

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ЛАБОРАТОРНЫМ РАБОТАМ ПО
ДИСЦИПЛИНАМ "ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И
МАШИН" И "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА"
Часть 1

УТВЕРЖДЕНО
на заседании кафедры "Машиноведение"
Протокол № 8 от 25.06.2001

Луганск ВНУ 2002

УДК 621.01

Методические указания к лабораторным работам по дисциплинам "Теория механизмов и машин" и "Прикладная механика"/ Часть 1 // Сост.: А.М. Ахтямов, В.И. Бирюков, В.П. Литовченко и др., – Луганск: издательство Восточноукраинского национального университета, 2002. – 55 с.

Приводится описание лабораторных установок и методика выполнения лабораторных работ, охватывающих все основные разделы дисциплин "Теория механизмов и машин" и "Прикладная механика". Целью этих работ является изучение и освоение студентами современных экспериментальных методов анализа и синтеза механизмов. Перечень приводимых лабораторных работ соответствует программе по теории механизмов и машин для инженерно-технических специальностей высших учебных заведений.

Составители:

А.М. Ахтямов, доц.
В.И. Бирюков, доц.
В.П. Литовченко, доц.
Н.В. Манько, ст. преп.
Л.М. Чокнадий, асс.
В.Н. Мальков, асс.

Отв. за выпуск

В.Н. Мальков

Рецензент

Н.А. Шевченко, доц.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Цель и задачи работы. Цель лабораторной работы – практически ознакомиться со структурной классификацией механизмов, освоить методы структурного анализа. Задачи лабораторной работы – изучить строение кинематической цепи, определить степень подвижности кинематической цепи и класс механизма.

Общие указания. Для выполнения лабораторной работы необходимо знать следующие термины и их определения.

Механизм – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел. Примером механизма служит кривошипно-ползунный механизм, в котором вращательное движение одного звена преобразуется в поступательное движение другого.

Звено механизма – одно тело или несколько неподвижно соединённых тел, входящих в состав механизма.

Звено, закон движения которого задан, называется начальным. Ему приписывается обобщённая координата.

Кинематическая пара – соединение двух звеньев, допускающее их относительное движение. По числу налагаемых условий связи пары делятся на пять классов.

Примеры кинематических пар пятого класса и их условные изображения на схемах по ГОСТ 2770 – 74 представлены в таблице 1.

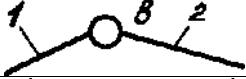
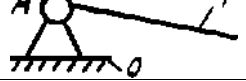
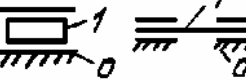


Пара называется низшей, если образующие её звенья соприкасаются по поверхности, высшей – если по линии или в точке.

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

Пример кинематической цепи – модель, предложенная для изучения в лабораторной работе. Кинематическая цепь, все точки подвижных звеньев

которой движутся в параллельных плоскостях, называется плоской. В лабораторной работе рассматривается плоская кинематическая цепь.

Таблица 1

<i>КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ</i>	<i>УСЛОВНЫЕ ИЗОБРАЖЕНИЯ</i>
Соединение стержней шарнирное, вращательная кинематическая пара	
Соединение стержня с неподвижной опорой, вращательная кинематическая пара	
Соединение ползуна с неподвижными направляющими, поступательная кинематическая пара	
Соединение ползуна-поршня с цилиндром поршневой машины, поступательная кинематическая пара	
Соединение шатуна с подвижными направляющими, поступательная кинематическая пара	

Степень подвижности плоской кинематической цепи определяется по формуле П.Л. Чебышева.

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_n - p_e,$$

где n – число подвижных звеньев;

p_n – число низших кинематических пар;

p_e – число высших кинематических пар.

Кинематическая цепь будет механизмом в том случае, если степень подвижности, равная числу обобщенных координат, совпадает с числом начальных звеньев. Для определения класса механизма необходимо выбрать начальное звено и выделить группы Ассура.

Группа Ассура, или структурная группа – простейшая кинематическая цепь, имеющая нулевую степень подвижности.

Чтобы из механизма выделить структурные группы, нужно помнить их основные признаки:

1) число звеньев в группе должно быть чётным ($n = 2, 4, 6, \dots$), а число пар в 1.5 раза больше;

2) степень подвижности группы равна 0;

3) выделяемая группа Ассура не должна распадаться на отдельные кинематические цепи с $W = 0$.

Класс структурной группы определяется числом кинематических пар, ограничивающих самый сложный контур группы (таблица 2).

Порядок структурной группы определяется числом элементов кинематических пар, которыми выделенная группа присоединяется к оставшимся звеньям механизма.

Таблица 2

СТРУКТУРНАЯ ГРУППА	САМЫЙ СЛОЖНЫЙ КОНТУР	КЛАСС ГРУППЫ	ПОРЯДОК ГРУППЫ
		2	2
		3	3

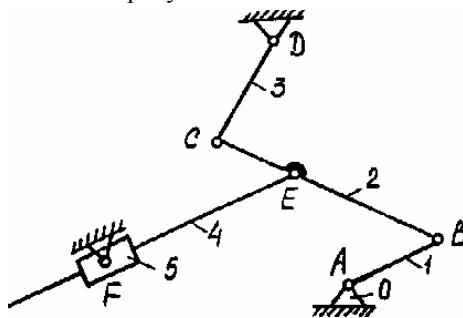
Структурные группы второго класса различаются по видам. Вид структурной группы второго класса определяется числом и расположением поступательных пар (таблица 3).

Таблица 3

Вид группы	1	2	3	4	5
ГРУППА					

Класс механизма определяется наивысшим классом структурных групп, входящих в механизм. Класс механизма может зависеть от выбора начальных звеньев.

Описание лабораторной установки. Лабораторные установки представляют собой модели рычажных механизмов, структурная схема одного из которых представлена на рисунке.



Модель состоит из неподвижного звена (0) и подвижных звеньев ($1, 2, 3, 4, 5$). Звенья соединены между собой кинематическими парами: вращательными (A, B, C, D, E, F) и поступательной. Для отсоединения звеньев или структурных групп используются винты. Движение начальному звену можно задать с помощью ручки. Выбрав другое начальное звено, можно переставить на него ручку.

Методика выполнения работы

1. Вычертить структурную схему кинематической цепи данной модели. Звенья на схеме пронумеровать арабскими цифрами, а вращательные кинематические пары обозначить прописными буквами латинского алфавита.

2. Выяснить наименование звеньев согласно терминологии.

3. Составить характеристику кинематических пар: указать их обозначения, звенья, образующие пары, вид допускаемого относительного движения, класс пары, название пары по характеру соприкосновения звеньев.

4. Определить степень подвижности кинематической цепи.

5. Выбрать начальное звено согласно рекомендациям, приведенным в протоколе и по указанию преподавателя.

6. Выделить структурные группы, входящие в состав механизма, и определить их класс, порядок, вид. Начинать отсоединение структурных групп нужно со звеньев, кинематически наиболее удаленных от начального звена, при этом на каждом этапе нужно начинать с попытки отсоединения от механизма группы второго класса. После отсоединения структурной группы должен остаться механизм. Если отсоединить группу второго класса не удастся, то нужно перейти к выделению групп более высокого класса. После выделения всех групп Ассура должна остаться группа начальных звеньев.

7. Определить класс механизма.

8. Выбрать другое начальное звено и исследовать, повлияло ли это на класс механизма.

9. Оформить отчет по лабораторной работе в виде протокола по прилагаемой форме.

Контрольные вопросы

1. Что называется звеном, кинематической парой, элементом кинематической пары, кинематической цепью?

2. Каковы налагаемые условия связи и степень свободы у звеньев, образующих поступательную и вращательную кинематические пары? К каким классам относится каждая из указанных пар?

3. Что такое обобщённая координата?

4. Какое звено называется начальным?

5. Объясните структурную формулу П.Л. Чебышева. Что означают в ней коэффициенты и буквенные обозначения?

6. Что называется структурной группой (группой Ассура)?
7. Как определяются класс, порядок группы Ассура и вид структурной группы второго класса?
8. Что называется механизмом?
9. Как определяется класс механизма?
10. В какой последовательности выполняется структурный анализ механизма?

Литература: [1, с. 21 – 45, 52 – 64], [4, с. 4 – 10].

ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 1 "СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА"	Студент _____ Группа _____																		
Структурная схема кинематической цепи																				
Наименование звеньев:																				
Характеристика пар																				
Обозначение кинематической пары																				
Звенья, образующие кинемат. пару																				
Вид допускаемого относит. движения																				
Класс кинематической пары																				
Название пары по характеру соприкасания звеньев																				
Степень подвижности кинематической цепи определяется по формуле																				
$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_n - p_6 =$																				
где $n =$ _____ – число подвижных звеньев;																				
$p_n =$ _____ – число низших кинематический пар;																				
$p_6 =$ _____ – число высших кинематический пар.																				

Начальное звено – кривошип (указать номер звена)

	Структурная группа 1	Структурная группа 2	Структурная группа 3	Группа начальных звеньев
Схема				
Степень подвижности				
Класс				
Порядок				
Вид				

Механизм _____ класса

Начальное звено – _____ (указать наименование и номер звена)

	Структурная группа 1	Структурная группа 2	Структурная группа 3	Группа начальных звеньев
Схема				
Степень подвижности				
Класс				
Порядок				
Вид				

Механизм _____ класса

Вывод о влиянии выбора начального звена на класс механизма:

" ____ " _____ 200_г. Работу выполнил _____

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ, СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ ПОЛЗУНА

Цель и задачи работы. Целью работы является ознакомление с современными электрическими методами измерения и регистрации перемещений, скоростей и ускорений, с применяемой для этих целей аппаратурой, приборами и методикой обработки опытных данных. Задачей работы является экспериментальное и аналитическое определение перемещений, скоростей и ускорений ползуна, оценка относительной погрешности измерений.

Общие указания. При контроле технологических процессов и в научных исследованиях приходится производить измерения различных неэлектрических величин, в том числе кинематических характеристик. В большинстве случаев целесообразно использовать при этом электрические методы измерения, так как электрические величины можно передавать на сравнительно большие расстояния, над ними можно производить различные математические операции (например, интегрирование, дифференцирование), их легко регистрировать. Преобразование неэлектрических величин в электрические производится при помощи датчиков, выходные сигналы которых при необходимости усиливаются с использованием специальных электронных усилителей. Для регистрации этих сигналов служат осциллографы.

Описание лабораторной установки. Установка ТММ–2 (рис. 1),

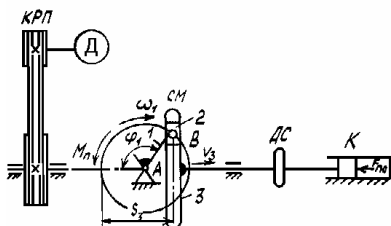


Рис. 1

на которой выполняется лабораторная работа, включает в себя асинхронный электродвигатель D , клиноременную передачу $KРП$, синусный механизм $СМ$ и нагрузочное устройство K компрессорного типа. Определение механических характеристик на установке производится с использованием электрических методов.

Для выполнения данной лабораторной работы установка оснащена датчиком начала цикла, датчиками перемещения, скорости и ускорения ползуна 3.

Датчик начала цикла представляет собой контакт, кратковременно замыкающийся в тот момент, когда ползун занимает крайнее левое положение. Этот контакт находится в цепи питания гальванометра магнитоэлектрического светолучевого осциллографа. Гальванометр (рис. 2) состоит из образованной несколькими витками тонкого провода рамки 1, находящейся на растяжках в поле постоянного магнита 2.

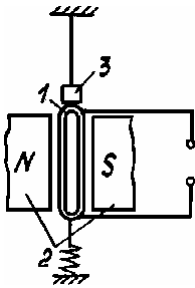


Рис. 2

На рамке 1 закреплено зеркальце 3, которое служит для отражения направляемого на него пучка света. Отраженный луч попадает на экран осциллографа, при этом положение "зайчика" зависит от величины проходящего по рамке гальванометра тока. Импульс тока, возникающий при включении датчика начала цикла, вызывает кратковременное отклонение "зайчика" от первоначального положения, благодаря чему на протягиваемой светочувствительной бумаге, используемой для записи осциллограмм, образуется четкая поперечная отметка, отсекающая каждый цикл работы установки.

Датчик перемещения (рис. 3, а) – индуктивного типа. Его первичная обмотка W_1 питается переменным напряжением $6 В$ частотой $50 Гц$. Напряжение вторичной обмотки W_2 зависит от положения ползуна (см. рис. 1) относительно стойки, так как сердечник C , через который обеспечивается индуктивная связь между обмотками, жестко закреплен на ползуне, а катушка с обмотками прикреплена к стойке. Сигнал со вторичной обмотки через выпрямитель B и сглаживающий фильтр Φ подается на гальванометр светолучевого осциллографа.

