

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
"Полоцкий государственный университет"

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
для студентов специальностей 36 01 01, 36 01 03,
36 01 04, 36 07 01, 70 05 01

Новополоцк 2004

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
"Полоцкий государственный университет"

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

для студентов специальностей 36 01 01, 36 01 03,
36 01 04, 36 07 01, 70 05 01

Новополоцк 2004

УДК 621.01 (075.8)

Одобрены и рекомендованы к изданию
методической комиссией машиностроительного факультета

Кафедра теоретической механики

Составители:

В.Ф. КОРЕНСКИЙ, канд. техн. наук, доцент
С.К. КРИВЕНОК, ст. преподаватель

Рецензенты:

В.Э. ЗАВИСТОВСКИЙ, канд. техн. наук, доцент
В.А. ДАНИЛОВ, доктор техн. наук, профессор

Практикум содержит основные положения теории механизмов и машин: структурный, кинематический и силовой анализ, энергетические характеристики и кинетостатический расчет механизмов, приведение сил и масс.

Предназначен для проведения лабораторных работ по курсам “Теория механизмов и машин” и “Теория механизмов, машин и манипуляторов” очной и заочной форм обучения инженерных специальностей вузов. Может быть полезен для многоуровневых форм обучения.

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин является одной из основных дисциплин общепромышленного цикла, необходимых для обучения инженерно-технических кадров, и сочетает глубокие фундаментальные знания с практической подготовкой, ориентированной на конкретную отрасль.

В соответствии с образовательными стандартами специальностей Т.03.01 “Технология, оборудование и автоматизация машиностроения” (РД РБ 02100.5.006-98) и Т.05.03 “Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов” (РД РБ 02100.5.079-98) в области теории механизмов и машин специалисты должны:

- иметь представление об основных разделах теоретической механики и теории механизмов и машин, о равновесии тел под воздействием различных систем сил, о способах описания движения точки и тела и законах их движения, об основных законах динамики, о структурном анализе и синтезе механизмов, о динамической модели и уравнивании механизмов;

- знать и уметь использовать уравнения равновесия материальных тел и механических систем, виды движения и уравнения движения точки и твердого тела, основные законы и общие теоремы динамики механической системы, основные виды механизмов, используемых в технологическом оборудовании, их структурный анализ;

- иметь навыки выбора расчетных схем и составления уравнений равновесия, описания движения точки и механической системы при силовом воздействии на них, проведения структурного анализа и синтеза механизмов, определения динамических характеристик механизмов.

Выполнение лабораторных работ позволяет не только закрепить и углубить основные положения теоретического курса, но также познакомить студента с практическими методами измерения и исправления параметров машин. Для этого в практикум включены работы по подбору и испытанию элементов привода машин, тех или иных передаточных механизмов, выявлению и устранению избыточных связей и т.п. Особое внимание уделено изучению мерительного инструмента, обеспечению динамической устойчивости работы машин.

Практикум предназначен для проведения лабораторных работ объемом 18 – 24 часа и позволяет учитывать их количество и тематику в зависимости от специальности.

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: ознакомиться с основными видами механизмов, литературой и терминологией.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Механизмами называют системы тел, предназначенные для преобразования движения одного, либо нескольких тел, в требуемые движения других твердых тел. Например, в автомобилях механизмы преобразуют поступательное движение поршня в цилиндре двигателя во вращательное движение ведущих колес.

Твердые тела, из которых состоят механизмы, называют звеньями; соединения двух соприкасающихся звеньев, допускающие их относительные движения, называют кинематическими парами. Звенья подразделяются на входные, выходные и соединительные. Кинематические пары могут быть высшими, либо низшими. В высшей кинематической паре требуемое относительное движение звеньев может быть получено соприкосновением ее элементов по линиям, либо точкам, в низшей паре его получают путем соприкосновения элементов пары по поверхностям.

Количество механизмов огромно и успешное их изучение невозможно без некоторой систематизации. В справочной и учебной литературе механизмы объединяют по назначению и некоторым общим конструктивным признакам. В результате получают следующие основные группы механизмов.

Рычажные механизмы (рис. 1). Их звенья входят только в низшие кинематические пары – вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические. Они обладают значительной долговечностью и применяются там, где требуется передать большие усилия. Теоретически, с их помощью можно получить любой закон движения. Однако, при этом они нередко имеют чрезмерно большое количество звеньев. В практике редко применяют рычажные механизмы с числом подвижных звеньев более пяти; обычно количество таких звеньев не превышает трех.

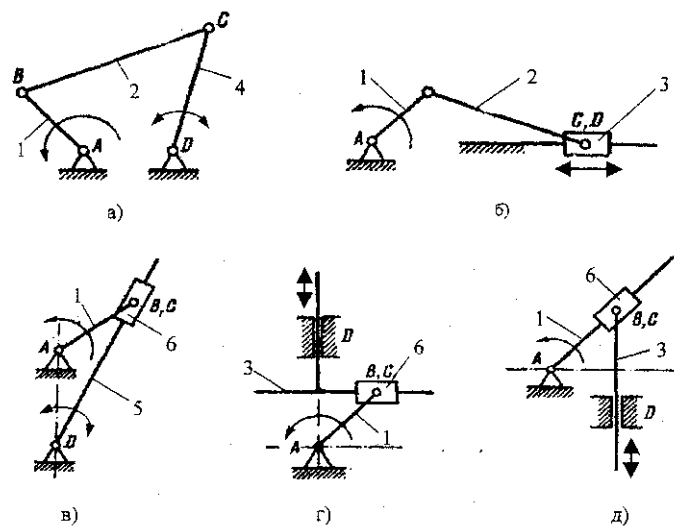


Рис. 1. Рычажные механизмы:

а) шарнирный четырехзвенник; б) кривошипно-ползунный; в) кулисный; г) синусный; д) тангенсный.
 Звенья: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 4 – коромысло, 5 – кулиса, 6 – кулисный камень.

Кулачковые механизмы (рис. 2). В состав этих механизмов входит кулачок. Кулачком называют звено, имеющее элемент высшей кинематической пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Разнообразие форм, которые можно придать кулачку, определяет чрезвычайное разнообразие возможных преобразований движения, выполняемых кулачковыми механизмами.

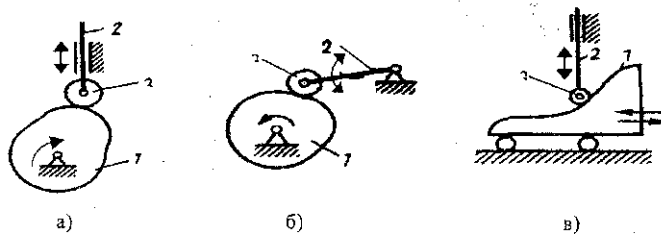


Рис. 2. Кулачковые механизмы:
 1 – кулачок; 2 – толкатель; 3 – ролик

Зубчатые механизмы (рис. 3). В состав этих механизмов входят зубчатые звенья, имеющие выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого).

Зубчатые механизмы способны передавать значительные мощности, имеют постоянное передаточное отношение.

Зубчатые механизмы подразделяют:

1) на простые (одноступенчатые) – цилиндрические (рис.3, а), конические (рис. 3, б), винтовые (рис.3, в), червячные (рис. 3, г), гипоидные (рис. 3, д); с возможностью передачи вращения между валами, оси которых параллельны, пересекаются, либо перекрещиваются;

2) на сложные (многоступенчатые) – с неподвижными осями колес. В эпициклических рычажно-зубчатых механизмах оси некоторых колес совершают сложное движение.

Главное назначение зубчатых механизмов – изменить (чаще понизить) скорость вращения ведомого звена (передаточное отношение показывает – во сколько раз). Оно является главным кинематическим параметром зубчатого механизма.

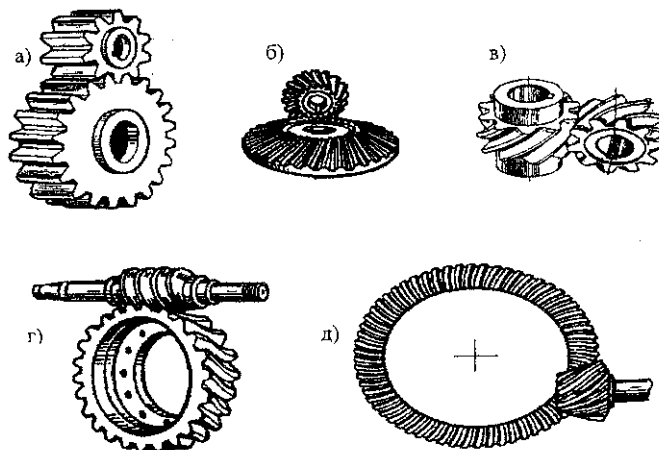


Рис. 3. Простые (одноступенчатые) зубчатые передачи

Винтовые механизмы преобразуют вращательное движение винта в поступательное, либо вращательное движение гайки. Они способны существенно снижать скорость перемещения ведомых звеньев, обладают свойством самоторможения, но при этом у них – большие потери на трение. В червячной передаче винт называют червяком, а гайку (разрезанную вдоль оси и развернутую на цилиндр) – червячным колесом.

Фрикционные механизмы (рис. 4). Различают фрикционные передачи (рис. 4, а) и вариаторы (рис. 4, б). В тех и в других движение передается за счет сил трения. Механизмы допускают проскальзывание звеньев, используемое в машинах для предохранения их от перегрузок, для плавного изменения скорости выходного вала при неизменной скорости входного вала и т.п.

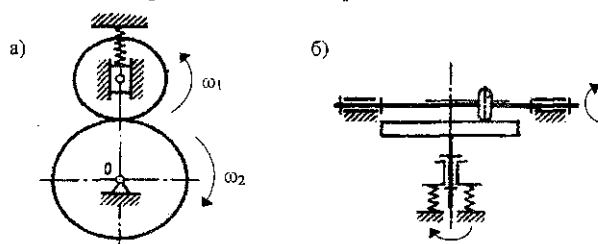


Рис. 4. Фрикционные передачи:
а – фрикционная передача; б – лобовой вариатор

Механизмы с гибкими звеньями (рис. 5). Под гибким звеном обычно понимают ремни (рис. 5, а, б, в, г), канаты, цепи (рис. 5, д), нити, которые охватывают два или более звеньев и устанавливают определенную связь между перемещениями этих звеньев, когда расстояние между ними достигает значительной величины.

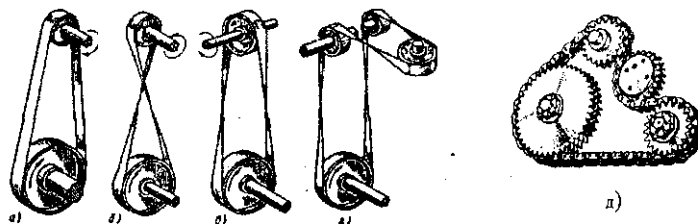


Рис. 5. Механизмы с гибкими звеньями

Механизмы прерывистого движения. К ним относят мальтийские (рис. 6), храповые, некоторые кулачковые и другие механизмы, преобразующие непрерывное движение входного звена в прерывистое движение звена выходного. Механизмы с односторонним прерывистым движением выходных звеньев называют шаговыми.

Основной областью использования рассмотренного вида механизмов являются машины – автоматы с обработкой изделий в стационарных позициях (автоматические линии для розлива воды и соков, автоматы для закрутки карамельных конфет и т.п.).

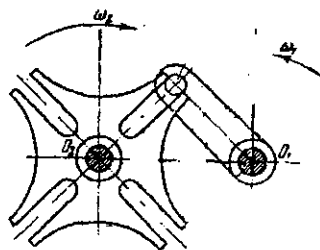


Рис. 6. Механизм одностороннего прерывистого движения

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с предложенными реальными моделями механизмов, определить их тип и назначение;
2. Произвести описание механизмов в соответствии с таблицей:

| № механизма (инвентарный) | 1 | 2 | 3 | 4 |
|------------------------------------|---|---|---|---|
| К какой группе относится | | | | |
| Какое движение в какое преобразует | | | | |
| Примеры применения | | | | |

ОФОРМЛЕНИЕ И СДАЧА ОТЧЕТА

Отчет оформляется в ученической тетради. В нем должна быть отражена цель работы, перечислены группы механизмов и их краткие характеристики, заполнена таблица. Для сдачи отчета и получения зачета по выполненной лабораторной работе необходимо свободно ориентироваться среди имеющихся в лаборатории механизмов.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называют машиной?
2. Каковы отличительные свойства машин?
3. Что называют механизмом?
4. Какие основные группы механизмов вы знаете?
5. Приведите пример механизма каждой группы.

Лабораторная работа №2

СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ И ПОДВИЖНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ. УСТРАНЕНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ

Цель работы: овладение практическими навыками в составлении структурных схем механизмов, в определении их степени подвижности; изучение техники устранения либо введения избыточных связей.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Механизм представляет собой искусственно созданную систему тел, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других твердых тел. Одна или несколько жестко соединенных между собой деталей, входящих в состав механизма, называют звеном. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающие их относительное движение, называют кинематической парой.

Кинематические пары различают по количеству простых движений, которые одно звено пары, в жестко связанных с ним осях, позволяет другому. Поскольку свободное звено относительно неподвижного имеет 6 независимых степеней свободы, то после их соприкосновения (образования кинематической пары) число независимых движений уменьшается. В соответствии с этим, пары могут быть 5-ти, 4-х, 3-х, 2-х и одноподвижными.

Связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары, называется кинематической цепью.

Механизм, у которого все точки подвижных звеньев могут перемещаться в одной или параллельных плоскостях, называется плоским. В плоских механизмах возможны лишь пары двух- и одноподвижные. Все двух подвижные плоские пары являются высшими, а одноподвижные обычно относятся к низшим (вращательные и поступательные).

Плоский механизм называют рычажным, если все его звенья образуют лишь низшие кинематические пары.

СОСТАВЛЕНИЕ СТРУКТУРНОЙ СХЕМЫ МЕХАНИЗМА

Изучение и решение различных задач по механизмам начинается с составления их структурных схем.

Структурная схема механизма представляет собой графическое изображение этого механизма в условных обозначениях звеньев и кинематических пар. Условные обозначения элементов машин и механизмов установлены ГОСТ

2.770-68. Обозначения наиболее распространенных кинематических пар, звеньев и механизмов приведены в таблице.

При изображении звеньев на схеме не учитывают их конструктивную форму, а отмечают лишь положения кинематических пар и геометрические особенности звеньев (рис. 1). Ведущее звено обозначается на схеме со стрелкой. Оно обычно входит в кинематическую пару с неподвижным звеном – стойкой. В качестве примера на рис. 2, а показан конструктивный чертеж двигателя с компрессором; соответствующая ему структурная схема показана на рис. 2, б.

