

Федеральное агентство по образованию
Владивостокский государственный университет
экономики и сервиса

Е.Ф. ЧУБЕНКО
Б.Б. ПОТЕХИН

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Практикум

Владивосток
Издательство ВГУЭС
2010

Рецензенты: **Т.Е. Коршунова**, доцент каф. эксплуатации транспорта и технологии машиностроения ДВГТРУ (Дальрыбвтуз);

В.В. Пермяков, профессор каф. СТЭА ВГУЭС

Чубенко, Е.Ф., Потехин, Б.Б.

Ч 81 ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА [Текст] : практикум. – Владивосток: Изд-во ВГУЭС, 2010. – 88 с.

Составлен в соответствии с учебной программой курса, а также требованиями образовательного стандарта России к учебной дисциплине «Прикладная механика». Содержит необходимые сведения о деталях машин общемеханического назначения, прочностные расчеты и анализ основных принципов конструирования. Приведены описания лабораторных работ по указанному курсу с подробными методическими указаниями по их выполнению. Даны контрольные вопросы к защите результатов работ.

Для студентов специальности 19070265 «Организация и безопасность движения».

ББК 36.85

© Издательство Владивостокский государственный университет экономики и сервиса, 2010

ВВЕДЕНИЕ

Настоящий практикум предназначен для студентов технических специальностей ВГУЭС, изучающих курс «Прикладная механика». Структурно дисциплина «Прикладная механика» состоит из «Теории механизмов и машин» и «Деталей машин и основ конструирования». В данном курсе будущий инженер получает основные сведения и навыки, необходимые для проектирования деталей, узлов и машин в целом. Это требует выяснения характера работы деталей и узлов машин, а также изучения возникающих при этом явлений. Часто влияние отдельных факторов на работу деталей не может быть учтено теоретическим путем, а оценивается либо на основании практики эксплуатации машин, либо на основании результатов специально поставленных экспериментов. Отсюда следует, что экспериментальное изучение «Прикладной механики» является неотъемлемой частью курса. Для этого должны быть поставлены соответствующим образом лабораторные работы, облегчающие изучение физической сущности работы деталей машин и усвоение основы методов их расчета.

Лабораторные работы по «Прикладной механике» имеют целью ознакомить студентов с методикой проведения экспериментальных работ, научить проводить замеры деформаций, усилий и крутящих моментов, перемещений и других величин. Разработка тематики и содержания лабораторных работ имела целью освещение узловых вопросов курса, особенно тех, которые наиболее трудны для понимания студентов.

Все необходимые для выполнения лабораторных работ формулы приводятся в окончательном виде, без выводов.

Основные определения, терминология и классификация деталей машин совпадают с принятыми в основном курсе.

В данном практикуме приведены 8 лабораторных работ, содержащих конструкции и описания экспериментальных установок, порядок выполнения работ и контрольные вопросы для защиты. Для каждой экспериментальной установки должен быть составлен паспорт, содержащий основные параметры установки, характеристику объекта испытания и указания о применяемой измерительной аппаратуре.

Существенным при выполнении лабораторных работ является обеспечение возможности получения наиболее точных результатов опытов. С этой целью в ряде работ предусматривается повторение опыта несколько раз, обеспечивающее стабильность результатов.

Описания порядка измерений и формы отчетов по лабораторным работам в соответствующих главах составлены таким образом, чтобы студенты могли работать на любом приборе из группы универсальных измерительных средств, обладающих точностной характеристикой.

Лабораторная работа 1. СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПОДВИЖНОСТИ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучить порядок построения кинематических схем рычажных механизмов; ознакомиться с техникой обмера звеньев механизма; научиться правильно именовать звенья, пары и весь механизм; по подсчитанной степени подвижности понять особенности работы механизма.

1.1. Теоретическая часть

1.1.1. Классификация механизмов и машин

Машина. По мере развития машин содержание термина «машина» изменялось. Для современных машин дадим следующее определение: *машина есть устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека.* В этом определении под материалами понимаются обрабатываемые предметы, перемещаемые грузы и другие объекты труда.

В зависимости от основного назначения (какой вид преобразования преобладает) различают энергетические, технологические, транспортные и информационные машины.

Энергетические машины предназначены для преобразования любого вида энергии в механическую (и наоборот).

К ним принадлежат, например, электродвигатели, турбины, двигатели внутреннего сгорания, паровые машины, электрогенераторы.

Машины для преобразования материалов подразделяются на технологические и транспортные.

В *технологических машинах* под материалом подразумевается обрабатываемый предмет, который может быть в твердом, жидком и газообразном виде. Преобразование материала в этих машинах состоит в изменении его размеров, формы, свойств или состояния. Примеры технологических машин: металлообрабатывающие станки, прокатные станы, ткацкие станки, упаковочные машины.

В *транспортных машинах* под материалом понимается перемещаемый предмет. Примеры транспортных машин: автомобили, тепловозы, самолеты, вертолеты, подъемники, краны, транспортеры. В тех случаях, когда транспортная машина предназначена для перемещения людей,

под материалом, конечно, понимается кабина лифта, вагон, шасси автомобиля и т.п.

Машины, предназначенные для получения и преобразования информации, называются *информационными*. Если информация представлена в виде чисел, то информационная машина называется счетной или вычислительной. Примеры счетных машин: арифмометры, механические интеграторы, бухгалтерские машины.

Машина, в которой все преобразования энергии, материалов и информации выполняются без непосредственного участия человека, называется *машиной-автоматом*.

Совокупность машин-автоматов, соединенных между собой автоматическими транспортными устройствами и предназначенных для выполнения определенного технологического процесса, образует *автоматическую линию*.

Механизм. *Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.*

Если в преобразовании движения кроме твердых тел участвуют жидкие или газообразные тела, то механизм называется соответственно *гидравлическим* или *пневматическим*.

Основным признаком механизма является преобразование механического движения.

Одним твердым телом в механизме считается также любая совокупность деталей, не имеющих между собой относительного движения (например детали, лежащие на ленте конвейера).

Твердое тело, входящее в состав механизма, называется *звеном механизма*. Под твердыми телами в теории механизмов и машин понимают как абсолютно твердые, так и деформируемые и гибкие тела.

1.1.2. Звенья механизмов, кинематические пары и цепи

Входные и выходные звенья механизма. В каждом механизме имеется *стойка*, т.е. неподвижное звено или звено, принимаемое за неподвижное (если механизм установлен на движущемся основании). Из подвижных звеньев выделяют входные и выходные звенья.

Входным звеном (сокращенно – *входом*) называется звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев.

Выходным звеном (сокращенно – *выходом*) называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Остальные подвижные звенья называются соединительными или промежуточными.

Обычно в механизме имеется один вход и один выход. Вход получает движение от двигателя, а выход соединяется с рабочим органом машины или указателем прибора. Но могут быть механизмы с несколькими входами и выходами. Например, в механизме для сложения чисел имеется два входа, перемещения которых пропорциональны слагаемым, и один выход, перемещение которого пропорционально искомой сумме. В автомобильном дифференциале, наоборот, имеется один вход, получающий движение от двигателя, и два выхода, соединенных с задними колесами.

Кинематическая пара. Звенья соединяются между собой подвижно. В общем случае звено может образовывать подвижные соединения с несколькими звеньями, но для удобства изучения кинематических свойств этих соединений принято рассматривать соединения двух соприкасающихся звеньев.

Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев называется кинематической парой.

Кинематическую пару можно определить также как соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение. В этом определении подчеркивается, что подвижность соединения звеньев состоит в возможности их относительного движения.

Классификация кинематических пар по числу степеней свободы и числу связей. *Числом степеней свободы механической системы называется число независимых возможных перемещений системы.*

Для твердого тела, свободно движущегося в пространстве, число степеней свободы равно шести: три возможных перемещения вдоль неподвижных координатных осей и три – вокруг этих осей.

Для звеньев, входящих в кинематическую пару, число степеней свободы в их относительном движении всегда меньше шести, так как условия постоянного соприкасания звеньев кинематической пары уменьшают число возможных перемещений.

По предложению В.В. Добровольского, все кинематические пары подразделены по числу степеней свободы на *одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные.*

Низшие и высшие пары. *Совокупность поверхностей линий отдельных точек звена, по которым оно может соприкаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называется элементом кинематической пары.*

Из определения следует, что кинематическую пару можно рассматривать как совокупность двух элементов, каждый из которых принадлежит одному звену.

Кинематическая пара, в которой требуется относительное движение звеньев может быть получено постоянным соприкосновением ее элементов с поверхностью, называется низшей парой.

К низшим парам принадлежат: вращательная поступательная, винтовая, цилиндрическая, сферическая и плоскостная.

Высшей парой называется *кинематическая пара*, в которой требуемое относительное движение звеньев может быть получено только соприкосанием ее элементов по линиям и в точках.

В высших парах соприкосание элементов всегда происходит только по линиям и точкам.

Кинематические цепи. *Кинематической цепью* называется система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Все кинематические цепи подразделяются на плоские и пространственные. В плоской кинематической цепи при закреплении одного из звеньев все другие совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости.

На рисунке 1.1 с применением условных обозначений показаны кинематические цепи, в которых плоское движение получается при параллельности осей всех вращательных пар. *Кинематическая цепь, звенья которой не образуют замкнутых контуров*, называется *незамкнутой* (рис. 1.1, а).

Кинематическая цепь, звенья которой образуют один (рис. 1.1, б) или несколько (рис. 1, в) замкнутых контуров, называется замкнутой.

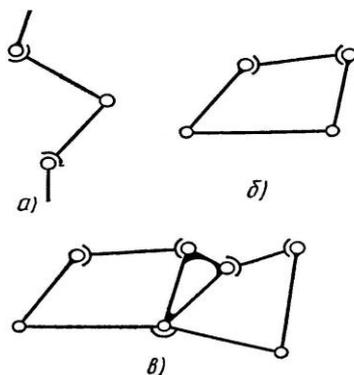


Рис. 1.1

Кинематическая цепь входит в состав каждого механизма, составленного только из твердых тел. Однако нельзя утверждать, что механизм всегда образуется из кинематической цепи, так как есть механизмы (например гидравлические), в которых кинематических цепей может и не быть.

Кинематические соединения. Кинематическую пару можно рассматривать как двухзвенную незамкнутую кинематическую цепь, пред-

назначенную для воспроизведения требуемого относительного движения звеньев.

Иногда для воспроизведения этого движения конструктивно более удобная (например более компактная) кинематическая цепь получается при числе звеньев более двух. Кинематическая цепь, конструктивно заменяющая в механизме кинематическую пару, называется кинематическим соединением.

Шарикоподшипник может быть представлен как пример кинематического соединения, которое по сравнению с эквивалентной вращательной парой дает уменьшение трения.

Карданный шарнир представляет собой последовательное соединение двух вращательных пар, оси которых пересекаются. Это соединение проще в изготовлении и надежнее, чем сферическая пара с пальцем.

1.1.3. Структурный синтез механизмов

Число степеней свободы механизма. Структурная формула механизмов.

Шесть степеней свободы твердого тела, свободно движущегося в пространстве, можно рассматривать также как шесть независимых координат, определяющих его положение (например, три координаты начала подвижной системы координат, связанной с телом, и три угла Эйлера, определяющие расположение осей подвижной системы координат относительно неподвижной).

Их принято называть *обобщенными*, так как они определяют положение всего твердого тела.

Аналогично, *обобщенными координатами механизма* называют *независимые между собой координаты, определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки*.

Число обобщенных координат механизма равно *числу степеней свободы механизма*, если все связи в кинематических парах геометрические, т.е. налагают ограничения только на положения (координаты) точек звеньев.

Число степеней свободы кинематической цепи зависит от количества звеньев и количества и характера пар, входящих в состав цепи. До включения в кинематическую цепь каждое звено обладает шестью степенями свободы, следовательно, число степеней свободы K звеньев до их соединения в кинематические пары равно $6K$.

Число связей, накладываемых на звенья при их соединении в кинематические пары, зависит от класса пар. Обозначим число кинематических пар I, II, III, IV, и V классов соответственно через P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 . Тогда выражение для числа степеней свободы W кинематической цепи, составленной из K звеньев:

$$W = 6\kappa - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 \quad (1.1)$$

Для кинематической цепи, у которой одно из звеньев неподвижно, шесть степеней свободы исключаются, тогда число степеней свободы кинематической цепи относительно неподвижного звена W будет

$$W = 6(\kappa - 1) - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 \quad (1.2)$$

или

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1, \quad (1.3)$$

где $n = \kappa - 1$ – число подвижных звеньев

Формула (1.3) называется структурной формулой общего случая для механизмов.

Если звено совершает плоское движение, т.е. такие, при которых все его точки движутся в плоскостях, параллельных неподвижной, то число степеней свободы такого звена равно трем, т.е. на три меньше, чем при движении в пространстве.

В этом случае структурная формула примет вид:

$$W = (6 - 3)n - (5 - 3)P_5 - (4 - 3)P_4 - (3 - 3)P_3 \quad (1.4)$$

или

$$W = 3n - 2P_5 - P_4. \quad (1.5)$$

Формула (1.5) называется структурной формулой плоских шарнирных механизмов, получена акад. П.П. Чебышевым в 1869 г. Она связывает степень подвижности механизма с числом его звеньев и пар кинематической цепи.

Структурный синтез механизмов.

Структурным синтезом механизма называется проектирование структурной схемы механизма, под которой понимается схема механизма, указывающая стойку, подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение. Структурная схема может быть представлена или графически с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар, или же аналитической записью допускающей применение ЭВМ.

Для механизмов, в состав которых входят только незамкнутые кинематические цепи, возможные варианты их структурных схем находятся при заданном числе степеней свободы непосредственно по формуле (1.1). В механизмах с незамкнутыми кинематическими цепями число подвижных звеньев равно числу кинематических пар и формула (1.1) принимает вид

$$W = p_5 + 2p_4 + 3p_3 + 4p_2 + 5p_1, \quad (1.6)$$

т.е. число степеней свободы механизма равно сумме подвижностей кинематических пар.

Для механизмов, в состав которых входят замкнутые кинематические цепи, вначале устанавливают возможные варианты этих цепей, а затем из каждой кинематической цепи получают несколько различных механизмов, принимая поочередно за стойку различные звенья цепи. Например, для плоских шарнирных механизмов с одной степенью свободы по формуле

$$1 = 3n - 2p_5. \quad (1.7)$$

Наименьшее целое число $n > 1$, при котором удовлетворяется это уравнение, равно трем ($p_5 = 4$), т.е. механизм должен иметь четыре звена (считая и стойку), которые последовательно соединяются вращательными парами, образуя замкнутую кинематическую цепь.

На рисунке 1.2 показана структурная схема механизма, называемого шарнирным четырехзвенником, который образуется из кинематической цепи $ABCD$, если за стойку принять звено AD .

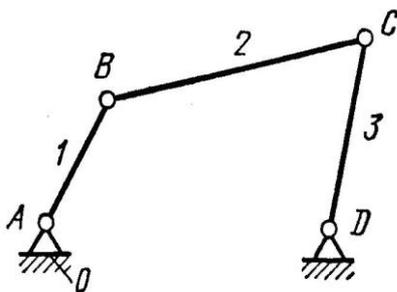


Рис. 1.2

Из той же кинематической цепи можно образовать еще три механизма, принимая за стойку какое-либо другое звено (AB или BC , или CD).

Для пространственного механизма, в котором все звенья образуют только вращательные пары с осями, расположенными как угодно в пространстве, число степеней свободы определяется по формуле

$$1 = 6n - 5p_5. \quad (1.8)$$

Это уравнение в целых числах удовлетворяется при $n = 6$ и $p_5 = 7$, т.е. механизм должен иметь 7 звеньев (считая и стойку), которые последовательно соединяются между собой при помощи вращательных пар, образуя замкнутую семизвенную кинематическую цепь.

Полученный механизм называется пространственным шарнирным семизвенником. Его структурная схема показана на рис. 1.3.

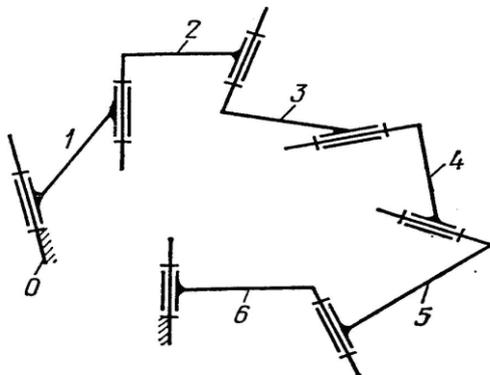


Рис. 1.3

Полученные сочетания определяют только числа кинематических пар различной подвижности.

Кроме того, одноподвижная пара может быть вращательной, поступательной, винтовой; двухподвижная пара может быть цилиндрической, сферической с пальцем и т.д.

Начальные звенья.

За обобщенные координаты механизма можно взять любые переменные координаты, определяющие положения одного или нескольких звеньев механизма. *Звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат механизма, называется начальным звеном.*

Происхождение этого термина связано с тем, что определение положений всех звеньев механизма начинается с определения положений начальных звеньев.

Образование плоских и пространственных механизмов путем наложения структурных групп (групп Ассура).

Для структурного синтеза многозвенных механизмов с числом звеньев более четырех непосредственный перебор всех возможных вариантов по формулам (1.1) и (1.2) оказывается затруднительным. В этом случае более удобно находить структурные схемы механизмов путем последовательного наложения некоторых кинематических цепей, называемых *структурными группами* или *группами Ассура*.

Принцип этого наложения покажем на примере образования плоско-го шестизвенного шарнирного механизма.

В механизме с одной степенью свободы положения всех звеньев определяются заданием одной обобщенной координаты, или, что то же, положением одного начального звена. На рисунке 1.4, а показано начальное звено 1, которое входит во вращательную пару со стойкой 0.

