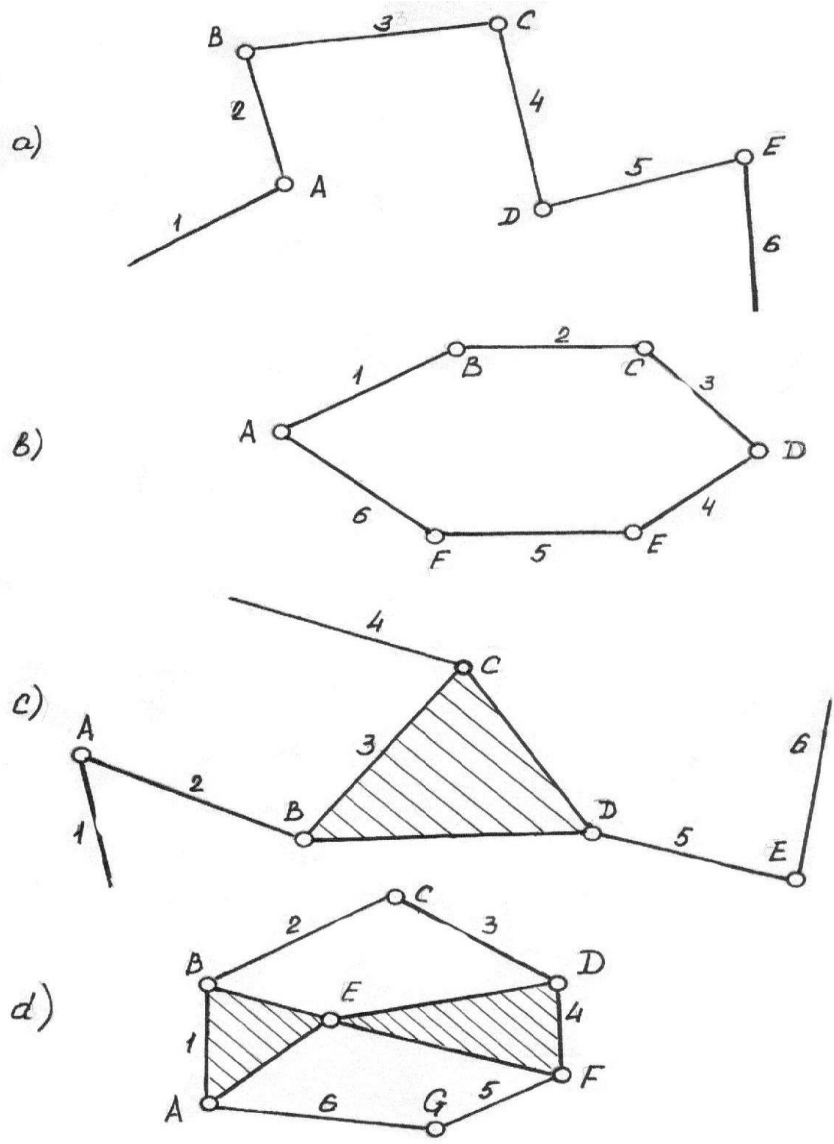


Рис. 1.1. Плоские кинематические цепи

Для пространственных механизмов число степеней свободы определим следующим образом. Путь в механизме, имеющем n подвижных звеньев, P_5, P_4, P_3, P_2, P_1 – число кинематических пар соответственно V, IY, III, II и I классов. Если бы все подвижные звенья были свободными телами, общее число степеней свободы было бы равно 6и. однако, каждая пара V класса налагает на относительное движение звеньев, образующих пару, 5 связей, каждая пара IV класса – 4 связи и т.д.

Поэтому число степеней свободы пространственного механизма, равное числу степеней свободы его подвижной кинематической цепи относительно стойки при отсутствии избыточных связей определяется по следующей формуле:

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_2 - p_1 \qquad (1.3)$$

Формула носит название формулы П.О. Сомова–А.П. Малышева. В несколько ином виде она была дана П.О. Сомовой в 1887 г. И развита А.П. Малышевым в 1923 г. Рассмотрим ряд примеров (Рис.1.2).

В пространственном пятизвенном механизме (Рис.1.2 а) три вращательных пары V класса А, В, С, один шаровой шарнир Д и поступательная пара Е. По формуле Самова-Малышева имеем:

$$W = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 4 - 3 \cdot 1 = 1$$

Четырехзвенный пространственный манипулятор (Рис. 1.2в) содержит два шаровых шарнира с пальцами А и С и цилиндрическую пару В.

Степень свободы механизма

$$W = 6 \cdot 3 - 4 \cdot 3 = 6$$

В пространственном четырехзвенном механизме (Рис. 1.2с) две вращательных пары V класса А, Д и два шаровых шарнира В и С

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 2$$

В плоских механизмах на движении всех звеньев в цепи наложено три общих ограничения и при отсутствии избыточных связей структурная формула механизма (2.1) принимает вид:

$$W = (6-3) \cdot n - (5-3) \cdot p_5 - (4-3) \cdot p_4$$

т.е. степень свободы плоского механизма равна

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 \qquad (1.4)$$

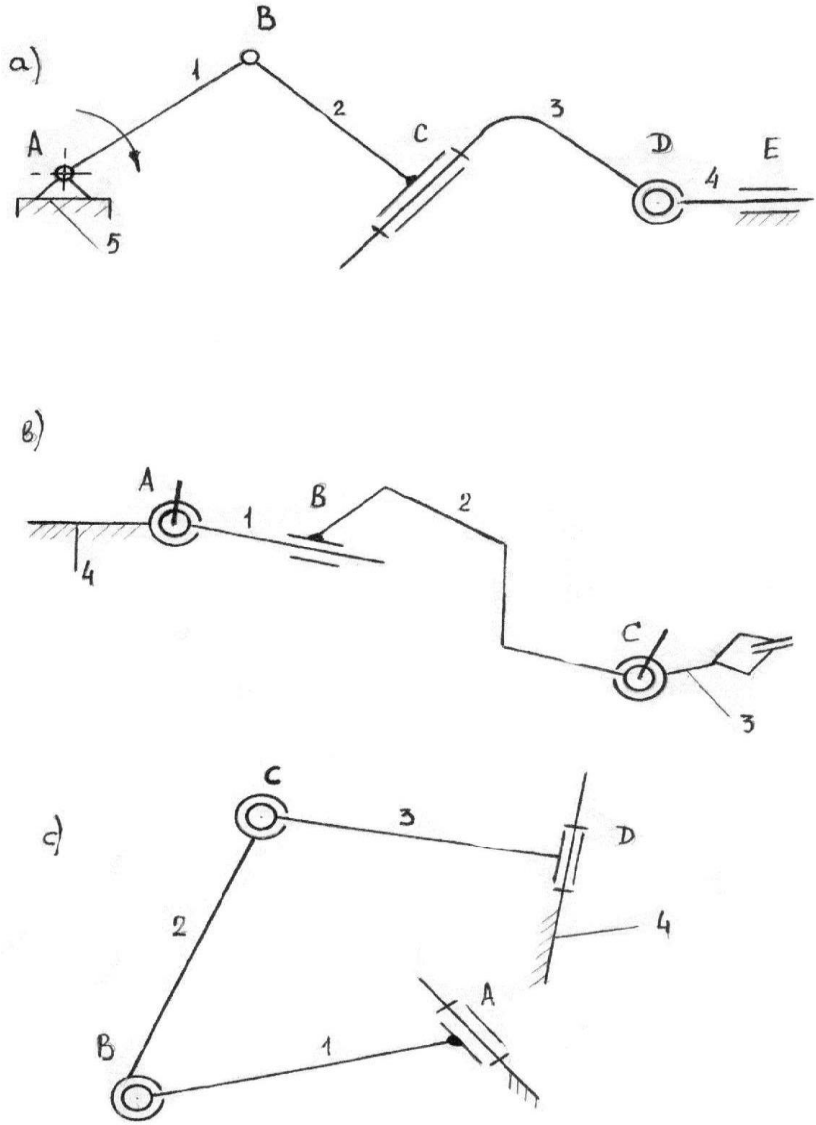


Рис. 1.2. Структурные схемы пространственных механизмов

Это и есть структурная формула для плоских механизмов общего вида. Она была получена П.Л. Чебышевым в 1869 г. Приведем рад примеров (Рис. 1.3,1.4)

В механизме двигателя (Рис.1.3) семь подвижных звеньев и 10 кинематических пар V класса – из них 2 поступательных и 8 вращательных, т.е. n=7, P_5=10, P_4=0 и степень свободы механизма

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1$$

В пятизвенном плоском механизме (Рис.1.4) четыре подвижных звена, входящих в пять вращательных пар V класса.

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2$$

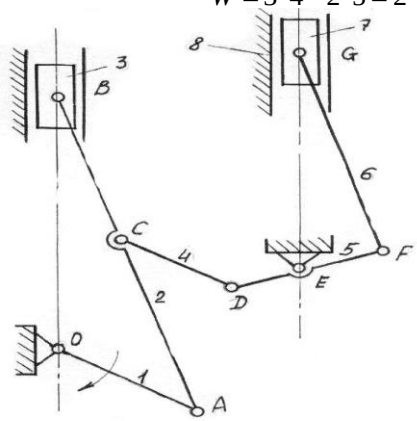


Рис. 1.3. Схема восьмизвенного механизма

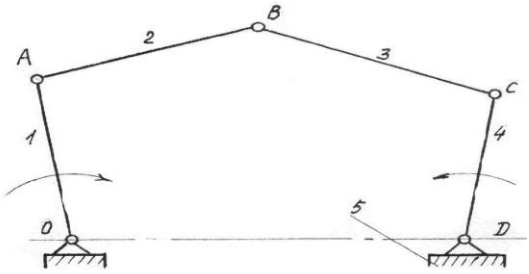


Рис. 1.4. Схема пятизвенного механизма

1.4 Избыточные связи и подвижности

Литература: основная [1; 2; 3], дополнительная [4; 7]

Лекция 4

Тема: Избыточные связи и подвижности.

При рассмотрении плоских механизмов и составлении их структурных формул необходимо учитывать, что кроме степеней свободы звеньев и связей, активно воздействующих на характер движения механизмов, в них могут встретиться степени свободы и условия связи, не оказывающие никакого влияния на характер движения механизма в целом. Удаление из механизмов звеньев и кинематических пар, которым эти степени свободы и условия связи принадлежат, может быть сделано без изменения общего характера движения механизма в целом. Такие степени свободы называются лишними степенями свободы, а связи – избыточными или пассивными связями.

В качестве примера рассмотрим механизм, показанный на рис. 1.5. размеры звеньев механизма удовлетворяют условиям

AB=CD; AD=EF=BC; AE=BE и DF=FC

Степень подвижности механизма

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0$$

Но фигура АВСД согласно условиям – всегда параллелограмм, и, следовательно, расстояние между точками Е и F остается постоянным и равным расстоянию между точками А и Д или В и С. Тогда без всякого нарушения характера движения механизма можно звено EF (или ВС) удалить, так как это звено, входящее в кинематические пары Е и F, налагает на движение механизма условия связи, являющиеся избыточными. Тогда степень подвижности механизма становится равной

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

Рассмотрим далее круглый ролик 2 (Рис. 1.6), входящий во вращательную пару V класса В со звеном 3. нетрудно видеть, что мы можем свободно поворачивать ролик 2 вокруг оси, проходящей через точку В, не оказывая никакого влияния на характер движения механизма в целом. Свободно поворачивающийся ролик дает лишнюю степень свободы:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2$$

Поэтому без всякого нарушения характера движения механизма в целом можно ролик удалить из механизма вместе с вращательной парой V класса B. Тогда степень подвижности механизма

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

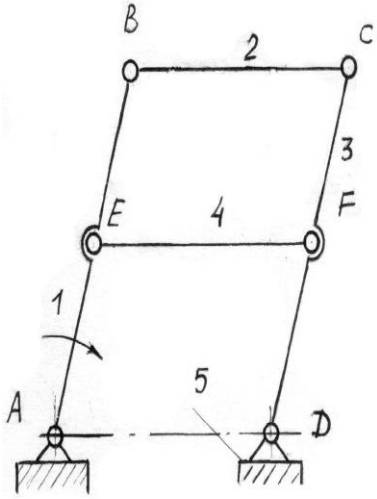


Рис. 1.5. Схема механизма с пассивной связью

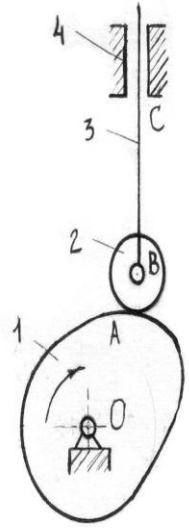


Рис. 1.6. Схема механизма с лишней степенью свободы

Рассмотрим далее круглый ролик 2 (рис. 1.6), входящий во вращательную пару V класса B со звеном 3. нетрудно видеть, что мы можем свободно поворачивать ролик 2 вокруг оси, проходящей через точку B, не оказывая никакого влияния на характер движения механизма в целом. Свободно поворачивающийся ролик дает лишнюю степень свободы:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2$$

Поэтому без всякого нарушения характера движения механизма в целом можно ролик удалить из механизма вместе с вращательной парой V класса B. Тогда степень подвижности механизма: $W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$.

Литература: основная [1; 2; 3], дополнительная [4; 7]

Лекция 5

Тема: Проектирование кинематических схем плоских рычажных механизмов.

Задачей синтеза механизмов является проектирование кинематических схем по наперед заданным условиям. Условия, которым должен удовлетворять проектируемый механизм, могут быть самыми разнообразными.

Прежде всего, проектируемый механизм должен удовлетворять условию существования кривошипа, то есть линейные размеры звеньев механизма должны быть подобраны так, чтобы ведущее звено могло сделать полный оборот вокруг оси вращения. В шарнирном четырехзвенном механизме существование кривошипа обеспечивается, если:

а) кривошип имеет наименьшую длину;

б) суммы длин кривошипа и любого другого звена меньше суммы длин двух других звеньев.

Механизму могут быть предъявлены и другие требования конструктивно, производственно и динамического характера. К конструктивным факторам следует отнести габаритные размеры механизма, расстояние между неподвижными осями вращения и т.п. Производственными факторами, влияющими на размеры механизма являются величина хода (или качания) ведомого звена, значение коэффициента производительности, значение скорости рабочего органа и т.д. Динамическим фактором является допустимая величина угла давления, определяющая условия передачи сил в механизме, возможность заклинивания и самоторможения механизма.

Синтез шарнирного четырехзвенного механизма

Шарнирный четырехзвенный механизм является очень распространенным механизмом. Он применяется как самостоятельный, а также очень часто входит как составная часть в более сложные механизмы.

Для построения кинематической схемы механизма должна быть известна длина всех четырех его сторон r, l, R и a и значение угла поворота кривошипа φ. Рассмотрим частные случаи синтеза, когда вместо одной или нескольких сторон заданы другие его параметры.

I. Заданны длины звеньев OO_1=a, B=R и два крайних положения звена O_1B, определяемые углами ψ_0 и ψ' или ходом ведомого звена O_1B, который задается хордой H или же углом β качания коромысла R (Рис.2.1 а). Определить недостающие размеры r и l.

1. Отмечены неподвижные опоры O иO_1 на расстоянии a друг от друга и строим два крайних положения коромысла O_1B_0 и O_1B' в масштабе ml.

2. Соединяем точки B_0 и B' с точкой O. треугольники OB_0O_1 и $OB'O_1$ изображают два крайних положения механизма.

3. Имея в виду, что

$$OB_0 = l - r;$$
$$OB' = l + r;$$

получим расчетные формулы для определения размеров кривошипа и шатуна:

$$r = 0{,}5(OB' - OB_0),$$
$$l = 0{,}5(OB' + OB_0),$$

где расстояния OB' и OB_0 снимаются с чертежа с учетом масштаба построения ml.

