

Федеральное агентство по образованию

**Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ**

**Кафедра теоретической механики
и теории механизмов**

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебно-лабораторный практикум

Специальность — 150 405 “Машины и оборудование
лесного комплекса”

Санкт-Петербург
2006

Теория механизмов и машин: Учебно-лабораторный практикум /. Сост. С.Г. Петров, Э.В. Азарова, В.Е. Головкин, Н.Н. Кокушин, Н.В. Кузнецова, Ю.Н. Лазарев; ГОУВПО СПбГТУРП. СПб., 2006. 66 с.

В предлагаемом практикуме дано описание лабораторных работ применительно к установкам, имеющимся в составе лаборатории теории механизмов и машин кафедры ТМ и ТММ. При описании каждой лабораторной работы дается теория вопроса, конструкция установки и методика проведения работы. Для большинства лабораторных работ в приложении предлагаются примеры форм отчетных бланков. Учитывая целесообразность проведения эксперимента с анализом ошибок, в руководстве приведены краткие сведения по теории приближенных вычислений.

Предназначен для студентов специальности 150 405 “Машины и оборудование лесного комплекса” дневной, заочной форм обучения и самостоятельной подготовки студентов к проведению лабораторных работ.

Рецензенты: профессор кафедры машин автоматизированных систем А.А. Гаузе ГОУ ВПО СПбГТУ РР;

доцент, канд. физ.-мат. наук кафедры сопротивления материалов Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

Подготовлен и рекомендован к печати кафедрой теоретической механики и теории машин и механизмов СПбГТУ РП (протокол № 3 от 30 ноября 2005 г.).

Утверждено к изданию методической комиссией факультета механики автоматизированных производств СПбГТУ РП (протокол № 5 от 24 февраля 2006г.)

Редактор Т.А.Смирнова

Корректор М.А. Полторак

Техн. редактор Л.Я. Титова

Подп. к печати 29.04.2005г. Формат бумаги 60х84/16. Бумага тип. №1. Печать офсетная. Объем 4,25 печ. л; 4,5 уч.-изд.л. Тираж 100 экз. Изд.№83. Цена «С». Заказ

Ризограф ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров, 198095; Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.

© ГОУВПО Санкт-Петербургский государственный технологический университет растительных полимеров, 2006

ВВЕДЕНИЕ

Лабораторные работы по теории механизмов и машин предназначены для закрепления знаний, полученных при изучении теоретического раздела курса.

В предлагаемом практикуме дано описание работ применительно к установкам, имеющимся в лаборатории теории машин и механизмов кафедры ТМ и ТММ. При описании каждой лабораторной работы приводится теория вопроса, конструкция установки и методика проведения работы. Для большинства лабораторных работ в приложении представлены образцы форм отчётных бланков.

Учитывая целесообразность проведения эксперимента с анализом ошибок, в пособии приведены краткие сведения по методам приближенных вычислений, а в формах бланков отчетов по лабораторным работам для вычисления ошибок измерений отведены специальные места.

В современной инженерной практике находят широкое применение электрические методы измерения механических величин, поэтому такие методы включены в ряд лабораторных установок.

После выполнения лабораторного практикума и оформления отчетов студент сдает коллоквиум по содержанию работ.

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В этой работе студент должен ознакомиться с применяемыми для изображения кинематических схем условными обозначениями, научиться составлять кинематические схемы и уметь производить структурное исследование механизмов.

Проектирование (синтез) новой машины или исследования (анализ) уже имеющихся начинают с составления кинематической схемы механизма, входящего в состав машин.

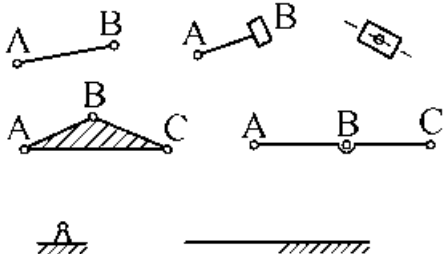
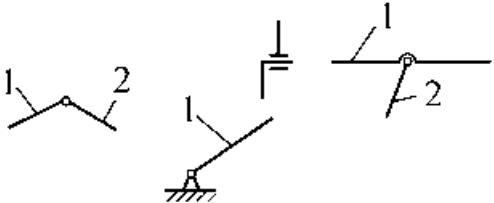
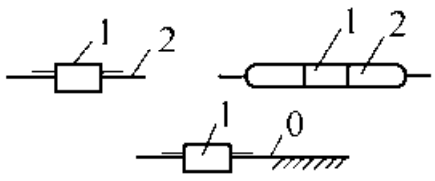
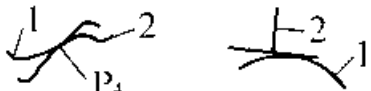
Кинематическая схема должна иметь все параметры, необходимые для дальнейшего кинематического и силового расчета механизма, в том числе длины звеньев, постоянные углы между плечами звеньев, профили элементов высших пар, число зубцов зубчатых колес и т. д. Конструктивные особенности звеньев, не оказывающих влияние на движение механизма, кинематической схемой не учитываются.

Механизм состоит из звеньев, входящих в кинематические пары, поэтому надо уметь изображать их на кинематических схемах; их условные обозначения приведены в табл. 1. 1.

В качестве примера составления кинематической схемы приведен чертеж и кинематическая схема двухцилиндрового двигателя (рис. 1.1). Так, при изображении на схеме шатуна нет необходимости вычерчивать все детали, из которых он состоит, важно отметить только положение осей вращательных кинематических пар и жесткую связь между ними. Схема двигателя достаточно проста и составить ее нетрудно, однако во многих случаях составление схемы не является простой задачей и требует от исполнителя соответствующих навыков. При составлении схемы вначале без масштаба от руки следует набросать эскиз кинематической схемы механизма и на нем проставить размерные цепи, которые необходимы для построения схемы в масштабе (координаты всех осей неподвижных кинематических пар, длины звеньев, расстояния и углы между осями кинематических пар). После измерения вычерчивается окончательная схема в масштабе.

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ДЛЯ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ МЕХАНИЗМОВ

Таблица 1.1

№ п/п.	Объект изображения	Условные обозначения
1	Звенья	
2	Кинематические пары 5-го класса а) Вращательные	
	б) Поступательные	
3	Кинематические пары 4-го класса	

При проведении структурного анализа определяется число степеней свободы механизма и производится разложение механизма на структурные группы (группы Ассура).

В данной работе надо рассмотреть две модели механизмов, определить число звеньев и кинематических пар, составить в масштабе кинематические схемы этих механизмов, провести их структурный анализ.

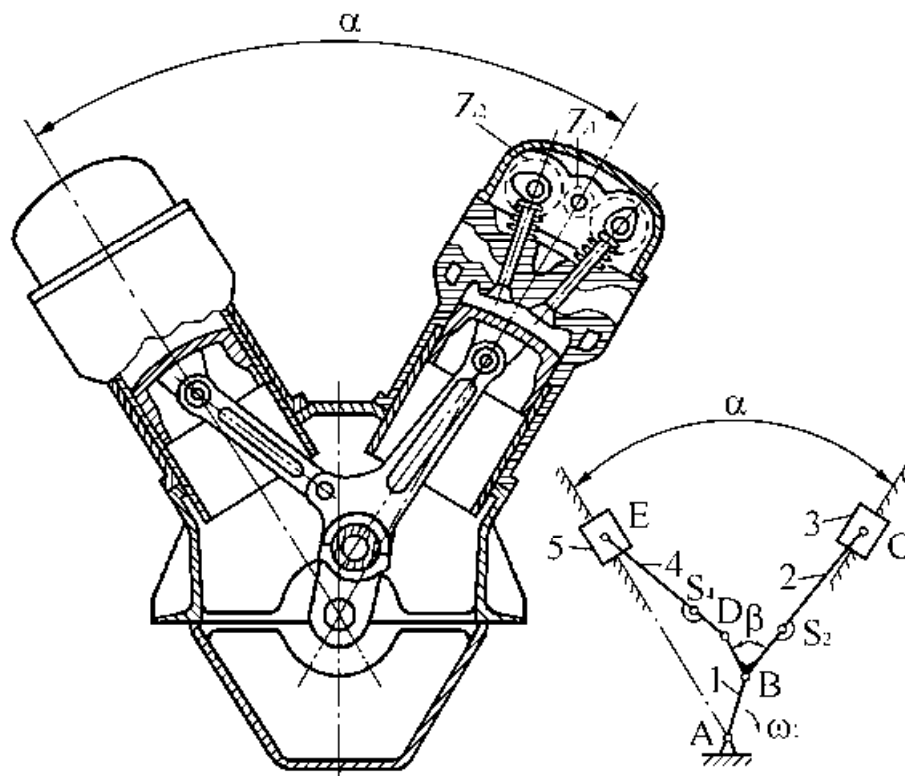


Рис. 1.1

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ

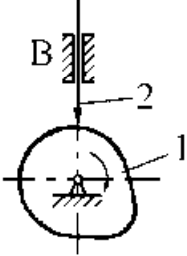
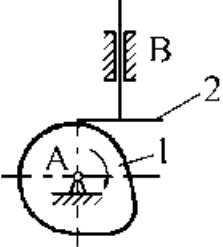
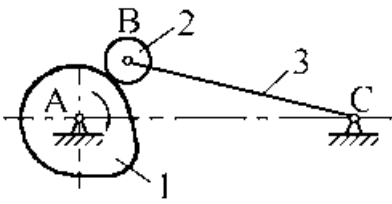
1. Ознакомиться с моделью механизма, установить назначение механизма (например, преобразование вращательного движения в поступательное). Вращая ведущее звено, проследить движения остальных звеньев.

2. Выбрать положение механизма, при котором лучше всего видно относительное расположение звеньев, и вычертить черновой эскиз кинематической схемы, руководствуясь табл. 1.1, 1.2. Проставить на нем размерные цепи, подлежащие измерению и дать проверить преподавателю.

3. Измерить необходимые параметры звеньев и вычертить кинематическую схему в выбранном масштабе. За масштаб схемы принимается отношение истинного размера L_{AB} в метрах к изображающему его отрезку AB в миллиметрах

$$\mu_e = \frac{L_{AB}}{AB}, \quad \text{м/мм.}$$

№ п/п.	Объект изображения	Условное обозначение
1	Шарнирный четырехзвенник	
2	Кривошипно-шатунный механизм	
3	Кривошипно-кулисные механизмы	
4	Трехзвенные зубчатые механизмы а) Внешнее зацепление б) Внутреннее зацепление	

№ п/п.	Объект изображения	Условное обозначение
5	Кулачковые механизмы а) Центральный механизм с толкателем, оканчивающимся острием	
	б) Механизм с тарельчатым толкателем	
	в) Механизм с качающимся толкателем и роликом на его конце	

На схеме пронумеровать звенья арабскими цифрами (1,2,3,...), кинематические пары обозначить буквами латинского алфавита (A,B,C,D,...O₁...).

4. Определить число степеней подвижности по формуле:

$$W = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot P_5 - P_4,$$

где n - число звеньев;

P_5 - число кинематических пар пятого класса;

P_4 - число кинематических пар четвёртого класса;

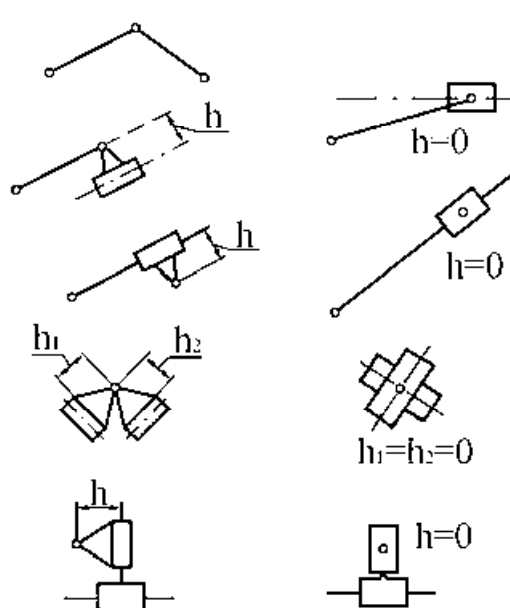
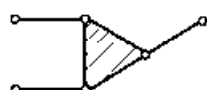
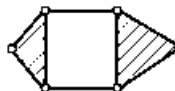
5. Провести структурный анализ механизма по классификации Л.В. Ассура.

Сначала отделить простейший механизм, состоящий из стойки ведущего звена, соединенный кинематической парой пятого класса.

Затем выделить структурные группы Ассура и вычертить все группы в отсоединенном виде на плане; при определении класса отсоединенных групп руководствоваться табл. 1.3.

Таблица структурных групп (групп Ассура) различных классов

Таблица 1.3

Класс	Порядок	Число звеньев	Число пар 5-го класса	Схема группы
2	2	2	3	
3	3	4	6	
4	2	4	6	

Следует соблюдать следующие правила при разложении механизма на структурные группы:

- а) число ведущих звеньев должно быть равно числу степеней подвижного механизма;
- б) учесть пассивные связи и лишние степени подвижности, не включать их в формулы определения;

в) произвести условную замену высших кинематических пар низшими и вычертить схему заменяющего механизма;

г) при разложении механизма на группы Ассура надо сначала отделить самую простую группу – группу II-го класса, и только тогда, если это нельзя сделать, следует отделять более сложные группы.

6. Составить формулу строения механизма, показывающую порядок присоединения групп Ассура.

7. Прodelать такую же работу для другого механизма.

1. ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Зубчатые механизмы находят самое широкое применение в машинах. Они используются для изменения угловой скорости ведомого звена. При этом обычно совершенно необходимым является требование постоянства передаточного отношения не только за целые обороты зубчатых колес, но и в течение зацепления каждой пары зубьев. В противном случае будут иметь место колебания скорости ведомого звена при постоянной скорости ведущего и, следовательно, дополнительные динамические давления в звеньях передающего механизма. Условие, которому должны удовлетворять профили зубьев для сохранения постоянного передаточного отношения, определяется основной теоремой зацепления, гласящей, что общая нормаль АВ к профилям зубчатых колес Π_1 и Π_2 в точке их касания К делит межцентровое расстояние O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям. Точка пересечения нормали и межцентрального расстояния называется полюсом зацепления Р (рис. 2. 1). Для того чтобы передаточное отношение было постоянно, необходимо выбрать такой профиль зубьев, чтобы при зацеплении пары зубьев в любом положении полюс зацепления Р сохранял свое положение на линии центров. Этому условию удовлетворяют профили зубьев, очерченные эвольвентами окружностей.

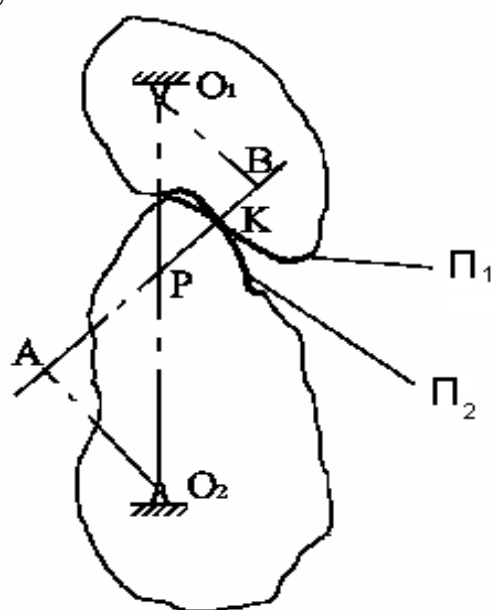


Рис.2.1

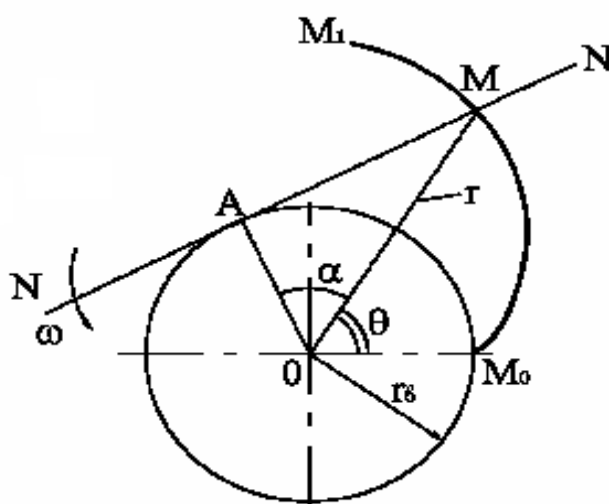


Рис. 2.2

Эвольвентой называется линия M_1M_0 , описываемая точкой М прямой NN, которая катится без скольжения по окружности радиуса $r_b = OA$ (рис. 2. 2). Из построения видно, что эвольвента будет располагаться вне

окружности радиуса r_0 и начинаться на этой окружности. Окружность, по которой катится прямая, называется основной окружностью.

Основные свойства эвольвенты:

1. Радиус кривизны эвольвенты для точки равен AM , и, следовательно, центр кривизны любой точки эвольвенты лежит на основной окружности.

2. Радиус кривизны AM эвольвенты нормален к эвольвенте в точке M и в то же время касается основной окружности в точке A .

3. Длина касательной AM равна длине дуги AM_0 .

На рис. 2. 3 показано зацепление двух зубьев. Нормаль к профилям зубьев в общей точке M контакта их проходит через полюс P и по свойству эвольвенты касается основных окружностей колес. При вращении колес точка контакта M перемещается по этой внутренней касательной, которая является линией зацепления. Давление от колеса к колесу передается по линии зацепления под углом α к линии TT , являющейся общей касательной к начальным окружностям колес. Угол α называется углом зацепления.

На рис. 2. 4 изображена часть зубчатого колеса. Боковые профили зубьев очерчены по эвольвенте. Расстояние между односторонними профилями двух смежных зубьев колеса, взятое по дуге, называется

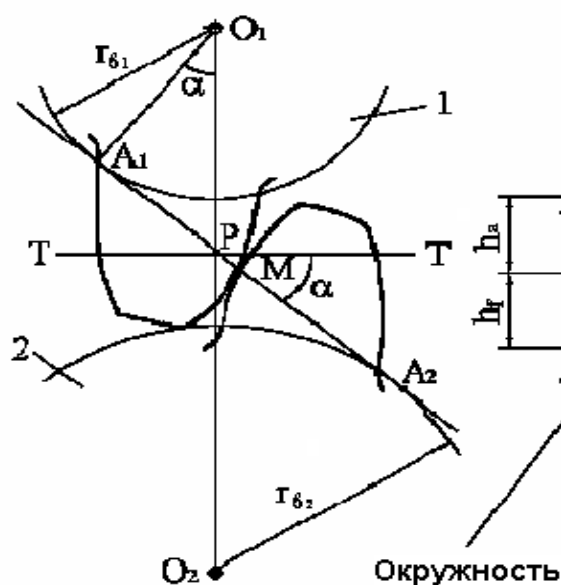


Рис.2.3

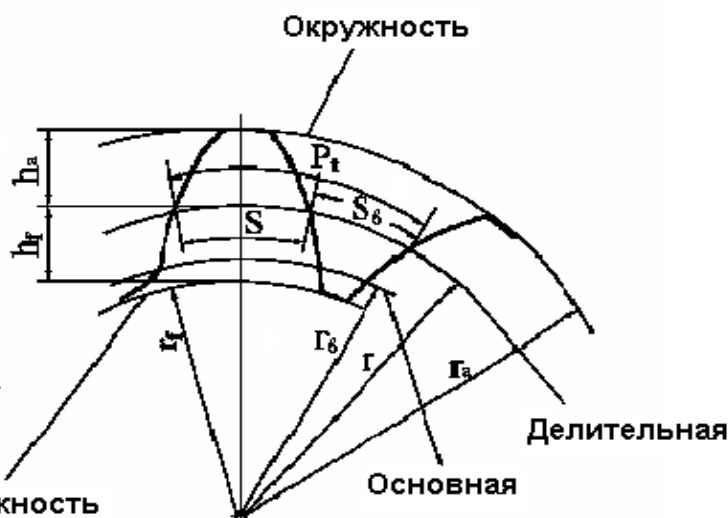


Рис. 2.4

шагом зацепления. Делительной окружностью называется такая окружность зубчатого колеса, по которой шаг равен стандартному шагу. Число зубьев z колеса должно быть целым, поэтому шаг зацепления должен быть кратен длине окружности, по которой он откладывается. Следовательно, если обозначить через r радиус делительной окружности колеса, P_t — шаг по

этой окружности и z - число зубьев колеса, то должны иметь место равенства:

$$2\pi r = zP_t \quad \text{и} \quad r = \frac{P_t}{\pi} \cdot \frac{z}{2} = \frac{mz}{2}.$$

Величина $m = \frac{P_t}{\pi}$ называется модулем. Модуль измеряется в миллиметрах и служит основным параметром, определяющим размеры зубчатого колеса и его элементов. Значения модуля определяются стандартом.

Зубчатое колесо называется нулевым, если по делительной окружности толщина зуба S равна ширине впадины S_B . Размеры элементов нулевых колес и их зацепления, выраженные через модуль, приведены в табл. 2. 1.

Таблица 2.1

Элементы колеса и зацепления	Обоз- начение	Расчетная формула	
		нормальный зуб	укороченный зуб
Шаг зацепления	P_t	πm	πm
Радиус делительной окружности	r	$\frac{1}{2}mz$	$\frac{1}{2}mz$
Высота головки зуба	h_a	m	$0,8 m$
Высота ножки зуба	h_f	$1,25 m$	$1,1 m$
Радиус окружности выступов	r_a	$r+m$	$r+0,8m$
Радиус окружности впадин	r_f	$r - 1,25 m$	$r - 1,1 m$
Толщина зуба по делительной окружности	s	$\frac{1}{2} \pi m$	$\frac{1}{2} \pi m$
Ширина впадины по делительной окружности	S_B	$\frac{1}{2} \pi m$	$\frac{1}{2} \pi m$
Угол зацепления	α	20°	20°
Радиус основной окружности	r_b	$r \cos(\alpha)$	$r \cos(\alpha)$
Межцентровое расстояние	A	$\frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$	$\frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$

При изготовлении зубчатых колес методом обкатки инструмент изготавливается либо в виде зубчатого колеса с эвольвентными профилями зубьев (так называемый долбяк), либо в виде зубчатой рейки с прямолинейными профилями зубьев (так называемая гребенка). При нарезании зубчатого колеса заготовке его и инструменту сообщают то относительное движение, которое они имели бы, если бы находились в зацеплении.

Инструмент имеет дополнительное возвратно-поступательное движение вдоль оси колеса, во время осуществления которого режущая кромка инструмента вырезает на заготовке эвольвентный профиль зуба.

Из рис. 2. 5 видно, что шаг рейки имеет одинаковую величину по любой прямой (00 или I–I), параллельной основанию рейки. Толщина зуба гребенки от вершины к основанию увеличивается, ширина впадины уменьшается. Можно провести такую линию 0–0, по которой толщина зуба равна ширине впадины. Эта линия называется модульной прямой рейки.

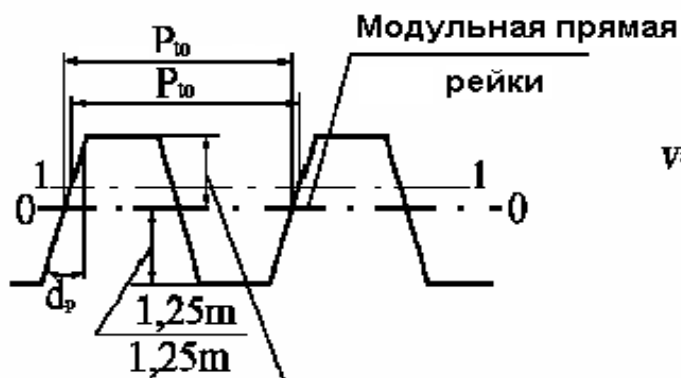


Рис.2.5

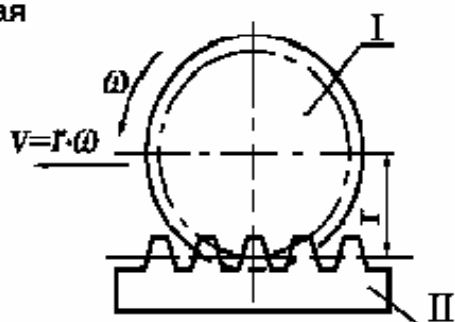


Рис. 2.6

На рис. 2.6 показана схема нарезания зубьев методом обкатки с помощью гребенки. Модуль для гребенки берется по стандарту. Поэтому для делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса он тоже будет стандартным. Заготовка 1 вращается с угловой скоростью ω и движется поступательно со скоростью $V = r \cdot \omega$. Гребенка II совершает движение в направлении, перпендикулярном плоскости заготовки (плоскости чертежа), производя нарезание зубьев на заготовке. Профиль зубьев на колесе получается как огибающая к ряду последовательных положений зубьев гребенки на заготовке. Для того чтобы нарезать нулевое колесо, необходимо гребенку установить так, чтобы модульная прямая ее была удалена от центра заготовки на расстоянии радиуса делительной окружности r , т. е. чтобы делительная окружность заготовки обкатывалась без скольжения по модульной прямой. Тогда на нарезаемом колесе получатся зубья, толщина которых по делительной окружности будет равна ширине впадины.

Так как шаг гребенки одинаков по всем линиям, параллельным основанию, то при нарезании зубьев делительную окружность можно катить не только по модульной прямой, но и по любой другой прямой, параллельной ей. При этом на заготовке будут нарезаны зубья с правильным очертанием боковых профилей по эвольвенте, однако вид зубьев будет другой.

Пусть мы отодвинули рейку от центра заготовки колеса на величину B , тогда при нарезании зубьев делительная окружность будет катиться без скольжения по линии I–I (см. рис. 2.5), которую назовем начальной прямой. Из рисунка видно, что в этом случае, толщина зуба гребенки на начальной прямой будет меньше ширины впадины, значит, на нарезаемом колесе по делительной окружности толщина зуба будет больше, чем ширина впадины (так как при обкатке зуб рейки образует на заготовке впадину). Зубчатые колеса, нарезанные методом обкатки с удалением гребенки от центра заготовки, по сравнению с нулевой установкой, при которой делительная окружность касается модульной прямой, называются положительными колесами, а дополнительное удаление в гребенки – положительным смещением (или сдвигом).

Можно дать гребенке отрицательное смещение (сдвиг), т.е. приблизить гребенку к центру заготовки по сравнению с нулевой установкой. Тогда также на заготовке будет нарезано целое число зубьев с очертанием бокового профиля их по эвольвенте. Однако в этом случае по делительной окружности толщина зуба будет меньше ширины впадины. Такое колесо называется отрицательным. Отношение смещения к модулю называется коэффициентом смещения (или относительным сдвигом) и обозначается через

$$X = \frac{B}{m}.$$

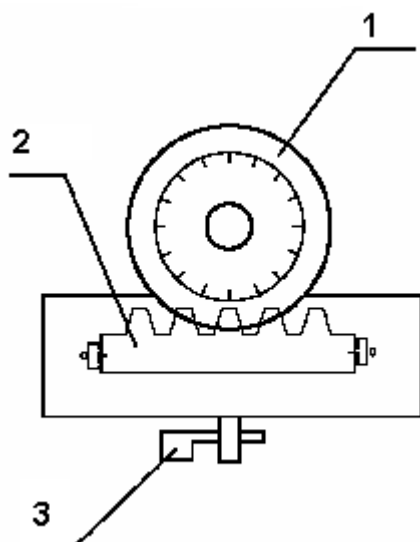
Изготовление положительных и отрицательных колес (так называемых корригированных) производится с целью увеличения прочности зубьев (устранение подреза профиля малого колеса), уменьшения наибольших значений удельного скольжения, для уменьшения габаритов передачи (применение колес с малым числом зубьев), для получения заданного межцентрового расстояния.

2. ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Целью работы является ознакомление с нарезанием нормальных и исправленных (корригированных) зубчатых колёс с эвольвентным профилем методом обкатки.

При нарезании зубьев методом обкатки режущему инструменту (например, рейке) и заготовке сообщают такое относительное движение, которое имелось бы при нормальном зацеплении колеса с рейкой.

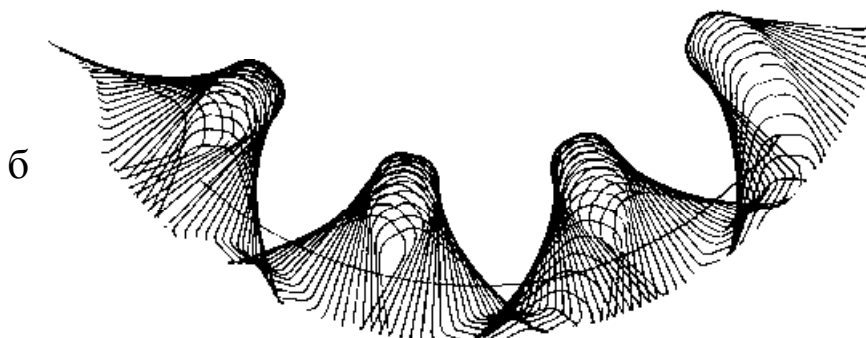
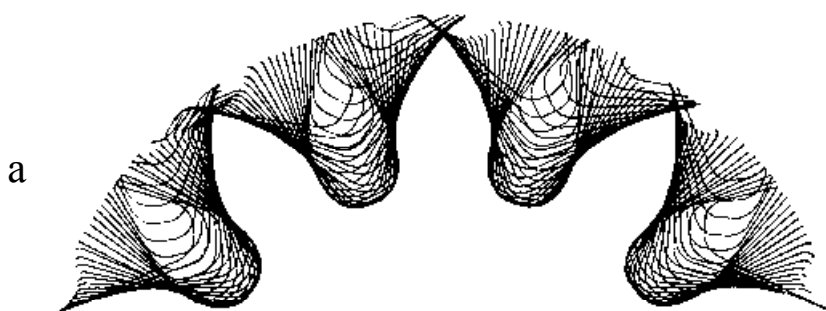
Работа выполняется на приборе для нарезания зубчатых колёс ТММ-42.



Бумажная заготовка помещается на диск 1. Рейка 2 отводится в крайнее правое положение. Карандашом на бумажной заготовке обводится контур зубьев рейки. Нажимом на рычаг 3 задают поступательное движение рейки и вращательное движение заготовке. Таким образом, рейка перемещается влево на один шаг храпового устройства. На бумажной заготовке вновь очерчивают контур зубьев рейки. Так продолжается до тех пор, пока рейка не придёт в крайнее левое положение, а на бумажной

Рис.2.7

заготовке будет получен (как огибающая разным положениям зубьев рейки) контур трёх зубьев (рис. 2.8 а и 2.8 б). Одним из важных преимуществ изготовления колёс с помощью инструментальной рейки является простота формы режущей кромки инструмента – прямая линия. Эвольвентный профиль на колесе, нарезанном по методу обкатки, получается очень точным.



$$X=0$$

Рис.2.8

$$Z=9$$

Основными инструментарной рейки зацепления $\alpha_o=20^\circ$. Прямая зуба S равна ширине модульной прямой. $X=0,47$

характеристиками являются модуль – m_p и угол на рейке, по которой ширина впадины S_B , называется

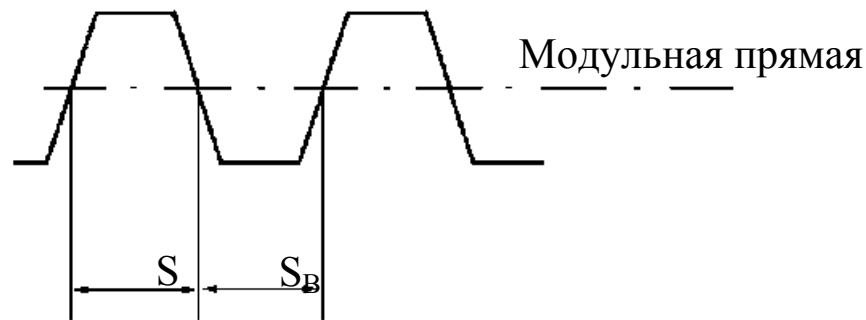


Рис.2.9

Окружность нарезаемого колеса, по которой шаг равен шагу рейки $P_t = m_p \cdot \pi$, называется делительной окружностью

$$d = m \cdot Z$$

Прямая рейки, касающаяся при нарезании делительной окружности колеса, называется делительной прямой.

При нарезании нормальных зубчатых колес делительной прямой рейки является модульная прямая. Если посмотреть на профили полученных зубьев (рис.2.8а), можно увидеть, что зубья получились у основания подрезанными. Явление подреза понижает прочность зубьев и поэтому нежелательно. На явление подреза влияет число нарезанных зубьев. Из теории известно, что минимальное количество зубьев, при котором явления подрезания не наблюдаются, равно 17 ($Z_{min}=17$).

На приборе ТММ-42 нарезают зубчатые колёса с числом зубьев меньше минимальных. Вот почему при нарезании зубьев получается явление подреза. Для исправления зубьев и исключения их подреза используют положительное смещение инструментарной рейки.

Для этого инструментарную рейку 2 (рис.2.7) отодвигают вниз от центра заготовки на величину $B = m \cdot X$, где X –коэффициент смещения, который определяется по формуле:

$$X = \frac{17 - Z}{17},$$

где Z –количество зубьев нарезаемого колеса.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с устройством прибора и работой с ним. Опробовать механизм передвижения рейки. Рейка устанавливается в крайне правое положение. Индексы рейки устанавливаются против нулевых делений шкал.
2. В бланк отчёта записывается номер прибора и заданные величины:
 модуль - m_p
 угол профиля рейки - α_0
 диаметр делительной окружности - d
 (эти данные нанесены на рейке каждого прибора).
3. Бумажная заготовка помещается на диск и на ней обводится карандашом профиль зубьев рейки.
4. Нажимом на рычаг рейка передвигается влево на один шаг храпового устройства и вновь очерчивается на заготовке контур зубьев рейки. Так делается до тех пор, пока рейка не дойдёт до упора и на заготовке получится три хорошо очерченных зуба колеса.
5. Вычисляются элементы нормального зубчатого колеса:

число зубьев колеса $Z = \frac{d}{m}$

диаметр основной окружности $d_b = d \cdot \cos(\alpha_0)$

шаг зацепления $P_t = \pi \cdot m$

шаг по основной окружности $P_b = P_t \cdot \cos(\alpha_0)$

толщина зуба по делительной окружности:

расчётная $S = \frac{P_t}{2}$

толщина зуба по основной окружности:

расчётная $S_b = d_b \left(\frac{S}{d} + \text{inv}(\alpha_0) \right)$

(для справки $\text{inv}(\alpha_0) = \text{inv}(20^\circ) = 0.0149$)

6. Вычисляется величина коэффициента смещения X для избежания подреза зубьев и величина абсолютного смещения рейки B

$$X = \frac{17 - Z}{17} ; \quad B = m \cdot X$$

Рейка отодвигается от оси заготовки на величину рассчитанного смещения.

7. Бумажную заготовку, не снимая с диска, поворачивают вместе с дис-

ком примерно на 180° относительно неподвижной рейки.

8. Методом, указанным в пункте 4, вычерчивают три зуба колеса со смещением (рис.2.8 б).
9. Вычерчиваются те элементы зубчатого колеса со смещением, которые в результате смещения изменяются:

толщина зуба по делительной окружности

$$\text{расчётная } S_{\text{см}} = \frac{P_t}{2} + 2 \cdot m \cdot X \cdot \text{tg}(\alpha_0) ;$$

толщина зуба по основной окружности

$$\text{расчётная } S_{\text{в(см)}} = \alpha_{\text{в}} \left(\frac{S_{\text{см}}}{\alpha} + \text{inv}(\alpha_0) \right)$$

(для справок $\text{tg}(\alpha_0) = \text{tg}(20^\circ) = 0.364$).

10. Снимают заготовку с прибора и проводят на ней циркулем делительную и основную окружности. Измеряют для нормального и смещённого колеса толщину зуба по делительной и основной окружности и сравнивают их с расчётными.

СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ РОТОРА С ИЗВЕСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС

ТЕОРИЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС

Развитие машиностроения идет по пути большого увеличения мощности и быстроходности машин.

Почти во всех машинах есть звенья, которые совершают вращательное движение относительно неподвижной оси (коленчатый вал, колесо турбин, прессы, сушильные, каландровые валы в бумагоделательной машине и другие). Вследствие неоднородности материала, неточности изготовления, дефектов сборки эти звенья могут оказаться неуравновешенными.

При вращении звеньев с большой угловой скоростью даже сравнительно неуравновешенные массы могут быть причиной возникновения огромных сил инерции переменного направления и соответствующих динамических реакций подшипников. Эти силы полностью передаются на опоры, что часто приводит к быстрому износу элементов кинематических пар, к вибрациям корпуса и в отдельных случаях к поломке.

Рассмотрим вращающееся звено 1 (рис. 3.1), установленное на своей оси в подшипниках 2. При вращении звена к каждой элементарной

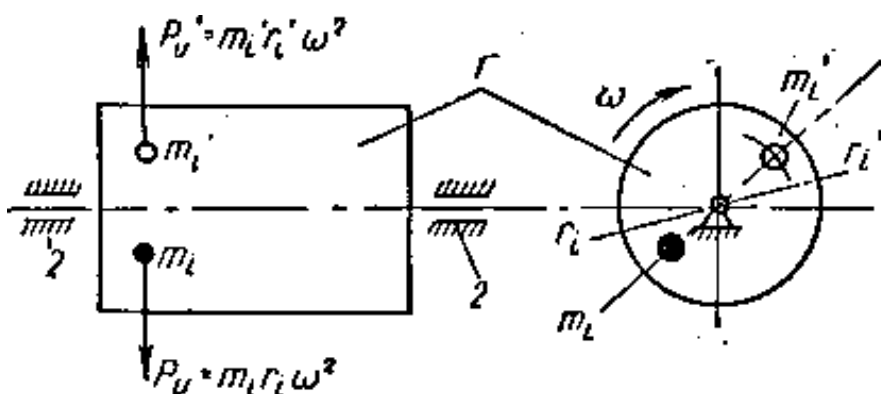


Рис. 3.1

точечной массе его будет приложена центробежная сила инерции, направленная по радиусу от оси вращения наружу и равная произведению массы на расстояние её до оси вращения и на квадрат угловой скорости звена.

Если звено 1 будет идеальным телом вращения и ось вращения звена совпадает точно с геометрической осью тела, то такое звено будет полностью уравновешенным. Действительно, для каждой массы m_i , расположенной на радиусе r_i , всегда будет существовать в той же плоскости, но по другую сторону от оси вращения, другая, равная ей масса m'_i , удаленная от оси на расстояние r'_i , равное r_i . Центробежные силы этих масс взаимно уравновесятся. Поэтому не будет сил, вызывающих дополнительные давления в подшипниках 2 звена 1. В реальной действительности получить такое идеальное звено невозможно, даже если оно имеет правильную форму тела вращения: нельзя выдержать абсолютно точные заданные размеры, и масса звена неоднородна. Во многих случаях форма вращающегося звена (ротора) бывает более сложной, ротор может состоять из нескольких деталей, положение которых, вследствие неточности сборки, может не соответствовать чертежу. Вследствие этого не все центробежные силы инерции ротора уравновешены.

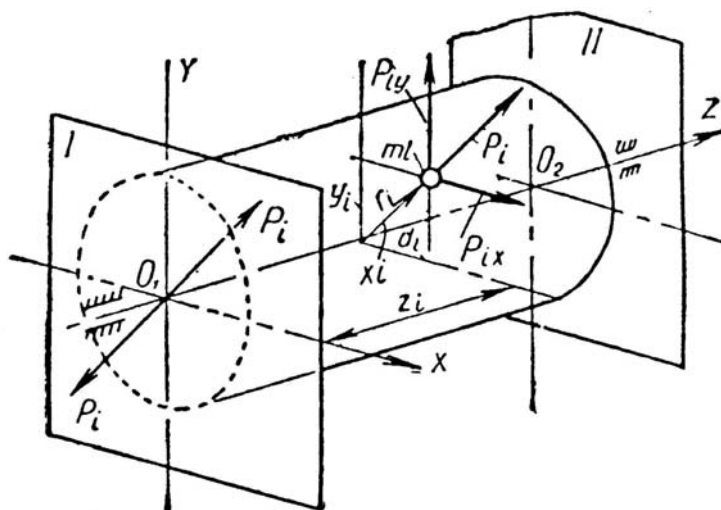


Рис. 3.2

Рассмотрим ротор (рис. 3.2), вращающийся в подшипниках с постоянной угловой скоростью ω . Проведем две произвольно выбранные плоскости I и II, перпендикулярные оси вращения ротора. Эти плоскости пересекут ось ротора в точках O_1 и O_2 . Зададимся неподвижной системой прямоугольных координат O_1XYZ . Начало координат поместим в точке O_1 , ось O_1Z направим вдоль оси вращения ротора, оси O_1X и O_1Y расположим в плоскости I. Возьмем на роторе точку i с неуравновешенной массой m_i , положение которой определяется координатами x_i, y_i, z_i . Радиус-вектор этой точки — r_i ; угол, составленный радиус-вектором с положительным направлением оси ox , — α_i . Очевидно, что $x_i = r_i \cos \alpha_i$; $y_i = r_i \sin \alpha_i$.

