МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Учреждение образования
«Витебский государственный технологический университет»

Витебский государственный технологический университет

Теория механизмов и машин

Методические указания по выполнению лабораторных работ
для студентов специальностей 1-50 01 01-01 «Производство текстильных материалов (технология и менеджмент)», 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 08 01 «Машины и аппараты легкой, текстильной промышленности и бытового обслуживания»

Витебск
2019

УДК 021.01.001.2

Составители:

В. Г. Буткевич, С. Ю. Краснер, Т. А. Мачихо

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом УО «ВГТУ», протокол № 9 от 30.11.2018.

Витебский государственный технологический университет

Теория механизмов и машин : методические указания по выполнению лабораторных работ / сост. В. Г. Буткевич, С. Ю. Краснер, Т. А. Мачихо. – Витебск : УО «ВГТУ», 2019. – 56 с.

В методичных указаниях дана краткая теория, описание лабораторных установок, приведён порядок выполнения работ и даны вопросы для самоконтроля. Составлены для студентов механических и технологических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 021.01.001.2

© УО «ВГТУ», 2019

СОДЕРЖАНИЕ

Введение 4

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1. Структурный анализ механизмов 5

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2. Построение зубьев эвольвентного профиля методом обкатки 15

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3. Исследование многоступенчатых зубчатых механизмов с подвижными осями 23

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4.Расчет основных кинематических и технологических параметров работы машин текстильной и легкой промышленности 32

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5. Определение положения центра масс и моментов инерции звеньев 39

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 6. Уравновешивание вращающихся звеньев 44

Список рекомендуемой литературы 55

Витебский государственный технологический университет

Введение

Лабораторные работы являются частью учебной программы студентов, изучающих курс теории механизмов и машин. Количество лабораторных работ и число часов, отводимых на выполнение каждой работы, зависят от вида специальности и формы обучения. Каждый студент обязан выполнить все предусмотренные учебным планом работы и в случае пропуска занятий сделать отработку в конце семестра или в другое объявленное преподавателем время. При невыполнении полного объёма работ студент не допускается к экзамену или зачёту.

Для выполнения лабораторных работ студент должен иметь следующий набор инструментов: карандаш, линейку, угольник, стирательную резинку, циркуль, транспортир, калькулятор. При отсутствии набора студент к выполнению лабораторной работы не допускается. В зависимости от технических возможностей кафедры работы выполняются каждым студентом отдельно или группами. В случае группового выполнения студенты работают самостоятельно независимо от других. Во время выполнения работ студент делает сначала предварительный (черновой) вариант (но обязательно с использованием чертёжного инструмента). В процессе работы ответы на возникающие вопросы находят совместно или прибегают к помощи преподавателя. Предварительный вариант выполнения работы студент предъявляет преподавателю для проверки. Окончательный вариант (чистовой) чаще всего оформляется вне учебных занятий. При этом надо иметь в виду, что все чертежи выполняются карандашом, а подписи и пояснения – ручкой. Все лабораторные работы должны быть собраны в одной тетради.

Каждая лабораторная работа должна быть защищена во время, назначенное преподавателем. При защите студент должен ответить на все вопросы, имеющиеся в методических указаниях, и объяснить порядок выполнения работы.

Белгородский государственный технологический университет

Лабораторная работа 1
Структурный анализ механизмов

Цели работы:

1. Ознакомиться с основными понятиями структурного анализа механизмов.
2. Изучить виды групп Ассура.
3. Провести анализ реального механизма.

Теоретическая часть

Основные понятия и определения

Машина – устройство, созданное человеком для изучения и использования законов природы с целью облегчения физического и умственного труда, увеличение его производительности и облегчения путем частичной или полной замены человека в его трудовых и физических функциях.

Механизм – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или несколько тел в требуемое движение других тел.

Механизм – кинематическая цепь, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно одного из них все остальные звенья совершают однозначно определённые движения.

Кинематическая цепь – связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Простая кинематическая цепь – такая кинематическая цепь, у которой каждое звено входит не более чем в две кинематические пары.

Сложная кинематическая цепь – такая кинематическая цепь, в которой имеется хотя бы одно звено, входящее более чем в две кинематические пары.

Замкнутая кинематическая цепь – такая кинематическая цепь, каждое звено которой входит, по крайней мере, в две кинематические пары.

Незамкнутая кинематическая цепь – такая кинематическая цепь, в которой есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Кинематическая пара – подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев.

Низшая кинематическая пара – это такая кинематическая пара, в которой соприкосновения элементов выполнено по линии или в точке.

Высшая кинематическая пара – это такая кинематическая пара, в которой соприкосновения элементов происходит по поверхности.

Для того чтобы элементы кинематической пары находились в

Витебский государственный технологический университет

соприкосновении они должны быть замкнуты.

Геометрическое замыкание – замыкание осуществляется формами элементов кинематической пары.

Силовое замыкание – замыкание, осуществлённое силой веса, упругости пружин и т. д.

Все кинематические пары делятся на пять классов, т. к. число условий связи между их элементами меньше либо ровно пяти.

Виды кинематических пар представлены в таблице 1.1.

Входное звено – такое звено, которому сообщается движение, преобразуемое в требуемое движение остальных звеньев механизма.

Выходное звено – такое звено, которое совершает требуемое движение, для которого предназначен механизм.

Ведущее звено – звено, для которого сумма элементарных работ всех внешних сил, приложенных к нему, является положительной.

Ведомое звено – звено, для которого сумма элементарных работ всех внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равной нулю.

Структурная формула, кинематической цепи общего вида (формула Сомова-Малышева)

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1, \qquad (1.1)$$

где **W** – степень подвижности механизма относительной стойки, **n** – число подвижных звеньев, p_1; p_2; p_3; p_4; p_5 – число кинематических пар соответствующего класса.

Структурная формула для плоских механизмов (формула Чебушева)

$$w = 3n - 2p_5 - p_4. \qquad (1.2)$$

Для кулисных механизмов (формула Добровольского)

$$w = 2n - p_5 \quad . \qquad (1.3)$$

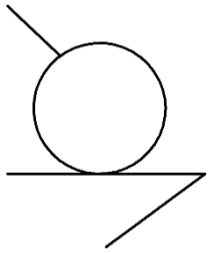
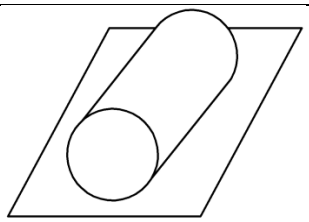
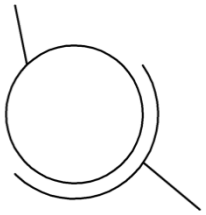
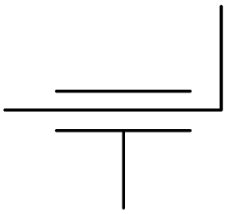
Степень подвижности характеризует число степенной свободы механизма относительно стойки. Если механизм обладает одной степенью подвижности, то одному из звеньев мы можем предписать относительно стойки какой-либо определённый закон движения (одну обобщённую координату механизма). В этом случае это звено будет являться входным. Таким образом, количество степеней свободы механизма соответствует количеству входных звеньев.

Группа Ассура - кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности относительно тех звеньев, с которыми входят кинематические пары свободные элементы этой цепи, и не распадающуюся на более простые цепи, обладающие

Витебский государственный технологический университет

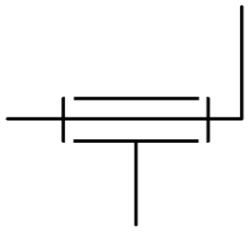
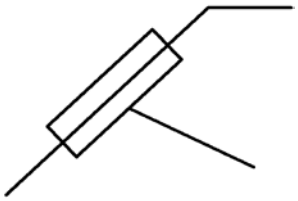
также нулевой степенью подвижности. Если изъять из механизма входные звенья, каждое из которых обладает одной степенью подвижности, то оставшаяся часть кинематической цепи имеет степень подвижности равную нулю, и она будет представлять собой совокупность групп Ассура, или одну группу (как частный случай).

Таблица 1.1 – Виды кинематических пар

Класс пары	Число условий связи	Число степеней свободы	Название пары	Условное обозначение
I	1	5	Шар-плоскость	
II	2	4	Шар-цилиндр	
III	3	3	Сферическая	
III	3	3	Плоскостная	
IV	4	2	Вращательно-поступательная	

Витебский государственный технологический университет

Окончание таблицы 1.1

V	5	1	Вращательная	
V	6	1	Поступательная	

Чтобы изучить движение механизма недостаточно знать его структуру, т. е. число зубьев, число и классы кинематических пар. Необходимо также знать размеры отдельных звеньев, влияющих на движение, взаимное положение звеньев и т. д. Поэтому при изучении движения звеньев механизма обычно составляют кинематическую схему, которая является его кинематической моделью. Кинематическая схема строится в выбранном масштабе с точным соблюдением размеров и форм, от которых зависит движение того или другого звена. На кинематическую схему наносят всё, что необходимо для изучения движения.

В таблице 1.2 приведены условные графические обозначения звеньев и их соединения между собой.

В таблице 1.3 приведены примеры структурных схем некоторых четырехзвенных механизмов, применяемых в технике.

Обобщенными координатами механизма называют независимые между собой координаты (угловые или линейные), определяющие положения всех звеньев механизма относительно стойки.

Начальным звеном механизма называется звено, которому приписывается одна или несколько обобщенных координат.

Структурной группой (группой Ассура) называется элементарная кинематическая цепь, число степеней свободы которой относительно элементов ее внешних кинематических пар, равно нулю.

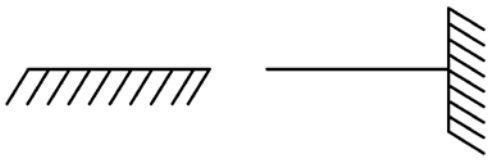
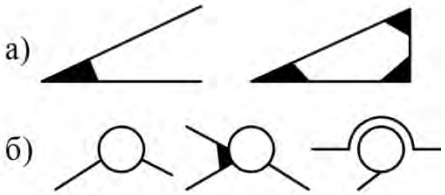
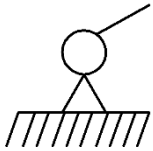
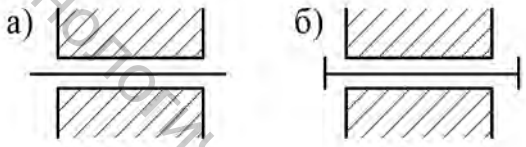
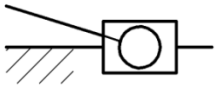
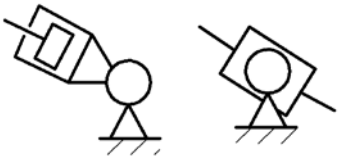
Образование сложных плоских рычажных механизмов осуществляется путем присоединения к начальному звену и стойке одной или нескольких структурных групп (принцип Ассура).

Структурный анализ механизма включает в себя:

- определение числа степеней свободы механизма;
- выделение начального звена со стойкой и структурных групп;
- определение класса механизма.

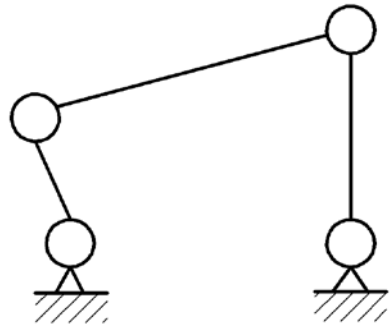
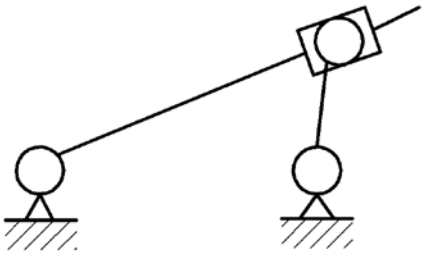
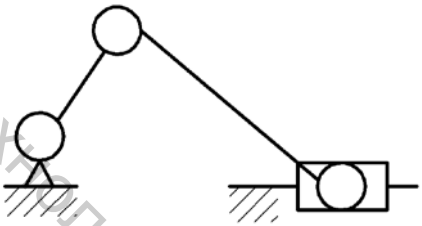
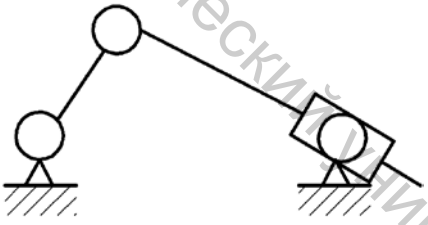
Витебский государственный технологический университет

Таблица 1.2 – Условные графические обозначения элементов механизмов на схемах

№	Наименование	Обозначение
1	Вал, ось, стержень	
2	Неподвижное звено (стойка)	
3	Соединение стержней: а) жёсткое; б) шарнирное	
4	Шарнирное соединение стержня с неподвижной стойкой	
5	Подшипники скольжения и качения на валу: а) радиальный; б) радиально-упорный	
6	Ползун	
7	Соединение ползуна с шатуном	
8	Качающийся цилиндр	

ВитебскийГосударственныйТехнологическийУниверситет

Таблица 1.3 – Структурные схемы четырехзвенных механизмов

№	Название	Изображение
1	Шарнирный четырёхзвенный механизм	
2	Кулисный механизм	
3	Кривошипно-ползунный механизм	
4	Механизм с качающимся цилиндром	

Витебский государственный технологический университет

Пусть в исследуемом механизме представлены только кинематические пары V класса. Тогда имеет место соответствие

$$\mathbf{w = 3n - 2p_5 = 0.} \qquad (1.4)$$

Отсюда $$p_5 = \frac{3}{2}n. \quad (1.5)$$

Число кинематических пар V класса и число подвижных звеньев может быть только целым и только больше ноля. Определить, для каких **n** и $\mathbf{p_5}$ равенство 5 верно. Соотношения представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Соотношения групп Ассура с количеством кинематических пар 5 класса

N	2	4	6	9	
P5	3	6	9	12	
Класс группы Асура	II	III	IV	V	...

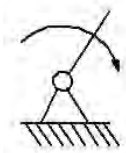
Группы Ассура делятся на классы, в зависимости от числа звеньев и кинематических пар. Для плоских механизмов имеет место существовать соответствие.

Виды кинематических пар представлены в таблице 1.1. Для упрощения будем считать, что механизм имеет только кинематические пары 5 класса.

Группы Ассура I класса имеют степень подвижности равную единице, в порядке исключения, и являются входными звеньями.

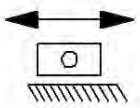
Виды входных звеньев:

(групп Ассура I класса)



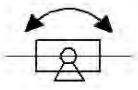
Кривошип

(вращательное движение)



Ползун

(поступательное движение)



Кулиса

(качательное движение)

Для групп Ассура I класса

$$W = 3n - 2p5 - p4 = 3\cdot1 - 2\cdot1 - 0 = 1. \quad (1.6)$$

Виды групп Ассура II класса представлены ниже (рис.1.1).

Группы Ассура II класса делятся на виды в зависимости от характера движения элементов в кинематических парах.

Группа Ассура II класса первого вида – все три кинематические пары вращательные.

Витебский государственный технологический университет

Группа Ассура II класса второго вида – крайняя вращательная кинематическая пара заменяется на поступательную.

Группа Ассура II класса третьего вида – средняя вращательная кинематическая пара заменяется на поступательную.

Группа Ассура II класса четвертого вида – обе крайние вращательные кинематические пары заменяются на поступательные.

Группа Ассура II класса пятого вида – крайняя и средняя вращательные кинематические пары заменяются на поступательные.

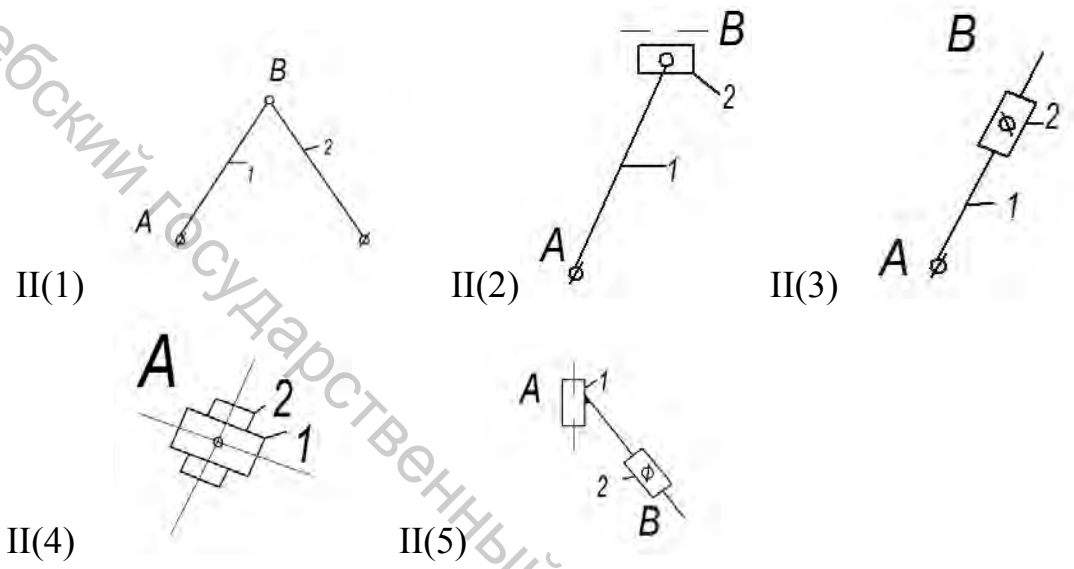


Рисунок 1.1 – Группы Ассура II класса

Для групп Ассура второго класса

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 - 0 = 0. \quad (1.7)$$

Группы Ассура III класса могут выглядеть по-разному, но все они имеют 4 звена и 6 кинематических пар. Пример группы Ассура III класса представлен ниже (трёхповодковая группа).