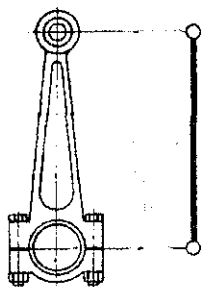


Рисунок 1. Шатун

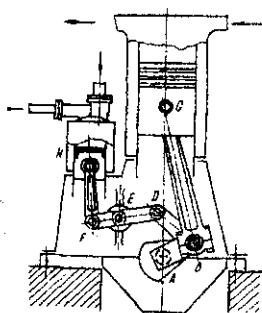


Рисунок 2. Механизм двигателя с компрессором









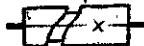



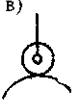
а)

б)

Условные обозначения для кинематических схем механизмов

| Наименование | Обозначение |
|--|-------------|
| Неподвижное звено (стойка) | |
| Звено (кривошип), образующее со стойкой вращательную пару | |
| Звено рычажных механизмов а) кривошип, шатун, коромысло; б) ползун; в) кулиса | |

Окончание табл.

| | |
|---|--|
| <p>Кинематические пары: а) вращательная; б) поступательная; в) винтовая; г) сферическая (шаровая)</p> | <p>а)  </p> <p>б)  </p> <p>в)  </p> |
| <p>Кулачки плоские: а) продольного перемещения; б) вращающийся</p> | <p>а)  </p> |
| <p>Кулачки барабанные</p> | <p></p> |
| <p>Толкатели для кулачковых механизмов: а) заостренный; б) плоский; в) роликовый</p> | <p>а)  </p> <p>б)  </p> |

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПОДВИЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

Чтобы механизм мог выполнять свои функции, степень его подвижности должна составлять величину, не меньшую, чем единица.

Степень подвижности механизма показывает число возможных независимых движений его звеньев относительно стойки. Механизм обладает определенностью движения в том случае, если число приводных (ведущих) звеньев равно числу степеней подвижности.

В плоских идеальных механизмах степень подвижности определяют по формуле Чебышева-Грюблера:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2, \quad (1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма, p_1 – число одноподвижных (низших) кинематических пар, p_2 – число двухподвижных (высших) кинематических пар.

В реальных механизмах из-за погрешностей в изготовлении кинематических пар, примыкающих к стойке, механизм может лишь приближаться к плоскому идеальному. В тех случаях, когда в механизме сложные шарниры (на рис. 2. б – шарнир В) соединяют более двух звеньев, посту-

пают в соответствии с определением: кинематическая пара – подвижное соединение двух (не более) соприкасающихся звеньев, три звена образуют две кинематические пары и т.п.

Иногда в механизмах встречаются такие звенья и пары, которые обеспечивают им дополнительные свойства (при помощи роликов облегчают условия проскальзывания, придают дополнительную жесткость и т.п.). При анализе структурной схемы механизма такие звенья и пары должны быть удалены (наряду с пружинами, прорезями и другими подробностями конструкции механизма).

Подвижность плоских реальных и пространственных механизмов определяют по формуле Сомова-Малышева:

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5, \quad (2)$$

где n – число подвижных звеньев механизма,

p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – соответственно, количество одно, двух, трех, четырех и пяти подвижных кинематических пар.

Если механизм образован открытой кинематической цепью, например, манипуляторы (рис. 3), то результат, получаемый по формуле (2) может быть получен как сумма подвижностей в кинематических парах:

$$W = \sum \Pi_i. \quad (3)$$

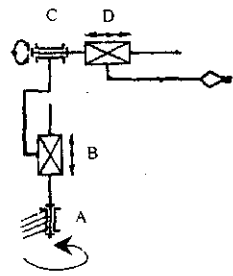


Рис. 3. Манипулятор

$$W = W_A + W_B + W_C + W_D = 1 + 1 + 1 + 1 = 4.$$

Закрепляя выходное звено, либо соединяя его со стойкой парой той или иной подвижности, получаемый по формуле (3) результат уменьшится на количество реально вводимых при этом связей $\sum S_k = 6k - \sum \Pi_k$:

$$W = \sum \Pi_i - \sum S_{k-1}, \quad (4)$$

где k – количество кинематических пар цепи, присоединяющих ее к стойке (исключая одну – опорную кинематическую пару – на рис. 3 – пара А).

Ясно, что величина S_k не может превышать 6. Результаты, получаемые по формулам (3) и (4) могут быть также получены по формуле (2).

Степень подвижности механизма на основе замкнутой кинематической цепи тоже может быть получена с помощью формулы (4). Для этого ее следует отсоединить от стойки так, чтобы она превратилась в разомкнутую без связей цепь. Затем, восстанавливая кинематические пары снова и подсчитывая вводимые при этом связи, применить формулу (4).

Применение формулы (4) к механизмам с неидеальными (реальными) кинематическими парами может привести к результату $W < 1$. В этом случае необходимо проанализировать влияние избыточных связей на движение механизма с реальными (упругими) звеньями. Если упругость звеньев недостаточна, связи, выбрав зазоры в кинематических парах, будут создавать в звеньях дополнительные напряжения, а это, в свою очередь, вызовет снижение долговечности кинематических пар (надежность работы всего механизма).

Для устранения избыточных связей, увеличивают подвижность тех или иных кинематических пар, например, одноподвижную вращательную, либо поступательную пару делают двухподвижной цилиндрической, либо одноподвижную вращательную заменяют сферической.

Пример. Определить степень подвижности двигателя с компрессором (рис. 2) в теоретическом и практическом вариантах исполнения. Предложить способ устранения избыточных связей. Проверить подвижность реального механизма.

В этом механизме вращательное движение коленчатого вала (кривошип АВ) преобразуется в возвратно-поступательное движение поршня С двигателя и поршня Н компрессора. Ведущее звено – кривошип – обозначаем круговой стрелкой, показывающей направление его вращения. Все неподвижные детали, образующие одно неподвижное звено – стойку – цифрой 0. Цифрой 1 обозначим кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун, 4 – шатун, 5 – коромысло, 6 – шатун, 7 – ползун. Кинематические пары обозначаем буквами. Замечаем, что шарнир В – сложный. Он соединяет три звена. Значит, в этом шарнире число вращательных пар равно двум, а именно В (1-2) и В (1-4). Здесь в скобках заданы номера звеньев, образующих кинематическую пару. Пары А (0-1), В (1-2), В (1-4), С (2-3), D (4-5), Е (0-5), F (5-6), Н (6-7) – вращательные, а пары С (0-3) и Н (0-7) – поступательные. Высших пар в этом механизме нет.

Определяем число степеней подвижности идеального механизма по формуле Чебышева-Грюблера:

$$W = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Так как движение задано одному звену и степень подвижности тоже равна единице, данный механизм обладает определенностью движения.

Проверим этот механизм на предмет наличия избыточных связей. Для этого разомкнем пары С (0-3), Е (0-5) и Н (0-7), получим открытую кинематическую цепь без связей (рис. 4). Сумма подвижностей в кинематических парах этого механизма:

$$W = \sum \Pi_i = 1_{A(0-1)} + 1_{B(1-4)} + 1_{B(1-2)} + 1_{C(2-3)} + 1_{D(4-5)} + 1_{F(5-6)} + 1_{H(6-7)} = 7.$$

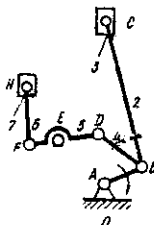


Рис. 4. Открытая кинематическая цепь

В идеальном случае ось Е перпендикулярна плоскости чертежа, а направляющие ползунов С и Н расположены в этой плоскости. При этом указанные пары налагают на открытую цепь лишь по две связи (пара Е (0-5) – поступательные движения вдоль осей, пары С (0-3) и Н (0-7) – поступательные в горизонтальном направлении и вращения в плоскости чертежа). Сумма связей, налагаемых стойкой:

$$\sum S_j = S_{E(0-5)} + S_{H(0-7)} + S_{C(0-3)} = 2 + 2 + 2 = 6.$$

Т.о. при идеальных связях по формуле (4) получим:

$$W = \sum \Pi_i - \sum S_j = 7 - 6 = 1,$$

т.е. как и по формуле Чебышева-Грюблера.

В случае реального механизма пары С (0-3), Е (0-5) и Н (0-7) не связаны с плоскостью чертежа. Будучи одноподвижными они могут налагать на открытую кинематическую цепь по 5 связей ($\sum S_j = 3 \cdot 5 = 15$). Степень подвижности механизма в этом случае равно:

$$W = 7 - 15 = -8.$$

Чтобы устранить в механизме 9 связей, потребуется, например, пары А (0-1), Н (0-7) и С (0-3) сделать цилиндрическими двухподвижными, а пары F (5-6), Е (0-5) и D (4-5) выполнить сферическими. При этом по формуле (2) получим:

$$W = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 3 - 3 \cdot 3 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 1.$$

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Реальные механизмы и их модели, планшеты, чертежный инструмент.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с механизмами, установить его назначение (по преобразованию движения), выбрать положение механизма, при котором хорошо видно относительное расположение звеньев;

2. Составить структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями (табл. 1);
3. Пронумеровать все звенья, стойку обозначить цифрой 0, кинематические пары – заглавными буквами латинского алфавита; выписать все кинематические пары, указав номера образующих их звеньев;
4. Посчитать число подвижных звеньев и кинематических пар, определить степень подвижности идеального плоского механизма;
5. Определить и проверить степень подвижности механизма с реальными кинематическими парами. Установить количество избыточных связей;
6. Предложить способ устранения избыточных связей;
7. Выполнить п.п. 1 – 6 для второго варианта механизма.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называют звеном, механизмом, кинематической парой, кинематической цепью?
2. Какие кинематические пары называют низшими, а какие – высшими?
3. Какие механизмы называют рычажными?
4. Как подразделяют кинематические пары по степени подвижности?
5. Как определить число связей, налагаемых кинематической парой на кинематическую цепь?
6. Как рассчитать степень подвижности плоского механизма?
7. Что представляет собой пассивные связи и лишние степени свободы?
8. Чем реальный механизм отличается от идеального?
9. Какое звено механизма является источником избыточных связей?
10. Как и когда устраняют избыточные связи?

Лабораторная работа №3

ГРАФИЧЕСКАЯ КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: овладение методом графиков при решении задач кинематики механизмов (дифференцирование, интегрирование, определение масштабов).

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Когда кинематическая схема механизма не может быть описана достоверно, например, в случае кулачковых механизмов, либо, когда другие виды исследований (аналитические, графоаналитические) по тем или иным причинам (сложность схемы, ограниченная доступность и т.п.) неприменимы, исследование кинематики механизма может быть проведено методом графиков.

При исследовании строят графики функции положения звена либо точки, затем дифференцированием строят график передаточных функций первого и второго порядков, измерением ординат графиков и умножением на масштабы находят значения передаточных функций и их производных.

Метод обладает наибольшей наглядностью и не допускает грубых ошибок.

Функция положения – это зависимость перемещения рассматриваемого звена от обобщенной координаты механизма. Например, в коноидном кулачковом механизме (рис. 1) функция $S_T = f(\varphi_K)$ является функцией положения толкателя. Для построения функции положения механизм устанавливают в крайнее положение ведомого звена (например, толкателя кулачкового механизма), замечают при этом значения перемещения $S = S_0$ и обобщенной координаты $\varphi_K = \varphi_0$. Затем, меняя положение ведущего звена (например, кулачка) при значениях φ_K в пределах кинематического цикла (в рассматриваемом примере составляет 2π , т.е. 360°), измеряют соответствующие перемещения S , от начального значения S . Данные замеров заносят в протокол. По этим данным строят график (рис. 2, б). Масштабы по осям выбирают, исходя из компактного размещения графика. Масштабом в ТММ называют физическую величину, которая содержится в 1 мм чертежа. Размерность масштабов: углов – $рад/мм$, перемещений – $м/мм$, сил – $Н/мм$ и т.д.

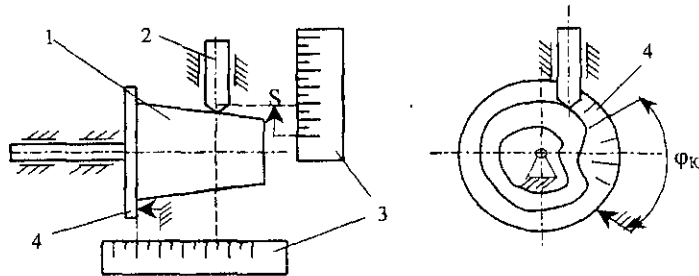


Рис. 1. Кулачковый механизм:
1 – кулачок, 2 – толкатель, 3 – линейки, 4 – лимб.

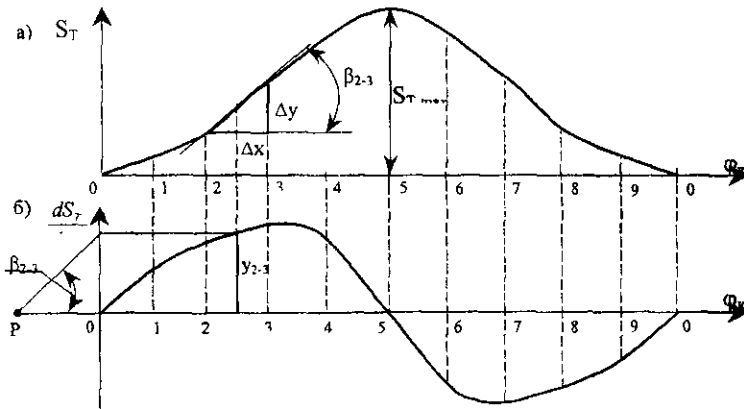


Рис. 2. Графическое дифференцирование:
а) график функции положения, б) график передаточной функции

Для графика перемещений масштабы могут иметь размерность μ_s [м/мм], либо μ_φ [рад/мм]. Для графика $S_T = f(\varphi_k)$ имеем:

$$y_i = \frac{S_T}{\mu_s},$$

где i – номер положения механизма.

Чтобы получить график $dS_T/d\varphi_k = f_1(\varphi_k)$, зависимость $S_T = f(\varphi_k)$ графически дифференцируют. Исходя из графического смысла производной, величина $(dS_T/d\varphi_k)_i$ равна (в масштабе) тангенсу угла накло-

на к кривой в исследуемой точке. Однако касательную к кривой каждый исследователь проводит по-своему. Поэтому вместо касательной проводят хорду на том или ином участке Δx , считая, что хорда параллельна касательной на этом участке у его середины. Такой прием согласуется с теоремой Ролля о среднем, и тем ближе к истине, чем меньше участок Δx .

Чтобы построить отрезок у (y_{2-3} на рис. 2, б), в котором содержится тангенс угла наклона хорды β (β_{2-3} на рис. 2, б), поступают так: в осях $dS_T/d\varphi_k - \varphi_k$ (рис. 2, б) выбирают отрезок OP (мм). Чем больше OP , тем больше ординаты графика $dS_T/d\varphi_k - \varphi_k$.

Из конца P этого отрезка проводят лучи, параллельные хордам, и на оси ординат получают отрезки y_{i-j} , в которых содержатся (в масштабе $\mu_{dS/d\varphi}$) значения передаточных функций $(dS/d\varphi)_{i-j}$ по серединам отрезков $i - j$ (i и j - номера начала и конца отрезков по оси φ).

Например, при $i = 2$ и $j = 3$ получаем:

$$\operatorname{tg} \beta_{2-3} = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{\Delta y \mu_s}{\Delta x \mu_\varphi} \cdot \frac{\mu_\varphi}{\mu_s} \approx \frac{dS}{d\varphi} \cdot \frac{\mu_\varphi}{\mu_s},$$

(при $\Delta x \rightarrow 0$).

С другой стороны:

$$\operatorname{tg} \beta_{2-3} = \frac{y_{2-3}}{OP}.$$

Сравнивая правые части полученных выражений, получаем:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{2-3} = y_{2-3} \cdot \frac{\mu_s}{\mu_\varphi \cdot OP} = y_{2-3} \cdot \mu_{dS/d\varphi}.$$

Откуда получаем масштаб при дифференцировании:

$$\mu_{dS/d\varphi} = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi \cdot OP}, \quad (1)$$

где μ_s и μ_φ - масштабы по осям дифференцируемой прямой, OP - принятый за единицу отрезок (мм).