II. Заданы длина звена O_1B=R, его крайние положения O_1B_0 и O_1B', определяемые углом β начиная коромысла R, а также величина коэффициента изменения средней скорости хода ведомого звена K_V и предельное значение угла давления α. Определить недостающие размеры r, l, b a.

Коэффициентом изменения средней скорости хода ведомого звена K_V (коэффициентом производительности) называется отношение угла поворота кривошипа r за время рабочего хода φ_{PX} к углу поворота за время холостого хода φ_{XX}:

$$K_V = \frac{\varphi_{PX}}{\varphi_{XX}} = \frac{180^0+\theta}{180^0-\theta}.$$

Углом давления называется угол между направлением силы и вектором скорости точки приложения этой силы (Рис. 2.1. в). Угол, дополнительный до 90^0, называется углом передачи γ

$$\gamma = 90^0 - \alpha .$$

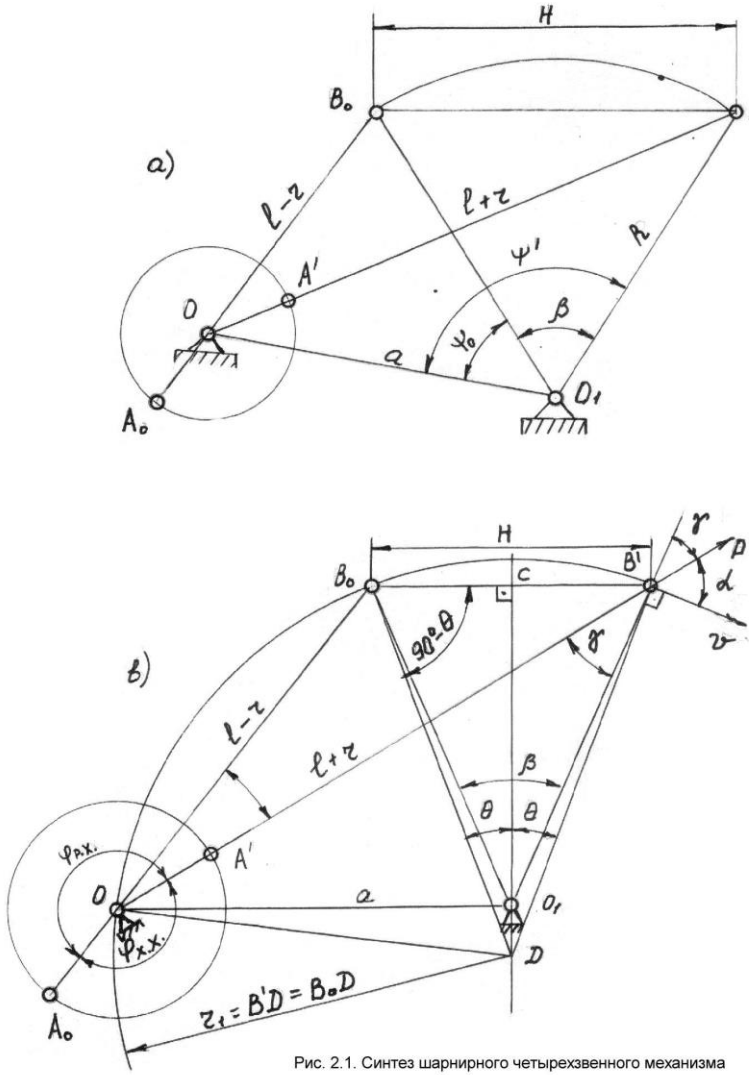


Рис. 2.1. Синтез шарнирного четырехзвенного механизма

Проектирование схемы механизма с заданным коэффициентом изменения средней скорости хода и углом давления (передачи) выполняется графическим способом в следующей последовательности:

1. Находим угол θ, образованный звеньями механизма в крайних положениях:

$$\theta = 180° \frac{K_V - 1}{K_V + 1}.$$

2. Проведем перпендикуляр из точки С, соответствующей середине хорды B_0B':

$$B_0C = \frac{H}{2}$$

3. Из точки В' или B_0 под углом 90^0–θ к линии B_0B' проведем луч В'Д или $B_0Д$ до пересечения его с перпендикуляром СД. Из точки Д проведем окружность радиуса В'Д через точки В' и B_0. Эта окружность представляет собой геометрическое место центров вращения кривошипа шарнирного четырехзвенника, удовлетворяющего условию заданного коэффициента K_V.

4. Чтобы угол давления не превышал допустимого значения, ось вращения кривошипа необходимо поместить в точке пересечения прямой В'О, проведенной под углом α к которому R, с окружностью радиуса В'Д.

5. Расстояние а с учетом масштаба построения определяется из чертежа. Длину кривошипа и шатуна получим аналогично предыдущему примеру:

$$r = 0{,}5(OB' - OB_0);$$
$$l = 0{,}5(OB' + OB_0).$$

Расстояние ОВ и ОВ' можно найти из равнобедренных треугольников $ОДВ_0$ и ОДВ':

$$OB_0 = 2B'DSin(\alpha - \tfrac{\beta}{2});$$
$$OB' = 2B'DSin(\alpha - \tfrac{\beta}{2} + \theta),$$

где В'Д = r_1 – радиус окружности, определяемый из треугольника $ДВ_0B'$ по известной длине коромысла R.

$$B'D = \frac{R \sin \frac{\beta}{2}}{\sin \theta}.$$

Длину стойки можно найти из треугольника OO_1B' аналитически по теореме косинусов:

$$a = \sqrt{(l + r)^2 + R^2 - 2(l + r)R\cos\gamma}$$

Синтез кривошипно-ползунного механизма

Если коромысло R шарнирного четырехзвенника увеличить до $R \to \infty$, то центр шарнира B будет перемещаться поступательно. Совместив шарнир B с ползуном, получим кривошипно-ползунный механизм. Для построения кинематической схемы должны быть известны размеры кривошипа r=OA, шатуна l=AB и величина эксцентриситета e. часто исходными параметрами для проектирования являются ход ползуна H, коэффициент изменения средней скорости хода звена K_V, коэффициент длины шатуна $\lambda = \frac{l}{r}$. Определить длину кривошипа r и шатуна l. Используя зависимость $\lambda = \frac{l}{r}$, находим соотношения сторон треугольника OB_0B' (рис.2.2 а) для крайних положений ползуна B_0 и B':

$$\frac{OB'}{OB_0} = \frac{l+r}{l-r} = \frac{\lambda+1}{\lambda-1}.$$

Чтобы построить треугольник OB_0B' проведем прямые MM и NN на расстоянии e друг от друга (рис. 2.2.в). На прямой MM откладываем величину $H = B_0B'$.

Учитывая, что геометрическое место точек, отношение расстояний которых от двух заданных точек B_0 и B' остается постоянным, есть окружность (окружность Аполлония), то для ее построения находим на прямой MM точки C и Д, делящие отрезок B_0B' в соотношении:

$$\frac{B'D}{B_0D} = \frac{B'C}{B_0C} = \frac{\lambda+1}{\lambda-1}.$$

На отрезке *СД* как на диаметре окружность. Точка пересечения окружности и прямой *NN* и будет искомой осью вращения *O* кривошипа.

Соединив точку *O* с точками B_0 и B', получим два крайних положения механизма. Длину кривошипа *r* и шатуна *l* с учетом масштаба построения найдем по формулам:

$$r = 0{,}5 \cdot (OB' - OB_0);$$

$$l = 0{,}5 \cdot (OB' + OB_0).$$

II. Заданы длина кривошипа r, коэффициент K_v, допустимый угол давления α в крайнем левом положении ползуна. Найти длину шатуна l и величину эксцентриситета e (Рис.2.2 с).

1. Определяем угол θ

$$\theta = 180^0 \cdot \frac{K_v - 1}{K_v + 1}.$$

2. По теореме синусов из треугольника OB_0B' можно написать

$$\frac{l + r}{l - r} = \frac{\sin(180^0 - \alpha)}{\sin(180^0 - \alpha + \theta)},$$

или

$$\frac{\lambda + 1}{\lambda - 1} = \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha - \theta)}.$$

Отсюда находим значение λ:

$$\lambda = \frac{\sin\alpha + \sin(\alpha - \theta)}{\sin\alpha - \sin(\alpha - \theta)}.$$

3. Длина шатуна будет

$$l = r \cdot \lambda.$$

4. Величину эксцентриситета определим из прямоугольного треугольника OB_0C:

$$e = B_0C = OB_0 \sin\alpha = (l - r)\sin\alpha.$$

Синтез кривошипно-кулисного механизма

Кривошипно-кулисные механизмы получили широкое распространение в качестве механизма резания строгальных, долбежных станков и в других случаях, когда требуется значительно сократить время холостого хода станка по сравнению с временем рабочего хода. Коэффициент изменения средней скорости хода ведомого звена (коэффициент производительности) у таких станков достигает значений K_v=1,5…2,0 и более.

По заданному коэффициенту K_v определяем угол качания кулисы (рис.2.3):

$$\theta = 180^0 \cdot \frac{K_v - 1}{K_v + 1}.$$

Если задан ход конца кулисы $H=B_0B'$, то необходимая длина кулисы будет:

$$l = \frac{H}{2 \cdot \sin\frac{\theta}{2}}$$

Из треугольника O_1A_0O следует, что если задано межосевое расстояние $A=OO_1$, то длина кривошипа r будет равна:

$$r = A \cdot \sin\frac{\theta}{2}.$$

Если же задана величина кривошипа r, то определению подлежит межосевое расстояние:

$$A = \frac{r}{\sin\frac{\theta}{2}}.$$

С уменьшением межосевого расстояния A увеличивается размах качания кулисы θ, а следовательно, и коэффициент изменения средней скорости хода K_v, но вместе с тем растут и усилия на пальце кривошипа. Рекомендуется принимать угол качания кулисы $\theta \le (60^0...80^0)$.

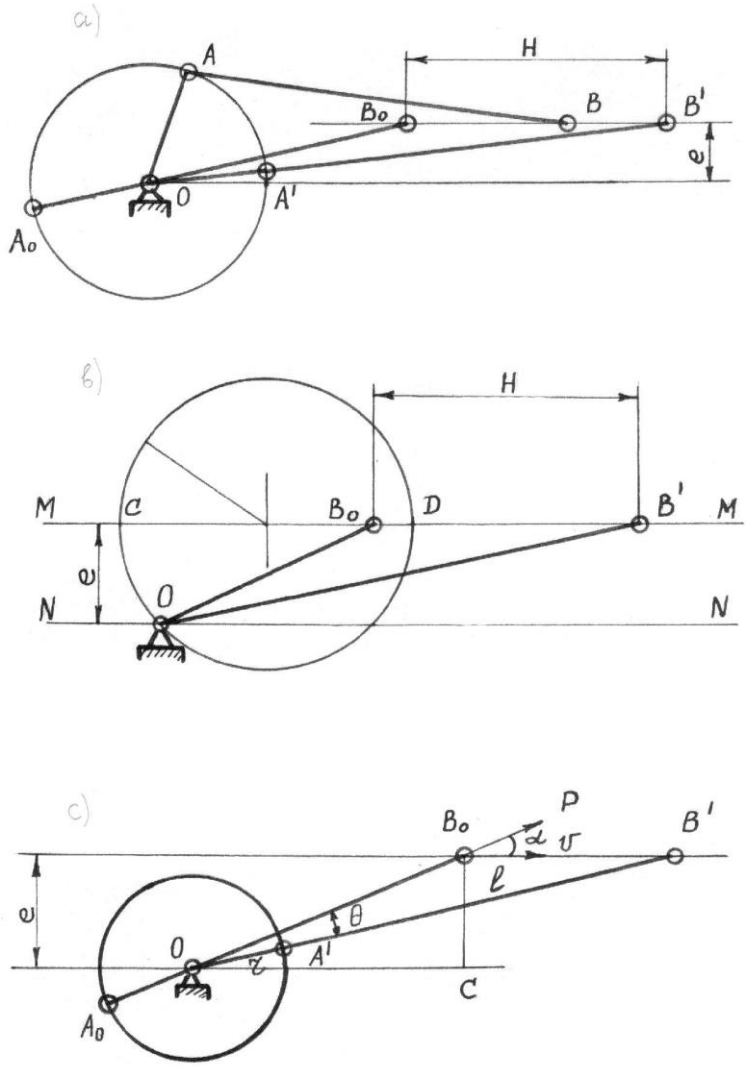


Рис. 2.2. Синтез кривошипно-ползунного механизма

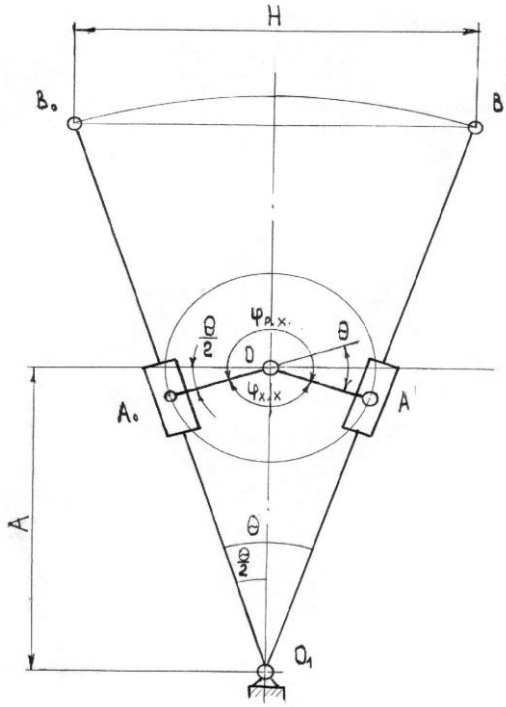


Рис. 2.3. Проектирование кулисного механизма

Литература: основная [2; 3; 4], дополнительная [5]

Лекция 6

Тема: Синтез передаточных механизмов

Механическими передачами или просто передачами называют механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов (например, вращательное в поступательное) и законов движения.

Зубчатая передача — это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

Зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются цилиндрическими колесами с прямыми, косыми и шевронными зубьями (рис. 3 а-г). Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляются обычно коническими колесами с прямыми и круговыми зубьями (рис. 3, а-з), реже тангенциальными зубьями (рис. 3, ж). Зубчатые передачи для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот осуществляются цилиндрическим колесом и рейкой (рис. 3, д).

Для валов с перекрещивающимися осями применяют зубчато-винтовые
передачи.

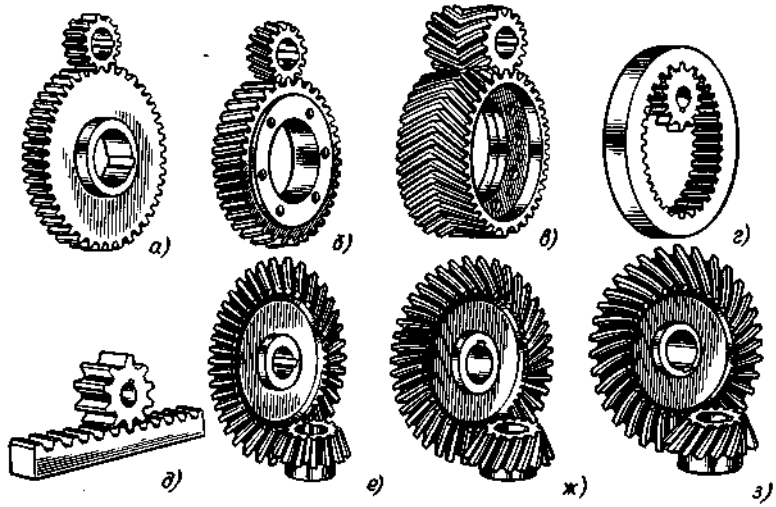


Рисунок 3 - Основные виды зубчатых колес

В качестве основного параметра зубчатого зацепления принят модуль зубьев m - величина, пропорциональная шагу p по делительному цилиндру, т.е. цилиндру, на котором шаг зубчатого колеса равен шагу исходного контура, т. е. шагу производящей рейки. Таким образом, $m = p/\pi$.

Шаг p, так же как и длина окружности, является кратным числу я и поэтому неудобным для принятия за основной параметр зацепления.