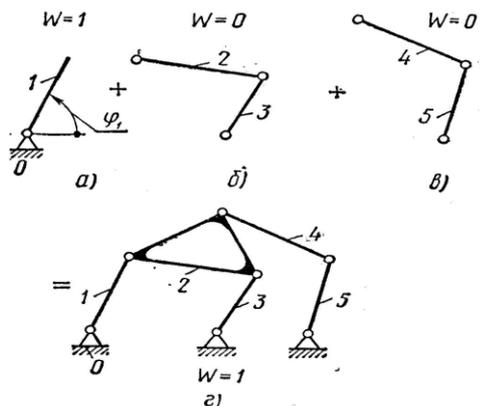


Рис. 1.4

Число степеней свободы этого звена относительно стойки $W=1$ (одна обобщенная координата φ_1). Механизм в целом тоже должен иметь $W=1$. Поэтому мы можем присоединять (наслаивать) только такие кинематические цепи, которые удовлетворяют условию $W=0$. В нашем случае согласно формуле (2) это условие имеет вид

$$3n - 2p_5 = 0. \quad (1.9)$$

Простейшая кинематическая цепь, удовлетворяющая условию (1.4) при $n=2$ и $p_5=3$, называется *двухповодковой группой* (рис. 1.4, б). В ней одна из вращательных пар (внутренняя) образуется звеньями группы, а другие две (внешние) образуются после присоединения звеньев группы к каким-либо двум звеньям механизма. В нашем примере присоединение двухповодковой группы одной внешней парой к начальному звену, а другой – к стойке не изменяет числа степеней свободы, которое остается равным 1. Далее можно присоединить к звену 2 и к стойке 0 вторую двухповодковую группу, состоящую из звеньев 4 и 5 (рис. 1.4, в). В результате получим шестизвенный шарнирный механизм с $W=1$ (рис. 1.4, г). Вторую группу из звеньев 4 и 5 можно присоединять также к звеньям 2 и 3. Тогда получится другой тип шестизвенного шарнирного механизма.

Теперь можно дать общее определение термина «структурная группа». *Структурной группой* называется кинематическая цепь, число степеней свободы которой равно нулю относительно элементов ее внешних пар, причем группа не должна распадаться на более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию. Например, кинематические цепи, состоящие из звеньев 2, 3, 4 и 5 (рис. 1.4), распадаются на две двухповодковые группы.

По предложению И.И. Артоболевского, *номер класса группы равен числу кинематических пар, входящих в замкнутый контур, образованный внутренними кинематическими парами.*

Принцип наложения структурных групп распространяется на все виды механизмов, составленных только из твердых тел. Для плоских механизмов с одно- и двухподвижными парами структурные группы удовлетворяют условию

$$3n=2p_5 + p_4. \quad (1.10)$$

Структурные группы пространственных механизмов удовлетворяют аналогичному условию

$$6n=5P_5 + 4P_4 + 3P_3 + 2P_2 + P_1. \quad (1.11)$$

Как плоские, так и пространственные структурные группы используются не только при структурном синтезе, но и при анализе механизмов.

Если стойкой сделать звено, входящее в две вращательные пары, то в механизме будет *кулиса*, т.е. звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару. Соответственно механизм называется *кулисным*.

Пространственные механизмы с низшими парами.

Если в механизме, звенья которого образуют только вращательные пары, оси всех пар пересекаются в одной точке, то траектории точек звеньев лежат на концентрических сферах и механизм называется *сферическим*.

Структурные свойства этих механизмов во многом аналогичны свойствам плоских механизмов.

На рисунке 1.5, *а* показана схема четырехзвенного сферического механизма для частного случая, когда оси вращательных пар трех подвижных звеньев пересекаются под углом 90° , а оси, принадлежащие стойке, пересекаются под произвольным углом α .

Этот механизм, известный под названием *механизма Кардана* (иногда называется также механизмом *шарнира Гука*), служит для передачи вращения между валами, оси которых пересекаются.

При равномерном вращении одного вала другой вал вращается неравномерно. Этот недостаток устранен в *двойном механизме Кардана* (рис. 1.5, *б*).

Кроме того, двойной механизм Кардана допускает не только изменение угла между осями валов, но и смещение их по высоте, как это имеет место, например, в автомобиле при передаче вращения к задним колесам (передача через карданный вал).

Предложено также много других пространственных механизмов для передачи вращения между валами, взаимное положение которых во время движения может изменяться. Эти механизмы получили название *универсальных шарниров*.

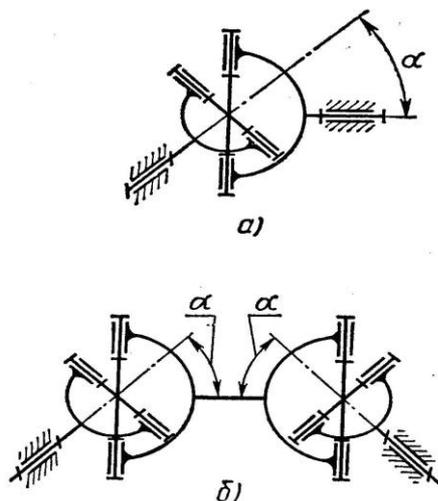


Рис. 1.5

Для передачи вращения между скрещивающимися осями используются обычно четырехзвенные пространственные механизмы с низшими парами.

К пространственным механизмам с низшими парами относятся также *винтовые механизмы*, в состав которых входят винтовые пары. Наконец, могут быть плоские и пространственные механизмы с одними поступательными парами.

Элементы поступательных пар в этих механизмах обычно выполняются в виде клиньев, и механизмы называются *клиновыми*.

Кинематическая схема механизма. Схема, на которой в условных обозначениях показаны звенья и пары, называется *кинематической схемой механизма*.

Условные обозначения пар и звеньев установлены ГОСТом. Конструктивные особенности деталей, не оказывающие влияние на движение механизма, на кинематической схеме не изображаются.

Кинематическую схему можно рассматривать как своеобразный «скелет», строение которого определяет возможные для данного механизма перемещения его звеньев и законы их движения.

На кинематической схеме указываются геометрические величины, позволяющие определить движение звеньев.

Направление движения входных звеньев отмечается дугowymi стрелками. Большими буквами латинского алфавита на кинематических схемах обозначают центры шарниров (A, B, C, D, E, F, G, ...).

Нумерация звеньев дается арабскими цифрами.

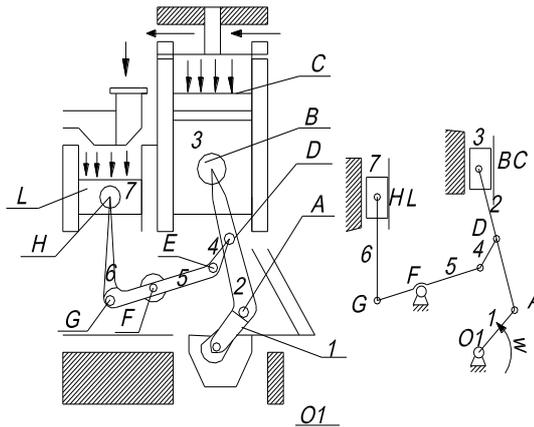


Рис. 1.6. Конструктивная и кинематическая схемы компрессора

Рекомендуется проверять правильность построения кинематических схем путем подсчета числа их степени свободы по формуле (1.12), которую называют формулой Чебышева, или *структурной формулой плоской кинематической цепи* (механизма), поскольку она устанавливает зависимость степени подвижности механизма от её структуры (строения).

$$W = 3n - 2P_5 - P_4, \quad (1.12)$$

где W – степень подвижности механизма;

n – число подвижных звеньев;

$3n$ – число степени свободы всех звеньев, если бы они не входили в кинематические пары (число подвижных звеньев);

P – число пар пятого класса, каждая из которых накладывает на плоский механизм две связи;

$2P_5$ – число связей, накладываемых на механизм парами пятого класса;

P_4 – число пар четвертого класса, каждая из которых накладывает одну связь и лишает звенья I P_4 степени свободы.

Бывают случаи, когда формула Чебышева дает значение $W = 0$. В этом случае кроме связей, активно влияющих на степень подвижности механизма, могут быть осуществлены еще так называемые *избыточные связи* (пассивные связи).

Эти связи обычно осуществляют путем включения в состав механизма лишнего звена, образующего лишние кинематические пары с другими его звеньями.

Эти звенья на характер заданного движения не оказывают влияния, а служат для увеличения жесткости конструкции.

При определении степени подвижности механизма избыточные звенья и пары, образованные этими звеньями с другими, учитывать не надо.

На рисунке 1.7 дан пример выявления избыточных связей.

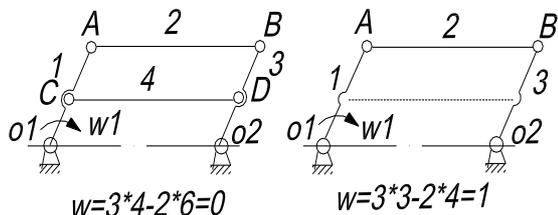


Рис. 1.7. Механизм двойного кривошипа

Число ведущих звеньев равно степени подвижности механизма.

1.2. Практическая часть

2.1.1. Составление кинематической схемы

Кинематическая схема должна иметь все параметры, необходимые для кинематического анализа:

- длину звеньев,
- число зубьев зубчатых колёс,
- постоянные углы между плечами звеньев и т.д.

Схема должна быть выполнена в определенном масштабе с точным соблюдением относительного расположения звеньев и кинематических пар.

Масштабным коэффициентом называется отношение численного значения физической величины в свойственных её единицах к длине отрезка в мм, изображающего эту величину.

Масштабом длин для кинематической схемы будет отношение какой-либо длины в метрах к отрезку, изображающему эту длину на чертеже в миллиметрах:

$$M_l = \frac{l_{AB}}{AB} \left(\frac{M}{mm} \right) \quad (1.13)$$

В отличие от чертежного масштаба (безразмерной величины), масштаб длин имеет произвольные размерность и величину.

2.1.2. Порядок построения кинематической схемы

Имея перед собой модель, необходимо понять характер относительного движения звеньев и его названия, пронумеровать все звенья.

Изучить, какими кинематическими парами соединены звенья, обозначить их.

Составить таблицу кинематических размеров, в которую записать

а) расстояние между центрами шарниров, направляющими стойки

б) расстояния центров шарниров стойки от направляющих.

Выбрать масштаб.

Построить центры шарниров и направляющие стойки (в выбранной системе координат XOY) (рис. 1.8).

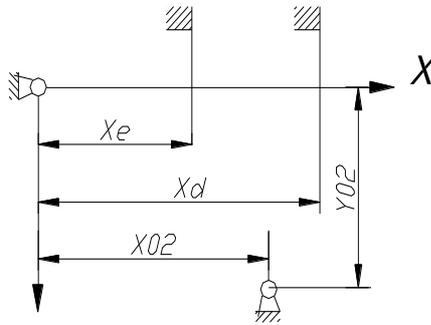


Рис. 1.8. Схема расположения центров шарниров и направляющих

Построить положение ведущих звеньев (задается преподавателем).

Методом засечек построить положение остальных звеньев (рис. 1.4).

2.1.3. Приборы и инструменты

- Макеты рычажных и зубчатых механизмов.
- Штангенциркуль.
- Чертежные принадлежности.

2.1.4. Содержание и порядок выполнения работы

1. Дать конструктивную схему заданного рычажного и зубчатого механизмов.

2. Под рисунком дать название механизма и краткое описание его работы.

3. Пронумеровать и измерить звенья, обозначить кинематическую схему.

4. Выполнить построение кинематической схемы.

5. Степень подвижности подсчитать по формуле Чебышева. При получении значения степени подвижности, отличной от единицы, выяснить причину и записать это в виде примечания.

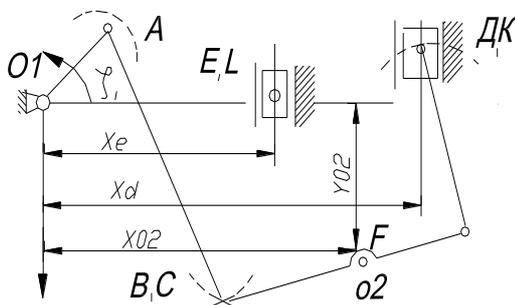


Рис. 1.9. Кинематическая схема механизма, построенная методом засечек

2.1.4. Протокол отчета

1. Кинематическая схема.
2. Название механизма. Краткое описание работы.
3. Таблица.

Контрольные вопросы

1. Что называется машиной, механизмом?
2. Какие виды механизмов бывают?
3. Что такое кинематическая схема?
4. Отличие кинематической схемы от конструктивной?
5. Что такое масштабный коэффициент и как он определяется?
6. Формула Чебышева, физический смысл обозначений.

Список литературы

Гавриленко, А.В. Теория механизмов / А.В. Гавриленко. – М.: Высшая школа, 2001.

Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 2000.

Юцин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юцин, Л.В. Петрокас. – М.: Высш. шк., 2002.

Лабораторная работа 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

Цель работы: экспериментальное определение коэффициента трения скольжения различных материалов.

2.1. Теоретическая часть

По объекту взаимодействия различают внешние и внутреннее трения. **Внешние трения** – это противодействие относительному перемещению соприкасающихся тел в направлении, лежащем в плоскости их соприкосновения.

Внутреннее трение – противодействие относительному перемещению отдельных частей одного и того же тела.

По признаку наличия или отсутствия относительного движения различают трение покоя и трение движения.

Трение покоя (статическое трение) – внешнее трение, при относительном покое соприкасающихся тел.

Трение движения (кинетическое трение) – внешнее трение, при относительном движении соприкасающихся тел.

По виду относительного движения тел различают: **трение скольжения** – внешнее трение при относительном скольжении соприкасающихся тел, **трение качения** – внешнее трение при относительном качении соприкасающихся тел.

По физическим признакам состояния взаимодействующих тел различают: **чистое трение** – внешнее трение при полном отсутствии на трущихся поверхностях каких-либо посторонних примесей; **сухое трение** – внешнее трение, при котором трущиеся поверхности покрыты пленками окислов и адсорбированными молекулами газов и жидкостей, а смазка отсутствует; **граничное трение** – внешнее трение, при котором между трущимися поверхностями есть тонкий (порядка 0,1 мкм и менее) слой смазки; **полужидкостное трение** – трение, при котором между трущимися поверхностями есть слой смазки с обычными свойствами; **жидкостное трение** – трение, при котором поверхности трущихся твердых тел полностью отделены друг от друга слоем жидкости.

Силой трения покоя называется составляющая полной реакции для трущихся тел, лежащая в общей касательной плоскости к поверхности контакта.

После достижения предельной силы трения покоя наступает скольжение трущихся поверхностей.

Силой трения скольжения называется составляющая полной реакции для трущихся тел, лежащая в общей касательной плоскости к поверхности контакта и направленная в сторону, противоположную их относительному смещению.

Согласно основному закону динамики тело веса G , положенное на наклонную плоскость, под действием постоянной по величине силы F будет двигаться равноускоренно в сторону действия силы.

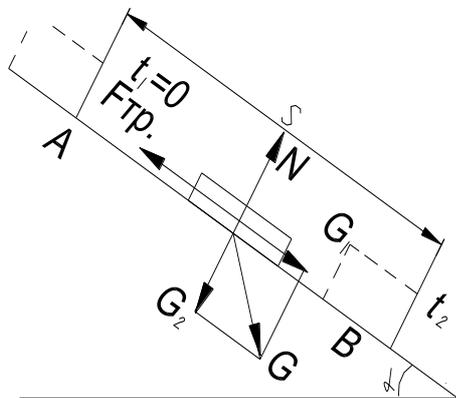


Рис 2.1. Схема действия сил (в лабораторной установке)

Ускорение движения тела, при постоянном угле наклона плоскости α , зависит только от коэффициента трения f . Для схемы на рис. 2.1 сила, сообщающая телу ускорение, будет равна

$$F = ma = \frac{G}{g} - \frac{2S}{t^2}. \quad (2.1)$$

В уравнении (2.1) все силы можно заменить значениями

$$\begin{aligned} F &= ma = \frac{G}{g} - \frac{2S}{t^2} \\ G_1 &= G \sin \alpha \\ F_{TP} &= fN = fG \cos \alpha \end{aligned} \quad (2.2)$$

Подставляя в формулу (2.1) значения сил из уравнения (2.2) и решая затем полученное уравнение относительно f , получим

$$f = \operatorname{tg} \alpha - \frac{2S}{gt^2 \cos \alpha}. \quad (2.3)$$

Угол трения в движении определяется из соотношения

$$\alpha = \arctg f . \quad (2.4)$$

2.2. Практическая часть

2.2.1. Описание установки

Установка ТМ21А состоит из платформы с рабочей длиной поверхности 1400 мм (облегченный швеллер), закрепляемой шарнирно на корпусе, который с помощью трубы и стакана крепится к массивному основанию, покоящемуся на четырех регулируемых по высоте опорах. Платформа может устанавливаться под любым углом от 0 (горизонтальное положение) до 45°.

Отсчет угла наклона платформы производится по шкале и индексу. Наклон платформы производится от руки при открепленных рукоятках. Затем при вращении маховика, при закрепленной рукоятке производится установка платформы на необходимый угол, после чего с помощью рукоятки фиксируется заданное положение платформы.

Винтовой механизм наклона платформы смонтирован внутри корпуса. Горизонтальность рабочей поверхности при нулевой отметке шкалы выверяется по уровню и регулируется с помощью опор.

На боковой поверхности платформы устанавливаются два контакта, которые могут переставляться вдоль неё, для чего предусмотрены резьбовые отверстия с шагом 100 мм.

Контакты заблокированы с секундомером, установленным в корпусе. 3.

2.2.2. Порядок выполнения работы

В работе должны быть определены коэффициенты трения для трех пар материалов трущихся тел. Материал наклонной плоскости постоянный – сталь.

1. Ознакомиться с устройством установки для определения коэффициента трения на наклонной плоскости.

2. Подготовить образцы и опорную поверхность к испытанию, т.е. поверхности контакта протереть ветошью, смоченной в бензине.

3. Установить расстояние между контактами на плоскости. Подключить установку к электрической цепи. Стрелку электросекундомера поставить на нулевой отсчет.

4. При определении коэффициентов трения покоя на горизонтально расположенную платформу устанавливается на торец испытуемый образец, после чего при помощи винтового механизма производится мед-

ленный наклон платформы до момента начала движения образца. Угол трения определяется по шкале.

5. При определении коэффициента трения скольжения платформа устанавливается под углом большим, чем угол трения (на 3 или 5°). Лесточки контактов опустить вниз.

Образец нужно поставить так, чтобы между образцом и контактом было минимальное расстояние (2 мм). Образец освободить, дав ему возможность под действием силы тяжести двигаться по наклонной плоскости вниз.

Снять отсчет времени по секундомеру с точностью до 0,01 секунды и записать в отчет.