Т.о. проведя хорды на всех участках $i - j$ дифференцируемой кривой и лучи, параллельные хордам из конца P отрезка OP , получаем в пересечении лучей с осью ординат графика производной отрезки, в которых в масштабе (1) содержатся $dS_T/d\varphi_k$ значения по серединам соответствующих отрезков. График производной строится по этим отрезкам с обязательным учетом того, что там, где дифференцируемая кривая имеет экстремум, график производной пересекает ось абсцисс.

Примечание. При синтезе механизмов приходится решать обратную задачу: имея значение производной (например $dS_T/d\varphi_k$) по серединам участков оси φ_k $i - j$, требуется найти график исходной зависимости ($S_T = f(\varphi_k)$). Задачу решают интегрированием графика $dS_T/d\varphi_k - \varphi_k$: средние ординаты y_{i-j} сносят

на вертикальную ось (в данном примере – ось $dS_T/d\varphi_k$), строят отрезок ОР и принимают его за единицу. Соединяют лучами точку Р с концами ординат на оси $dS_T/d\varphi_k$ и в осях $S_T - \varphi_k$ последовательно проводят хорды, параллельные соответствующим лучам. Получают приближенные точки интегральной кривой. Там, где интегрируемая кривая пересекает горизонтальную ось, интегральная кривая имеет экстремум.

Масштаб μ_S при интегрировании кривой $dS_T/d\varphi_k - \varphi_k$:

$$\mu_S = \mu_\varphi \cdot \mu_{dS/d\varphi} \cdot ОР.$$

ЛАБОРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ, МАТЕРИАЛЫ

Для выполнения лабораторной работы используются: модели механизмов, линейки, транспортеры, микрокалькуляторы.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Подготовить механизм к обмерам;
2. Измерить пути S_i (мм) перемещения ведомого звена для ряда равноотстоящих значений обобщенной координаты φ_i (град) в пределах цикла работы механизма. Полученные результаты занести в протокол (таблица);
3. Построить график $S = S(\varphi)$ (рис. 2, а). Принять масштабы μ_S и μ_φ и вычислить абсциссы x_i (мм) и ординаты y_i (мм). Значения x_i и y_i занести в протокол (таблица);
4. Построить оси $dS/d\varphi - \varphi$ (рис. 2, б). Выбрать отрезок ОР. Графическим дифференцированием кривой $S = S(\varphi)$ построить график $dS/d\varphi - \varphi$;
5. По формуле (1) вычислить масштаб оси $dS/d\varphi - \mu_{dS/d\varphi}$ (м/мм). Замерить ординаты y_j (мм) графика $dS/d\varphi - \varphi$ в рассматриваемых положениях механизма. Вычислить $(dS/d\varphi)_j$ в указанных положениях и проставить размерность. Полученные результаты занести в протокол (таблица);
6. Выполнить п.п. 4 – 5 для графика $d^2S/d\varphi^2 - \varphi$. Для этого график $dS/d\varphi - \varphi$ продолжить в следующем цикле (на одну позицию). Полученные результаты занести в протокол (таблица).

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Когда целесообразно воспользоваться методом графиков? Каковы преимущества метода?
2. Каков геометрический смысл производной?
3. Каков порядок графического дифференцирования?

4. То же при интегрировании?
5. Что такое масштаб? Какова его размерность?
6. Как вычисляют масштаб при графическом дифференцировании и интегрировании?

Протокол проведения кинематического исследования механизма

| № положения механизма | 0 | 1 | 2 | ... | ... | 0 |
|---|------------|---|---|-----|------------|------------|
| Обобщенная координата, φ_i | 0 | | | | | 360° |
| Перемещение толкателя, S_i (м) | S_{\min} | | | | S_{\max} | S_{\min} |
| Ордината графика $S_i - \varphi$ в масштабе μ_s , y_i (мм) | y_{\min} | | | | y_{\max} | y_{\min} |
| Абсцисса графика $S_i - \varphi$ в масштабе μ_φ , x_i (мм) | 0 | | | | | |
| Ордината графика $dS/d\varphi - \varphi$, y_j (мм) | 0 | | | | 0 | 0 |
| Значения $(dS/d\varphi)_i$ (м) | 0 | | | | 0 | 0 |
| Ордината графика $d^2S/d\varphi^2 - \varphi$, y_m (мм) | | | | | | |
| Значения $(d^2S/d\varphi^2)_i$ (м) | | | | | | |

Лабораторная работа № 4

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: освоение техники составления кинематических схем и определения передаточных отношений зубчатых механизмов.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Основное назначение зубчатых механизмов – передача и преобразование вращательного движения в соответствии с требуемой величиной передаточного отношения.

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей входного (1) и выходного (к) звеньев зубчатых механизмов:

$$u_{1-k} = \frac{\omega_1}{\omega_k}. \quad (1)$$

Передаточное отношение показывает, во сколько раз передача понижает обороты:

$$n_k = \frac{n_1}{u_{1-k}}. \quad (2)$$

По взаимному расположению осей вращения колес зубчатые передачи различают:

1. С параллельными осями.
2. С пересекающимися осями.
3. Со скрещивающимися осями.

Передача вращения между валами с параллельными осями осуществляется цилиндрическими колесами с внешним (рис. 1, а) и внутренним зацеплением (рис. 1, б).

Для первой передачи передаточное отношение:

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = - \frac{z_2}{z_1},$$

поскольку колеса вращаются в противоположных направлениях, для второй:

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = + \frac{z_2}{z_1},$$

поскольку направления вращения колес одинаковые.

Частным случаем цилиндрической является реечная передача, предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

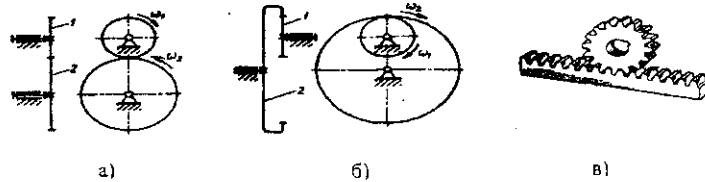


Рис. 1. Передача зубчатая цилиндрическая:
а – с внешним зацеплением, б – с внутренним зацеплением, в – реечная

Передача вращения между валами с пересекающимися осями осуществляется при помощи конических колес (рис. 2).

Передаточное отношение этих механизмов:

$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_{w2}}{\sin \delta_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$$

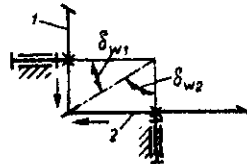


Рис. 2. Передача зубчатая коническая

На кинематической схеме направления вращения конических колес можно показывать стрелками.

Передача вращения между валами со скрещивающимися осями осуществляется при помощи гиперболической зубчатой передачи, которая в частных случаях бывает винтовой (рис. 3, а) и червячной (рис. 3, б). Впрочем, последнюю можно рассматривать как разновидность передач “винт – гайка” (червяк – одно ($z_ч = 1$), либо многозаходный ($z_ч > 1$), винт, а червячное колесо – разрезанная по образующей и развернутая на цилиндр гайка с длиной, равной длине окружности основания цилиндра и с числом шагов резьбы $z_к$).

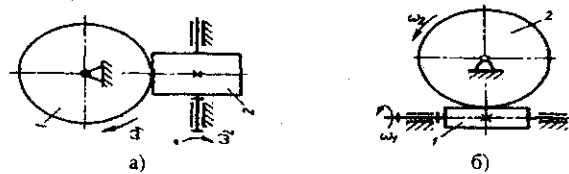


Рис. 3. Гиперболические передачи:
а – винтовая, б – червячная

Передаточное отношение гиперболических передач:

$$u_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Для червячной передачи $z_1 = z_q$ – число заходов нарезки червяка (число её выходов на его торец).

С неподвижными осями вращения валов колеса сложные (ступенчатые) зубчатые механизмы подразделяют на два вида:

- 1) преобразующие вращательное движение в ступенях, разделенных участками валов (рис. 4, а),
- 2) преобразующие вращательное движение промежуточными (паразитными) колесами (рис. 4, б), центрируемыми незагруженными валами – осями.

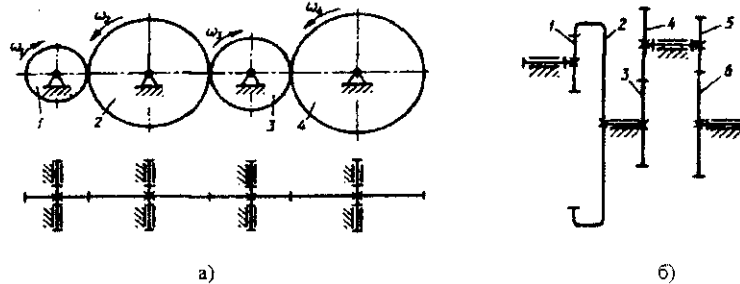


Рис. 4. Передача зубчатая с неподвижными осями колес

Те и другие механизмы объединяет то, что вращательное движение ω_1 в них преобразуют последовательно расположенные ступени ($z_1 - z_2$, $z_2 - z_3$, $z_3 - z_4$, - рис. 4, а и $z_1 - z_2$, $z_3 - z_4$, $z_5 - z_6$ - рис. 4, б). Поэтому у таких механизмов угловая скорость на выходе получается как:

$$\omega_k = \omega_1 \cdot \frac{1}{u_{1,2}} \cdot \frac{1}{u_{2,3}} \cdot \frac{1}{u_{3,4}} \cdot \dots \cdot \frac{1}{u_{(k-1),k}}, \quad (3)$$

и их передаточные отношения могут быть вычислены следующим образом:

$$u_{1-k} = \frac{\omega_1}{\omega_k} = u_{1,2} \cdot u_{2,3} \cdot u_{3,4} \cdot \dots \cdot u_{(k-1),k}. \quad (4)$$

Для механизма на рис. 4, а после подстановок в (4) и преобразований получаем:

$$u_{1-k} = \frac{z_k}{z_1} (-1)^n,$$

а для механизма на рис. 4, б:

$$u_{1-k} = (-1)^n \frac{z_2 z_4 z_6 \dots z_k}{z_1 z_3 z_5 \dots z_{k-1}},$$

где k – число зубчатых колес ряда,

n – число внешних зацеплений, изменяющих направление вращения.

Ступенчатые передачи с промежуточными (паразитными) колесами применяются для изменения направления вращения ведомого вала, а также для передачи вращения между удаленными валами.

Сложные зубчатые механизмы с подвижными осями валов некоторых колес (сателлитов) могут быть трех видов:

- 1) дифференциальные,
- 2) планетарные,
- 3) замкнутые дифференциальные.

В своей основе они все содержат дифференциальный механизм.

Дифференциальный механизм (рис.5) имеет два соосных “центральных” колеса с числом зубьев z_1 и z_2 и кинематическую связь между ними в виде сателлитных блоков $z_3 - z_3'$, установленных на водиле H , ось вращения которого совпадает с осями вращения центральных колес.

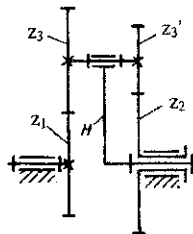


Рис. 5. Дифференциальный зубчатый механизм

Дифференциальные механизмы имеют две степени свободы ($W=2$) и применяются в машинах для сложения двух вращений:

$$\omega_H = k_1 \omega_1 + k_2 \omega_2, \quad (5)$$

где k_1 и k_2 – передаточные коэффициенты, зависящие от чисел зубьев колес.

Формула (5) может быть раскрыта на основе принципа независимости передачи водилу H вращений от центральных колес z_1 и z_2 , либо на основании формулы Виллиса, получаемой для дифференциального механизма с помощью метода обращения движения:

$$u_{1-2}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}, \quad (6)$$

где $u_{1-2}^{(H)}$ – передаточное отношение “обращенного” ступенчатого механизма, полученного в предположении, что водило H является неподвижным.

Для рассматриваемой схемы плоского дифференциального механизма с внешним зацеплением сателлитного блока с центральными зубчатыми колесами имеем:

$$u_{1-2}^{(H)} = \left(-\frac{z_3}{z_1}\right)\left(-\frac{z_2}{z_3}\right).$$

Прочие три вида плоских дифференциальных механизмов (рис. 6, а, б, в) от рассмотренного отличаются типом зацепления центральных колес с сателлитными блоками (смешанное – рис. 6, а, б; внутреннее – рис. 6, в). Частный вид механизма при смешанном зацеплении (рис. 6, а) получаем при $z_3 = z_3$.

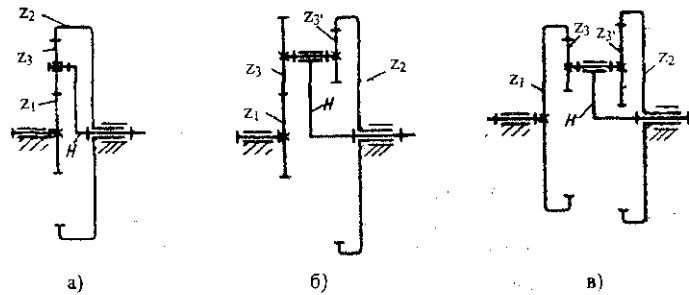


Рис. 6. Дифференциальные механизмы

Пространственные дифференциальные механизмы образуются на основе конических зубчатых колес (рис. 7).

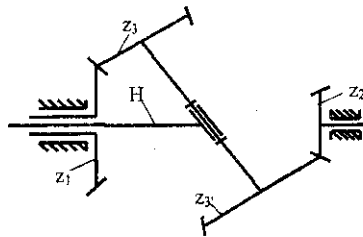


Рис. 7. Пространственный дифференциальный механизм

Планетарные зубчатые механизмы получают из дифференциальных закреплением одного из центральных колес (рис. 8, а – г).

В этом случае механизм теряет одну степень свободы (становится $W = 1$) и формула Виллиса (при $\omega_2 = 0$) приводится к виду:

$$u_{1-H}^{(2)} = 1 - u_{1-2}^{(H)}.$$

Планетарные зубчатые механизмы способны обеспечивать значительную величину передаточных отношений.

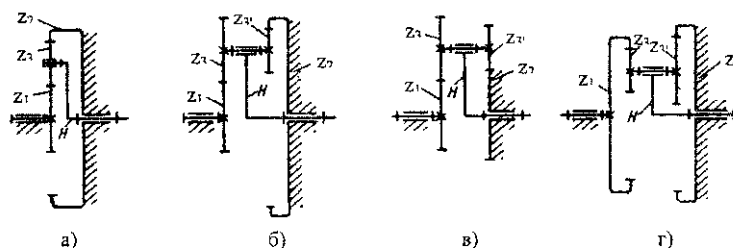


Рис. 8. Планетарные зубчатые механизмы

Если в дифференциальном механизме два основных звена (центральные колеса, водило) соединить дополнительной кинематической связью (на рис. 9 – зубчатое колесо 4 (с неподвижной осью вращения) – между водилом H и центральным колесом z_3), то получится замкнутый дифференциальный механизм.

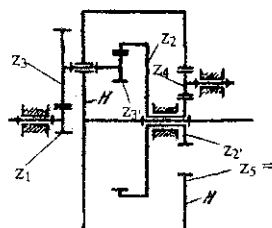


Рис. 9. Замкнутый дифференциальный механизм

Замыкающая цепь налагает на движение звеньев дифференциального механизма дополнительное условие связи. Например, для рис. 9:

$$\frac{\omega_3'}{\omega_H} = - \frac{z_1}{z_3}.$$

Это уравнение решают совместно с формулой Виллиса, полученной при $W = 2$. Поэтому для замкнутого дифференциального механизма $W = 1$.