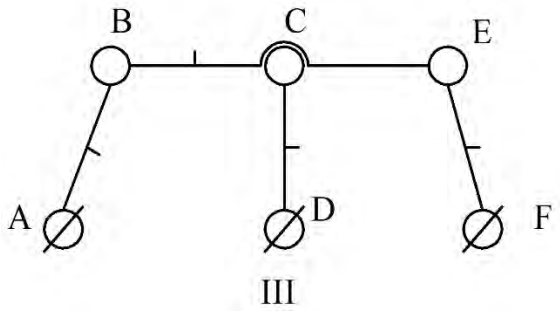


Рисунок 1.2 – Группа Ассура III класса

Витебский государственный технологический университет

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3\cdot4 - 2\cdot6 - 0 = 0. \quad (1.8)$$

Зная класс и вид каждой группы Ассура, можно весь механизм разбить на эти группы, и наоборот, из групп Ассура собрать механизм. Рассмотрим пример. Необходимо провести анализ следующего механизма:

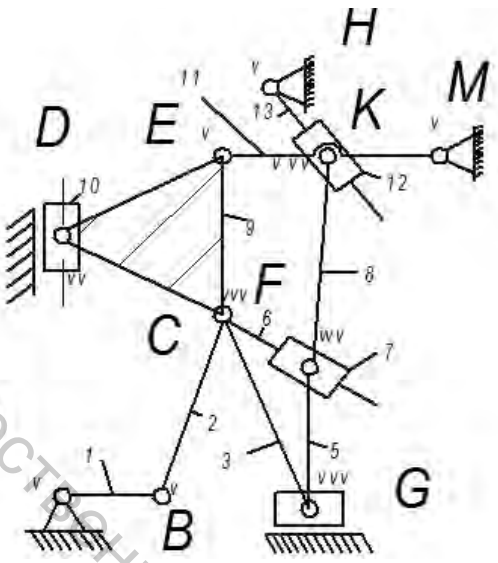


Рисунок 1.3 – Пример выполнения работы

Определим степень подвижности механизма. Этот механизм имеет 13 звеньев и 19 кинематических пар. На чертеже звенья имеют свой номер. Кинематические пары обозначаются значком (v)

$$W = 3\cdot13 - 2\cdot19 - 0 = 1. \quad (1.9)$$

Этот механизм имеет одно входное звено. Входным может быть звено, имеющее кинематическую пару со стойкой. Это могут быть звенья 1; 4; 10; 11; 13.

Из них нужно выбрать. Если за входное взять звено № 1, то весь механизм разобьется на группы Ассура, как показано ниже (рисунок 1.4).

Таким образом структурная формула этого механизма

$$I - 11(2) - 11(3) - 11(1) - 11(3) - III. \quad (1.10)$$

Витебский государственный технологический университет

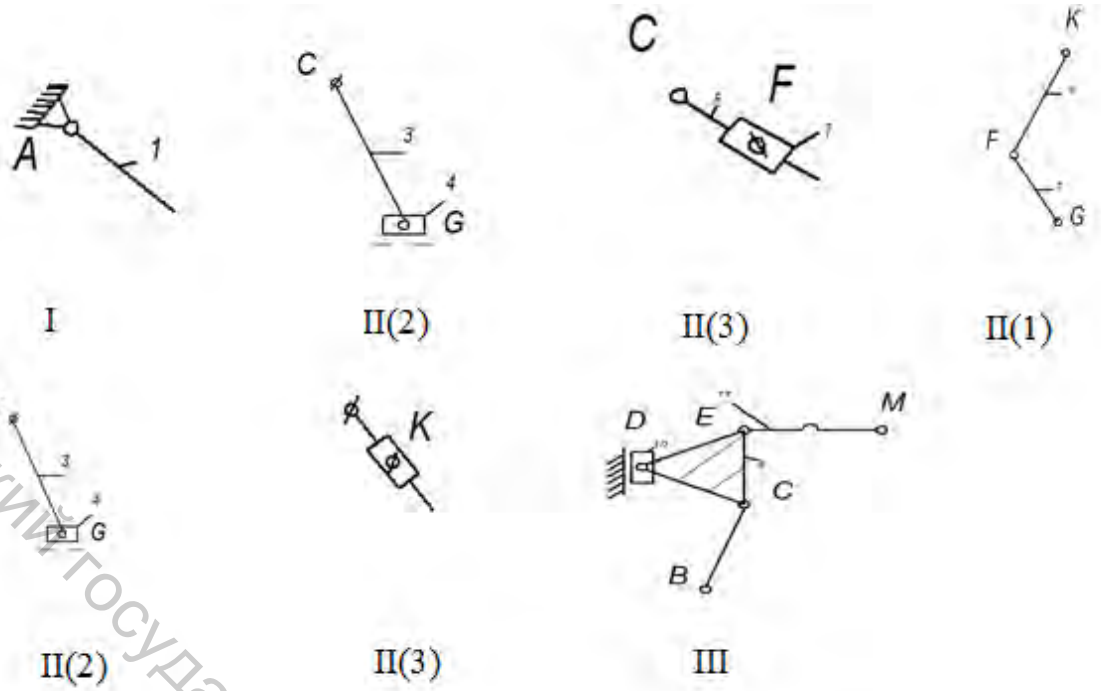


Рисунок 1.4 – Группы Ассура

При выборе другого входного звена разбивка происходит по другой схеме.

Порядок выполнения работы

Бригада, состоящая из нескольких студентов, получает макеты механизмов и снимает ее кинематическую схему. После обозначения буквами кинематических пар и цифрами подвижных звеньев механизма необходимо определить степень его подвижности, выбрать входные звенья и разбить механизм на группы Ассура. После рассмотрения различных вариантов разбивки механизмов при различных входных звеньях необходимо привести чертежи групп Ассура, как это показано на примере. При изображении входных звеньев и групп Ассура необходимо располагать звенья так, как они расположены в механизме.

Вопросы для контроля знаний:

1. Что такое механизм?
2. Что такое группа Ассура?
3. Что такое кинематическая пара?
4. Что такое кинематическая цепь?
5. Какие бывают виды кинематических цепей?
6. Какое звено называется входным?

Витебский государственный технологический университет

7. Что такое степень подвижности?

8. Как записывается структурная формула кинематической цепи общего вида?

9. Как записывается структурная формула кинематической цепи для плоских механизмов?

10. В чём отличие группы Ассура II(1)- от -II(3)?

Витебский государственный технологический университет

Лабораторная работа 2
Построение зубьев эвольвентного профиля методом обкатки

Цели работы:

1. Ознакомление с нарезанием нулевых (нормальных) и корригированных зубчатых колес по методу обкатки при нарезании рейкой на приборе.

2. Изучение процесса подрезания зубьев экспериментальным путем. Установление наличия подрезания ножки и заострение головки зубьев.

3. Определение смещения режущего инструмента, необходимого для устранения подрезания и заострения.

4. Вычерчивание на приборе нулевых и корригированных колес.

Теоретическая часть

Зубчатые передачи предназначены для передачи движения с соответствующим изменением угловой скорости по величине и направлению.

Шестерня – меньшее зубчатое колесо передачи.

Зубчатое колесо – большее зубчатое колесо передачи.

Эвольвента – кривая, описываемая какой-либо точкой, лежащей на прямой линии, перекатываемой по окружности без скольжения.

Основная окружность – окружность, по которой перекатывается производная прямая. Перекатываемая по окружности прямая называется производящей.

Начальная окружность – окружность, проходящая через полюс зацепления и катящаяся по другой начальной окружности без скольжения.

Начальный диаметр – диаметр начальной окружности.

Линия зацепления – производящая прямая, т. е. траектория общей точки контакта сопряженных зубьев.

Угол зацепления – угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии.

Делительная окружность – концентрическая окружность, принадлежащая делительной поверхности.

Делительная поверхность – окружность с центром на оси делительного колеса, лежащая в торцевом сечении.

Делительный диаметр – диаметр делительной окружности.

Делительная поверхность – соосная поверхность зубчатого колеса, которая является базовой для определения элементов зубьев и их размеров.

Окружность вершин – концентрическая окружность, принадлежащая поверхности вершин.

Окружность впадин – концентрическая окружность, принадлежащая поверхности впадин.

Окружной шаг – расстояние между одноименными профилями соседних зубьев по дуге концентрической окружности зубчатого колеса. Нормальный шаг – кратчайшее расстояние по делительной или одноименной соосной поверхности зубчатого колеса (для косых, шевронных и криволинейных колес).

Линия зуба – линия пересечения боковой поверхности зуба с делительной, начальной или однотипной соосной поверхностью зубчатого колеса.

Угол наклона – острый угол между пересекающимися в данной точке линией зуба и линией пересечения соосной поверхности зубчатого колеса, которой принадлежит эта линия зуба, с плоскостью, проходящей через его ось.

Угол перекрытия – угол поворота зубчатого колеса передачи от положения входа зуба в зацепление до выхода его из зацепления.

Коэффициент перекрытия – отношение угла перекрытия зубчатого колеса к угловому шагу.

Окружной модуль – линейная величина в n раз меньшая окружного шага. Модуль (расчетный) – отношение шага к числу n.

Межосевое расстояние – расстояние между осями зубчатых колес цилиндрической передачи по межосевой линии.

Шаг зацепления – дуга начальной окружности, состоящая из одной толщины зуба и одной ширины впадины.

Головка зуба – профиль зуба, выступающий за начальную окружность.

Ножка зуба – профиль зуба, находящийся внутри начальной окружности. Высота ножки зуба – расстояние между окружностью ножек и начальной окружностью, измеренное по радиусу.

Высота головки зуба – расстояние между окружностью головок и начальной окружностью, измеренное по радиусу.

Толщина зуба – дуга начальной окружности, вмещающая один зуб без впадины.

Ширина впадины – дуга начальной окружности, вмещающая впадину.

При нарезании зубьев по методу обкатки в колесах с малым количеством зубьев возникает явление подрезания, которое состоит в том, что зуборезной инструмент в процессе нарезания врезается в рабочую поверхность зуба и ножка становится утонченной. В качестве зуборезного инструмента при изготовлении колес методом обкатки используется зубчатая рейка, червячная фреза и долбяк, имеющий форму зубчатого колеса.

Витебский государственный технологический университет

Зубчатые колеса нарезают на специальных станках, у которых режущий инструмент и заготовка получают относительное движение, которое они имели бы в случае нормального зацепления. Кроме того, инструмент приобретает дополнительное возвратно-поступательное движение вдоль оси заготовки.

При нарезании зубчатой рейки заготовка совершает два движения: поступательное в горизонтальной плоскости вдоль рейки и вращение вокруг своей оси. В результате рейка как бы обкатывается относительно заготовки, вырезая эвольвентный профиль зуба.

На рисунке 2.1 показана часть зубчатого колеса, боковые поверхности зубьев которого очерчены по эвольвенте.

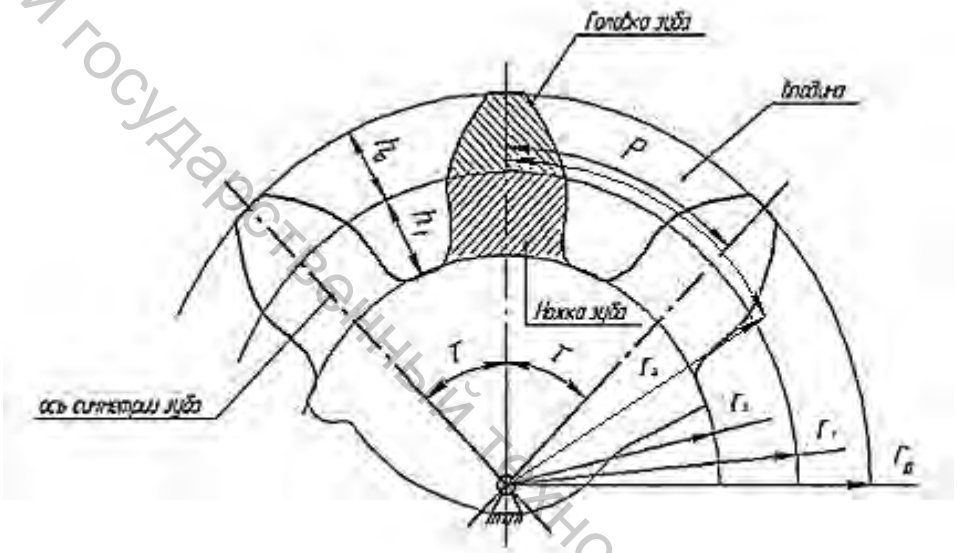


Рисунок 2.1 – Эскиз зубчатого колеса:
$\mathbf{r_0}$ – радиус окружности вершин; $\mathbf{r_1}$ – радиус делительной окружности;
$\mathbf{r_2}$ – радиус основной окружности; **P** – шаг по делительной окружности;
$\mathbf{h_0}$ – высота делительной головки зуба колеса; $\mathbf{h_1}$ – высота ножки зуба;
$\boldsymbol{\tau}$ – угол зацепления; $\mathbf{r_3}$ – радиус окружности впадин зубьев

Расстояние между одинаково расположенными точками двух соседних зубьев, измеренные по дуге, называется шагом зацепления и обозначается **p**.

Окружность радиуса r, по которой шаг зацепления равен шагу нарезного инструмента, называется делительной окружностью.

Так как число зубьев должно быть целым, то имеет место равенство

$$\boldsymbol{2\pi r = pz} \text{ или } \boldsymbol{r = \frac{pz}{2\pi} = \frac{mz}{2}}\ , \qquad (2.1)$$

где **m** – модуль зацепления.

То есть модуль зацепления – это отношение шага к числу «$\boldsymbol{\pi}$»**.**

Витебский государственный технологический университет

При производстве зубчатых колес по методу обкатки в некоторых случаях получается, что головки режущего инструмента врезаются в ножки зуба нарезаемого колеса. В результате этого ножки зубьев нарезаемого колеса оказываются как бы порезанными. Отсюда само явление получило название подрезания. При подрезании ножки зубьев ослабляются. Кроме того, при этом срезается часть эвольвенты, образующей профиль ножки зуба. По этому подрезание является нежелательным при изготовлении зубчатых колес.

Явление подрезания объясняется тем, что эвольвента является кривой, ограниченной с одной стороны начальной точкой которая, как известно, располагается на начальной окружности. Если представить себе зацепление двух эвольвент, скрепленных с двумя основными окружностями, вращающихся вокруг двух неподвижных центров, то при непрерывном зацеплении точка касания будет перемещаться по одной из эвольвент, удаляясь от начальной точки. Наоборот, по другой эвольвенте точка соприкосновения будет перемещаться, приближаясь к начальной точке. При продолжающемся вращении основных окружностей точка касания в определенный момент времени совпадает с начальной точкой одной из эвольвент, что произойдет в конце теоретической линии зацепления. Такое относительное расположение двух рассматриваемых эвольвент является приделом, далее которого эвольвентное зацепление невозможно. В самом деле, если вращение основных окружностей будет продолжаться и дальше, то общей точкой двух зацепляющихся кривых останется начальная точка одной из них. В этом случае общая нормаль не будет проходить через полюс зацепления, обычно установленное парою зацепляющихся эвольвент, изменится и станет переменным. Таким образом, за пределами теоретической линии зацепления не удовлетворяется основной закон зацепления.

Практически при работе двух зубчатых колес в зацеплении находится пара зубьев ограниченной высоты, имеющих внутри своих основных окружностей ножки, очерченные не по эвольвентам.

Явлением подрезания в теории зацепления называется пересечение траектории относительного движения конца профиля зуба одного колеса с эвольвентной частью профиля зуба сопряженного с ним колеса.

Эвольвентное зацепление возможно только при том условии, что окружность головок зубьев нарезающего колеса пересекает нормаль не далее точки конца теоретической линии зацепления. При большой высоте зубьев может наступать явление подрезания. Так как размеры зуба колеса-инструмента стандартизированные и выполняются при одном и том же модуле у разных колес-инструментов одной и той же высоты, то при прочих равных условиях возможность подрезания определяется размерами колеса, т. е. числом его зубьев.

При нарезании зубьев рейку можно установить так, чтобы прямая линия рейки, по которой толщина зуба равна толщине впадины (модульная прямая), была удалена от центра заготовки на расстоянии радиуса делительной

Витебский государственный технологический университет

окружности. В этом случае на нарезаемом колесе получаются зубья, у которых толщина зуба равна ширине впадины. Такие колеса называются нулевыми.

Для улучшении работы колес применяют при изготовлении корригирование. Зубчатые колеса с геометрическими параметрами, отличаются от нормальных, называются исправленными или корригированными.

Исправление эвольвентных зубчатых колес можно осуществить смещением стандартного режущего инструмента от оси заготовки.

Например, рейка-инструмент может быть установлена так, что по делительной окружности перекатывается не модульная прямая, а любая другая, параллельная ей. Зубья колеса будут иметь при этом эвольвентный профиль, однако вид их будет иной, чем у зубьев нулевых колес.

Если отодвинуть рейку от центра заготовки на величину «b», тогда делительная окружность будет перекатываться без скольжения по линии, которую назовем начальной прямой рейки. Зубчатые колеса, нарезанные таким образом, называются положительными, а дополнительное удаление «b» рейки-положительным смещением (сдвигом).

Если рейке дать отрицательное смещение, т. е. приблизить ее к центру заготовки, то нарезанное таким образом колесо называется отрицательным.

Отношение смещения «b» к модулю называется коэффициентом смещения x

$$\boldsymbol{x = \frac{b}{m}}. \qquad (2.2)$$

Зубчатые колеса, нарезанные со смещением рейки, называются корригированными. Корригирование зубчатых колес производится с целью уменьшения габаритов и улучшения качества зацепления, устранения износа, повышения прочности зуба.

В зависимости от видов корригирования комбинации колес могут быть следующие:

1. Нулевое зацепление, когда сдвиг рейки для обоих колес равен нулю

$$\boldsymbol{x_1 + x_2 = 0}. \qquad (2.3)$$

2. Равносмещенное (комбинированное) зацепление

$$\boldsymbol{x_1 + x_2 = 0}. \qquad (2.4)$$

3. Неравносмещённое зацепление

а) положительное

$$\boldsymbol{x_1 + x_2 > 0}. \qquad (2.5)$$

Витебский государственный технологический университет

б) отрицательное

$$\boldsymbol{x_1 + x_2 < 0}. \tag{2.6}$$

Величина относительного сдвига рейки, необходимая для устранения подреза ножки, определяется формулой

$$\boldsymbol{x = \frac{2f - z sin a_0}{2}}, \tag{2.7}$$

где **f** – коэффициент высоты зуба, **z** – количество зубьев колеса, $\boldsymbol{a_0}$ – угол профиля рейки.