Опыт проделать 5 раз.

По указанной методике провести замеры времени (по пять раз) движения образцов для двух других материалов, результаты записать в отчет.

Для каждой пары материалов вычислить среднеарифметическую величину промежутка времени t_{cp} и среднеквадратичную ошибку σ_t . При вычислении иметь в виду, что Δt есть разность между измеренными значениями t и его среднеарифметическим значением. Среднеквадратичную ошибку вычислить по формуле

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{\sum(\Delta t)^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{\sum(\Delta t)^2}{20}}, \quad (2.5)$$

где $n=5$ (пять измерений).

Следуя форме таблицы отчета, вычислить коэффициент трения скольжения.

Вычислить ошибки коэффициента трения скольжения, полагая, что величины S , α и g известны более точно и ошибкой от их влияния не пренебрегают.

2.2.3. Порядок оформления отчета

1. Схема установки и силы, приложенные к образцу.
2. Определение коэффициента трения покоя
3. Определение коэффициента трения скольжения.
5. Угол наклона плоскости.
6. Время движения образца.

Контрольные вопросы

1. Физический смысл коэффициента трения скольжения?
2. Какие факторы влияют на величину силы трения?
3. Какие виды трения скольжения различают?

4. Изменится ли величина силы трения, если перемещать брусок по поверхности, положив его сначала на узкую, а потом на широкую грань?

5. Чему должен быть равен угол наклона плоскости, чтобы обеспечить самоторможение?

6. Что такое угол трения?

7. Что такое конус трения?

8. Что такое сила трения?

9. Что такое нормальная реакция?

Таблица 2.1

Измерение времени скольжения образцов

№	Пары материалов								
	Сталь -Al			Сталь -Cu			Сталь – резина		
	t_c	Δt_c	$(\Delta t)^2 c^2$	t_c	Δt_c	$(\Delta t)^2 c^2$	t_c	Δt_c	$(\Delta t)^2 c^2$
1									
2									
3									
4									
5									

Таблица 2.2

Вычисление коэффициента трения

Пары материалов	t_{cp}	t_{cp}^2	$\frac{2S}{g \cos \alpha}$	$\frac{2S}{g \cos \alpha \cdot t_{cp}^2}$	$f = \operatorname{tg} \alpha - \frac{2S}{g \cos \alpha \cdot t_{cp}^2}$
Сталь – Al					
Сталь – Cu					
Сталь – резина					

Список литературы

Гавриленко, А.В. Теория механизмов / А.В. Гавриленко. – М.: Высшая школа, 2001.

Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 2000.

Юцин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юцин, Л.В. Петрокас. – М.: Высш. шк., 2002.

Лабораторная работа 3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: научиться составлять структурную схему многозвенных зубчатых механизмов и определять их передаточное отношение.

3.1. Теоретическая часть

3.1.1. Кинематический расчет зубчатого зацепления

Расчетная окружная скорость v м/с цилиндрической зубчатой передачи

$$v_c = \omega d_w / 2 = \pi d_w n / 60 . \quad (3.1)$$

Конической передачи

$$v_c = \omega d_{wm} / 2 = \pi d_{wm} n / 60 . \quad (3.2)$$

где ω – угловая скорость зубчатого колеса,

n – частота вращения зубчатого колеса, мин^{-1} ;

d_w – начальный диаметр цилиндрического зубчатого колеса, м;

d_{wm} – начальный средний диаметр конического зубчатого колеса.

Учитывая, что скорость точек начальных окружностей, находящихся в зацеплении зубчатых колес, одинакова, имеем

$$v = \omega_w d_w / 2 = \omega_2 d_w / 2 .$$

Выражая диаметр через модуль зацепления и соответствующее число зубьев, получаем

$$v = \omega_1 (mz_2 / 2) = \omega_2 m = \frac{v - \omega_1 a_g}{\pi} . \quad (3.3)$$

Отсюда передаточное отношение пары зубчатых колес (для одноступенчатой передачи)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w_2}}{d_{w_1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1} , \quad (3.4)$$

где T_1 и T_2 – крутящий момент ведущего и ведомого колеса.

Отношение числа зубьев Z_2 колеса и числа зубьев Z_1 шестерни называют передаточным числом зубчатой передачи.

Если ведущим зубчатым колесом является шестерня, то для такой передачи передаточное число и передаточное отношение представляет собой одну и ту же величину.

Рекомендуемые максимальные значения передаточного числа одноступенчатой зубчатой передачи:

цилиндрической в закрытом корпусе..... ≤ 12.5

конической ≤ 6.5

открытой ≤ 15

Средние значения коэффициента полезного действия одноступенчатой зубчатой передачи на подшипниках качения в зависимости от конструкции и степени точности находятся в пределах

цилиндрическая..... $0,96 \div 0,98$

коническая $0,94 \div 0,97$

Окружная сила цилиндрической зубчатой передачи определяется по формуле

$$F_1 = \frac{2T_1}{d_{w_1}} \quad (3.5)$$

Окружная сила конической зубчатой передачи определяется по формуле

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} \quad (3.6)$$

3.1.2. Эвольвента и ее свойства

Эвольвента образуется путем перекатывания производящей прямой $K_y N_y$ без скольжения по основной окружности радиуса r_b (рис. 10).

Радиус произвольной окружности – r_y . $ON_y \parallel \tau\tau$

Из треугольника $ON_y K_y$ следует, что

$$r_y = \frac{r_b}{\cos \alpha_y} \quad (3.7)$$

Так как $K_y N_y$ перекатывается без скольжения по основной окружности, то

$$\widetilde{LN}_y = \overline{K_y N_y} \quad (3.8)$$

$$r_b(\theta_y + \alpha_y) = r_b \operatorname{tg} \alpha_y$$

$$\theta_y = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y$$

$$\theta_y = \operatorname{inv} \alpha_y$$

θ_y – инволюта;

Уравнения (1) и (2) являются уравнениями эвольвенты в параметрической форме.

α_y – угол профиля эвольвенты для точки K_y , лежащей на произвольной окружности.

α – угол профиля эвольвенты для точки K , лежащей на делительной окружности радиуса r .

Угол профиля эвольвенты для точки K_b , лежащей на основной окружности, равен нулю: $\alpha_b=0$.

Свойства эвольвенты:

1. Форма эвольвенты зависит от радиуса основной окружности. При стремлении $r_b \rightarrow \infty$ эвольвента превращается в прямую линию (пример – рейка).

2. Производящая прямая $K_y N_y$ является нормалью к эвольвенте в данной точке.

3. Эвольвента начинается от основной окружности. Внутри основной окружности точек эвольвенты нет.

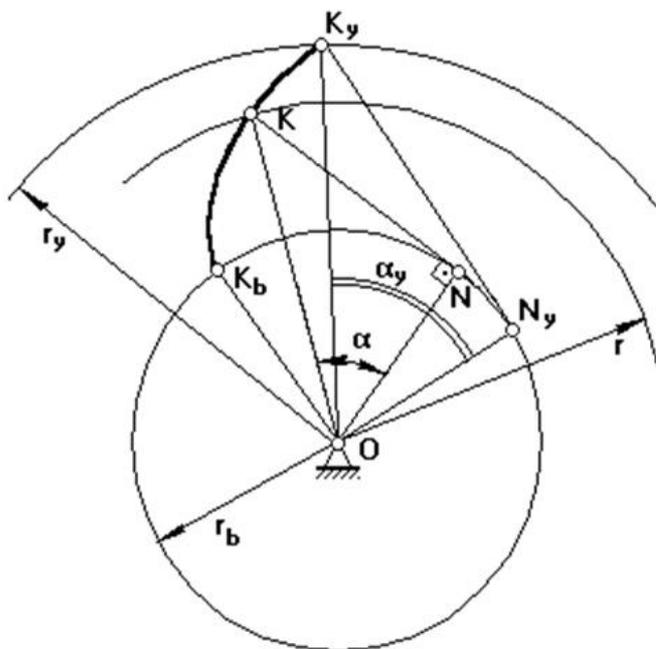


Рис. 3.1

3.1.3. Элементы эвольвентного зубчатого колеса

Делительной окружностью называется окружность стандартных шага p , модуля m и угла профиля α .

Шаг – расстояние между одноименными точками двух соседних профилей зубьев, измеренное по дуге соответствующей окружности.

Модулем называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.

Модуль m , [мм] – стандартная величина, определяется по справочникам исходя из трех рядов:

- 1 ряд – наиболее предпочтительный;
- 2 ряд – средней предпочтительности;
- 3 ряд – наименее предпочтительный.

Модуль характеризует высоту зуба. Чем больше зуб, тем более шумной становится зубчатая передача.

Угол профиля – угол между касательной к эвольвенте в данной точке и радиус-вектором данной точки (см. чертеж эвольвенты).

Угол профиля для точки, лежащей на делительной окружности, является величиной стандартной и равной 20° (хотя лучше 25°).

Основные расчетные зависимости для определения параметров эвольвентного зубчатого колеса.

Из (3.8) следует, что радиус делительной окружности

$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (3.9)$$

$$r_b = r \cdot \cos \alpha \quad (3.10)$$

Модуль по ГОСТу определяется

$$m = p / \pi \quad p = \pi m$$
$$2\pi r = p \cdot z \quad (3.11)$$

$$r = \frac{p \cdot z}{2\pi} = \frac{m \cdot z}{2}$$

$$2\pi r_y = p_y \cdot z \quad (3.12)$$

$$\frac{r}{r_y} = \frac{p}{p_y}$$

$$p_y = p \frac{r}{r_y} = p \frac{r_b \cdot \cos \alpha}{r_b \cdot \cos \alpha_y} = p \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_y}$$

$$p_y = p \frac{\cos 20}{\cos \alpha_y} \quad (3.13)$$

по основной окружности

$$\alpha_y = 0 \rightarrow p_b = p \cos 20^\circ \quad (3.14)$$

3.1.4. Эвольвентная зубчатая передача и ее свойства

Эвольвентную зубчатую передачу составляют, как минимум, из 2-х зубчатых колес, при этом в рассмотрение вводятся две начальные окружности радиусами r_{w1} и r_{w2} .

Меньшее зубчатое колесо в обычной понижающей зубчатой передаче называется **шестерня**.

Вместо производящей прямой здесь вводится в рассмотрение линия зацепления N_1N_2 , которая одновременно касается 2-х основных окружностей r_{b1} и r_{b2} .

Линия зацепления является геометрическим местом точек контакта сопряженных эвольвентных профилей.

В точке B_1 пара эвольвент, которые в данный момент времени контактируют в точке K , входят в зацепление. В точке B_2 эта же пара эвольвент из зацепления выходит.

На линии зацепления N_1N_2 все взаимодействующие эвольвенты при зацеплении касаются друг друга. Вне участка N_1N_2 эвольвенты пересекаются, и если такое случится, то произойдет заклинивание зубчатого колеса.

Угол $\angle N_1O_1P = \angle N_2J_2P = \alpha_w$ – угол зацепления.

Для передачи, составленной из нулевых зубчатых колес, $\alpha_w = 20^\circ$.

Для передачи, составленной из положительных з. к., $\alpha_w > 20^\circ$.

Для передачи, составленной из отрицательных з. к., $\alpha_w < 20^\circ$.

$c = c^* \cdot m$ – **радиальный зазор**, величина стандартная, необходим для нормального обеспечения смазки.

c^* – **коэффициент радиального зазора**, по ГОСТ $c^* = 0.25$ ($c^* = 0.35$).

Между делительными окружностями $y \cdot m$ – это **воспринимаемое смещение**.

y – **коэффициент воспринимаемого смещения**, он имеет знак, и в зависимости от знака различают:

1. $y = 0$ $y \cdot m = 0$ – **нулевая** зубчатая передача (рис. 3.2)

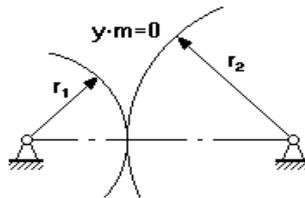


Рис. 3.2

2. $y > 0$ $y^*m > 0$ – **положительная** зубчатая передача (рис. 3.3);

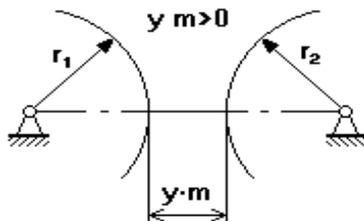


Рис. 3.3

3. $y < 0$ $y^*m < 0$ – **отрицательная** зубчатая передача (рис. 3.4);

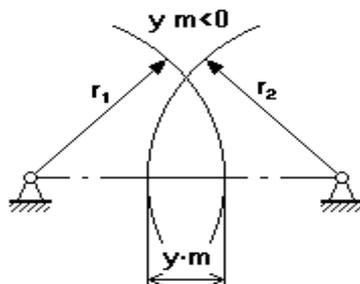


Рис. 3.4

Свойства эвольвентного зацепления.

1. Эвольвентное зацепление мало чувствительно к погрешностям изготовления, т.е. при отклонении межосевого расстояния от номинала передаточное отношение зубчатой передачи не изменится.
2. Линия зацепления N_1N_2 является общей нормалью к сопряженным эвольвентным профилям.
3. Контакт эвольвент осуществляется только на линии зацепления.

3.1.5. Основные расчетные зависимости для определения основных параметров эвольвентных зубчатых передач

1. Определение угла зацепления.

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{\Delta_1 + \Delta_2}{z_1 + z_2} \tag{3.15}$$

где Δ_1, Δ_2 – изменение толщины зуба;
 z_1, z_2 – число зубьев.

2. Определение межосевого расстояния зубчатых передач.

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha_w} + \frac{r_{b2}}{\cos \alpha_w} =$$

$$\frac{m \cdot z_1 \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w} + \frac{m \cdot z_2 \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w} = \frac{m \cdot z_\Sigma \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w}$$

$$z_\Sigma = z_1 + z_2$$

3. Определение коэффициента воспринимаемого смещения y .

$$a_w = r_1 + r_2 + y m$$

$$+ \frac{m \cdot z_\Sigma \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_w} = \frac{m \cdot z_1}{2} \frac{m \cdot z_2}{2} + y m \quad (3.16)$$

$$y = \frac{z_\Sigma}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) \quad (3.17)$$

3.1.6. Специальные передаточные (планетарные) механизмы

Планетарным называется механизм, имеющий в своем составе хотя бы одно звено с подвижной геометрической осью в пространстве.

Звено, имеющее подвижную геометрическую ось в пространстве, называется **сателлит**.

Звено, на которое устанавливают ось сателлитов, называется **водителю** (H).

Зубчатые колеса, имеющие неподвижную геометрическую ось в пространстве, называются **центральными**.

Центральное колесо, имеющее внешние зубья, называется **солнечным колесом**.

Центральное колесо, имеющее внутренние зубья, называется **коронной шестерней** (опорное колесо).

Достоинства планетарных передач:

1. Имеют малые габариты и вес из-за того, что поток мощности, подводимый к центральному колесу, распределяется по к сателлитам (к – количество сателлитов). Затем поток мощности собирается на выходном звене.

На одной планетарной передаче можно поставить до 24 сателлитов.

2. Очень высокий к.п.д., в среднем 0.99.

Недостатки:

Если число сателлитов неравно 3, то необходим специальный механизм, который бы выравнял нагрузку между сателлитами.

Этот механизм утяжеляет и удорожает конструкцию.

3.1.7. Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями планетарной передачи

На первое колесо подается крутящий момент, а со второго снимают (рис. 3.5).

Ось В неподвижна

Ось В подвижна

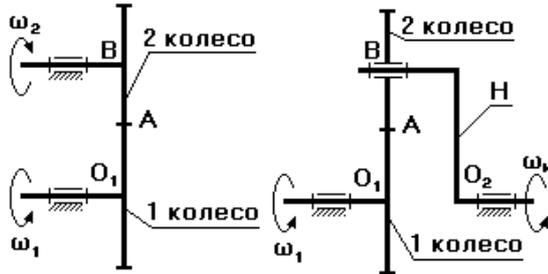


Рис. 3.5

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad (3.18)$$

$$u_{1-H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \quad (3.19)$$

Через число зубьев u_{1-H} записать нельзя, т.к. ось В подвижна.

Чтобы записать передаточное отношение через число зубьев, применим метод обращения движения: мысленно сообщим всем звеньям механизма, включая стойку, дополнительное движение с угловой скоростью $-\omega_H$. Получим обращенный планетарный механизм с неподвижными осями зубчатых колес.

В обращенном движении звеня этого механизма будут иметь следующие угловые скорости:

$$\begin{aligned} \omega_1^* &= \omega_1 - \omega_H \\ \omega_2^* &= \omega_2 + (-\omega_H) = \omega_2 - \omega_H \\ \omega_H^* &= \omega_H - \omega_H = 0 \\ u_{1-2}^{(H)} &= \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \end{aligned} \quad (3.20)$$

3.1.8. Определение передаточного отношения планетарных механизмов различных схем

Планетарный однорядный механизм (механизм Джеймса)

КПД в одном ряду – 0.99

$$u_{1-H}^{(3)} = 2.5 \div 8 \quad (3.21)$$

Передаточное отношение можно определить:

- графическим способом по чертежу;
- аналитическим способом.

Графический способ определения передаточного отношения.

Выберем на водиле Н точку F, которая расположена на том же расстоянии от оси O_2 , что и точка А (рис. 3.6).

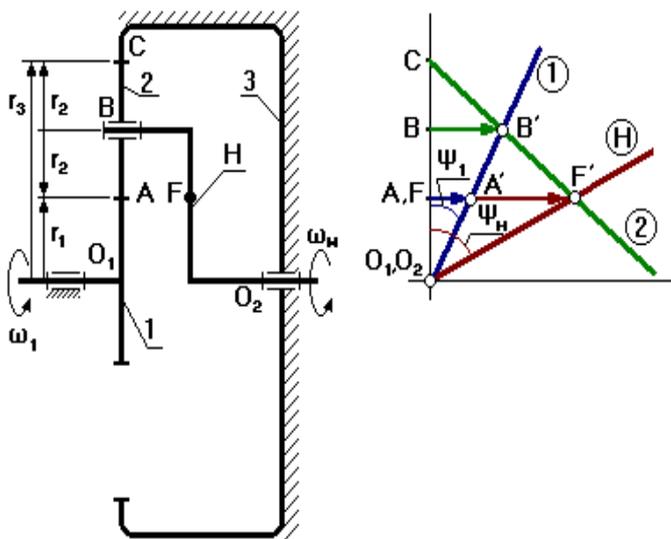


Рис. 3.6

Оси O_1 и O_2 расположены на одном уровне.