Встречаются механизмы, состоящие из последовательно соединенных ступеней с подвижными и неподвижными осями колес. Общее пере-

даточное отношение такого механизма следует определять как произведение передаточных отношений отдельных ступеней.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Составить кинематические схемы реальных моделей механизмов с неподвижными осями валов, использовать условные обозначения ГОСТ 2770 – 68. Пронумеровать зубчатые колеса;
2. Записать выражение для определения передаточного отношения механизма от ведущего вала к ведомому;
3. Подсчитать числа зубьев колес, необходимые для определения передаточных отношений. Вычислить эти передаточные отношения;
4. Проверить на моделях полученные значения передаточных отношений;
5. Сделать кинематический анализ механизмов с подвижными осями, ориентируясь на п.п. 1 – 4 и пользуясь формулой Виллиса.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Укажите типы плоских и пространственных зубчатых передач в зависимости от расположения осей вращения колес.
2. Что такое передаточное отношение, как оно определяется для одноступенчатых передач по величине и знаку?
3. Что представляет собой червячная передача? Как определяется число заходов червяка?
4. Как определяется передаточное отношение ступенчатой зубчатой передачи?
5. В чем состоит особенность ступенчатых передач с промежуточными (паразитными) колесами?

НАРЕЗАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС СПОСОБОМ ОГИБАНИЯ

Цель работы: изучение особенностей способа огибания, оборудования и инструмента.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Основным способом нарезания зубьев зубчатых колес является способ огибания. При этом используется специальный режущий инструмент – зубчатая рейка – гребенка (рис. 1, а), червячная фреза (рис. 1, б) либо долбяк (рис. 1, в). Нарезание выполняется соответственно на зубострогальном, зубофрезерном либо зубодолбежном станках. Колеса с внутренними зубьями могут быть изготовлены лишь на зубодолбежных станках.

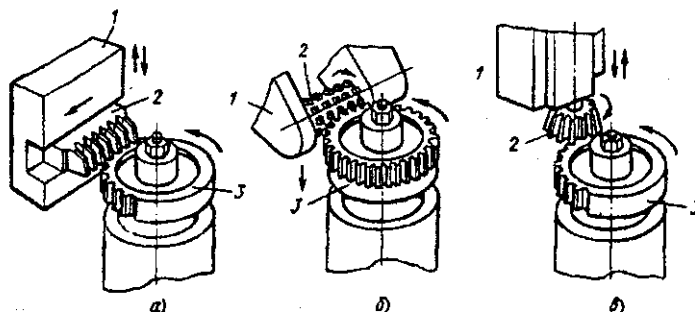


Рис. 1. Схемы нарезания зубьев

При изготовлении зубчатых колес на зубострогальных станках заготовке 3 и режущему инструменту 2 сообщают относительное движение, которое они имели бы, образуя друг с другом нормальное зубчатое зацепление. При этом суппорт 1 вместе с закрепленной на нем инструментальной рейкой совершает возвратно-поступательное движение в направлении оси зуба.

На рабочем (прямом) ходу производится резание прямолинейной боковой поверхностью рейки. Во время перебега на обратном (холостом) ходу рейка получает дополнительное перемещение Δz в перпендикулярном направлении, а заготовка поворачивается на угол:

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta z}{r}, \quad (1)$$

где r – делительный радиус нарезаемого колеса.

Более производительными являются зубофрезерные станки. Режущий инструмент этих станков – червячная фреза, имеет профиль, образуемый винтовым движением рейки вокруг оси фрезы по закону (1), причем $\Delta\varphi$ – поворот плоскости рейки вокруг оси, а Δz – перемещение рейки в плоскости в направлении оси фрезы, равное окружному перемещению по делительной окружности нарезаемого колеса, r – делительный радиус винта – червяка. В процессе нарезания зубьев заготовка непрерывно вращается, а фреза, также вращаясь, имеет поступательное движение в направлении оси зуба.

При нарезании зубчатого колеса долбяком также имеет место кинематическая связь (1), однако в данном случае инструмент выполнен в виде зубчатого колеса, а поэтому перемещение Δz следует рассматривать по делительной окружности этого инструмента.

Процесс изготовления зубчатого колеса способом огибания можно рассматривать как зацепление исходного производящего контура (ИПК) инструмента с заготовкой. Для гребенки и червячной фрезы ИПК имеет форму зубчатой рейки; её зацепление с нарезаемым колесом называют станочным (рис. 2).

Согласно ГОСТ 13755 – 81 ИПК имеет размеры: $\alpha = 20^\circ$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0,25$. Модуль m регламентируется СТ СЭВ 310 – 76; $h_a = h_a^* m$, $c = c^* m$.

Огибание является высокопроизводительным способом. Кроме того, одним инструментом оно теоретически точно позволяет нарезать колеса с различным числом зубьев z .

Хотя делительные диаметры этих колес:

$$d = mz \tag{2}$$

различны, они могут образовывать безззорное зацепление друг с другом, поскольку у них одинаковый шаг по делительной окружности:

$$p = \pi m. \tag{3}$$

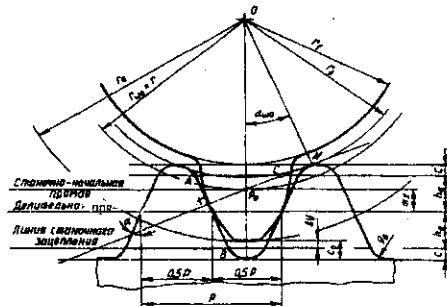


Рис. 2. Станочное зацепление

Если режущий инструмент на станке установлен так, что делительная его прямая катится без скольжения по делительной окружности заготовки, последняя приобретает зубья “нулевого” колеса:

$$x = 0, \quad (4)$$

где x – коэффициент смещения.

Режущий инструмент можно расположить с разным смещением mx относительно заготовки. Это используется для:

1. Уменьшения габаритов передачи за счет возможности применения шестерни с неподрезанным эвольвентным профилем зуба, если число зубьев:

$$z < z_{\min} = 17. \quad (5)$$

При указанном значении z минимальный коэффициент смещения, обеспечивающий отсутствие подрезания зуба инструментом, определяется:

$$x = \frac{17 - z}{17}. \quad (6)$$

2. Подгонки (в небольших пределах) межосевого расстояния:

$$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \quad (7)$$

где делительное межосевое расстояние $a = 0,5m(z_1 + z_2)$.

Угол зацепления α_{cw} в зацеплении корригированных колес составляет:

$$\text{inv } \alpha_{cw} = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \text{tg } \alpha}{z_1 + z_2}. \quad (8)$$

3. Повышения коэффициента торцевого перекрытия, обеспечивающего непрерывность и плавность зацепления:

$$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1 \text{tg } \alpha_{a1} + z_2 \text{tg } \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \text{tg } \alpha_{cw}], \quad (9)$$

где углы профиля зуба на окружностях вершин:

$$\alpha_{a1} = \arccos\left(\frac{d_1}{d_{a1}} \cos \alpha\right), \quad \alpha_{a2} = \arccos\left(\frac{d_2}{d_{a2}} \cos \alpha\right).$$

В свою очередь, диаметры вершин зубчатых колес d_{a1} и d_{a2} могут быть вычислены через коэффициент воспринимаемого смещения y :

$$y = \frac{(a_w - a)}{m}, \quad (10)$$

как

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + (2h_a^* + y - x_2)m, \\ d_{a2} &= d_2 + (2h_a^* + y - x_1)m. \end{aligned} \quad (11)$$

4. Снижения коэффициента удельного давления в полосе зацепления, учитывающего влияние радиусов кривизны профилей на контактные напряжения, возникающие на площади контакта зубьев:

$$v = \frac{m(u_2 + 1)^2}{u_2 a_w \sin \alpha_w}, \quad (12)$$

где передаточное отношение зубчатой передачи:

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

5. Снижения коэффициентов скольжения, учитывающих влияние геометрических и кинематических параметров зацепления на скольжение профилей зубьев и их износ:

$$\lambda_{B1} = 1 - u_{21} \frac{d_{a2} \operatorname{tg} \alpha_{a2}}{(d_{b1} + d_{b2}) \operatorname{tg} \alpha_{av} - d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2}}, \quad (13)$$

$$\lambda_{B2} = 1 - u_{12} \frac{d_{a1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}}{(d_{b1} + d_{b2}) \operatorname{tg} \alpha_{av} - d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}};$$

где основные диаметры колес:

$$d_{b1} = mz_1 \cos \alpha, \quad d_{b2} = mz_2 \cos \alpha; \quad (14)$$

а передаточное отношение:

$$u_{21} = \frac{1}{u_{12}} = \frac{z_1}{z_2}.$$

6. Обеспечения отсутствия заострения зуба:

$$S_a \geq 0,25m, \quad (15)$$

где толщину зуба по окружности вершин определяют по формуле:

$$S_a = d_a \left[\left(\frac{\pi}{2} + \operatorname{tg} \alpha \right) / z + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right]. \quad (16)$$

С увеличением смещения x толщина S_a уменьшается. Диаметр впадин зубчатого колеса вычисляется по формуле:

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m. \quad (17)$$

Приведенные формулы позволяют не только подобрать оптимальные коэффициенты смещения инструментальной рейки при нарезании пары колес (для этого целесообразно использовать ЭВМ), но и вычертить их зацепление.

На рис. 3 показаны параметры зацепления двух колес, а на рис. 4 – кривые изменения коэффициентов скольжения (рис. 4, а) и удельного давления (рис. 4, б) по линии зацепления.

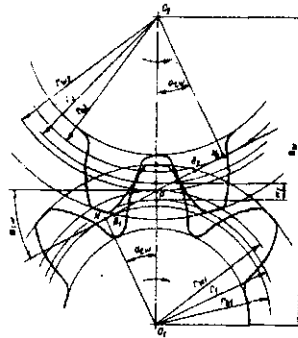


Рис. 3. Эвольвентное зацепление

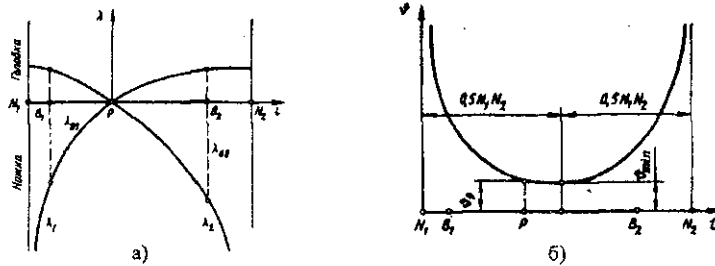


Рис. 4. Кривые изменения коэффициентов

Станочное зацепление заготовки колеса с долбяком напоминает стандартное зацепление двух колес (рис. 3), причем ИПК отличается от обычной шестерни тем, что окружность головок зубьев увеличена на $c \cdot m$ и ее радиус составляет:

$$r_{ад} = 0,5d + (h_a^* + x_d - \Delta y)m + c \cdot m,$$

где x_d — коэффициент смещения инструмента при изготовлении самого долбяка. Величину этого коэффициента можно определить, зная число зубьев долбяка, пользуясь формулой (6).

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ЛАБОРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Процесс изготовления зубчатого колеса позволяют моделировать установки ТММ 42 (рис. 5, а) и ТММ 47А (рис. 5, б).

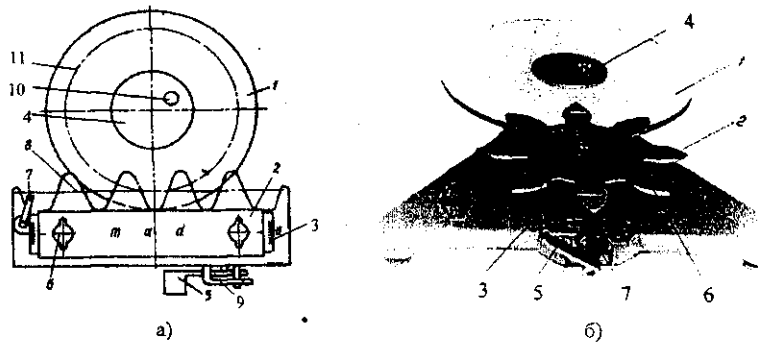


Рис. 5. Лабораторные установки

На этих установках диск 1 имитирует заготовку, рейка (долбяк) 2 – исходный производящий контур режущего инструмента. В процессе движения рейка (долбяк) огибает диск как ИПК заготовку. При перемещении Δz делительной прямой рейки (делительной окружности долбяка) диск поворачивается на угол $\Delta\varphi$ (поворот можно вычислить по формуле (1)). При последовательном обведении зубьев инструмента карандашом можно получить на диске профили зубьев (рис. 6), которые моделируют в масштабе (указан на инструменте 2) зубья колес, изготавливаемые на станке.

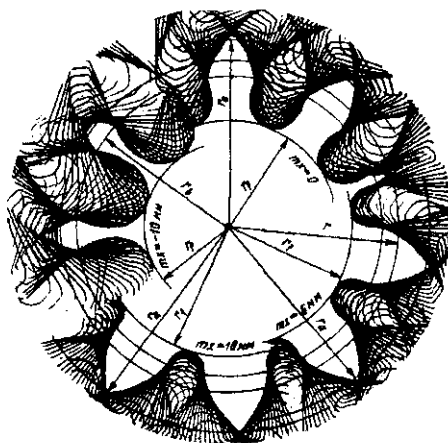


Рис. 6. Профили зубьев, полученные при различных значениях коэффициента смещения

Число зубьев колеса, нарезаемого рейкой, определяется по формуле (2), где d и m нанесены на инструмент 2. Инструмент 2 можно смещать относительно диска 1 в радиальном направлении. Положение его устанавливается с помощью линейной шкалы 3. Профили зубьев, полученные при разных смещениях m_x , дают возможность оценить влияние смещения на форму зуба.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Выбрать бумажный круг – заготовку в соответствии с диаметром, указанным на диске 1. Разделить круг на квадранты и провести делительную окружность. Установить бумажный круг на диск 1 и закрепить крышкой 4 (игла в центре круга намечает его центр);
2. Установить инструмент 2 по выгравированной линейке 3 в нулевое положение ($m_x = 0$). При этом делительные риски на инструменте ка-

саются делительной окружности на заготовке. Повернуть рычажок 9 (на приборе ТММ 42) и перевести рейку вправо до упора. Рычажок 9 вернуть в исходное положение. Ослабить натяжение тросика рукояткой 7 и повернуть диск 1 в положение, удобное для вычерчивания профилей в одном из квадрантов. Натяжение тросика возобновить. Нажимая на клавишу 5 и обводя карандашом профили зубьев инструмента, получить два – три зуба нарезаемого колеса;

3. Рассчитать смещение режущего инструмента с помощью формулы (6). Сместить инструмент и вычертить профили 2 – 3 зубьев;

4. Установить инструмент с положительным смещением $mx = 8 \dots 10$ мм и вычертить профили зубьев;

5. Установить инструмент с отрицательным смещением $mx = -(8 \dots 10)$ мм и вычертить профили зубьев;

6. Сделать выводы о влиянии смещения на форму зубьев;

7. Рассчитать размеры зубчатого зацепления колеса с числом зубьев $z_1 = d/m$, нарезанного со смещением инструмента (см.п.3) с нулевым колесом $z_2 = 2z_1$. При этом последовательно воспользоваться формулами (2), (3), (8), (7), (10), (11), (14), (16), (17), в которые подставить $x_2 = 0$, а x_1 найти по формуле (6). Определить качественные показатели зубчатого зацепления по формулам (9), (12), (13);

8. Нанести на бумажный круг окружности: основную, впадин, вершин;

9. Измерить делительную толщину зуба и сравнить полученное значение с расчетным:

$$S = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha\right) m.$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при $x = 0$, $x > 0$, $x < 0$?
2. Как определить коэффициент смещения, при котором возникает подрезание зуба?
3. Какие параметры зубчатого колеса зависят от смещения? Какие не зависят?
4. Как влияют коэффициенты смещения инструмента при изготовлении зубчатых колес на коэффициент перекрытия зубчатой передачи?