Окружной делительный шаг p_t - это расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности зубчатого колеса. Очевидно, что $\pi d = z p_t$, откуда $p_t = \pi d / z$..

Соответственно окружной модуль $m_t = d/z$, m.е. представляет собой частное от деления диаметра делительной окружности на число зубьев.

Нормальный шаг p_n — кратчайшее расстояние по делительному цилиндру между одноименными профильными

поверхностями двух смежных зубьев $p_n=p_t \cos\beta$, где β - угол наклона линии зубьев по делительному цилиндру.

Соответственно нормальный модуль $m=m_t\cos\beta$. Для прямозубых передач окружные и нормальные шаги и модули соответственно совпадают.

Основные кинематические характеристики

Передаточное число равно отношению чисел зубьев колеса z_2 и шестерни z_1: $u= z_2/z_1$, где $z_2 \geq z_1$ и соответственно $u \geq 1$.

Коэффициент торцового перекрытия ε_α равен отношению угла поворота зубчатого колеса от входа в зацепление торцового профиля его зуба до выхода из зацепления, к угловому шагу $2\pi/z$.

Для передач без смещения для определения ε_α можно пользоваться приближенной формулой

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right),$$

где знак «+» для внешнего и «-» для внутреннего зацепления.

Нарезание зубьев зубчатых колес можно производить методом копирования или методом огибания (обкатки).

По методу копирования впадина между зубьями образуется инструментом (дисковой фрезой, пальцевой фрезой, протяжкой, шлифовальным кругом), имеющим профиль впадины. Точность этого метода, особенно по шагу - пониженная. Метод копирования применяют для обработки крупномодульных шевронных колес, для нарезания и для шлифования колес в массовом производстве, а также в условиях ремонтных мастерских.

Основное применение имеет метод огибания. По этому методу зубья нарезают инструментом в виде рейки-гребенки, червячной фрезы или шестерни-долбяка. Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту

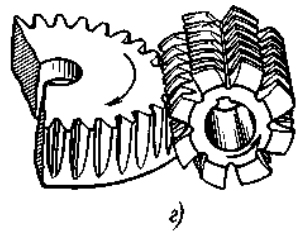
дополнительно сообщается движение, обеспечивающее резание.

Метод огибания дает непрерывный процесс нарезания, что обеспечивает повышенную производительность и точность по сравнению с методом копирования.

Метод огибания позволяет использовать для нарезания колес, а также долбяков реечный инструмент с прямолинейным профилем.

Кроме нарезания применяют также метод накатывания зубьев, который повышает прочность на 15...20%.

Точные зубчатые колеса подвергают отделочным операциям: шевингованию, шлифованию, притирке.



г)

Рисунок 4 - Способы нарезания зубьев:
а — модульной дисковой фрезой; *б* — пальцевой фрезой; *в* — гребенкой; г — червячной фрезой

Виды разрушения зубьев и критерии работоспособности и расчета зубчатых передач

Поломка зубьев является наиболее опасным видом разрушения, приводящим к выходу из строя передачи и часто к повреждению других деталей (валов, подшипников) из-за попадания в них выломившихся кусков зубьев.

Поломка зубьев может вызываться: большими перегрузками ударного или статического действия, повторными перегрузками, вызывающими малоцикловую усталость, или многократно повторяющимися нагрузками, вызывающими усталость материала.

Поломки часто бывают связаны:

а) с концентрацией нагрузки по длине зубьев из-за погрешностей изготовления и сборки или больших упругих деформаций валов;

б) с износом зубьев, приводящим к их ослаблению и к росту динамических нагрузок;

в) с вводом в зацепление на ходу передвижных шестерен.

Трещины обычно появляются у корня зубьев на стороне растянутых волокон, где действуют наибольшие напряжения растяжения и местные напряжения, связанные с формой. Излом происходит преимущественно по сечению у основания зуба

При усталостном разрушении излом имеет вогнутую форму на теле колеса при разрушении от перегрузки - выпуклую. Зубья шевронных и широких косозубых колес обычно выламываются по косому сечению.

Для предотвращения поломок зубья рас считывают на изгиб.

Усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев является наиболее распространенным видом повреждений зубьев для большинства закрытых хорошо смазываемых и защищенных от загрязнений зубчатых колес. Выкрашивание заключается в появлении на рабочих поверхностях небольших углублений, напоминающих оспинки, которые потом растут и превращаются в раковины. Размеры ямок-раковин в зависимости от стадии выкрашивания, материала и других условий бывают весьма малыми, едва различимыми невооруженным глазом, и значительными, величиной в несколько миллиметров. Выкрашивание носит усталостный характер. В результате зацепления зубьев контактные напряжения в каждой точке рабочей поверхности зубьев изменяются по отнулевому циклу, а напряжения в поверх-

ностных слоях — даже по знакопеременному, хотя и несимметричному циклу.

Абразивный износ является основной причиной выхода из строя открытых передач и части закрытых передач машин, работающих в среде, засоренной абразивами, а именно: горных, дорожных, строительных, сельскохозяйственных, транспортных и некоторых других машин.

Зубья быстроходных передач редукторов типа турбинных, работающих в условиях совершенной смазки и изоляции от пыли с редкими пусками и остановами сохраняют следы обработки в течение многих лет эксплуатации.

Заедание зубьев заключается в местном молекулярном сцеплении контактирующих поверхностей в условиях разрушения смазочной пленки. В заедании зубьев превалирующую роль может играть выдавливание или изнашивание масляной пленки вследствие высоких давлений или понижение вязкости и защитной способности масла от нагрева, связанного с большими скоростями скольжения.

Силы, действующие в цилиндрических передачах.

Знание этих сил и их составляющих но осям координат необходимо для расчета зубьев, валов и их опор. Выбираем систему координат с началом в полюсе зацепления посередине ширины венца: ось *x* направляем вдоль окружной скорости, ось *y* перпендикулярно и ось *z* вдоль оси зубчатого колеса (рис.5, а, б).

Окружная составляющая силы (вдоль оси *x*) для зубчатых колес всех типов

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T / d .$$

где *T*- передаваемый момент,

Н*м; *d* - делительный диаметр, мм.

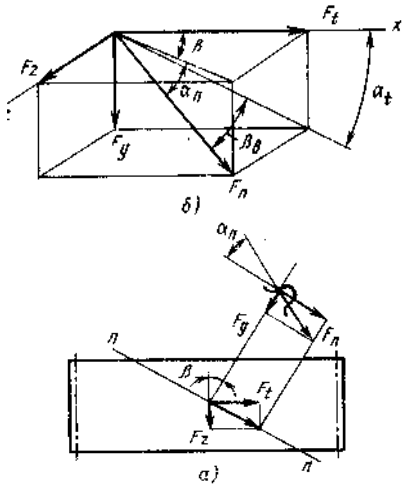


Рис. 10.11. Силы, действующие в косозубом цилиндрическом зацеплении (для передач с угловой коррекцией у параметров F_t, α_t и β добавляется индекс ω)

Составляющие силы - радиальная F_y и осевая F_z:

прямозубых колес $F_y = F_t tg\alpha_t$; $F_z = 0$; косозубых колес $F_y = F_t tg\alpha_t$, $F_z = F_t tg\beta$.

Нормальная к поверхности зуба сила:

прямозубых колес $F_n = \dfrac{F_t}{\cos\alpha_t}$; косозубых колес $F_n = \dfrac{F}{\cos\alpha_t \cos\beta_b}$;

$\cos\beta_b$ близок (и можно принимать равным) $\cos\beta$ ($\sin\beta_b = \sin\beta\cos\alpha_n$).

Для уточнения расчета зубьев с угловой коррекцией используют силы на начальных цилиндрах.

Составляющие силы - окружная, радиальная и осевая:

$$F_{tw} = 2\cdot 10^3 T / d_w;\ F_y = F_{tw} tg\alpha_{tw};$$

$$F_z = F_{tw} tg\beta_w .$$

Нормальная к поверхности зуба сила F_n не зависит от коррекции:

$$F_n = \frac{F_{tw}}{\cos\alpha_{tw}\cos\beta_b} = \frac{F_t}{\cos\alpha_t \cos\beta_b} .$$

Зубчатые передачи могут рассчитываться на контактную и изгибную прочность по разным значениям моментов T_H и T_F, в частности, вследствие разного влияния пиковых нагрузок на контактную и изгибную прочность.

Расчет зубьев цилиндрических зубчатых колес на контактную прочность.

Расчет сводится к удовлетворению условия, чтобы контактные напряжения в зубьях $\sigma_н$ были равны или меньше допускаемых $[\sigma]_H$. Расчет ведут для зацепления в полюсе, так как выкрашивание начинается у полюсной линии (на ножке), причем полюсная линия в прямозубых передачах находится в зоне однопарного зацепления.

В качестве исходной принимают формулу Герца для наибольших контактных напряжений $\sigma_н$, МПа, при сжатии цилиндров вдоль образующих:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{w_n}{\rho_{np}}} \le [\sigma]_H ,$$

где в применении к расчету зубьев

$Z_E = \sqrt{\dfrac{1}{\pi(\dfrac{1-\nu_1^2}{E_1} + \dfrac{1-\nu_2^2}{E_2})}}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов шестерни и колеса;

E_1 и E_2 — модули упругости материала шестерни и колеса;

ν_1 и ν_2 — коэффициенты поперечного сжатия материалов шестерни и колеса, равные для стали 0,3, а для чугуна

0,25; $w_n \frac{K_H F_n}{\ell_\Sigma}$ – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий; $K_н$ — коэффициент нагрузки; F_n — нормальная к поверхности зуба сила; ℓ_Σ — суммарная длина контактных линий;

$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$ – приведенная кривизна; знак «+» в этой формуле и в последующих — для внешнего зацепления, знак « – » — для внутреннего зацепления;

ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса.

Для стальных зубчатых колес коэффициент Z_E = 190 МПа$^{1/2}$, E_1=E_2 = 2,1*10^5 МПа, $\nu_1 = \nu_2$ = 0,3.

Литература: основная [2; 3], дополнительная [6; 7; 8]

Лекция 7

Тема: Виды зубчатых механизмов и области их применения

Прямозубые передачи

В прямозубых передачах длина контактных линий ℓ_Σ меняется в процессе зацепления от рабочей ширины венца b_w (в зоне однопарного зацепления) до $2\,b_w$ (в зоне двухпарного зацепления). Для расчетов в соответствии с результатами экспериментов принимают $\ell_\Sigma = b_w / Z_\varepsilon^2$, где Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3}.$$

При изменении коэффициента перекрытия от 1,25 до 1,9 коэффициент Z_ε меняется от 0,84 до 0,96. В среднем и для приближенных расчетов Z_ε=0,9, что соответствует ε_α = 1,6.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий с учетом, что $F_n = F_t / \cos\alpha_t$,

$$w_n = \frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2}{b_w \cos\alpha_t}.$$

Радиусы кривизны профилей зубьев шестерни и колеса:

$\rho_1 = 0{,}5 d_{w1} \sin\alpha_{tw}$, $\rho_2 = 0{,}5 d_{w2} \sin\alpha_{tw}$.

Приведенный радиус кривизны с учетом, что $d_w = d\cos\alpha_t / \cos\alpha_{tw}$,

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2(u \pm 1)}{d_1 u \cos\alpha_t tg\alpha_{tw}}.$$

Для передач без смещения исходного контура $\alpha_{tw} = \alpha_t = \alpha$.. Подставив в формулу Герца выражения для w_n, $1/\rho_{np}$, получаем основную формулу для расчета прямозубых передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{K_H F_t}{d_1 b_w} \frac{u \pm 1}{u}} = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \le [\sigma]_H,$$

где σ_{H0} — напряжение при номинальной нагрузке (K_H = 1), представляющее интерес для накопления опыта проектирования;

$\sqrt{K_H}$ — множитель, характеризующий увеличение номинальных напряжений; $F_t = 2 \cdot 10^3 T_{1H} / d_1$ – окружная сила на делительном диаметре;

T_{1H} — расчетный вращающий момент на шестерне, Н*м;

$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t} \sqrt{\frac{2}{tg\alpha_{tw}}}$ -коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев (он объединяет множители $\frac{1}{\cos\alpha_t}$ из формулы для w_n и $\frac{2}{\cos\alpha_t tg\alpha_{tw}}$ из формулы для $1/\rho_{np}$).

Для передач без смещения и при коэффициентах смещения $x_1 + x_2 = 0$ коэффициент Z_H =2,5.

Формулу для проектных расчетов, определяющую приближенно межосевое расстояние a_w зубчатых прямозубых передач, получают из основной зависимости, полагая, что Z_E = 190 МПа$^{1/2}$, $Z_\varepsilon = 0{,}9$, $Z_H = 2{,}5$, $b_w = \psi_a a_w$, $d_1 \approx d_{w1} = 2a_w/(u \pm 1)$:

$$a_w = 450(u \pm 1)\sqrt[3]{\frac{K_H T_{1H}}{\psi_a u [\sigma]_H^2}}$$

Червячные передачи

Червячная передача (рис. 6) состоит из червяка /, т. е. винта с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой, и червячного колеса *2*, т. е. зубчатого колеса с зубьями особой формы, получаемой в результате взаимного огибания с витками червяка.

Червячные передачи относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач. В отличие от винтовых зубчатых передач с перекрещивающимися осями, у которых начальный контакт происходит в точке, в червячных передачах имеет место линейный контакт. В осевом сечении зубья колеса имеют дуговую форму. Это обеспечивает облегание тела червяка и увеличение длины контактных линий.

Изобретение червячных передач приписывают Архимеду.

Достоинства червячных передач:

а) возможность получения большого передаточного отношения;

б) плавность и бесшумность работы, возможность точных делительных перемещений.

Недостатки большинства червячных передач:

а) низкий КПД;

б) необходимость применения для колеса дорогостоящих антифрикционных материалов.

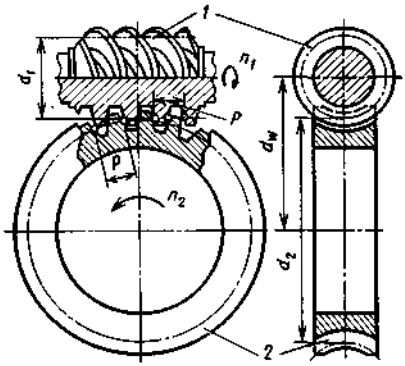


Рисунок 6 - Кинематическая схема червячной передачи

Передаточное отношение *u* червячной передачи определяют из условия, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев, равное числу витков червяка:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_1}{z_2},$$

где z_1 и z_2 — число витков червяка и число зубьев колеса;

n_1 и n_2 — частоты вращения червяка и колеса, мин $^{-1}$.

Червячные передачи вследствие относительно низкого КПД применяют для небольших и средних мощностей от долей киловатта до 200 кВт, как правило до 60 кВт, для моментов до $5*10^5$ Н*м. Передаточные отношения обычно принимают равными от 8 до 63...80; в отдельных случаях, например в приводе столов большого диаметра станков, – до 1000.

Геометрия червячных цилиндрических передач без смещения червяка

Геометрические расчеты червячных передач аналогичны расчетам зубчатых передач. Вначале рассматриваем зацепление без смещения червяка.

Червяки. В связи с изготовлением червячных колес инструментом, являющимся аналогом червяка, сопряженный профиль колеса получается автоматически. Поэтому профиль витков чер-

вяка можно варьировать. Выбор профиля определяется преимущественно технологическими факторами.

Применяют червяки следующих типов: архимедовы; конволютные и близкие к ним — нелинейчатые; эвольвентные, а также с вогнутым профилем.

Архимедовы червяки (рис. 7а) представляют собой винты с резьбой, имеющей прямолинейные очертания профиля (трапецию) в осевом сечении (в торцовом сечении витки очерчены архимедовой спиралью). Эти червяки просты в изготовлении, если не требуется их шлифование, поэтому они сохранили применение в тихоходных, не сильно напряженных передачах. Для их шлифования требуется круг, очерченный сложной кривой в осевом сечении, что ограничивает их применение.