Центробежная сила инерции P_i , развиваемая массой m_i , будет равна:

$$P_i = m_i r_i \omega^2 .$$

Перенесем силу P_i в плоскость I. Для этого в начале координат O_1 приложим две силы, одна из которых равна P_i и ей параллельна, другая равная ей по величине, но противоположна по направлению. В результате получим систему, состоящую из силы P_i , приложенной в точке O_1 , и пары сил с моментом $M_i = P_i z_i$. Разложим силу P_i и момент пары сил на составляющие по координатным осям:

$$\begin{aligned} P_{ix} &= P_i \cos\alpha_i, & M_{ix} &= P_i z_i \sin\alpha_i, \\ P_{iy} &= P_i \sin\alpha_i, & M_{iy} &= P_i z_i \cos\alpha_i, \\ P_{iz} &= 0, & M_{iz} &= 0. \end{aligned}$$

Подставляя эти равенства значение силы P_i , получим:

$$\begin{aligned} P_{ix} &= m_i z_i \omega^2 \cos\alpha_i = m_i x_i \omega^2; & M_{ix} &= m_i y_i z_i \omega^2; \\ P_{iy} &= m_i z_i \omega^2 \sin\alpha_i = m_i y_i \omega^2; & M_{iy} &= m_i x_i z_i \omega^2. \end{aligned}$$

Составляющие части по координатным осям главного вектора сил инерции и главного момента от сил инерции получим, просуммировав составляющие всех центробежных сил инерции и моментов от центробежных сил инерции отдельных точечно-расположенных неуравновешенных масс. Направление векторов моментов выбираем так, что, если смотреть вдоль по вектору, момент пары был бы направлен против часовой стрелки.

Тогда

$$\left. \begin{aligned} P_x &= \sum P_{ix} = \omega^2 \sum m_i x_i \\ P_y &= \sum P_{iy} = \omega^2 \sum m_i y_i \end{aligned} \right\} \quad (3.1)$$

$$\left. \begin{aligned} M_x &= \omega^2 \sum m_i y_i z_i \\ M_y &= \omega^2 \sum m_i x_i z_i \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

Суммы $\sum m_i x_i$ и $\sum m_i y_i$ называются статистическими моментами масс, суммы $\sum m_i y_i z_i$ и $\sum m_i x_i z_i$ называются центробежными моментами инерции и обозначаются соответственно через I_{yz} и I_{xz} .

Из уравнения 3.1 и 3.2 получаем выражения для модулей главного вектора P и главного момента M .

$$\begin{aligned} P &= \omega^2 \sqrt{\left(\sum m_i x_i\right)^2 + \left(\sum m_i y_i\right)^2} \\ M &= \omega^2 \sqrt{\left(\sum m_i x_i z_i\right)^2 + \left(\sum m_i y_i z_i\right)^2} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Сила P и момент M вызывают добавочные давления в подшипниках, а от них передаются станине и фундаменту. Эти давления непрерывно изменяют свое направление, так как вектор силы P и вектор момента M вращаются с ротором. Для того чтобы уничтожить дополнительные давления в опорах и устранить вызываемые ими колебания станин и фундамента, необходимо уравновесить силу P и момент M . Этот процесс уравновешивания называется балансировкой вращающихся масс (балансировкой ротора).

В некоторых случаях уравновешивается только главный вектор сил инерции P , а величиной главного момента от пары сил инерции

пренебрегают. Это допустимо при малой длине ротора (шестерни, шкивы, маховики) и невысокой угловой скорости вращения его. Такая балансировка называется статической. Обозначим координаты центра тяжести ротора x_c и y_c , а всю массу его – m_c , тогда мы имеем право записать, что:

$$\left. \begin{aligned} \sum m_i x_i &= m_c x_c \\ \sum m_i y_i &= m_c y_c \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

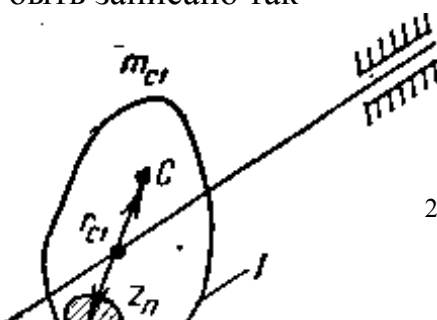
Условие, при котором главный вектор сил инерции будет равен нулю, получим, если приравняем нулю проекции его на оси координат, т.е.

$$\sum m_i x_i = 0, \quad \sum m_i y_i = 0$$

или, имея в виду формулу (3.4)

$$\left. \begin{aligned} m_c x_c &= 0 \\ m_c y_c &= 0 \end{aligned} \right\} \quad , \quad (3.5)$$

откуда вытекает, что главный вектор сил инерции будет равен нулю, если центр тяжести ротора лежит на его оси вращения ($m_c \neq 0$, следовательно, $x_c = 0$ и $y_c = 0$). Обозначим радиус-вектор, определяющий положение центра тяжести ротора, через $\vec{r}_c$, тогда выражение (3.5) в векторной форме может быть записано так



$$m_c \vec{r}_c = 0 \quad (3.6)$$

(т.к. $m_c \neq 0$, то $r_c = 0$).

Если условие (3.5) или (3.6) не будет соблюдено, то необходимо в плоскости приведения I (рис. 3.3), которую желательно проводить через центр тяжести ротора, поставить противовес так, чтобы было выдержано условие

$$\text{Рис. 3.3} \quad m_{c1} \bar{r}_{c1} + m_n \bar{r}_n = 0, \quad (3.7)$$

где m_{c1} - масса неуравновешенного ротора;

r_{c1} - радиус-вектор центра тяжести неуравновешенного ротора;

m_n - масса противовеса;

r_n - радиус-вектор, определяющий положение центра тяжести противовеса.

Если необходимо произвести полное уравнивание ротора, то

помимо главного вектора сил инерции нужно уравновесить также главный момент от пары сил инерции. Последний может быть представлен парой сил, одну из которых можно расположить в плоскости приведения I (в общей плоскости с главным вектором), другую в любой плоскости II. Момент уравнивающей пары должен быть равен главному моменту от пары сил инерции. Уравнивание пары сил можно произвести двумя противовесами, расположенными в I и II плоскостях (рис. 3.2). Таким образом, полное уравнивание достигается установкой трех противовесов. Однако два из них находится в одной плоскости I и могут быть заменены одним противовесом. В итоге задача уравнивания центробежных сил инерции вращающегося ротора может быть решена постановкой двух противовесов, расположенных в двух произвольно выбранных плоскостях, перпендикулярных оси вращения ротора (следует заметить, что от выбора плоскостей зависит величина противовесов и их расположение в плоскостях приведения).

Условия полной (статической и динамической) уравновешенности ротора получим, если введем в уравнения (3.1) и (3.2) центробежные силы инерции и моменты от центробежных сил двух противовесов. Пусть в плоскости I и II массы противовесов будут m_I и m_{II} , положение которых определяется соответственно радиус-векторами r_I и r_{II} .

Из уравнений (3.1) и (3.2) сокращая общий множитель ω^2 , получим:

$$\begin{aligned} \sum m_i \bar{r}_i + m_I r_I + m_{II} r_{II} &= 0 \\ \sum m_i \bar{r}_i z_i + m_I r_I z_I + m_{II} r_{II} z_{II} &= 0 \end{aligned} \quad (3.8)$$

Член $m_I r_I z_I = 0$, так как $z_I = 0$.

Из уравнения 3.8, зная величину z_{II} (положение уравнивающей плоскости II выбрано), определяется статический момент масс $m_{II} \cdot r_{II}$ второго противовеса. Задаваясь радиус-вектором r_{II} , можно определить массу m_{II} противовеса. После этого определяется по уравнению (3.8) статический момент массы $m_I \cdot r_I$ противовеса для I плоскости и затем масса m_I - противовеса для выбранного значения радиус-вектора r_I .

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. По указанию преподавателя в бланк записываются массы и координаты неуравновешенных грузов и зарисовывается схема установки.
2. Определяется масса $m_{пр}$ и координаты $\Gamma_{пр}$, $\alpha_{пр}$ противовеса при статическом уравнивании.
3. Противовес устанавливается на любом свободном диске.
4. Проверяется статическая уравновешенность ротора: при повороте ротора на любой угол он должен находиться в безразличном равновесии.
5. Проверяется динамическая неуравновешенность ротора - при разгоне ротора незакрепленный конец его начинает совершать колебания в горизонтальной плоскости.
6. Ротор останавливают, снимают противовес, найденный при статическом уравнивании.
7. Графическим путем рассчитываются противовесы I и II плоскостей при полном уравнивании. В бланках строятся векторные многоугольники.
8. Противовесы устанавливаются на дисках I и II и проверяют статическую уравновешенность ротора.
9. Разгоняют ротор и убеждаются в динамической уравновешенности его. При этом свободный конец не должен иметь колебаний.

ОПИСАНИЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа выполняется на установке ТММ-35. В главную часть установки входит полностью уравновешенный вал с пятью дисками. Диски можно поворачивать вокруг оси, и соответствующие шкалы на каждом диске будут показывать величину угла поворота. Кроме того, на дисках имеются радиальные прорези со шкалами, указывающими расстояние любой точки прорези от оси вращения. Прокручивая вал сначала рукой, а затем с помощью двигателя, можно убедиться, что вал

статически и динамически уравновешен

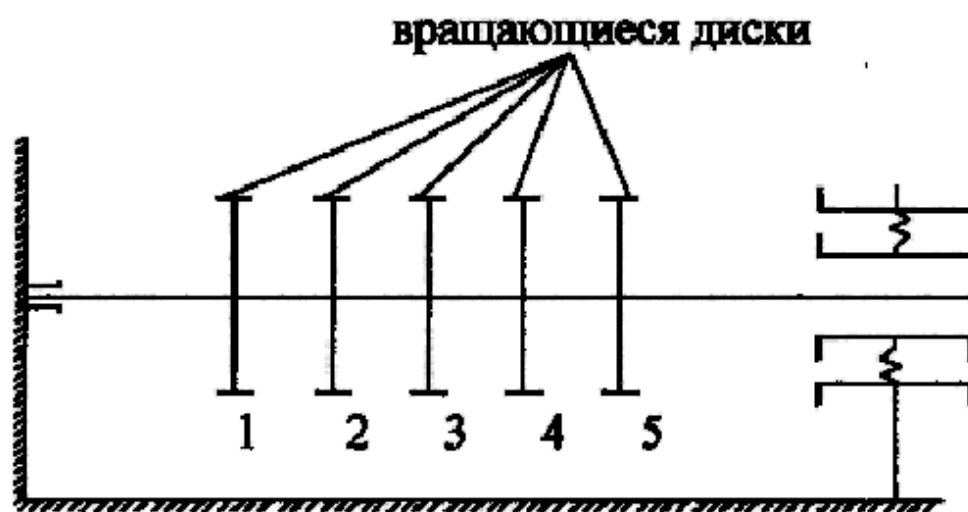


Рис. 3.4

Закрепляем в прорези на дисках под номерами 2, 3, 4, грузики массой m_2, m_3, m_4 , располагая их на соответствующих расстояниях от оси вращения r_2, r_3, r_4 . Затем поворачиваем диски соответственно на углы $\alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$. Значения масс, радиусов и углов поворота задаются преподавателем.

Прокручивая вал рукой, убеждаемся, что он статически неуравновешен. Затем, приводя вал во вращение с помощью двигателя, устанавливаем его динамическую неуравновешенность.

СТАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ.

Условием статического уравновешивания вращающихся масс, расположенных в параллельных плоскостях, является равенство нулю главного вектора центробежных сил инерции.

$$F_{\text{и}} = \sum_{i=1}^n m_i \bar{r}_i \omega_i^2 = 0$$

$$\text{или } \sum_{i=1}^n m_i \bar{r}_i = 0 \quad (3.9)$$

т.к. ω_i^2 для всех точек одна и та же величина.

Это значит, что координаты центра тяжести уравновешенной системы масс равны нулю:

$$\bar{r}_S = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \bar{r}_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = 0$$

Для статического уравнивания нескольких масс, расположенных в параллельных плоскостях, достаточно установить один противовес.

Раскрываем условие (3.9) для данной системы масс:

$$m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_4 \bar{r}_4 + m_{np} \bar{r}_{np} = 0 \quad .$$

В этом уравнении неизвестным является лишь последний член, который можно определить путем построения замкнутого векторного многоугольника.

Определяем модули векторов $m_i \bar{r}_i$:

$$|m_2 \bar{r}_2| = m_2 r_2$$

$$|m_3 \bar{r}_3| = m_3 r_3$$

$$|m_4 \bar{r}_4| = m_4 r_4 \quad .$$

На рис. 3.5 показано взаимное расположение векторов $m_i \bar{r}_i$.

Выбираем масштаб для изображения векторов $m_i \bar{r}_i$.

$$\mu = \frac{|m_2 \bar{r}_2|}{B} = \left[\frac{r \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \right] ,$$

где B-длина вектора $m_2 \bar{r}_2$ в мм.