ОБМЕР ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цель работы: освоение практических методов определения параметров зубчатых колес и простых зубчатых передач.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В процессе проведения ремонтных работ приходится определять параметры механизмов изношенных машин.

В настоящей работе предполагается произвести расшифровку зубчатой передачи, т.е. определить параметры зубчатой передачи и колес, из которых она состоит, при условии, что колеса нарезаются стандартным реечным инструментом. Стандартный исходный контур реечного инструмента изображен на рис. 1. Он характеризуется следующими величинами:

$$\alpha = 20^\circ; h_a^* = 1; c^* = 0,25^1.$$

В результате работы по обмеру зубчатой передачи следует определить:

1. Число зубьев колес – z_1 и z_2 .
2. Модуль зубчатых колес – m .
3. Угол зацепления – α_w .
4. Межцентровое расстояние – a_w .
5. Коэффициенты смещения инструмента при изготовлении колес – x_1 и x_2 .
6. Шаг по основной окружности – P_b .
7. Толщину зуба по основной окружности – S_{b1} и S_{b2} .

Эти величины нельзя определить путем непосредственного обмера колес, поэтому приходится пользоваться вспомогательными параметрами, замер которых можно произвести с достаточной точностью.

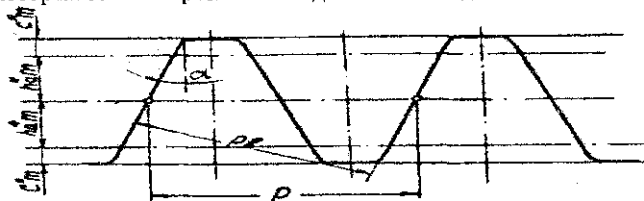


Рис. 1. Стандартный исходный контур реечного инструмента

¹ При модулях $0,5 < m < 1,0$ $c^* = 0,35$, а при $0 < m < 0,5$ $c^* = 0,5$.

Так, если штангенциркуль установить согласно рис. 2, то прямая, проходящая через точки касания щечек штангенциркуля и профилей зубьев, будет касательной к основной окружности, так как последняя есть геометрическое место центров кривизны эвольвенты.

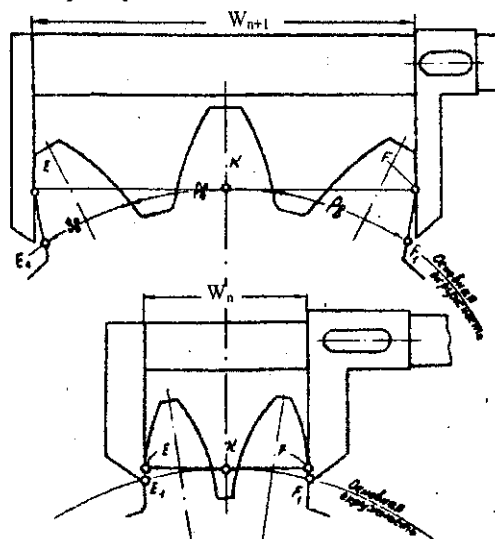


Рис. 2. Измерение зубчатых колес

Число "n" зубьев, охватываемых штангенциркулем, выбирается так, чтобы щечки штангенциркуля касались не галтели зубьев, а части профиля, описанного по эвольвенте (табл. 1).

Таблица 1

Выбор числа зубьев колеса для измерений

| Число зубьев | Число охватываемых зубьев "n" |
|---------------------|-------------------------------|
| $z \leq 18$ | 2 |
| $19 \leq z \leq 30$ | 3 |

Так, можно непосредственно на колесах измерить отрезки:

$$W_n = (n - 1) P_b + S_b \text{ при } n \text{ зубьях}$$

$$W_{n+1} = n P_b + S_b \text{ при } (n + 1) \text{ зубьях.}$$

Для определения шага P_b на основной окружности достаточно произвести вычитание отрезков:

$$P_b = W_{n+1} - W_n.$$

Зная величину шага P_b , можно определить толщину зубьев колес на основной окружности S_{b1} и S_{b2} :

$$S_{b1} = W_{n1} - P_b(n-1) \text{ для первого колеса}$$

$$S_{b2} = W_{n2} - P_b(n-1) \text{ для второго колеса.}$$

Известно, что шаг P_b определяется по формуле:

$$P_b = \pi m \cos \alpha.$$

Решив это выражение относительно модуля, получим:

$$m = \frac{P_b}{\pi \cos \alpha} \text{ (мм).}$$

Следовательно, путем вычисления теперь можно определить модуль зубчатой передачи. Полученный результат необходимо сопоставить со стандартным модулем по ГОСТ 9563 – 60. За действительное значение модуля принимается стандартное значение, ближайшее к расчетному.

Таблица 2

Значение модуля по ГОСТ 9563 – 60

| | Модуль m (мм) |
|-----------|---|
| 1 – й ряд | 0,5; 0,6; 0,8; 1,0; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40 |
| 2 – й ряд | 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45 |

Для определения коэффициента смещения инструмента при изготовлении шестерни и зубчатого колеса воспользуемся формулой:

$$x_{1,2} = \frac{S_{b1,2}}{2m \sin \alpha} - \frac{\pi + 2z_{1,2} \operatorname{inv} \alpha}{4 \operatorname{tg} \alpha}.$$

Далее определяем угол зацепления α :

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2x_{\Sigma} \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2},$$

где $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$.

По таблицам инвалютной функции находим α_w .

Теперь можно определить:

коэффициент воспринимаемого смещения передачи

$$y = \frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha_w} \sin \frac{\alpha_w + \alpha}{2} \sin \frac{\alpha_w - \alpha}{2},$$

коэффициент уравнительного смещения Δy

$$\Delta y = x_{\Sigma} - y$$

и подсчитать диаметры окружностей вершин колес d_{a1} и d_{a2} .

$$d_{a1,2} = m (z_{1,2} + 2 h_a^* + 2x_{1,2} - 2\Delta y).$$

Межцентровое расстояние определяется как:

$$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + y \right).$$

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Подсчитать числа зубьев z_1 и z_2 на шестерне и зубчатом колесе данной зубчатой передачи;
2. По таблице 1 подобрать число зубьев p для замера;
3. Измерить диаметры d_{a1} и d_{a2} окружностей вершин колес;
4. Измерить на каждом колесе величины W_p и W_{p+1} ;
5. Вычислить шаг на основной окружности колес P_b , мм;
6. Определить модуль зубчатых колес m , мм. Результат сравнить с ГОСТ (табл. 2) и выбрать ближайший стандартный модуль;
7. Вычислить толщины зубьев по основной окружности колес S_{b1} и S_{b2} , мм;
8. Определить коэффициенты смещения инструмента при изготовлении колес x_1 и x_2 ;
9. Определить угол зацепления α_w ;
10. Определить коэффициент воспринимаемого смещения передачи y ;
11. Определить коэффициент уравнивающего смещения передачи Δy ;
12. Вычислить диаметры окружностей вершин колес d_{a1} и d_{a2} , мм и сравнить с полученными величинами при измерении;
13. Определить межосевое расстояние a_w , мм;
14. Вычертить в масштабе картину относительного расположения окружностей колес.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В каких случаях требуется определение параметров зубчатой передачи?
2. Какие параметры для зубчатых колес являются определяющими?
3. Какие параметры являются определяющими для зубчатой передачи?

Лабораторная работа № 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ

Цель работы: углубленное изучение физической сущности приведенного момента инерции механизмов и машин.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Основной характеристикой материальных объектов является их инертность. Под инертностью понимают способность этих объектов сопротивляться изменению скорости. Явление инертности изучал английский ученый И.Ньютон ($F = ma$). Это уравнение составляет основу классической механики.

Инертностью материального тела в поступательном движении служит его масса m (кг).

Инертностью материального тела во вращательном движении служит момент инерции масс материального тела J (кг·м²). Момент инерции – характеристика распределения масс:

$$J_0 = \sum m_i r_i^2,$$

где r_i – расстояние от массы до оси вращения O .

Минимальное значение момент инерции достигает относительно оси, проходящей через центр масс.

Инертностью механизма, состоящего из n звеньев, совершающих поступательные и вращательные движения¹, является инертная характеристика, обобщающая инертные свойства этих звеньев. Эта характеристика определяется величиной силы F , изменяющей скорость поступательного движения точки приложения её к механизму² с ускорением $a = 1 \text{ м/с}^2$, либо величиной момента M , изменяющего скорость вращения кривошипа, к которому он приложен, на величину углового ускорения $\epsilon = 1 \text{ рад/с}^2$. Соответственно для механизма инертность можно измерить приведенной к точке массой $m_{пр}$ (кг), либо приведенным к кривошипу моментом инерции масс $J_{пр}$ (кг·м²).

Приведенный момент инерции механизма может быть получен из выражения:

$$J_{пр} = \sum_1^n [m_i \left(\frac{V_{si}}{\dot{q}}\right)^2 + J_{oi} \left(\frac{\omega_i}{\dot{q}}\right)^2],$$

где \dot{q} – обобщенная координата механизма (угловая скорость кривошипа приведения), V_{si}/\dot{q} и ω_i/\dot{q} – передаточные функции от каждого из звеньев механизма к кривошипу приведения.

¹ Все виды механических движений сводим к поступательным и вращательным.

² Точка может совершать лишь поступательное движение по своей траектории.

Аналогичное выражение можно получить также для приведенной массы механизма $m_{пр}$.

Выражение $J_{пр}$ в практике динамического анализа и синтеза машин используется чаще в связи с необходимостью преобразования движений приводных двигателей, которые, как правило, являются вращательными.

Инертностью машины, состоящей из k механизмов, обладающих приведенными к своим кривошипам моментами инерции $J_{прi}$ является инертная характеристика, обобщающая инертные свойства механизмов этой машины, определяемая величиной момента M^* , изменяющего скорость вращения звена приведения (чаще всего главного вала) на величину $\epsilon = 1 \text{ рад/с}^2$.

Выражение для приведенного момента инерции машины можно получить как:

$$J_{пр}^* = \sum_i J_{прi} \left(\frac{\omega_i}{\omega}\right)^2,$$

где ω_i/ω – передаточная функция от кривошипа приведения i – го механизма к кривошипу приведения (главному валу машины).

Т.о. при изучении инертности машин можно пользоваться не только инертными свойствами звеньев, но и инертными свойствами более крупных образующих машину систем – функциями приведенных моментов инерции её механизмов.

Предлагаемый эксперимент по определению функции приведенного момента инерции механизма в определенных её точках имеет в основе дифференциальное уравнение свободных малых колебаний подпружиненного физического маятника (рис. 1) в горизонтальной плоскости:

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0,$$

где k – частота собственных (свободных) колебаний маятника:

$$k = \sqrt{\frac{c}{J_0}}, \quad (1)$$

в свою очередь:

J_0 ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) – момент инерции физического маятника и связанных с ним инертных масс (в том числе $m_{пр}$);

c ($\text{Н}\cdot\text{м}$) – крутильная жесткость пружин, которая через их линейную жесткость c_1 ($\text{Н}/\text{м}$) выражается как:

$$c = c_1 \cdot l_{OA}^2, \quad (2)$$

где l_{OA} – расстояние от оси вращения маятника O до точки приложения силы пружины ($F_{пр} \perp OA$).

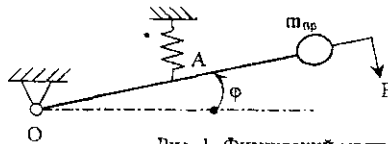


Рис. 1. Физический маятник

Прикладывая к маятнику (от эксцентрика) возмущающую силу P и измеряя её частоту " P " (с помощью преобразователя и миллиамперметра), плавно изменяя эту частоту до получения резонанса, тем самым мы получаем частоту κ , поскольку при резонансе:

$$P = \kappa.$$

Имея значения c и κ из формулы (1) находим:

$$J_0 = \frac{c}{\kappa^2}. \quad (3)$$

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ЛАБОРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Лабораторная работа выполняется на учебной лабораторной установке ТММ 46/1, ТММ 46/2, либо ТММ 46/3, которые позволяют экспериментальным методом определять значения функций приведенных моментов инерции существующих механизмов: кривошипно-коромыслового, кривошипно-кулисного и кривошипно-ползунного, имеющих сравнительно малые упругие деформации, зазоры и трение в кинематических парах. Эксперимент проводится без разборки механизмов, не определяя масс и моментов инерции звеньев.

Исследуемые механизмы являются плоскими, т.е. такими, в которых движения точек горизонтальны.

Метод определения момента инерции основан на том, что механизм, раскачиваемый периодической силой регулируемой частоты в горизонтальной плоскости с помощью специального устройства, доводится до резонанса, когда частота собственных колебаний механизма совпадает с частотой раскачивающей механизм силы. При резонансе определяется период колебаний " T ", а затем рассчитывается приведенный момент инерции механизма.

Установка состоит из основания с расположенным на нем в левой части испытуемым механизмом, а в правой – устройством для получения резонанса. Кривошипный узел имеет лимб и стопор для установки механизма в 12 различных положениях через каждые 30° . На кривошипе закреплен маятник с грузом для раскачивания механизма. Сегментный конец маятника соединен с устройством для получения резонанса пружинами определенной жесткости. До включения устройства в работу пружины удерживают маятник в фиксированном положении.

Устройство для получения резонанса состоит из электродвигателя, приводящего во вращение эксцентрик специального четырехзвенного механизма, коромысло которого соединено с одной из пружин маятника. Эксцентриситет эксцентрика равен 1 мм.

При вращении электродвигателя пружина получает от коромысла силовые импульсы с амплитудой (1 мм – ТММ 46/1, 2 мм – ТММ 46/2), передающиеся маятником на механизм.

Регулируя обороты электродвигателя, можно менять частоту подаваемых силовых импульсов на механизм и возбудить резонанс механизма. Для определения резонансных оборотов устройство снабжено измерительной схемой, состоящей из микроамперметра и тахогенератора.

Скорость вращения вала эксцентрика n (мин^{-1}) определяют в зависимости от типа лабораторной установки по показаниям миллиамперметра из следующей таблицы 1 (предварительные показания).

Таблица 1

| Показания миллиамперметра | $n, \text{мин}^{-1}$ | | | | | | | | | Тип установки |
|---------------------------|----------------------|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|---------------|
| | 300 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1150 | 1200 | 1400 | 1425 | |
| I, μA | 111 | 19 | 39 | 59 | 83 | 99 | | | | ТММ 46/1 |
| | | 12 | 24 | 37 | 51 | | 62 | | 82 | ТММ 46/2 |
| | | 6 | 20 | 35 | 50 | | 63 | 82 | | ТММ 46/3 |

Тахогенератор соединяется с валом электродвигателя муфтой. Установка подключается к сети постоянного тока 110 В разнополюсной вилкой. Для включения установки имеется тумблер и сигнальная лампочка.