Датчик линейной скорости (рис. 3, б) – индукционного типа.

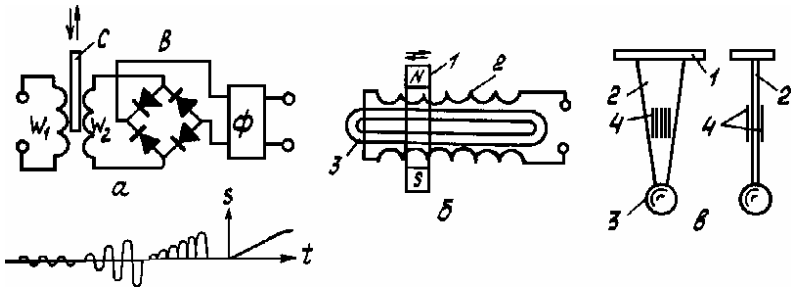


Рис. 3

Постоянный магнит 1, жестко закрепленный на ползуне, движется относительно неподвижной обмотки 2, намотанной на замкнутом сердечнике 3 из стали с большой магнитной проницаемостью. Величина наводимой в обмотке 2 электродвижущей силы прямо пропорциональна скорости ползуна. Выводы обмотки 2 подсоединяются непосредственно к гальванометру осциллографа.

Датчик линейного ускорения (рис. 3, в) состоит из прикрепленной к основанию 1 плоской балки 2 равного сопротивления изгибу с сосредоточенной на её конце массой-шариком 3. Основание 1 жестко крепится к ползуну. Если он движется с ускорением, то под действием силы инерции ша-

рика 3 балка будет изгибаться. При малых деформациях изгиб балки пропорционален силе инерции и, следовательно, измеряемому ускорению. В качестве чувствительных элементов используются проволочные тензодатчики 4 сопротивлением в $100 - 200 \text{ Ом}$, которые с двух сторон наклеиваются на балку. Вместе с двумя другими сопротивлениями в схеме усилителя они образуют измерительный мост. Тензодатчики, сжимаясь или растягиваясь вследствие изгиба балки, получают приращения сопротивлений разного знака, которые являются входной величиной для усилителя. Сигнал с выхода усилителя подается на гальванометр осциллографа. Для уменьшения собственных колебаний балки она помещена в баллончик с демпфирующей жидкостью (например, силиконовым маслом).

Как при теоретическом, так и при экспериментальном определении перемещений ползуна за начало отсчета принято его крайнее левое положение (см. рис. 1). При этом перемещение ползуна выражается зависимостью:

$$S_3 = l_{AB} (1 - \cos j_1). \quad (1)$$

Дважды дифференцируя выражение (1) по времени, получим зависимости для скорости и ускорения ползуна:

$$V_3 = l_{AB} \cdot \omega_1 \cdot \sin j_1; \quad (2)$$

$$a_3 = l_{AB} \cdot \omega_1^2 \cdot \cos j_1; \quad (3)$$

где $l_{AB} = 0,05 \text{ м}$; ω_1 - угловая скорость кривошипа.

Методика выполнения работы. При выполнении лабораторной работы используются установка ТММ – 2, тензометрический усилитель, светолучевой осциллограф, снабженный отметчиком времени. В кассету осциллографа должна быть заправлена осциллографная бумага, проявляющаяся на свету без использования химреактивов.

Экспериментальные значения перемещений, скоростей и ускорений ползуна могут быть определены для любого положения кривошипа:

$$S_3 = y_s \cdot m_s, \quad V_3 = y_v \cdot m_v, \quad a_3 = y_a \cdot m_a \quad (4)$$

Ординаты y_s , y_v , y_a измеряют на соответствующих экспериментальных диаграммах (рис. 4), полученных путем переноса осциллограмм на кальку (на осях абсцисс диаграмм указаны номера 12-ти равноудаленных положений кривошипа).

Масштабный коэффициент времени определяется по формуле:

$$m_t = \frac{Dt N}{L^*}, \quad (5)$$

Тогда $m_v = \frac{S_{3 \max}}{m_t A_v}$ (7)

Аналогично следует определить масштабный коэффициент ускорения:

$$V_{3 \max} = \int_0^T a_3 dt = m_a m_t \int_0^L y_a dx = m_a m_t A_a,$$

то есть для диаграммы $a_3 = a_3(t)$

$$m_a = \frac{V_{3 \max}}{m_t A_a}, \quad (8)$$

где $V_{3 \max}$ – скорость ползуна при $t = \frac{T}{4}$ (то есть при $j_1 = \frac{p}{2}$);

A_a – площадь под диаграммой ускорения на участке в четверть периода от начала цикла, $мм^2$.

Порядок выполнения лабораторной работы следующий (пункты 1 – 4 выполняются лаборантом или преподавателем):

1. Подключить датчики перемещения, скорости и начала цикла непосредственно к гальванометрам осциллографа, а датчик ускорения к тензометрическому усилителю, выходной сигнал с которого подать на гальванометр осциллографа.

2. Включить и прогреть в течение 10 минут усилитель и осциллограф.

3. Совместить посередине экрана осциллографа световые сигналы гальванометров регистрации нулевой линии, начала цикла, перемещения, скорости, ускорения ползуна.

4. Включить установку и произвести экспонирование 0,2 – 0,3 м осциллографной бумаги и проявить её на свету.

5. Сравнить записанные на занятии и полученные для обработки осциллограммы и убедиться в их идентичности.

6. Перенести кривые, соответствующие одному циклу работы установки, с обрабатываемых осциллограмм на кальку и показать координатные оси (см. рис. 4).

7. Определив число N целых промежутков и измерив длину отрезка L^* , вычислить m_t – по формуле (5).

8. Измерив $y_{s \max}$, определить m_s по формуле (6).

9. Подложив под кальку лист миллиметровки, определить площадь A_v и вычислить m_v по формуле (7).

10. Определив $V_{3 \max}$ и A_a , вычислить m_a по формуле (8).

11. Отрезок оси абсцисс L разделить на 12 равных частей и пронумеровать 0, 1, 2, ..., 12 полученные точки, обозначающие равноудалённые положения кривошипа (см. рис. 4).

12. Для трех заданных преподавателем положений кривошипа по формулам (4) определить экспериментальные значения перемещений, скоростей и ускорений ползуна.

13. Вычислить среднее значение угловой скорости кривошипа $w_l = 2p/T = 2p/(m \cdot L)$.

14. Для тех же положений кривошипа по формулам (1) – (3) определить теоретические значения перемещений, скоростей и ускорений ползуна.

15. Вычислить средние относительные погрешности измерений каждой из кинематических характеристик.

Примечание. Обработанные копии осциллограмм необходимо вклеить в протокол лабораторной работы.

Выполняя лабораторную работу, необходимо строго соблюдать требования техники безопасности:

1) не производить на работающей установке наладочные и ремонтные работы;

2) не находиться вблизи её движущихся частей.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается сущность экспериментального определения неэлектрических величин?

2. В каких случаях используют экспериментальный метод исследования?

3. В чем заключаются преимущества и недостатки аналитического и экспериментального методов определения механических характеристик?

4. Дайте краткое описание устройства установки ТММ – 2.

5. Как осуществляется отметка начала цикла?

6. Дайте описание устройства и принципа действия датчика перемещения.

7. Дайте описание устройства и принципа действия датчика скорости.

8. Дайте описание устройства и принципа действия датчика ускорения.

9. Дайте описание устройства и принципа действия гальванометра осциллографа.

10. Что такое масштабный коэффициент физической величины?

11. Как определяется масштабный коэффициент времени для экспериментальных диаграмм $S_3 = S_3(t)$, $V_3 = V_3(t)$, $a_3 = a_3(t)$?

12. Как определяется масштабный коэффициент перемещения для экспериментальной диаграммы $S_3 = S_3(t)$?

13. Как определяется масштабный коэффициент скорости для экспериментальной диаграммы $V_3 = V_3(t)$?

14. Как определяется масштабный коэффициент ускорения для экспериментальной диаграммы $a_3 = a_3(t)$?

15. Как вычисляются относительные погрешности измерений кинематических характеристик?

Литература: [3, с. 166 – 169, 174 – 175, 178, 185]

ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 2 "ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ, СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ ПОЛЗУНА"	Студент _____
		Группа _____

Схема установки ТММ – 2

Определение масштабных коэффициентов

N		$\frac{3}{4}$
L^*		$мм$
m_t		$с/мм$
$y_{S\ max}$		$мм$
m_S		$м/мм$
A_V		$мм^2$
m_V		$м/с/мм$
$V_{3\ max}$		$м/с$
A_a		$мм^2$
m_a		$м/с^2/мм$

Результаты эксперимента и аналитического расчёта

Кинематические характеристики	Метод определения	Положение №	Относительная погрешность	Положение №	Относительная погрешность	Положение №	Относительная погрешность	Средняя относительная погрешность
Перемещение, $м$	Эксперим							
	Аналитич							
Скорость, $м/с$	Эксперим							
	Аналитич							
Ускорение, $м/с^2$	Эксперим							
	Аналитич							

" ____ " _____ 200_г. Работу выполнил _____

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ

Цели и задачи работы. На примере лабораторной компрессорной установки научиться определять приведённый момент сил и приведённый момент инерции для любого машинного агрегата, проанализировать свойства указанных параметров его динамической модели, ознакомиться с методом определения сил тензометрированием.

Общие указания. В работе требуется рассчитать приведённый момент $M_{ПС}^n$ силы производственного сопротивления $F_{ПС}$. Для компрессора этой силой является сила давления сжимаемого воздуха, закон изменения которой можно рассчитать лишь приближённо из-за сложности сопровождающих техпроцесс явлений. Поэтому в данной работе предполагается определение силы $F_{ПС}$, необходимой для расчёта приведённого момента от неё, путём постановки эксперимента.

Для расчёта приведённого момента инерции исследуемого компрессора используем известные моменты инерции и массы его звеньев.

Описание лабораторной установки. Работа выполняется на лабораторной установке ТММ – 2 (см. рис. 1 в лабораторной работе 2). Сила сжатия воздуха в цилиндре компрессора K определяется при помощи датчика силы, выполненного в виде овального кольца $ДС$, которое жестко соединено с одной стороны со штоком ползуна 3, а с другой – со штоком поршня компрессора. При этом силами инерции поршня со штоком и силами трения между поршнем и цилиндром пренебрегают ввиду их малости. На одном из участков кольца, испытывающих под действием силы $F_{ПС}$ наибольшую деформацию, с обеих сторон наклеены проволочные сопротивления – тензодатчики T_1 и T_2 (рис. 1). Вследствие деформации этих тензодатчиков имеет место приращение их сопротивлений разных знаков. Кольцо $ДС$ выбрано достаточно жестким, чтобы деформации кольца при максимально возможных величинах силы были пропорциональны им, то есть, чтобы между силой $F_{ПС}$ и изменением сопротивлений тензодатчиков была линейная зависимость. Тензодатчики, образуя полумост, подключены ко второму, встроенному полумосту одного из каналов усилителя, а выводы от усилителя – к гальванометру магнитоэлектрического светолучевого осциллографа (см. рис. 2 в лабораторной работе 2). Зная масштабный коэффициент m_F , можно по отклонению y_F "зайчика" от первоначального положения определить величину измеряемой силы:

$$F_{ПС} = y_F \cdot m_F \quad (1)$$

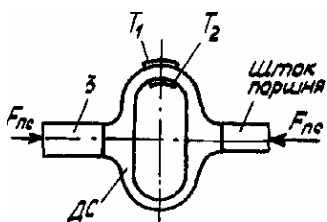


Рис. 1

Для этого перемещения "зайчика" регистрируются на протягиваемой с определенной скоростью фотобумаге, а затем полученная осциллограмма обрабатывается (измеряются отклонения "зайчика" в различных положениях кривошипа). Определить масштабный коэффициент измеряемой физической величины позволяет тарировка, т.е. установление зависимости

перемещения "зайчика" на экране от значения этой физической величины. Для тарировки датчика силы на установке ТММ – 2 используется специальное приспособление, позволяющее прикладывать к датчику различные, известные по величине силы. Одновременно с деформацией датчика производится отсчет перемещений "зайчика" по шкале экрана осциллографа. Убедившись в линейности полученной зависимости, вычисляют масштабный коэффициент силы m_f . Ввиду большой трудоемкости процесса тарировки её производят заблаговременно, и масштабный коэффициент силы в лабораторной работе является величиной известной.