Под конволютными червяками (рис.76) понимают червяки, имеющие прямолинейный профиль в сечении, нормальном к оси симметрии. Витки в торцовом сечении очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой. Эти червяки обладают некоторыми технологическими преимуществами перед архимедовыми. При точении резьбы двусторонним резцом (по профилю канавки) по обеим боковым граням резца имеют место одинаковые углы резания.

Шлифование конволютных червяков конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к получению н е л и нейчатых боковых поверхностей, весьма близких к поверхностям конволютных червяков. Червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление. Нарезание резьбы нелинейчатых червякоз перед их шлифованием конусным шлифовальным кругом может быть осуществлено также дисковой фрезой.

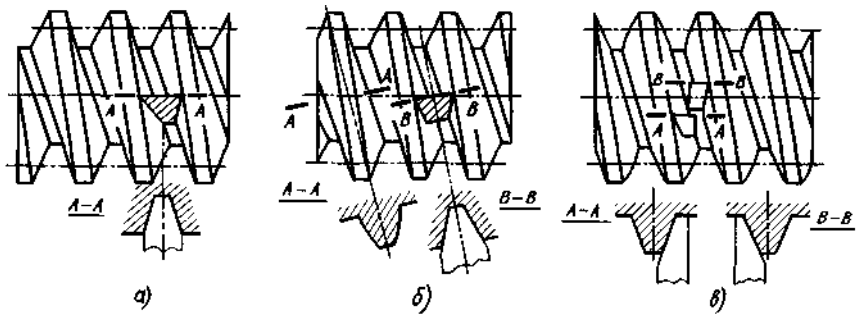


Рисунок 7 - Основные типы цилиндрических червяков:
а — архимедов; *б* — конволютный; в — эвольвентный

Эвольвентные червяки (рис.7 в) представляют собой косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим углом их наклона. Профиль зуба в торцовом сечении очерчен эвольвентой. Эвольвентная поверхность имеет прямолинейный профиль в сечении плоскостью, касательной к основному цилиндру червяка, поэтому эвольвентные червяки можно шлифовать плоской стороной шлифовального круга. Шлифуемые червяки следует делать эвольвентными.

Червячные передачи имеют условные обозначения: архимедовы ZA; конволютные ZN, нелинейчатые, полученные шлифованием конусным кругом, ZK; эвольвентные ZJ; с вогнутым профилем червяка ZT.

Расстояние между одноименными точками соответствующих боковых сторон двух смежных витков червяка, измеренное параллельно оси, называют расчетным шагом червяка и обозначают через p (рис 8).

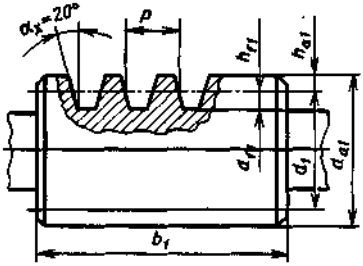


Рисунок 8 - Схема цилиндрического архимедова червяка

Отношение p/π называют модулем m. Модуль — стандартный параметр; для червяка он является осевым, для червячного колеса — торцовым.

Червячные колеса нарезают червячными фрезами, режущие кромки которых при вращении фрезы идентичны с поверхностью витков червяка. Поэтому в целях сокращения номенклатуры зуборезного инструмента стандартизованы также коэффициенты диаметра червяка

$$q = \frac{d_1}{m}.$$

Число витков червяка выбирают в зависимости от передаточного отношения u. ГОСТ устанавливает z_1 равным 1, 2 и 4. Передачи большой мощности не выполняют с червяками, имеющими один виток из-за малого КПД и сильного нагрева.

При недопустимости зазоров в червячной передаче червяк делают с переменной толщиной витков и выбирают зазор осевым перемещением червяка или применяют привод колеса от двух червяков с натягом между ними.

Литература: основная [2;3], дополнительная [9]

Лекция 8

Тема: Фрикционные передачи.

Фрикционные передачи —- это передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения.

Простейшая фрикционная передача между параллельными валами состоит из двух роликов, прижимаемых друг к другу с заданной силой (рис. 11 а). При вращении ведущего ролика в месте контакта возникают силы трения, которые приводят во вращение ведомый ролик. Заменив цилиндрические ролики коническими (рис. 11,6), можно осуществить передачу между валами с пересекающимися осями. Выполнив одно из тел качения с переменным радиусом качения, можно осуществить передачу с переменным передаточным отношением (вариатор). Простейшим примером такой передачи является лобовая передача (рис. 12),

состоящая из диска и ролика. При передвижении ролика вдоль оси вала меняется радиус качения на диске и, следовательно, передаточное отношение.

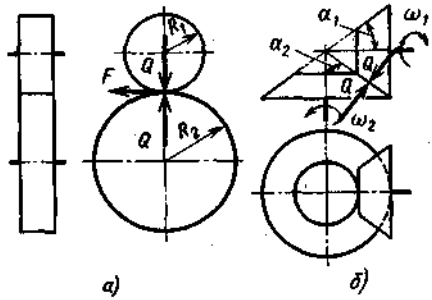


Рисунок 11 - Схемы фрикционных передач для постоянного передаточного отношения:
а — цилиндрическими катками; б— коническими катками

Для передачи окружной силы *F* фрикционной передачей тела качения должны быть прижаты одно к другому с силой (см. рис. 11)

$$Q = \frac{SF}{f},$$

где f — коэффициент трения;

S — запас сцепления, принимаемый в силовых передачах равным 1,25...2, а в передачах приборов — до 3.

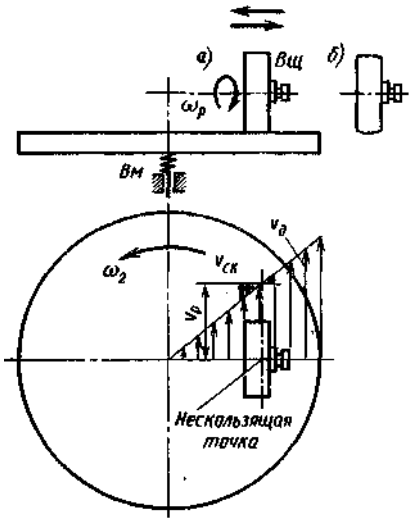


Рисунок 12 - Лобовая передача

По силе Q ведут расчет на прочность тел качения, а также расчет валов и подшипников передачи.

Фрикционные передачи работают с небольшим скольжением. Все передачи имеют упругое скольжение, вызываемое упругими деформациями поверхностных слоев. В передачах, работающих в масле, сказывается влияние масляного слоя. В вариаторах дополнительно наблюдается геометрическое скольжение, связанное с неодинаковым изменением скорости по длине контакта у тел качения. Например, в лобовой передаче (см. рис. 12) скорость $\upsilon_р$ на ролике вдоль образующей постоянна, а на диске $\upsilon_д$ — пропорциональна радиусу. Поэтому чистое качение наблюдается в одной точке, а в других имеет место скольжение со скоростью $\upsilon_{ск}$.

Если действующий момент превышает предельный, создаваемый силами трения, то наступает буксование, которое является недопустимым.

Передаточное отношение фрикционной передачи (см. рис. 11, а, *б)*

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1 \zeta}{R_2},$$

где n_1 и n_2 — частота вращения ведущего и ведомого тел качения, мин$^{-1}$;

R_1 и R_2 — соответственно их радиусы;

ζ — коэффициент, учитывающий скольжение и изменяющийся от 0,995 для передач, работающих без смазки, до 0,95 для вариаторов, работающих в масле, при значительных передаточных отношениях.

Для конической фрикционной передачи отношение радиусов R_1 и R_2 тел качения можно заменить отношением синусов углов наклона α_1 и α_2 образующих конусов и записать передаточное отношение в следующем виде:

$$u = \frac{\sin \alpha_1 \zeta}{\sin \alpha_2}.$$

Достоинства фрикционных передач:

а) простота тел качения;

б) равномерность вращения, что позволяет применять фрикционные передачи в машинах при высоких скоростях, а также в приборах, например в приборе для проверки точности зубчатых колес;

в) возможность бесступенчатого регулирования частоты вращения.

Последнее является решающим для применения фрикционных вариаторов.

Недостатки фрикционных передач:

а) большие нагрузки на валы и подшипники или необходимость применения специальных конструкций с разгруженными опорами (например, при коэффициенте трения 0,25 и запасе сцепления 1,5 сила взаимодействия между телами качения в 6 раз превышает полезную окружную силу);

б) необходимость специальных нажимных устройств для прижатия одного тела качения к другому;

в) опасность повреждения передачи при буксовании и в отдельных случаях неравномерный износ тел качения;

г) невозможность, в отличие от передач зацеплением, получения абсолютно точных средних передаточных отношений из-за проскальзывания и неизбежных погрешностей диаметров тел качения, а поэтому невозможность применения передачи при необходимости жесткой кинематической связи, не допускающей накопления угловых ошибок.

Применяются фрикционные передачи в основном в бесступенчатых вариаторах. Современные фрикционные вариаторы могут конкурировать с электрическими и гидравлическими благодаря своей простоте и малым габаритам при достаточно высоком КПД.

Основные характеристики.

Фрикционные передачи и вариаторы выполняют для мощностей от ничтожно малых (ручное регулирование приборов) до нескольких сотен киловатт. У большинства фрикционных передач и вариаторов передаваемая мощность не превосходит 20 кВт. Для больших мощностей преимущественно строят вариаторы с многими зонами контакта.

Передаточные отношения в силовых передачах выбирают до 1/7, в силовых передачах с разгруженными валами до 1/15 и в ручных передачах приборов до 1/25.

Наибольший диапазон регулирования частот вращения (отношение наибольшей частоты вращения на выходе к наименьшей) $Д = \frac{n_{max}}{n_{min}}$ простых фрикционных вариаторов может доходить до 3...4, сдвоенных вариаторов до 12...16, обычно 4...8.

Применение больших диапазонов регулирования связано с значительным понижением КПД и предельной мощности на малых частотах вращения.

Основные типы фрикционных передач

1) Передачи с постоянным передаточным отношением. Примером таких передач являются конические и цилиндрические реверсивные передачи винтовых прессов. Передача (рис. 13) имеет два ведущих конуса, поочередно сцепляемых с ведомым конусом осевым перемещением ведущего вала. При этом ведомый вал, связанный с винтом, получает то правое, то левое вращение, а винт соответственно осуществляет рабочий и обратный ходы.

Материал конусов обычно чугун, рабочую поверхность ведомого конуса покрывают прорезиненной тканью или прессованным асбестом. Обод ведомого конуса иногда изготовляют из текстолита.

Правомерно применение соосных фрикционных передач с полностью уравновешенными силами по схеме простого планетарного редуктора. При необходимости большой редукции можно применять фрикционные волновые передачи, но они работают с существенной потерей скорости.

Фрикционные передачи в приборостроении характеризуются преимущественно пружинным поджатием, малой шириной поясков контакта или начальным касанием в точке и в случае необходимости очень большой редукцией.

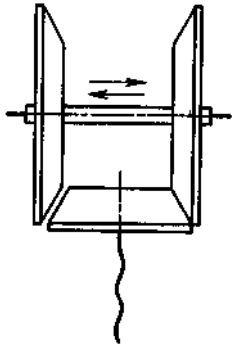


Рисунок 13 - Коническая реверсивная передача пресса

2) Бесступенчатые фрикционные передачи по кинематике удобно разделять на простые передачи, передачи с промежуточными телами качения (сдвоенные) и планетарные передачи; а по форме тела качения, у которого изменяются радиусы качения,— на дисковые или лобовые, конусные, шаровые и торовые.

По делят на однопоточные и многопоточные.

Лобовые вариаторы вследствие значительной разности скоростей на площадке касания уступают вариаторам других конструкций по КПД и износостойкости. Однако благодаря своей простоте, возможности выполнения их реверсивными, а также благодаря перпендикулярности осей ведущего и ведомого валов, что в ряде случаев упрощает кинематическую схему машины,

простые лобовые вариаторы иногда применяют, в частности, в малых винтовых прессах и приборах.

Конусные многодисковые вариаторы по схеме Байера имеют тела качения — пакеты конических раздвижных дисков и пакеты раздвижных дисков с коническими поясками.

Среди фрикционных вариаторов с жесткими телами качения многодисковые вариаторы являются наиболее перспективными. Они довольно широко применяются за рубежом, где изготовляются рядом фирм размерными гаммами с наибольшей мощностью в сотни киловатт.

Шаровой сносный сдвоенный вариатор имеет тела качения в виде двух сносный расположенных на входном и выходном валах конусных чашек и четырех шаров. Регулирование частот вращения достигается поворотом геометрических осей вращения шаров, благодаря чему одновременно увеличивается радиус качения шаров по одной чашке и уменьшается радиус качения по другой чашке.

Материал тел качения — закаленная до высокой твердости сталь.

Торсовый вариатор несет на входном и выходном валах торовые чашки, между которыми вращаются два или три ролика. Таким образом, выходной вал вращается в сторону, противоположную вращению входного вала. Рабочий профиль чашек очерчен дугами окружности из общего центра. Частота вращения регулируется наклоном осей вращения роликов. Когда оси вращения роликов перпендикулярны оси вариатора, передаточное отношение равно единице.

Вращающий момент от входного вала к ведущей чашке и от ведомой чашки к выходному валу передается через независимые нажимные устройства в виде шайб с канавками переменной глубины и шариков.

Преимущественно применяемые материалы тел качения — сталь по текстолиту (текстолитовыми выполняют ободы роликов).

Вариатор имеет начальное касание по линии и работает без смазывания и без повышенного нагрева. Диапазон регулирования вариатора 2,5...8, преимущественно 4...6,3.

Схема вариатора обеспечивает малую разность скоростей на площадке контакта и почти постоянное отношение силы прижатия тел качения к окружной силе. Однако вариатор не получил значительного распространения из-за сложности и высоких требований к точности изготовления.

Фрикционные приводы с широким диапазоном регулирования выполняют по дифференциальной схеме. Производят кинематические и прочностные расчёты вариаторов.

Литература: основная [2;3], дополнительная [9]

Лекция 9

Тема: Общие сведения о соединениях

Под соединениями в машиностроении, понимают узлы, образованные соединительными деталями (заклепками, винтами и др.) и прилегающими частями соединяемых деталей (например, фланцами), форма которых обычно подчинена задаче соединения. В отдельных соединениях специальные соединительные детали могут отсутствовать.

Соединения позволяют составить — собрать из отдельных деталей машину или агрегат.

Соединения по признаку возможности разборки делят на неразъемные, которые нельзя разобрать без разрушения или повреждения (заклепочные, сварные), и разъемные, позволяющие повторные сборку и разборку (резьбовые, клиновые, шлицевые и др.).

Неразъемные соединении осуществляются силами молекулярно-механического сцепления (сварные, паяные, клеевые) или механическими средствами (клепаные, соединения с натягом, вальцованные).

Общей тенденцией развития соединений является приближение их к целым деталям и удовлетворение условию равнопрочности с соединенными элементами. Иначе материал соединяемых элементов не будет полностью использован.

Соединения элементов сосудов и трубопроводов, содержащих жидкости или газы, должны удовлетворять условиям плотности (герметичности). Для этого контактирующие поверхности

механических соединений должны быть сжаты давлением, существенно превышающим давление среды.

В связи с необходимостью сохранения точности под нагрузкой соединения должны удовлетворять условию жесткости.

Общие сведения о сварных соединениях.

Сварные соединения — это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева деталей до расплавленного состояния (сварка плавлением электродуговая, электрошлаковая и др.) или до тестообразного состояния, но с применением механической силы (контактная сварка).

Сварные соединения по взаимному расположению соединяемых элементов можно разделить на следующие группы:

– соединения стыковые - соединяемые элементы являются продолжением один другого, сварку производят по торцам (рис. 1);

– соединения нахлесточные - боковые поверхности соединяемых элементов частично перекрывают одна другую (рис. 2).