При f = 1 и $\boldsymbol{a_0}$ = 20° расчетная формула будет иметь вид

$$\boldsymbol{x = \frac{17 - z}{17}}. \tag{2.8}$$

Формулы для расчета элементов корригированных колес и их зацепления приведены в таблице 2.1.

Описание установки

Прибор для построения эвольвентного профиля зуба состоит из следующих деталей (рис. 2.2).

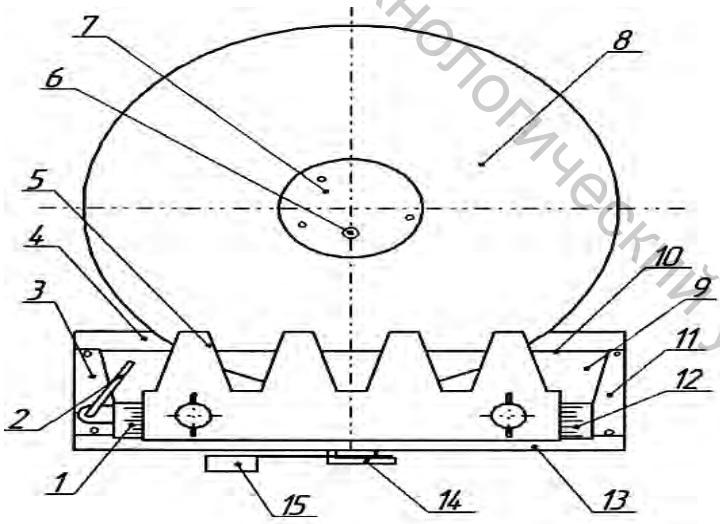


Рисунок 2.2 – Прибор для построения эвольвентного профиля зуба

Для построения зубьев на диск 8 накладывается круг из чертежной бумаги с диаметром, равным диаметру заготовки и прижимается крышкой 7 с винтом 6. Рейку нужно поставить в крайнее правое положение, освободив предварительно рукоятку 14. На бумажном круге вычерчивают контур зубьев

Витебский государственный технологический университет

карандашом. Затем нажатием рычага 15 передвигают рейку на один шаг и снова очерчивают контур зубьев. Так делают до тех пор, пока рейка не придет в крайнее левое положение, а на бумажном круге будет получен контур нескольких зубьев.

При этом, если модульная прямая совпадает с касательной к делительной окружности, то на бумажной заготовке вычерчиваются зубья нулевого колеса. Если же рейка сдвинута относительно центра заготовки, то на круге получим зубья соответственно с положительным или отрицательным сдвигом.

Для получения нового контура зубьев необходимо рукоятку 2 повернуть, тем самым ослабить натяжение проволоки. Диск после этого свободно повернется на необходимый угол. Рейка становится в крайнее правое положение и вновь вычерчивается контур зубьев с положительным или отрицательным сдвигом.

Основанием прибора служит литая панель 4, на котором установлены диск 8 и рейка 5. Диск выполнен из оргстекла и представляет собой круг с диаметром, равным диаметру заготовки. Рейка прибора, выполняющая роль зуборезного инструмента, совершает поступательное движение вдоль направляющих 13, имеющих сечение ласточкина хвоста, совместно со шкалами 1 и 12, планкой 9 и захватами 3 и 11. Для согласования угловой и поступательной подач заготовки к захвату 3, который при помощи эксцентрикового механизма с рукояткой 2 может перемещаться, создавая необходимое натяжение проволоки 10. Совместное движение рейки и диска осуществляется при помощи храпового механизма рычагом 15. Если рукоятку 14 повернуть в левое положение, то обе собачки выходят из зацепления с рейкой 5 и рейка свободна от руки перемещается вдоль направляющих 13. Кроме того, при помощи двух винтов 16 рейку можно закрепить на различных расстояниях относительно центра заготовки.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия прибора. Записать в тетрадь номер прибора и параметры получаемого зубчатого колеса: модуль, угол, профиля рейки, диаметр делительной окружности.

2. Отобрать тот бумажный круг, диаметр которого равен диаметру диска прибора. Карандашом разделить круг двумя перпендикулярными линиями на четыре равные части. Наколов круг на иголки и закрутить его крышкой.

3. Установить рейку в крайнее правое положение, при этом диск должен быть установлен так, чтобы одна из прямых линий на круге проходила примерно через левое основание крайнего левого зуба рейки. На шкалах 1 и 12 должны быть деления 0.

4. Вычертить профиль зубьев в первой четверти круга, где написать значение b = 0.

5. Вычислить геометрические параметры нулевого колеса и записать в

Витебский государственный технологический университет

таблицу.

6. По найденному числу зубьев вычислить значения относительного и абсолютного сдвига «bp». Установить рейку на величину абсолютного сдвига, для чего ослабить винты 16, сместить рейку от центра заготовки на величину «bp», винты затянуть.

7. Освободить рукояткой 2 диск и повернуть его на 90°, после чего рукоятку повернуть по часовой стрелке до отказа.

8. Вычертить контур корригирования колеса.

9. Вычислить параметры колеса по найденному значению и записать в таблицу. На второй четверти указать значение сдвига «bp».

10. В третьей четверти вычертить контур зубьев при положительном сдвиге b2 = 8 + 10 мм. Значение b2 указать на круге.

11. Вычислить параметры колеса для данного b2 и занести в таблицу.

12. В последней четверти вычертив контур зубьев при отрицательном значении b2 = -(8+ 10) мм. Значение « b2» указать в этой четверти.

13. Вычислить параметры колеса для четвертого значения сдвиг и занести в таблицу.

14. Освободить винт 6, снять крышку 7 и бумажную заготовку.

15. На заготовке нанести в каждой четверти основную и делительную окружности, окружности выступов и впадин. Указать радиусы этих окружностей. Измерить хордальную толщину зуба по делительной окружности и сравнить с результатами вычислений.

16. Оформить протокол работы и приложить к нему бумажную заготовку.

Принадлежности и приборы

Прибор ТММ-42, чертежная бумага, острозаточенный карандаш, линейка, циркуль, калькулятор.

Таблица 2.1 – Расчетная таблица

№	Наименование параметра	Расчётная формула	Значение параметра			
			0		+8	-8
1.	Количество зубьев	$z = \frac{d}{m}$				
2.	Шаг по делительной окружности	$P_t = \pi m$				
3.	Абсолютное смещение рейки	B=($\frac{17-z}{17}$)m	0		+8	-8
4.	Диаметр основной окружности	$d_o = d\cos a$				
5.	Диаметр окружности головок	$d_a = m(z+2)+2b$				

Витебский государственный технологический университет

Окончание таблицы 2.1

6.	Диаметр окружности впадин	$d_f = m(z + 2.5) + 2b$				
7.	Толщина зуба по делительной окружности	$S_t = \frac{\pi m}{2} + 2b\ tga$				
8.	Измеренная хордальная толщина зуба					

Витебский государственный технологический университет

Вопросы для контроля знаний:

1. Для чего используется корригирование?
2. Что такое нормальные колеса?
3. Что такое шаг зацепления?
4. Что такое модуль зацепления?
5. Что такое угол зацепления?
6. Какая окружность называется начальной?
7. Какая окружность называется делительной?
8. Что такое толщина зуба?
9. Что такое ширина впадины?
10. Что такое межосевое расстояние?

Лабораторная работа 3
Исследование многоступенчатых зубчатых механизмов с подвижными осями

Цель работы: определение передаточных отношений между различными звеньями сателлитного механизма.

Теоретическая часть

В машиностроительной практике часто встречаются зубчатые механизмы, в которых геометрические оси некоторых колёс подвижны. Примером такой передачи может служить трёхзвенный зубчатый механизм, показанный в двух проекциях на рисунке 3.1.

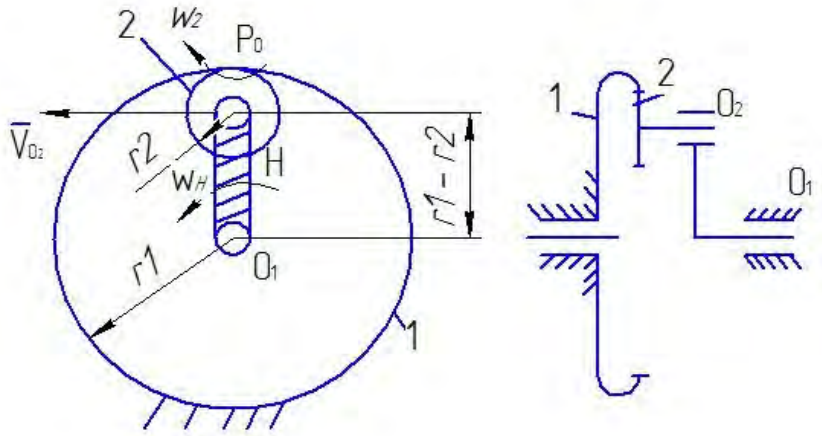


Рисунок 3.1 – Трехзвенный зубчатый механизм

В этом механизме зубчатое колесо 1 неподвижно, зубчатое колесо 2 имеет подвижную ось O_2. Звено Н входит во вращательные пары O_1 со стойкой и O_2 с зубчатым колесом 2. При вращении звена Н с угловой скоростью ω_H колесо 2 обегает неподвижное колесо 1, вращаясь с угловой скоростью ω_2 вокруг мгновенного центра вращения P_0.

Колесо 1 называется центральным колесом, колесо 2 – сателлитным, звено Н – водилом.

Зубчатые механизмы, в которых хотя бы одно колесо имеет подвижную ось и является сателлитом, называются сателлитными зубчатыми механизмами.

Сателлитный механизм, имеющий степень подвижности равную 1 называется планетарным. Сателлитный механизм, имеющий степень подвижности больше 1 называется дифференциальным .

Связь между угловыми скоростями ω_2 и ω_H может быть установлена из рассмотрения рисунка 3.1.

Для скорости V_{O2} точки O_2 являющейся общей для колеса 2 и водила Н, имеет с учётом знаков угловых скоростей ω_2 и ω_H

$$\mathbf{V_{O2} = \omega_2 . r_2}. \qquad (3.1)$$

Передаточное отношение i_{2H}

$$\boldsymbol{i_{2H} = \frac{\omega_2}{\omega_H} = \frac{r_2 - r_1}{r_2} = 1 - \frac{r_1}{r_2} = 1 - i_{21}}. \qquad (3.2)$$

Из построения последнего равенства видно, что передаточное отношение i_{2H} есть передаточное отношение при неподвижном колесе 1, а передаточное отношение $\mathbf{i_{21}}$ есть передаточное отношение одного трёхзвенного зубчатого механизма с колёсами, имеющими неподвижные оси, т. е. как бы при неподвижном водиле **Н**. Чтобы знать, при каком неподвижном звене определяются то или иное передаточное отношение, необходимо у

Витебский государственный технологический университет

передаточного отношения в скобках ставить индекс того звена, которое принято за неподвижное.

$\boldsymbol{i_{2H}^{(1)}}$ – передаточное отношение от звена 2 к звену Н условно остановленном звене 1

$$\boldsymbol{i_{2H}^{(1)} = 1 - i_{21}^{H}}. \quad (3.3)$$

Сателлитные механизмы с одной степенью подвижности называются дифференциальными механизмами.

Уравнение (3.3) может быть представлено ещё и так:

$$\boldsymbol{i_{2H}^{(1)} + i_{21}^{H} = 1}. \quad (3.4)$$

Таким образом для планетарных механизмов с круглыми колёсами сумма передаточных отношений при различных остановленных звеньях всегда ровна единице.

На рисунке 3.2 представлен четырёхзвенный редуктор Джеймса.

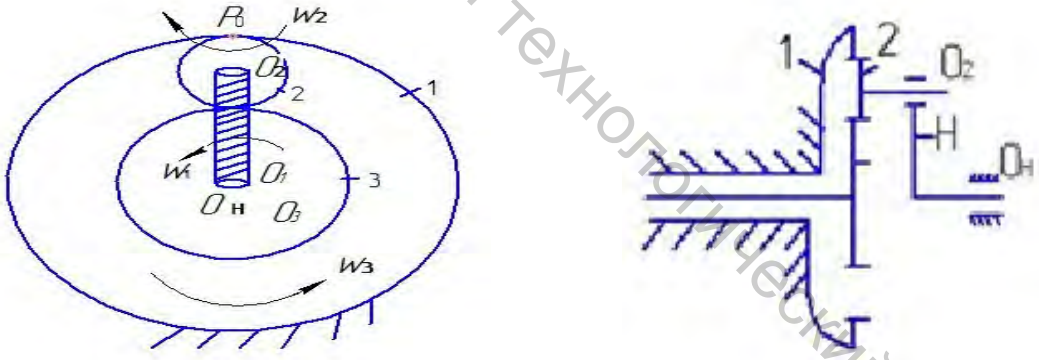


Рисунок 3.2 – Планетарный редуктор Джеймса

Для определения передаточного отношения $\boldsymbol{i_{3H}^{(1)}}$ от вала O_3 к валу O_H можно воспользоваться формулой

$$\boldsymbol{i_{3H}^{(1)} = 1 - i_{31}^{(H)}}. \quad (3.5)$$

Так как согласно равенству определения передаточного отношения плоского механизма

$$\boldsymbol{i_{31}^{(H)} = -1 \cdot i_{32}^{(H)} \cdot i_{21}^{(H)} = -i_{32}^{(H)} \cdot i_{21}^{(H)}}. \quad (3.6)$$

ВИТЕБСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

$$i_{2H}^{(1)} = \frac{\omega_3}{\omega_H} = 1 + i_{32}^{(H)} \cdot i_{21}^{(H)}. \quad (3.7)$$

Введём в уравнения радиусы начальных окружностей **r1**, **r2**, **r3** или числа зубьев z_1, z_2, z_3. Тогда формула (3.7) получит следующий вид:

$$L_{3H}^{(1)} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = 1 + \frac{\tau_{2+}\tau_1}{\tau_{3+}\tau_2} = 1 + \frac{\tau_1}{\tau_3}. \quad (3.8)$$

$$L_{3H}^{(1)} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = 1 + \frac{Z_2 \cdot Z_1}{Z_3 \cdot Z_2} = 1 + \frac{Z_1}{Z_3} = \frac{Z_1 + Z_3}{Z_3}. \quad (3.9)$$

В выражениях (3.8) и (3.9) радиус Z_2 колеса 2 и его число зубьев Z_2 сократилось, т. е колесо 2 является паразитным.

Передаточное отношение $L_{H3}^{(1)}$ от водила Нк колесу 3 редуктора, показанного на рисунке 3.2 может быть определено из уравнения

$$L_{H3}^{(1)} = \frac{\omega_4}{\omega_3} = \frac{1}{L_{3H}^{(1)}} = \frac{1}{1 - L_3^{(H)}}. \quad (3.10)$$

$$L_{H3}^{(1)} = \frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_3}} = \frac{Z_3}{z_{1+}z_3}. \quad (3.11)$$

Согласно равенству 3.9–3.11 передаточное отношение $L_{3H}^{(1)}$ и $L_{H3}^{(1)}$ имеют знак плюс. Это свидетельствует о том, что условные скорости ω_3 и ω_H имеют один и тот же знак.

В машиностроительной практике часто встречаются зубчатые механизмы, в которых геометрические оси колёс перемещаются.

Простейший дифференциальный механизм изображён на рисунке 3.3.

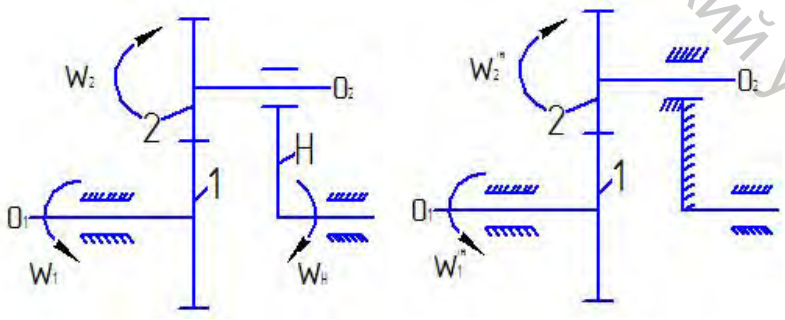


Рисунок 3.3 – Простейший дифференциальный механизм

Определим степень подвижности заданного механизма по формуле Чебышева П.Л.

Витебский государственный технологический университет

$$w = 3n - 2p_5 - p_4, \qquad (3.12)$$

где **n**- число подвижных звеньев; $\mathbf{p_5}$- число кинематических пар Y класса; $\mathbf{p_4}$- число кинематических пар IY класса. В нашем случае **n**=3 (колесо 1, колесо 2, водило H); $\mathbf{p_5}$=3 (стойка-колесо 1, стойка-водило H, водило-колесо 2); $\mathbf{p_4}$=1 (колесо 1-колесо 2). Так как **W**=2, то необходимо задать движение 2 звеньям.

Выведем формулу, связывающую угловые скорости всех звеньев. Обозначим угловые скорости звеньев 1, 2, H соответственно $\mathbf{W_1}$, $\mathbf{W_2}$, $\mathbf{W_H}$.

Для вывода формулы применим метод обращения движения. Дадим всему механизму вместе со стойкой вращательное движение вокруг оси O_1 с угловой скоростью ($\mathbf{-W_H}$). Относительное движение звеньев от этого не изменится. Угловые скорости звеньев относительно неподвижной системы координат станут равными

$$\begin{aligned} W_1^{(H)} &= W_1 - W_H. \\ W_2^{(H)} &= W_2 - W_H. \\ W_H^{(H)} &= W_H - W_H = 0. \end{aligned} \qquad (3.13)$$

Таким образом, водило стало неподвижным $\mathbf{W_H}$ = 0, и мы получили обычный зубчатый механизм, с неподвижными осями колёс, угловые скорости которых равны $W_1^{(H)}$и $W_2^{(H)}$. Такой дифференциальный механизм, у которого водило остановлено, называется преобразованным механизмом.