Изменение оборотов электродвигателя осуществляется регулятором “скорость”.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Для проведения работы студент (группа студентов из 3 – 4-х человек) получают от преподавателя следующие сведения:

1. Состав группы.
2. Тип установки.
3. Массы дополнительных грузов.
4. Количество исследуемых положений.

Имея тип установки, на основании табл. 1 студент строит на миллиметровой тарировочный график $n = n(\mu)$. По формуле (2) вычисляет крутильную жесткость c , где $I_{0A} = 0,18 \text{ м}$, а $c_1 = 6869,8 \text{ Н/м}$, $c_2 = 6644,4 \text{ Н/м}$ и $c_3 = 7118,8 \text{ Н/м}$ – соответственно для установок ТММ 46/1, ТММ 46/2 и ТММ 46/3.

Для проведения работы механизм раскрепляют посредством стопора и устанавливают в одно из крайних положений, которое изображают при составлении отчета. В отчете также указывают направление отсчета угла ϕ и входные данные – тип установки, массы дополнительных грузов и количество расчетных положений.

Включают установку в сеть и нажимают на кнопку “пуск”. Плавно увеличивая скорость вращения приводного электродвигателя, добиваются появления четко выраженного резонанса (визуально). При этом соответствующая частота колебаний и частота возмущающей силы совпадают.

По показанию миллиамперметра и тарировочной кривой определяют частоту вращения эксцентрика n (мин^{-1}), соответствующую резонансу механизма. Выключают установку (кнопкой “стоп”), раскрепляют механизм, отвернув стопорный винт, и устанавливают его с помощью лимба в следующее испытываемое положение. Повторяют вышеописанный опыт и результаты заносят в протокол (табл. 2).

Таблица 2.

Протокол проведения испытаний на лабораторной установке
ТММ 46/...

| № положения механизма | 0 | 1 | 2 | 3 | ... |
|--|---|---|---|---|-----|
| Обобщенная координата, φ | | | | | |
| Показания миллиамперметра, μ | | | | | |
| Резонансная частота вращения, n (мин^{-1}) | | | | | |
| Приведенный момент инерции механизма, J_0 ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) | | | | | |

Наконец, по формуле (3) определяют значение приведенного момента инерции и также заносят в протокол. Опыт повторяют для всех исследуемых положений механизма. По результатам испытаний строят график $J_{пр} = J_{пр}(\varphi)$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. От каких параметров зависит частота колебаний маятника?
2. Что такое приведенный момент инерции механизма, машины?
3. Каковы единицы измерения приведенного момента инерции?
4. От чего зависит приведенный момент инерции?
5. Через какой показатель определяется приведенный момент инерции механизма и как определяется сам этот показатель?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ К.П.Д. ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: исследование зависимости коэффициента полезного действия (К.П.Д.) от материалов кинематической пары "гайка – винт" и параметров резьбы.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Механическим К.П.Д. называют отношение работы сил полезного сопротивления $A_{\text{пс}}$, приложенных к ведомому звену, к работе движущих сил $A_{\text{дв}}$, прикладываемых к ведущему звену, на возможном перемещении рассматриваемого механизма:

$$\eta = \frac{A_{\text{пс}}}{A_{\text{дв}}}$$

Поскольку для тихоходных передач при равномерном движении:

$$A_{\text{пс}} = A_{\text{дв}} - A_{\text{вс}},$$

где $A_{\text{вс}}$ – работа сил вредного сопротивления (например, трения в кинематических парах), то, поделив это равенство на $A_{\text{дв}}$, получаем:

$$\eta = 1 - \lambda,$$

где $\lambda = A_{\text{вс}} / A_{\text{дв}}$ – коэффициент потерь.

При $\lambda > 1$ передача движения от рассматриваемого входного звена становится невозможной, что с успехом используется для предотвращения отвинчивания винтов, возможности движения под действием груза в грузоподъемных машинах и т.п.

Работы сил и моментов сил на возможном перемещении механизма определяют как:

$$A = \sum P_i \delta S_i + \sum M_j \delta \varphi_j,$$

где δS_i и $\delta \varphi_j$ – линейное (м) и угловое (рад) возможные перемещения точки приложения силы P_i по направлению этой силы, либо момента M_j в плоскости действия этого момента на возможном перемещении δq исследуемого механизма.

Если в винтовой паре с прямоугольной нарезкой (рис. 1, а) развернуть резьбу по среднему диаметру d_2 развернуть на плоскость, а гайку заменить ползуном, то, учитывая потери на трение только в винтовой паре, К.П.Д. винтового механизма можно определить по формулам: при подъеме груза Q по наклонной плоскости под действием горизонтальной силы P (эти силы составляют момент в резьбе):

$$\eta = \frac{\delta A_p}{\delta A_Q} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}, \quad (1)$$

а при опускании груза (под его действием):

$$\eta = \frac{\delta A_Q}{\delta A_p} = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \varphi)}{\operatorname{tg} \psi}. \quad (2)$$

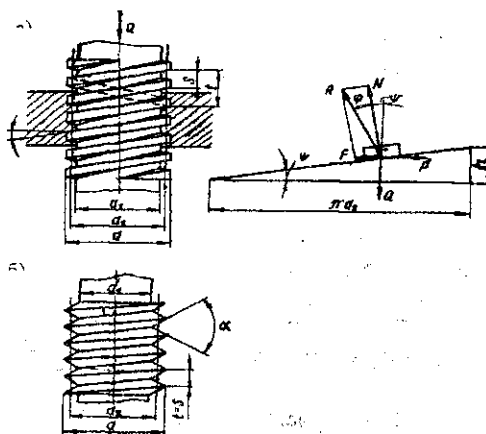


Рис. 1. Винтовая пара

Приведенный угол трения φ определяется через приведенный коэффициент трения f' как:

$$\varphi = \operatorname{arctg} f',$$

где коэффициент трения f' :

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

здесь f – коэффициент трения материалов винтовой пары (приложение 1), α – угол профиля резьбы.

Для прямоугольной резьбы $\alpha = 0$, $f' = f$.

Для метрической резьбы (рис. 1, б) $\alpha = 60^\circ$, $f' = 1,155 f$.

Угол наклона плоскости ψ , равный углу подъема средней винтовой линии, находится из выражения:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{h}{\pi d_2},$$

где h – ход резьбы (осевое расстояние, на которое смещается гайка относительно винта за один его полный оборот).

У многозаходных винтов ход резьбы и шаг различаются. Шаг обозначает расстояние по образующей между одноименными точками соседних витков. Если число заходов равно z , то:

$$h = zp.$$

Средний диаметр винта равен полусумме наружного d и внутреннего d_1 диаметров:

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2}.$$

ЛАБОРАТОРНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Для выполнения лабораторной работы используются: установка ТММ-33 с комплектом винтов и гаек, установка ДП с комплектом грузов, нагружающих винт различной величиной момента, микрокалькулятор, штангенциркуль, индикаторы часового типа, таблицы коэффициентов трения f .

ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Установка ТММ-33 (рис. 2) включает электродвигатель 7, ротор которого через зубчатый редуктор 6 приводит во вращение испытуемый винт 4, сообщающий поступательное движение гайке 3. От поворота гайка предохраняется пальцем 12, входящим в направляющий паз 11 станины 13. Осевая нагрузка Q на испытываемую пару осуществляется грузом 15, подвешенным к гайке на тросах 14. Для изменения величины нагрузки Q установка снабжена набором грузов. Сменный винт 4 соединен с валами подшипников 1 разъемными муфтами 2 и 5. На нижний подшипник опирается винт 4, а в верхнем подшипнике свободно поворачивается корпус редуктора 6, снабженный шкивом тарировочного устройства 8, жестко соединенный со статором электродвигателя 7 и взаимодействующий с пружиной 10 силоизмерительного устройства.

Силоизмерительное устройство, кроме плоской пружины 10, включает индикатор часового типа 16, тарировку его показаний осуществляют с помощью сменных грузов 9, связанных посредством гибкой нити со шкивом 8 корпуса редуктора 6.

Крутящий момент движущих сил $M_{дв}$ определяют замером реактивного момента M_p . При включении ротор электродвигателя 7 через редуктор начинает вращать винт 4 и перемещать гайку 3 с грузом Q . Одновременно реактивный момент стремится повернуть корпус редуктора вместе со статором двигателя в противоположном направлении. Поворачиваясь, корпус редуктора рычагом 8 нажимает на плоскую пружину 10. Прогиб

этой пружины фиксируют индикатором часового типа 16 и по его показанию судят о величине реактивного момента M_p на выходе редуктора:

$$M_p = -M_{дв.}$$

Управление установкой автоматизировано. При нажатии кнопки "пуск" происходит рабочий ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз и самовыключение. Возможность реверсирования позволяет определять К.П.Д. как при подъеме груза Q , так и при его опускании. Установка снабжена набором винтовых пар с разными резьбами, а также вкладышами гаек из разных материалов.

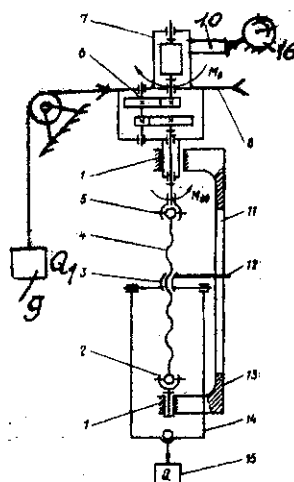


Рис. 2. Схема установки ТММ-33

Для определения К.П.Д. гайку нагружают грузом с известным весом Q . После пуска установки при установившемся движении записывают показания индикатора и по тарировочному графику определяют величину момента движущих сил $M_{дв.}$ на винте. Так как за один оборот винта гайка, а следовательно, и груз Q поднимается на величину хода резьбы h , то работа $A_{пс}$ силы Q полезного сопротивления может быть определена как:

$$A_{пс} = Qh.$$

Работа $A_{дв.}$ движущего момента $M_{дв.}$ за один оборот винта может быть вычислена как:

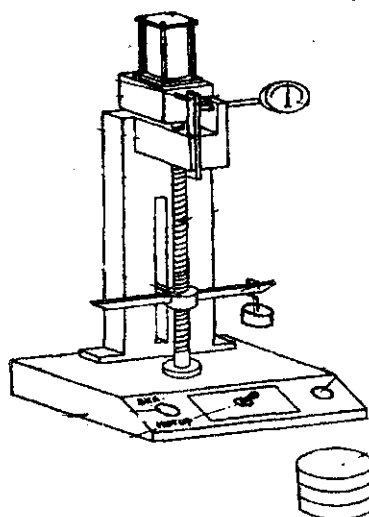
$$A_{дв.} = 2\pi M_{дв.}$$

К.П.Д. данного винтового механизма определится по формуле:

$$\eta = \frac{A_{пс}}{A_{дв.}} = \frac{Qh}{2\pi M_{дв.}}$$

Аналогичным образом устроена лабораторная установка ДП (рис. 3). Отличие заключается в том, что трение в резьбе (и момент движущих сил) изменяют, нагружая резьбу изменяемой осевой силой Q или эксцентричным моментом T_3 на расстоянии относительно осевой линии винта l :

$$T_3 = Q l,$$



Шаг резьбы $h=2\text{мм}$
 Средний диаметр
 резьбы $d_{ср} = 13\text{мм}$
 Угол профиля резьбы $\alpha = 30^\circ$
 Коэффициент трения пары
 сталь – бронза $f = 0,1$

Рис. 3. Схема установки ДП

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Цель проведения опыта: определение среднего значения η пары "винт – гайка".

Для установки ТММ-33:

1. Определить геометрические параметры данной винтовой пары;
2. Для заданного сочетания материалов винта и вкладышной гайки в зависимости от качества смазки определить значения коэффициентов f трения скольжения (приложение 1). Определить угол трения ϕ и проверить резьбу на само-торможение. Для самотормозящей резьбы оставить один вкладыш гайки;

3. По 5-6 точкам получить тарировочный график $M_{дв} = f(\beta)$, измеряя показания β индикатора при изменении момента силы Q :

$$M_{дв} = Q_1 R,$$

где R – радиус шкива (мм) (замеряется);

4. Вставить в цапфы установки (рис. 2) винт (резиновым ободком вниз) с гайкой, закрепив верхнюю отодвигающуюся муфту 5 зажимным

винтом. Гайка должна находиться в самом нижнем положении. К гайке подвесить груз 15 (вес гайки 3 с подвеской 14 и грузом 15 равен 29,4 Н);

5. Тумблером включить питание, а кнопкой – двигатель. При подъеме гайки записать показание индикатора. Для самотормозящей резьбы записать данные также и при опускании гайки;

6. С помощью грузов увеличивать последовательно осевую нагрузку Q , записывая для каждого случая (2-3 опыта) показания индикатора;

7. Снять грузы и подвеску. Открепить зажимной винт, поднять муфту 5 вверх и вынуть винт с гайкой. Свинтить гайку 3, а затем, открепив винт, вынуть вкладыш из гайки. Для несамотормозящей резьбы вставить вкладыш из другого материала, поставить винт в установку и повторить тот же опыт, что и с первой гайкой;

8. По тарировочному графику определить значения $M_{дв}$;

9. Вычислить $A_{нс}$, $A_{дв}$, рассчитать К.П.Д.;

10. Построить графики зависимости К.П.Д. от осевой нагрузки (для самотормозящей резьбы – при подъеме и опускании, для несамотормозящей резьбы – при подъеме);

11. Рассчитать К.П.Д. по формулам (1) и (2), сравнить с экспериментальными значениями.

Для установки ДП:

1. Нажатием кнопки включить электродвигатель. За время движения гайки вверх и вниз снять по три показания индикатора. Измерения снять, меняя осевую нагрузку Q от 5 до 20 Н с шагом 5 Н (или эксцентричный нагрузочный момент $T_э$ от 500 до 1000 Н·мм с шагом 500 Н·мм). Вычислить средние значения показаний индикатора для каждого случая;

2. Вычислить $A_{нс}$, $A_{дв}$, рассчитать К.П.Д.;

3. Построить графики К.П.Д. в зависимости от осевой нагрузки при подъеме и опускании;

4. Рассчитать К.П.Д. по формулам (1) и (2), сравнить с экспериментальными значениями.

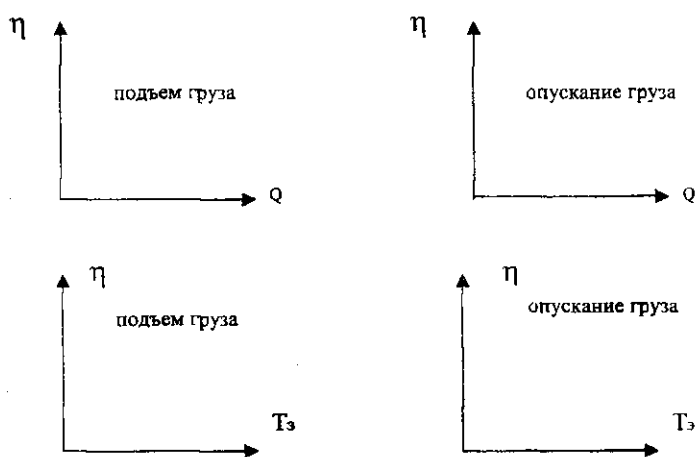
СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Цель работы.
2. Краткое описание установки.
3. Параметры цилиндрической винтовой пары: вид резьбы, число заходов z , наружный диаметр винта d , внутренний диаметр винта d_1 , средний диаметр винта d_2 , шаг резьбы p , ход винтовой пары h , угол подъема резьбы ψ , коэффициент трения скольжения элементов винтовой пары f , угол профиля резьбы α .