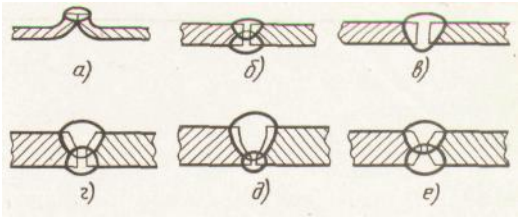


Рисунок 1 - Стыковые соединения

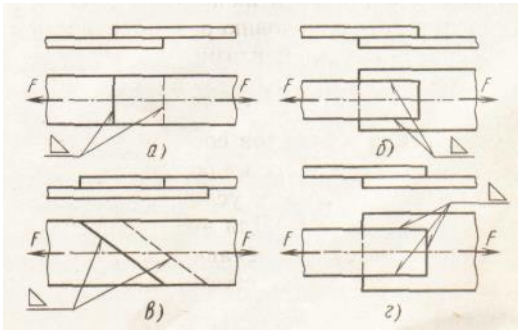


Рисунок 2 – Нахлесточные соединения

– соединения тавровые - соединяемые элементы перпендикулярны или реже наклонны один к другому, один элемент торцом приваривается к боковой поверхности другого (рис.3 *а, б, в)*.

– соединения угловые - соединяемые элементы перпендикулярны или наклонны один к другому и привариваются по кромкам (рис.3 *г, д, е)*.

Применение стыковых соединений, как наиболее близких к целым деталям, расширяется, а применение нахлесточных — сокращается.

Применение сварных конструкций обеспечивает существенную экономию металла по сравнению с клепаными и литыми. Экономия металла по сравнению с клепаными конструкциями получается в основном ввиду:

а) полного использования рабочих сечений соединяемых элементов без ослабления их отверстиями для заклепок;

б) возможности непосредственного соединения элементов без вспомогательных деталей (накладок).

Сварные стальные конструкции легче чугунных литых на величины до 50 %, а стальных литых — до 30 %.

Для сварки характерны высокие экономические показатели: малая трудоемкость процесса, относительно низкая стоимость оборудования, возможность автоматизации и т. д. Относительно низкая стоимость сварочного оборудования определяется тем, что оно не связано с использованием больших сил (как кузнечно-прессовое оборудование) и с необходимостью плавления большого количества металла (как литейное производство).

Стыковые соединения дуговой сваркой. Соединения являются наиболее совершенными по сравнению с другими сварными соединениями. Для элементов малой толщины применяют сварку с отбортовкой, для элементов средней толщины – сварку без скоса кромок двусторонним швом, односторонним швом на флюсовой подкладке или со скосами, для элементов большой толщины — с криволинейными скосами и с четырьмя скосами. При снятых механической обработкой усилениях шва и его хорошем выполнении концентрации напряжений в стыковых швах практически не бывает. В швах с усилением наибольшая концентрация возни-

кает на краях усиления. Коэффициент концентрации в швах с большим усилением достигает 1,6. Нахлесточные соединения, как правило, выполняют угловыми швами.

Угловые швы по расположению относительно нагрузки разделяют на: поперечные или лобовые, расположенные перпендикулярно направлению силы; продольные или фланговые, расположенные параллельно направлению силы; косые, расположенные под углом к направлению силы; комбинированные, представляющие собой сочетание двух или всех трех перечисленных швов. Лобовые швы во избежание возникновения повышенных напряжений изгиба следует накладывать с двух сторон, а перекрытие соединяемых элементов должно быть не меньше 45.

Заклепочные соединения.

Заклепка (рис. 4 а) представляет собой стержень круглого сечения с головками на концах, одну из которых, называемую закладной, выполняют на заготовке заранее, а вторую, называемую замыкающей, формируют при клепке. Заклепочные соединения образуют постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых элементов и расклепкой с осаживанием стержня (рис. 4 *б)*. Заклепки стягивают соединяемые детали, в результате чего часть или вся внешняя продольная нагрузка на соединения передается силами трения на поверхности стыка.

Заклепочные соединения разделяют на:

а) силовые (иначе называемые прочными соединениями), используемые преимущественно в металлических конструкциях машин, в строительных сооружениях;

б) силовые плотные (иначе называемые плотнопрочными соединениями), используемые в котлах и трубах, работающих под давлением. Плотность также можно обеспечить с помощью клея.

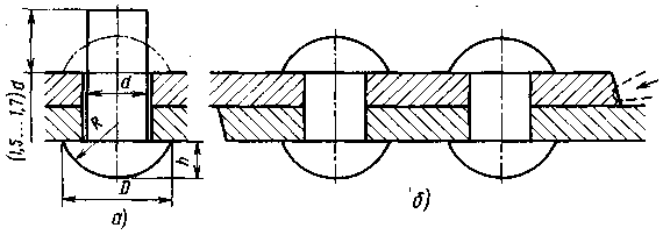


Рисунок 4 - Заклепка с полукруглыми головками и простейшее заклепочное соединение

Преимуществами заклепочных соединений являются стабильность и контролируемость качества. Недостатки — повышенный расход металла и высокая стоимость, неудобные конструктивные формы в связи с необходимостью наложения одного листа на другой или применения специальных накладок. В настоящее время заклепочные соединения в большинстве областей вытеснены сварными и этот процесс продолжается.

Расчет заклепочных соединений

В соответствии с обычными условиями работы заклепочных соединений основными нагрузками для них являются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали одну относительно другой. При нагружении заклепочного соединения продольными силами (в пределах сил трения на поверхностях контакта) нагрузка передается силами трения, которые в соединениях горячей клепкой без чеканки соответствуют условному напряжению заклепки на срез 80...90 МПа. Затем в работе начинает принимать участие тело заклепки, подвергаясь изгибу, смятию и сдвигу.

В плотном и точном соединениях необходимо, чтобы вся внешняя нагрузка во избежание местных сдвигов воспринималась силами трения. Расчет заклепок в соединении, находящемся под действием продольной нагрузки, сводится по форме к расчету их на срез.

Соединяемые элементы проверяют на прочность в сечениях, ослабленных заклепками:

Соединения с натягом, шпоночные соединения

Соединения деталей с натягом — это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадоч-

ных размеров насаживаемых одна на другую деталей. Для скрепления деталей используются силы упругости предварительно деформированных деталей.

Соединения можно разделить на две группы:

1) соединения деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям, причем одна деталь охватывает другую; специальные соединительные детали отсутствуют;

2) соединения деталей по плоскости с помощью стяжных колец или планок.

Основное применение имеют соединения первой группы.

Смещение деталей предотвращается их взаимным направлением и силами трения на поверхности контакта. Соединения с натягом могут воспринимать произвольно направленные силы и моменты.

Общим достоинством соединений с натягом является возможность выполнения их для очень больших нагрузок и хорошее восприятие ими ударных нагрузок. Цилиндрические и конические соединения просты в изготовлении, обеспечиваю хорошее центрирование, не требуют специальных крепежных деталей.

Недостатки:

1) относительная сложность сборки и разборки (особенно внутри неразъемного корпуса), возможность ослабления посадки и повреждения посадочных поверхности при разборке;

2) большое рассеяние сил сцепления в связи с рассеянием действительных посадочных размеров в пределах допусков и коэффициентов трения;

3) трудность неразрушающего контроля.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга для обеспечения прочности сцепления и проверку прочности соединяемых деталей.

Необходимая величина натяга определяется потребным давлением на посадочной поверхности.

Давление p должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил.

Шпоночные соединения

Шпонка — деталь, устанавливаемая в пазах двух соприкасающихся деталей и препятствующая относительному повороту или

сдвигу этих деталей. Шпонки преимущественно применяют для передачи вращающего момента от вала к ступице или наоборот.

Шпоночные соединения могут быть разделены на две группы:

1) ненапряженные, осуществляемые призматическими или сегментными шпонками;

2) напряженные — клиновыми шпонками или штифтами.

Призматические шпонки выполняют прямоугольного сечения с отношением высоты к ширине сечения от 1:1 для валов малых диаметров до 1:2 для. валов больших диаметров (ГОСТ 23360—78*). Концы шпонок выполняют плоскими или скругленными. Призматические шпонки преимущественно изготовляют из чистотянутой стали. Рабочими у призматических шпонок являются боковые, более узкие грани. Шпонку врезают в вал и ступицу на глубину около 0,5 ее высоты h, при чугунных ступицах несколько глубже в ступицу. В радиальном направлении предусматривают зазор. Отклонения ширин шпонки, пазов в ступице и в валу выбирают соответственно h.

Недостаток призматических шпонок - трудность обеспечения их взаимозаменяемости, что ограничивает их применение: крупносерийном и массовом производствах.

Для простоты расчета предполагают, что плечо сил, действующих на шпонку, может быть принято равным $0{,}5d$.

Резьбовые соединения

Резьбовыми соединениями называют разъемные соединения деталей с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями — винтами, болтами, шпильками, гайками.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы. Образованные таким образом выступы носят название витков. Термин винт применяют как общий (объединяющий также болты и шпильки) и как частный (винт, вращаемый при завинчивании и отвинчивании, т.е. ввинчивающийся в деталь).

Широкое применение резьбовых соединений определяется:

1) возможностью создания больших осевых сил (ввиду клинового действия резьбы, а также большого отношения длины ключа к радиусу резьбы);

2) возможностью фиксирования зажима в любом положении благодаря самоторможению;

3) удобными формами и малыми габаритами;

4) простотой и возможностью точного изготовления.

Литература: основная [2;3], дополнительная [4; 6; 7]

2.3 Планы практических занятий

Наименование темы	Практ. занятия
Расчёт сварных швов и шпоночных соединений	4
Расчёт резьбовых соединений	2
Исследование уравнения Бернулли	3
Сопротивление течению жидкости по длине трубопровода	2
Исследование теплопроводности плоской стенки. Теплосиловые установки и теплоснабжение	4
Итого	15

Практическая работа 1

Тема: Расчёт сварных швов и шпоночных соединений *(4часа).*

Вопросник

1. Каковы преимущества сварных конструкций по сравнению с клепанный или литыми?

2. Каковы конструктивные разновидности сварных швов?

3. Как рассчитывается сварной стыковой шов при растягивающей нагрузке?

4. Как рассчитывается сварной двойной лобовой шов под растягивающую нагрузку?

5. Как определяются допускаемые напряжения для расчета сварных швов?

6. Для чего предназначены шпонки?

7. Какие типы шпонок применяют в машиностроении?

7. Из какого материала изготовляют шпонки?

8. Как определить размеры сечения шпонок?

9. Как производится проверочный расчет призматической и сегментной шпонок?

10. Какие шлицевые соединения различают?

11. Какие преимущества имеют шлицевые соединения?

12. Какие существуют методы центрирования шлицевых прямобочных соединений?

13. На какую деформацию проверяют шлицевые прямобочные соединения?

Задание

1. Рассчитать сварной стыковой шов b из стальных полос толщиной δ под статическую растягивающую нагрузку для следующих условий работы:

1. Ст0; δ=8 мм; P=150 кН;

2. Ст3; δ=10 мм; P=200 кН;

Ст4; δ=12 мм; P=250 кН.

2. Рассчитать сварной двойной угловой лобовой шов под статическую нагрузку для следующих условий работы:

1. Ст0; δ= 8 мм; P=150 кН.

2. Ст3; δ= 10 мм; P=200 кН.

3. Ст4; δ= 12 мм; P=250 кН.

3. Подобрать и проверить сечения призматических шпонок для валов: d=42 мм; d=55 мм; d=60 мм, при передаче момента T=800 Нм принять $\ell = 1{,}5\,d$.

4. Подобрать и проверить шлицевое прямобочное соединение блока шестерен токарного станка, если T=120 Нм; $D = 30$ мм; ℓ=50 мм; вал из стали 45, блок из стали 40Х, зубья термически обработаны.

Методические рекомендации

Расчет сварных швов. Соединение стыковое. Прямой сварной стыковой шов растягивается (сжимается) постоянной силой *P*. Допускаемое усилие на шов определяем по формуле

$$P \le F_{шв}\left[\sigma\right]'_{р},$$

где $F_{шв}$ — площадь поперечного сечения шва $F_{шв} \approx b\delta$. Принимаем, что высота шва равна толщине листа $h \approx \delta$;

$\left[\sigma\right]'_{р}$, — допускаемое напряжение на растяжение в самом шве. При расчете на сжатие берется допускаемое напряжение в шве на сжатие $\left[\sigma\right]'_{сж}$, которое обычно несколько выше допускаемого напряжения на растяжение.

Величины допускаемых напряжений для сварных швов даны в таблице 3.

Следовательно, допускаемое усилие для стыкового шва

$$P \le b\delta\left[\sigma\right]'_{р}$$

Соединение угловым швом. Угловой шов подвергается действию статической растягивающей силы *P*. Расчет угловых швов всех типов условно и приближенно производят на срез по критическому сечению *А—А,* проходящему через биссектрису прямого угла равнобедренного треугольника со стороной $K = \delta$; в этом сечении кроме касательных возникают и нормальные напряжения. Площадь среза при длине шва, равной ширине полосы:

$$F_{ср} = b \cdot 0{,}7\delta \text{, где } b_{А-А} = \delta \cdot \cos 45^0 \approx 0{,}7\delta.$$

Предполагая, что усилие *P* распределяется равномерно по всей длине шва, допускаемое усилие для одностороннего шва

$$P \le 0{,}7\delta b\left[\tau\right]'_{ср},$$

где δ — толщина листа, мм (или величина катета *К);*

b — ширина листа (или длина шва), мм; $[\tau]'_{ср}$ — допускаемое напряжение на срез шва (см. табл. 3). При работе шва

на сжатие в расчетную формулу следует подставлять значения $[\sigma]'_{сж}$.

При расчете на прочность (растяжение – сжатие) других угловых швов — фланговых, с круглым или удлиненным отверстием, наклонных или комбинированных—применяют ту же расчетную формулу, только вместо b подставляют суммарную длину всех швов L, откуда допускаемое усилие для таких швов выражено формулой

$$P \le 0{,}7KL[\tau]'_{ср},$$

где $K = \delta$, мм; L – суммарная длина швов, мм;

$[\tau]'_{ср}$ – допускаемое напряжение на срез шва, МПа.

Пример 1. Рассчитать сварной стыковой шов для соединения двух полос из стали Ст3 толщиной δ=12 ми при статической растягивающей нагрузке Р=400 кН для металлоконструкций перекрытия цеха.

Решение.

1. Определяем допускаемое напряжение на растяжение основного материала (полос) (Ст3) по табл. 4. Принимаем $[\delta]_р$ = 160 МПа.

2. Определяем допускаемое напряжение для сварного шва по табл. 3, предполагая, что сварку будут производить электродами Э34 с тонким ионизирующим покрытием (3-й вид технологического процесса):

$[\sigma]_Р'$=0,6$[\sigma]_р$=0,6*160=96 МПа.

3. Определяем допустимое усилие на шов Р=$b \cdot \delta [\sigma]_р'$, отсюда определяем ширину листа:

b = Р/($\delta [\sigma]_р'$) =400000/(12*96) =347 мм.

Конструктивно увеличиваем ширину полосы до b=350 мм для учета непровара в начале и конце шва.

4. Проверяем действительное напряжение в материале полосы

$\sigma_Р$=Р/ $b\delta$ =400000/350*12=95 МПа < $[\sigma]_р$ = 160 МПа.

Пример 2. Рассчитать сварной двойной угловой валиковый лобовой шов для соединения двух стальных полос из стали Ст3 толщиной δ=12 мы при статической растягиваю-

щей. силе Р=400 кН (металлоконструкция перекрытая цеха).

Решение.

1. Определяем допускаемое напряжение на растяжение основного материала полос Ст3 по табл. 4: $[\sigma]_р$=160 МПа.

2. Определяем допускаемое напряжение на срез для сварного шва по табл. 3. предполагая, что сварку будут производить электродами Э34 по 3-му виду технологического процесса:

$[\tau]'_{ср}$=0,5 $[\sigma]_р$=0,5*160= 80 МПа.