Для данной схемы входное звено – звено 1 (солнечное колесо), выходным является водило Н.

Зададимся отрезком AA' , который изображает линейную скорость колеса 1 в точке А. Т.к. колесо 1 вращается вокруг O_1 , то закон распределения линейной скорости по первому звену изображается прямой линией O_1A' . Сателлит 2 в т.А имеет такую же линейную скорость, что и колесо 1. В т.С сателлит 2 имеет МЦС в абсолютном движении, т.к.

идет контакт с неподвижным колесом 3. Закон распределения линейной скорости по второму колесу изображается прямой линией CA' .

$$u_{1-H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \quad (3.22)$$

В т. В сателлит имеет линейную скорость, которая изображается отрезком BB' , однако т. В является также и осью водила Н, которое вращается вокруг O_2 .

Следовательно, закон распределения линейной скорости по водилу изобразится прямой линией O_2B' . Для точки F водила линейная скорость изображается отрезком FF' .

От вертикали до линии распределения скоростей по водилу измеряем угол ψ_H , а от вертикали до линии распределения скоростей по колесу 1 измеряем угол ψ_1 . Т.к. углы ψ_1 и ψ_H отложены от вертикали в одном направлении, то это показывает, что входное звено 1 и выходное звено вращаются в одном направлении.

$$\omega_1 = \frac{v_A}{O_1A} \quad \omega_2 = \frac{v_F}{O_2F}$$

$$u_{1-H}^{(3)} = \frac{v_A/O_1P}{v_F/O_2F} = \frac{AA'/O_1P}{FF'/O_2F} = \frac{tg \psi_1}{tg \psi_H} = \frac{AA'}{FF'} \quad (3.23)$$

Аналитический способ определения передаточного отношения.

Применим метод обращения движения, обратив планетарный механизм в непланетарный.

$$u_{1-3}^{(H)} = u_{1-2}^{(H)} \cdot u_{2-3}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} \cdot \frac{\omega_2^*}{\omega_3^*} = \frac{\omega_1^*}{\omega_3^*} \quad (3.24)$$

$$\omega_1^* = \omega_1 - \omega_H$$

$$\omega_3^* = \omega_3 - \omega_H = -\omega_H$$

$$u_{1-3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-H}^{(3)} \quad (3.25)$$

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 - u_{1-3}^{(H)} \quad (3.26)$$

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 - \left[\left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(\frac{z_3}{z_2} \right) \right] = 1 \oplus \frac{z_3}{z_1} \quad (3.27)$$

3.2. Практическая часть

Представленные в лабораторной работе многозвенные зубчатые механизмы подразделяются на два основных вида: с неподвижными геометрическими осями всех колес и механизмы, в состав которых входят колеса с подвижной геометрической осью.

1) Зубчатые механизмы с неподвижными осями всех колес

Структурная схема механизмов составляется в соответствии с ГОСТом и с указанием всех кинематических пар.

Степень подвижности такой кинематической цепи будет $W=1$.

Основной кинематической характеристикой зубчатой передачи является передаточное отношение

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (3.28)$$

Отношение условных скоростей ω_1 ω_2 колес при передаче движения от колеса 1 к колесу 2.

Передаточное отношение может быть как положительной, так и отрицательной величиной.

При внешнем зацеплении колеса вращаются в разные стороны – условно ставят знак минус (рис. 3.7, а), при внутреннем зацеплении и вращении в одну и другую стороны ставят знак плюс (рис. 3.7, б).

Для пространственных передач знак U_{12} передаточного отношения не ставится, т.к. угловые скорости их не представлены параллельными векторами.

В многоступенчатых зубчатых передачах передача угловой скорости осуществляется через промежуточные звенья, которые тоже вращаются относительно оси.

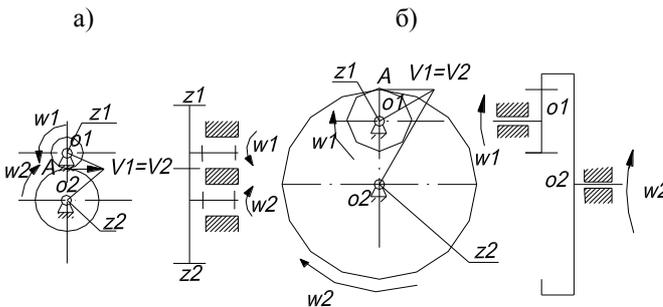


Рис. 3.7. Схема одноступенчатой цилиндрической зубчатой передачи:
а – внешнего; б – внутреннего зацепления

2) Планетарные механизмы

Зубчатые механизмы, в состав которых входят колеса с подвижной геометрической осью, называются планетарными. Схемы двух типов этих механизмов приведены на рис. 3.8.

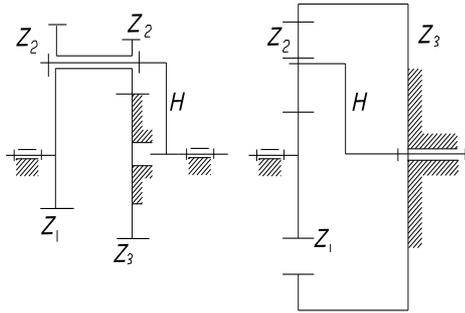


Рис. 3.8. Планетарные механизмы

В состав механизмов входят центральные колеса Z_1 и Z_2 , вращающиеся вокруг неподвижной оси O_1 ; сателлиты – колеса Z_2 и Z_2' , ось которых вращается на рычаге H ; водило – H , которое служит для поддержания подвижной оси.

Степень подвижности планетарных механизмов определяется с помощью метода обращения движения.

Всем звеньям сообщается угловая скорость, равная по величине и противоположная по направлению угловой скорости водила – W_H .

Тогда механизм из планетарного обращается в зубчатый с неподвижными осями колес (обращенный механизм) (рис. 3.9).

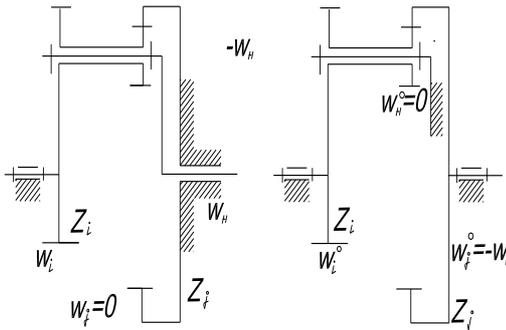


Рис. 3.9. Пример получения обращенного механизма из планетарной схемы

$$\begin{aligned} \omega_i - \text{колесо } i \quad \omega_i - \omega_H &= \omega_i^0 \\ \omega_j - \text{колесо } j \quad \omega_j - \omega_H &= \omega_j^0 \\ \omega_n - \text{водило } H \quad \omega_n - \omega_n &= \omega_n^0 = 0 \end{aligned}$$

Передаточное отношение от любого планетарного колеса i к водилу H при неподвижном опорном колесе j равно

$$U_{in} = 1 - U_{ij}, \quad (3.29)$$

где U_{ij} – передаточное отношение от этого колеса к опорному в обращенном механизме при неподвижном водиле.

Например, для схем на рис. 3.9

$$U_{1n} = 1 - U_{13}''', \quad (3.30)$$

где $U_{13}''' = U_{12}'' + U_{23}''$.

При передаче движения от водила H к центральному колесу i при неподвижном j

$$U_{ni} = 1/U_{in} = \frac{1}{1 - U_{ij}} (M), \quad (3.31)$$

передаточное отношение определяется как обратная величина.

Общее передаточное отношение многоступенчатой передачи равно произведению частных передаточных отношений отдельных ступеней, образующих данную схему

$$i_m = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n}. \quad (3.32)$$

Если колеса Z_m и Z_n находятся на одной оси и являются одним звеном, то $i_{mn} = 1$.

Общее передаточное отношение для зубчатого механизма при n колесах и k внешних зацеплений будет

$$U_{1n} = \omega_1 / \omega_n = (-1)^k \cdot i_{12} \cdot i_{34} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n}. \quad (3.33)$$

После подстановки чисел зубьев

$$U_{1n} = (-1)^k \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot \dots \cdot z_n}{z_1 \cdot z_3 \cdot \dots \cdot z_{(n-1)}}. \quad (3.34)$$

Знак у общего числа U_{1n} показывает направление вращения ведущего (z_1) и ведомого (z_n) колес.

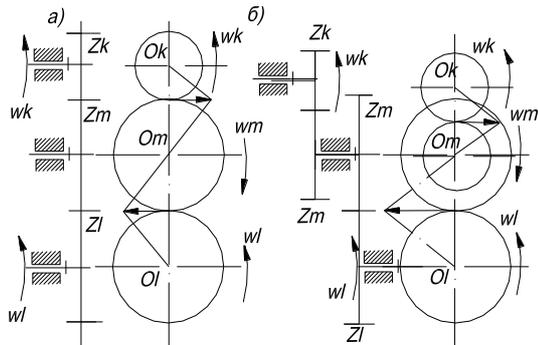


Рис. 3.10 – Многоступенчатые зубчатые передачи:
 а) с одним колесом на промежуточном валу;
 б) с двумя колесами на промежуточном валу

Для схем с ходовым последовательным соединением

$$U_{in} = (-1)^k \cdot \frac{z_n}{z_1} \cdot \quad (3.35)$$

Если зубчатый механизм состоит из разного типа передач, то знак определяется по правилу стрелок: при внешнем зацеплении стрелки, показывающие направление скорости в точке контакта, направлены в разные стороны.

3.2.1. Порядок выполнения работы

- 1) Ознакомиться с конструкцией механизма, составить его кинематическую схему, подсчитать число зубьев на зубчатых колёсах.
- 2) Подсчитать число подвижных звеньев, кинематических пар, по формуле Чебышева определить число степеней свободы (W).
- 3) Расчленив механизм на ступени, установить расчетные формулы для определения передаточных отношений для каждой ступени и общее передаточное отношение механизма для различных случаев закрепления звеньев.
- 4) Подсчитать передаточное число от водила к сателлиту и от центрального колеса к сателлиту для планетарной ступени.
- 5) Оформить протокол по прилагаемой форме.

3.2.2. Протокол отчета

- 1) Кинематическая схема редуктора.

Таблица 3.1

№ колес	Число звеньев

- 2) Число степеней свободы редуктора.
- 3) Передаточные отношения ступеней редуктора.

Таблица 3.2

Номер ступеней	Обозначение передаточного отношения ступеней	Формула и расчет

- 4) Общее передаточное отношение редуктора.
- 5) Передаточное отношение от водила к сателлиту.
- 6) Передаточное отношение от центрального колеса к сателлиту.

Список литературы

1. Гавриленко, А.В. Теория механизмов / А.В. Гавриленко. – М.: Высш. шк., 2001.
2. Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 2000.
3. Юцин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юцин, Л.В. Петрокас. – М.: Высш. шк., 2002.

Лабораторная работа 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: практическое знакомство с методами анализа закона движения выходного звена кулачкового механизма; определение графиков скорости и ускорения.

4.1. Теоретическая часть

4.1.1. Кулачковые механизмы

Кулачковым называется механизм, который содержит два основных звена: кулачок и толкатель, образующих высшую кинематическую пару (рис. 4.1).

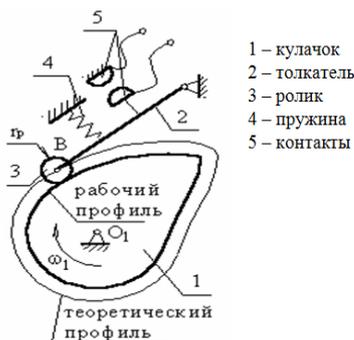


Рис. 4.1

Достоинства кулачковых механизмов:

- возможность воспроизведения практически любого закона движения выходного звена;
- малое количество деталей (кулачок и толкатель), что позволяет просто изготавливать и обслуживать.

Недостаток:

- наличие высшей кинематической пары, в которой могут возникать повышенные удельные давления, что может привести к разрушению поверхности кулачка.

Поверхность кулачка, с которой взаимодействует толкатель, – рабочий профиль кулачка (действительный).

Поверхность, проходящая через точку В и отстоящая от действительного профиля на расстоянии радиуса ролика, – теоретический профиль.

4.1.2. Основные схемы кулачковых механизмов

1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся центральным толкателем (ось толкателя проходит через ось вращения кулачка).

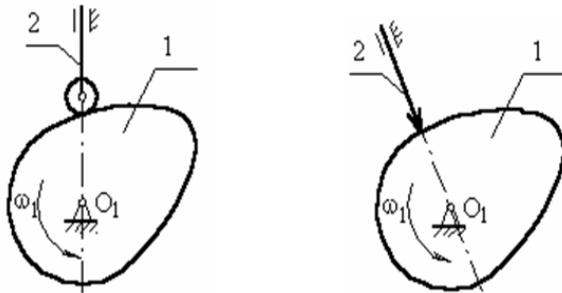


Рис. 4.2

2. Кулачковый механизм с поступательно движущимся внеосным толкателем (рис. 4.3).

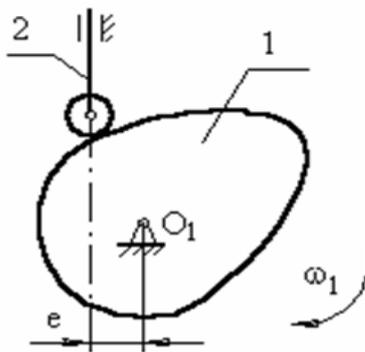


Рис. 4.3. e – эксцентриситет внеосность левая, т.к. ось толкателя проходит справа оси вращения кулачка

3. Кулачковый механизм с вращательно движущимся толкателем (рис. 4.4).

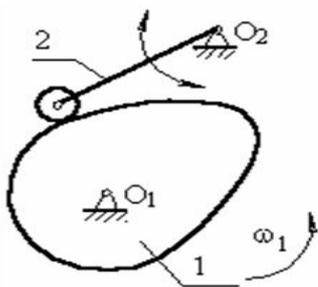


Рис. 4.4. Звено 2 (толкатель) совершает возвратно-вращающееся движение с центром вращения в точке O_2

4.1.3. Основные параметры кулачковых механизмов

В процессе работы толкатель совершает в соответствии с рисунком 3 движения:

- 1) поступательно вверх – в этом случае толкатель взаимодействует с участком $O1$;
- 2) стоит на месте (выстой);
- 3) толкатель опускается (сближение).

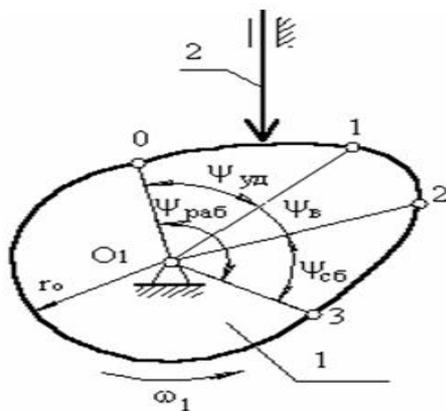


Рис. 4.5

В первой фазе подъему толкателя (фаза удаления) на профиле кулачка соответствует угол $\psi_{удал}$;

в фазе выстоя – $\psi_{выс}$;

в фазе сближения – $\psi_{сб} \cdot \psi_{удал} + \psi_{выс} + \psi_{сб} = \psi_{раб}$ – рабочий угол профиля кулачка.

Угол профиля кулачка можно показать только на кулачке.

Угол поворота кулачка, соответствующий вышеуказанным фазам перемещения толкателя, определяют, используя метод обращения движения, в соответствии с которым всей системе, включая стойку, мысленно сообщают движение с угловой скоростью (ω_1).

Тогда в обращенном движении кулачек становится неподвижным

$$\omega^*_1 = \omega_1 + (-\omega_1) = 0. \quad (4.1)$$

Ось толкателя вместе со стойкой будет перемещаться в направлении ($-\omega_1$). И угол поворота кулачка, соответствующий той или иной фазе движения, определяется по углу поворота оси толкателя в обращенном движении на соответствующем участке. Ось толкателя в обращенном движении в любом положении будет касаться окружности радиуса r_c .

Поворот кулачка на участке:

$$01 - \varphi_{01} \quad 12 - \varphi_{12} \quad 23 - \varphi_{23},$$

рабочий угол поворота кулачка $\varphi_{\text{раб}}$:

$$\varphi_{\text{раб}} = \varphi_{01} + \varphi_{12} + \varphi_{23}.$$

(уб) (выс) (сб)

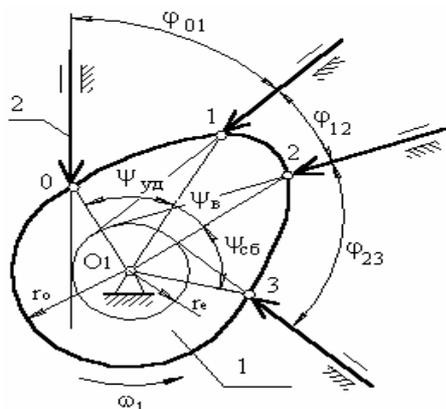


Рис. 4.6

4.1.4. Угол давления

Угол давления – угол между вектором линейной скорости выходного звена (толкателя) и реакцией, действующей с ведущего звена (кулачка) на выходное звено. Эта реакция без учета сил трения направлена по общей нормали к взаимодействующим поверхностям.

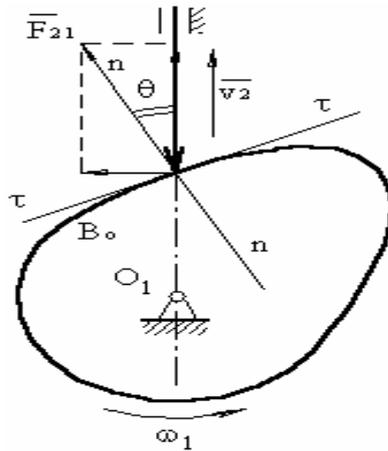


Рис. 4.7

Угол давления определяется экспериментально. Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем допустимый угол давления равен: $[\theta] = 25^\circ \div 35^\circ$.