Отметка на фотобумаге начала цикла работы установки, соответствующего крайнему левому положению ползуна, производится при помощи кратковременно замыкающегося контакта, образованного кольцом на валу кривошипа и неподвижной щетки. Этот контакт находится в цепи питания гальванометра, предназначенного для отметки начала цикла.

В качестве звена приведения принимаем кривошип I , вращающийся с угловой скоростью w_1 .

Для определения приведённого момента $M_{пс}^{II}$ приводимой силы производственного сопротивления $F_{пс}$ используется условие, что мощность, развиваемая этим моментом, должна быть равна мощности, развиваемой приводимой силой:

$$M_{пс}^{II} \cdot w_1 = |F_{пс} \cdot V_3| \cdot \cos(\overset{\mathbf{r}}{F_{пс}}; \overset{\mathbf{L}}{V_3}), \quad (2)$$

где $\overset{\mathbf{r}}{V_3}$ – скорость точки приложенная $\overset{\mathbf{r}}{F_{пс}}$;

$(\overset{\mathbf{r}}{F_{пс}}; \overset{\mathbf{L}}{V_3})$ – угол между векторами.

Из условия (2) получаем общее уравнение для расчёта приведённого момента силы для любого механизма:

$$M_{пс}^{II} = |F_{пс} \cdot V_3| \cdot \cos(\overset{\mathbf{r}}{F_{пс}}; \overset{\mathbf{L}}{V_3}) / w_1.$$

Учитывая конструктивные особенности исследуемого механизма, выразим V_3 зависимостью, выведенной в лабораторной работе 2:

$$V_3 = l_{AB} \cdot \omega_1 \cdot \sin j_1,$$

где $l_{AB} = 0,05 \text{ м}$ – известная длина кривошипа l .

$$M_{PC}'' = |F_{PC} \cdot l_{AB} \cdot \sin j_1 \cdot \cos(\mathbf{F}_{PC} \cdot \mathbf{V}_3)|, \quad (3)$$

где F_{PC} – модуль вектора \mathbf{F}_{PC} , определённый экспериментально, как рассказано выше.

Из выражения (3) следует, что M_{PC}'' не зависит от угловой скорости начального звена, а изменяется в зависимости от его положения.

Для определения приведённого момента инерции используется условие равенства кинетической энергии звена приведения и кинетической энергии всех звеньев. Применительно к исследуемому компрессору это условие выглядит так:

$$\frac{J'' \cdot \omega_1^2}{2} = \frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot V_{S_2}^2}{2} + \frac{m_3 \cdot V_3^2}{2}, \quad (4)$$

где J_1 – приведённый к звену l постоянный момент инерции, учитывающий инертность маховика, шкивов ременной передачи и ротора электродвигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

$$V_{S_2} = V_B = \omega_1 \cdot l_{AB} \text{ – скорость центра масс звена 2, м/с;}$$

m_2 и m_3 – массы звеньев 2 и 3, кг .

С учётом зависимостей для V_3 и V_{S_2} получаем формулу для расчёта приведённого момента инерции исследуемой машины:

$$J'' = J_1 + m_2 \cdot l_{AB}^2 + m_3 \cdot (l_{AB} \cdot \sin j_1)^2. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что J'' – величина переменная, всегда положительная, не зависит от угловой скорости начального звена, а плавно изменяется в зависимости от его положения.

Методика выполнения работы. Кроме силы F_{PC} и начала цикла на полученной для обработки осциллограмме регистрируется линия нулевого значения этой силы (рис. 2). Обработке подлежит участок осциллограммы L , приходящийся на один цикл работы установки.

Если пренебречь изменениями угловой скорости кривошипа, то любой отрезок участка L пропорционален углу j_1 . На диаграмме $F_{PC} = F_{PC}(j_1)$, получаемой путем переноса осциллограммы силы F_{PC} на участке L на кальку, осью абсцисс является линия $F_{PC} = 0$ (на ней указаны номера равноудалённых положений кривошипа).

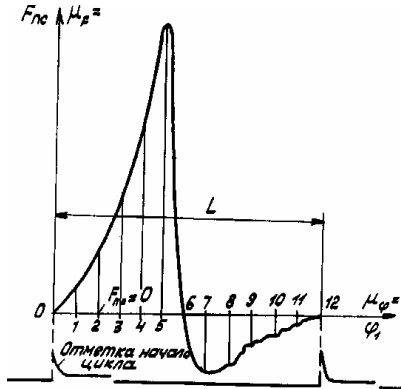


Рис. 2

Угол ($F_{PC}^{\Gamma}; V_3^L$) для различных положений кривошипа определяется из следующих соображений. Положительная ордината диаграммы соответствует давлению в цилиндре выше атмосферного, а отрезок оси абсцисс от начала цикла до середины отрезка L – движению поршня в направлении уменьшения объема цилиндра. Угол ($F_{PC}^{\Gamma}; V_3^L$) равен 180° на первой половине отрезка L при положительных ординатах диаграммы, а на второй половине отрезка L – при отрицательных ординатах диаграммы. В остальных случаях угол ($F_{PC}^{\Gamma}; V_3^L$) равен нулю.

Выполняя лабораторную работу, необходимо последовательно произвести следующие действия (первые четыре пункта выполняет лаборант или преподаватель):

1. Выводы от датчиков T_1 и T_2 подсоединить ко входу одного из каналов усилителя, а к выходу усилителя подключить один из гальванометров осциллографа. Датчик начала цикла подключить непосредственно к гальванометру осциллографа.
2. Установку, усилитель и осциллограф подготовить к работе согласно соответствующим инструкциям.
3. Совместить на экране осциллографа "зайчики" гальванометров нулевой линии $F_{PC} = 0$ и силы F_{PC} .
4. Включить установку и произвести экспонирование $0,2 - 0,3$ м осциллографной бумаги и проявить её на свету.
5. Сравнить полученную осциллограмму с той, которая выдана для выполнения лабораторной работы, и убедиться в их идентичности.
6. Перенести участок обрабатываемой осциллограммы длиной L на кальку и показать оси координат j_1 и F_{PC} Абсциссу полученной диа-

граммы $F_{ПС} = F_{ПС}(j_1)$ разделить на 12 равных частей.

7. Измерить в каждом из положений кривошипа ординату y_F диаграммы и вычислить значения силы $F_{ПС}$ и приведенного момента $M_{ПС}''$ по формулам (1) и (3) соответственно. Результаты измерений и вычислений отразить в таблице протокола лабораторной работы.

8. Принять масштабные коэффициенты m_M и m_j и построить диаграмму $M_{ПС}'' = M_{ПС}''(j_1)$.

9. По формуле (5) вычислить значения J'' в каждом из двенадцати положений.

10. Принять масштабные коэффициенты m_j и m_j и построить диаграмму $J'' = J''(j_1)$.

Примечание. Копию осциллограммы необходимо подклеить к протоколу лабораторной работы.

Требования техники безопасности при работе на установке ТММ – 2 смотри в лабораторной работе 2.

Контрольные вопросы

1. В чем заключается физический смысл силы производственного сопротивления?

2. Какие методы определения силы производственного сопротивления известны и в каких случаях они применяются?

3. Дайте краткое описание лабораторной установки ТММ – 2.

4. Опишите устройство датчика силы, применяемого в лабораторной установке.

5. В чем заключается тарировка датчика силы?

6. Опишите устройство датчика отметки цикла работы установки.

7. Как производится запись осциллограммы при выполнении данной лабораторной работы?

8. Как по осциллограмме определяется сила производственного сопротивления?

9. Какие допущения делаются при определении силы производственного сопротивления в данной работе?

10. Какой момент силы называется приведённым?

11. Что такое приведённый момент инерции механизма?

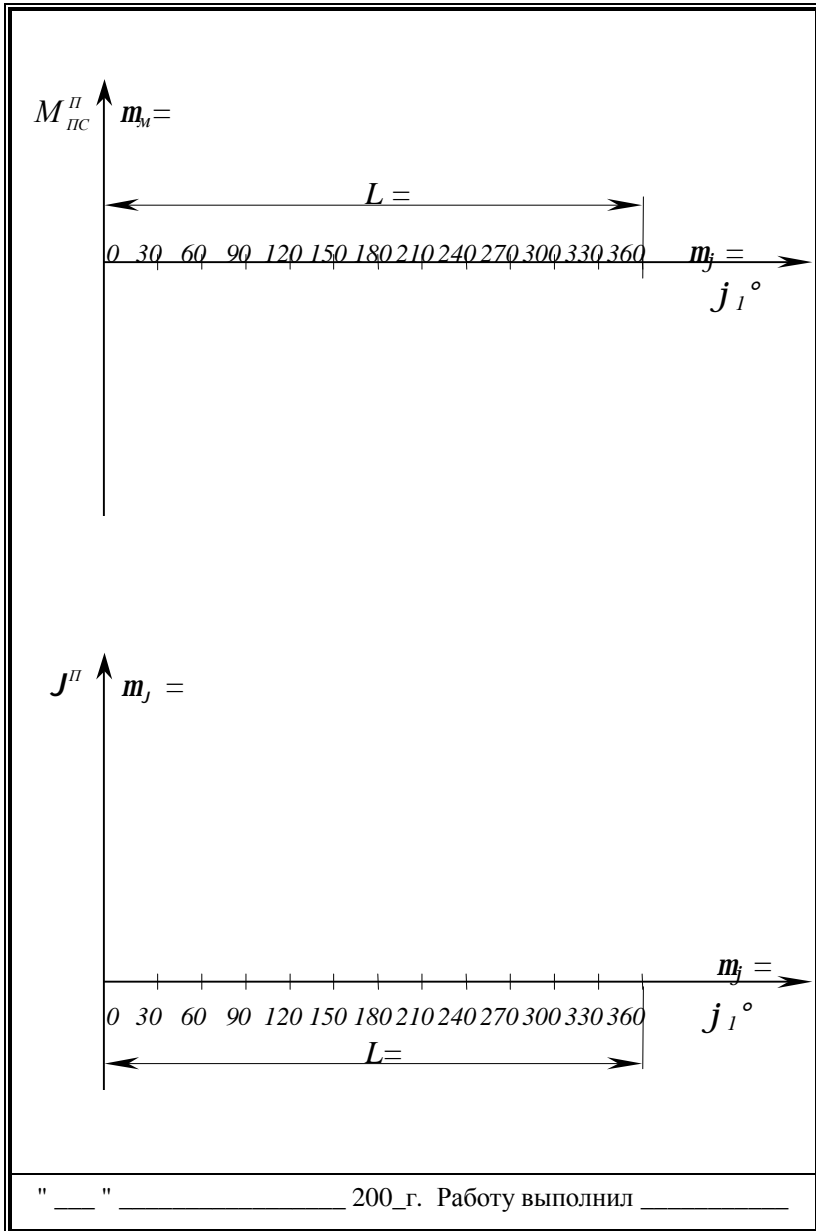
12. Свойства приведённого момента силы и приведённого момента инерции механизма?

13. От чего зависит знак приведённого момента силы?

14. Что называется масштабным коэффициентом?