Для такого механизма уже имеет смысл передаточное отношение

$$U_{12} = \frac{W_1^{(H)}}{W_2^{(H)}}. \qquad (3.14)$$

или, учитывая равенства (3.10)

$$U_{12} = \frac{W_1 - W_H}{W_2 - W_H}. \qquad (3.15)$$

Это и есть формула, связывающая угловые скорости звеньев дифференциального механизма. Напомним, что передаточное отношение $U_{12}^{(H)}$ – это передаточное отношение от колеса 1 к колесу 2 преобразованного механизма, т. е. механизма в предположении, что водило H остановлено. Если известны количества зубьев колёс, то $U_{12}^{(H)}$ легко определить по формуле

$$U_{12}^{(H)} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot (-1)^m = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{т. к. } \mathbf{m} = 1. \qquad (3.16)$$

Витебский государственный технологический университет

В общем случае, когда в дифференциальном механизме имеется n колёс, формула, выведенная Биллисом, имеет вид

$$U_{1n}^{(H)} = \frac{W_1 - W_H}{W_2 - W_H} = \frac{Z_1 \cdot Z_2 \cdot \ldots \cdot Z_n}{Z_1 \cdot Z_{2'} \cdot Z_{(n-1)}} (-1)^m. \quad (3.17)$$

Здесь звено 1-входное, звено n-выходное, в числителе правой части произведение чисел зубьев ведомых колёс, в знаменателе ведущих.

Учитывая, что угловые скорости звеньев пропорциональны частоте их вращения, удобнее писать так:

$$U_{1n}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = \frac{Z_1 \cdot Z_2 \cdot \ldots \cdot Z_n}{Z_1 \cdot Z_{2'} \cdot Z_{(n-1)}} (-1)^m. \quad (3.18)$$

Ниже представлены схемы различных сателлитных механизмов.

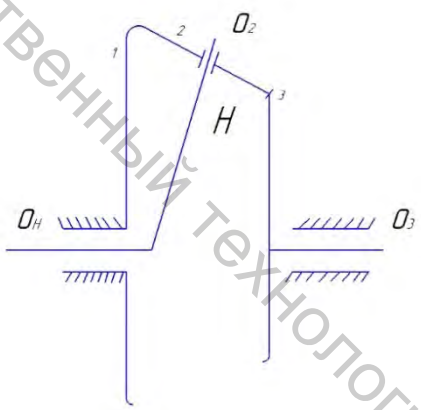


Рисунок 3.4 – Схема трёхзвенного механизма с коническими колёсами

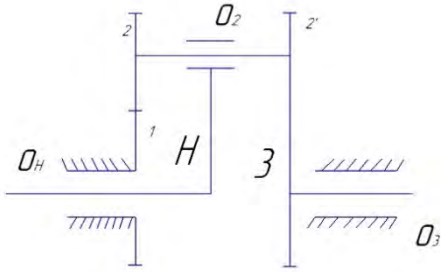


Рисунок 3.5 – Схема четырёхзвенного планетарного механизма типа ДАВИДА с внешним зацеплением

Витебский государственный технологический университет

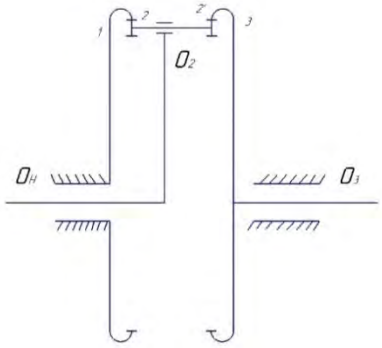


Рисунок 3.6 – Схема четырёхзвенного планетарного механизма типа ДАВИДА с внутренним зацеплением

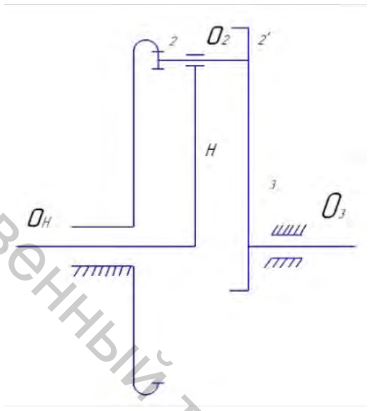


Рисунок 3.7 – Схема четырёхзвенного планетарного механизма с внешним и внутренним зацеплением

Ниже приводится пример выполнения этой работы по схеме, которую студент должен вычертить (без масштаба) по выданному ему макету механизма.

После подсчёта чисел зубьев студент устанавливает, что

$$Z1 = 25;\ Z2 = 15;\ Z2' = 30;\ Z3 = 70.$$

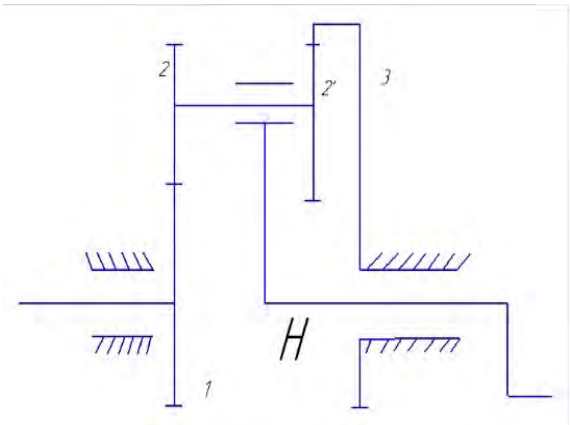


Рисунок 3.8 – Схема макета механизма

Витебский государственный технологический университет

$$\boldsymbol{Z_1} = 25; \boldsymbol{Z_2} = 15;$$

$$\boldsymbol{Z_2} = 30; \boldsymbol{Z_3} = 70;$$

Проверку правильности подсчёта чисел зубьев колёс можно произвести по условию соосности: в соответствии со схемой должно выполнятся условие

$$\boldsymbol{r_1 + r_2 + r_{2'} = r_3} \textit{ или } \boldsymbol{Z_1 + Z_2 + Z_{2'} = Z_3}.$$

В данном случае 25 + 15 + 30 = 70.

Теперь, вращая ручку макета механизма, убеждаемся, что входным звеном является водило Н. Поэтому задаёмся частотой вращения этого звена $n_H = 10$.

Затем теоретически определяем частоту вращения всех остальных звеньев. Независимо от того, что в действительности входным звеном является водило Н, можно написать формулу Виллиса в предположении, что передача осуществляется от звена 1 к звену 3. В этом случае будет

$$\mathbf{u_{1-3}^{(H)}} = \frac{\mathbf{n_1 - n_4}}{\mathbf{n_3 - n_4}} = \frac{\mathbf{Z_2 \cdot Z_3}}{\mathbf{Z_1 \cdot Z_{2'}}}(\mathbf{-1})^{\mathbf{1}}. \qquad (3.19)$$

Поясним написание правой части этой формулы. В первой ступени механизма ведущим звеном является звено 1, ведомым – звено 2; во второй ступени ведущее звено 2, ведомое – звено 3.

В исследуемом механизме m = 1, т. к. внешнее зацепление только одно – между звеньями 1 и 2. Звенья 2 и 3 образуют внутреннее зацепление.

Теперь, подставляя все известные величины, получаем

$$\mathbf{u_{1-3}^{(H)}} = \frac{\mathbf{n_1 - 10}}{\mathbf{0 - 10}} = \frac{\mathbf{15 \cdot 70}}{\mathbf{25 \cdot 30}}(\mathbf{-1})^{\mathbf{1}}. \qquad (3.20)$$

Здесь $\mathbf{n_3} = 0$, т. к. в нашем примере центральное колесо 3 неподвижно.

В результате расчётов получаем что $\mathbf{n_1} = -4$; прежде чем приступить к дальнейшим расчётам, необходимо проверить правильность этой части расчёта. Для этого, сделав десять оборотов рукояткой, убеждаемся, что колесо 1 сделало 4 оборота, причём в сторону, противоположную вращению водила Н.

Теперь определим частоту вращения блока сателлитов 2 и 2’. Т. е найдём $\mathbf{n_2}$.

Напишем формулу Виллиса только для этой части механизма, т. е. предположим, что механизм состоит только из звеньев 1, 2, Н.

$$\mathbf{U_{12}^{(H)}} = \frac{\mathbf{n_1 - n_H}}{\mathbf{n_2 - n_H}} = \frac{\mathbf{Z_2}}{\mathbf{Z_1}}(\mathbf{-1})^{\mathbf{1}}. \qquad (3.21)$$

Витебский государственный технологический университет

Подставляя все заданные и найденные величины , получаем

$$\frac{-4-10}{h_2-10} = -\frac{15}{25}. \quad (3.22)$$

Откуда $\mathbf{n_2} = 33{,}3$ оборота

Проверку расчётов проводим, как и в первом случае, сделав десять оборотов водилом.

При подсчёте оборотов сателлитов 2 и 2’ следует учесть, что их геометрические оси подвижны, т. е. они обегают колёса 1 и 3, поэтому каждый оборот считается тогда, когда сателлит после оборота занимает своё исходное положение относительно наблюдателя.

Для этого у большинства макетов дифференциальных механизмов колеса наполовину окрашены в красный цвет.

Теперь можно определить любые передаточные отношения:

$$U_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{-4}{33{,}3} = -0{,}12. \quad (3.23)$$

$$U_{1-H} = \frac{n_1}{n_H} = \frac{-4}{10} = -0{,}4. \quad (3.24)$$

$$U_{2-H} = \frac{n_2}{n_H} = \frac{33{,}3}{10} = 3{,}33 \quad (3.25)$$

Вопросы для контроля знаний:

1. Какое колесо является центральным колесом?
2. Какое колесо является сателлитными?
3. Что такое водило?
4. Что такое сателлитный механизм?
5. Что такое дифференциальный механизм?
6. Что такое планетарный механизм?
7. Что такое передаточное отношение?
8. Напишите формулу Виллиса.
9. Расшифруйте $i_{12}^{(H)}$.
10. Чему равна сумма передаточных отношений при различных остановленных звеньях для планетарных механизмов?

Витебский государственный технологический университет

Лабораторная работа 4
Расчет основных кинематических и технологических параметров работы машин текстильной и легкой промышленности.

Цель работы: расчёт основных кинематических и технологических параметров работы машин текстильной и лёгкой промышленности.

Теоретическая часть

При помощи зацепления одной пары зубчатых колёс можно практически осуществить небольшое передаточное отношение. Обычно для одной пары колёс U = 5–7 для механических передач и U = 10÷12 для ручных передач.

Машиностроительная практика требует часто значительно больших передаточных отношений. Поэтому для осуществления их требуются сложные зубчатые механизмы, состоящие из нескольких пар зубчатых колёс.

Зубчатые механизмы, служащие для уменьшения числа оборотов ведомого вала, называются редукторами, а механизмы, служащие для увеличение оборотов ведомого вала, называются мультипликаторами .

Сложные зубчатые механизмы применяются также для передачи вращения от ведущего вала к ведомому различными, но постоянными передаточными отношениями. Такие зубчатые механизмы называются коробками скоростей.

Рассмотрим определение передаточных отношений сложных зубчатых механизмов.

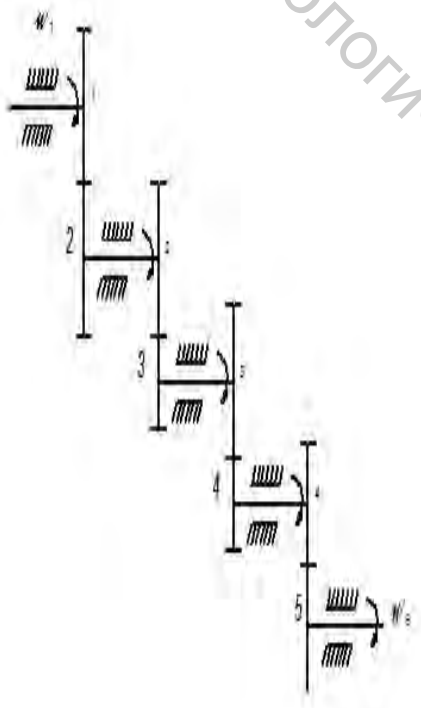


Рисунок 4.1 – Схема многоступенчатого сложного зубчатого механизма

Витебский государственный технологический университет

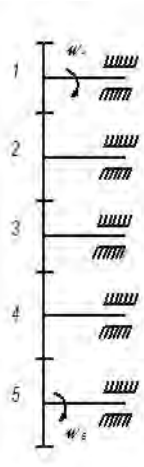


Рисунок 4.2 – Схема сложного зубчатого механизма

На рисунке 4.1 и 4.2 изображена схема сложного зубчатого механизма, геометрические оси колёс которого неподвижны (валы вращаются в неподвижных подшипниках). Механизм состоит из входного вала на котором неподвижно сидит колесо 1, промежуточных валов 2, 3 и 4 , на которых сидят неподвижно по два зубчатых колеса 2 и 2’; 3 и 3’; 4 и 4’ и выходного вала, на котором неподвижно посажено колесо 5. Передача вращательного движения от входного вала 1 к выходному 5 осуществляется последовательно при помощи четырёх пар (или четырёх ступеней) зубчатых колёс.

Такие механизмы называются многоступенчатыми.

Определим общее передаточное отношение этого механизма согласно общему определению $U_{15}=\frac{w_1}{w_5}$.

Передаточные отношения отдельных ступеней равны

$$U_{12}=\frac{w_1}{w_2};\ U_{23}=\frac{w_2}{w_3};\ U_{34}=\frac{w_3}{w_4};U_{45}=\frac{w_4}{w_5}. \quad (4.1)$$

Помножив передаточные отношения по ступеням, получим

$$\frac{w_1 \cdot w_2 \cdot w_3 \cdot w_4}{w_2 \cdot w_3 \cdot w_4 \cdot w_5}=\frac{w_1}{w_5}=U_{15}. \quad (4.2)$$

Следовательно

$$U_{15}=U_{12}\cdot U_{23}\cdot U_{34}\cdot U_{45}. \quad (4.3)$$

Таким образом, передаточное отношение многоступенчатого зубчатого редуктора равно произведению передаточных отношений простых зубчатых механизмов (отдельных ступеней), входящих в его состав.

В общем случае, когда передача вращения осуществляется с помощью n пар зубчатых колёс, количество валов равно n+1, передаточное отношение

Витебский государственный технологический университет

этом случае будет

$$\cup_{\mathbf{1}(n+1)}=\cup_{\mathbf{12}}\cdot\cup_{\mathbf{23}}\cdot\cup_{\mathbf{34}}\dots\cup_{n(n+1)}. \quad (4.4)$$

При пользовании этим уравнением для плоского зубчатого механизма стоит учитывать знак передаточного отношения, указывающий, в каком направлении по отношению к входному вращается выходное колесо.

На практике для определения знака передаточного отношения плоских зубчатых механизмов удобно пользоваться формулой

$$\cup_{\mathbf{1}(n+1)}=[\cup_{\mathbf{12}}\cdot\cup_{\mathbf{23}}\cdot\cup_{\mathbf{34}}\dots\cup_{n(n+1)}](-1)^{\mathrm{m}}. \quad (4.5)$$

Здесь передаточные отношения берутся по абсолютной величине, а знак их определяется величиной $(-1)^{\mathbf{m}}$, где **m** – количество внешний зацеплений (так как только внешнее зацепление изменяет направление вращения).

Передаточное отношение плоского многоступенчатого зубчатого механизма, выраженное через количество зубьев зубчатых колёс, в общем случае равно

$$\cup_{\mathbf{1}(n+1)}=\frac{z_2\cdot z_3\dots z_{n+1}}{z_1\cdot z_{2'}\cdot z_{3'}\cdot z_{n'}}. \quad (4.6)$$

Следует отметить, что во многих задачах номера колёс и валов обозначены иначе, чем на нашем рисунке, однако это не имеет принципиального значения. Надо только всегда внимательно смотреть, между какими колёсами осуществляется зацепление.

Рассмотрим сложный зубчатый механизм, в котором по одному колесу (рис. 4.2). Передача вращательного движения от входного вала к выходному осуществляется при помощи четырёх простых механизмов 1–2; 2–3; 3–4 и 4–5. Передаточное отношение этого сложного механизма можно определить по формуле

$$\cup_{\mathbf{15}}=[\cup_{\mathbf{12}}\cdot\cup_{\mathbf{23}}\cdot\cup_{\mathbf{34}}\cdot\cup_{\mathbf{45}}](-\mathbf{1})^{\mathbf{4}}=\frac{z_2\cdot z_3\cdot z_4+z_5}{z_1+z_2\cdot z_3\cdot z_4}=\frac{z_5}{z_1}. \quad (4.7)$$

Как видно, на абсолютную величину передаточного отношения количество зубьев промежуточных зубчатых колёс и количество самих колёс не оказывает никакого влияния, но количество промежуточных колёс влияет на знак передаточного отношения. Такие зубчатые колёса называются паразитными. Они применяются для изменения направления вращения выходного вала, а также для передачи вращения между валами, расположенными на сравнительно большом расстоянии.

При определении величины передаточного отношения паразитные колёса учитывать не следует. Для определения направления необходимо учесть только количество внешних зацеплений, для нашего случая **m** = 4.

На начальном этапе расчёта необходимо определить частоты вращения

ВитебскийГосударственныйТехнологическийУниверситет

валов (цилиндры вытяжных приборов, питающие и вытяжные барабаны и др.), затем определяются технологические параметры (вытяжка, крутка, производительность и др.).

На рисунке 4.3 представлена схема привода вала 1 от электродвигателя 2.