Для кулачкового механизма с качающимся толкателем допустимый угол давления равен: $[\theta] = 35^\circ \div 40^\circ$.

При достижении углов больше допустимого возможен перекося оси толкателя в направляющей.

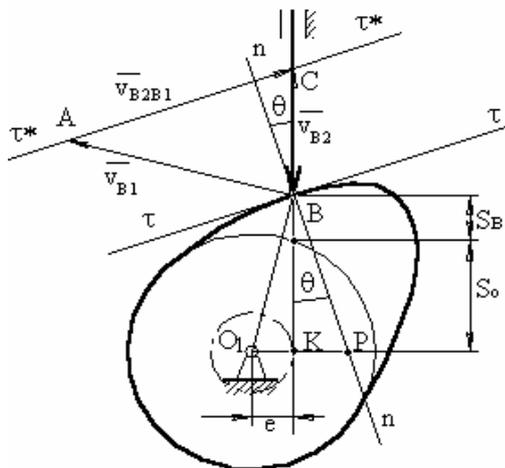


Рис. 4.8

Из рисунка 4.9 следует, что перемещение точки В толкателя, найдя максимальный отрезок кинематического отношения, можно определить положение центра вращения кулачка, отложив внешним образом от точки D допустимый угол давления.

4.1.6. Синтез (проектирование) кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя

Под синтезом кулачкового механизма будем понимать построение профиля кулачка, в каждой точке которого угол давления не превышал бы допустимого, а размеры самого профиля были бы минимальны.

Данная задача решается в 3 этапа:

1. Строится график заданного закона движения (как правило, либо график ускорения точки В толкателя как функция угла положения – $a_B = f(\varphi_1)$, либо график линейной скорости точки В – $v_B = f(\varphi_1)$).
2. Требуется построить график перемещения точки В как функцию от угла поворота кулачка $s_B = f(\varphi_1)$.
3. Определение минимального размера кулачковой шайбы при условии, что угол давления в любой точке профиля не превышает допустимого.
4. Построение профиля кулачка.

4.1.7. Построение закона движения оси толкателя

Дано:

вид графика $a_B = f(\varphi_1)$, $\frac{a_1}{a_2} = \nu$

максимальный ход толкателя h_T

Надо построить:

графики $a_B = f(\varphi_1)$

$v_B = f(\varphi_1)$

$s_B = f(\varphi_1)$

b – база графика (сколько отводиться на график по оси φ_1).

Порядок построения:

1. Произвольно выбирается база графика.
2. Считаем масштаб по оси φ_1 :

$$\mu_\varphi = \frac{b}{\varphi}, \text{ мм/град}$$

3. Если задан симметричный вид графика, то:

$$\varphi_{уд} = \varphi_{сб} \rightarrow b_{уд} = b_{сб}$$

В общем случае закон движения может быть несимметричным.

4. Зададимся произвольным образом $a_1 = 40 \div 50$ мм. Тогда

$$a_2 = a_1/v$$

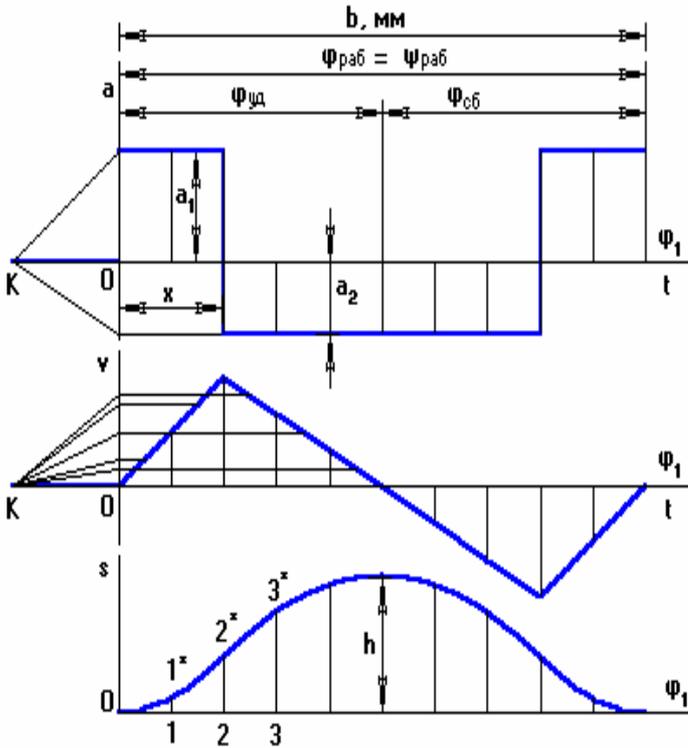


Рис. 4.10

Расстояние x находят из условия равенства площадей под и над осью φ_1 .

$$a_1 \cdot x = a_2 \cdot (b_{\varphi_{\text{уд}}} - x)$$

$$a_1 \cdot x = a_2 \cdot b_{\varphi_{\text{уд}}} - a_2 \cdot x$$

$$x = \frac{a_2 \cdot b_{\varphi_{\text{уд}}}}{a_1 + a_2}$$

Физический смысл площади под кривой ускорения на площадке x – скорость толкателя на данном участке.

Физический смысл площади под кривой скорости на участке $\varphi_{\text{уд}}$ – максимальное удаление (перемещение t . В толкателя).

Если площади не будут равновеликими, то толкатель, поднявшись на одну величину, опустится на другую.

Построив график ускорения, строим график скорости методом графического интегрирования, выбрав отрезок интегрирования OK_1 . Интегрируя график скорости (с отрезком интегрирования OK_2 , обычно $OK_1=OK_2$), получаем график перемещения т.В толкателя.

Полученную ломаную линию заменяют плавной кривой.

Расчет масштаба:

$(y_{Sb})_{max}$ на графике перемещений получается автоматически, и его величина зависит от отрезка OK_2 . Тогда, зная ход толкателя, масштаб перемещения будет:

$$\mu = \frac{y_{Sb \max}}{h_T}, \frac{мм}{м}.$$

Затем в первом приближении принимаем, что кулачок вращается равномерно, тогда угол поворота кулачка пропорционален времени поворота, и оси φ и t совпадают, но каждая ось имеет свой масштаб.

$$\mu_t = \frac{b \cdot b \cdot n}{\varphi_{\text{раб}}} \frac{мм}{с},$$

где b – в [мм]; частота вращения кулачка n – [об/мин]; $\varphi_{\text{раб}}$ – [град].

Масштаб скорости:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t} \cdot OK_2 \frac{мм}{с^{-1}}.$$

Масштаб ускорения:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t} \cdot OK_1 \frac{мм}{с^{-2}}.$$

При выполнении лабораторной работы учитывается, что отличительное свойство высшей кулачковой пары заключается в её способности преобразовывать скорость толкателя как по величине, так и по направлению без каких-либо промежуточных звеньев.

Преимущество в возможности воспроизводить движение выходного звена по любому закону, например с длительными остановками при непрерывном движении ведущего звена.

По характеру движения лабораторные механизмы подразделяются на пространственные и плоские.

Прямолинейно движущееся выходное звено называется толкателем (звено 2 рис. 4.11, а), а вращающееся (качающееся) – коромыслом (звено 2 рис. 4.11, б).

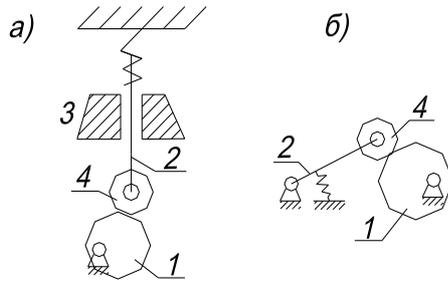


Рис. 4.11. Кулачковые механизмы: а) выходное звено – толкатель;
б) вращающееся звено – коромысло

На практике наибольшее применение получили относительно простые законы движения толкателя, показанные на рис. 4.12:

- а – закон постоянства скорости;
- б – закон постоянства ускорения;
- в – косинусоидальное ускорение;
- г – синусоидальное ускорение.

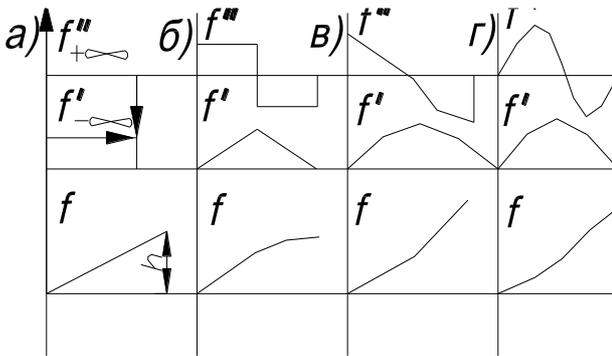


Рис. 4.12. Примеры законов движения толкателя

При анализе закона движения выходного звена кулачкового механизма удобно использовать графики передаточных функций:

- графиком аналога скорости $dS/d\varphi$ или $d\varphi_x/d\varphi$;
- графиком аналога ускорений $d^2S/d\varphi^2$ или $d^2\varphi_x/d\varphi^2$.

Кинематические передаточные функции не зависят от времени. Они определяются только кинематической схемой механизма.

Аналогом скорости точки является первая производная радиуса вектора точки по обобщенной координате

$$S'_i = \frac{dS_i}{d\varphi_1}. \quad (4.5)$$

Аналогом скорости является величина $V_i = \frac{dS_i}{dt}$, полученная из соотношения

$$V_i = \frac{dS_i}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{dS_i}{d\varphi_1} \cdot \omega_1, \quad (4.6)$$

где ω – угловая скорость кулачка.

Аналогом ускорения точки называется вторая производная вектора точки по обобщенной координате механизма

$$S''_i = \frac{d^2 S_i}{d\varphi^2}. \quad (4.7)$$

Связь аналога ускорения с ускорением $a_i = \frac{d^2 S_i}{dt^2}$ определяем как

$$a_i = S''_i \cdot \omega_1^2 + S'_i \cdot E_1, \quad (4.8)$$

где E_1 – ускорение кулачка, если $E_1 = 0$, то

$$a_i = \frac{d^2 S}{d\varphi_1^2} \cdot \omega_1^2. \quad (4.9)$$

4.2. Практическая часть

4.2.1. Порядок выполнения работы

Установка состоит из стойки, на которой крепится кулачок.

1. Отсчет угла поворота осуществляется с помощью лимба, закреплённого на оси.

2. Перемещение толкателя фиксируйте с помощью стрелки по шкале, закреплённой на стойке.

3. Поворачивая кулачок на определенный угол (через 30 град.), зафиксируйте показания шкалы толкателя.

4. Вычитая начальное показание шкалы из каждого последующего, получите перемещение толкателя.

5. Данные занесите в табл. 4.1 за полный оборот кулачка на 360 градусов.

Таблица 4.1

Показатели	I	2	3...
Угол поворота кулачка, град.	0	30	60
Показание шкалы толкателя, мм			
Перемещение толкателя, мм			

6. Выбрав масштаб $\mu_S (\frac{M}{мм})$ и $\mu_\varphi (\frac{град}{мм})$, построить диаграмму перемещений толкателя по углу поворота кулачка $S = f(\varphi)$ (рис. 4.13, а).

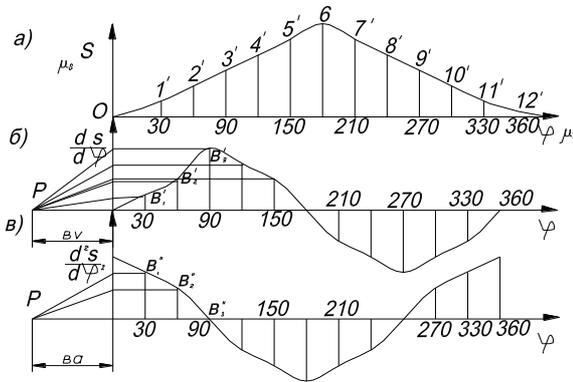


Рис. 4.13. Кинематические диаграммы

7. Путем графического дифференцирования постройте диаграмму кинематических передаточных функций $dS/d\varphi$ и $d^2S/d\varphi^2$.

Для построения диаграммы $dS/d\varphi_1$ – аналога скорости (рис. 4.13,а) проведите касательные к каждой точке диаграммы, соответствующие измеряемым углам поворота кулачка. Затем, выбрав произвольный отрезок b_v , проведите из конца этого отрезка до пересечения с осью ординат линии, параллельные касательным.

Полученные таким образом точки перенести на соответствующие ординаты. Плавная кривая, соединяющая эти точки, и будет диаграмма $dS/d\varphi_1$ (рис. 4.13, б).

Дифференцируя аналогичным способом кривую $dS/d\varphi_1$, легко получить $d^2S/d\varphi^2$ – диаграмму аналога ускорений (рис. 4.13, в).

8. По диаграмме аналогов скорости и ускорения определить значения скорости и ускорений толкателя

$$\mu_S = \frac{S_{\max}}{y_S(\max)} \left(\frac{M}{\text{мм}} \right);$$

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{l} \left(\frac{\text{рад.}}{\text{мм}} \right);$$

$$\mu_V = \frac{\mu_S}{\mu_\varphi \cdot b\nu} \cdot \omega_1 \left(\frac{M/c}{\text{мм}} \right); \mu_a = \frac{\mu_V}{\mu_\varphi ba} \cdot \omega_1^2 \left(\frac{M/c^2}{\text{мм}} \right).$$

При данных масштабах графики аналогов скорости и ускорений совпадают с графиками скорости и ускорения.

4.2.2. Протокол отчета

1. Цель работы.
2. Схема кулачкового механизма.
3. Таблица углов поворота кулачка и показаний шкалы толкателя.
4. Построение диаграммы $S = f(\varphi)$.
5. Построение диаграммы $dS/d\varphi_1, d^2S/d\varphi_1^2$ методом графического дифференцирования.
6. Расчет масштабов.

Контрольные вопросы

1. Классификация кулачковых механизмов.
2. Понятие аналогов скорости и ускорений.
3. Что такое «мягкий» и «жесткий» удар в кулачковых механизмах?
4. Обоснование выбора масштабов.
5. Основные геометрические размеры кулачкового механизма.
6. Постройте угол давления для данной кинематической схемы. В чем состоит явление заклинивания?

Список литературы

- Гавриленко, А.В. Теория механизмов / А.В. Гавриленко. – М.: Высш. шк., 2001.
- Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М.: Высш. шк., 2000.
- Юцин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юцин, Л.В. Петрокас. – М.: Высш. шк., 2002.

Лабораторная работа 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: экспериментальное определение к.п.д. винтовых пар с различными параметрами резьбы для различных материалов и осевых нагрузок.

5.1. Теоретическая часть

Винтовая передача служит для преобразования вращательного в поступательное движение, применяется в домкратах, подъемниках, винтовых прессах, натяжных устройствах и ходовых винтах.

К **достоинствам** передачи относятся возможность получения значительных передаточных отношений, малые габариты и бесшумная работа.

Недостатком является сравнительно низкий к.п.д. в связи с большими потерями на трение в резьбе.

Резьбы силовых винтовых передач стандартизированы в мировом масштабе, то есть резьбы национальных стандартов соответствующих типов взаимозаменяемы.

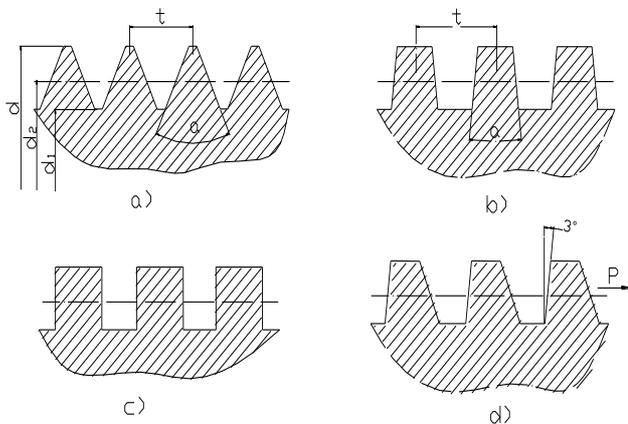


Рис. 5.1

По профилю резьбы разделяются на следующие типы:

а) остроугольная (треугольная). Метрическая резьба имеет угол $\alpha = 60^\circ$, дюймовая – $\alpha = 55^\circ$;

- б) прямоугольная;
- в) трапецидальная;
- г) упорная (пилообразная).

Резьбы типа (б), (в), (г) называются силовыми и применяются для тех винтовых соединений, в которых желательно иметь меньшие потери на трение (например в домкратах, натяжных устройствах, подъемниках, винтовых прессах, ходовых винтах).

Прямоугольная резьба, вследствие технологических трудностей ее изготовления, применяется крайне редко и обычно заменяется резьбами типа (в) и (г). Резьба (г), как показано на рис. 5.1, применяется только при одностороннем действии основных нагрузок; при обратном приложении нагрузки потери на трение возрастают. В некоторых случаях применяется также резьба круглого профиля (там, где имеется опасность повреждения острых кромок, например, в пожарном оборудовании, в цоколях электрических ламп).

На рисунке 5.2 показаны в сравнении профили силовой (б) и крепежной (а) резьб. При равной в обоих случаях осевой нагрузке p крепежная резьба имеет большую силу трения в витках. Сила трения в силовой резьбе:

$$F_6 = Pf. \tag{5.1}$$

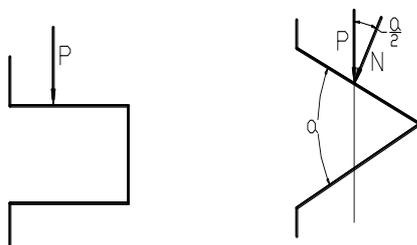


Рис. 5.2

Сила трения в резьбе определяется по формуле

$$F_a = Nf = \frac{Pf}{\cos \alpha/2}. \tag{5.2}$$

По шагу резьбы разделяются на основные и мелкие. Мелкие резьбы для тех же диаметров имеют меньший шаг того же профиля, что и в основной резьбе. Применение мелких резьб меньше ослабляет сечение деталей и благодаря меньшему углу спирали нарезки лучше предохраняет соединение от самоотвинчивания.

Для диаметров свыше 20 мм уже обычно применяются мелкие резьбы.

Пример обозначения резьбы:

М 16 х 2 – основная; М 16 х 1,5 – мелкая.

Здесь: М – метрическая; 16 – номинальный (наружной) диаметр резьбы в мм; 2 и 1,5 – шаг резьбы в мм.