Литература: [2, с. 140 – 150], [3, с. 166 – 169], [4, с. 12]

ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 3 "ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ"	Студент _____																																																																																																							
		Группа _____																																																																																																							
Схема установки	Постоянные величины: длина кривошипа $l_{AB} = 0,05\text{ м}$; масштабный коэффициент силы $m_F = 2,57\text{ Н/мм}$; приведённый к звену 1 момент инерции $J_1 = 0,042\text{ кг} \cdot \text{м}^2$; масса звена 2 $m_2 = 0,8\text{ кг}$; масса звена 3 $m_3 = 3,6\text{ кг}$.																																																																																																								
Вычисление параметров динамической модели компрессора																																																																																																									
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2"></th> <th colspan="12" style="text-align: center;">$j_1, \text{ град}$</th> </tr> <tr> <th style="text-align: center;">0</th> <th style="text-align: center;">30</th> <th style="text-align: center;">60</th> <th style="text-align: center;">90</th> <th style="text-align: center;">120</th> <th style="text-align: center;">150</th> <th style="text-align: center;">180</th> <th style="text-align: center;">210</th> <th style="text-align: center;">240</th> <th style="text-align: center;">270</th> <th style="text-align: center;">300</th> <th style="text-align: center;">330</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">$\sin j_1$</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">$y_F, \text{ мм}$</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">$F_{nc} = y_F \cdot m_F, \text{ Н}$</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">$\cos(F_{nc}^{\text{r}}; V_3^{\text{Lr}})$</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">$M_{nc}^{\text{r}}, \text{ Нм}$</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">$J^{\text{r}}, \text{ кгм}^2$</td> <td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td> </tr> </tbody> </table>				$j_1, \text{ град}$												0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	$ \sin j_1 $													$y_F, \text{ мм}$													$F_{nc} = y_F \cdot m_F, \text{ Н}$													$\cos(F_{nc}^{\text{r}}; V_3^{\text{Lr}})$													$M_{nc}^{\text{r}}, \text{ Нм}$													$J^{\text{r}}, \text{ кгм}^2$												
	$j_1, \text{ град}$																																																																																																								
	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330																																																																																													
$ \sin j_1 $																																																																																																									
$y_F, \text{ мм}$																																																																																																									
$F_{nc} = y_F \cdot m_F, \text{ Н}$																																																																																																									
$\cos(F_{nc}^{\text{r}}; V_3^{\text{Lr}})$																																																																																																									
$M_{nc}^{\text{r}}, \text{ Нм}$																																																																																																									
$J^{\text{r}}, \text{ кгм}^2$																																																																																																									
$m_M = \frac{ M_{nc, \text{max}}^{\text{r}} }{y_{M, \text{max}}} =$ $m_j = \frac{ J^{\text{r}}_{\text{max}} }{y_{j, \text{max}}} =$ $m_j = \frac{2 \cdot p}{L} =$																																																																																																									



ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КРИВОШИПА

Цель и задачи работы. Цель работы заключается в ознакомлении с электрическими методами измерения механических характеристик, усвоении навыков обработки экспериментальных данных и графического представления полученных результатов с последующим их применением для решения практических задач. Задачей работы является определение требуемого момента инерции маховика по допускаемому коэффициенту неравномерности движения.

Общие указания. Подобно тому, что закон движения любого тела зависит от величины и характера изменения действующих на него сил, а также его массы, закон движения звена приведения определяется величиной, характером изменения приведённых к нему сил и мерой инертности механизма.

Обычно в качестве звена приведения принимают начальное звено. Если это – кривошип, для оценки силового воздействия на звенья механизма удобно использовать приведённые моменты движущих сил M_D'' и сил сопротивления M_C'' , а в качестве меры инертности механизма – приведённый момент инерции J'' . Поскольку обычно M_D'' и M_C'' изменяются по разным законам, а J'' – тоже переменная величина, угловая скорость w кривошипа – переменна, причём её изменение при установившемся движении носит периодический характер из-за периодичности изменения M_D'' , M_C'' и J'' .

Изменения угловой скорости звена приведения оцениваются коэффициентом неравномерности движения, который определяется по формуле:

$$d = (w_{max} - w_{min}) / w_{cp}, \quad (1)$$

где w_{cp} – средняя угловая скорость звена приведения;

w_{max} , w_{min} – соответственно наибольшее и наименьшее значения угловой скорости в цикле установившегося движения.

С достаточной для практических целей точностью можно принять, что:

$$w_{cp} = (w_{max} + w_{min}) / 2. \quad (2)$$

Приведем формулу (1) с учетом зависимости (2) к виду:

$$d = 2 \cdot (w_{max} - w_{min}) / (w_{max} + w_{min}). \quad (3)$$

Изменения угловой скорости главного вала машины, превышающие допусковые значения, могут вызвать нарушение технологического процесса. Кроме того, они являются причиной возникновения дополнительных динамических сил, действующих на звенья механизма и, как правило, вызывающих увеличение реакций в кинематических парах. Одним из способов ограничения коэффициента неравномерности движения является постановка маховика на вал звена приведения или какой-либо другой вал механизма.

В силу своей инертности маховик препятствует резкому изменению угловой скорости ω , что приводит к уменьшению коэффициента неравномерности.

Описание лабораторной установки. Работа выполняется на учебно-лабораторной установке ТММ – 2 (рис. 1), представляющей собой действующий макет машины, оснащенный различными датчиками. Основными её частями являются двигатель D , клиноременная передача $KPP\ 1$, синусный механизм – CM с маховиком M и нагрузочное устройство K компрессорного типа. Для измерения угловой скорости вала

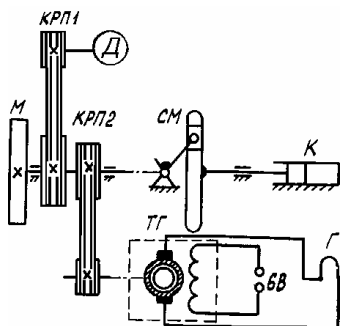


Рис. 1

кривошипа (звена приведения) синусного механизма CM служит индукционный тахогенератор $ТГ$, приводимый во вращение от этого вала при помощи клиноременной передачи $KPP\ 2$. Питание на его обмотку возбуждения подается от трансформатора с мостовым выпрямителем. Индуцированная в тахогенераторе $ТГ$ э.д.с., пропорциональная измеряемой угловой скорости, подается на гальванометр $Г$ светолучевого магнитоэлектрического осциллографа (см. рис. 2 в лабораторной работе 2).

При небольших значениях угла поворота рамки с зеркальцем в гальванометре перемещение "зайчика" на экране осциллографа пропорционально этому углу, который в свою очередь пропорционален угловой скорости вала кривошипа. Произведя тождественное преобразование зависимости (3), получим:

$$d = 2 \cdot (h_{max} - h_{min}) / (h_{max} + h_{min}), \quad (4)$$

где h_{max} , h_{min} – соответственно максимальное и минимальное отклонения светового луча по шкале экрана осциллографа.

Методика выполнения работы. Для решения поставленной задачи – определения требуемого момента инерции маховика J_M^* по заданному допускаемому коэффициенту неравномерности движения $[d]$ – необходимо экспериментальным путем получить зависимость коэффициента неравномерности движения d от момента инерции маховика J_M . Приняв во внимание, что опытное определение необходимых для этого h_{max} , h_{min} проводится три раза: при работе стенда без маховика, при установке маховика с $J_M = 0,015 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ и при установке маховика с $J_M = 0,035 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, необходимо последовательно выполнить следующие действия:

1. Убедиться, что маховик надежно закреплен при помощи гаек на шпильках шкива клиноременной передачи (если опыт требует установки маховика).
2. Проверить, подключены ли выходные клеммы тахогенератора ко входу осциллографа, то есть к одному из его гальванометров.
3. Включить осциллограф и заметить положение светового "зайчика" на шкале его экрана.
4. Подать питание ($U = 6 \text{ В}$) на обмотку возбуждения тахогенератора.
5. Убедившись, что вблизи открытых движущихся частей установки никого нет, с разрешения преподавателя включить стенд в работу.
6. Помня о начальном положении светового "зайчика", произвести отсчет максимального h_{max} и минимального h_{min} его отклонений по шкале экрана осциллографа и записать их значения в протокол лабораторной работы.
7. Отключить установку и подготовить её для проведения следующего опыта.
8. После выполнения всех опытов отключить установку, осциллограф и питание обмотки возбуждения тахогенератора.
9. По формуле (4) вычислить три значения d . Принять масштабные коэффициенты m_j , m_d и построить график $d = d(J_M)$, сделать вывод о характере полученной зависимости.

Полученный график позволяет определить момент инерции маховика J_M^* , соответствующий заданному преподавателем допускаемому значению коэффициента неравномерности движения $[d]$.

Примечание. В практике экспериментальных исследований в зависимости от требуемой достоверности результатов измерения каждый

опыт повторяется определенное количество раз и принимается среднее значение измеряемой характеристики. Ввиду ограниченности во времени в данной работе опыты проводятся только по одному разу.

Требования техники безопасности при работе на установке ТММ – 2 смотри в лабораторной работе 2.

Контрольные вопросы

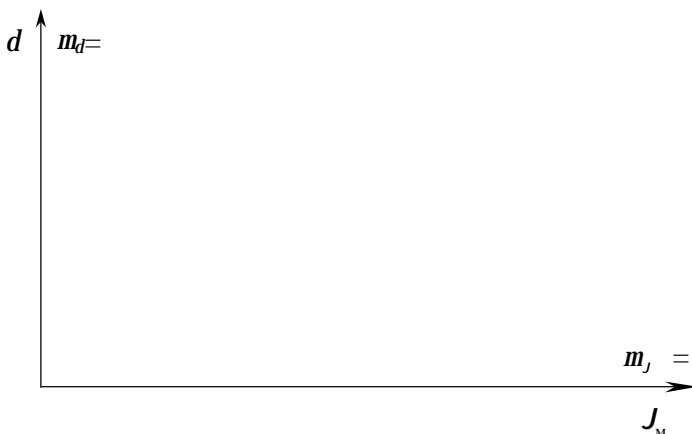
1. Какое движение называется установившимся?
2. Что является причиной изменения скорости звена приведения при установившемся движении?
3. Что такое приведённый момент движущих сил (сил сопротивления)?
4. Что такое приведённый момент инерции механизма?
5. Каков физический смысл силы производственного сопротивления для исследуемой машины?
6. Как влияют изменения скорости звена приведения на работу механизма и машины?
7. Какой показатель служит для оценки изменений скорости звена приведения внутри цикла и как он определяется?
8. Каким путем можно ограничить изменения скорости звена приведения?
9. В чем заключается цель и задача данной лабораторной работы?
10. Как производится измерение максимального и минимального значений угловой скорости кривошипа на установке ТММ – 2?
11. Что называется масштабным коэффициентом?
12. Какие выводы можно сделать по графику $d = d(J_m)$, полученному экспериментальным путём?
13. Как определяется по графику $d = d(J_m)$ момент инерции маховика J_m^* , обеспечивающий требуемое ограничение изменений угловой скорости кривошипа?

Литература: [2, с. 150 – 153], [3, с. 166 – 169], [4, с. 12 – 13]

ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 4 "ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КРИВОШИПА"	Студент _____
		Группа _____

Ограничение по коэффициенту неравномерности хода машины: $[d] =$

<i>№ опыта</i>	$J_M, \text{кг}\cdot\text{м}^2$	$h_{\min}, \text{мм}$	$h_{\max}, \text{мм}$	d
1				
2				
3				



Заданному ограничению по коэффициенту неравномерности хода машины $[d] =$ _____ удовлетворяет маховик с моментом инерции $J_M^* =$ _____

" ____ " _____ 200_г. Работу выполнил _____

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5

ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА

Цель и задачи работы. Целью данной лабораторной работы является закрепление теоретических знаний по уравновешиванию роторов с известным расположением неуравновешенных масс, приобретение навыков графоаналитического решения уравнений при уравновешивании вращающихся звеньев. Задача работы – определить корректирующие массы, их координаты при заданных неуравновешенных массах и проверить экспериментально степень эффективности уравновешивания ротора.

Общие указания. При проектировании механизмов и машин звеньям, совершающим вращательное движение, стараются придать такую форму, которая бы обеспечила расположение центра масс звена на оси вращения и совпадение с этой осью главной центральной оси инерции. Однако в некоторых случаях, вследствие особенностей конструкции, эти условия нарушаются и любое звено, например, ротор может быть в той или иной мере неуравновешенным.

Это означает, что оказываются неравными нулю или главный вектор сил инерции, или главный момент этих сил, или тот и другой одновременно. Неуравновешенность ротора приводит к дополнительным переменным нагрузкам на опоры и его изгибу.

Пусть ротор (рис. 1) имеет сосредоточенные массы m_1, m_2, m_3 в плоскостях 1, 2, 3, перпендикулярных оси вращения Z . Положения этих масс заданы радиус-векторами e_1, e_2, e_3 и полярными углами j_1, j_2, j_3 . Главный вектор сил инерции неуравновешенных масс

$$\mathbf{F}_u = \sum_{i=1}^3 \mathbf{F}_{ui} = \sum_{i=1}^3 m_i \cdot \mathbf{e}_i \cdot \omega^2, \quad (1)$$

где $\omega = \text{const}$ угловая скорость ротора.

Чтобы определить главный момент \mathbf{M}_u сил инерции \mathbf{F}_{ui} , в произвольном месте на оси вращения выбираем перпендикулярно расположенную ей плоскость приведения (например, плоскость I). В этой плоскости прикладываем по две противоположно направленные силы, равные и параллельные \mathbf{F}_{ui} . Тогда:

$$\mathbf{M}_u = \sum_{i=1}^3 \mathbf{F}_{ui} \cdot Z_i = \sum_{i=1}^3 m_i \cdot \mathbf{e}_i \cdot \omega^2 \cdot Z_i, \quad (2)$$

где Z_i – расстояние до i -ой плоскости, отсчитанное вдоль оси вращения от плоскости I .