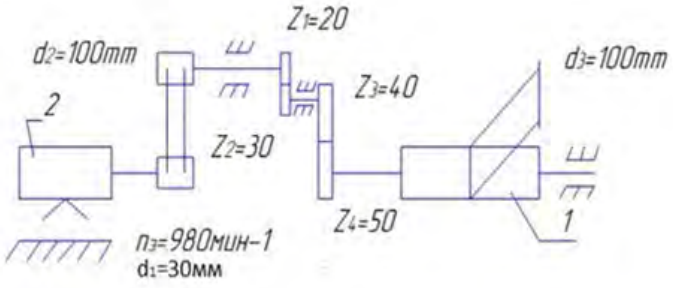


Рисунок 4.3 – Схема привода вала 1 от электродвигателя 2

Необходимо определить частоту вращения и линейную скорость вала 1

$$\boldsymbol{V}_{\text{вала}} = \boldsymbol{\pi d}_{\text{вала}} \cdot \boldsymbol{n}_{\text{вала}}. \tag{4.8}$$

$$\boldsymbol{n}_{\text{вала}} = \boldsymbol{n}_{\text{э}} \cdot \frac{\boldsymbol{d_1}}{\boldsymbol{d_2}} \cdot \boldsymbol{\eta} \cdot \frac{\boldsymbol{Z_1}}{\boldsymbol{Z_2}} \cdot \frac{\boldsymbol{Z_3}}{\boldsymbol{Z_4}}, \tag{4.9}$$

где $\boldsymbol{d_1}, \boldsymbol{d_2}$ – диаметры шкивов ременной передачи, $\boldsymbol{\eta}$ – коэффициент проскальзывания ремня, $\boldsymbol{\eta = 0{,}98}$ (см. рис. 4.3).

$$\boldsymbol{n}_{\text{вала}} = \boldsymbol{980 \cdot \frac{30}{100} \cdot 0{,}98 \cdot \frac{20}{30} \cdot \frac{40}{50} = 152} \text{ об/мин.}$$

$$\boldsymbol{V}_{\text{вала}} = \boldsymbol{3{,}14 \cdot 100 \cdot n}_{\text{вала}} = \boldsymbol{47728} \text{ мм/мин.}$$

На рисунках 4.4, 4.5, 4.6, представлены схемы оборудования, кинематический расчёт который необходимо выполнить студентам в рамках данной лабораторной работы.

Витебский государственный технологический университет

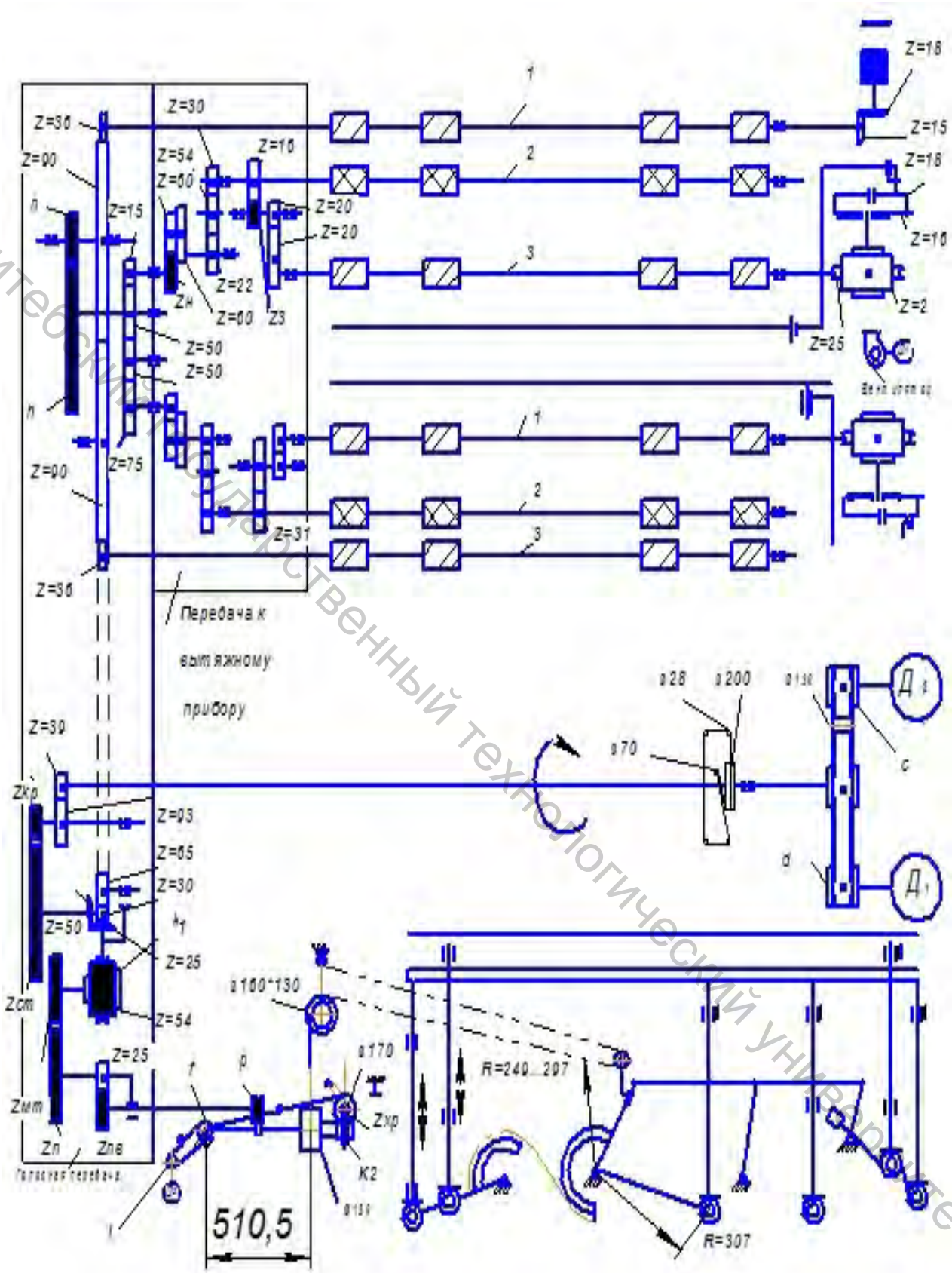


Рисунок 4.4 – Схема ленточной машины

Витебский государственный технологический университет

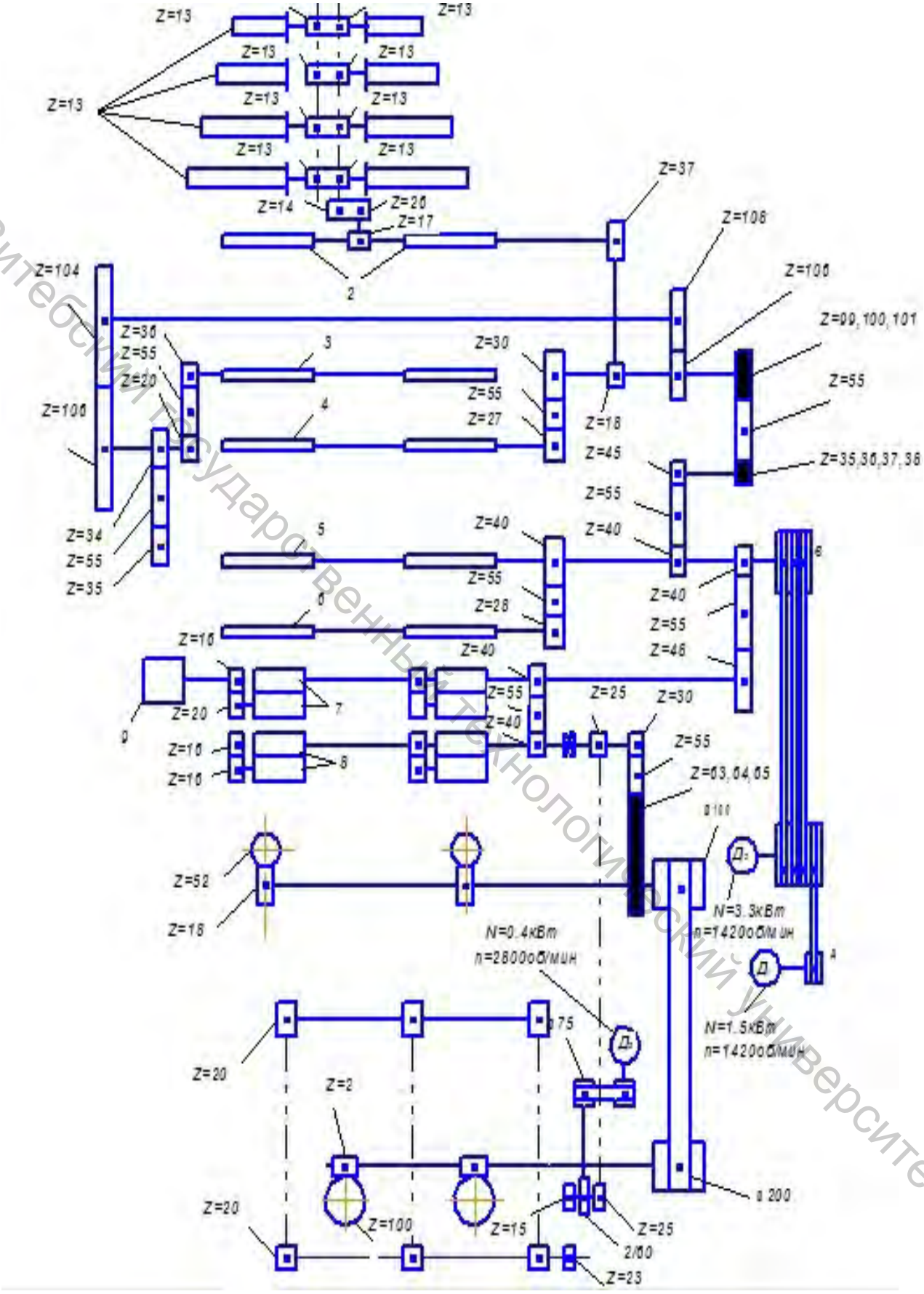


Рисунок 4.5 – Схема лентосоединительной машины

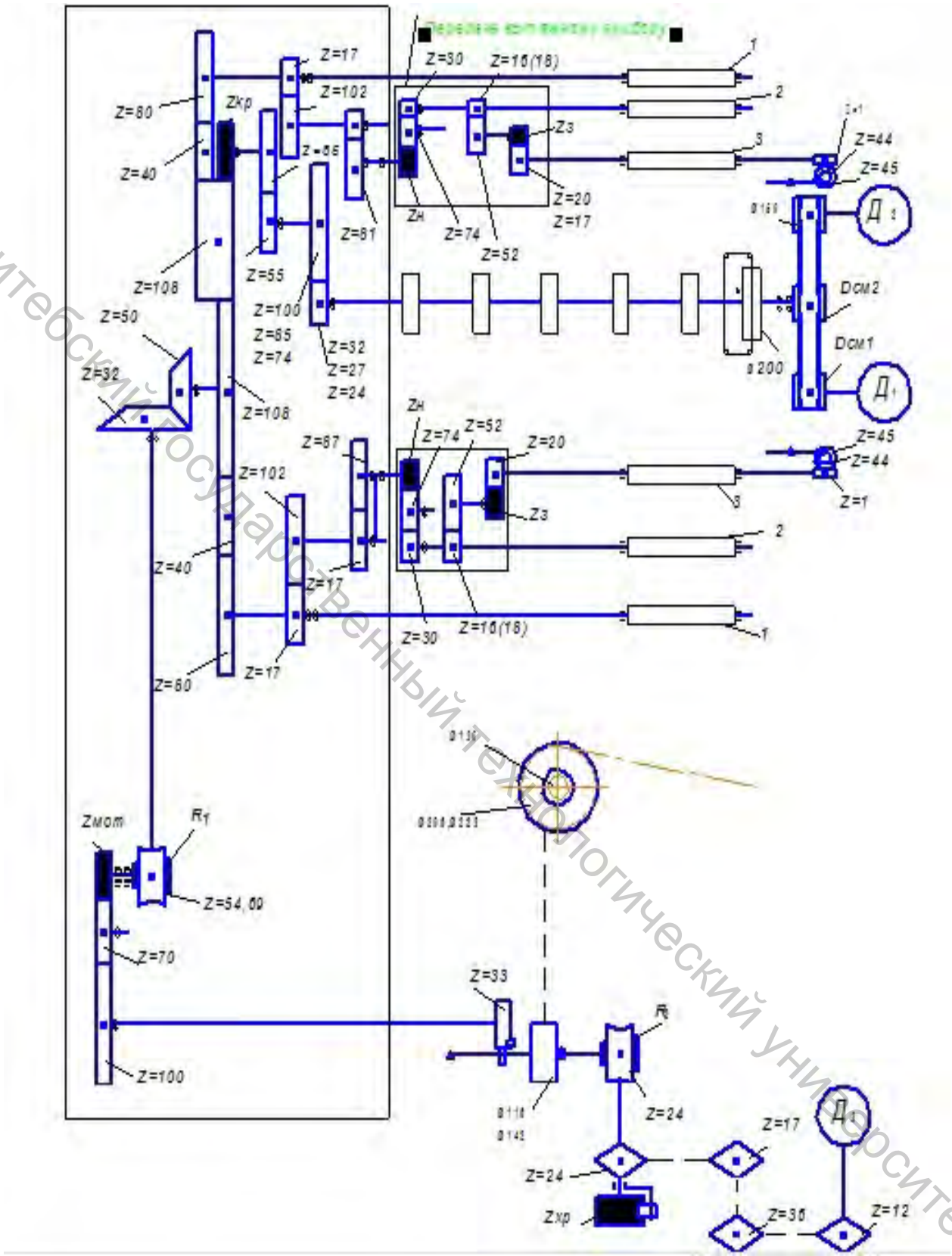


Рисунок 4.6 – Схема (часть её) ровничной машины

Витебский государственный технологический университет

Вопросы для контроля знаний:

1.Что такое редуктор?
2. Что такое мультипликатор?
3. Что такое вариатор?
4. Какие механизмы называются автоступенчатыми?
5. Какие механизмы называются
6. Что такое передаточное отношение?
7. Какие колёса называются корригированными?
8. Что такое коробка скоростей?
9. Как учитывается в зацепление направление вращение зубчатых колёс?
10. Как определить линейную скорость и частоту вращения вала?

Лабораторная работа 5
Определение положения центра масс и моментов инерции звеньев

Цели работы: определить положение центра масс и момента инерции звеньев исследуемого механизма.

Теоретическая часть

При динамическом расчетах механизмов часто большую роль играют инерционные нагрузки, которые во многих случаях являются преобладающими. К этим нагрузкам относятся силы инерции, определяемые по формуле $\overline{\boldsymbol{F}} = -\boldsymbol{m}\overline{\boldsymbol{a_s}}$, где, $\boldsymbol{m}$ – масса звена, $\overline{\boldsymbol{a_s}}$ – ускорение центра масс. Силы инерции приложены в центрах масс и направлены в сторону, обратную ускорениям.

Положение центра масс звеньев, представляющих собой простые геометрические фигуры, находятся по формулам. Если же звено состоит из нескольких фигур, то положение центра может быть также вычислено аналитически. В тех случаях, когда звено представляет собой сложную геометрическую фигуру, то вычисление положения центра масс затруднительно и иногда оно приводит к большим погрешностям. В этих случаях положение центра масс определяется экспериментально.

Координаты центра масс звена, состоящего из нескольких простых фигур, могут быть найдены из выражений

$$\boldsymbol{X_S} = \frac{\boldsymbol{m_1x_1+m_2x_2+\ldots+m_nx_n}}{\boldsymbol{m_1+m_2+\ldots+m_n}}, \quad (5.1)$$

$$\boldsymbol{Y_S} = \frac{\boldsymbol{m_1y_1+m_2y_2+\ldots+m_ny_n}}{\boldsymbol{m_1+m_2+\ldots+m_n}}, \quad (5.2)$$

Витебский государственный технологический университет

где $\boldsymbol{m_1, m_2 \ldots m_n}$ – массы отдельных фигур, $\boldsymbol{x_1, x_2 \ldots x_n}$; $\boldsymbol{y_1, y_2 \ldots y_n}$ – координаты центров масс отдельных фигур.

Если звено имеет симметричную форму, то используется только одна формула.

Экспериментально положение центра масс звена определяется путем установки его на неподвижную призму. Если центр масс S находится на одной вертикали с острием призмы, то в этом положении звено будет неподвижным.

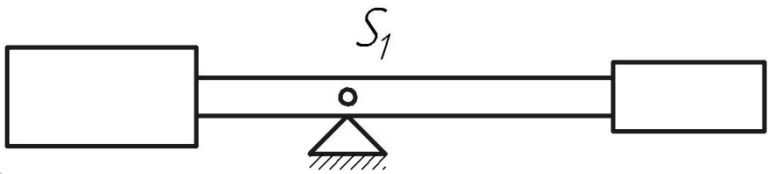


Рисунок 5.1 – Определение положения центра масс

При вращательном движении возникают моменты сил инерции, определяемые по формуле $\boldsymbol{M = I_S \cdot \varepsilon}$, где $\boldsymbol{I_S}$ – момент инерции звена относительно центральной оси (оси, проходящей через центр масс), $\boldsymbol{\varepsilon}$ – угловое ускорение звена. Момент сил инерции M направлен в сторону, обратную ускорению $\boldsymbol{\varepsilon}$. Момент инерции звена – это скалярная величина, равная сумме произведений масс всех точек звена на квадрат их расстояний от оси.

$$\boldsymbol{I_S = \int^{(V)} \rho_i^2 dm_i}. \qquad (5.3)$$

Отсюда следует, что момент инерции – величина положительная и не может быть равна нулю. Момент инерции является мерой инерции тела при вращательном движении. Моменты инерции звеньев с простой геометрической формой определяются по известным формулам. Если звено имеет сложную геометрическую форму, то момент инерции может быть определен экспериментально.

Приведем формулы для определения центральных моментов инерции тел, имеющих простые геометрические формы.

1. Однородный стержень длиной $\boldsymbol{l}$ и массой $\boldsymbol{m}$ любого поперечного сечения – $\boldsymbol{I = \frac{ml^2}{3}}$.
2. Тонкое кольцо радиусом $\boldsymbol{r}$ и массой $\boldsymbol{m}$ – $\boldsymbol{I = mr^2}$.
3. Призма квадратного сечения со стороной квадрата $\boldsymbol{a}$, массой $\boldsymbol{m}$ относительно оси, проходящей перпендикулярно этому квадрату – $\boldsymbol{I = \frac{ma^2}{6}}$.
4. Сплошной цилиндр радиуса $\boldsymbol{r}$, массой $\boldsymbol{m}$ относительно геометрической оси цилиндра – $\boldsymbol{I = \frac{mr^2}{2}}$.
5. Полый цилиндр с радиусом радиусами $\boldsymbol{r}$ и $\boldsymbol{R}$, массой $\boldsymbol{m}$ относительно

Витебский государственный технологический университет

геометрической оси цилиндра – $\boldsymbol{I = \frac{m(R^2+r^2)}{2}}$.

Момент инерции звена относительно оси $\boldsymbol{O_1}$, параллельной центральной и находящейся от нее на расстоянии в $\boldsymbol{I_0 = I_S + ml^2}$.