По числу заходов резьбы подразделяются на однозаходные и многозаходные.

Однозаходные (рис. 5.3а) применяются для крепежных деталей.

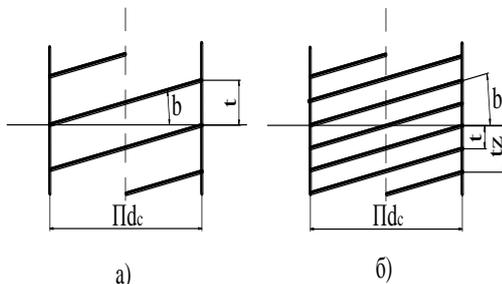


Рис. 5.3

Многозаходные (рис.5.3 б) – обычно для силовых соединений. Угол наклона спирали нарезки β определяется из формул:

$$\text{для однозаходных резьб} - \operatorname{tg}\beta = \frac{t}{\pi d_c};$$

$$\text{для многозаходных резьб} - \operatorname{tg}\beta = \frac{tZ}{\pi d_c},$$

где Z – число заходов, t – шаг, d_c – средний диаметр.

Диаметр винта определяется в зависимости от прочности резьбы гайки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{\pi d_c \frac{tH}{2t}} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (5.3)$$

Обозначив относительную высоту гайки $\psi = \frac{H}{d_c}$, получаем

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2P}{\pi \psi d_c^2}; \quad (5.4)$$

$$d_c = \sqrt{\frac{2P}{\pi\psi[\sigma]_{cm}}}; \quad (5.5)$$

$$\psi = 1,5 - 2,5,$$

где P – осевая сила; $M_k = Ql$ – крутящий момент на оси винта; d , d_c , d_1 – наружный, средний и внутренний диаметры винта; H – высота гайки; t – шаг нарезки, $t = d - d_1$; $[\sigma]_{cm}$ – допускаемое напряжение смятия в резьбе гайки (по таблицам).

Полученное значение округляется до ближайшего большего по таблицам резьб по ГОСТ.

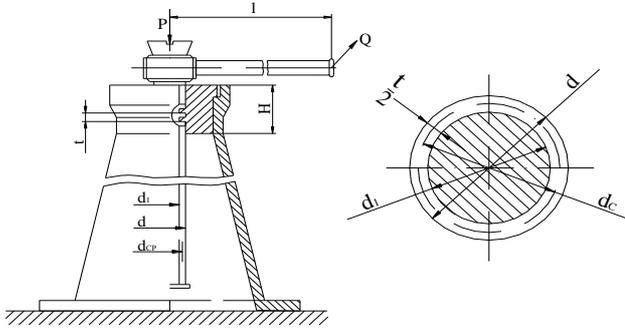


Рис. 5.4

Затем производится проверка винта на совместное сжатие и кручение по III теории прочности:

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{cm}^2 + 4\tau_k^2} \quad (5.6)$$

$$\sigma_{изг} = \frac{P}{\frac{\pi d_1^2}{4}}; \quad (5.7)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{0,2d_1^3}. \quad (5.8)$$

Длинные винты, имеющие гибкость $\lambda > 70$, проверяются на продольный изгиб по формуле:

$$\sigma_{сок} = \frac{P}{F_1} \leq \varphi [\sigma]_{сок} \quad (5.9)$$

где φ – табличный коэффициент уменьшения допускаемого напряжения, зависящий от гибкости стержня; F_1 – площадь сечения винта по внутреннему диаметру

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (5.10)$$

где μl – приведенная длина стержня винта;

μ – коэффициент заделки концов стержня; для домкратов и подъемников $\mu = 2$; для ходовых винтов $\mu = 1$;

i – радиус инерции сечения винта по внутреннему диаметру резьбы;

J – момент инерции минимального сечения:

$$i = \sqrt{\frac{J_1}{F_1}} \quad (5.11)$$

Для круглого сечения

$$J_1 = \frac{\pi d_1^4}{64}; \quad (5.12)$$

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad (5.13)$$

$$i = \frac{d_1}{4}. \quad (5.14)$$

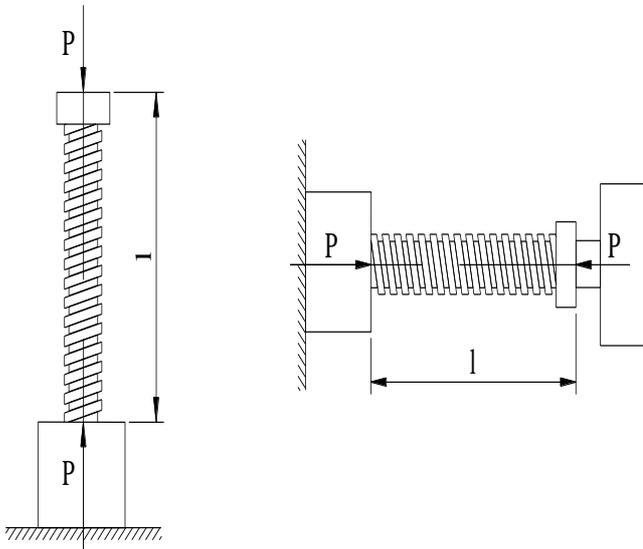


Рис. 5.5

5.2. Практическая часть

5.2.1. Технические данные лабораторной установки

- 1.1. На установке определяются к.п.д. для сменных винтовых пар:
 - а) резьба М42х4.5;
 - б) резьба прямоугольная однозаходная Прям. 42х4.5;
 - в) резьба прямоугольная трехзаходная Прям. 42х(3х8).
- 1.2. Материал всех винтов – сталь 45. Материал сменных гаек-вкладышей – сталь 20 и бронза 0ЦС5-5-5.
- 1.3. Вращение винтов от электропривода реверсивное, полуавтоматическое, 60 об./мин.
- 1.4. Рабочий ход гайки вдоль винта L 300 мм.
- 1.5. Осевая нагрузка – 30, 50, 80, 100 Н.
- 1.6. Максимальный момент на выходном валу редуктора (верхний шпиндель) – 1 Нм.
- 1.7. Потребляемая мощность электродвигателя – 5 Вт.

5.2.2. Методика расчета коэффициента полезного действия

В зависимости от назначения и конструкции винтовой пары осевая нагрузка может быть приложена к винту или гайке.

Вращая гайку ключом, можно заставить ее, например, подниматься вверх по оси винта.

Эта сила, приложенная на конце ключа, является движущей и расходуется на полезную работу подъема груза и на работу преодоления сопротивления трения в резьбе.

Развернем виток прямоугольной резьбы винта по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменим ползуном (рис. 5.6). Подъему ползуна по наклонной плоскости соответствует навинчивание гайки на винт.

Разложим силу F на две составляющие: осевую силу F_a , действующую на винтовую пару, и окружную силу F_t , вращающую гайку при ее навинчивании (в других случаях вращают винт при его ввинчивании).

Из чертежа разложения сил следует, что

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (5.15)$$

где ψ – угол подъема резьбы;

φ – угол трения.

Очевидно, что крутящий момент T в резьбе, создаваемый силой при навинчивании гайки или ввинчивании винта, равен:

$$T = 0.5d_2 \cdot F_t \quad (5.16)$$

или

$$T = 0.5d_2 \cdot F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi).$$

При подъеме ползуна по наклонной плоскости движущей силой на высоту P_h работа движущих сил равна

$$W_{\text{д.с.}} = F_t \pi d_2 = 2\pi T, \quad (5.17)$$

а работа сил полезных сопротивлений

$$W_{\text{п.с.}} = F_a Ph = F_a \pi d_2 \operatorname{tg} \psi, \quad (5.18)$$

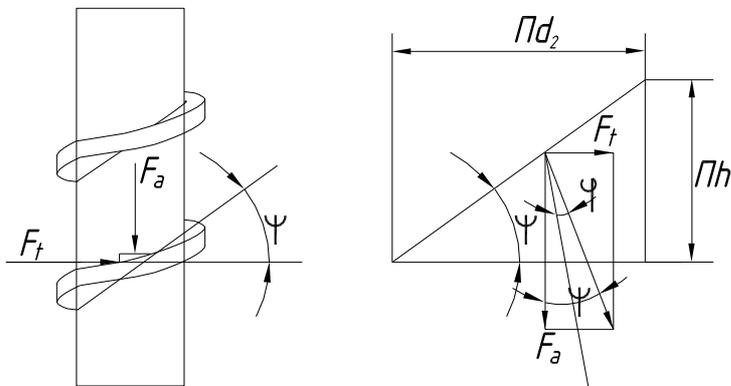


Рис. 5.6. Схема сил, действующих в винтовой паре

Коэффициент полезного действия η винтовой пары с прямоугольной резьбой

$$\eta = \frac{W_{\text{п.с.}}}{W_{\text{д.с.}}} = \frac{F_a \cdot \pi d_2 \operatorname{tg} \psi}{F_t \cdot \pi d_2} = \frac{F_a \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_a \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)},$$

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (5.19)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{Ph}{\pi d_2}, \quad (5.20)$$

где Ph – ход резьбы;

d_2 – средний диаметр резьбы;

$d_2 = 0.5(d + d_1)$;

d – наружный диаметр;

d_1 – внутренний диаметр.

$$Ph = P \cdot n, \quad (5.21)$$

где P – шаг резьбы;
 n – число заходов резьбы.

$$\varphi = \arctg f, \quad (5.22)$$

где f – коэффициент трения.

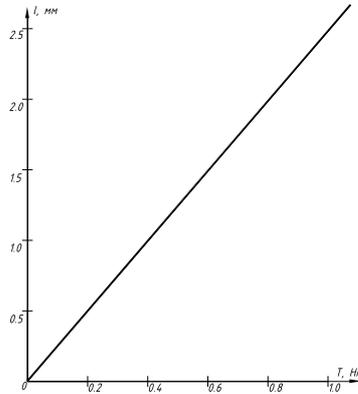


Рис. 5.7. Тарировочный график крутящего момента

Таблица 5.1

Материалы пар трения и коэффициенты трения

Материал пары	Сталь-сталь	Сталь-бронза
Коэффициент трения	0.18	0.16

КПД. винтовой пары с треугольной резьбой определится по выражению

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi')}, \quad (5.23)$$

где φ' – приведенный угол трения

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos(\frac{\alpha}{2})}, \quad (5.24)$$

где α – угол профиля ($\alpha = 60^\circ$).

5.2.3. Устройство и принцип работы установки

Для экспериментального определения к.п.д. винтовой пары используется установка типа ТММ-33М (рис. 5.8).

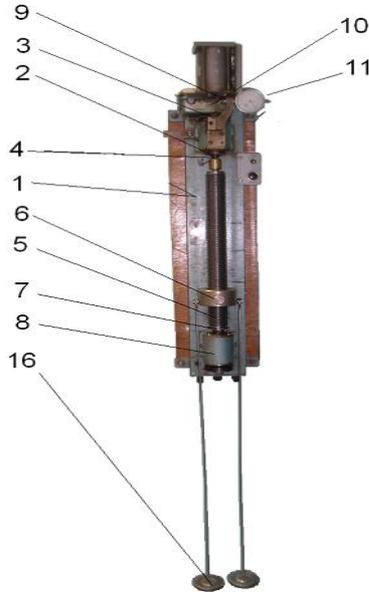


Рис. 5.8. Схема установки ТММ-33М

Основанием установки является станина 1 из швеллера. К верхней части станины крепится кронштейн 2 с подшипниковым гнездом, в котором крепится электропривод с редуктором 3.

Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки является валом по отношению к шарикоподшипникам кронштейна.

Через трубку в бронзографитовых подшипниках скольжения выходит приводной вал 4 от редуктора к винту 5 исследуемой винтовой пары.

Таким образом, в процессе работы вращается винт, а гайка 6 перемещается только поступательно вверх-вниз; от поворота гайку предохраняет ползун в виде радиального стержня, перемещающегося вдоль глухого паза 7.

Для уменьшения трения ползун контактирует с гранями паза через шарикоподшипник.

Опорой винтовой пары является шарикоподшипниковый подпятник 8 нижнего кронштейна с гнездом для установки нижней цапфы винта.

Средний крутящий момент определяется по схеме реактивного момента. В этих целях жестко связанная система – корпус двигателя (статор) – корпус редуктора и его хвостовик – не закрепляются на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна.

При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора; жёсткий рычаг, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами 9, деформирует пластинчатую пружину 10.

Индикатор часового типа 11, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента.

Осевая нагрузка на гайку испытываемой винтовой пары создается подвешиванием к ней гирь.

Приспособленное для них крепление съемное и состоит из двух тяг с траверсой и полочкой для гирь 16, перемещающихся вверх-вниз с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано. От каждого нажатия кнопки происходит рабочий ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз и самовыключение двигателя.

При надевании гаек на трехзаходный винт метку гайки нужно совмещать с меткой на витке резьбы винта (притертый заход).

Винты, крепящие гайки-вкладыши в обоймах, должны быть всегда завернуты до отказа во избежание образования забоин на резьбах основных винтов.

5.2.4. Порядок выполнения работы

В задачу лабораторной работы входит определение к.п.д. винтовой пары одного вида резьбы при различных материалах гаек и разных осевых нагрузках.

1. Ознакомиться с устройством установки.
2. Составить схему установки.
3. Записать исходные данные.
4. Вставить в установку выбранный винт с гайкой, закрепив верхнюю сдвигающуюся муфту зажимным винтом.

Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 30 Н (масса системы для подвеса добавочных грузов). Тумблером включить питание.

5. Нажатием на кнопку «пуск» включить двигатель. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора и занести данные в таблицу.

6. Сменить последовательно грузы на 50, 80, 100 Н (путем комбинации добавочными грузами 20 и 50 Н) и провести три серии замеров, аналогично предыдущим.

7. Взять гайку из другого материала и провести те же испытания, что и с первой гайкой.

8. По средним значениям отклонения стрелки индикатора для каждого груза, материалу гайки и тарировочному графику определить приложенные к винту моменты.

Вычислить работу движущих сил и полезную работу на один оборот винта и определить значения к.п.д. для разных материалов гаек и различных осевых нагрузок.

9. Вычертить диаграмму изменения к.п.д. в зависимости от осевой нагрузки (две кривые, каждая для определенного материала гайки).

10. По аналитическим формулам рассчитать к.п.д. для вида резьбы и сочетаний материалов, результаты сопоставить с экспериментальными данными.

5.2.5. Оформление отчета

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Краткое описание устройства.
4. Основные параметры исследуемой винтовой пары.
5. Данные экспериментального определения к.п.д. исследуемой винтовой пары.
6. Теоретические значения к.п.д.
7. График изменения к.п.д. винтовой пары в зависимости от осевой нагрузки.
8. Выводы (заключение о проделанной работе).

Контрольные вопросы

1. Какими основными параметрами характеризуется резьба?
2. Каковы достоинства и недостатки винтовой передачи?
3. По какой формуле вычисляют к.п.д. винтовой пары?
4. Какие резьбы имеют наибольший и наименьший к.п.д.?
5. При каком соотношении углов подъема резьбы и трения передача винт-гайка обладают свойствами самоторможения?

Список литературы

1. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 2001.
2. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Машиностроение, 2003.
3. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 2007.

Лабораторная работа 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Цель работы: знакомство с конструкцией и работой установки ДМЗ6М для определения критической скорости вращения вала, величины критической скорости вращения вала при различных режимах его работы.

6.1. Теоретическая часть

Валы передают крутящий момент и обычно воспринимают напряжения изгиба от действующих нормальных к оси сил; в отличие от валов оси крутящего момента не передают, а воспринимают лишь изгиб.

По конструктивной схеме различают валы:

- а) с прямой осью;
- б) с ломаной осью (коленчатые);
- в) с криволинейной осью (гибкие).

Форма валов и осей разнообразна и зависит от выполняемых ими функций. Иногда, валы изготавливаются совместно с другими деталями, например шестернями, кривошипами, эксцентриками.

Гибкие валы изготавливаются многослойной навивкой стальной пружинной проволоки на тонкий центральный стержень.

Они сохраняют достаточную гибкость лишь при небольших диаметрах, так как при увеличении диаметра момент инерции сечения, а следовательно, и жесткость резко возрастают.

Поэтому при всех положительных качествах и удобстве привода такие валы не могут передавать сколько-нибудь значительной мощности и имеют сравнительно узкое применение.

В качестве материалов для валов применяются среднеуглеродистые стали типа Ст. 40, Ст. 45, Ст. 50, Ст. 40Х, Ст.40ХН и др., обычно с термообработкой до средней твердости.

Шейки валов, работающие на трение в подшипниках скольжения, должны иметь более твердую поверхность при циклическом изгибе наиболее опасного симметричного цикла, который возникает вследствие того, что вал, вращаясь, поворачивается к действующим изгибающим нагрузкам то одной, то другой стороной.

При разработке конструкции вала должно быть обращено самое пристальное внимание на выбор правильной его формы, чтобы избежать концентрации напряжений в местах переходов, причиной которых могут быть усталостные разрушения. С этой целью следует избегать:

- а) резких переходов сечений;
- б) канавок и малых радиусов скруглений;

- в) некруглых отверстий;
- г) грубой обработки поверхности.

В колебаниях, наблюдаемых в машинах, обычно участвует значительная часть системы, в частности основная кинематическая цепь машины, основные несущие детали.

Различают следующие виды колебаний валов: поперечные или изгибные, угловые или крутильные и изгибно-крутильные.

В курсе деталей машин рассматривают расчет валов на поперечные колебания. Он заключается в проверке условия отсутствия резонанса при установившемся режиме работы.

Свободные колебания отдельных передаточных валов, типа валов коробок передач, не играют существенной роли в динамике машин и поэтому их отдельно не рассматривают.

Наоборот, колебания коренных валов с присоединенными узлами и опорами (роторов турбин, коленчатых валов поршневых двигателей, шпинделей станков с обрабатываемыми деталями) могут иметь определяющее значение.

Основными возмущающими силами в большинстве быстроходных валов являются силы от неуравновешенности вращающихся деталей, частота действия которых равна частоте вращения валов.

При совпадении или кратности частот собственных колебаний валов с частотой их вращения наступает резонанс. Соответствующие частоты вращения валов носят название критических.

Как известно из теории колебаний, после перехода через критические частоты вращения наступает динамическое центрирование вала. Большинство валов работает в дорезонансной зоне, причем для уменьшения опасности резонанса повышают их жесткость и, следовательно, собственные частоты колебаний.