Три вида неуравновешенности ротора определяются следующими условиями:

статическая неуравновешенность при $\dot{F}_u \neq 0$ и $\dot{M}_u = 0$;

моментная неуравновешенность при $\dot{M}_u \neq 0$ и $\dot{F}_u = 0$;

динамическая неуравновешенность при $\dot{F}_u \neq 0$ и $\dot{M}_u \neq 0$.

Чтобы устранить статическую неуравновешенность, необходимо переместить центр масс ротора на ось вращения. Этого можно добиться с помощью корректирующей массы m_k , создающей силу инерции, равную по величине и направленную противоположно \dot{F}_u . Заметим, что эта масса может быть установлена в любой плоскости, расположенной перпендикулярно оси вращения.

Для устранения моментной неуравновешенности необходимо создать пару сил инерции, уравнивающую \dot{M}_u . Этого можно добиться установкой двух одинаковых корректирующих масс m_{k2} в двух плоскостях коррекции, перпендикулярных оси вращения и расположенных друг от друга на произвольном расстоянии l (например, I и II на рис. 1)

Таким образом установкой двух одинаковых корректирующих масс m_{k2} и одной m_k можно полностью уравновесить массы m_i , то есть обеспечить динамическое уравнивание ротора. Однако эта же задача решается и более рациональным способом: двумя разными корректирующими массами. Если поместить корректирующую массу m_k в ту же плоскость I , где располагается одна из масс m_{k2} , то две оказавшиеся в этой плоскости массы можно заменить одной эквивалентной массой m_{k1} .

Величины корректирующих масс m_{k1} и m_{k2} и места их установки определяются из условий динамического уравнивания:

$$\dot{M}_u + m_{k2} \cdot \mathbf{e}_{k2} \cdot l \cdot \omega^2 = 0 ,$$

$$\dot{F}_u + m_{k2} \cdot \mathbf{e}_{k2} \cdot \omega^2 + m_{k1} \cdot \mathbf{e}_{k1} \cdot \omega^2 = 0 ,$$

где \mathbf{e}_{k1} и \mathbf{e}_{k2} – радиус-векторы, определяющие положения m_{k1} и m_{k2} .

С учётом (1) и (2) после сокращения на постоянный множитель ω^2 имеем:

$$m_1 \cdot \mathbf{e}_1 \cdot Z_1 + m_2 \cdot \mathbf{e}_2 \cdot Z_2 + m_3 \cdot \mathbf{e}_3 \cdot Z_3 + m_{k2} \cdot \mathbf{e}_{k2} \cdot l = 0 \quad (3)$$

$$m_1 \cdot \mathbf{e}_1 + m_2 \cdot \mathbf{e}_2 + m_3 \cdot \mathbf{e}_3 + m_{k2} \cdot \mathbf{e}_{k2} + m_{k1} \cdot \mathbf{e}_{k1} = 0 \quad (4)$$

Здесь $m_i \cdot \mathbf{e}_i$, $m_{k1} \cdot \mathbf{e}_{k1}$, $m_{k2} \cdot \mathbf{e}_{k2}$ и $m_i \cdot \mathbf{e}_i \cdot Z_i$, $m_{k2} \cdot \mathbf{e}_{k2} \cdot l$ – величины, характеризующие соответственно дисбалансы и моменты дисбалансов зве-

на.

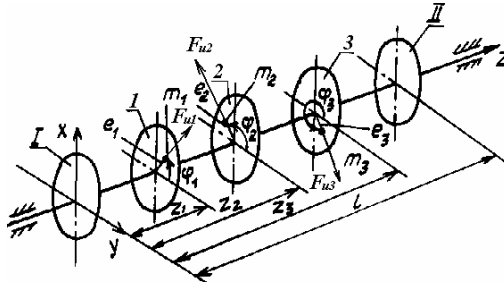


Рис. 1

Для решения уравнений (3) и (4) применим графический метод. В начале строится векторный многоугольник по уравнению (3) (рис. 2, а). Для этого следует принять масштабный коэффициент m_{MD} моментов дисбалансов звена и определить длины известных векторов, входящих в это уравнение. Значение момента дисбалансов звена $m_{k_2} \cdot e_{k_2} \cdot l$ будет определяться замыкающим вектором многоугольника. Приняв корректирующую массу m_{k_2} , определим радиус e_{k_2} ее установки. Угол j_{k_2} , определяющий направление радиус-вектора корректирующей массы, измеряется на чертеже.

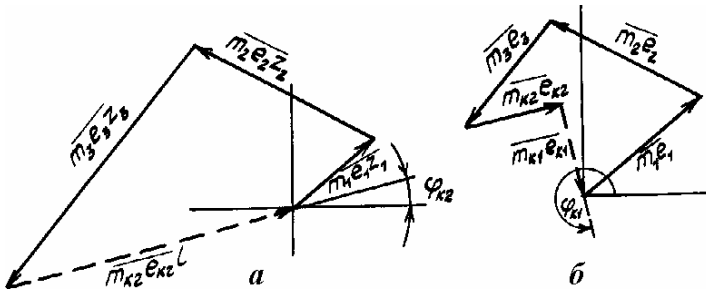


Рис. 2

Затем строится векторный многоугольник по уравнению (4) (рис. 2, б) с учетом принятого масштабного коэффициента m_D дисбалансов звена. В этом многоугольнике неизвестная величина – замыкающий вектор, модуль которого равен $m_{k_1} \cdot e_{k_1}$. Задаваясь m_{k_1} , определим e_{k_1} . Угол j_{k_1} измеряется на чертеже.

Описание лабораторной установки. Установка настольного типа (рис. 3) состоит из вала 1 и пяти жестко закрепленных на нем дисков 10 с радиальными пазами для крепления масс 2. Три средних диска предназначены для установки на них масс, которые могут создать неуравновешен-

ность любого вида, а два крайних – следует использовать для установки корректирующих масс при динамическом уравнивании. Вал смонтирован на двух стойках так, что правый конец вала может осуществлять поворот в горизонтальной плоскости. Каретка может перемещаться на шарикоподшипниках 3 по направляющей 4 в

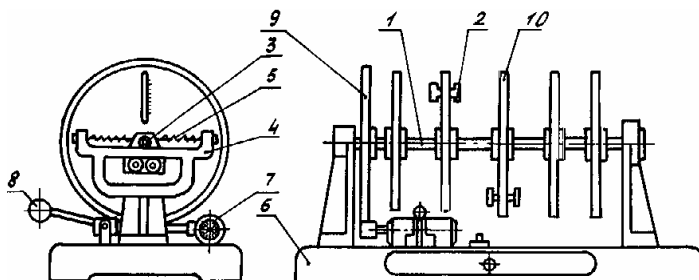


Рис. 3

горизонтальной плоскости и удерживается в центральном положении при помощи пружин растяжения 5. Основанием установки служит плита 6, на которой жестко закреплены стойки, несущие рабочий узел (вал с дисками). Вращение вала осуществляется от электродвигателя 7 посредством фрикционной передачи. Электродвигатель смонтирован у левой стойки на качающемся рычаге 8. Под рычагом установлен выключатель двойного действия. Нажатием рычага вниз фрикционный диск прижимается к диску 9, одновременно автоматически включается электродвигатель и разгоняет вал. При подъеме рычага под действием веса двигателя последний отключается от сети. В комплекте установки имеются массы различных числовых значений. Для установки масс по углу все диски имеют шкалы в градусах с согласованным между собой нулевым отсчетом.

Методика выполнения работы

1. По указанию преподавателя в протокол записываются величины и координаты неуравновешенных масс и зарисовывается схема ротора (см. рис. 1).

2. По уравнениям (3) и (4) графоаналитически (см. рис. 2, а и рис. 2, б) определяются корректирующие массы для II-ой и I-ой плоскостей коррекции при динамическом уравнивании.

3. Установив неуравновешенные массы m_1 , m_2 , m_3 в радиальные прорезы плоскостей 1, 2, 3 соответственно, удостоверяются в том, что ротор неуравновешен.

4. В прорезы дисков плоскостей коррекции I и II устанавливают корректирующие массы m_{k1} и m_{k2} и проверяют статическую уравновешенность

ротора: при повороте вручную вала ротора на любой угол он должен находиться в безразличном равновесии.

5. Разгоняют ротор и убеждаются в его динамической уравновешенности. Правый конец ротора не должен иметь колебаний. Выполняя лабораторную работу, необходимо строго соблюдать требования техники безопасности:

- 1) установку масс в прорези дисков и самих дисков выполнять при отключенном от сети электродвигателе;
- 2) закрепление неуравновешенных и корректирующих масс в прорезях всех дисков должно быть надежным;
- 3) стоять в плоскостях дисков с закрепленными массами и касаться их при вращающемся роторе запрещается.

Контрольные вопросы

1. Что такое неуравновешенность ротора?
2. Каковы причины возникновения неуравновешенности ротора?
3. Какими условиями определяется каждый из трёх видов неуравновешенности ротора?
4. Чему равен главный вектор сил инерции?
5. Как определить главный момент сил инерции?
6. Сколько корректирующих масс необходимо поставить при статическом уравновешивании?
7. Как устраняется моментная неуравновешенность?
8. Сколько плоскостей коррекции необходимо выбрать и как?
9. Каким образом устраняется динамическая неуравновешенность ротора?

Литература: [1, с. 292 – 296], [3, с. 211 – 215], [4, с. 13 – 15].

ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 5 "ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА"	Студент _____
		Группа _____

Схема установки и расположение неуравновешенных масс

Массы, г				
m_1	m_2	m_3	m_{k1}	m_{k2}
Радиус-векторы, мм				
e_1	e_2	e_3	e_{k1}	e_{k2}
Дисбалансы, г·мм				
m_1e_1	m_2e_2	m_3e_3	$m_{k1}e_{k1}$	$m_{k2}e_{k2}$
Углы дисб. и коррект. масс, град				
j_1	j_2	j_3	j_{k1}	j_{k2}
Расстояние до плоскости I, мм				
Z_1	Z_2	Z_3	l	
Моменты дисбалансов, г·мм ²				
$m_1e_1Z_1$	$m_2e_2Z_2$	$m_3e_3Z_3$	$m_{k2}e_{k2}l$	

Векторный многоугольник по уравнению (3)

Векторный многоугольник по уравнению (4)

" ____ " _____ 200_г. Работу выполнил _____

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 6

ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА

Цель и задачи работы. Целью лабораторной работы является практическое ознакомление с проблемой уравнивания вращающихся звеньев при неизвестном расположении неуравновешенных масс. Задачи лабораторной работы: освоить терминологию, метод и область применения динамической балансировки; научиться методически правильно с соблюдением техники безопасности выполнять эксперимент; обработать опытные данные и найти параметры одной корректирующей массы.

Общие указания. Балансировкой называется процесс определения значений и углов дисбалансов ротора и уменьшения их корректировкой его масс. Она выполняется на специальных балансировочных станках. Ротором будем называть тело, которое при вращении удерживается своими несущими поверхностями в опорах. Следовательно, к роторам относятся роторы электродвигателей и генераторов, коленчатые валы, трубы карданных валов и т.д.

Неуравновешенность роторов приводит к возникновению добавочных динамических реакций в опорах, увеличению трения и износа, возникновению вибраций, отрицательно сказывающихся на качестве выполняемого технологического процесса, на зданиях, сооружениях и здоровье обслуживающего персонала. Особенно опасны вибрации в области, близкой к резонансу. Причинами неуравновешенности могут быть неравномерное распределение материала в результате неточностей изготовления и сборки, неоднородность материала, своеобразие конструкции.

Динамической балансировке подвергаются роторы, имеющие большую протяженность вдоль оси вращения.

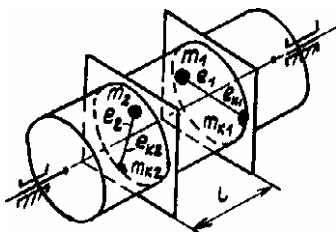


Рис. 1

Неуравновешенность ротора может быть представлена в виде двух неодинаковых масс m_1 и m_2 (рис. 1), расположенных в двух плоскостях, находящихся на расстоянии l одна от другой. Динамическая балансировка достигается постановкой двух неодинаковых корректирующих масс, расположенных в этих же плоскостях ("плоскостях коррекции") или удалением эквивалентных

масс – чаще всего высверливанием – в диаметрально противоположных корректирующим массам местах.

Поскольку величины и положения масс m_1 и m_2 неизвестны, задача определения величин и положений корректирующих масс m_{k1} и m_{k2} решается на основании данных опытов.

В лабораторной работе определяются параметры одной корректирующей массы, так как параметры другой находятся аналогично.