Момент инерции относительно какой-либо оси можно найти экспериментально методом физического маятника. Для этого звено подвешивается на призму и приводится в колебательное движение. Уравнение малых колебаний ($sin\,\phi \approx \phi$) имеет следующий вид: $\boldsymbol{I_0\ddot{\varphi} + mgls\varphi = 0}$.

Запишем это уравнение в другом виде $\boldsymbol{\ddot{\varphi} + K^2\varphi = 0}$, здесь $\boldsymbol{K = \sqrt{\frac{mgl}{I_0}}}$.

В этой формуле $\boldsymbol{m}$ – масса звена, $\boldsymbol{g}$ – ускорение центра масс, $\boldsymbol{l}$ – расстояние между осью подвеса и центральной осью; $\boldsymbol{I_0}$ – момент инерции относительно оси подвеса.

Так как коэффициент $\boldsymbol{K}$ и период колебаний $\boldsymbol{T}$ связаны между собой зависимостью $\boldsymbol{T = \frac{2\pi}{K}}$, то получим $\boldsymbol{I_0 = \frac{T^2mgl}{4\pi^2}}$.

Момент инерции относительно центральной оси определим по формуле $\boldsymbol{I_S = I_0 - ml^2}$.

Выполнение работы

Порядок выполнения работы.

1. Снять размеры звена, выбрать масштаб и выполнить чертеж звена.
2. Определить объемы и массы отдельных фигур.
3. Определить положение центра масс звена аналитически.
4. Определить положение центра масс экспериментально.
5. Определить моменты инерции всех фигур относительно их центральных осей.
6. Определить моменты инерции фигур звена относительно оси подвеса.
7. Определить период колебаний звена аналитически.
8. Определить период колебаний звена экспериментально.
9. Определить момент инерции звена относительно центральной оси.

Последовательность выполнения работы.

1. Определить положение центра масс и момента инерции звена относительно центральной оси. Плотность материала звена $\rho = 7800\,\frac{кг}{м^3}$.

$\boldsymbol{a_1 = 70\,мм}$, $\boldsymbol{b_1 = 25\,мм}$; $\boldsymbol{r_1 = \frac{d_1}{2} = 25\,мм}$; $\boldsymbol{l_{S_1} = 25\,мм}$; $\boldsymbol{a_2 = 25\,мм}$; $\boldsymbol{b_2 = 10\,мм}$ $\boldsymbol{L_2 = 135\,мм}$

$\boldsymbol{l_{S_2} = 132\,мм}$, $\boldsymbol{b_3 = 25\,мм}$, $\boldsymbol{r_3 = \frac{d_3}{2} = 20\,мм}$, $\boldsymbol{R_3 = \frac{D_3}{2} = 30\,мм}$, $\boldsymbol{l_S = 102\,мм}$, $\boldsymbol{L = 200\,мм}$.

ВИТЕБСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

2. Определяем объемы и массы отдельных фигур.

Фигура $\boldsymbol{I}$ представляет собой полую призму, фигура $\boldsymbol{II}$ – сплошной цилиндр (в некоторых вариантах это цилиндр), фигура $\boldsymbol{III}$ – полый цилиндр.

Объем и массу фигуры $\boldsymbol{I}$ определяем как разность между объемом и массой сплошной фигуры и сплошного цилиндра. Объем и массу фигуры $\boldsymbol{III}$ находим как разность объемов и масс двух сплошных цилиндров.

Известно, что $\boldsymbol{m = V \cdot \rho}$, где $\boldsymbol{\rho}$ – плотность материала.

2.1 $\boldsymbol{m'_1 = m'_1 - m''^2}$; $\boldsymbol{m'_1 = V'_1\,\rho = a_1^2\,b_1\,\rho} = 0{,}07 \cdot 0{,}07 \cdot 0{,}025 = 0{,}955\ \boldsymbol{кг}$;
$\boldsymbol{m'_1} = 0{,}955\ \boldsymbol{кг}$; $\boldsymbol{m''_1 = V''_1\,\rho = \pi \cdot r_1^2 \cdot b_1 \cdot \rho} = 3{,}14 \cdot 0{,}025 \cdot 0{,}025 \cdot 7800 = 0{,}382\ \boldsymbol{кг}$;

2.2 $\boldsymbol{m_2 = V_2 \cdot \rho = a_2 b_2 L_2 \rho} = 0{,}01 \cdot 0{,}045 \cdot 0{,}135 \cdot 7800 = 0{,}473\ \boldsymbol{кг}$;
$\boldsymbol{m_2} = 0{,}473\ \boldsymbol{кг}$ (Если фигура $\boldsymbol{II}$ имеет форму цилиндра, то $\boldsymbol{V_2 = \pi r_2^2 h_2}$).

2.3 $\boldsymbol{m_3 = m'_3 - m''_3}$; $\boldsymbol{m'_3 = V_3\rho - \pi R_3^2 b_3 \rho} = 3{,}14 \cdot 0{,}03^2 \cdot 0{,}02 \cdot 7800 = 0{,}441\ \boldsymbol{кг}$;
$\boldsymbol{m'_3} = 0{,}441\boldsymbol{кг}$; $\boldsymbol{m''_3 = V''_3\rho = \pi r_3^2 b_3 \rho} = 3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 0{,}02 \cdot 7800 = 0$; $\boldsymbol{m'_3} = 0{,}441\ \boldsymbol{кг}$;
$\boldsymbol{m''_3 = V''_3\rho = \pi r_3^2 b_3 \rho} = 3{,}14 \cdot 0{,}02^2 \cdot 0{,}02 \cdot 7800 = 0{,}196\ \boldsymbol{кг}$; $\boldsymbol{m''_3} = 0{,}196\ \boldsymbol{кг}$;
$\boldsymbol{m_3 = m'_3 - m''_3} = 0{,}441 - 0{,}196 = 0{,}245\ \boldsymbol{кг}$; $\boldsymbol{m_3} = 0{,}245\ \boldsymbol{кг}$;
$\boldsymbol{m = m_1 + m_2 + m_3} = 0{,}573 + 0{,}473 + 0{,}245 = 1{,}291\ \boldsymbol{кг}$; $\boldsymbol{m} = 1{,}291\ \boldsymbol{кг}$.

3. Координата $\boldsymbol{l_S}$ центра масс $\boldsymbol{S}$ звена. Центр масс фигуры $\boldsymbol{I}$ находится в центре окружности, фигуры $\boldsymbol{II}$ – в середине расстояния $\boldsymbol{L_2}$, фигуры $\boldsymbol{III}$ – в центре окружностей.

$$\boldsymbol{l_s} = \frac{\boldsymbol{m_1 l_{S_1} + m_2 l_{S_2} + m_3 l_{S_3}}}{\boldsymbol{m}} = \frac{0{,}573 \cdot 0{,}025 + 0{,}4 + 0{,}132 + 0{,}245 \cdot 0{,}225}{1{,}291} = 102\ \boldsymbol{мм};\ \boldsymbol{l_S} = 102\ \boldsymbol{мм}.$$

4. Устанавливаем звено на призму и находим положение центра масс $\boldsymbol{S}$ экспериментально. Оказалось, что $\boldsymbol{l_S} = 0{,}1\ м$.

5. Методика определения моментов инерции фигур относительно их центров масс.

За начало отсчета расстояний и ось подвеса звена выбрана точка O (рис. 5.2).

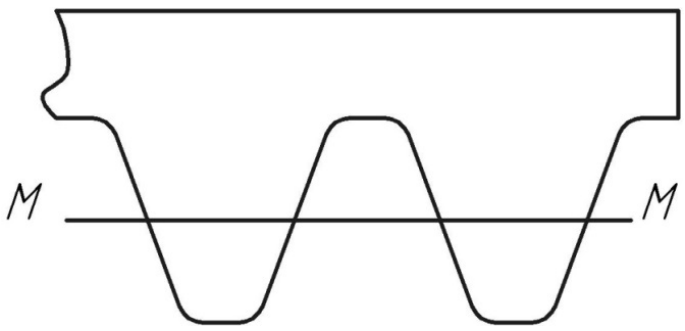


Рисунок 5.2 – Звено в масштабе 1:2

Витебский государственный технологический университет

5.1 $I_{S_1} = I'_{S_1} - I''_{S_1}$; $I'_{S_1} = \frac{1}{6} m'_1 \cdot a_1^2 = \frac{1}{6} \cdot 0{,}995 \cdot 0{,}07^2 = 0{,}00078\ кг \cdot м^2$.

$I''_{S_1} = \frac{1}{2} m''_1 \cdot r_1^2 = \frac{1}{2} \cdot 0{,}362 \cdot 0{,}025^2 = 0{,}00012\ кг \cdot м^2$;

$I_{S_1} = I'_{S_1} - I''_{S_1} = 0{,}00078 - 0{,}00012 = 0{,}00066 кг \cdot м^2$; $I_{S_1} = 0{,}00066 кг \cdot м^2$;

$I_{S_2} = \frac{1}{12} m_2 h_2^2 = \frac{1}{12} \cdot 0{,}473 \cdot 0{,}135^2 = 0{,}00072\ кг \cdot м^2$; $I_2 = 0{,}00072\ кг \cdot м^2$;

$I_{S_3} = I'_S - I''_{S_3}$; $I'_{S_3} = \frac{1}{2} m'_3 R_3^2 = \frac{1}{2} \cdot 0{,}441 \cdot 0{,}03^2 = 0{,}00020\ кг \cdot м^2$;

$I''_{S_3} = \frac{1}{2} m''_3 r_3^2 = \frac{1}{2} \cdot 0{,}245 \cdot 0{,}02^2 = 0{,}00004\ кг \cdot м^2$.

$I_{S_3} = I'_S - I''_{S_3} = 0{,}00020 - 0{,}00004 = 0{,}00016\ кг \cdot м^2$; $I_{S_3} = 0{,}00016\ кг \cdot м^2$.

6. Момент инерции фигур относительно оси подвеса O.

$I_O^I = I_{S_1} + m_1 l_{S_1}^2 = 0{,}00066 + 0{,}573 \cdot 0{,}025^2 = 0{,}0012\ кг \cdot м^2$.

$I_O^{II} = I_{S_2} + m_2 l_{S_2}^2 = 0{,}00072 + 0{,}473 \cdot 0{,}132^2 = 0{,}00842\ кг \cdot м^2$.

$I_O^{III} = I_{S_3} + m_3 l_{S_3}^2 = 0{,}00016 + 0{,}245 \cdot 0{,}225^2 = 0{,}0126\ кг \cdot м^2$.

$I_0 = I_0^I + I_0^{II} + I_0^{III} = 0{,}00121 - 0{,}00842 + 0{,}0126 = 0{,}0226\ кг \cdot м^2$; $I_0 = 0{,}0226\ кг \cdot м^2$.

7. Период колебаний звена относительно оси O определяем по формуле

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{mgl_S}{I_0}}} = \frac{6{,}28}{\sqrt{\frac{1{,}291 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}102}{0{,}2260}}} = 0{,}82c.$$

8. Проверяем полученный результат экспериментально. Подвешиваем звено на призму, отклоняем его на небольшой угол, отпускаем и находим время t колебаний определенного числа полных колебаний, например, $N = 50$. Время колебаний оказалось равным $t = 42$с. Тогда находим $T' = \frac{N}{t} = \frac{42}{50} = 0{,}84c$.

Погрешность составляет $\Delta = \frac{T' - T}{T'} \cdot 100 = \frac{84-82}{84} \cdot 100 = 2{,}5\%$

9. Момент инерции звена относительно центральной оси.

10. $I_S = I_0 - ml_S^2 = 0{,}0226 - 1291 \cdot 0{,}102^2 = 0{,}0132$кг $\cdot$ м^2, $I_S =$ $= 0{,}0132$ кг $\cdot$ м^2.

Витебский государственный технологический университет

Лабораторная работа 6
Уравновешивание вращающихся звеньев

Цель работы: определить условия уравновешивания звеньев сложной формы.

Теоретическая часть

При работе любого механизма различные точки его звеньев движутся с ускорениями, в результате чего возникают силы инерции которые вызывают дополнительные нагрузки в кинематических парах. Эти нагрузки, изменяясь по величине и направлению, передаются корпусу машины, вызывая вибрацию и шум. Особенно велики силы инерции в современных быстроходных машинах. Отсюда возникает задача о проектировании механизмов таким образом, чтобы свести к минимуму воздействие сил инерции на корпус машины. Это достигается методом уравновешивания с помощью более рационального распределения масс звеньев. Уравновешиванию подлежат такие вращающиеся звенья, называемые роторами, как кривошипы, кулачки, эксцентрики, барабаны шкивы, зубчатые колеса и другие.

Различают статическое и динамическое уравновешивание. На рисунке 6.1 изображено вращающееся звено, например, кулачок. Центр масс его $\boldsymbol{S}$ находится на расстоянии $\boldsymbol{r}$ от оси вращения $\boldsymbol{O}$. При вращении на в точке $\boldsymbol{S}$ действует сила инерции $\overline{\boldsymbol{F}} = -\boldsymbol{m}\overline{\boldsymbol{a_s}}$, которая вызывает в опоре $\boldsymbol{O}$ реакцию $\overline{\boldsymbol{R}}$. Так как $\boldsymbol{a_s} = \boldsymbol{\omega^2 r}$, то $\boldsymbol{F} = \boldsymbol{R} = \boldsymbol{m\omega^2 r}$. Чтобы реакция $\overline{\boldsymbol{R}}$ была равна нулю, необходимо иметь $\boldsymbol{r} = 0$, т. е. чтобы центр масс располагался на оси вращения. Поэтому с противоположной стороны от оси вращения закрепляют груз массой $\boldsymbol{m_1}$ с центром масс отстоящим от оси на расстоянии $\boldsymbol{r_1}$. Отсюда имеем

$$\boldsymbol{F_1 = F = m\omega^2 r = m_1\omega^2 r_1 = mr = mr_1 = D}. \qquad (6.1)$$

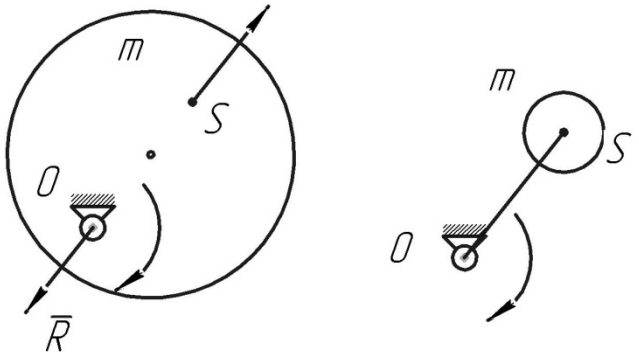


Рисунок 6.1 – Статическая неуравновешенность

Витебский государственный технологический университет

Величина $\boldsymbol{D}$ называется дисбалансом. Задаваясь массой $\boldsymbol{m_1}$ можно найти $\boldsymbol{r_1}$ (или наоборот)

$$\boldsymbol{r_1 = \frac{mr}{m_1}}. \tag{6.2}$$

Вращающиеся звенья часто обозначают точечной массой, расположенной в центре масс. Установка дополнительной массы с целью смещения центра масс на ось вращения называют статическим уравновешиванием.

Однако встречаются случаи, когда центр масс находится на оси вращения, а реакции в опорах не равны нулю. Такой случай представлен на рисунке 6.2. При вращении системы возникает пара сил, которая и вызывает появление реакций. В этом случае говорят, что система неуравновешенна динамически. Чтобы осуществить динамическое уравновешивание, необходимо установить две дополнительное массы, которые создавали бы такой же момент, но противоположного знака.

Хотя звенья могут быть уравновешены и статически и динамически, после их изготовления и сборки по различным причинам уравновешенность нарушается и необходимо динамическое уравновешивание, которое называется балансировкой. Балансировка выполняется на балансировочных станках. Пусть требуется провести статическое и динамическое уравновешивание двух масс $\boldsymbol{m_1}$ и $\boldsymbol{m_2}$, расположенных на расстояниях $\boldsymbol{r_1}$ и $\boldsymbol{r_2}$ от оси вращения и находящихся под углами $\boldsymbol{\alpha_1}$ и $\boldsymbol{\alpha_2}$.

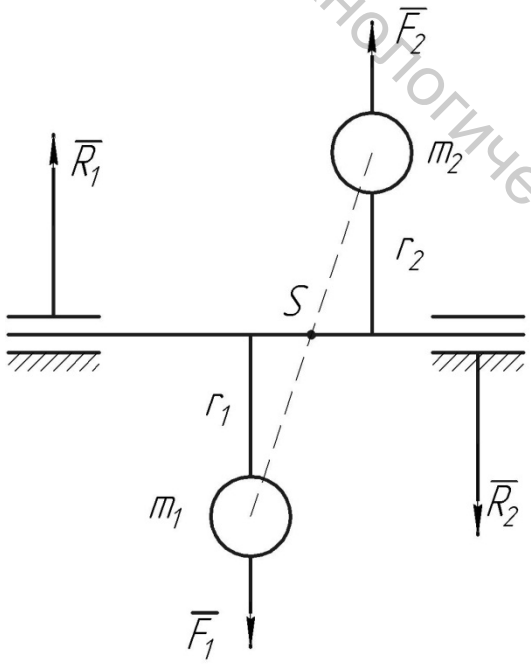


Рисунок 6.2 – Динамическая неуравновешенность

Витебский государственный технологический университет

Статическое уравновешивание (рисунок 6.3). Находим дисбалансы $\overline{\boldsymbol{D_1}} = \boldsymbol{m_1}\overline{\boldsymbol{r_1}}$, $\overline{\boldsymbol{D_2}} = \boldsymbol{m_2}\overline{\boldsymbol{r_2}}$. Выбираем масштабный коэффициент $\boldsymbol{\mu_D}$ и по векторному уравнению $\overline{\boldsymbol{D_1}} + \overline{\boldsymbol{D_2}} + \overline{\boldsymbol{D_C}} = 0$ строим треугольник (рис. 6.4). Измеряем длину вектора $\overline{\boldsymbol{D_C}}$ и через коэффициент $\boldsymbol{\mu_D}$ находим $\boldsymbol{D_C} = \boldsymbol{ab} \cdot \boldsymbol{\mu_D}$. Замеряем величину угла $\boldsymbol{\alpha_c}$. Задаваясь массой $\boldsymbol{m_c}$, определяем $\boldsymbol{r_c} = \frac{\boldsymbol{D_C}}{\boldsymbol{m_C}}$. Под углом $\boldsymbol{\alpha_C}$ на рисунке 6.3 изображаем массу $\boldsymbol{m_C}$ на расстоянии $\boldsymbol{r_C}$. На левой проекции массу показываем в любом месте.