На рис. 3.6 показан векторный многоугольник, замыкающий вектор которого является вектором уравнивания (где $\mathbf{M}_2 = \mathbf{m}_2$ и т. д)

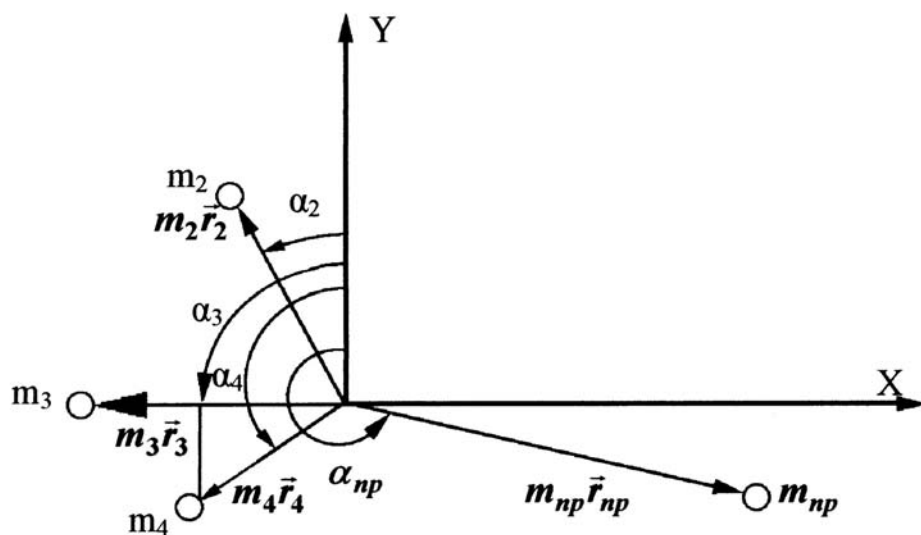


Рис. 3.5

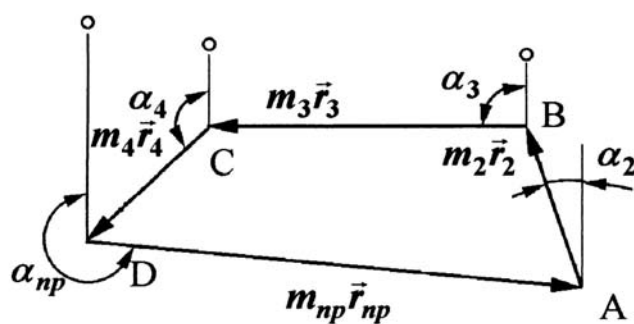


Рис. 3.6

Измерив отрезок $\overrightarrow{DA}$ и умножив его на масштаб μ , определим произведение:

$$|\overrightarrow{DA}| \cdot \mu = m_{np} r_{np} .$$

Задаёмся массой противовеса и определяем

$$r_{np} = \frac{|\overrightarrow{DA}| \cdot \mu}{m_{np}} .$$

Помещаем груз массой m_{np} в прорезь диска под 1 на расстоянии r_{np} и поворачиваем диск на угол α_{np} .

После укрепления груза, поворачивая вал рукой, убедимся, что вал статически уравновешен. Следовательно, центр тяжести вала лежит на его оси вращения.

ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ

Условием динамической уравновешенности вращающихся масс, расположенных в параллельных плоскостях, является равенство нулю главного вектора центробежных сил инерции и равенство нулю главного момента сил инерции:

$$\begin{cases} \overline{F}_H = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \bar{r}_i \cdot \omega^2 = 0 \\ \overline{M}_H = \sum_{i=1}^n m_i \cdot \bar{r}_i \cdot l_i \cdot \omega^2 = 0 \end{cases} \quad (3.10)$$

Эти условия выполняются, когда центр масс вала лежит на оси вращения, а ось вращения совпадает с одной из главных осей инерции вала. Вектор $\sum_{i=1}^n m_i \cdot \bar{r}_i \cdot l_i$ представляет собой геометрическую сумму центробежных моментов инерции масс относительно оси вращения и плоскости приведения, перпендикулярной к оси вращения.

Для динамической уравновешенности вращения масс, расположенных в параллельных плоскостях, необходимо установить два противовеса. За плоскости расположения противовесов выберем плоскости дисков под №1 и под №5. Тогда условия (3.10) можно записать :

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n m_i \cdot \bar{r}_i = 0 \\ \sum_{i=1}^n m_i \cdot \bar{r}_i \cdot l_i = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} m_1 \cdot \bar{r}_1 + m_2 \cdot \bar{r}_2 + m_3 \cdot \bar{r}_3 + m_4 \cdot \bar{r}_4 + m_5 \cdot \bar{r}_5 = 0 \\ m_1 \cdot \bar{r}_1 \cdot l_1 + m_2 \cdot \bar{r}_2 \cdot l_2 + m_3 \cdot \bar{r}_3 \cdot l_3 + m_4 \cdot \bar{r}_4 \cdot l_4 + m_5 \cdot \bar{r}_5 \cdot l_5 = 0 \end{cases} \cdot$$

Вначале строим многоугольник векторов $m_i \cdot \bar{r}_i \cdot l_i$. За плоскость приведения выберем плоскость диска под №1. Тогда l_i - это расстояние вдоль оси вращения от плоскостей, расположенных в центре каждой массы, до плоскости вращения (рис. 3.7), причем

$$l_1 = 0 \quad l_2 = l_2 \quad l_3 = 2l_2 \quad l_4 = 3l_2 \quad l_5 = 4l_2$$



Рис. 3.7

Составляем векторную сумму $\sum_{i=1}^n m_i \cdot \bar{r}_i \cdot l_i$,

$$m_1 \cdot \bar{r}_1 \cdot 0 + m_2 \cdot \bar{r}_2 \cdot l_2 + m_3 \cdot \bar{r}_3 \cdot 2l_2 + m_4 \cdot \bar{r}_4 \cdot 3l_2 + m_5 \cdot \bar{r}_5 \cdot 4l_2 = 0$$

Сокращая на l_2 , получаем:

$$m_2 \cdot \bar{r}_2 + 2 \cdot m_3 \cdot \bar{r}_3 + 3 \cdot m_4 \cdot \bar{r}_4 + 4 \cdot m_5 \cdot \bar{r}_5 = 0$$

В этом векторном уравнении неизвестными является лишь последний член $4 \cdot m_5 \cdot \bar{r}_5$, который определяем путем построения замкнутого векторного многоугольника. Для его построения можно воспользоваться векторным многоугольником, изображенным на рис. 3.6, причем, вектор $m_2 \cdot \bar{r}_2$ строим без изменения, вектор $m_3 \cdot \bar{r}_3$ увеличиваем вдвое, вектор $m_4 \cdot \bar{r}_4$ увеличиваем втрое (рис. 3.8).

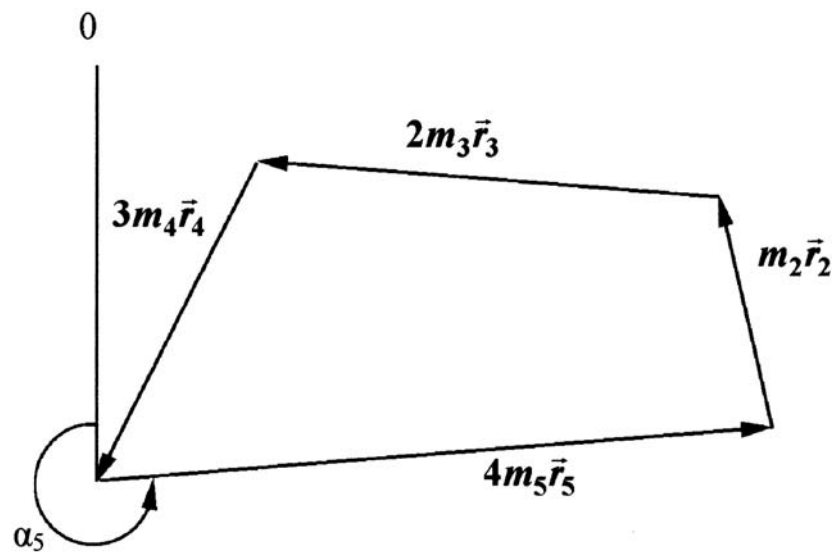


Рис. 3.8

В результате построения находим произведение

$$|\overrightarrow{DA}| \cdot \mu = 4 \cdot m_5 \cdot r_5 .$$

Задаваясь массой противовеса m_5 , определим радиус r_5

$$r_5 = \frac{|\overrightarrow{DA}| \cdot \mu}{4 \cdot m_5} .$$

Угол поворота диска 5 определяем, как показано на рис. 3.8.

Теперь переходим к построению замкнутого векторного многоугольника

$$\sum_{i=1}^n m_i \cdot \vec{r}_i ,$$

$$m_1 \cdot \vec{r}_1 + m_2 \cdot \vec{r}_2 + m_3 \cdot \vec{r}_3 + m_4 \cdot \vec{r}_4 + m_5 \cdot \vec{r}_5 = 0 .$$

В этом векторном уравнении неизвестным является первый член $m_1 \cdot \vec{r}_1$, который определяем из построения. Направление вектора $m_5 \cdot \vec{r}_5$ берем из рис. 3.8.

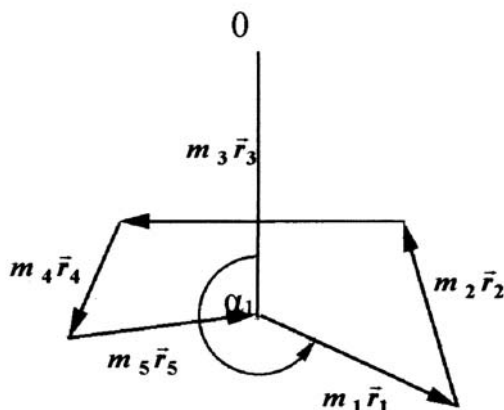


Рис. 3.9

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН

ВВЕДЕНИЕ

При экспериментальных исследованиях узлов и деталей машин в зависимости от поставленной задачи, приходится определять ряд их параметров: моменты на валах, угловые скорости различных вращающихся деталей, нормальные и тангенциальные усилия в опорах валов, давления поршней на стенки цилиндров, давления газов в цилиндрах и др.

Данная лабораторная работа, выполняемая на установке ТММ-44, позволяет ознакомиться с современными методами определения ряда параметров, наиболее часто встречающихся в исследованиях механизмов и машин. Работая на этой установке, студент знакомится с некоторыми электрическими методами измерения названных параметров.

КОМПЛЕКТ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ.

В комплект лабораторной установки входят:

Компрессор с приводом (ТММ-44), осциллограф светолучевой 12- канальный типа «Н117», пяти- или четырёхдорожечные самописцы, тензоуселитель «ТОПАЗ-3»

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ ТММ-44

Общий вид установки изображен на плакатах 1,2,3, размещённых рядом с лабораторной установкой, а кинематическая схема установки представлена на рис.4.1.

Установка представляет собой компрессор на базе кривошипно-ползунного механизма с поршневой системой. Установка снабжена различными датчиками, позволяющими производить измерения ниже перечисленных механических величин:

1. Момент сил на промежуточном валу кривошипа M_1 .
2. Угловая скорость кривошипа ω_1 .
3. Момент сил на валу электродвигателя M_2 .
4. Угловая скорость вала электродвигателя ω_2 .
5. Начальное положение механизма S_0 .
6. Нормальное усилие в опорах кривошипа N_1 .
7. Тангенциальное усилие в опорах кривошипа T_1 .
8. Нормальное усилие в нижней головке шатуна N_2 .
9. Тангенциальное усилие в нижней головке шатуна T_2 .
10. Давление поршня на стенку цилиндра N_3 .

11. Давление воздуха в цилиндре Р.

Установка выполнена в виде настольного прибора.

Все узлы установки смонтированы на массивном чугунном основании 3.

Установка приводится в действие при помощи электродвигателя 13. Через клиноременную передачу 32 вращение передается на промежуточный вал 19, который через жесткую муфту 23 передает вращение кривошипно-ползунному механизму, преобразующему вращательное движение кривошипа 24 в возвратно-поступательное движение поршня 41. В качестве нагрузки используется устройство компрессорного пита.

Подвеска двигателя смонтирована на специальном литом основании 12, внутри которого расположен блок управления 11. В качестве электродвигателя использован трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором. Статор двигателя не имеет специального крепления и механически замкнут на тензометрическую балку 46, воспринимающую момент на статоре. Ротор двигателя подвешен на двух шарикоподшипниковых опорах. На подвеске двигателя установлен: магнитоэлектрический датчик угловой скорости двигателя ω_2 , состоящий из постоянного электромагнита 47 и стального колеса с двумя зубцами 48, закрепленного на роторе двигателя. Пружина 44 служит для демпфирования колебаний в переходных и стационарном режимах работы двигателя. Узел снабжен устройством натяжения ремня, состоящим из винта 14 и маточной гайки 15, жестко закрепленной на основании электродвигателя.

Подвеска вала смонтирована в литом корпусе 21 и включает в свой состав: ведомый шкив 18, маховик 19, магнитоэлектрический датчик 33 угловой скорости кривошипа, состоящий из постоянного электромагнита 16 и стального кольца с двенадцатью зубьями, один из которых имеет скос для отчета целого числа оборотов кривошипа, датчик 22 начального положения механизма (начало рабочего хода); датчик 20 для измерения передающегося через промежуточный вал крутящего момента с тремя токосъемными кольцами.

Блок цилиндра состоит из следующих основных частей: датчика 38 для измерения нормальной составляющей усилия на стенку цилиндра, выполненную из двух упругих колец с наклеенными на них тензорезисторами; датчика давления воздуха в цилиндре 30, силоизмерительный элемент которого выполнен в виде миниатюрного упругого кольца с наклеенными на него тензорезисторами; клапан нагнетания 29, через который воздух при избыточном давлении поступает из цилиндра в ресивер; клапан всасывания 28 с фильтрующим элементом; корпуса цилиндра 40 с устройством для смазки 39, соединенным с основанием через пружинящие кольца датчика давления 38, головки цилиндра 42, снабженной ребрами для улучшения теплоотдачи; литого основания.