В закритической области работают валы турбин, центрифуг, сепараторов. Например, частота вращения валов центрифуг достигает 20000–40000 мин.⁻¹. Такие валы называют гибкими.

Для того чтобы отойти от области резонанса, валы делают повышенной податливости.

Проход через критические частоты вращения во избежание аварий осуществляют с возможно большей скоростью.

В ряде случаев применяют специальные ограничители амплитуд колебаний. Как правило, быстровращающиеся детали тщательно балансируют.

6.2. Практическая часть

6.2.1. Техническая характеристика установки

1. Исследуемый вал имеет следующие параметры:
 - диаметр, мм 12;
 - расстояние между опорами, мм 500–550;
 - плотность материала вала, г/см³ 7,8
2. Возмущающая сила осуществляется диском с добавочными грузами; масса диска, кг 2–2,7;
 - величина перемещения диска относительно среднего положения, мм $\pm 2,5$;
 - частота возмущающей силы, об./мин. бесступенчатая
 - частота возмущающей силы, об./мин. 3–3000;
 - регулировка частоты возмущавшей силы – бесступенчатая.
3. Измерение частоты возмущающей силы – измерительным прибором, тахогенератором ТМГ-30П.
4. Измерение статического прогиба вала – индикатором часового типа.
5. Величина нагрузки на вал при изменении статического прогиба, Н 88,3
6. Привод установки – от коллекторного электродвигателя типа УЛ-062
 - напряжение, В 220;
 - мощность, кВт 018;
 - частота вращения, об/мин 5000.
7. Габариты
 - длина, мм 1115;
 - ширина, мм 280;
 - высота, мм 430.
8. Масса, кг 115.

6.2.2. Устройство и принцип работы установки

Установка типа ДМЗ6М (рис. 6.1) представляет собой устройство для сообщения исследуемому валу критической скорости вращения.

Установка состоит из чугунной станины, на которой смонтированы все механизмы и узлы.

Исследуемый вал 21 установлен на двух опорах со сферическими подшипниками 20, 28. Универсальный коллекторный двигатель 18, через муфту 19 приводит валом во вращение диск 25.

Крепление диска к валу осуществляется цанговым зажимом 23. Массу диска можно менять с помощью двух дополнительных грузов 24 и 26, которые, при необходимости, наворачиваются на диск. Неуравно-

вешенность вращающихся масс создается путем завинчивания специального винта 27 в один из дополнительных грузов.

Изменение жесткости вала достигается путем изменения расстояния между опорами (перемещением правой опоры); а также изменением положения диска на валу относительно опор.

Диск можно устанавливать на трех различных расстояниях (250, 275, 300 мм) от левой опоры.

Для обеспечения доступа к опорам вала необходимо сдвинуть крышки 12 и 14 влево к кожуху 10 до упора. Фиксация правой опоры на направляющей осуществляется рукояткой 30.

Ограничение амплитуды колебаний осуществляется двумя охватывавшими вал кронштейнами 22 с полиэтиленовыми втулками.

На кронштейне 22 расположено устройство 35, сигнализирующее о достижении валом критической скорости вращения, при этом на пульте управления загорается лампочка 6.

Для определения статического прогиба исследуемого вала на установке предусмотрено специальное устройство.

Механизм нагружения вала состоит из разрезного кольца 31 с упорами 32, рычага 34 и грузе 33. Перед измерением прогиба разрезное кольцо 31 необходимо совместить с кольцевой канавкой диска 25.

При нажатии на рукоятку 17 диск, а следовательно и вал, нагрузятся статическим усилием 8, 3 Н.

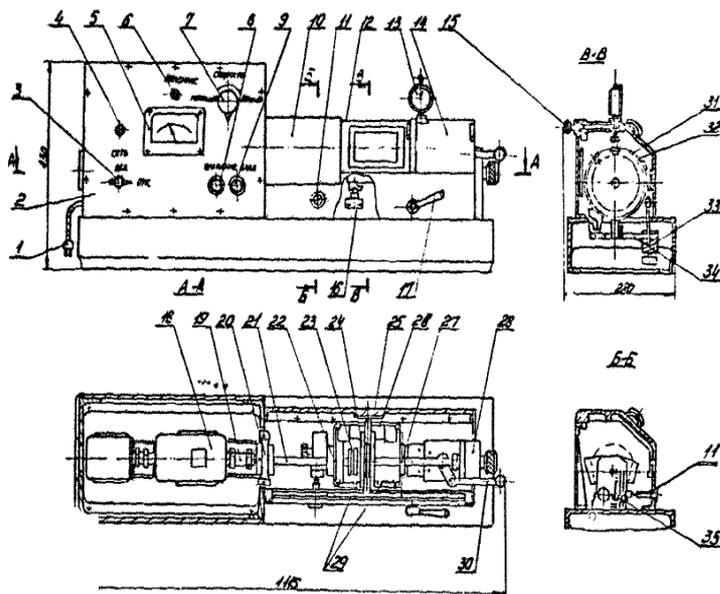


Рис. 6.1. Установка типа ДМ36М

Величина прогиба наблюдается по шкале индикатора часового типа 13 с ценой деления 0,01 мм, установленного в крышке 14 и фиксируемого винтом 15.

После измерения прогиба необходимо нажать на рукоятку 17 и отодвинуть кольцо 31 влево или вправо до совмещения с пазом 29.

Установка подключается к электросети шнуром с вилкой 1.

Управление установкой и измерения осуществляются органами управления, установленными на панели 2.

Перед включением установки необходимо сдвинуть вправо до упора крышки 12, 14, при этом отключается блокировочное устройство 16.

Включение установки производится выключателем 3, при этом загорается лампа 4 «Сеть».

Пуск двигателя 18 осуществляется кнопкой 8. Число оборотов двигателя регулируется рукояткой 7 и контролируется прибором 5.

При отсутствии резонанса лампа 6 не горит.

Включение электродвигателя 18 производится кнопкой 9. Зазор между валом и контактным устройством регулируется винтом 11.

6.2.3. Меры безопасности при выполнении лабораторной работы

1. К работе на установке не допускаются лица, незнакомые с ее устройством.

2. Перед включением установки проверить исправность заземления.

3. Режим резонанса не должен иметь продолжительность более одной секунды.

6.2.4. Методика проведения работы

1. Определяется расчетное значение величины прогиба вала

$$f_P = \frac{(P + 0.5 \cdot P_B) \cdot g \cdot l^3}{6EJ}, \quad (6.1)$$

где P – масса диска, кг;

P_B – масса вала, кг;

l – расстояние от средней линии диска до опоры, м;

E – модуль упругости материала вала, МПа;

J – осевой момент инерции сечения вала, м⁴.

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (6.2)$$

где d – диаметр, м.

2. Определяется величина статического прогиба вала $f_{\text{э}}$.

Для этого необходимо:

2.1. С помощью нагрузочного устройства нагрузить вал и определить жесткость системы по следующей формуле:

$$[c = \frac{P \cdot g}{S}] \frac{H}{M}, \quad (6.3)$$

где S – показания индикатора, м

$$P = P_{\text{ГР}} \cdot \frac{l_1}{l_2}, \quad (6.4)$$

где $P_{\text{ГР}} = 3$ кг – масса груза;

$l_1 = 150$ мм; $l_2 = 50$ мм – плечи рычага.

2.2. Определяется статический прогиб вала

$$f_{\text{э}} = \frac{(P + 0.5P_B) \cdot g}{c}. \quad (6.5)$$

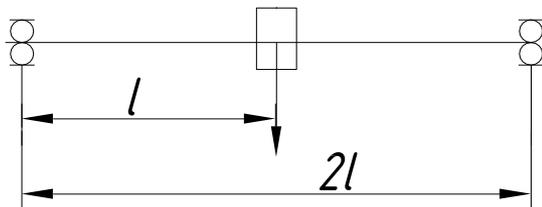


Рис. 6.2. Схема к расчету прогиба вала

3. Определяется критическое число оборотов вала

$$n_{\text{КР}} = 30 \cdot \sqrt{\frac{1}{f_{\text{э}}}}. \quad (6.6)$$

4. После определения приведенных выше величин производится пуск установки.

4.1. Поворотом рукоятки ЛАТР-2М увеличивать скорость вращения вала. В момент загорания лампы «резонанс» следует зарегистрировать величину скорости.

4.2. После регистрации величины скорости продолжать увеличение скорости вращения до затухания лампы «резонанс».

В момент затухания лампы зарегистрировать скорость вращения вала.

Примечание. Производится регистрация скорости вращения вала в момент входа и выхода из резонанса при последовательном уменьшении скорости.

Опыт повторяется 2–3 раза.

4.3. По результатам опыта определяется среднее значение критической скорости вала.

$$n_{KP.CP.} = \frac{n_{KP.}^{\prime} + n_{KP.}^{\prime\prime}}{2}, \quad (6.7)$$

где $n_{KP.}^{\prime}$ – среднее значение скорости в момент входа в резонанс;

$n_{KP.}^{\prime\prime}$ – среднее значение скорости в момент выхода из резонанса.

5. Увеличивается масса диска путем установки дополнительных грузов.

6. В один из дисков ввинчивается винт. При этом достигается дисбаланс 40 г·см.

6.2.5. Протокол отчета

Протокол отчета должен содержать:

1. Цель работы.
2. Схема установки.
3. Схема к расчету прогиба вала.
4. График зависимости критической скорости от величины нагрузки.
5. График зависимости критической скорости от расположения диска.
6. График зависимости критической скорости от расположения опоры.
7. Сравниваются численные величины критических скоростей, полученных при теоретическом расчете и в результате опыта.
8. Делаются выводы о влиянии различных параметров на величину критической скорости вала.

Контрольные вопросы

1. Как устроены оси и валы и для чего они предназначены?
2. Какая разница между осью и валом?
3. Когда необходимо рассчитывать вал на критическое число оборотов?
4. Какую угловую скорость вращения вала называют критической?
5. Валы каких машин работают в закритической области?
6. Что называют самоуправлением вала в закритической области?

7. Какие валы называют гибкими и какие – жесткими?
8. Назовите способы борьбы с колебаниями.

Список литературы

1. Гузенков, П.С. Детали машин / П.С. Гузенков. – М., 2001.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М., 2007.

Лабораторная работа 7.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: ознакомление студентов с элементарными методами измерения и расчета основных параметров цилиндрических зубчатых колес эвольвентного профиля.

7.1. Теоретическая часть

7.1.1. Основные определения из теории зацепления

1. Начальными называются воображаемые окружности, которые при зацеплении шестерен катятся без скольжения одна по другой.

2. Делительными называются воображаемые окружности, по которым происходит номинальное деление зубьев. Для них справедливо уравнение

$$d_d = mZ. \quad (7.1)$$

Примечание: Если шестерни не имеют коррекции, то начальные и делительные окружности совпадают.

3. Окружностями выступов и впадин называются окружности, ограничивающие вершины и впадины зубьев.

4. Основными называются окружности, по которым разворачиваются эвольвенты, очерчивающие профили зубьев:

$$d_0 = d_d \cos\alpha. \quad (7.2)$$

5. Шагом t называется расстояние по дуге делительной окружности между одноименными профилями соседних зубьев.

6. Основным шагом t_0 называется шаг по основной окружности.

7. Модулем называется отношение диаметра делительной окружности к числу зубьев или шага к π .

8. Линией зацепления ЛЗ называется геометрическое место точек контакта зубьев в зацеплении. В эвольвентном зацеплении ЛЗ – прямая, нормальная к профилю зубьев в полюсе зацепления и касательная к основным окружностям.

9. Углом зацепления α называется угол между линией зацепления и перпендикуляром к линии центров.

10. Углом наклона спирали зубьев косозубых шестерен β называется угол между осью зуба и образующей делительного цилиндра или конуса.

11. Коэффициентом перекрытия ε называется отношение дуги зацепления к основному шагу.

12. Коэффициентом коррекции ξ называется отношение величины профильного смещения к модулю.

7.1.2. Конструктивные типы и материалы шестерен

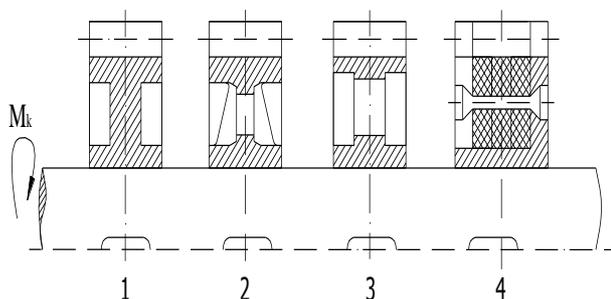


Рис. 7.1. 1 – стальные кованные, 2 – литые из серого чугуна, 3 – сварные, 4 – составные из пластмасс

Тип 1 – имеет преимущественное распространение;
тип 2 – для малонагруженных передач, а также для открытых передач большого размера;
тип 3 – для крупногабаритных шестерен;
тип 4 – для бесшумной работы при хорошей сопротивляемости удару.

Стальные шестерни изготавливаются из качественных и легированных сталей, как правило, с термообработкой.

Наибольшее распространение получили: для серийного производства – улучшение; для серийного и массового – цементация и закалка: только для массового производства при наличии зубшлифовальных станков – закалка; для массового производства при наличии соответствующего оборудования – закалка токами высокой частоты.

7.2. Практическая часть

7.2.1. Основные параметры зубчатого колеса

1. Число зубьев z .
2. Модуль зацепления m .
3. Угол зацепления α .
4. Диаметр делительной окружности d .

5. Диаметр основной окружности d_e .
6. Шаг зацепления P .
7. Диаметр окружности выступов d_a .
8. Диаметр окружности впадин d_f .
9. Высота головки зуба h_a .
10. Высота ножки зуба h_f .
11. Толщина зуба по делительной окружности S .

Число зубьев z определяется непосредственным подсчетом. Модуль зацепления m колеса с эвольвентным профилем зуба находится следующим образом. Известно, что шаг зацепления по основной окружности равен:

$$P_e = P \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha, \quad (7.3)$$

а следовательно,

$$m = \frac{P_e}{\pi \cos \alpha}, \quad (7.4)$$

Шаг легко определяется измерением. Охватим губками штангенциркуля n зубьев колеса так, чтобы плоскости губок касались эвольвентной части профиля зуба (рис. 7.2).

Для выполнения, этого условия число охватываемых зубьев n должно быть взято из табл. 7.2, в зависимости от числа зубьев колеса z .

Если точки касания А и В (рис. 7.2) соединить между собой, то получим нормаль W_n к эвольвентным профилям, которая является касательной к основной окружности. Затем, охватив губками штангенциркуля $n+1$ зубьев, измерим таким образом нормаль W_{n+1} .

Разность измерений нормалей будет соответствовать расстоянию между одноименными профилями соседних зубьев и равна основному шагу P :

$$P_l = W_{n+1} - W_n. \quad (7.5)$$

Следовательно, модуль зацепления может быть определен по формуле:

$$m = \frac{W_{n+1} - W_n}{\pi \cos \alpha}, \quad (7.6)$$

где α – угол зацепления, который по ГОСТу равен 20° .

Полученное таким образом значение модуля в мм нужно сверить с ГОСТ 9563-63.

Небольшие отклонения от стандартных величин модуля (не более 0.05 мм) могут быть результатом неточности замеров.

ГОСТ 9563-63 предусматривает два ряда модулей:

Первый ряд: 0.8; 1; 1.25; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

Второй ряд: 0.9; 1.125; 1.375; 1.75; 2.25; 2.75; 3.5; 4.5; 5.5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд модулей является предпочтительным.

Обмеряемые колеса могут быть с углом зацепления, поэтому выполним проверку.

Если известны диаметры окружностей выступов d_g и d_f , то модуль зацепления можно определить по формуле:

$$m = \frac{d_a}{z + 2} = \frac{d_f}{z - 2.5}. \quad (7.7)$$

Величины d_a и d_f при четном числе зубьев колеса измеряются штангенциркулем (рис. 7.3а).

При нечетном числе зубьев колеса величины d_a и d_f находятся в соответствии с рис. 7.3б по формулам:

$$d_d = d_{омв} + 2H_1; \quad d_f = d_{омв} + 2H_2, \quad (7.8)$$

где $d_{омв}$ – диаметр отверстия втулки колеса.

Шаг зацепления $P = \pi \cdot m$. Угол зацепления найдется из соотношения.

$$\cos \alpha = \frac{P_g}{P}. \quad (7.9)$$

Для колес, нарезанных с нулевым сдвигом режущего инструмента, остальные параметры определяются по следующим формулам;

– диаметр делительной окружности $d = m \cdot z$;

– диаметр основной окружности $d_g = d \cos \alpha$;

– высота головки зуба $h_a = \frac{1}{2}(d_a - d)$;

– высота ножки зуба $h_f = \frac{1}{2}(d - d_f)$;

– толщина, зуба по дуге делительной окружности $S = \frac{1}{2}m \cdot \pi$;

– толщина зуба по хорде на делительной окружности

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma,$$

где $\gamma = \frac{90^\circ}{z}$ – угол.

Также толщину зуба S_{xp} можно измерить штангензубомером. Штангензубомер имеет две шкалы – 1 и 2 нониусными.

Шкала 1 служит для измерения толщины зуба по хорде, а шкала 2 – для измерения радиального расстояния h'_{xp} этой хорды до окружности выступов колеса.

Вдоль шкалы 2 перемещается установочная пластинка 3.

Прежде чем измерить толщину зуба по хорде, необходимо предварительно рассчитать радиальное расстояние данной хорды до вершины зуба h'_{xp} .

$$h_{xp} = \frac{1}{2}(d_a - d \cos \gamma). \quad (7.10)$$

На этом расстоянии h'_{xp} устанавливают и фиксируют установочную пластинку 3, а затем устанавливают зубомер так, чтобы установочная пластинка упиралась в вершину зуба и губки зубомера были сдвинуты до касания с зубом.

Величина хордальной толщины зуба S'_{xp} читается по шкале 1.