Витебский государственный технологический университет

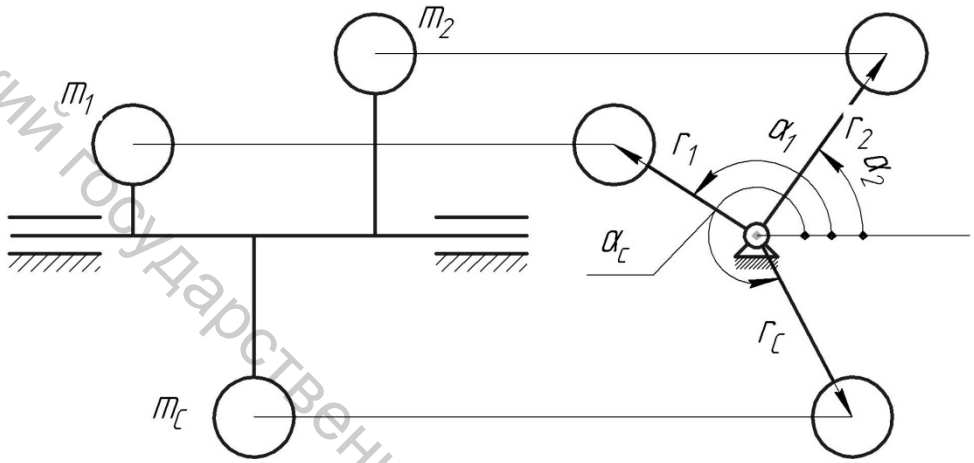


Рисунок 6.3 – Статическое уравновешивание

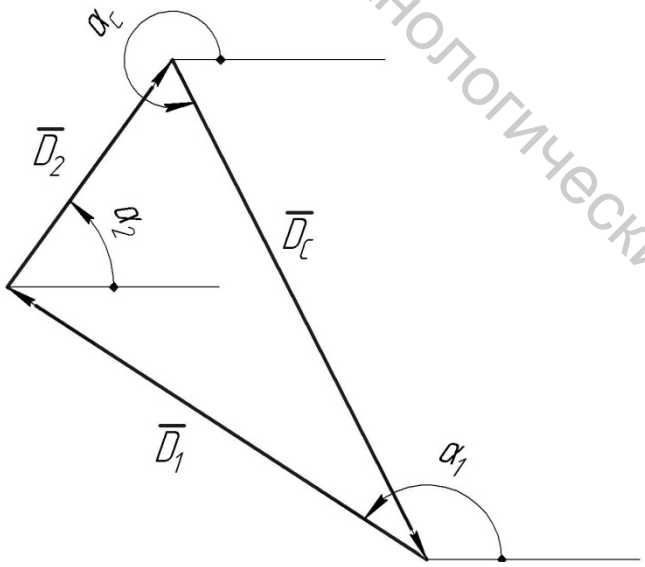


Рисунок 6.4 – Треугольник дисбалансов

Для проверки правильности статического уравновешивания величины $\boldsymbol{D_C}$ и $\boldsymbol{\alpha_C}$ находим аналитически. Находим $\boldsymbol{D_C}$

$$D_C = \sqrt{D_1^2 + D_2^2 - 2D_1 D_2 \cos(\alpha_1 - \alpha_2 + 180)}. \quad (6.3)$$

Для определения угла α_C сначала вычисляем коэффициенты K_1 и K_2.

$$K_1 = -(D_1 \sin\alpha_1 + D_2 \sin\alpha_2),\ K_2 = -(D_1 \cos\alpha_1 + D_2 \cos\alpha_2). \quad (6.4)$$

Затем находим промежуточный угол α'_C, взяв величины K_1 и K_2 без учета знака

$$\alpha'_C = arctg\left|\frac{K_1}{K_2}\right| \quad (6.5)$$

Так как вектор $\overline{D_C}$ может располагаться в одной из четырех четвертей, но задача имеет не одно решение. В зависимости от знаков коэффициентов K_1 и K_2 возможны следующие варианты:

1. Если $K_1 > 0$, $K_2 > 0$, то $\alpha_C = \alpha'_C$;
2. Если $K_1 > 0$, $K_2 < 0$, то $\alpha_C = 180 - \alpha'_C$;
3. Если $K_1 < 0$, $K_2 < 0$, то $\alpha_C = 180 + \alpha'_C$;
4. Если $K_1 > 0$, $K_2 > 0$, то $\alpha_C = 360 - \alpha'_C$.

Динамическое уравновешивание.

Существует несколько способов динамического уравновешивания. Рассмотрим способ уравновешивания в двух плоскостях *A* и *B* (рис. 6.6).

Каждую массу m_1 и m_2 заменяем двумя составляющими m_1^A, m_2^A, m_1^B, m_2^B. Дисбалансы этих масс определяем по формулам

$$D_1^A = D_1\frac{l-l_1}{l},\ D_2^A = D_2\frac{l-l_2}{l}, D_1^B = D_1\frac{l_1}{l},\ D_2^B = D_2\frac{l_2}{l}. \quad (6.6)$$

Строим треугольники дисбалансов согласно уравнениям $\overline{D_1^A} + \overline{D_2^A} + \overline{D_д^A} = 0$; $\overline{D_1^B} + \overline{D_2^B} + \overline{D_д^B} = 0$ (рис. 6.7). При этом масштабный коэффициент принимаем равным μ_D.

Изменяем длины векторов $\overline{D_д^A}$ и $\overline{D_д^B}$ и через μ_D находим дисбалансы

$$D_д^A = ab \cdot \mu_D,\ D_д^B = cd \cdot \mu_D. \quad (6.7)$$

Задаваясь массами $m_д^A$ и $m_д^B$, находим радиусы

$$r_д^A = \frac{D_д^A}{m_д^A},\quad r_д^B = \frac{D_д^B}{m_д^B}. \quad (6.8)$$

Измеряем величины углов $\alpha_д^A$ и $\alpha_д^B$.

Витебский государственный технологический университет

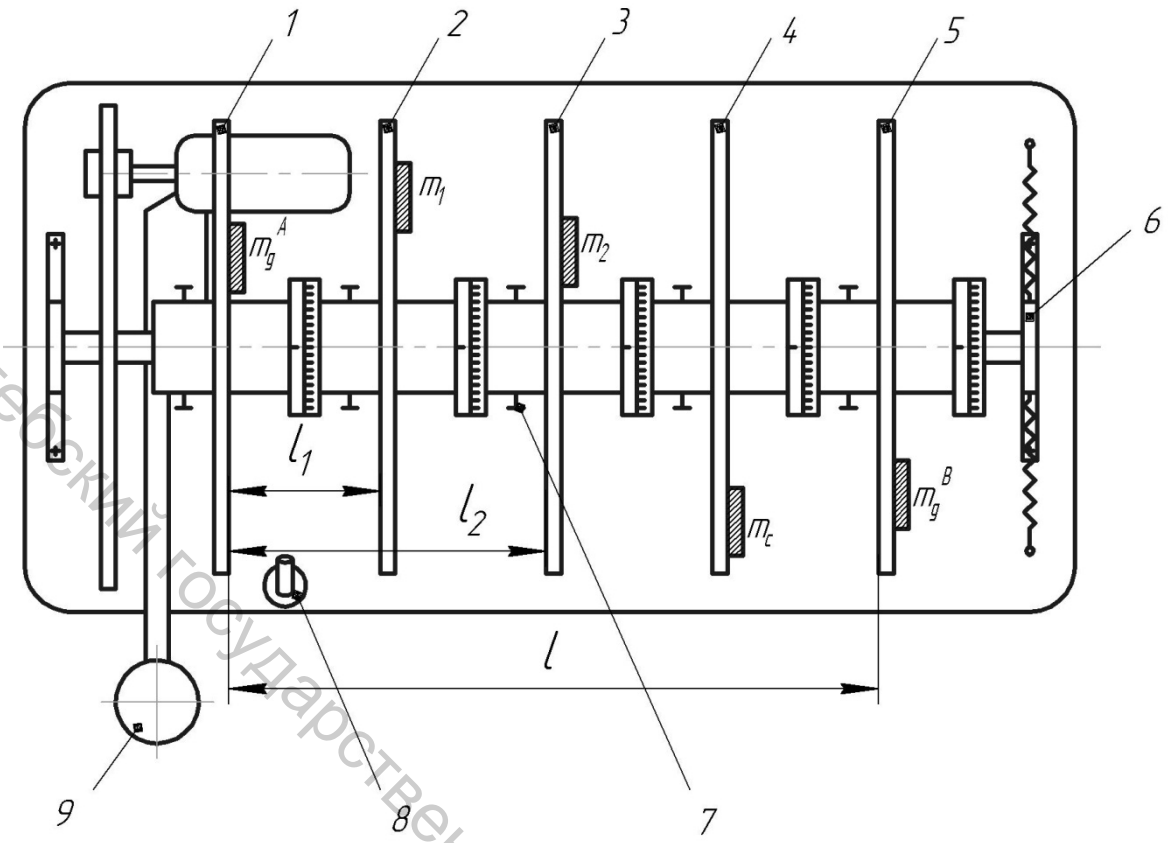


Рисунок 6.5 – Установка для балансировки

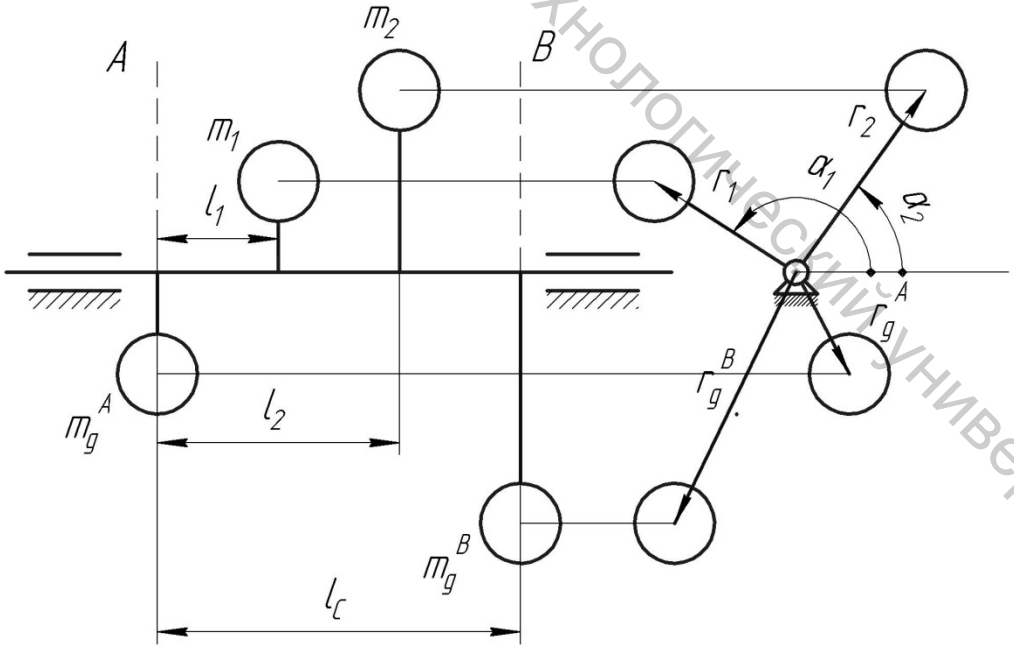


Рисунок 6.6 – Динамическое уравновешивание

Витебский государственный технологический университет

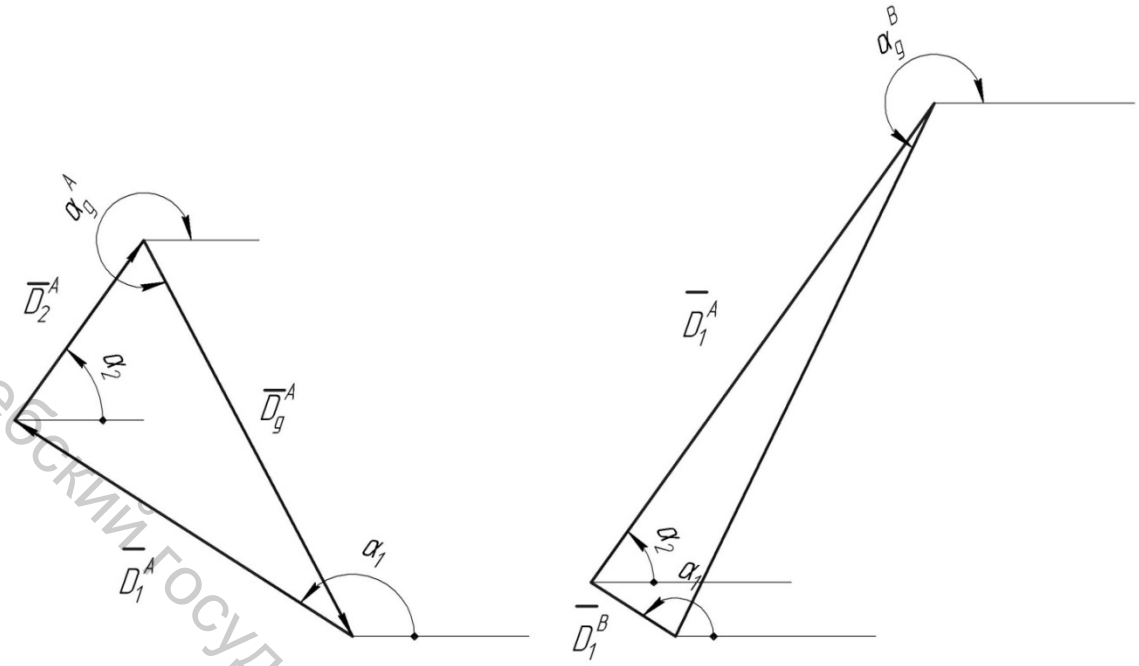


Рисунок 6.7 – Треугольники дисбалансов

Проверку результатов динамического уравновешивания проводим по тем же формулам, что и для статического, но вместо $\boldsymbol{D_C}$ и $\boldsymbol{\alpha_C}$ находим $\overline{\boldsymbol{D}^{\text{А}}_{\text{д}}}$, $\overline{\boldsymbol{D}^{\boldsymbol{B}}_{\text{д}}}$, $\overline{\boldsymbol{\alpha}^{\text{А}}_{\text{д}}}$, $\overline{\boldsymbol{\alpha}^{\boldsymbol{B}}_{\boldsymbol{\partial}}}$.

Массы $\boldsymbol{m}^{\text{А}}_{\text{д}}$ и $\boldsymbol{m}^{\boldsymbol{B}}_{\text{д}}$ закрепляем в плоскостях A и B.

Для проведения лабораторной работы можно воспользоваться следующими вариантами:

1.	$\boldsymbol{m_1} = 30г$,	$\boldsymbol{r_1} = 80мм$,	$\boldsymbol{\alpha_1} = 0^0$,	$\boldsymbol{m_2} = 100г$,	$\boldsymbol{r_2} = 45мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 60^0$,
2.	$\boldsymbol{m_1} = 40г$,	$\boldsymbol{r_1} = 75мм$,	$\boldsymbol{\alpha}_1 = 60^0$,	$\boldsymbol{m_2} = 90г$,	$\boldsymbol{r_2} = 50мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 135^0$,
3.	$\boldsymbol{m_1} = 50г$,	$\boldsymbol{r_1} = 70мм$,	$\boldsymbol{\alpha_1} = 90^0$,	$\boldsymbol{m_2} = 80г$,	$\boldsymbol{r_2} = 55мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 150^0$,
4.	$\boldsymbol{m_1} = 60г$,	$\boldsymbol{r_1} = 65мм$,	$\boldsymbol{\alpha_1} = 150^0$,	$\boldsymbol{m_2} = 70г$,	$\boldsymbol{r_2} = 60мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 210^0$,
5.	$\boldsymbol{m_1} = 70г$,	$\boldsymbol{r_1} = 60мм$,	$\boldsymbol{\alpha_1} = 180^0$,	$\boldsymbol{m}_2 = 60г$,	$\boldsymbol{r_2} = 65мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 225^0$,
6.	$\boldsymbol{m_1} = 80г$,	$\boldsymbol{r_1} = 55мм$,	$\boldsymbol{\alpha_1} = 240^0$,	$\boldsymbol{m_2} = 50г$,	$\boldsymbol{r_2} = 70мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 315^0$,
7.	$\boldsymbol{m_1} = 90г$,	$\boldsymbol{r_1} = 50мм$,	$\boldsymbol{\alpha_1} = 270^0$,	$\boldsymbol{m_2} = 40г$,	$\boldsymbol{r_2} = 75мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 0^0$,
8.	$\boldsymbol{m_1} = 100г$,	$\boldsymbol{r_1} = 45мм$,	$\boldsymbol{\alpha_1} = 330^0$,	$\boldsymbol{m_2} = 30г$,	$\boldsymbol{r_2} = 80мм$,	$\boldsymbol{\alpha_2} = 45^0$.

Выполнение работы

Проведем статическое и динамическое уравновешивание двух масс.

Порядок выполнения работы

I. Статическое уравновешивание

1. Найти дисбалансы $\overline{\boldsymbol{D_1}}$ и $\overline{\boldsymbol{D_2}}$, выбрать масштабный коэффициент $\boldsymbol{\mu_D}$.

Витебский государственный технологический университет

2. Построить треугольник дисбалансов $\overline{\boldsymbol{D_1}}$, $\overline{\boldsymbol{D_2}}$, $\overline{\boldsymbol{D_C}}$, из которого определить $\overline{\boldsymbol{D_C}}$ и $\boldsymbol{\alpha_C}$. Задаваясь $\boldsymbol{m_C}$, найти $\boldsymbol{r_C}$.

3. Найти величины $\overline{\boldsymbol{D_C}}$ и $\boldsymbol{\alpha_C}$ аналитическим методом.

4. Закрепить массы $\boldsymbol{m_1}$, $\boldsymbol{m_2}$, $\boldsymbol{m_C}$ на диске установки и проверить правильность статического уравновешивания.