3. Допускаемое усилие на двойной угловой лобовой шов $P = 2 \cdot 0{,}7 \cdot \delta \cdot b \cdot [\tau]'_{ср}$, отсюда находим ширину листа

b =Р/($2 \cdot 0{,}7 \cdot \delta \cdot [\tau]'_{ср}$)= 400 000/($2 \cdot 0{,}7 \cdot 12 \cdot 80$)= 298 мм.

Конструктивно увеличиваем размер b =300 мм.

4. Проверяем действительное напряжение в материале полос

$\sigma_р$=Р/($b \cdot \delta$) =400000/300*12=111 МПа<$[\sigma]_р$.

Сравнивая действительные напряжения в полосах при стыковых и угловом швах, видно, что материал полос используется во втором случае лучше, но он также несколько недогружен.

Проверочный расчет шпоночного соединения. Расчет производят обычно на напряжения смятия, поскольку напряжения среза (в призматических и сегментных шпонках) при соотношении размеров b и h, предусмотренных стандартом, менее опасны (рис. 20).

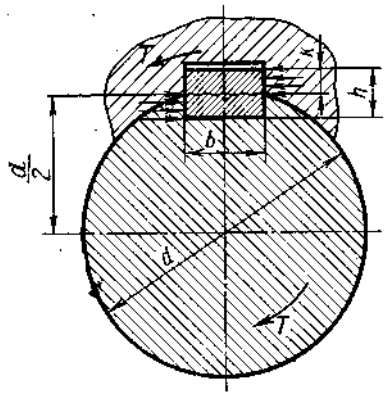


Рисунок 20

Уравнение прочности на смятие для проверки шпонок будет иметь следующий вид: для призматической шпонки

$$\sigma_{см} = 2T/(d\ell_p K) \le [\sigma]_{см},$$

где $\ell_p = \ell - b$; K – справочный размер.

для сегментной шпонки

$$\sigma_{см} = 2T/(d\ell K) \le [\sigma]_{см};$$

для клиновой шпонки

$$\sigma_{см} = 12T/b\ell_p(b + 6fd),$$

где f =0,15 ...0,2 — коэффициент трения между шпонкой и ступицей; $\ell_р$ — длина касания шпонки и ступицы.

Пример 1. Подобрать призматическую шпонку с округлыми торцами для соединения шестерни (сталь 40Х) с валом диаметром d =50 мм (сталь 45) для передачи вращающего момента Т=560 Нм. Материал шпонки сталь 40, а длина ступицы шестерни ℓ =65 мм. Передача работает со слабыми толчками в одном направлении, шестерня перемещается без нагрузки.

Решение.

1. Подбираем по стандарту размеры сечения шпонки для заданного диаметра вала d =50 мм: b = 14 мм, h =9 мм, справочный размер K=4,0 мм. Длину шпонки подбираем по стандарту согласно размерам ступицы (немного короче) ℓ =63 мм, так как ступица имеет длину 65 мм. В данном случае получим шпонку с размерами $14\times9\times63$ мм.

2. Проверяем выбранную шпонку на смятие при $\ell_р = \ell - b$ = 63–14 = 49 мм:

$\sigma_{см} = 2T/(d\ell_p K)$ =2*560000/(50*49*4) = 114,2 МПа<$[\sigma]_{см}$.

В данном случае $[\sigma]_{см} = \varphi_Ц \cdot [\sigma]_{см}$=0,8*150=120 МПа. Проверку шпонки на срез не производим, так как предусмотренные стандартом соотношения размеров $b\times h$ среза не допустят.

Пример 2. Подобрать и проверить на смятие шлицевой валик (легкой и тяжелой серии) с перемещающимся блоком шестерен коробки передач токарного станка. Вращающий момент T=100 Нм, наружный диаметр валика D = 26 мм, ширина блока ℓ=40 мм, материал блока – сталь 40Х, валика – сталь 45. Шлицы без термообработки, центрирование по внутреннему диаметру d. Условия эксплуатации средние.

Решение.

1. Выбираем по стандарту шлицевое прямобочное соединение легкой серии диаметром D = 26 мм с числом зубьев z=6; d=23 мм; b = 6 мм; f=0,3 мм; r=0,2 мм. Для тяжелой серии D=26 мм; z=10; d=21 мм; b= 3 мм; f=0,3 мм; r=0,2 мм.

2. Определяем напряжение смятия по основной проверочной формуле: для легкой серии при h=[($D-d$ /2]–2 f =(26–3)/2–2*0,3=0,9 мм,

$$d_{ср}=(D+d)/2=(26+23)/2=24,5 \text{ мм},$$

тогда $\sigma_{см}$=2T/(0,75 $d_{ср}$ $zh\ell$)=2*100000/(0.75*24,5*6$\times$0,9*40) =50,4 МПа.

2. Определяем допускаемое напряжение на смятие боковых граней зубьев для подвижного соединения при средних условиях эксплуатации для валиков без термообработки: $[\sigma]_{см}$ = 20...30 МПа.

3. Поскольку действительное напряжение смятия для легкой серии больше допускаемого $\sigma_{см}$= 50,4>20...30 МПа, прочность шлицевого валика легкой серии недостаточна, необходимо проверить размеры шлицевого валика тяжелой серии:

h=[($D-d$ /2]–2 f =(26–21)/2–2*0,3=1,9 мм;

$d_{ср}$=($D+d$)/2=(26+21)/2=23,5 мм;

$\sigma_{см}$ =2T/(0,75 $d_{ср}$ $zh\ell$)=2*100000/(0.75*23,5*10*1,9*40) = 14,9 МПа<$[\sigma]_{см}$.

Заключения. 1. Прочность шлицевого валика тяжелой серии достаточна, так как $\sigma_{см} < [\sigma]_{см}$.

2. Если по конструктивным соображениям необходимо все же принять валик легкой серии, необходимо его термически обработать и шлифовать.

Литература: основная [2; 3]дополнительная [9,10]

Практическая работа 2

Тема: Расчёт резьбовых соединений *(2 часа).*

Вопросник

1. Как классифицируются резьбы по профилю и назначению?
2. Назовите основные крепежные изделия.
3. Почему для крепежных изделий применяется крупная метрическая резьба?
4. Когда применяются мелкие метрические резьбы?
5. Какие применяются способы стопорения резьбовых соединений?
6. Покажите силовую зависимость между осевым и окружным усилием в резьбе.
7. Какие материалы и допускаемые напряжения применяют для резьбовых деталей?
8. Как производится расчет напряженного болтового соединения?
9. Как производится расчет затянутого болта без внешней нагрузки и с внешней осевой нагрузкой?
10. Как рассчитывается напряженное болтовое соединение, воспринимающее поперечную нагрузку: а) болт с зазором; б) болт без зазора? В каком случае размер болта будет меньше

Задание

Решить задачи на тему «Резьбовые соединения».

Методические рекомендации

Расчеты резьбовых соединений. Резьбовые соединения могут выходить из строя вследствие разрушения (разрыва) стержня болта по резьбе или у головки, среза резьбы, а также ее смятия

или изгиба. Основным видом разрушения все же является разрушение стержня болта. Так как стандартизацию резьбы выполняют с использованием условия равнопрочности, то при применении стандартных крепежных деталей обычно можно ограничиваться расчетами по одному главному критерию работоспособности — прочности винта на растяжение.

В зависимости от условий сборки и нагружения применяют различные виды болтовых соединений. Мы рассмотрим только соединение ненапряженное (гайка не затянута); соединение напряженное (гайка затянута, дополнительная внешняя нагрузка отсутствует); соединение напряженное с внешней осевой нагрузкой; соединение напряженное с поперечной внешней нагрузкой.

Расчет ненапряженного болтового соединения. Примером такого соединения является хвостовик грузоподъемного крюка с нарезанной резьбой (рис. 21). В данном случае гайка свободно навинчена на нарезанную часть хвостовика и зафиксирована от самоотвинчивания шплинтом, проходящим через гайку и стержень хвостовика.

Пренебрегая массой крюка, можно считать, что резьба нагружается только растягивающей силой *P,* приложенной к крюку. Статическая прочность стержня с резьбой в связи с объемным напряжением выше (в среднем на 10%), чем гладкого стержня, диаметр которого равен диаметру впадин резьбы d_3. Поэтому за расчетный диаметр d_p принимают диаметр больший d_3, а именно: $d_р = 0{,}5(d_2 + d_3) \approx d - 0{,}9P$,

где d – наружный диаметр резьбы,

P – шаг резьбы.

Допуская, что напряжения в опасном сечении резьбового хвостовика распределяются равномерно, определяем расчетный диаметр резьбы $d_р$. Условие прочности на растяжение

$$\sigma_p = P/(\pi d_p^2/4) = 4P/(\pi d_p^2) \le [\sigma]_p,$$

где P – осевая сила, Н;

$d_р$ — расчетный диаметр резьбы, мм;

$[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение на растяжение, МПа.

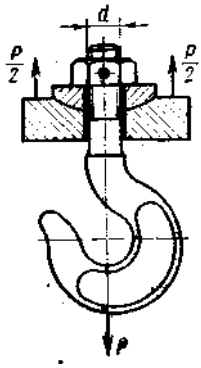


Рисунок 21

Из уравнения прочности находим

$$d_p \geq \sqrt{4P/(\pi[\sigma]_p)} \geq 1{,}13\sqrt{P/[\sigma]_p}.$$

Пример. Определить диаметр резьбы хвостовика грузоподъемного крюка, изготовленного из стали Ст3, если полезная нагрузка крюка Р=35 кН.

Решение.

1. Определяем допускаемое напряжение на растяжение для стали Ст3. Предполагая, что размер резьбы будет в пределах М16...М30, принимаем $[\sigma]_P = 0{,}3\sigma_т$. Находим для стали Ст3 $\sigma_т$=240 МПа. Следовательно, $[\sigma]_р$=0,3*240=72 МПа.

2. Определяем расчетный диаметр резьбы из условия прочности на растяжение:

$$d_p \geq 1{,}13\sqrt{P/[\sigma]_p} \geq 1{,}13\sqrt{35000/72} \approx 25 мм.$$

3. По найденному значению $d_р$=25 мм подбираем стандартную метрическую резьбу. Ближайший большой внутренний диаметр стандартной резьбы будет d_3=25,546 мм, что соответствует метрической резьбе с крупным шагом (Р=2 мм) – М28. Принимаем для крюка резьбу М28.

Напряженное болтовое соединение, воспринимающее поперечную нагрузку. Рассмотрим два варианта применения болтовых соединений, воспринимающих поперечную внешнюю

нагрузку: а) болт в отверстие поставлен с зазором; б) болт чистый, поставлен в отверстие без зазора (после развертки).

Вариант «а». Две планки, соединенные болтом, сдвигаются силами R (рис. 22, а), болт вставлен в отверстие с зазором. Силы R должны компенсироваться силой трения F, возникающей на стыке соединяемых планок. При этом необходимо болт затягивать таким усилием Р, чтобы сила трения F на поверхности была на 20... 30% больше силы R, стремящейся сдвинуть планки:

$$F = Pf \approx (1{,}2... 1{,}3)R,$$

где f – коэффициент трения на поверхности соединения.

При трении стали по стали коэффициент трения $f \approx 0{,}16...0{,}2$. Тогда сила затяжки болта $P \geq (1{,}2... 1{,}3)R/f$. Так как в данном случае имеем напряженное болтовое соединение, где болт испытывает напряжение кручения и растяжения, для учета влияния кручения увеличиваем расчетную нагрузку в 1,3 раза, как было указано ранее, $P_{\text{расч}} = 1{,}3\,P$.

При соединении планок болтами в количестве, равном i, уравнение прочности будет иметь вид:

$$\sigma_p = P_{расч}/(\pi d_p^2)/4i = 4P_{расч}/(\pi d_p^2 i) = 4\cdot 1{,}3P/(\pi d_p^2 i) =$$
$$= 4\cdot 1{,}3\cdot 1{,}2R/(\pi d_p^2 if) = 6{,}25R/(\pi d_p^2 if) \approx 2R/(d_p^2 if) \leq [\sigma]_p.$$

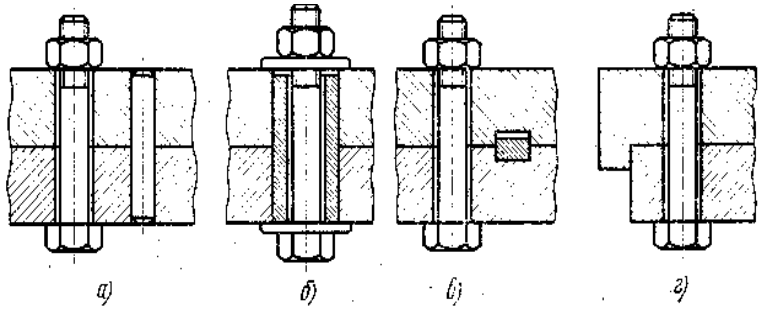


Рисунок 22

При проектном расчете расчетной диаметр резьбы болта

$$d_p \geq \sqrt{2R/(if[\sigma]_p)} \approx 1{,}4\sqrt{R/(if[\sigma]_p)}.$$

Таким образом, усилие, на которое следует рассчитывать болт, значительно больше поперечной силы R, что вызовет необходимость применения больших по размеру болтов и, следовательно, увеличит массу конструкции.

Для разгрузки болта от поперечной силы применяют различные разгружающие устройства: штифты, втулки, шпонки, упоры и т. п. (рис.22, *а, б, в, г).* В таких случаях разгружающие устройства рассчитывают на срез, а болт на растяжение.

Вариант «б». Две планки, соединенные болтом, растягиваются силой R (рис. 73, б); болт вставлен в отверстие без зазора (после развертки). Б данном случае при расчете прочности соединения не учитывают силы трения, так как затяжка болта не обязательна. Тут болт работает как штифт, а стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Уравнение прочности стержня болта на срез:

$$\tau_{ср} = R/(\pi d_0^2/4)i = 4 \cdot R/(\pi d_0^2 i) \le [\tau]_{ср},$$

где i — число плоскостей среза; d_0 — наружный диаметр стержня болта.

Зная величину силы R, можно определить диаметр d_0:

$$d_0 \ge \sqrt{4R/(\pi[\tau]_{ср} \cdot i} \approx 1{,}13\sqrt{R/[\tau]_{ср}}.$$

Уравнение прочности на смятие при одинаковом материале полос:

$$\sigma_{см} = R/(Sd_0) \le [\sigma]_{см}.$$

Бели в результате $\sigma_{см} \succ [\sigma]_{см}$, надо увеличить диаметр болта или увеличить их количество. Такой способ установки болтов дает возможность применять болты меньшего диаметра, чем в предыдущем случае.

Пример расчета болтового соединения, нагруженного поперечной силой.

Определить диаметр резьбы болта для соединения двух планок из стали Ст3 сечением 20х60 мм под статическую растягивающую нагрузку R=7 кН.

I. Болт вставлен в отверстие с зазором.

Решение.

1. Определяем допускаемое напряжение на растяжение для материала болта, предполагая, что он будет изготовлен из стали Ст3. Определяем для Ст3 предел текучести $\sigma_т$=240 МПа. Определяем допускаемое напряжение на растяжение, предполагая, что болт будет иметь размеры в пределах М16...М30:

$$[\sigma]_р \approx 0{,}4\sigma_т = 0{,}4*240 = 96 \text{ МПа}.$$

2. Задаваясь коэффициентом трения f=0,2 и числом болтов i=1, определяем расчетный диаметр резьбы из условия прочности на растяжение:

$$d_p \geq 1{,}4\sqrt{R/(if[\sigma]_p)} \geq 1{,}4\sqrt{7000/(1\cdot 0{,}2\cdot 96)} = 26{,}7 мм.$$

3. Подбираем ближайший стандартный внутренний диаметр резьбы по которому окончательно устанавливаем размер болта. Как видно из таблицы, ближайший стандартный внутренний диаметр d_3= 27,546 мм, что соответствует стандартной резьбе М30×2 с шагом 2 мм и наружным диаметром 30 мм.