Для определения корректирующей массы m_{kl} и её полярных координат e_{kl} , и \dot{j}_{kl} надо выполнить три опыта.

В первом опыте находится резонансная амплитуда A_1 от сил инерции неуравновешенных масс ротора. Так как при резонансе амплитуда вынужденных колебаний может считаться пропорциональной амплитуде возмущающего фактора, то:

$$A_1 = m \cdot F_1 = m \cdot m_1 \cdot e_1 \cdot \omega^2, \quad (1)$$

где m – неизвестный коэффициент пропорциональности;
 F_1 – сила инерции неуравновешенной массы m_1 (рис. 2, а).

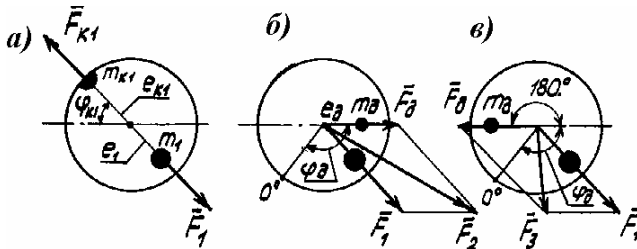


Рис. 2

Во втором опыте в произвольном месте плоскости коррекции I под углом \dot{j}_0 к полярной оси на расстоянии e_0 от оси вращения закрепляется добавочная масса m_0 , роль которой заключается в определении коэффициента m . Резонансная амплитуда A_2 будет теперь пропорциональна F_2 – векторной сумме сил инерции неуравновешенной массы и добавочной массы m_0 (рис. 2, б), т.е.

$$A_2 = m \cdot F_2 \quad (2)$$

В третьем опыте добавочная масса m_0 поворачивается на 180° (рис. 2, в), измеряется резонансная амплитуда A_3 :

$$A_3 = m \cdot F_3 \quad (3)$$

Так как параллелограммы сил на рис. 2, б и 2, в одинаковы и каждой силе пропорциональна соответствующая амплитуда A , то из параллелограмма амплитуд (рис. 3) можно найти амплитуду A_0 . По свойству параллелограмма:

$$2A_1^2 + 2A_0^2 = A_2^2 + A_3^2$$

получим:

$$A_0 = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}} \quad (4)$$

Амплитуда A_0 пропорциональна силе инерции добавочной массы m_0 .

$$A_0 = m \cdot m_0 \cdot e_0 \cdot \omega^2, \quad (5)$$

следовательно,

$$m = \frac{A_0}{m_0 \cdot e_0 \cdot \omega^2}.$$

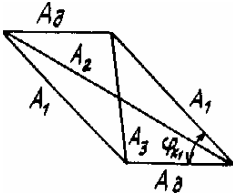


Рис. 3

Т.к. силы инерции неуравновешенной массы и корректирующей должны быть равны (рис.2, а), то с учетом формулы (5) получим:

$$A_l = m \cdot F_l = m \cdot F_{kl} = m \cdot m_{kl} \cdot e_{kl} \cdot \omega^2 = \frac{A_0}{m_0 \cdot e_0 \cdot \omega^2} \cdot m_{kl} \cdot e_{kl} \cdot \omega^2,$$

откуда, задавшись массой m_{kl} , будем иметь:

$$e_{kl} = e_0 \cdot \frac{A_l}{A_0} \cdot \frac{m_0}{m_{kl}}, \quad (6)$$

Угол коррекции j_{kl} находится по теореме косинусов из параллелограмма амплитуд: т.к.

$$A_3^2 = A_l^2 + A_0^2 - 2A_l \cdot A_0 \cdot \cos j_{kl},$$

то

$$j_{kl} = \arccos \frac{A_l^2 + A_0^2 - A_3^2}{2A_l \cdot A_0} \quad (7)$$

Описание лабораторной установки. Балансировочный станок

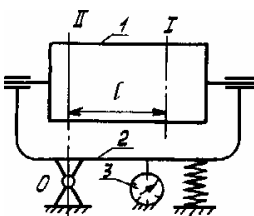


Рис. 4

системы Б.В. Шитикова представляет собой массивную станину с подвижной рамой-люлькой 2 (рис. 4), которая может совершать колебания только в вертикальной плоскости за счет особой конструкции опоры 0. В горизонтальном положении люлька поддерживается пружиной или рессорой. Резонансная амплитуда колебаний может быть измерена индикатором 3 с фиксируемой стрелкой.

На балансируемом роторе 1 выбираются плоскости коррекции I и II. На учебных балансировочных станках плоскости коррекции вы-

полнены в виде двух дисков, которые могут вращаться вокруг оси ротора и

фиксируются двумя винтами; полярный угол отсчитывается по круговой шкале в градусах. Диски имеют радиальные прорезы, в которых могут быть закреплены массы; шкала в мм показывает расстояние от оси вращения ротора.

Ротор устанавливается в подшипниках люльки так, чтобы плоскость коррекции II проходила через опору O – тогда амплитуда колебаний зависит только от массы в плоскости I .

Перед проведением опытов ротор с люлькой устанавливаются горизонтально по имеющемуся на станке уровню. Установочные винты на станине фиксируются контргайками.

Ротор приводится во вращение разгонным устройством оригинальной конструкции: электродвигатель укреплен на рычаге с шаровой рукояткой, по другую сторону от оси вращения рычага находится кнопочный выключатель. При плавном нажатии на шаровую рукоятку рычаг поворачивается, срабатывает кнопочный выключатель и насаженный на вал электродвигателя обрешиненный диск соприкасается с ротором. Ротор вращается за счет сил трения между диском и ротором. Во время опытов ротор разгоняют до частоты вращения n , большей собственной частоты ν системы "люлька-ротор": момент прохождения резонанса виден по возрастающим колебаниям люльки. После отключения разгонного устройства частота вращения ротора уменьшается из-за трения в подшипниках ротора и сопротивления воздуха. С приближением n к ν амплитуда колебаний нарастает и в момент резонанса становится максимальной, после чего амплитуда резко уменьшается.

Методика выполнения работ

1. Люлька с ротором при помощи регулировочных винтов станины устанавливается по уровню в горизонтальном положении.
2. Диск плоскости коррекции I двумя винтами закрепляется в произвольном положении; по круговой шкале считывается угол φ_0 .
3. Индикатор для замера амплитуд устанавливается на ноль.
4. Проводятся несколько предварительных опытов для ознакомления с работой установки, замером амплитуд и визуальным определением зарезонансного значения частоты вращения n .
5. Производится измерение амплитуды A_1 от собственной неуравновешенности ротора. Опыт повторяется 3 раза, результаты измерений заносятся в протокол.
6. На выбранном расстоянии e_0 устанавливается добавочная масса m_0 . Измеряется амплитуда A_2 . Опыт повторяется 3 раза.
7. Поворотом диска I плоскости коррекции на 180° добавочная масса устанавливается в диаметрально противоположное место. Угол φ_0

$+180^\circ$ отсчитывается по шкале. Измеряется амплитуда A_3 . Опыт повторяется 3 раза.

8. По формулам (4), (6) и (7) вычисляются A_∂ , e_{kl} и φ_{kl} . Корректирующей массой m_{kl} задаться так, чтобы радиус e_{kl} был от 40 до 80 мм.

9. Снимается добавочная масса, в этой же прорези диска на расстоянии e_{kl} закрепляется корректирующая масса m_{kl} , диск устанавливается последовательно в двух положениях под углами $\varphi_{kl}^* = (\varphi_\partial + 180^\circ) \pm \varphi_{kl}$, опытным путем находится его действительное положение и замеряется амплитуда A_∂ остаточной неуравновешенности.

Все данные опытов и расчеты заносятся в протокол. При выполнении лабораторной работы надо строго соблюдать требования техники безопасности:

1) делать отсчёты по круговой шкале диска, устанавливать добавочную или корректирующую массы только при отключенном от сети электродвигателе;

2) добавочная и корректирующая массы должны надёжно крепиться в пазах диска;

3) при вращающемся роторе нельзя стоять в плоскости диска, в котором закреплена масса;

4) нельзя прикасаться рукой к вращающемуся ротору.

Контрольные вопросы

1. Что называется ротором?

2. Каковы виды неуравновешенности? Какими условиями определяется каждый вид?

3. Что называется балансировкой?

4. Какой вид неуравновешенности устраняется при динамической балансировке?

5. Какие детали и почему подвергаются динамической балансировке?

6. Как практически устраняется неуравновешенность?

7. Как выбрать плоскости коррекции?

8. Каковы причины возникновения вибраций?

9. Что такое резонанс и каковы его признаки?

10. Что обозначено символом A ?

11. Что обозначено символами A_1 , A_2 , A_3 , A_∂ ?

12. Какова роль добавочной массы?

13. Какими параметрами характеризуется корректирующая масса?

14. Как и почему так устанавливается ротор в подшипники люльки?

Литература: [1. с. 296 – 300], [3. с. 215 – 223], [4. с. 13 – 15].

ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 6 "ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА"	Студент _____ Группа _____																													
Схема установки																															
Определение амплитуд колебаний		Принятые величины																													
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th rowspan="2" style="padding: 5px;">Измерения</th> <th colspan="4" style="padding: 5px;">Амплитуды</th> </tr> <tr> <th style="padding: 5px;">A_1</th> <th style="padding: 5px;">A_2</th> <th style="padding: 5px;">A_3</th> <th style="padding: 5px;">A_0</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;"><i>1</i></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;"><i>2</i></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;"><i>3</i></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> </tr> <tr> <td style="text-align: center; padding: 5px;">Среднее значение</td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> <td style="width: 25px;"></td> </tr> </tbody> </table>	Измерения	Амплитуды				A_1	A_2	A_3	A_0	<i>1</i>					<i>2</i>					<i>3</i>					Среднее значение					$\varphi_0 =$ $\varphi_0 + 180^\circ =$ $m_0 =$ $e_0 =$ $m_{kl} =$
Измерения	Амплитуды																														
	A_1	A_2	A_3	A_0																											
<i>1</i>																															
<i>2</i>																															
<i>3</i>																															
Среднее значение																															
Результаты вычисления																															
$A_0 =$ $e_{kl} =$ $\varphi_{kl} =$ $\varphi^*_{kl} =$																															
Действительный угол коррекции $\varphi^*_{kl} =$																															
" ____ " _____ 200_г. Работу выполнил _____																															

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 7

РАСШИФРОВКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ НУЛЕВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Цели и задача работы. Цели лабораторной работы – ознакомиться с конструкцией зубчатых колёс, получить практические навыки измерения зубьев, освоить соответствующую терминологию.

Задача лабораторной работы – определить модуль и основные размеры предложенного для исследования цилиндрического эвольвентного нулевого прямозубого зубчатого колеса.

Общие указания. Зубчатое колесо, зубья которого изготовлены без смещения исходного производящего контура, называется нулевым.

Расстояние между одноимёнными (т.е. левыми или правыми) профилями двух соседних зубьев, измеренное по дуге какой-либо окружности, называется шагом. Чаще всего для расчётов необходимы делительный и основной шаг, измеренные соответственно по делительной и основной окружностям.

В таблице 1 приводятся формулы для расчёта размеров нулевого зубчатого колеса.

Таблица 1

Наименование	Обозначение	Расчётная формула
Делительный шаг	p	$p \cdot m$
Основной шаг	p_e	$p \cdot \cos \alpha$
Диаметр делительный	d	$m \cdot z$
Диаметр основной	d_e	$d \cdot \cos \alpha$
Диаметр вершин	d_a	$m(z + 2 \cdot h_a^*)$
Диаметр впадин	d_f	$m(z - 2 \cdot h_a^* - 2 \cdot c^*)$
Высота делительной головки зуба	h_a	$h_a^* \cdot m$
Высота делительной ножки зуба	h_f	$(h_a^* + c^*) \cdot m$
Делительная толщина зуба	S	$p / 2$
Половина делительной угловой толщины зуба	y	$90^\circ / z$
Делительная толщина по хорде зуба	\bar{S}	$d \cdot \sin y$
Делительная высота до хорды зуба	\bar{h}_a	$(d_a - d \cdot \cos y) / 2$

Параметрами нулевого цилиндрического эвольвентного прямозубого колеса являются: z – число зубьев, m – модуль, α – угол профиля зуба исходного контура рейки, h_a^* – коэффициент высоты головки зуба, c^* – коэффициент радиального зазора.

Число зубьев z колеса известно. Параметры $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $c^* = 0,25$ устанавливаются ГОСТ 16530 – 83 на исходный контур зубчатых колёс. Модуль зубчатого колеса m определяется в процессе выполнения лабораторной работы. Это тоже – стандартная линейная величина, в p раз меньшая делительного шага. От модуля зависит величина зуба, а вместе с другими перечисленными выше параметрами именно он определяет все размеры зубчатого венца, как это видно из таблицы 1.