II. Динамическое уравновешивание

1. Разложить дисбалансы $\boldsymbol{D_1}$ и $\boldsymbol{D_2}$ на составляющие $\boldsymbol{D_1^A}$, $\boldsymbol{D_2^A}$, $\boldsymbol{D_1^B}$, $\boldsymbol{D_2^B}$.

2. Построить треугольники дисбалансов $\overline{\boldsymbol{D_1^A}}$, $\overline{\boldsymbol{D_2^A}}$,$\overline{\boldsymbol{D_д^A}}$ и $\overline{\boldsymbol{D_1^B}}$, $\overline{\boldsymbol{D_2^B}}$,$\overline{\boldsymbol{D_д^B}}$, из которых определить $\overline{\boldsymbol{D_д^A}}$, $\overline{\boldsymbol{D_д^B}}$, $\boldsymbol{\alpha_д^A}$, $\boldsymbol{\alpha_д^B}$. Задаваясь $\boldsymbol{m_д^A}$, $\boldsymbol{m_д^B}$, найти $\boldsymbol{r_д^A}$, $\boldsymbol{r_д^B}$.

3. Проверить правильность динамического уравновешивания аналитическим методом, определив $\overline{\boldsymbol{D_д^A}}$, $\overline{\boldsymbol{D_д^B}}$, $\boldsymbol{\alpha_д^A}$, $\boldsymbol{\alpha_д^B}$.

4. Установить массы $\boldsymbol{m_д^A}$, $\boldsymbol{m_1}$, $\boldsymbol{m_2}$, $\boldsymbol{m_д^B}$ соответственно на диски 1, 2, 3 и 5 установки, проверить правильность динамического уравновешивания практическим путем.

Пример:

Провести статическое и динамическое уравновешивание двух масс при следующих исходных данных: $\boldsymbol{m_1} = 80$ г, $\boldsymbol{m_2} = 40$ г, $\boldsymbol{r_1} = 55$ мм, $\boldsymbol{r_2} = 70$ мм, $\boldsymbol{\alpha_1} = 135^0$, $\boldsymbol{\alpha_2} = 180^0$, $\boldsymbol{l_1} = 80$ мм, $\boldsymbol{l_2} = 160$ мм, $\boldsymbol{l} = 320$ *мм*.

I Статическое уравновешивание

1. Определяем дисбалансы $\boldsymbol{D_1}$ и $\boldsymbol{D_2}$

$\boldsymbol{D_1 = m_1 r_1} = 80 \cdot 55 = 4400 \boldsymbol{г \cdot мм}$, $\boldsymbol{D_2 = m_2 r_2} = 40 \cdot 70 = 2800 \boldsymbol{г \cdot мм}$.

Масштабный коэффициент дисбалансов выбираем равным.

$$\boldsymbol{\mu_D} = 70 \frac{\boldsymbol{г}\cdot\text{мм}}{\boldsymbol{мм}}. \qquad (6.9)$$

2. Длины векторов дисбалансов

$$\boldsymbol{ab} = \frac{\boldsymbol{D_1}}{\boldsymbol{\mu_D}} = \frac{4400}{70} = 62{,}8\,\boldsymbol{мм},\ \boldsymbol{bc} = \frac{\boldsymbol{D_2}}{\boldsymbol{\mu_D}} = \frac{2800}{70} = 40\,\boldsymbol{мм}.$$

Строим треугольник дисбалансов по уравнению $\overline{\boldsymbol{D_1}} + \overline{\boldsymbol{D_2}} + \overline{\boldsymbol{D_C}} = 0$. (рис. 6.8). Измеряем длину вектора $\overline{\boldsymbol{D_C}}$, $\boldsymbol{cd} = 94{,}3\,\boldsymbol{мм}$. Находим величину дисбаланса $\boldsymbol{D_C = cd \cdot \mu_D} = 94{,}3 \cdot 70 = 6600 \boldsymbol{г \cdot мм}$.

Задаемся массой $\boldsymbol{m_C} = 90\,\boldsymbol{г}$, находим

$$\boldsymbol{r_C} = \frac{\boldsymbol{D_C}}{\boldsymbol{m_C}} = \frac{6600}{90} = 73{,}3\,\boldsymbol{мм}.$$

Витебский государственный технологический университет

Если значение $\boldsymbol{r_C}$ не укладывается в пределах $\boldsymbol{r = 40 - 90\,мм}$, то берём другую величину массы $\boldsymbol{m_C}$.

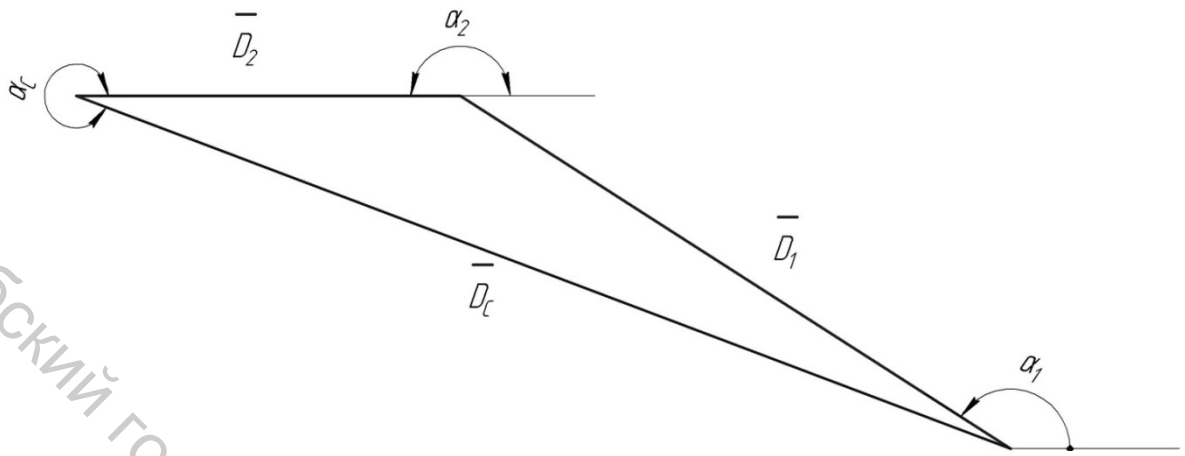


Рисунок 6.8 – Треугольник дисбалансов

3. Находим значение $\boldsymbol{D_C}$ аналитически

$$\boldsymbol{D_C = \sqrt{D_1^2 + D_2^2 - 2D_1D_2\,cos(\alpha_1 - \alpha_2 + 180)}}$$

$$D_C = \sqrt{4400^2 + 2800^2 - 2 \cdot 4400 \cdot 2800\,cos(135 - 180 + 180)} = 6680 г \cdot мм$$

Для определения угла $\boldsymbol{\alpha_C}$ находим сначала промежуточный угол $\boldsymbol{\alpha'_C}$

$$\boldsymbol{\alpha'_C = arctg\left|\frac{K_1}{K_2}\right|}$$

Здесь отношение $\frac{\boldsymbol{K_1}}{\boldsymbol{K_2}}$ берется без учета знака.

Находим коэффициенты $\boldsymbol{K_1}$ и $\boldsymbol{K_2}$

$$\boldsymbol{K_1 = -(D_1 sin\,\alpha_1 + D_2 sin\,\alpha_2)} = -(4400 \cdot sin\,135^0 + 2800 \cdot sin\,180^0) = -3110 г \cdot мм^2$$

$$\boldsymbol{K_2 = -(D_1 cos\,\alpha_1 + D_2 cos\,\alpha_2)} = -(4400 \cdot cos\,135^0 + 2800 \cdot cos\,180^0) = 5940 г \cdot мм^2$$

Тогда получим $\boldsymbol{\alpha'_C = arctg\left|\frac{K_1}{K_2}\right| = arctg\frac{-3110}{5910}} = 27{,}75^0$.

Так как $\boldsymbol{K_1 < 0}$, $\boldsymbol{K_2 > 0}$, то в формулах берем четвертый вариант

$\boldsymbol{\alpha_C = 360 - \alpha'_C} = 360 - 27{,}75 = 332{,}25^{\,0}$.

Проверка показала, что величины $\boldsymbol{D_C}$ и $\boldsymbol{\alpha'_C}$ найденный двумя способами, отличаются друг от друга незначительно.

Ослабив винты 7 дисков 2, 3 и 4 (рис. 6.5) закрепляем на дисках массы

Витебский государственный технологический университет

$\boldsymbol{m_1}$, $\boldsymbol{m_2}$ и $\boldsymbol{m_C}$ на расстояниях $\boldsymbol{r_1}$, $\boldsymbol{r_2}$ и $\boldsymbol{r_C}$ от оси вращения под углами $\boldsymbol{\alpha_1}$, $\boldsymbol{\alpha_2}$, $\boldsymbol{\alpha_C}$. Винты завинчиваем и устанавливаем систему в произвольное положение.

При этом система должна находиться в покое. Повернут вал на некоторый угол, убеждаемся, что и в новом положении система неподвижна. Проделав это несколько раз, приходим к выводу, что статическое уравновешивание выполнено правильно. Если в каком-то положении система начала выходить из состояния покоя, то следует проверить правильность установки грузов или найти ошибку в расчетах. Снимаем массы $\boldsymbol{m_1}$, $\boldsymbol{m_2}$ и $\boldsymbol{m_C}$.

II Динамическое уравновешивание

1. Раскладываем дисбалансы $\overline{\boldsymbol{D_1}}$ и $\overline{\boldsymbol{D_2}}$ на составляющие (величины $\boldsymbol{l_1}$, l_2, l для всех вариантов одинаковы)

$$\boldsymbol{D_1^A} = \boldsymbol{D_1}\frac{\boldsymbol{l}-\boldsymbol{l_1}}{\boldsymbol{l}} = 4400 \cdot \frac{320-80}{320} = 3300\boldsymbol{г \cdot мм},$$

$$\boldsymbol{D_2^A} = \boldsymbol{D_3}\frac{\boldsymbol{l_1}-\boldsymbol{l_2}}{\boldsymbol{l}} = 2800 \cdot \frac{320-160}{320} = 1400\boldsymbol{г \cdot мм},$$

$$\boldsymbol{D_1^B} = \boldsymbol{D_1}\frac{\boldsymbol{l_1}}{\boldsymbol{l}} = 4400 \cdot \frac{80}{320} = 1100\boldsymbol{г \cdot мм},$$

$$\boldsymbol{D_2^B} = \boldsymbol{D_2}\frac{\boldsymbol{l_2}}{\boldsymbol{l}} = 2800 \cdot \frac{160}{320} = 1400\boldsymbol{г \cdot мм}.$$

2. Строим треугольники дисбалансов (рис. 6.9) по векторным уравнениям $\overline{\boldsymbol{D_1^A}} + \overline{\boldsymbol{D_2^A}} + \overline{\boldsymbol{D_д^A}} = 0$, $\overline{\boldsymbol{D_1^B}} + \overline{\boldsymbol{D_2^B}} + \overline{\boldsymbol{D_д^B}} = 0$. При этом углы $\boldsymbol{\alpha_1}$ и $\boldsymbol{\alpha_2}$ остаются прежними. Принимаем масштабные коэффициенты дисбалансов:

– в плоскости $\boldsymbol{A}$ - $\boldsymbol{\mu_D^A} = 50\frac{\text{г·мм}}{\text{мм}}$;

– в плоскости $\boldsymbol{B}$ - $\boldsymbol{\mu_D^B} = 25\frac{\text{г·мм}}{\text{мм}}$.

Длины векторов $\overline{\boldsymbol{D_1^A}}$,$\overline{\boldsymbol{D_2^A}}$, $\overline{\boldsymbol{D_1^B}}$, $\overline{\boldsymbol{D_2^B}}$.

$$\boldsymbol{ab} = \frac{\overline{\boldsymbol{D_1^A}}}{\boldsymbol{\mu_D^A}} = \frac{3300}{50} = 66\,\boldsymbol{мм}, \boldsymbol{bc} = \frac{\overline{\boldsymbol{D_2^A}}}{\boldsymbol{\mu_D^B}} = \frac{1400}{50} = 28\,\boldsymbol{мм},$$

$$\boldsymbol{df} = \frac{\overline{\boldsymbol{D_1^B}}}{\boldsymbol{\mu_D^B}} = \frac{1100}{25} = 44\,\boldsymbol{мм}, \boldsymbol{ef} = \frac{\overline{\boldsymbol{D_2^B}}}{\boldsymbol{\mu_D^B}} = \frac{1400}{25} = 56\,\boldsymbol{мм}.$$

Измеряем длины векторов $\overline{\boldsymbol{D_д^A}}$, $\overline{\boldsymbol{D_д^B}}$ $\boldsymbol{ca} = 87\,\boldsymbol{мм}$, $\boldsymbol{fd} = 92\,\boldsymbol{мм}$.

Следовательно $\boldsymbol{D_д^A} = \boldsymbol{ca} \cdot \boldsymbol{\mu_D^A} = 87 \cdot 50 = 4350\,\boldsymbol{г \cdot мм}$,

$$\boldsymbol{D_д^B} = \boldsymbol{fd} \cdot \boldsymbol{\mu_D^B} = 92 \cdot 25 = 2300\,\boldsymbol{г \cdot мм}.$$

Задаемся массами $\boldsymbol{m_D^A} = 60\,\boldsymbol{г}$, $\boldsymbol{m_D^B} = 50\,\boldsymbol{г}$, находим

Витебский государственный технологический университет

$$r_{\text{д}}^{\text{А}} = \frac{D_{\text{д}}^{A}}{m_{\text{д}}^{\text{А}}} = \frac{4350}{60} = 72{,}5\ мм,\ r_{\partial}^{B} = \frac{D_{\partial}^{B}}{m_{\partial}^{B}} = \frac{2300}{50} = 46\ мм,$$

Измеряем углы дисбалансов $\alpha_{\text{д}}^{\text{А}} = 328^{0}$, $\alpha_{\partial}^{B} = 340^{0}$

3. Проверяем результаты динамического уравновешивания аналитически

$$D_{\text{д}}^{A} = \sqrt{(D_1^A)^2 + (D_2^A)^2 - 2D_1^A D_2^A \cos(\alpha_1 - \alpha_2 + 180)};\ D_{\partial}^{A} = 4402\ г \cdot мм;$$

$$D_{\text{д}}^{B} = \sqrt{(D_1^B)^2 + (D_2^B)^2 - 2D_1^B D_2^B \cos(\alpha_1 - \alpha_2 + 180)};\ D_{\partial}^{B} = 2310\ г \cdot мм.$$

Находим коэффициенты для плоскости A

$$K_1^A = -\left(D_1^A \sin\alpha_1 + D_2^A \sin\alpha_2\right);\ K_1^A = -2330\ г \cdot мм^2;$$

$$K_2^A = -\left(D_1^A \cos\alpha_1 + D_2^A \cos\alpha_2\right);\ K_2^A = 3730\ г \cdot мм^2.$$

Промежуточный угол $\alpha_{\partial}^{A'}$

$$\alpha_{\partial}^{A'} = arctg\left|\frac{K_1^A}{K_2^A}\right| = arctg\frac{2300}{3730} = 32{,}1^{0}$$

Угол дисбаланса $\overline{D_{\text{д}}^{\text{А}}}$ определяем по четвертому варианту формулы , т. к. $K_1^A < 0$, $K_2^A > 0$

$$\alpha_{\partial} = 360 - \alpha_{\partial}^{A'} = 360 - 32{,}1 = 327{,}9^{0}.$$

Аналогично для плоскости B

$$K_1^B = -\left(D_1^B \sin\alpha_1 + D_2^B \sin\alpha_2\right);\ K_1^B = -777\ г \cdot мм^2;$$

$$K_2^B = -\left(D_1^B \cos\alpha_1 + D_2^B \cos\alpha_2\right);\ K_2^B = 2177\ г \cdot мм^2.$$

Промежуточный угол $\alpha_{\partial}^{B'}$

$$\alpha_{\partial}^{B'} = arctg\left|\frac{K_1^B}{K_2^B}\right| = arctg\frac{777}{2177} = 19{,}6^{0}.$$

Угол дисбаланса $\overline{D_{\partial}^{B}}$ определим по формулам, представленным выше.

$$\alpha_{\partial}^{B} = 360 - \alpha_{\partial}^{B'} = 360 - 19{,}6 = 340{,}4^{0}.$$

4. Устанавливаем массы $m_{\text{д}}^{\text{А}}, m_1, m_2, m_{\text{д}}^{B}$ соответственно на диски 1, 2, 3 и 5 (рис. 6.5), выдерживая параметры $r_{\text{д}}^{\text{А}}, r_1, r_2, r_{\text{д}}^{B}, \alpha_{\text{д}}^{\text{А}}, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_{\partial}^{B}$. Подключаем установку к сети, включаем двигатель, переместив рычажок 8 выключателя от

Витебский государственный технологический университет

себя, нажимаем на рычаг 9. При этом вал установки получает определенную скорость. Выключаем двигатель и даем валу возможность вращаться до полной остановки. При этом правая опора 6 вала должна иметь еле заметное перемещение. Если этого не происходит, то динамическое уравновешивание выполнено неверно. Поэтому следует проверить правильность установки грузов или найти.

Витебский государственный технологический университет

Список рекомендуемой литературы

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

2. Теория механизмов и машин : учеб. для втузов / К. В. Фролов [и др.] ; ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с. : ил.

3. Левитский, Н. И. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / Н. И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука, 1990. – 592 с.

Витебский государственный технологический университет

Учебное издание

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания по выполнению
лабораторных работ

Составители:
Буткевич Вячеслав Гариевич
Краснер Станислав Юрьевич
Мачихо Татьяна Афанасьевна

Редактор проф. *В.Н. Сакевич*
Корректор *А.В. Пухальская*
Компьютерная верстка *Н.В. Карпова*

Подписано к печати 09.04.2019. Формат 60x90 1/16. Усл. печ.листов 3,5.
Уч.-изд. листов 3,9. Тираж 50 экз. Заказ № 136

Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»
210038, г. Витебск, Московский пр-т, 72.
Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Витебский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
Распространителя печатных изданий № 1/172 от 12 февраля 2014 г.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
Распространителя печатных изданий № 3/1497 от 30 мая 2017 г.

Витебский государственный технологический университет