II. Болт вставлен в развернутое отверстие без зазора. В данном случае стержень болта будет испытывать напряжение среза и смятия.

Решение.

1. Определяем допускаемое напряжение на срез стержня болта из стали Ст3:

$$[\tau]_{ср} = 0{,}4\sigma_т = 0{,}4*240 = 96 \text{ МПа};$$

на смятие:

$$[\sigma]_{см} = 0{,}8\sigma_т = 0{,}8*240 = 192 \text{ МПа}.$$

2. Определяем диаметр стержня болта d_0 из условия прочности на срез:

$$d_0 = 1{,}13\sqrt{R/[\tau]_{ср}} = 1{,}13\sqrt{7000/96} = 9{,}65 мм.$$

Принимаем диаметр стержня болта d_0=12 мм со стандартной резьбой *М10* и крупным шагом (1,5 мм).

3. Полученный размер стержня болта проверяем на смятие. Предполагаем, что размер S будет на 1,5...2 мм меньше толщины полосы, т. е. S=18 мм, тогда $\sigma_{см} = R/(Sd_0) = 7000/(18\cdot 12) =$ =32,4 МПа< $[\sigma]_{см}$.

Как видно из приведенного примера, размеры болтов, установленных без зазора, будут значительно меньше.

Литература: основная [2; 3;], дополнительная [8]

Практическая работа 3

Тема: Исследование уравнения Бернулли *(3 часа).*

Вопросник

1. Напишите уравнение Бернулли для элементарной струйке жидкости и объясните
какие параметры оно связывает?
2. Физический и геометрический смысл членов уравнения Бернулли.
3. Чем отличается уравнение Бернулли для потока реальной жидкости от уравнения
для элементарной струйке жидкости?
4. Чем производится измерение напора и скорости течения жидкости при проведении
опыта?
5. Что учитывает коэффициент Кориолиса и в каком члене уравнения Бернулли он
присутствует?
6. Что такое гидродинамический напор?
7. Практическое использование уравнения Бернулли.
8. Графическая интерпретация уравнения Бернулли для элементарного и реального
потока жидкости.

Задание

1. Построить по опытным данным пьезометрическую и энергетическую линии.
2. Определить скоростной напор в трубопроводах различного сечения.
3. Определить удельную энергию всего потока.
4. Рассчитать коэффициент кинематической вязкости воды.
5. Вычислить число Рейнольдса и установить режимы течения жидкости в различных сечениях трубопроводах.

1. Через трубопровод переменного сечения пропускается расход жидкости *Q*.

2. Определить расход *Q* (объем жидкости в мерном баке делится на время *t* его заполнения).

3. Записать показания пьезометров (потенциальную энергию) $z + \frac{p}{\gamma}$.

4. Записать показание динамометрических трубок - трубки Пито (полную удельную энергию струи жидкости) $z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\upsilon^2}{2g}$.

5. Определить скоростной напор (разность между показаниями динамической и пьезометрической трубками).

6. Определить удельную энергию всего потока жидкости (рассчитать скоростной напор $\frac{\alpha \cdot \upsilon_{ср}^{\ 2}}{2g}$ по средней скорости $\upsilon_{ср}$ с учетом $\alpha = 1{,}05 - 1{,}1$.

7. Построить в масштабе пьезометрическую линию ($z + \frac{p}{\gamma}$) и линию удельной энергии для потока ($z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\upsilon^2}{2g}$) жидкости. Потери энергии между сечениями определяется как разность $(z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_1^{\ 2}}{2g}) - (z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \upsilon_2^{\ 2}}{2g})$.

Практическая работа 4

Тема Сопротивление течению жидкости по длине трубопровода *(2 часа)*.

Вопросник:

1. Чем обусловлены потери напора по длине трубопровода при ламинарном режиме течения жидкости? Уравнение Пуайзеля.

2. Объясните четыре области гидравлического сопротивления по длине трубопроводов Понятие гидравлически гладкая и гидравлически шероховатая труба.

3. Зачем введено понятие эквивалентная и относительная шероховатость труб?

Задание

- установить опытным путем коэффициент Дарси λ в трубопроводе при различных режимах течения жидкости;
- сравнить λ полученные данные опытным путем с вычисленными по соответствующим формулам;
- построить по опытным данным пьезометрическую и энергетическую линии для различных режимов течения жидкости.

Методические рекомендации

Порядок выполнения работы

1. Определить скорости течения жидкости по трубопроводу для различного расхода *Q*, используя мерный бочек и секундомер.

2. Так как в измеряемых сечениях трубопроводов $z_1 = z_2$ и $\upsilon_1 = \upsilon_2$, то $h_{тр} = h_{дл} = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\upsilon^2}{2g}$ откуда $\lambda = h_{дл} \cdot \frac{d \cdot 2g}{l \cdot \upsilon^2}$.

3. Сравнить полученные результаты с расчетами. Для квадратичной области коэффициент λ вычисляем через коэффициент Шези *C*.

$$C = \frac{\upsilon}{\sqrt{R \cdot J}} = \frac{\upsilon}{\sqrt{\frac{d}{4} \cdot \frac{h_{дл}}{l}}}, \; h = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma}, \; \lambda = \frac{8g}{C^2}.$$

4. Построить в масштабе пьезометрическую линию ($z + \frac{p}{\gamma}$) и линию удельной энергии для потока ($z + \frac{p}{\gamma} + \frac{\alpha \cdot \upsilon^2}{2g}$) жидкости.

Практическая работа 5

Тема Исследование теплопроводности плоской стенки. Теплосиловые установки и теплоснабжение*(4 часа)*..

Вопросник

1. Как происходит процесс передачи тепла в твёрдом теле?
2. Что такое температурный подъём?
3. Закон Фурье
4 Что характеризует коэффициент теплопроводности?
5 Что такое тепловое термическое сопротивление?
6. Как зависит коэффициент теплопроводности от температуры газов, жидкостей и металлов?
7. Какие виды теплоснабжения вы знаете?
8. Что такое теплоноситель?
9. Какие виды теплоносителей существуют?
10. Что называется теплосиловыми установками?
11. Что означают следующие названия ТЗС, ГЭС, ТЭЦ. Что между ними общего и в чем различие?
12. Описать принцип работы ГЭС по схеме.
13. Что такое ядерное топливо?
14. Что является теплоносителем в АЗС?
15. Описать по схемам одно и двухконтурные АЭС.
16. Как классифицируются теплосиловые установки:

а) в зависимости от вида первичной преобразующей энергии?

б) в зависимости от вида отпускаемой энергии?

Задание.

Изучить теоретическую часть методических рекомендаций и ответить на контрольные вопросы. Научиться определять коэффициент теплопроводности, знать его физический смысл и зависимость его от температуры, плотности. давления и влажности.

Методические рекомендации

Процесс передачи тепла в твердом теле в общем случае сопровождается изменением температуры как в пространстве, так и во времени,

$$q=t\,(xq+yq+zq) \qquad (1)$$

где x, y, z, t - координаты пространства

t - время

Совокупность значений температуры во всех точках изучаемого пространства для каждого момента времени называется температурным подъемом. Если температура в любой точке тела с течением времени не изменяется и является функцией только пространственных координат, то такое поле называется установившимся или стационарным.

Плотность теплового потока через плоскую однородную стенку при стационарном режиме находится согласно закону Фурье:

$$q=\lambda(e_{вн}-e_{нар})/.\delta \ вт/м^2 \qquad (2)$$

Плотность теплового потока пропорциональна коэффициенту теплопроводности λ и разности температур на внутренней и внешней поверхностях стенок $(t_{вн}-t_{нар})$ и обратно пропорциональна толщине δ стенки.

Коэффициент теплопроводности является физическим параметром веществ. Он характеризует способность вещества проводить тепло и численно равен количеству тепла, которое проходит в .единицу времени через единичную поверхность тела при падении температуры на 1 С на 1 м пути теплового потока, то есть $\lambda=-q/grad\ t$.

Размерность $\lambda=вт/(м*К)$.

Отношение $\lambda/\delta= вт/(м^2*К)$ называется тепловой проводимостью, а обратная величина $R_t=\delta/\lambda\ (м^2*К)/вт$ - тепловым термическим сопротивлением стенки. Последнее представляет собой падение температуры в стенке на единицу плотности теплового потока. Плотность теплового потока через сложную многослойную стенку при стационарном режиме находится по формуле:

$$q=(t_{dy}-t_{yfh})|(\delta_1|\lambda_1+\delta_2|\lambda_2+\ldots+\delta_n|\lambda_n)=(t_{dy}-t_{yfh})|\Sigma^n_{i-1}(\delta_i|\lambda_i)\ dn|v^2 \qquad (3)$$

Величина, равная сумме термических сопротивлений всех слоев $\Sigma^n_{i-1}(\delta_i/\lambda_i)$ называется полным термическим сопротивлением теплопроводности многослойной стенки.

Изменение температур в стенке при стационарном режиме и постоянной теплопроводности происходит по линейному закону.

Различный угол наклона температурных кривых (при одинаковой толщине слоев) - различный перепад температур на границах каждого слоя свидетельствует о различной теплопроводности слоев. Чем меньше угол наклона кривой к оси абсцисс(чем меньше температурный перепад), тем больше теплопроводность исследуемого материала. При стационарном режиме плотность теплового потока от внутренней поверхности стенки к наружной, передаваемого путем теплопроводности, равна плотности теплового потока от наружной стенки к окружающей среде, передаваемого путем конвекции. Величину последнего можно найти по уравнению Ньютона-Рикмана:

$$q=\alpha/(t_{нар}-t_o),\ вт/м^2 \qquad (4)$$

где α - коэффициент теплоотдачи, $вт/(м^2*К)$

t - температура окружающего воздуха.

Описание опытной установки

Опытная установка представляет собой электрическую печь со сложным сводом Свод одной половины выполнен из магнезитового кирпича толщиной 40 мм, а свод второй - из магнезитового (внутренний) и шамотного (наружный) кирпичей толщиной 4 мм каждый. Для измерения температур по высоте однослойного и двухслойного сводов стенок печи установлены термопары,оединенные через переключатель с потенциометром.

Потенциометр измеряет ЭДС термопар, возникающая вследствие различных температур горячих и холодных слоев термопар при нагревании свода. Холодные спаи термопар помещены в сосуд 6,температура которого измеряется термометром 7.

Истинная температура в соответствующих точках сводов определяется по формуле:

$$t=24,5E+t_{х.с.}$$

где $t_{х.с.}$ - температура холодного спая, С.

Значение избыточной температуры также может быть вычислено по таблице. Температура воздуха в помещении (температура окружающей среды) измеряется термометром вдали от опытной установки.

Для различных веществ коэффициент теплопроводности различен и в общем зависит от структуры, плотности, влажности, давления и температуры. Все вместе взятое сильно затрудняет

выбор правильного значения коэффициента теплопроводности, поэтому при ответственных расчетах значение коэффициента теплопроводности следует определять путем специального изучения опытного материала.

В технических же расчетах значение коэффициента обычно принимается по справочным таблицам. При этом надо следит за тем, чтобы физические характеристики материала (структура, плотность, влажность, температура, давление) были соответственными, так как при распространении тепла температура в различных частях тела различна, то в первую очередь важно знать зависимость коэффициента теплопроводности от температуры. Для большого числа материалов эта зависимость оказывается почти линейной, т. е.:

$$\lambda=\lambda_0[1+b(t-t_0)]$$

Где λ_0 - коэффициент теплопроводности при t

b - постоянная, определяемая опытным путем.

а) коэффициент теплопроводности газов лежит в пределах 0.005 - 0.5 (вт/м*К)

С повышением температуры возрастает, от давления почти не зависит. Закон аддитивности не применяется.

б) коэффициент теплопроводности капельных жидкостей лежит в пределах 0.08...0.7 (вт/м*К)

С повышением температуры для большинства жидкостей убывает, исключение составляет лишь вода и глицерин.

в) коэффициент теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов лежит в пределах 0.02...3 (вт/м*К), с повышением температуры он возрастает.

г) коэффициент теплопроводности металлов лежит в пределах 20...4000 (вт/м*К).

Самым теплопроводным металлом является серебро (λ=410), а затем идут чистая медь (λ=395), золото (λ=300), алюминий (λ=210) и т.д. Для большинства металлов с повышением температуры коэффициент теплопроводности убывает. Он также убывает при наличии разного рода примесей.

Теплосиловые установки и теплоснабжение.

Теплосиловыми установками называются технические сооружения, предназначенные для превращения химической энер-

гии топлива, атомной энергии в работу (механическую, электрическую) и теплоту.

Выработка электрической энергии осуществляется на станциях, которые в зависимости от вида первичной преобразуемой энергии носят специальные наименования. Станции, где химическая энергия топлива преобразуется в электрическую, называются тепловыми электрическими (ТЭС); где потенциальная энергия воды преобразуется в электрическую – гидростанциями {ГЭС); где атомная энергия преобразуется в электрическую – атомными электрическими станциями (АЭС).

По виду отпускаемой энергии различают следующие группы теплосиловых установок:

– силовые установки вырабатывают электрическую или механическую энергию;

– тепловые установки вырабатывают горячую воду или водяной пар для производственных и отопительных целей;

– смешанные установки производят и отпускают электрическую энергию, горячую воду и водяной пар (ТЭЦ).

На ТЭС, отпускающих только электрическую энергию, установлены паровые турбины с конденсацией отработавшего пара при низкой температуре, глубоком вакууме, эти ТЭ называются конденсационными электростанциями (рис. 1).

Перегретый пар, получаемый в парогенераторе 1 с начальными параметрами состояния Р1 и t1, поступает в паровую турбину 2, где расширяется до давления Р2 в конденсаторе 4. Работа, получаемая при расширении пара в турбине, затрачивается на привод электрического генератора 3, вырабатываемый генератором электрический ток используется потребителями. Отработавший в турбине пар конденсируется в конденсаторе, теплота конденсации пара передается охлаждающей воде, подаваемой в конденсатор циркуляционным насосом 5. Конденсатный насос 6 подает конденсат в питательный бак 8, куда поступает также добавочная очищенная химическая вода 7.

Питательный насос 9 из бака 8 подает воду в парогенератор 1.

КПД такой установки 40%, остальная часть химической энергии топлива представляет собой тепловые потери. К основным потерям относятся потери теплоты с охлаждающей водой и потери в парогенераторе. .'

На атомных электрических станциях тепловая энергия, служащая для производства пара, выделяется при делении ядер атомов вещества, называемого ядерным топливом (горючим). Ядерным горючим служит в основном обогащенный природный уран 238 в смеси с ураном 235.

Наиболее освещенными энергетическими реакторами являются водо-водяные. Такой реактор представляет собой металлический корпус с размещенными в нем кассетами. Каждая кассета состоит из металлического кожуха с собранными а нем цилиндрическими стержнями. Стержни состоят из тонкостенной циркониевой оболочки, заполненной ураном. Стержни являются тепловыделяющими элементами (телами). Через корпус реактора, т. е. через кассеты твэков насосами прогоняется теплоноситель (вода), который нагревается за счет теплоты, выделяющейся в результате реакции деления ядерного топлива. Схема АЭС, в которой пар направляемый в турбину, производится реактором, называется одноконтурной (рис.2).

Вода становится в корпусе реактора радиоактивной. Поэтому в одноконтурных АЭС все оборудование работает в радиационно-активных условиях. Это усложняет его эксплуатацию. Преимуществом их является лишь, простота конструкции.

В двухконтурных АЭС (рис.3) контуры первичного теплоносителя и рабочего тела разделены. Теплоноситель, циркулирующий в первом контуре, является источником теплоты для второго контура, в парогенерирующем устройстве которого образуется пар для паротурбинной установки. .