Формулы для делительной толщины по хорде зуба \bar{S} и делительной высоты до хорды зуба \bar{h}_a получены на основании рис. 1 с учётом того, что нулевое колесо имеет равноделённый делительный шаг, то есть делительная толщина зуба S равна делительной ширине впадины e . Показанный на этом же рисунке центральный угол τ – угловой шаг зубьев.

Для определения модуля воспользуемся свойством эвольвенты: нормаль к эвольвенте в любой точке касательна к основной окружности, и расстояние между эвольвентами, измеренное по нормали, равно расстоянию между точками возврата. На рис. 2 нормаль к эвольвентам в точках A_1 и B_1 – n_1n_1 , нормаль к эвольвентам в точках A_2 и B_2 – n_2n_2 . Точки N_1 и N_2 – точки касания нормалей основной окружности, A_0 и B_0 – точки возврата, $\cup A_0B_0 = A_1B_1 = A_2B_2$.

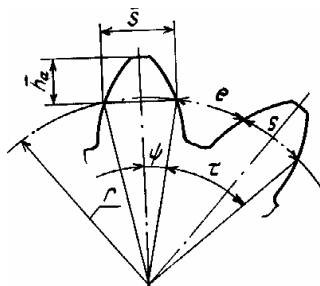


Рис. 1

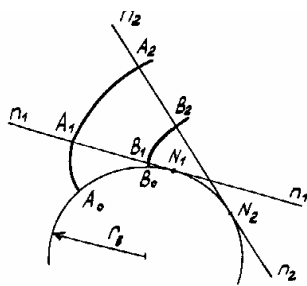


Рис. 2

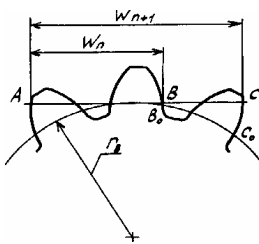


Рис. 3

На основании этого свойства прямая ABC , касательная к основной окружности (рис. 3), является общей нормалью к профилям зубьев в точках A, B, C . Если катить её без скольжения по основной окружности, то точки B и C , описывая эвольвенты, совместятся с точками B_0 и C_0 . Так как дуга B_0C_0 является основным шагом, длина отрезка BC равна основному шагу зубчатого колеса, то есть

$$W_{n+1} - W_n = p_b, \quad (1)$$

где W_{n+1} и W_n – измеренные с помощью штангенциркуля длины общей нормали соответственно для $n+1$ и n зубьев (на рис. 3 показано изменение длины общей нормали соответственно для трёх и двух зубьев).

Основной шаг будет определён правильно с помощью таких измерений только в том случае, если губки штангенциркуля будут располагаться по касательным к эвольвентным профилям зубьев. Это условие будет выполняться, если число зубьев, подлежащих измерению, выбирать по таблице 2.

Таблица 2

z	12 – 18	19 – 27	28 – 36	37 – 45	46 – 54	55 – 63
n	2	3	4	5	6	7

Зная основной шаг и используя формулу таблицы 1, можно вычислить модуль зубчатого колеса:

$$m = \frac{P_b}{p \cdot \cos \alpha} \quad (2)$$

Если измерить диаметр вершин, то модуль можно вычислить на основании формулы для d_a , приведённой в таблице 1.

$$m = \frac{d_a}{z + 2 \cdot h_a^*} \quad (3)$$

Вследствие погрешностей изготовления и измерений, износа профилей зубьев полученные значения модуля как по формуле (2), так и по формуле (3) будут приближёнными. Так как значения модуля стандартизованы, то действительным будет тот стандартный модуль, к которому близки оба полученные значения.

Лабораторное оборудование и приборы

Для выполнения лабораторной работы необходимо иметь нулевое цилиндрическое эвольвентное прямозубое колесо, штангенциркуль, штангензубомер.

Методика выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев колеса z .
2. По табл. 2 определить число зубьев n , при охвате которых губки штангенциркуля будут касаться профилей на эвольвентных участках.
3. Охватить губками штангенциркуля n зубьев и измерить длину отрезка их общей нормали W_n . Замеры следует проводить 3 раза в разных местах, примерно через 120° . Определить среднее значение результатов замеров.

Примечание. Все последующие замеры следует производить 3 раза и определять их среднее значение.

4. Охватить губками штангенциркуля $n + 1$ зубьев и измерить длину их общей нормали W_{n+1} .

5. Определить основной шаг зубчатого колеса по формуле (1).

6. Определить модуль зубчатого колеса по формуле (2).

7. Измерить диаметр вершин d_a . При этом следует иметь в виду,

что непосредственным измерением штангенциркулем можно определить диаметр вершин только при четном количестве зубьев. При нечетном числе зубьев измеряют диаметр отверстия и размер l_1 (рис. 4), и

$$d_a = d_{\text{отв}} + 2 \cdot l_1.$$

В дальнейшем потребуется значение диаметра впадин d_f . При четном числе зубьев d_f измеряем непосредственно штангенциркулем, при нечетном – вычисляем с помощью размера l_2 :

$$d_f = d_{\text{отв}} + 2 \cdot l_2.$$

8. Определить модуль по формуле (3).

9. Принять модуль по ГОСТ 9563 – 85 из следующего ряда стандартных значений, встречающихся при выполнении лабораторной работы: 2; 2,25; 2,5; 3; 3,25; 3,5; 4; 5; 6; 7; 8; 9; 10. При выборе стандартного модуля необходимо, чтобы оба значения модуля, полученные по формулам (2) и (3), были близки к одному и тому же стандартному значению.

10. Произвести расчет делительного шага, диаметров делительного и основного, используя формулы табл. 1.

11. Высоту головки h_a и высоту ножки h_f рассчитать по формулам табл. 1, а также, используя измерения диаметров вершин и впадин:

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}; \quad h_f = \frac{d - d_f}{2}.$$

Сравнить значения h_a и h_f , полученные разными способами.

12. Рассчитать половину делительной угловой толщины зуба u , делительную толщину по хорде зуба \bar{S} и делительную высоту до хорды зуба \bar{h}_a по формулам таблицы 1.

13. Измерить делительную толщину по хорде зуба штангензубомером. Штангензубомер имеет две шкалы с нониусами. Установочную планку 3

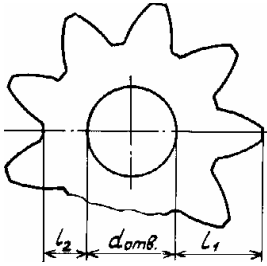


Рис. 4

(рис.5) установить с помощью шкалы 2 на размер \bar{h}_a и измерить делительную толщину по хорде зуба с помощью шкалы 1. Сравнить размеры \bar{S} , полученные замером и ранее расчетом.

14. Заполнить бланк протокола.

Контрольные вопросы

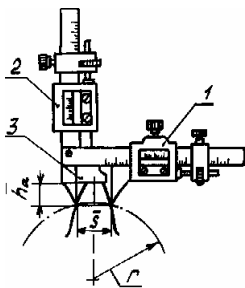


Рис. 5

1. Какая кривая называется эвольвентой окружности?
2. Какая окружность называется основной?
3. Какое свойство эвольвенты используется в данной лабораторной работе?
4. Что такое модуль зубчатого колеса?
5. Какая окружность называется делительной?
6. Что такое угловой шаг зубьев?
7. Какой шаг зубчатого колеса называется делительным, основным?
8. Какие параметры определяют размеры нулевого цилиндрического эвольвентного прямозубого колеса?

9. Что такое a , h_a^* , c^* ? Какие значения они имеют согласно ГОСТ 16530 – 83?

10. По каким формулам вычисляются основные параметры колеса?

Литература: [2, с. 358 – 364], [3, с. 32 – 37], [4, с. 19 – 20].

ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 7 "РАСШИФРОВКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ НУЛЕВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС"	Студент _____ Группа _____				
Эскиз к определению основного шага p_b , мм		Эскиз измерения делительной толщины зуба по хорде, мм				
Параметры зубчатого колеса						
z	a°	h_a^*	c^*	m , мм	m , мм	m по ГОСТ
Результаты измерений				Расчёт размеров зубчатого колеса		
Обозн.	1	2	3	Средн.	Обозн.	Формулы и вычисления
W_n , мм					p , мм	
W_{n+1} , мм					d , мм	
$d_{омв}$, мм					d_σ , мм	
l_1 , мм					h_a , мм	
l_2 , мм					h_f , мм	
d_a , мм					y°	
d_f , мм					\bar{h}_a , мм	
\bar{S} , мм					\bar{S} , мм	
" ____ " _____ 200_г. Работу выполнил _____						

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 8

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СМЕЩЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА НА ФОРМУ ПРОФИЛЯ ЗУБА

Цель лабораторной работы. Целью лабораторной работы является практическое ознакомление с наиболее распространенным методом нарезания зубчатых колес – методом обкатки, изучение влияния коэффициентов смещения на форму зубьев, усвоение способа устранения подрезания зубьев.

Задачи лабораторной работы: освоить терминологию, имитировать процесс нарезания нулевых, положительных (из условия отсутствия подрезания зубьев) и отрицательных зубчатых колес и дать их сравнительный анализ.

Общие указания. На практике широко применяется нарезание зубчатых колес методом обкатки инструментом реечного типа (инструментальная рейка, червячная фреза). Процесс нарезания этим методом заключается в том, что нарезаемому колесу и инструменту сообщают такое относительное движение, какое имели бы они, находясь в зацеплении. Зубчатое зацепление производящей рейки с нарезаемым зубчатым колесом называется станочным зацеплением, а производящая рейка – это рейка, огибающей которой в относительном движении является требуемая поверхность зуба нарезаемого колеса. Поэтому размеры производящей рейки и её положение по отношению к заготовке полностью определяют форму зуба. Размеры производящей рейки устанавливаются ГОСТ 16530 – 83 на исходный контур цилиндрических зубчатых колес (рис. 1).

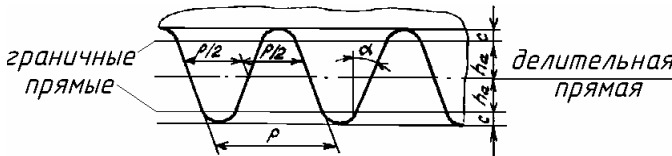


Рис. 1

$$p = p \cdot m, \quad c = c^* \cdot m, \quad h_a = h_a^* \cdot m, \quad h_a^* = 1, \quad c^* = 0,25, \quad a = 20^\circ.$$

При установке производящей рейки для зубонарезания кроме прямых, обозначенных на рисунке 1, различают параллельную им начальную, которая касается делительной окружности нарезаемого колеса в точке P , называемой полюсом станочного зацепления (рис. 2 и рис. 4). Расстояние между делительной и начальной прямыми называется смещением $X = x \cdot m$, где x – коэффициент смещения.

В зависимости от положения начальной прямой различают нулевые,

положительные и отрицательные колеса (рис. 2). На рис. 2, а показана установка производящей рейки для нарезания нулевого колеса. Смещение, а, следовательно, и коэффициент смещения равны нулю ($X = x \cdot m = 0$). На рис. 2, б показана установка производящей рейки для нарезания положительного колеса. В этом случае смещение и его коэффициент положительны ($X = x \cdot m > 0$). И, наконец, на рис. 2, в показана установка приводящей рейки для нарезания отрицательного

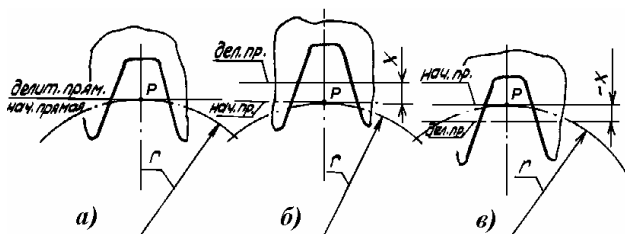


Рис. 2

колеса. В этом случае смещение и его коэффициент отрицательны ($X = x \cdot m < 0$). На рис. 3 показаны профили зубьев трёх колёс, имеющих одинаковый модуль, число зубьев, нарезанных одним и тем же инструментом, но при различной установке. При этом имеем одинаковые делительные и основные окружности, одну и ту же эвольвенту, но разные профили зубьев, т.к. используются различные участки эвольвенты.