Блок управления 11 выполнен как самостоятельный узел, на шасси которого размещены основные элементы схемы питания и управления электродвигателем. На лицевой панели блока размещены трехфазный пакетный выключатель, осуществляющий подключение установки к сети; кнопки включения и отключения

электродвигателя; тумблер включения датчика нулевого положения; сигнальная лампочка.

Ресивер 6 выполнен в виде полого цилиндра. Имеет в своем составе: три штуцера, один из которых служит для соединения ресивера с клапаном нагнетения, второй – для соединения с манометром, третий – для соединения с клапаном регулировки давления; резьбовую пробку; предохранительный клапан 7, имеющий регулировочный винт, с помощью которого можно устанавливать необходимый порог (рабочего давления) срабатывания клапана.

Кривошипно-ползунный механизм состоит: из поршневой группы, двух кривошипов 24, оси которых размещены в специальных силоизмерительных опорах 35 с упругими элементами, воспринимающими нагрузку в двух взаимно-перпендикулярных направлениях; шатуна 36, состоящего из нижней головки, имеющей силоизмерительные упругие элементы, воспринимающие нормальное усилие, и корпуса, имеющего силоизмерительные упругие элементы, воспринимающие тангенциальное усилие шатуна. Кривошипно-ползунный механизм снабжен комбинированным кожухом 34. Выводы с тензодатчиков шатуна осуществляются с помощью специального металлоулавливателя 25.

Сифон 1 состоит из клапана регулировки давления 2 и манометра 43, предназначенного для замера давления в ресивере.

Блок-контакт 37 служит для отключения питания электродвигателя при открытом воздухе кривошипно-ползунного механизма 34.

Клиноременная передача имеет два передаточных отношения, получаемых переброской клинового ремня на шкивах 18 и 31, что дает возможность изменять рабочую характеристику нагрузочного устройства, а следовательно, и режим работы установки. Клиноременная передача снабжена металлическим кожухом 8.

Выводы от всех датчиков обозначены соответствующими бирками и объединены в экранированный кабель, предназначенный для их подсоединения через тензометрический усилитель «Топаз 3» к светолучевому осциллографу типа «Н117».

Все соединения пневматической системы выполнены с помощью резиновых шлангов 9. Кинематическая схема установки представлена на рис. 4.1.

Измерительной схемой (схемой включения) тензодатчиков является мостовая схема. Применение мостовой схемы использования для измерений одновременно двух датчиков дает двойную разбалансировку моста, что повышает чувствительность измерений и уменьшает влияние измерения температуры на показания тензодатчиков. Принципиальная электрическая схема установки представлена на плакате 4.

Кинематическая схема установки

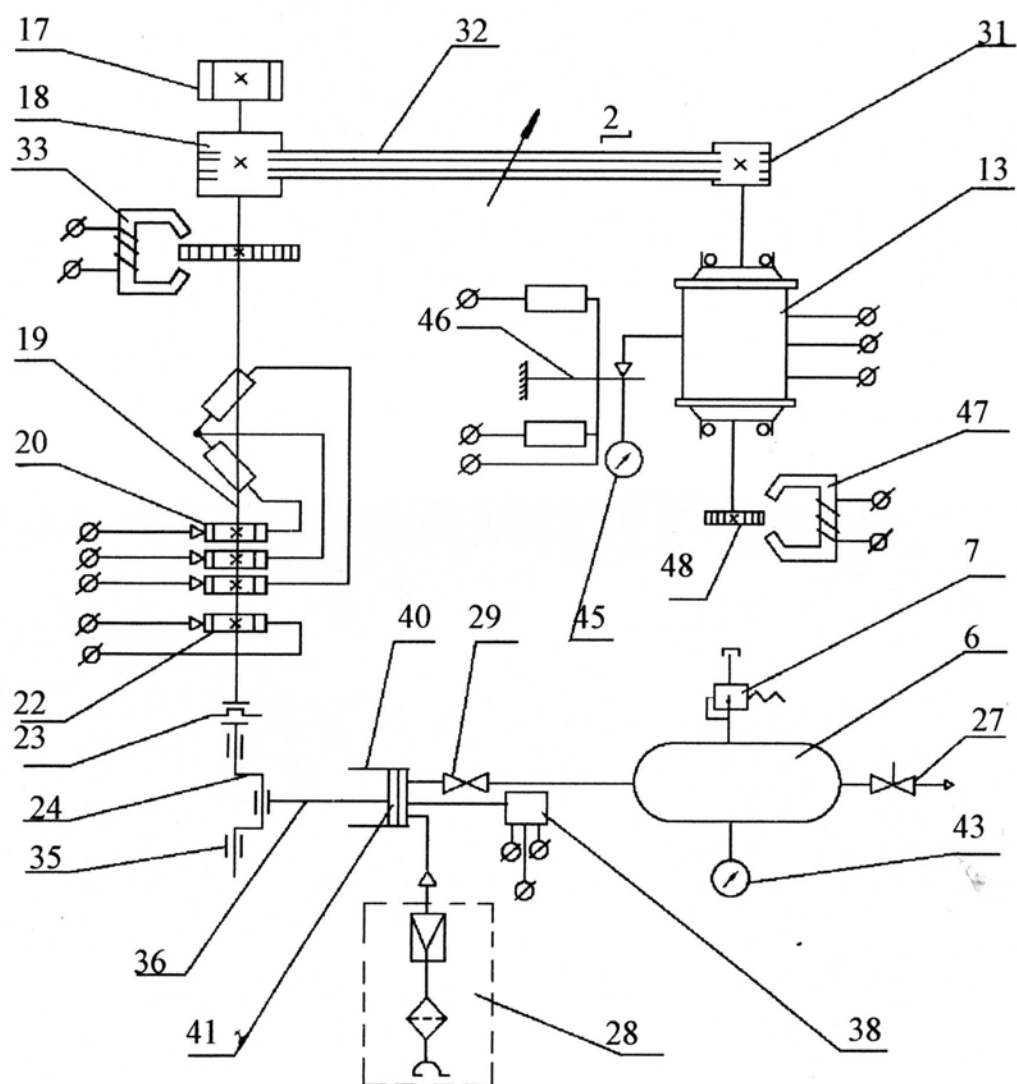


Рис. 4.1.

Принцип действия установки основан на возможности преобразования механических величин в электрический сигнал с помощью тензометрических и магнитоэлектрических датчиков и возможности исследования этих сигналов в статическом и динамическом режимах.

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ОСЦИЛЛОГРАФА «Н117»

Осциллограф предназначен для одновременной регистрации до 12 процессов изменяющихся во времени электрических величин (тока и напряжения) и неэлектрических величин, преобразованных в электрические. Запись осциллограмм производится на фотобумаге УФ, не требующей химического проявления, или на бромсеребряной фотоленте.

Все узлы прибора расположены внутри корпуса, за исключением кассеты, которая навешивается снаружи. Продольная перегородка разделяет корпус на две

части. Осветитель, детали оптической схемы, блок гальванометров, отметчик времени и электропривод расположены в большей части. Панель управления, кронштейн со штепсельными разъёмами и трансформаторами и пусковая муфта расположены в меньшей части. Осветитель, матовый экран и панель управления расположены в корпусе осциллографа сверху. Вентилятор размещён в днище корпуса, под блоком гальванометров. Осветитель, матовый экран и панель управления устанавливаются в корпусе осциллографа сверху. Блок гальванометров крепится к корпусу двумя кронштейнами.

Регистрируемый электрический ток преобразуется осциллографическими зеркалами гальванометров магнитоэлектрической системы в отклонение световых лучей. Оптическая система прибора преобразует световые лучи в яркие пятна в плоскости фотоленты. Перемещение световых пятен (в результате колебаний подвижных частей гальванометров) по поверхности движущейся фотоленты создаёт развёртку процессов во времени. Наличие в осциллографе различных скоростей движения фотоленты даёт возможность получить развёртку, удобную для расшифровки.

УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ТЕНЗОУСИЛИТЕЛЯ «ТОПАЗ –3»

Прибор предназначен для усиления выходного сигнала тензометрических и других параметрических датчиков, собранных по мостовой и полумостовой схеме. Выход приборов рассчитан на подключение к гальванометрам светолучевого осциллографа. Прибор применяется для усиления малых электрических сигналов, для усиления сигналов при изменении сил, моментов вращения, ускорений, гидродавлений и других параметров посредством тензометрических датчиков. Прибор при работе с тензодатчиками обеспечивает их питание стабилизированным постоянным напряжением, производит их балансировку и тарировку измерительного тока. Обеспечивается возможность компенсации перед измерением дрейфа нуля усилителя, помех термоэлектрического и гальванического происхождения.

Прибор представляет собой корпус, в котором спереди вставляются усилители ЗУ-1 (10 шт.), стабилизированные преобразователи П-4 (2 шт.) и блок питания 2БП. Блок питания включает в себя входной стабилизатор. На лицевой панели установлены: стрелочный измерительный прибор, переключатель «Выход-контроль», контрольные гнезда, кнопочный переключатель управления, сигнальная лампочка. Связь прибора с датчиками осуществляется с помощью кабелей. На задней стенке установлен предохранитель.

Принцип действия основан на усилении усилителями постоянного тока сигналов тензорезисторов или других датчиков, соединённых по мостовой схеме.

ПОРЯДОК РАБОТЫ

Перед включением установки установить поршень в верхней мертвой точке и при необходимости совместить путём поворота вокруг оси вала кривошипа начало токопроводящей части коллекторного кольца датчика начального положения с контактом токосъёмника.

Включить установку, нажав на кнопку «ПУСК», расположенную на лицевой панели блока управления.

Установить давление в ресивере 0,3 МПа при помощи ручки клапана регулировки давления. Давление контролировать при помощи манометра.

Снять осциллограммы в динамическом режиме в следующих комбинациях измеряемых параметров при включении отметчика времени соответствующего осциллографа:

$$t_{вр}, S_o, \omega_1, \omega_2, P \quad 4.1.$$

$$t_{вр}, S_o, P, M_1, M_2 \quad 4.2.$$

$$t_{вр}, S_o, P, N_1, T_1, N_2, T_2, N_3 \quad 4.3.$$

Обработку осциллограмм производить путём измерения амплитуд кривой на фотоосциллограмме (см. пример).

Провести тарировку датчика давления в цилиндре Р, для чего необходимо поменять местами датчик давления и пробку в ресивере; подключить выводы датчика к светолучевому осциллографу через тензометрический усилитель; включить установку и снять зависимость отклонения световой отметки на экране осциллографа от величины давления в ресивере, которое регулируется при помощи клапана регулировки давления и контролируется по манометру. По результатам тарировки построить график зависимости:

$$\ell_P = f(P),$$

где ℓ_P - величина отклонения световой метки на экране осциллографа;

P – величина давления в ресивере.

Выключить установку, нажав на кнопку «СТОП» и обесточить установку, отключив кабель питания от сети.

Провести тарировку датчика момента на валу электродвигателя M_2 , для чего необходимо: открыть клапан регулировки давления; установить рычаг «ТММ2А-14» на статор электродвигателя; выводы датчика подключить к светолучевому осциллографу через тензометрический усилитель, установить груз «ТММ39Асб12» на рычаг и, перемещая груз по рычагу, снять зависимость отклонения светового пятна на экране осциллографа от величины приложенного момента. По полученным результатам построить график зависимости:

$$\ell_{M_2} = f(M_2),$$

где: ℓ_{M_2} - отклонения светового пятна на экране осциллографа;

M_2 – вращающий момент на валу электродвигателя.

Провести тарировку датчика вращающего момента на промежуточном валу кривошипа M_1 , нормального усилия в нижней головке шатуна N_2 , тангенциального усилия в опорах кривошипа T_1 , для чего необходимо зафиксировать кривошипно-ползунный механизм в положении, обозначенном на рис. 2, при помощи стержня «ТММ44 - 260»; закрепить рычаг «ТММ44 - 234» на маховике при помощи двух болтов и двух опорных втулок, пропущенных через отверстие в кожухе, выводы датчиков подключить к светолучевому осциллографу через тензометрический усилитель - установить груз «ТММ2 -217» на рычаг и, перемещая груз по рычагу, снять зависимость:

$$\ell_{M_1} = f(M_{1Э});$$

$$\ell_{N_2} = f(N_{2Э});$$

$$\ell_{T_1} = f(T_{1Э}),$$

где $\ell_{M_1}, \ell_{N_2}, \ell_{T_1}$ - отклонения светового пятна на экране осциллографа;

$M_{1Э}$ – экспериментальное значение величины приложенного момента.

Схемы тарировки датчиков момента на промежуточном валу кривошипа

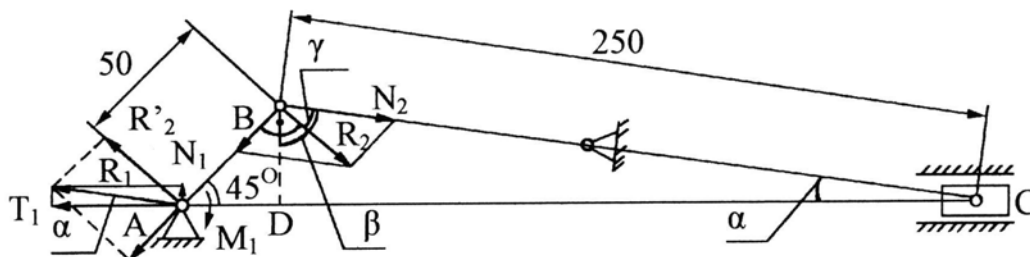


Рис.4.2.