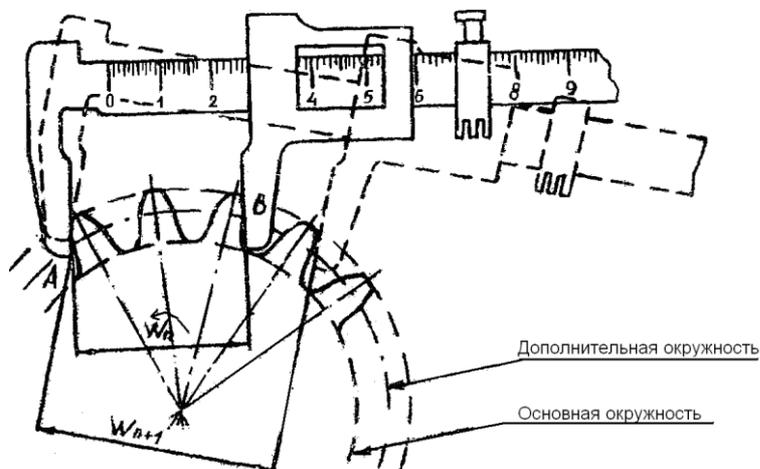


Рис. 7.2. Измерение шага зубчатых колес: а) при четном количестве зубьев; б) при нечетном

Величина хордальной толщины зуба S'_{xp} читается по шкале 1.

Измеренная величина S'_{xp} может не совпадать с расчетной величиной S_{xp} , что определит отклонение толщины зуба от теоретического значения на величину ΔS : $\Delta S = S'_{xp} - S_{xp}$.

По ГОСТ 1643-70 уменьшение толщины зуба ограничивается допуском на толщину зуба, что обеспечивает требуемую норму бокового зазора в передаче.

Обмеряемое колесо может быть корригированным, т.е. нарезанным со сдвигом режущего элемента. В этом случае необходимо определить коэффициент сдвига режущего элемента ε , выражающий величину этого сдвига в долях модуля.

$$\varepsilon = \frac{\frac{S_a}{P_a} \pi - \text{inv} \alpha - \frac{\pi}{2}}{2 \text{tg} \alpha}, \quad (7.11)$$

где $\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$.

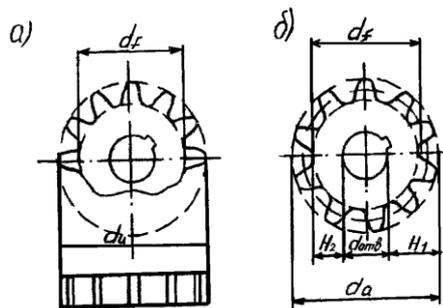


Рис 7.3. Измерение диаметров зубчатых колес: а) при четном количестве зубьев; б) при нечетном

Толщина зуба на основной окружности определяется из очевидного соотношения (рис. 7.2)

$$S_a = W_{n+1} - nP_v, \quad (7.12)$$

где n – число зубьев, охватываемых губками штангенциркуля при измерении P_B .

Толщина зуба по делительной окружности (для корригированных колес) будет равна:

$$S = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\varepsilon \text{tg} \alpha \right). \quad (7.13)$$

7.2.2. Порядок выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса z .
2. По таблице 7.2 определить число n .
3. Измерить штангенциркулем отрезки W_n и W_{n+1} .
4. Определить величину P_B .
5. Определить модуль зацепления m и сравнить его со стандартным значением по ГОСТ 9563-70.
6. Выполнить проверочный расчет модуля, для чего измерить d_a и d_f .
7. Рассчитать все параметры зубчатого колеса $P, d, d_a, d_f, h_a, h_f, S$.
8. Определить хордальную толщину зуба S'_{xp} и проверить ее путем измерения штангензубомером непосредственно на колесах.
9. В случае обмера корригированного колеса, необходимо определить по формуле коэффициент сдвига ε , а затем S .
10. Оформить отчет по прилагаемой форме.

7.2.3. Протокол отчета

1. Число зубьев колеса z .
2. Угол профиля инструментальной рейки $\alpha_p = 20^\circ$.
3. Измерение диаметров окружностей выступов и впадин.

$$d_0 = \text{мм}; d_0 = \text{мм};$$

4. Проверочный расчет модуля

$$m = \frac{d_a}{z + 2} = \frac{d_f}{z - 2.5}.$$

5. Определение модуля зацепления m .

Таблица 7.1

Результаты обмера зубчатого колеса

Определение W_n и W_{n+1}			Расчет модуля по замерам
№ замера	W_n	W_{n+1}	$n =$ (из табл.7.2.) $P_B = W_{(n+1)cp} - W_{n(cp)}$ $m = \frac{P_B}{\pi \cdot \cos \alpha}$ Ближайшее значение модуля СТ СЭВ 310-76
1			
2			
3			
среднее			

6. Расчет основных параметров колеса.
 7. Определение толщины зуба по хорде на делительной окружности:

$$S_{xp} = d \cdot \sin \gamma, \text{ мм, где } \gamma = \frac{90^\circ}{z}.$$

Таблица 7.2

Зависимость n от z

z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-59	60-63	64-72	73-81	82-90
n	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Контрольные вопросы

1. Что такое эвольвента?
2. Какой зависимостью связаны шаг зацепления и модуль?
3. Что такое корригированное зубчатое колесо?
4. Сколько рядов модулей предусматривается стандартом?

Список литературы

1. Гузенков, П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.: Высш. шк., 2001.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 2007.
3. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Машиностроение, 2003.
4. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В. Кузьмин. – М.: Высш. шк., 2002. – С. 341.

Лабораторная работа 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОСОЗУБОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: составление кинематической схемы редуктора, исследование его кинематики, определение параметров зубчатых колес, межцентровых расстояний, к.п.д. редуктора, а также изучение опор валов, креплений зубчатых колес на валах, смазки редуктора.

Усвоение теоретического материала, ознакомление студентов с наиболее типичными узлами и деталями редукторов.

8.1. Теоретическая часть

8.1.1. Основные понятия и определения

Для проведения работы необходимо иметь цилиндрический косозубый двухступенчатый редуктор, штангенциркуль и угломер.

Цилиндрические редукторы служат для уменьшения числа оборотов и для увеличения крутящих моментов.

Чаще всего редукторы располагаются между электродвигателями и исполнительным механизмом, требующими пониженного числа оборотов. Цилиндрические редукторы передают вращение между параллельными валами.

В приливах корпуса, где располагаются подшипниковые узлы, должна быть сквозная расточка, соответствующая диаметру наружного кольца наиболее нагруженного подшипника.

Внутренние кольца подшипников устанавливаются на валы редукторов с натягом. Зубчатые колеса соединяются с валом шпонками для передачи крутящих моментов.

Иногда колеса малого диаметра делаются заодно с валом. Зубчатые колеса смазываются окунанием их в масляную ванну.

Контроль уровня масла осуществляется маслоуказателями или через смотровое окно, располагаемое обычно в стенке редуктора и закрытое оргстеклом. Уровень масла должен быть таким, чтобы колеса погружались в масляную ванну на глубину не более $1/3$ диаметра колеса. Необходимое общее количество масла можно определить по мощности электродвигателя, из расчета примерно 0,5 литра на 1 кВт передаваемой мощности.

Смазка подшипников качения редукторов наиболее просто осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Если смазка разбрызгиванием не применима, например из-за малых окружных ско-

ростей зубчатых колес, применяют консистентную смазку. При консистентной смазке предусматривают некоторое пространство для заполнения смазкой.

Важным условием для цилиндрических редукторов является соосность колес.

Межцентровые расстояния в цилиндрических редукторах определяются по формулам

$$a_{\omega 1-2} = \frac{m_{n1}(z_1 + z_2)}{\cos \beta_1 - 2}, \quad (8.1)$$

$$a_{\omega 3-4} = \frac{m_{n2}(z_3 + z_4)}{\cos \beta_2 - 2}. \quad (8.2)$$

В составных редукторах $a_{1-2} = a_{3-4}$. Чаще всего межцентровые расстояния стандартизируются.

Общее передаточное число редуктора определяется как произведение передаточных чисел отдельных его ступеней.

Передаточные числа отдельных его ступеней легко определяются подсчетом чисел зубьев и колес.

$$u_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_{3-4} = \frac{z_4}{z_3} \text{ и т.д.}, \quad (8.3)$$

$$D_e = 2L + d\varphi. \quad (8.4)$$

К.п.д. редуктора можно рассматривать как отношение мощности полученной (т.е. мощности на выходном валу редуктора, соединяемого с валом исполнительного механизма) к мощности затраченной (т.е. мощности на входном валу редуктора).

Чем больше потери на трение внутри редуктора, тем меньше к.п.д. Коэффициенты полезного действия отдельных узлов редуктора определяются экспериментально.

Известно, что к.п.д. закрытой зубчатой передачи $\eta_{zn} = 0.97 \pm 0.98$, открытой зубчатой передачи $\eta_{он} = 0.95$, пары подшипников качения $\eta_n = 0.99$ и т.д.

Общий к.п.д. редуктора определяется как произведение к.п.д. всех его узлов, где происходят потери на трение:

$$\eta_{ред} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4} \cdot \eta_{ред}^3. \quad (8.5)$$

8.2. Практическая часть

8.2.1. Порядок выполнения работы

1. Отвинтить гайки фланцевых болтов и болтов подшипниковых узлов и снять верхнюю крышку редуктора. Осмотреть крышку редуктора, установив места крепления рым-болтов и местонахождение люка для заливки масла и осмотра зубчатых колес.

2. Осмотреть внутреннее устройство редуктора, определить:

а) число ступеней редуктора;

б) подсчитать число зубьев шестерни z_1 , и колеса первой ступени z_2 , число зубьев шестерни z_3 и колеса второй ступени z_4 .

3. Начертить кинематическую схему редуктора так, как показано на рис. 8.1 и обозначить на ней число зубьев на каждом колесе.

4. Определить передаточное число первой ступени u_{1-2} по формуле (8.3).

5. Определить передаточное число второй ступени u_{3-4} по формуле (8.3).

6. Подсчитать общее передаточное число редуктора $u_{ред}$ по формуле (8.5).

7. Измерить расстояние H_1 от основания редуктора до осей быстросходного и тихоходного валов, пользуясь линейкой.

8. Измерить диаметры валов: $d_{в1}$; $d_{в2}$; $d_{в3}$.

9. Измерить расстояние от поверхности 1-го вала до окружности выступов шестерни L .

10. Измерить расстояние от поверхности 2-го вала до окружности выступов колес, находящихся на нем L_2 и L_3 .

11. Измерить расстояние от поверхности 3-го вала до окружности выступов колеса, находящегося на нем L_4 .

12. Измерить углы наклона зубьев обеих пар колес β_1 и β_2 .

13. Подсчитать диаметры выступов всех колес, пользуясь зависимостью $D_e = 2L + d_{в}$.

14. Определить по диаметрам выступов значение нормальных модулей зацепления:

$$m_{n1} = D_{e1} \div \left(\frac{z_1 + 2}{\cos \beta_1} \right); m_{n1} = D_{e2} \div \left(\frac{z_2 + 2}{\cos \beta_1} \right);$$
$$m_{n2} = D_{e3} \div \left(\frac{z_3 + 2}{\cos \beta_2} \right); m_{n2} = D_{e4} \div \left(\frac{z_4 + 2}{\cos \beta_2} \right).$$

15. Измерить расстояние между центрами валов α_{ω} (измерение произвести 3 раза и взять среднее значение $\alpha_{\omega 1-2}$ и $\alpha_{\omega 3-4}$).

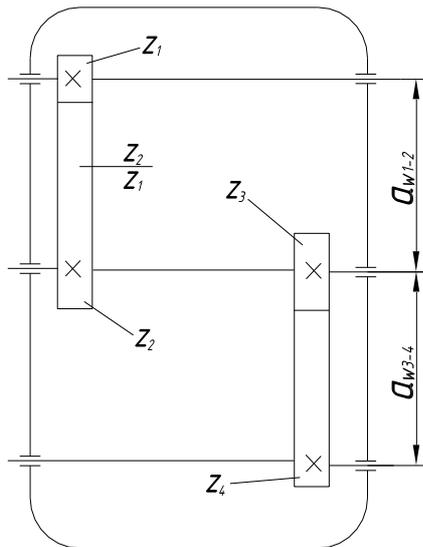


Рис. 8.1. Кинематическая схема редуктора

16. По межцентровым расстояниям $\alpha_{\omega 1-2}$ и $\alpha_{\omega 3-4}$, числам зубьев и углам наклона подсчитать модули зацепления первой и второй ступеней m_{n1} , m_{n2} , пользуясь формулами (7.1) и (7.2).

17. Подсчитать среднее значение модулей 1 и 2 ступеней.

18. Расчетные величины средних значений модулей округлить по ГОСТ 9563-83.

19. Перечислить детали, где происходят потери мощности и указать значение к.п.д. каждой из них.

20. Определить общий к.п.д. редуктора.

21. Замерить диаметры концов входного быстроходного и тихоходного валов редуктора и сравнить их.

22. Определить при осмотре нижнего корпуса редуктора местоположение маслоуказателя и спускной пробки.

23. Подсчитать количество болтов, скрепляющих нижнюю и верхнюю части корпуса редуктора.

24. Определить количество и местоположение подшипников качения.

25. Подсчитать количество глухих и сквозных крышек подшипников и определить характер их соединения с корпусом (на болтах или врезные).

26. Закрывать редуктор и соединить верхнюю и нижнюю части корпуса болтами.

8.2.2. Протокол отчета

Отчет по лабораторной работе должен включать:

- а) краткое описание конструкции редуктора;
- б) кинематическую схему редуктора;
- в) результаты измерений и вычислений всех параметров, указанных в предыдущем разделе.

Контрольные вопросы

1. Для каких целей предназначен редуктор?
2. Каким образом соединяются подшипники с валом?
3. Каким образом соединяются зубчатые колеса с валом?
4. Каким образом осуществляется смазка зубчатых передач редуктора?
5. Каким образом осуществляется смазка подшипников редуктора?
6. Как осуществляется контроль за уровнем масла?
7. Как определяется к.п.д. редуктора?
8. Какие параметры характеризуют редуктор?

Список литературы

1. Гузенков, П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. – М.: Высш. шк., 2001.
2. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 2007.
3. Барканов, Н.А. Детали машин / Н.А. Барканов, Б.Е. Бердичевский. – М.: Радио и связь, 1999.
4. Мархель, И.И. Детали машин / И.И. Мархель. – М.: Машиностроение, 2003.
5. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: справочное пособие / А.В. Кузьмин. – М.: Высш. шк., 2000, с. 341.
6. Подшипники качения: справочник-каталог / под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1999. – С. 280.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
Лабораторная работа 1. СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПОДВИЖНОСТИ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ	4
1.1. Теоретическая часть	4
1.1.1. Классификация механизмов и машин	4
1.1.2. Звенья механизмов, кинематические пары и цепи	5
1.1.3. Структурный синтез механизмов	8
1.2. Практическая часть	16
2.1.1. Составление кинематической схемы	16
2.1.2. Порядок построения кинематической схемы	17
2.1.3. Приборы и инструменты	17
2.1.4. Содержание и порядок выполнения работы	17
2.1.4. Протокол отчета	18
Лабораторная работа 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ	19
2.1. Теоретическая часть	19
2.2. Практическая часть	21
2.2.1. Описание установки	21
2.2.2. Порядок выполнения работы	21
2.2.3. Порядок оформления отчета	22
Лабораторная работа 3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ	25
3.1. Теоретическая часть	25
3.1.1. Кинематический расчет зубчатого зацепления	25
3.1.2. Эвольвента и ее свойства	26
3.1.3. Элементы эвольвентного зубчатого колеса	28
3.1.4. Эвольвентная зубчатая передача и ее свойства	29
3.1.5. Основные расчетные зависимости для определения основных параметров эвольвентных зубчатых передач	30
3.1.6. Специальные передаточные (планетарные) механизмы	31
3.1.7. Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями планетарной передачи	32
3.1.8. Определение передаточного отношения планетарных механизмов различных схем	33
3.2. Практическая часть	35
3.2.1. Порядок выполнения работы	38
3.2.2. Протокол отчета	38
Лабораторная работа 4. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ	40
4.1. Теоретическая часть	40
4.1.1. Кулачковые механизмы	40
4.1.2. Основные схемы кулачковых механизмов	41
4.1.3. Основные параметры кулачковых механизмов	42
4.1.4. Угол давления	43

4.1.5. Отрезок кинематических отношений	45
4.1.6. Синтез (проектирование) кулачковых механизмов по заданному закону движения толкателя	46
4.1.7. Построение закона движения оси толкателя	46
4.2. Практическая часть	50
4.2.1. Порядок выполнения работы	50
4.2.2. Протокол отчета	52
Лабораторная работа 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ	53
5.1. Теоретическая часть	53
5.2. Практическая часть	58
5.2.1. Технические данные лабораторной установки	58
5.2.2. Методика расчета коэффициента полезного действия	58
5.2.3. Устройство и принцип работы установки	61
5.2.4. Порядок выполнения работы	62
5.2.5. Оформление отчета	63
Лабораторная работа 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА	65
6.1. Теоретическая часть	65
6.2. Практическая часть	67
6.2.1. Техническая характеристика установки	67
6.2.2. Устройство и принцип работы установки	67
6.2.3. Меры безопасности при выполнении лабораторной работы	69
6.2.4. Методика проведения работы	69
6.2.5. Протокол отчета	71
Лабораторная работа 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	73
7.1. Теоретическая часть	73
7.1.1. Основные определения из теории зацепления	73
7.1.2. Конструктивные типы и материалы шестерен	74
7.2. Практическая часть	74
7.2.1. Основные параметры зубчатого колеса	74
7.2.2. Порядок выполнения работы	79
7.2.3. Протокол отчета	79
Лабораторная работа 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ КОСОЗУБОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА	81
8.1. Теоретическая часть	81
8.1.1. Основные понятия и определения	81
8.2. Практическая часть	83
8.2.1. Порядок выполнения работы	83
8.2.2. Протокол отчета	85

Учебное издание

Чубенко Елена Филипповна
Потехин Борис Борисович

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Практикум

В авторской редакции
Компьютерная верстка М.А. Портновой

Лицензия на издательскую деятельность ИД № 03816 от 22.01.2001

Подписано в печать 20.03.10. Формат 60×84/16.
Бумага писчая. Печать офсетная. Усл. печ. л. .
Уч.-изд. л. . Тираж экз. Заказ

Издательство Владивостокский государственный университет
экономики и сервиса
690600, Владивосток, ул. Гоголя, 41
Отпечатано: множительный участок ВГУЭС
690600, Владивосток, ул. Державина, 57