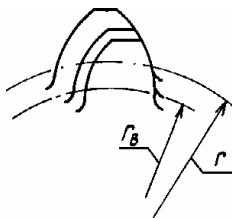


Рис. 3

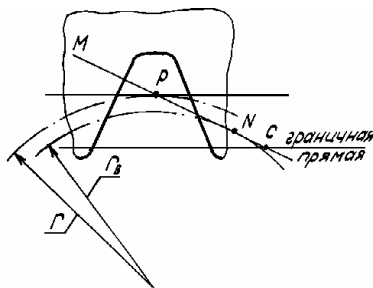


Рис. 4

В этом случае имеем разные толщины зубьев на делительной окружности и окружности вершин, углы профиля α_a и радиусы кривизны AN на окружности вершин (рис. 3 и рис. 5).

Профиль зуба колеса состоит из двух участков: эвольвентного, расположенного вне основной окружности, и неэвольвентного, примы-

кающего к окружности впадин. Для обеспечения правильного зацепления зубчатых колёс кривые, описывающие эти участки, должны геометрически

сопрягаться, плавно переходя одна в другую. Однако, если при зубонарезании граничная точка C активной линии станочного зацепления располагается вне участка MN (см. рис. 4), эти кривые пересекаются (см. рис. 5), и зуб оказывается подрезанным у основания. Подрезание уменьшает эвольвентный участок профиля и ослабляет зуб в его опасном сечении.

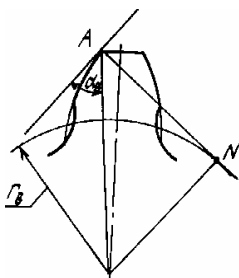


Рис. 5

Нулевое колесо, как известно, окажется подрезанным при числе зубьев меньше 17. В этом случае для устранения подрезания необходимо нарезать положительное колесо. Наименьшее смещение, достаточное для устранения подрезания, будет:

$$X_{\min} = x_{\min} \cdot m, \quad (1)$$

где

$$x_{\min} = \frac{17 - z}{17}. \quad (2)$$

В табл. 1 приведены формулы, по которым вычисляются радиусы окружностей зубчатого колеса.

Таблица 1

Радиус	Обозначение	Расчётная формула
Делительный	r	$mz/2$
Основной	r_e	$r \times \cos \alpha$
Вершин	r_a	$m(z/2 + x + h_a^* - \Delta y)$
Впадин	r_f	$m(z/2 + x - h_a^* - c^*)$

Положим $\Delta y = 0$. В этом случае будем иметь одинаковую высоту зуба при различных значениях коэффициентов смещения x . Это удобно при исследовании влияния коэффициентов смещения на углы профилей и радиусы кривизны на окружностях вершин зубчатых колёс.

Лабораторное оборудование и приборы. Лабораторная работа проводится на приборе ТММ – 42 (рис. 6), имитирующем нарезание зубьев производящей рейкой методом обкатки. Основными частями прибора являются диск 1 и зубчатая рейка 4. Диаметр диска 1 равен диаметру делительной окружности. На рейке нанесена риска 8, изображающая делительную прямую, а также выгравированы значения: d – делительный диаметр, m – модуль и α – угол профиля рейки. На диске 1 сверху закреплен диск 2 из оргстекла, на котором указан диаметр бумажной заготовки, для крепления которой служат крышка 12 и винт 15. Диски 1 и 2 могут вращаться вокруг неподвижной оси. Зубчатая рейка 4 расположена с небольшим зазором над

диском 2 и закреплена винтами 7 на каретке 5, которая может перемещаться влево и вправо в направляющих плиты 3. Обкатка без проскальзывания начальной прямой рейки по делительной окружности заготовки обеспечивается струной 11, охватывающей диск 1 по всей окружности. Струна правым концом прикреплена к каретке 5, а левым – к захвату, установленному также на каретке. Захват с помощью эксцентрикового механизма с рукояткой 13 создает натяжение струны. Прямолинейный участок струны

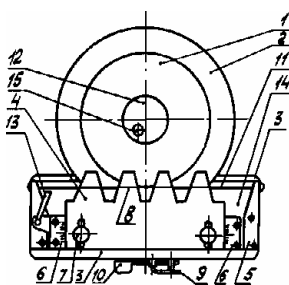


Рис. 6

расположен вдоль горизонтального ребра планки 14, соединенной с кареткой. Таким образом, это ребро играет роль начальной прямой рейки. При каждом нажатии на рычаг 10 храпового механизма рабочая собачка его передвигает рейку на 2 – 3 мм влево, соответственно, поворачивая диск 1. При освобождении рычага 10 запирающая собачка надежно фиксирует рейку. В приборе предусмотрена возможность свободного перемещения рейки влево и вправо. Для этого

необходимо отвести рычаг 9 влево, что выведет из зацепления с кареткой храповой механизм. Смещение рейки отсчитывается по шкалам 6.

Методика выполнения работы

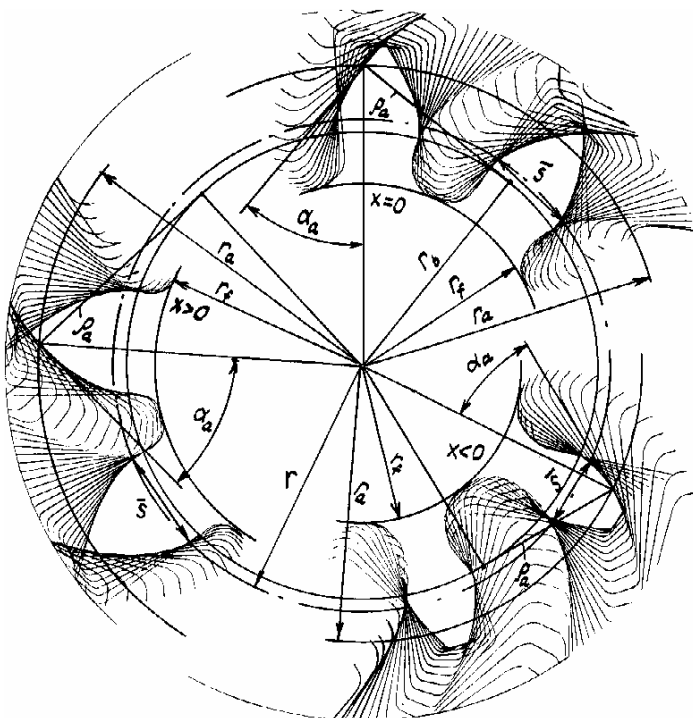
1. Наложить бумажный круг на диск 2, прижать его крышкой 12 и закрепить винтом 15.
2. Установить рейку 4 в положение, соответствующее $X = 0$ и закрепить винтами 7.
3. Отвести рычаг 9 влево и подать каретку с рейкой в крайнее правое положение. Рычаг 9 вернуть в исходное положение.
4. Очертить контур зубьев рейки на бумажном круге. Нажатием на рычаг 10 переместить каретку с рейкой влево на один шаг храпового механизма и вновь очертить контур зубьев рейки. Повторять эти действия до тех пор, пока на бумажном круге полностью очертятся два зуба. Для этого достаточно очерчивать две впадины рейки.
5. Повторить п. 3.
6. Поворотом рукоятки 13 против часовой стрелки ослабить струну 11. Повернуть диски 1 и 2 примерно на 120° . Вернуть рукоятку 13 в исходное положение, натягивающее струну.
7. Из зависимости $d = m \cdot z$ определить число зубьев.
8. Вычислить смещение производящей рейки для устранения подрезания по формулам (1) и (2).
9. Установить рейку 4 в положение, соответствующее X_{min} .

10. Повторить пп. 4, 3 и 6.
11. Установить рейку 4 в положение, соответствующее – X_{min} .
12. Повторить п. 4.
13. Снять с прибора бумажный круг.
14. Рассчитать, пользуясь табл. 1, радиус основной окружности, радиусы окружностей вершин и впадин.
15. Нанести на бумажный диск все окружности.
16. Показать делительные толщины по хордам зубьев \bar{S} , углы профилей α_a и радиус кривизны $AN = \rho_a$ на окружностях вершин. Замерить их.
17. Исследовать, как изменяются делительные толщины по хордам зубьев, углы профиля и радиусы кривизны на окружностях вершин в зависимости от коэффициента смещения производящей рейки при нарезании.
18. Заполнить бланк протокола, построить графики. Приложить бумажный круг с профилями зубьев.

Контрольные вопросы

1. В чем сущность метода обкатки?
2. Что такое производящая зубчатая рейка?
3. Какое зацепление называется станочным?
4. Какая окружность называется делительной?
5. Что такое основная окружность?
6. Как связаны скорость перемещения инструментальной рейки и угловая скорость заготовки при зубонарезании методом обкатки?
7. Какая прямая производящей рейки называется делительной, начальной?
8. Какое колесо называется нулевым, положительным, отрицательным?
9. Чему равно минимальное число зубьев нулевого колеса, нарезаемого без подрезания?
10. Как можно устранить подрезание зуба?
11. Как определить X_{min} для устранения подрезания?
12. Какой угол называется углом профиля зуба?
13. Как определить радиус кривизны профиля зуба?

Литература: [2, с. 367 – 377], [3, с. 26 – 32], [4, с. 19 – 22].



ВНУ Кафедра "Машиноведение"	ПРОТОКОЛ лабораторной работы 8 "ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СМЕЩЕНИЯ НА ФОРМУ ПРОФИЛЯ ЗУБА"	Студент _____
		Группа _____

Заданные величины

Обозначен.	Значения
$t, мм$	
h_a^*	
c^*	
a°	
$d, мм$	

Общие размеры зубчатых колёс

Обозначен.	Формулы и вычисления
z	
$p, мм$	
$r_o, мм$	

Колесо с $x =$

Обозначен.	Формулы и вычисления
$r_a, мм$	
$r_f, мм$	

Обозначен.	Результ. замеров
$\bar{S}, мм$	
$\rho_a, мм$	
a_a°	

Колесо с $x =$

Обозначен.	Формулы и вычисления
$r_a, мм$	
$r_f, мм$	

$\bar{S}, мм$	
$\rho_a, мм$	
a_a°	

Колесо с $x =$

Обозначен.	Формулы и вычисления
$r_a, мм$	
$r_f, мм$	

$\bar{S}, мм$	
$\rho_a, мм$	
a_a°	

\bar{S} ↑ $\mu_s =$
 ρ_a ↑ $\mu_\rho =$
 a_a ↑ $\mu_a =$

_____ $\mu_x =$
 x →

" ____ " _____ 200_г. Работу выполнил _____

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоблевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.
3. Юденич В.В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1962. – 288 с.

4. Методические указания к самостоятельной работе по дисциплине "Теория механизмов и машин" (для студентов всех специальностей). / Сост. В.И. Бирюков, Н.В. Манько. – Луганск, ВУГУ, 1997. – 32с.

СОДЕРЖАНИЕ

<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1</i>	
<i>СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ</i>	<i>3</i>
<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2</i>	
<i>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ, СКОРОСТЕЙ И УСКОРЕНИЙ ПОЛЗУНА</i>	<i>9</i>
<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3</i>	
<i>ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ.....</i>	<i>17</i>
<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4</i>	
<i>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА КРИВОШИПА</i>	<i>24</i>
<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5</i>	
<i>ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА</i>	<i>29</i>
<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 6</i>	
<i>ДИНАМИЧЕСКАЯ БАЛАНСИРОВКА РОТОРА</i>	<i>35</i>
<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 7</i>	
<i>РАСШИФРОВКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ НУЛЕВЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС</i>	<i>41</i>
<i>ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 8</i>	
<i>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СМЕЩЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА НА ФОРМУ ПРОФИЛЯ ЗУБА.....</i>	<i>47</i>
<i>СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....</i>	<i>54</i>

Учебное издание

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к лабораторным работам по дисциплинам
"ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН" и "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА"
Часть 1

Составители:

Альберт Михайлович Ахтямов
Владимир Иванович Бирюков
Виталий Павлович Литовченко
Надежда Викторовна Манько
Лидия Мироновна Чокнадий
Валерий Николаевич Мальков

Редактор М.В. Орлова
Техн. редактор Т.Н. Драгвоз
Оригинал-макет Л.П. Долматова

Подписано в печать 14.02.2002

Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага типогр. Гарнитура Times.

Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,2. Уч. изд. л. 3,7

Тираж 200 экз. Издат. №993. Заказ №_____. Цена договорная.

Издательство Восточноукраинского национального университета им. В.Даля
91034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20 а

Адрес редакции: 91034, г. Луганск, кв. Молодежный, 20 а

Телефон: 8(0642) 47-13-04. Факс: 8(0642) 47-13-64.

E-mail: **uni @ snu.edu.ua**

http:// snu.edu.ua