Пользуясь графиком приложения сил, изображенным на рис. 4.2, определить экспериментальные значения усилий N_2 и T_1 , по формуле:

$$N_{2Э} = 1,25 \frac{M_1}{\ell}; T_{1Э} = 1,24 \frac{M_1}{\ell},$$

где ℓ - длина кривошипа ($\ell = 0,05\text{м}$).

После проведения тарировки необходимо снять с установки все тарировочные приспособления и расфиксировать кривошипно-ползунный механизм.

Провести тарировку датчиков нормального усилия в опорах кривошипа N_1 , тангенциального усилия в нижней головке шатуна T_2 , давления поршня на стенку

цилиндра N_3 , для чего необходимо зафиксировать кривошипно-ползунный механизм в горизонтальном положении, оперев его на стойку «ТММ 44-285», предварительно ввернутую в основание, закрепив рычаг «ТММ 44-284» на маховике при помощи двух болтов и двух стопорных втулок через отверстия в кожухе; выводы датчиков подключить к светолучевому осциллографу через тензометрический усилитель, установить груз «ТММ39Асб12» на рычаг, и, перемещая груз по рычагу, снять зависимости:

$$\ell_{N_1} = f(N_{1э});$$

$$\ell_{T_2} = f(T_{2э});$$

$$\ell_{N_3} = f(N_{3э}),$$

где ℓ_{N_1} , ℓ_{T_2} , ℓ_{N_3} - отклонения светового пятна на экране осциллографа.

Пользуясь графиком разложения сил, изображенном на рисунке 3, определить экспериментальные значения усилий N_1 , T_2 , N_3 по формулам:

$$N_{1э} = T_{2э} = \frac{M_1}{\ell},$$

$$N_{3э} = \frac{2 \cdot M_1}{3 \cdot \ell}.$$

Определить относительную погрешность эксперимента, для чего, зная величину давления воздуха в цилиндре P в любой момент цикла кривошипно-ползунного механизма, определить теоретические значения величины M_1 , M_2 , N_1 , N_2 , N_3 , T_1 для случая, изображенного на графике разложения сил рис. 4.4.

График разложения сил для тарировки датчиков нормального усилия в опорах кривошипа, тангенциального усилия в головке шатуна, давления поршня на стенку цилиндра.

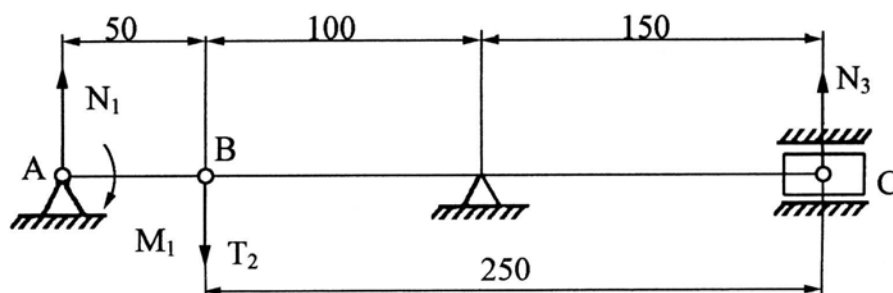


Рис. 4.3.

График разложения сил для определения относительной погрешности эксперимента.

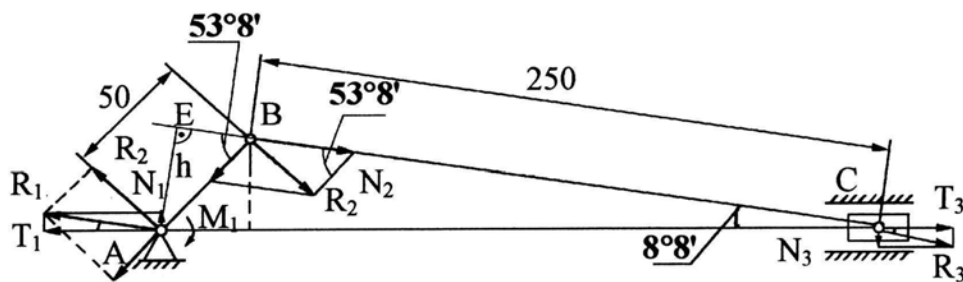


Рис. 4.4.

$$T_{1T} = T_3 = P \cdot S,$$

где P – давление воздуха в цилиндре,
 S – площадь поршня ($S=21,24 \text{ см}^2$)

$$N_{2T} = R_3 = R = \frac{T_3}{\cos(8^\circ 8')} = 1,01 \cdot P \cdot S;$$

$$N_{3T} = N_{1T} = T_3 \cdot \operatorname{tg}(8^\circ 8') = 0,143 \cdot P \cdot S;$$

$$M_{1T} = N_2 h = 1,01 \cdot P \cdot S \cdot h, \text{ где: } h = 0,04 \text{ м;}$$

$$M_{2T} = \frac{M_{1T}}{n} = \frac{1,01 \cdot P \cdot S \cdot h}{4},$$

где n – передаточное отношение клиноременной передачи.

Экспериментальные значения величин M_1 , M_2 , N_1 , N_2 , N_3 , T_1 определить, используя тарировочные графики и осциллограммы динамического режима для момента времени (положение кривошипно-шатунного механизма), изображенного на рис. 4.4.

Сравнивая теоретические и экспериментальные значения величин, определить относительную погрешность эксперимента по формулам:

$$\delta_1 = \frac{M_{1T} - M_{1Э}}{M_{1T}} \cdot 100\%$$

и т.д. для каждой величины.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВЫХ ПАР

Основные технические данные установки ТММЗЗМ, предназначенной для определения КПД винтовых пар.

1. На установке определяются КПД для сменных винтовых пар:
№1 - резьба М 42 х 4,5.
№2 - резьба прямоугольная однозаходная прямая 42 х 4,5.
№3 - резьба прямоугольная трехзаходная прямая 42 х 4,5 х 8.
2. Материал всех винтов - сталь 45, материал смешанных гаек-вкладышей - сталь 20 - бронза ОЦС5-5.
3. Вращение винтов от электропривода реверсивное, полуавтоматическое $n = 60$ об/мин.
4. Рабочий ход гайки вдоль винта – 300 мм.
5. Осевая нагрузка - 3, 5, 8 и 10 кг.
6. Максимальный момент на выходном валу редуктора (верхний шпиндель) – 10 кг·см. Установка снабжена электротензометрическими датчиками сопротивления и магнитным датчиком угла поворота.
7. Потребляемая мощность электродвигателя-50 Вт.

ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ

С помощью установки ТММЗЗМ экспериментально определяется КПД винтовых пар (гайка - винт) с различными параметрами резьбы, для различных материалов и осевых нагрузок. Определение крутящего момента, необходимое для вычисления КПД, производится методом замера реактивного момента с помощью специального механического прибора (пластинчатой пружины с индикатором часового типа), входящего в комплект установки. Определение мгновенного КПД, а также исследование динамического режима, связанного с перемещением гайки по винту, производится с использованием современных электрических методов исследования. Для этой цели установка снабжена тензометрическими датчиками сопротивления для осциллографирования кривой крутящего момента и электромагнитными датчиками угла поворота винта относительно гайки. С помощью тензометрических электродатчиков можно определять и средний КПД, наблюдая показания по шкале указывающего электроприбора с последующим составлением электрического и механического параметров по градуированному графику.

В установке ТММЗЗМ все винтовые пары - смешанные.

Реверсивный электродвигатель обеспечивает определение КПД, как при подъёме, так и при спуске груза (для несамотормозящихся резьб - только при подъёме).

Установка монтируется стационарно на вертикальной стойке (стене). Основанием установки является станина из швеллера, к верхней части которой крепится кронштейн с подшипниковым гнездом для крепления электропривода.

Корпус электродвигателя жестко связан с корпусом редуктора, хвостовик которого в виде трубки является валом по отношению к шарикоподшипникам кронштейна. Через трубку в бронзовых подшипниках скольжения выходит приводной вал от редуктора к винту исследуемой винтовой пары. В процессе работы вращается винт, а гайка претерпевает лишь поступательное перемещение вверх - вниз. От проворота гайку предохраняет ползун в виде радиального стержня, перемещающийся вдоль глухого паза станины. Для уменьшения трения ползун контактирует с гранями паза через шарикоподшипник.

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

Как было указано, средний крутящий момент определяется по схеме измерения реактивного момента. В этих целях жестко связанная система - корпус двигателя (статор), корпус редуктора и его хвостовик - не закреплена на станине, а может свободно вращаться в шарикоподшипниках верхнего кронштейна. При работе установки (при вращении винта) статор двигателя увлекается в направлении вращения ротора; жесткий рычаг, укрепленный на крышке редуктора с точечными упорами, деформирует пластинчатую пружину. Индикатор часового типа, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента.

Тарировка шкалы индикатора по моменту для получения тарированного графика производится при снятой стойке измерительного устройства с помощью тарированного приспособления, представляющего собой ролик на стойке, расположенной слева от редуктора на кронштейне станины. При проведении тарировки прочную гибкую нить или тонкий шнур следует закрепить петлей в проточке головки винта (выступает из доньшка редуктора), охватить нитью находящийся под дном редуктора тарировочный шкив диаметром 60 мм по ручью и дальше перекинуть нить через тарировочный ролик. Нагружая свисающий конец нити, вычисляя момент и сопоставляя его с показаниями прибора, получаем данные для тарировочного графика.

Осевая нагрузка на гайку испытуемой винтовой пары осуществляется подвешиванием к ней гирь. Приспособление для их крепления, состоящее из двух тяг с траверсой и полочкой для гирь, перемещается вверх - вниз с гайкой во время работы установки.

Управление установкой автоматизировано и рабочий цикл - ход гайки вверх, реверсирование двигателя, ход гайки вниз, выключение двигателя по достижении исходного положения - совершается нажатием кнопки при подключенном электропитании. Кнопка помещена на специальном щитке сверху справа.

В случае электрических измерений используется пластинчатая пружина с наклеенными тензометрическими датчиками.

На верхней панели смонтированы три клеммы для зажимов концевиков проводов датчиков и соединения их с последующими элементами тензометрической схемы.

На шпинделе нижнего кронштейна укреплено зубчатое колесо специального профиля, работающего в паре с электромагнитным датчиком угла поворота.

При надевании гаек на трёхзаходный винт метку гайки нужно совмещать с меткой резьбы винта (притертый заход). Винты, крепящие гайки - вкладыши в обоймах, должны быть всегда завернуты до отказа во избежание образования забоин на резьбах основных винтов.

МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Для проведения лабораторной работы на установке ТММЗМ необходимы набор винтов, грузов и график тарировки шкалы пружины с индикатором и тензометрическим датчиком. В задачу лабораторной работы входит определение КПД винтовой пары одного вида резьбы с двумя различными материалами гаек и при различных осевых нагрузках.

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ

1. Составить схему установки. Записать исходные данные: шаг резьбы, вид резьбы, материал винта и гаек.

2. Вставить в установку выбранный винт с гайкой, закрепив верхнюю отодвигающуюся муфту зажимных винтов. Гайку опустить в нижнее положение и к ней подвесить груз 3 кг (вес системы для подвеса добавочных грузов). Тумблером включить питание.

3. Нажатием кнопки «ПУСК» включить двигатель. За время движения гайки вверх три раза снять отсчеты по шкале индикатора и занести их в бланк.

4. Сменить последовательно грузы на 5, 8 и 10 кг (путём комбинации добавочными грузами 2 и 5 кг) и снять отсчеты с изменёнными осевыми нагрузками.

5. Заменить гайку (взять гайку из другого материала) и провести те же испытания, что и с первой гайкой.

6. Вычислить средние отсчеты отклонения стрелки индикатора для каждого груза и материала гайки. По тарировочному графику определить приложенные к винту моменты (кг·мм). Вычислить работу движущих сил и полезную работу на один оборот винта по формулам:

$$A_{д.с} = M \cdot 2 \cdot \pi ,$$

где M – значение крутящего момента в кг·мм, находится из тарировочного графика по среднему отсчету индикатора.

$$A_{п.с} = Q \cdot S ,$$

где Q – осевая нагрузка в кг;
 S – шаг резьбы в мм.

Затем определить значения КПД для разных материалов гаек при различных осевых нагрузках:

$$\eta = \frac{A_{п.с}}{A_{д.с}}.$$

7. Вычертить диаграмму изменения КПД в зависимости от осевой нагрузки (две кривые, каждая для определенного материала гайки).

8. По аналитической формуле рассчитать КПД для вида резьбы и сочетаний материалов, применявшихся в работе, и результаты сопоставить с экспериментальными данными.

Для винта с прямоугольной резьбой КПД вычисляется по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\alpha)}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho)},$$

где α – угол подъема винтовых линий;

$\rho = \operatorname{arctg}(\mu)$ (μ – коэффициент трения пары винт-гайка).

Для винта с остроугольной резьбой КПД вычисляется по этой же формуле, но вместо ρ берется ρ'

$$\rho' = \operatorname{arctg}(\mu') = \operatorname{arctg}\left(\frac{\mu}{\cos(\beta)}\right),$$

где β – половина угла при вершине нарезки.

9. Сделать заключение о проделанной работе.

Библиографический список

- Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин.- М.: Наука, 1975.
- Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. -М.: Наука, 1979.
- Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. -М.: Высшая школа, 2004
- Иосилевич Г.Б., Лебедев П.А., Стелов В.С. Прикладная механика. -М.: Машиностроение, 1986.
- Юдин В.А., Петрокас Л.В. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин. -М.: Наука, 1962.
- Юденич В.В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин.-М.: Высшая школа, 1962.
- Щепетильников В.А. Основы балансировочной техники. -М.: Машиностроение, 1975.
- Юдин В.А., Барсов Г.А., Чунин Ю.Н. Сборник задач по теории механизмов и машин. -М.: Высшая школа, 1982.
- Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. -М.: Наука, 1972.
- Смелягин А.И., Теория механизмов и машин: Учебное пособие. - М.: ИНФРА-М, Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003.