В этом случае рабочее, тело обладает заметно меньшей радиационной активностью, что упрощает эксплуатацию АЭС. Чтобы избежать в первом контуре реактора вскипание воды, необходимо поддерживать в нем более высокое давление, чем давление пара во втором контуре. Для этого в реакторе можно использовать высококипящий теплоноситель или газ.

Общие сведения о теплоснабжении

Различают обеспечение теплотой промышленных предприятий – промышленное теплоснабжение и коммунальное – подача теплоты -в жилые и общественные здания. Для передачи тепловой энергии от источника к потребителю используют различные теплоносители:

– водяной пар давлением до 2 мПа;

– горячая вода с температурой до 150°С;

– высокотемпературные теплоносители (ВОТ) с температурой до 220°С;

– газообразные продукты сгорания топлива;

– нагретый воздух.

Водяной, пар получают в паровых котлах. Для подготовки горячей воды используются водогрейные котлы, или пароводяные или водоводяные теплообменники, в которых вода подогревается паром или водой, приготовленных в котельных. Высокотемпературные носители (дефинильная смесь, масло МС–20) нагреваются в специальных котлах. Воздух подогревается в паровоздушных или водовоздущных теплообменных аппаратах (калориферах). Для подогрева воздуха используется пар или вода, полученные в котельных.

2.4 Планы занятий в рамках самостоятельной работы студентов под руководством преподавателя (СРСП)

Форма проведения СРСП: Индивидуальная работа со студентами, проведение консультаций, работа с отстающими студентами.

Тема 1: Основы строения машин и механизмов. *(4 часа)*

Задание: **Сдать отчёт по выполнению практической работы №1.**

Методические рекомендации: УМК, практическая работа №1

Литература [1, 2;4; 5.]

Тема 2: Структурные формулы механизмов *(5 часов)*

Задание: **Сдать отчёт по выполнению практической работы №2.**

Методические рекомендации: УМК, практическая работа №2

Литература [1, 2;4; 5.]

Тема 3: Избыточные связи и подвижности *(6 часов)*

Задание: **Сдать отчёт по выполнению практической работы №2.**

Методические рекомендации: УМК, практическая работа №2
Литература [1, 2;4; 5;]

Тема 4: Проектирование кинематических схем плоских рычажных механизмов. *(6 часов)*

Задание: **Сдать отчёт по выполнению практической работы №3.**

Методические рекомендации: УМК, практическая работа №3
Литература [1, 2;4; 5]

Тема 5: Синтез передаточных механизмов *(6 часов)*

Задание: **Сдать отчёт по выполнению практической работы №4.**

Методические рекомендации: УМК, практическая работа №4
Литература [1, 2;4; 5;]

Тема 6: Виды зубчатых механизмов и области их применения *(6 часов)*

Задание: **Сдать отчёт по выполнению практической работы №5.**

Методические рекомендации: УМК, практическая работа №5
Литература [1, 2;4; 5;]

Тема 7: Фрикционные передачи *(6 часов)*

Задание: Подготовить и сдать реферат.

Методические рекомендации: Использовать дополнительную литературу, интернет.

Литература [1, 2;4; 5;]

Тема 8: Общие сведения о соединениях *(6 часов)*

Задание: Подготовить и сдать реферат.

Методические рекомендации: Использовать дополнительную литературу, интернет.

Литература [1, 2;4; 5;]

2.5 Планы занятий в рамках самостоятельной работы Студентов (СРС)

Задание 1 (15ч.)

Составить конспект по теме «Структурные формулы механизмов».

Литература [3-5;2]

Методические рекомендации: В ходе работы использовать конспект лекций, интернет–сайт.

Задание 2 (15ч.)

Решение задач по теме *«*Проектирование кинематических схем плоских рычажных механизмов».

Литература [2-5]

Методические рекомендации: Ознакомиться с видами транспортных работ.

Задание 3 (15 ч.)

Подготовить реферат на тему *«*Общие сведения о соединениях*»*.

Литература [1-2; 4;5]

Методические рекомендации: В ходе работы использовать конспект лекций, интернет–сайт.

2.5.1 Тематика письменных работ по курсу

Тематика письменных работ по состоит из заданий самостоятельной работы студентов. Письменные работы в форме рефератов сдаются и защищаются на занятиях СРСП по графику, указанному в учебно-методическом комплексе.

Темы рефератов, вынесенных на СРС:

1. Заклепочные соединения
2. Синтез кривошипно-ползунного механизма
3. Синтез кривошипно-кулисного механизма

Литература: основная : [1;2; 3;], дополнительная [4; 7].

2.5.2 Тематика курсовых работ

Курсовая работа по дисциплине «Теория механизмов и машин» включает в себя два листа чертежей формата А1 и расчетно-пояснительную записку.

Курсовая работа оформляется в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД к технической документации.

Темой курсовой работы является кинематический анализ и синтез зубчатых и кулачковых механизмов транспортных, путевых и строительных машин и агрегатов.

2.7 Тестовые задания для самоконтроля

1. Что изучает теория машин?

A) строение, кинематику и динамику механизмов в связи с их анализом и синтезом;

B) кинематику и динамику механизмов;

C) кинематику механизмов;

D) динамику механизмов;

E) структурный и кинематический анализ.

2. Какая машина называется энергетической?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит только в изменении положения основного перемещаемого объекта;

C) предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот).;

D) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит в изменении формы, свойства и состояния материала или обрабатываемого объекта;

E) машина для получения и преобразования информации.

3. Какая машина называется рабочей?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит только в изменении положения основного перемещаемого объекта;

C) предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот).;

D) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит в изменении формы, свойства и состояния материала или обрабатываемого объекта;

E) машина для получения и преобразования информации.

4. Какая машина называется транспортной?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит только в изменении положения основного перемещаемого объекта;

C) предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот).;

D) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит в изменении формы, свойства и состояния материала или обрабатываемого объекта;

E) машина для получения и преобразования информации.

5. Какая машина называется технологической?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит только в изменении положения основного перемещаемого объекта;

C) предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот).;

D) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит в изменении формы, свойства и состояния материала или обрабатываемого объекта;

E) машина для получения и преобразования информации.

6. Какая машина называется информационной?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит только в изменении положения основного перемещаемого объекта;

C) предназначенная для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот).;

D) рабочая машина, в которой преобразование материала состоит в изменении формы, свойства и состояния материала или обрабатываемого объекта;

E) машина для получения и преобразования информации.

7. Какое звено называется входным?

A) звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм;

B) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является положительной;

C) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равна нулю;

D) одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма;

E) звено, которому сообщается движение от двигателя, преобразуемое механизмом в требуемые движения ведомых звеньев.

8. Какое звено называется выходным?

A) звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм;

B) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является положительной;

C) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равна нулю;

D) одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма;

E) звено, которому сообщается движение от двигателя, преобразуемое механизмом в требуемые движения ведомых звеньев.

9. Какое звено называется ведущим?

A) звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм;

B) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является положительной;

C) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равна нулю;

D) одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма;

E) звено, которому сообщается движение от двигателя, преобразуемое механизмом в требуемые движения ведомых звеньев.

10. Какое звено называется ведомым?

A) звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм;

B) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является положительной;

C) звено, для которого элементарная работа внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равна нулю;

D) одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма;

E) звено, которому сообщается движение от двигателя, преобразуемое механизмом в требуемые движения ведомых звеньев.

11. Что называется кинематической парой?

A) система звеньев, связанных между собой;

B) механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов;

C) система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.;

D) подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение;

E) передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения.

12. Что называется кинематической цепью?

A) система звеньев, связанных между собой;

B) механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов;

C) система звеньев, связанных между собой кинематическими парами;

D) подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение;

E) передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения.

13. Какой механизм называется зубчатой передачей?

A) механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов и законов движения;

B) механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов;

C) передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения;

D)механизм, который относится к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач;

E) механизм, который относится к числу зубчато-винтовых.

14. Какая машина называется контрольно-управляющей?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) машина, которая преобразует информацию, получаемую в виде различных математических образов, заданных в форме отдельных чисел или алгоритмов;

C) машина, заменяющая или имитирующая различные механические, физиологические или биологические процессы, присущие человеку и живой природе;

D) машина, которая преобразует контрольно-измерительную информацию с целью управления энергетической или рабочей машинами;

E) машин-автоматов, определяющих программу их работы и корректирующих в необходимых случаях работу механизмов и специальных устройств автоматики.

15. Какая машина называется математической?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) машина, которая преобразует информацию, получаемую в виде различных математических образов, заданных в форме отдельных чисел или алгоритмов;

C) машина, заменяющая или имитирующая различные меха-

нические, физиологические или биологические процессы, присущие человеку и живой природе;

D) машина, которая преобразует контрольно-измерительную информацию с целью управления энергетической или рабочей машинами;

E) машин-автоматов, определяющих программу их работы и корректирующих в необходимых случаях работу механизмов и специальных устройств автоматики.

16. Какая машина называется кибернетической?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) машина, которая преобразует информацию, получаемую в виде различных математических образов, заданных в форме отдельных чисел или алгоритмов;

C) машина, заменяющая или имитирующая различные механические, физиологические или биологические процессы, присущие человеку и живой природе;

D) машина, которая преобразует контрольно-измерительную информацию с целью управления энергетической или рабочей машинами;

E) машин-автоматов, определяющих программу их работы и корректирующих в необходимых случаях работу механизмов и специальных устройств автоматики.

17. Какая машина называется машиной-автоматом?

A) предназначенная для преобразования материалов;

B) машина, которая преобразует информацию, получаемую в виде различных математических образов, заданных в форме отдельных чисел или алгоритмов;

C) машина, заменяющая или имитирующая различные механические, физиологические или биологические процессы, присущие человеку и живой природе;

D) машина, которая преобразует контрольно-измерительную информацию с целью управления энергетической или рабочей машинами;

E) машин-автоматов, определяющих программу их работы и корректирующих в необходимых случаях работу механизмов и специальных устройств автоматики.

18. Какая передача называется фрикционной?

A) относятся к числу зубчато-винтовых, имеющих характер-

ные черты зубчатых и винтовых передач;

B) передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения;

C) предназначенная для преобразования материалов;

D) машин-автоматов, определяющих программу их работы и корректирующих в необходимых случаях работу механизмов и специальных устройств автоматики;

E) машина для получения и преобразования информации.

19. Резьбовыми соединениями называют

A) ненапряженные, осуществляемые призматическими или сегментными шпонками;

B) напряженные — клиновыми шпонками или штифтами;

C) разъемные соединения деталей с помощью резьбы;

D) напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров насаживаемых одна на другую деталей;

E) разъемные соединения деталей с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями — винтами, болтами, шпильками, гайками.

20. Какой механизм называется зубчатой передачей?

A) механизмы, служащие для передачи механической энергии на расстояние, как правило, с преобразованием скоростей и моментов, иногда с преобразованием видов и законов движения;

B) механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов;

C) передачи, в которых движение от ведущего тела к ведомому передается силами трения;

D)механизм, который относится к числу зубчато-винтовых, имеющих характерные черты зубчатых и винтовых передач;

E) механизм, который относится к числу зубчато-винтовых.

Ключи правильных ответов

Номер вопроса	Правильный ответ (A, B, C, D, E)
1	A
2	C
3	A
4	B
5	Д
6	E
7	E
8	A
9	B
10	C

Номер вопроса	Правильный ответ (A, B, C, D, E)
11	Д
12	C
13	B
14	Д
15	B
16	C
17	E
18	B
19	E
20	B

Критерии оценки знаний студентов

Количество правильных ответов	Оценка
19-20	Отлично
16-18	Хорошо
10-15	Удовлетворительно
Ниже 10 баллов	Неудовлетворительно

2.8 Экзаменационные вопросы по курсу

1. Что изучает теория машин?
2. Основные понятия и определения
3. Структурный анализ и классификация механизмов
4. Кинематические пары и их классификация
5. Кинематические цепи
6. Структурные формулы механизмов
7. Избыточные связи и подвижности
8. Синтез шарнирного четырехзвенного механизма

9. Синтез кривошипно-ползунного механизма

10. Синтез кривошипно-кулисного механизма

11. Общие сведения о сварных соединениях.

12. Что изучает теория механизмов?

13. Что входит в анализ механизмов?

14. Что является проблемой синтеза механизмов?

15. Какие передачи называются фрикционными?

16. Какие существуют основные типы фрикционных передач?

17. Какие существуют звенья в зависимости от характера движения относительно стойки – звена, принимаемого за неподвижное?

18. Какое звено называется входным?

19. Какое звено называется выходным?

20. Какое звено называется ведущим?

21. Какое звено называется ведомым?

22. Что называется кинематической парой?

23. Какой зависимостью выражается число степеней свободы звена кинематической пары в относительном движении?

24. Как определяется класс пары?

25. Что называется кинематической цепью? Виды кинематических цепей.

26. Какие существуют структурные формулы механизмов?

27. Какие степени свободы называются лишними степенями свободы, а связи – избыточными или пассивными связями?

28. Какими условиями обеспечивается существование кривошипа в шарнирном четырехзвенном механизме?

29. Что можно отнести к конструктивным факторам механизма?

30. Что необходимо для построения кинематической схемы механизма?

31. Какие частные случаи синтеза имеются, когда вместо одной или нескольких сторон заданы другие его параметры?

32. Что понимается под соединениями?

33. Как подразделяются соединения по признаку возможности разборки?

34. Какому условию должны удовлетворять соединения в связи с необходимостью сохранения точности под нагрузкой?

35. Что представляют собой заклёпочные соединения, типы заклёпочных соединений?

36. Что представляют собой соединения с натягом, типы соединений?

37. Что представляют собой шпоночные соединения, типы соединений?

38. Что представляют собой резьбовые соединения?

39. Как образуется резьба?

40. Какие существуют основные типы и параметры резьб?

41. Расчёт сил и моментов завинчивания, кпд и условия самоторможения.

42. Какой механизм называется зубчатой передачей?

43. Какие зубчатые передачи применяют для преобразования и передачи вращательного движения?

44. Какие существуют основные виды зубчатых колёс?

45. Что принято в качестве основного параметра зубчатого зацепления?

46. Какие существуют основные кинематические характеристики?

47. Какие силы действуют в цилиндрических передачах?

48. Как производится расчёт зубьев цилиндрических зубчатых колес на контактную прочность?

49. В чём отличие червячных передач от винтовых?

Содержание

		стр.
1.	**УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА ДИСЦИПЛИНЫ – SYLLABUS**	**3**
1.1	Данные о преподавателе	3
1.2	Данные о дисциплине	3
1.3	Пререквизиты	3
1.4	Постреквизиты	3
1.5	Краткое описание	4
1.6	График выполнения и сдачи заданий по дисциплине	6
1.7	Список литературы	8
1.8	Информация по оценке	9
1.9	Процедура и политика	9
2.	**УЧЕБНО–МЕТОДИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ**	**10**
2.1	Тематический план курса	10
2.2	Тезисы лекционных занятий	12
2.3	Планы практических занятий	63
2.4	Планы занятий в рамках самостоятельной работы студентов под руководством преподавателя (СРСП)	85
2.5	Планы занятий в рамках самостоятельной работы студентов (СРС)	87
2.6	Тематика письменных работ по курсу	87
2.7	Тестовые задания для самоконтроля	88
2.8	Экзаменационные вопросы по курсу	95

УМК обсуждён на заседании кафедры
протокол № 10 от 06.04.2011 г.

УМК одобрен Научно–методическим
советом КарГУ им. Е.А.Букетова
протокол №

УЧЕБНО–МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
по дисциплине «Теории машин и механизмов»
для специальности 5В071300 - «Транспорт, транспортная техника и технологии»

Магавин Сабит Шамильевич
Тажигулова Гулмира Олжабаевна
Бакей Динара Кудайбергеновна

Подписано в печать от . Формат 60х84 1/16.
Бумага газетная. Объём уч.–изд. л Тираж экз. Заказ №

Отпечатано в типографии издательства КарГУ им. Е. А. Букетова
470061, г. Караганда, ул. Гоголя, 38