4. Таблица экспериментальных данных:

| № опыта | Материал вкладышей гайки | $Q, Н$ | Число показаний индикатора (делений) | $M_{дв}, Н·мм$ | $A_{дв}, Дж$ | $A_{пс}, Дж$ | η опытный | η расчетный |
|---------|--------------------------|--------|--------------------------------------|----------------|--------------|--------------|----------------|------------------|
| 1 | | | | | | | | |
| 2 | | | | | | | | |
| 3 | | | | | | | | |

5. Графики изменения К.П.Д. механизма $\eta = \eta(Q)$ и $\eta = \eta(T_3)$.



6. Определение К.П.Д. аналитическим путем.

7. Выводы по работе.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое К.П.Д.?
2. Как задача об определении К.П.Д. винтовой кинематической пары сводится к задаче о К.П.Д. на наклонной плоскости?
3. Что такое приведенный коэффициент трения? От чего он зависит?
4. Какова размерность показаний индикатора?
5. Что называют числом заходов и углом профиля резьбы? Как и где их измерить?

Лабораторная работа № 9

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Цель работы: изучение обобщенных характеристик электродвигателей, знакомство с экспериментальными методами снятия этих характеристик.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Механической характеристикой двигателя называют зависимость момента, развиваемого двигателем на своем валу, от частоты вращения этого вала ($M = f(n)$).

Механические характеристики двигателей определяют в целях оптимизации режимов работы их при использовании в приводах машин.

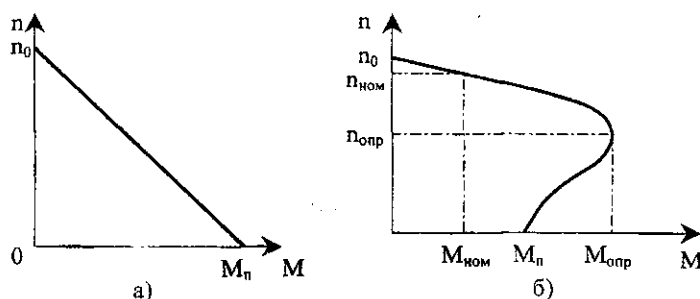


Рис. 1. Механические характеристики двигателей

На рис. 1 показаны механические характеристики электродвигателей, имеющих широкое распространение в машинах:

а) двухполосного постоянного тока с возбуждением от постоянных магнитов (серия ДП);

б) трехфазного асинхронного (серия ИР, АО и др.).

В случае (а) увеличение частоты вращения вала вызывает уменьшение момента до нуля, во втором случае (б) момент вначале возрастает (до значения опрокидывающего момента), затем быстро уменьшается и становится равным нулю при частоте вращения ротора, синхронной с частотой вращения магнитного поля в индукторе.

Характеристика на рис. 1, а является устойчивой на всем своем протяжении (уменьшение частоты вызывает увеличение момента), характеристика на рис. 1, б указанным свойством обладает лишь в узком диапазоне частот –

за пределами опрокидывающего момента. Поэтому двигатели серии АО не применяют для плавного регулирования частоты вращения вала, они работают лишь при постоянной (номинальной) частоте вращения ($n_{ном}$).

С помощью механической характеристики можно исследовать тяговые возможности электродвигателя, найти режим наибольшей его тяги. Для этого мощность (P) на валу представляют в зависимости от частоты вращения n вала.

Мощность определяют по формуле:

$$P = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot M.$$

Построенная на рис. 2 для двигателя серии ДП эта зависимость позволяет найти оптимальную частоту вращения вала ($n_{опт}$), при которой отдаваемая двигателем мощность является максимальной.

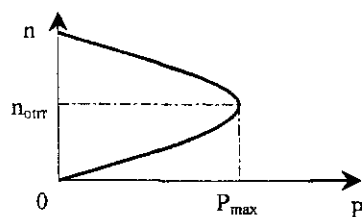


Рис. 2. Оптимальная частота вращения вала

УСТРОЙСТВО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ УСТАНОВОК

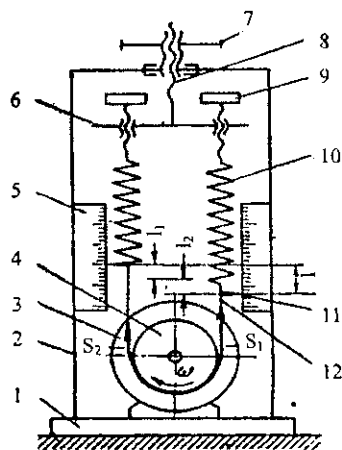


Рис. 3. Тормозное устройство

На рис. 3 изображена принципиальная схема устройства для определения механических характеристик небольших электродвигателей.

На металлическом основании 1 установлена жесткая рама 2 и двигатель 3, характеристика которого подлежит определению.

В верхней части рамы 2 на винте 8 установлена траверса 6, к которой на винтах 9 подвешены две тарировочные пружины 10. Нижние концы пружин прикреплены к ремню 12, охватывающему шкив 4 двигателя 3. В местах присоединения ремня к пружинам 10,

к ремню прикреплены указатели 11. На раме 2 установлены также две шкалы 5. При снятом со шкалы 4 ремне указатели 11 устанавливаются винтами 9 так, чтобы на шкалах 5 отсчеты были одинаковыми. Затем ремень 12 надевается на шкив 4 и при помощи гайки 7 траверса подтягивается вверх, одинаково растягивая пружины 10. Натяжение ветвей ремня 12 также будет одинаковым. При пуске двигателя (с вращением по стрелке) вследствие трения ремня 12 о шкив 4 разовьется тормозной момент, увеличивающий натяжение правой ветви и уменьшающий натяжение ветви левой.

Окружное усилие окажется равным разности натяжений ремней:

$$F = S_1 - S_2.$$

Обозначив жесткость пружины - K (Н/м); а разность отсчетов по шкалам l (м), получим:

$$F = K \cdot l \text{ (Н)}.$$

Частота вращения ротора двигателя измеряется тахометром. Подтягивая от опыта к опыту траверсу вверх и усиливая тем самым общее натяжение пружин, создаем увеличение тормозного момента, для каждого из которых замеряем частоту вращения ротора. По их значениям строят механическую характеристику электродвигателя:

$$M = f(n),$$

где $M = F \cdot R$, а R – радиус шкива в м.

Защиту двигателя от перегрева осуществляет тепловое реле, которое включают в цепь пуска.

Механические характеристики двигателей по описанному принципу можем получить также с помощью лабораторных установок типа ДПЗМ (рис. 4), у которых имеется балансирный электродвигатель 1 и тормозное устройство 2 передающее (посредством редуктора 3) тормозной момент на его валу.

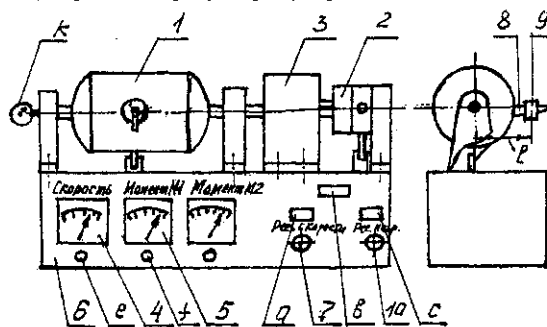


Рис. 4. Установка ДПЗМ:

а, в, с – кнопки включения в сеть установки, ее двигателя и его нагрузки
 е, ф – винты для установки миллиамперметров на "нуль"
 к – тахометр

Частоту вращения и момент на валу на установке ДПЗМ измеряют с помощью миллиамперметров 4 и 5, показания которых предварительно тарируют. Миллиамперметры установлены на лицевой панели 6 под названием "Скорость" и "Момент М1". Для тарировки миллиамперметров можно воспользоваться переносным тахометром часового типа и прилагаемым к установке ДПЗМ тарировочным устройством в виде мерного рычага 8 и перемещаемого по нему груза (массой $m = 50$ г).

Тарировку произвести следующим образом:

1. К корпусу приводного электродвигателя 1 прикрепить мерный рычаг 8, поместить на него груз 9 так, чтобы его риска совпала с нулевой меткой мерного рычага 8;
2. Включить установку, нажав на панели кнопку "Сеть";
3. С помощью отвертки установить стрелки миллиамперметров "Момент М1" и "Скорость" на нуль;
4. Передвигая груз 9 по рычагу 8, замечать показания миллиамперметра "Момент М1". Построить тарировочный график:

$$M_1 = l \cdot G = f(k),$$

где $G = mg$ – вес груза, l – длина мерного рычага 8, k – показания миллиамперметра "Момент М1";

5. Снять подшипниковую крышку приводного электродвигателя 1, нажатием кнопки "а" "Двигатель" включить приводной электродвигатель и меняя потенциометром 10 его обороты, замечать показания миллиамперметра "Скорость", одновременно измеряя обороты с помощью тахометра К;

6. Построить тарировочный график по 5 – 6 точкам:

$$n_1 = f_1(\beta),$$

где n_1 – частота вращения вала электродвигателя,

β – показания миллиамперметра 4 "Скорость".

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Записать в протокол марку двигателя, пользуясь каталогом, описать его параметры (мощность, число оборотов и т.п.);
2. С помощью потенциометра 10 освободить двигатель от нагрузки, а с помощью потенциометра 7 довести обороты вала до максимальных;
3. С помощью нагрузочного устройства (потенциометр 10) нагрузить двигатель до остановки, быстро разгрузить и с помощью тарировочного графика 2 определить интервал возможного изменения частоты вращения n ,

4. Взять на интервале n 5-6 равноотстоящих точек и произвести нагружение двигателя тормозным моментом (с помощью потенциометра 10) в этих 5-6 точках. Результаты занести в таблицу, а интересные промежутки n исследовать более тщательно:

Результаты нагружения

| | | | | |
|--------------|---|-----|-----|-----------|
| n , об/мин | 0 | ... | ... | n_{max} |
| M , Н·м | | | | |
| P , Вт | | | | |

5. Построить и описать механическую характеристику двигателя;
6. Построить, определить масштабы и описать зависимость $P = f(n)$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называют механической характеристикой двигателя?
2. Что можно определить с помощью механической характеристики?
3. Опишите механическую характеристику электродвигателя постоянного тока.
4. Опишите механическую характеристику трехфазного асинхронного электродвигателя.
5. При помощи, каких устройств можно определить механическую характеристику электродвигателя?

УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА С ИЗВЕСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС

Цель работы: ознакомиться с одним из методов статического и динамического уравновешивания (балансировки) ротора с заданными пространственно расположенными неуравновешенными массами.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Ротором называют любое звено механизма, совершающее вращательное движение. Балансировка роторов приобрела особое значение в связи с повышением частоты вращения звеньев, приводящим к резкому увеличению сил и моментов сил инерции от неуравновешенных масс.

Для полного устранения динамических нагрузок на опоры ротора необходимо, чтобы главные вектор и момент сил инерции были равны нулю в любой момент движения:

$$\Phi = 0; \quad M_{\Phi} = 0.$$

Решение задачи уравновешивания вращающихся звеньев заключается в подборе их масс, обеспечивающем полное или частичное гашение добавочных инерционных нагрузок на опоры.

Главный вектор сил инерции можно определить:

$$\Phi = \omega^2 m e_{ст},$$

где $e_{ст} = l_{os}$ – радиус-вектор центра масс S ротора.

Если главный вектор дисбалансов ротора $D_{ст} = m e_{ст}$, то:

$$\Phi = \omega^2 D_{ст}.$$

Главный момент сил инерции ротора можно определить:

$$M_{\Phi} = \omega^2 \sqrt{J_{xz}^2 + J_{yz}^2} = \omega^2 M_D,$$

где M_D – главный момент дисбалансов ротора.

Обычно неуравновешенность ротора характеризуется не Φ и M_{Φ} , а главными вектором $D_{ст}$ и моментом M_D дисбаланса ротора.

Для полного уравновешивания вращающегося звена необходимо и достаточно выполнить два условия: 1) центр масс S звена должен находиться на геометрической оси вращения; 2) ось вращения должна быть одной из главных осей инерции, т. е. центробежные моменты инерции J_{xz} и J_{yz} должны быть равны нулю.

Выполнение первого условия называют статической балансировкой, выполнение обоих условий динамической балансировкой. Ось вращающе-

гося вала, не испытывающая динамических нагрузок, является главной центральной осью инерции.

Балансировку роторов при известных векторах дисбалансов выполняют в процессе проектных работ компенсацией каждой неуравновешенной массы корректирующей массой, расположенной с противоположной стороны, чтобы удовлетворялось условие:

$$D_{ст} = - D_k.$$

Однако в некоторых случаях это сделать невозможно (например, для колеччатого вала), а иногда и нецелесообразно. Тогда используют следующий метод.

Рассмотрим ротор с пятью плоскостями, перпендикулярными к оси вращения (рис. 1).

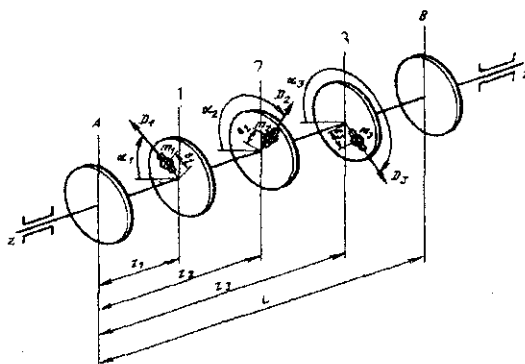


Рис. 1. Схема балансировки ротора

Во всех пяти плоскостях сделаны радиальные прорезы, в которых могут быть установлены определенные массы. Прорезы необходимы для изменения положения массы относительно оси вращения. Плоскости могут поворачиваться вокруг оси вращения, изменяя углы α_1 , α_2 и α_3 . Пусть в центральных плоскостях 1, 2 и 3 установлены произвольные массы m_1 , m_2 , m_3 , смещенные с оси вращения на расстояния e_1 , e_2 , e_3 . Углы смещения этих масс относительно произвольной оси соответственно α_1 , α_2 , α_3 . Крайние плоскости А и В считаем плоскостями коррекции (приведения).

Дисбалансы в плоскостях 1, 2 и 3 вычисляются по формулам:

$$D_1 = m_1 e_1, D_2 = m_2 e_2, D_3 = m_3 e_3. \quad (1)$$

Заменяем каждый вектор дисбаланса двумя параллельными ему и расположенными в плоскостях приведения по закону разложения параллельных сил, т.е. приведем дисбалансы к плоскостям А и В:

$$D_{1A} = D_1 \frac{L-z_1}{L}, D_{2A} = D_2 \frac{L-z_2}{L}, D_{3A} = D_3 \frac{L-z_3}{L}, \quad (2)$$

$$D_{1B} = D_1 \frac{z_1}{L}, D_{2B} = D_2 \frac{z_2}{L}, D_{3B} = D_3 \frac{z_3}{L}.$$

В результате в каждой плоскости приведения имеем по три вектора дисбаланса (рис. 2, а).

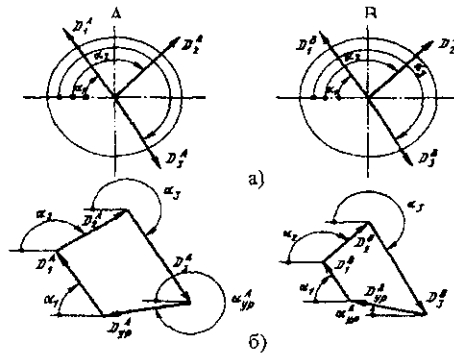


Рис. 2. Определение уравнивающих дисбалансов

Для компенсации дисбаланса необходимо построить силовой многоугольник согласно векторным уравнениям:

$$\begin{aligned} \bar{D}_1^A + \bar{D}_2^A + \bar{D}_3^A + D_{vp}^A &= 0, \\ \bar{D}_1^B + \bar{D}_2^B + \bar{D}_3^B + D_{vp}^B &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

где D_{vp}^A и D_{vp}^B – уравнивающие дисбалансы в плоскостях А и В.

Из многоугольников, изображенных на рис. 2, б, находим D_{vp}^A , и D_{vp}^B , затем, задаваясь m_{vp}^A и m_{vp}^B , определяем e_{vp}^A и e_{vp}^B . Углы, под которыми должны быть расположены векторы D_{vp}^A и D_{vp}^B в плоскостях А и В, также показаны на рис. 2, б.

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ЛАБОРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Установка ТММ35А (рис. 3) настольного типа состоит из следующих основных узлов:

- 1) ротора,
- 2) фрикционного привода,
- 3) плиты со стойками.

Ротор представляет собой вал, на котором свободно посажены пять алюминиевых дисков 2 на расстоянии 80 мм друг от друга. В осевом направлении диски фиксируются лимбами, жестко закрепленными на валу. Лимбы градуированы по образующей через 1 градус, а ступицы дисков имеют риску, позволяющую установить диск под необходимым углом. Фиксация дисков осуществляется винтами. Диски имеют два сквозных паза: один – для крепления грузов 4, другой – для уравнивания диска (пазы расположены под углом 180°). На диске, рядом с пазом для крепления грузов, установлена шкала, позволяющая определить величину радиуса, на котором находится груз 4.

Вал с дисками (ротор) смонтирован на двух стойках: левый конец вала закреплен в сферическом шарикоподшипнике, позволяющем валу кроме вращательного движения осуществлять поворот в горизонтальной плоскости; правый конец закреплен в радиальном шарикоподшипнике, смонтированном в каретке 5.

Каретка может перемещаться на роликах 6 по направляющей 7 в горизонтальной плоскости и удерживается в центральном положении при помощи пружин растяжения 8, регулируемых винтами 9.

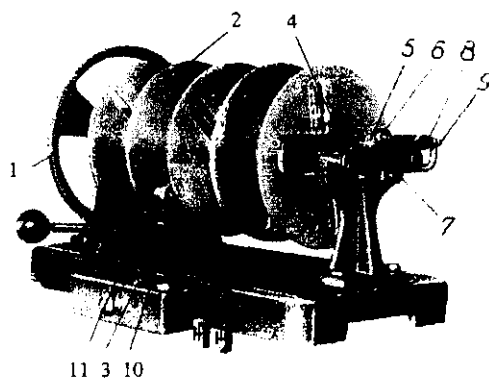


Рис. 3. Установка ТММ35А

Вращение ротора осуществляется от электродвигателя 10 посредством фрикционной передачи.

Электродвигатель смонтирован у левой стойки на качающемся рычаге 11. Под рычагом установлена пусковая кнопка двойного действия. На-

жатием рукоятки рычага “вниз” фрикционный диск прижимается к шкиву 1 и включается электродвигатель, разгоняющий ротор. При освобождении рукоятки, под действием веса электродвигателя и пружины, фрикцион отжимается и электродвигатель выключается. Для регулирования хода фрикциона предусмотрены регулировочные винты.

Установка снабжена комплектом грузов 3 постоянного веса в 40, 50, 60 и 70, служащих для создания дисбаланса и для уравнивания. Грузы хранятся в выдвижном ящике основания установки.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Для проведения работы студент (группа студентов из 3 – 4-х человек) получают от преподавателя значения $m_1, m_2, m_3, e_1, e_2, e_3$ и $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$;
2. Рассчитать по формулам (1) известные дисбалансы D_1, D_2 и D_3 ;
3. Заменить векторы дисбаланса в плоскостях 1, 2, 3 векторами, расположенными в плоскостях А и В (вычислить по формулам (2));
4. Построить силовые многоугольники для плоскостей А и В согласно уравнениям (3) и найти значения D_{yp}^A и D_{yp}^B ;
5. Задав массы m_p^A и m_p^B , определить расстояния e_{yp}^A и e_{yp}^B из соотношения $D_{yp} = m_{yp}e_{yp}$. Найти углы α_{yp}^A и α_{yp}^B из построенных силовых многоугольников;
6. Установив рассчитанные корректирующие массы, привести ротор во вращение, затем привод отключить. Если все расчеты выполнены правильно, резонансных колебаний не должно быть.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется ротором?
2. Почему необходимо уравнивать силы инерции в роторах?
3. Как определить главный вектор и главный момент сил инерции?
4. Какие условия необходимо выполнить для полного уравнивания вращающегося звена?
5. Что называют статической балансировкой?
6. Что называют динамической балансировкой?

БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ ПРИ НЕИЗВЕСТНЫХ ВЕКТОРАХ ДИСБАЛАНСОВ

Цель работы: ознакомиться с практикой доводочных работ по уравниванию роторов.

Доводочные работы по созданию быстроходных машин включают окончательное уравнивание вращающихся масс роторов с учетом и таких вероятностных погрешностей производства как неоднородность материалов, ошибки (в пределах допусков) расточки и рассверливания отверстий, ошибки в оценке и измерении присоединяемых к ротору масс и т.д.

Уравнивание, проводимое на основе данных о фактическом распределении масс роторов, получаемых с помощью эксперимента на специальных станках, называется балансировкой.

Установка ТММ – 1А является учебной моделью балансировочного станка Б.В.Шитикова, используемого в промышленности для роторов массой от 10 до 80 кг, габариты которых позволяют установку на станке.

Кинематическая схема балансировочной установки типа ТММ – 1А показана на рис. 1.

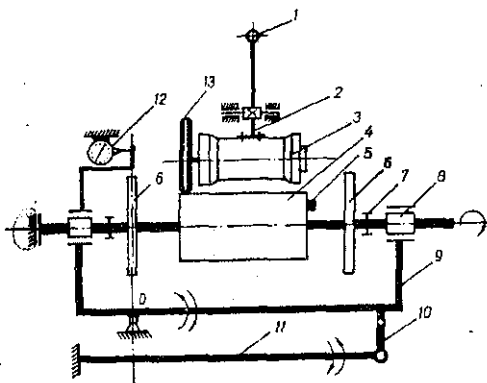


Рис. 1. Кинематическая схема установки ТММ – 1А

Вал ротора 4 установлен на шариках 8, укрепленных в маятниковой раме 9. В роторе с помощью болта 5, поставленного в торцевой стенке,

создан постоянный дисбаланс. На каждой полуоси ротора насажены динамически отбалансированные диски 6.

При динамической балансировке ротора в прорезях правого диска устанавливается дополнительный груз. В комплекте установки имеется три грузика массой 10, 20 и 30 г. Диски можно вращать относительно оси ротора. Стопорятся они при помощи винтов 7. Углы установки дисков отсчитываются по лимбу с помощью лупы.

Разгон ротора осуществляется посредством фрикционного диска 13, насаженного на вал электродвигателя 3, который закреплен в ложе качающегося рычага 2. Другое плечо рычага заканчивается рукояткой 1, при помощи которой включают двигатель и прижимают фрикционное колесо к ротору. Для сокращения времени выбега ротора на торце левой полуоси имеется тормоз.

Маятниковая рама опирается на станину, и может колебаться относительно оси 0, расположенной в плоскости левого диска 6.

Пружина 11 в форме балки круглого сечения, одним концом шарнирно, посредством серьги 10, крепиться к маятниковой раме, другой конец пружины закреплен в станине.

Амплитуда колебаний маятниковой рамы измеряется с помощью индикатора 12 часового типа с ценой деления 0,01 мм. При установке станка на столе горизонтальность маятниковой рамы достигается регулировкой опорных винтов, а контроль производится по уровню, закрепленному в маятниковой раме.

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ

1. Дисбаланс ротора, вызванный в том числе грузом 5, считают распределенным между левым и правым балансировочными дисками 6. Ротор разгоняют до $200 - 300 \text{ мин}^{-1}$ и наблюдают его выбег. По мере уменьшения частоты вращения ротора вынужденные колебания рамы (вызванные дисбалансом 5) будут возрастать и при критической частоте наступит явление резонанса.

При помощи индикатора 12 измеряют наибольшую амплитуду A_0 пропорциональную дисбалансу D_0 , приведенному к правому диску 6¹:

$$A_0 = D_0 \mu_A, \quad (1)$$

¹ Дисбаланс, приведенный к левому диску 6, колебаний не вызывает.

где μ_d (мм/деление) – масштаб;

2. После остановки ротора к правому его диску b прикрепляют произвольный груз массой m_k , который называют корректирующим. Замечают расстояние ρ_1 (мм) от центра тяжести груза m_k до оси вращения и снова разгоняют ротор, наблюдая его выбег и измеряя резонансную амплитуду A_1 , которая будет пропорциональна суммарному дисбалансу D_1 , приходящемуся на правый диск b от неуравновешенного и корректирующего грузов:

$$A_1 = D_1 \mu_A; \quad \bar{D}_1 = \bar{D}_0 + \bar{D}_k, \quad (2)$$

где \bar{D}_k – вектор дисбаланса корректирующего груза m_k ;

3. Переставляют корректирующую массу m_k на правом диске b на том же расстоянии ρ_1 (мм) от центра тяжести груза m_k до оси вращения, но в диаметрально противоположное направление. Разгоняют ротор и фиксируют амплитуду A_2 при выбеге.

Поскольку, вектор \bar{D}_k'' имеет при этом противоположный знак, очевидно:

$$A_2 = D_2 \mu_A; \quad \bar{D}_2 = \bar{D}_0 + \bar{D}_k'', \quad (3)$$

где $\bar{D}_k'' = -\bar{D}_k$;

4. Изобразим треугольники дисбалансов (2) и (3), совместив при этом равные, но противоположные векторы \bar{D}_k и \bar{D}_k'' (рис. 2).

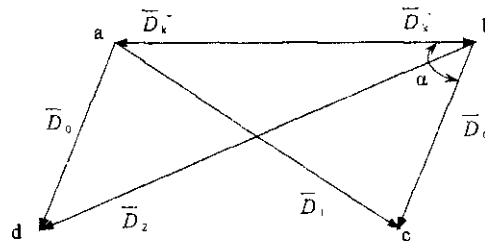


Рис. 2. Треугольники дисбалансов

Поскольку, согласно (2) – (3) вслед за этими векторами следуют одинаковые по величине и направлению векторы \bar{D}_0 , фигура $abcd$ – параллелограмм, диагоналями которому служат векторы \bar{D}_1 и \bar{D}_2 .

Стороны и диагонали параллелограмма связаны соотношением:

$$2ab^2 + 2ad^2 = ac^2 + bd^2. \quad (4)$$

После замены отрезков изображаемыми дисбалансами, а те заменив амплитудами, после сокращения обеих частей на μ_d^2 и преобразований получим:

$$A_k = \sqrt{0,5A_1^2 + A_2^2 - 2A_0^2}. \quad (5)$$

Отсюда вычисляем резонансную амплитуду A_k , которую вызывал бы корректирующий груз m_k в условиях отсутствия неуравновешенности самого ротора ($\bar{D}_0 = 0$).

Поскольку,

$$D_k = m_k \rho_1 = \frac{A_k}{\mu_A},$$

масштаб установки вычисляем как:

$$\mu_A = \frac{A_k}{m_k \rho_1}.$$

Для компенсации дисбаланса ротора \bar{D}_0 необходимо на правом диске б закрепить противовес m_0 в соответствии с равенством:

$$m_0 \rho_0 = \bar{D}_0 = \frac{A_0}{A_k} m_k \rho_1.$$

Угол α между направлением установки противовеса и корректирующей массы m_k вычисляем на основании рис. 2 по известной формуле:

$$\alpha = \pm \arccos \frac{A_0^2 + A_k^2 - A_1^2}{2A_0 A_k},$$

где знакосоответствие устанавливается на основе эксперимента.

Нейтрализация дисбаланса на левом диске б проводится аналогично.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Почему необходимо уравнивать силы инерции в роторах?
2. С какой целью в лабораторном практикуме рассмотрены два принципиально разных метода балансировки роторов?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лабораторные работы по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для студентов вузов / Под общ. ред. Е.А. Камцева и др. – Мн.: Вышэйшая школа, 1976. – 176 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
3. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для студентов вузов / Э.А. Горю и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 160 с.

Приложение

Коэффициенты трения материалов

| Материалы | Условия работы | | |
|------------------------|----------------|---------------|---------------------|
| | без смазки | со смазкой | с попаданием смазки |
| Сталь по стали | 0,18 и более | 0,05 ... 0,08 | 0,1 |
| Сталь по бронзе | 0,18 | 0,08 | 0,11 |
| Бронза по бронзе | 0,17 | 0,12 | 0,15 |
| Сталь по асбесту | 0,3 ... 0,45 | 0,08 | 0,2 |
| Сталь по фибре | 0,2 | 0,12 | 0,17 |
| Сталь по текстолиту | 0,2 | 0,1 | 0,12 |
| Сталь - кожа | 0,2 - 0,35 | | |
| Сталь - резина | 0,45 - 0,65 | | |
| Сталь - бумага | 0,2 | | |
| Резина - бумага | 0,4 | | |
| Рифленый цинк - латунь | 0,5 | | |

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|--|----|
| ВВЕДЕНИЕ..... | 3 |
| 1. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ МЕХАНИЗМОВ..... | 4 |
| 2. СТРУКТУРНЫЕ СХЕМЫ И ПОДВИЖНОСТЬ МЕХАНИЗМОВ. УСТРАНЕНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ..... | 9 |
| 3. ГРАФИЧЕСКАЯ КИНЕМАТИКА МЕХАНИЗМОВ..... | 16 |
| 4. ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ..... | 21 |
| 5. НАРЕЗАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС СПОСОБОМ ОГИБАНИЯ..... | 28 |
| 6. ОБМЕР ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС..... | 35 |
| 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ..... | 39 |
| 8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ..... | 44 |
| 9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ДВИГАТЕЛЕЙ..... | 51 |
| 10. УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА С ИЗВЕСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕЩЕННЫХ МАСС..... | 56 |
| 11. БАЛАНСИРОВКА РОТОРОВ ПРИ НЕИЗВЕСТНЫХ ВЕКТОРАХ ДИСБАЛАНСОВ..... | 61 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ..... | 65 |
| Приложение..... | 66 |

Учебное издание

Составители: Валерий Федорович Коренский,
Сергей Константинович Кривенок

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

для студентов специальностей 36 01 01, 36 01 03, 36 01 04, 36 07 01, 70 05 01

Редактор Д.Н. Богачёв

| | | |
|--------------------------------------|-------------------|---------------------|
| Подписано в печать 30.06.04 | Формат 60x84 1/16 | Бумага офисная |
| Гарнитура «Times». Усл.-печ. л. 3,95 | Уч.-изд. л. 3,62 | Тираж 100 Заказ 548 |

Отпечатано на ризографе Полоцкого государственного университета
211440 г. Новополоцк, ул. Блокина, 29