Приложения

Приложение 1

КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ ТЕОРИИ ПРИБЛИЖЕННЫХ ВЫЧИСЛЕНИЙ

I. При проведении эксперимента приходится заниматься измерением различных величин. Известно, что никакое измерение не может быть выполнено абсолютно точно, при повторении измерений всегда будут получаться результаты, отличающиеся друг от друга. Погрешности измерений перейдут и в определяемые этими измерениями искомые величины.

Абсолютной погрешностью ΔA (ошибкой) приближенного значения A называют разность между истинным X и приближенным A значением этой величины:

$$\Delta A = X - A. \quad (\text{П. 1})$$

Относительной ошибкой δ приближенного значения A некоторой величины называют отношение абсолютной ошибки ΔA к значению величины A :

$$\delta = \frac{\Delta A}{A}. \quad (\text{П. 2})$$

Выражение (П. 2) можно написать иначе:

$$\Delta A = \delta A, \quad (\text{П. 3})$$

т. е. абсолютная ошибка ΔA равна произведению приближенного значения A на его относительную ошибку δ .

Очень часто относительную ошибку выражают в процентах:

$$\delta \% = \frac{\Delta A}{A} \cdot 100.$$

Размерность абсолютных ошибок одинаковая с размерностью измеряемых величин. Относительные ошибки величины безразмерные. Относительная ошибка дает более верное представление о точности результата измерений, и, кроме того, она дает возможность сравнить точность измерения совершенно разнородных величин.

Ошибки, которые получаются при измерениях, можно разбить на три категории:

1. Ошибки систематические, вызываемые неправильными показаниями приборов (неверные гири, неточный метр и т. п.). Исключение этих ошибок производится тщательной выверкой приборов, правильной тарировкой измерительных средств.

2. Ошибки случайные, являющиеся следствием неточных измерений.

3. Ошибки грубые, являющиеся следствием просчетов, описок и т. п.

В математической теории ошибок рассматриваются только случайные ошибки. Будем предполагать, что систематические ошибки и грубые просчеты совершенно исключены.

При вычислениях, помимо величин, определяемых из опыта, приходится иметь дело с величинами, которые считаются известными. Сюда относятся:

1. Коэффициенты в формулах, показатели степени, показатели корня. Это, как правило, точные величины.

2. Величины π , десятичных и натуральных логарифмов, натуральных значений тригонометрических функций. Приближенные значения этих величин могут быть вычислены с любой заданной точностью.

3. Некоторые физические постоянные — ускорение свободного падения g , модули упругости материалов E и G . Эти величины определены большим числом тщательно поставленных опытов, с высокой степенью точности, значительно большей, нежели точность обычных лабораторных работ.

Все указанные величины при проведении студенческих лабораторных работ следует считать точными. Приближенные значения их при вычислениях надо принимать с таким числом значащих цифр, чтобы относительная ошибка их была меньше на порядок относительной ошибки измеряемой величины.

При действиях с приближенными значениями величин необходимо соблюдать известные правила. Прежде всего, за абсолютную и относительную погрешности измерения будем принимать предельные ошибки, т. е. такие, которые не может превосходить по величине ошибка, допущенная при измерении. Эти ошибки будем называть предельной абсолютной погрешностью и предельной относительной погрешностью ($\Delta_{\text{пр}}$ и $\delta_{\text{пр}}$).

Теорией приближенных вычислений установлено, что:

1) предельная абсолютная ошибка функции нескольких независимых переменных определяется суммой абсолютных величин всех частных дифференциалов этой функции;

2) предельная относительная ошибка функции нескольких независимых переменных равняется дифференциалу натурального логарифма этой функции, причем следует брать сумму абсолютных величин всех членов этого выражения.

Если функция имеет вид: $y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$, то математически это запишется так:

$$(\Delta y)_{\text{пр}} = \pm \left[\left(\frac{\partial f(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_1} \cdot dx_1 \right) + \left(\frac{\partial f(x_1, x_2, \dots, x_n)}{\partial x_2} \cdot dx_2 \right) + \dots + \right]$$

$$+ \left(\frac{df(x_1, x_2, \dots, x_n)}{dx_n} \cdot dx_n \right) \Big], \quad (\text{П. 4})$$

$$(\delta y)_{\text{пр}} = \pm d[\ln f(x_1, x_2, \dots, x_n)] \quad (\text{П. 5})$$

Применяя формулы (П. 3), (П.4) и (П.5) (и опуская индексы у δ и Δ , указывающие на то, что это предельные величины), получим формулы приближенных вычислений для простых математических операций:

1) ошибка суммы ($S = A_1 + A_2$),

$$\Delta S = dA_1 + dA_2 = \Delta A_1 + \Delta A_2,$$

т. е. предельная абсолютная ошибка суммы нескольких приближенных значений величин равняется сумме абсолютных значений и абсолютных ошибок всех слагаемых. Соответственно относительная ошибка будет иметь

$$\text{вид: } \delta_s = \frac{(\Delta A_1 + \Delta A_2)}{A_1 + A_2}.$$

2) ошибка разности ($S = A_1 - A_2$),

$$\text{абсолютная ошибка } \Delta S = \Delta A_1 + \Delta A_2,$$

$$\text{Относительная ошибка } \delta_s = \frac{(\Delta A_1 + \Delta A_2)}{A_1 - A_2}.$$

П р а в и л о . При определении ошибок суммы и разности вначале определяют предельную абсолютную ошибку, а затем предельную относительную ошибку.

При определении ошибок разности необходимо иметь в виду, что если величины A_1 и A_2 близки друг к другу по величине, то разность их $A_1 - A_2$ становится малой и предельная относительная ошибка разности может получиться очень большой;

3) ошибка произведения ($S = A_1 \cdot A_2$).

Логарифмируя и дифференцируя произведение, будем иметь:

$$\ln S = \ln A_1 + \ln A_2; \quad \frac{dS}{S} = \frac{dA_1}{A_1} + \frac{dA_2}{A_2},$$

откуда относительная ошибка

$$\delta_s = |\delta_{A_1}| + |\delta_{A_2}|,$$

абсолютная ошибка примет вид:

$$\Delta S = (|\delta_{A_1}| + |\delta_{A_2}|) \cdot A_1 \cdot A_2 = \Delta A_1 A_2 + \Delta A_2 A_1;$$

4) Ошибка дроби ($S = \frac{A_1}{A_2}$) (вывод аналогичен предыдущему);

относительная ошибка $\delta_s = |\delta_{A_1}| + |\delta_{A_2}|$,

абсолютная ошибка $\Delta S = (|\delta_{A_1}| + |\delta_{A_2}|) \cdot \frac{A_1}{A_2}$.

При умножении или делении приближенного числа на точное число N предельная относительная ошибка произведения или частного остается без изменения.

Предельная абсолютная ошибка произведения или частного увеличивается или уменьшается в N раз;

5) ошибка степени ($S = A^n$).

Логарифмируя и затем дифференцируя выражение $S = A^n$, получим:

$$\ln S = n \ln A; \quad \frac{dS}{S} = n \frac{dA}{A},$$

откуда относительная ошибка $\delta_s = n \cdot \delta_A$.

Относительная ошибка степени равняется показателю степени, умноженному на относительную ошибку основания.

Абсолютная ошибка степени $\Delta S = \delta_s A^n = n A^{n-1} \cdot \Delta A$;

6) ошибка корня ($S = \sqrt[n]{A}$) (вывод аналогичен предыдущему):

относительная ошибка $\delta_s = \frac{1}{n} \delta_A$,

абсолютная ошибка $\Delta S = \delta_s \cdot \sqrt[n]{A} = \frac{\delta_A}{n} \cdot \sqrt[n]{A}$.

Формулы для вычисления предельных абсолютных и относительных ошибок более сложных функциональных зависимостей также получим, используя исходные формулы (П. 3), (П. 4) и (П. 5). Для того чтобы можно было применять эти формулы, нужно знать абсолютные и относительные ошибки величин, входящих в формулы и определяющих искомую величину. В отдельных случаях это не вызывает затруднений. Например, при измерении длины масштабной линейкой за предельную абсолютную ошибку можно принять цену половины одного деления масштабной линейки, при измерении веса — вес наименьшего разновеса, использованного при взвешивании, и т. д. В некоторых случаях, например, при определении по секундомеру времени полного периода качания маятника, времени движения тела на заданном пути, установление наиболее вероятного значения

измеряемой величины и его предельных ошибок не может быть произведено так просто. Для решения этой задачи теория приближенных вычислений применяет метод наименьших квадратов. Сущность этого метода заключается в том, что измерение величин, входящих в формулы, по которым определяется искомая конечная величина или непосредственное измерение самой искомой величины, производится многократно (несколько раз). За наиболее вероятное значение измеряемой величины A принимается среднее арифметическое ряда отдельных измерений A_i :

$$A = \frac{A_1 + A_2 + \dots + A_n}{n} \quad (\text{П. 6})$$

За предельную абсолютную ошибку измеряемой величины принимают среднюю квадратичную ошибку среднего арифметического:

$$\delta_A = \sqrt{\frac{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \dots + \Delta_n^2}{n(n-1)}}, \quad (\text{П. 7})$$

где Δ_i — отклонение измерения A_i от среднего арифметического значения A :

$$\Delta_i = A - A_i.$$

Таким образом, общий ход работы при определении наиболее вероятного значения какой-либо искомой величины и ошибок в ее определении складывается из операций:

1. Установление расчетной формулы, по которой ведется определение искомой физической величины.
2. Получение из этой формулы выражений для расчета абсолютных и относительных ошибок искомой величины в зависимости от ошибок вспомогательных величин, входящих в формулу.
3. Многократное измерение вспомогательных величин, расчет по формулам (П.6) и (П. 7) их наиболее вероятных значений и ошибок.
4. Вычисление искомой физической величины и ошибок в ее определении.

Если исследуемая величина измеряется непосредственно, то наиболее вероятное значение и ошибки ее определяются формулами (П.6) и (П.7).

II. При выполнении численных расчетов студенты часто ведут вычисления без всякой системы. В результате расчет получается неверный, повторный расчет дает другие результаты, тоже не всегда верные. У студента появляется чувство неуверенности, расчет затягивается, отнимая практически все время, отведенное на лабораторную работу.

Поэтому необходимо упорядочить организацию ведения расчета. Прежде всего, для расчета значения какой-либо величины, определяемой рядом других величин, входящих в более или менее сложную формулу, необходимо составить схему расчета. Схема расчета должна быть развернута в таблицу так, чтобы для заполнения каждой следующей колонки требовалась одна вычислительная операция.

Следует помнить, что число верных значащих цифр результата никак не может быть больше, чем число значащих цифр исходных величин, и, наоборот, может быть на одну единицу меньше. Поэтому с самого начала исходные величины надо записать с правильным числом значащих цифр и в дальнейшем при каждом вычислении все лишние цифры отбрасывать. Исходные величины, известные с очень высокой степенью точности, необходимо округлять до таких величин, чтобы их относительная ошибка была меньше относительных ошибок других величин не более чем на порядок. Значащими цифрами надо считать все цифры 1, 2, ..., 9, а также нули, если они стоят между цифр или справа от цифр.

При округлении твердо придерживаться одного правила: если последняя отбрасываемая цифра более 5, то последнюю остающуюся цифру увеличивают на единицу, если отбрасываемая цифра менее 5, то последнюю остающуюся цифру сохраняют без изменения.

Если последняя отбрасываемая цифра равна 5, то последнюю остающуюся цифру следует увеличить на единицу, кроме тех случаев, когда сама цифра 5 появилась в порядке округления.

Расчет лучше всего вести для проверки в две руки, поэтому проведение лабораторной работы, требующей значительных вычислений, желательно выполнять двум студентам.

Федеральное агентство по образованию

**Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ**

**Кафедра теоретической механики
и теории механизмов**

Журнал лабораторных работ

Факультет _____

Группа _____

Студент _____

Санкт-Петербург
200_ г.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1
 Составление кинематической схемы и структурный анализ
 плоского механизма.

1. Кинематическая схема 1-го механизма

	Таблица кинематических пар		
	№ пар	наименование кинематических пар	звенья, входящие в пару

2. Определение числа степеней свободы механизма

$n=$
 $p_5=$
 $p_4=$

$\omega=$

3. Разложение 1-го механизма на структурные группы (группы Ассура)

(Формула строения механизма)

4. Кинематическая схема 2-го механизма

	Таблица кинематических пар		
	№ пар	наименование кинематических пар	звенья, входящие в пару

5. Определение числа степеней свободы механизма

 $n=$ $p_5=$ $p_4=$ $\omega=$

6. Разложение механизма на структурные группы (группы Ассура)

Формула строения механизма

Работу выполнил

Работу принял

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

Вычерчивание зубьев колеса методом обкатки

Прибор №

I. Заданные величины

1. Модуль рейки $m =$ мм
2. Угол профиля рейки $\alpha_p =$
3. Коэффициент высоты головки $f = 1$
4. Диаметр делительной окружности $d =$ мм

II. Нормальное зубчатое колесо

Определяемые величины	Формулы и подсчет
1. Число зубьев колеса.....	$Z = \frac{d}{m} =$
2. Диаметр основной окружности	$d_B = d \cdot \cos(\alpha_p) =$
3. Шаг зацепления	$P_t = \pi m =$
4. Шаг по основной окружности	$P_B = P_t \cos(\alpha_p) =$
5. Толщина зуба по делительной окружности: а) расчетная б) измеренная	$S = \frac{1}{2} \pi m =$ $S' =$
6. Толщина зуба по основной окружности: а) расчетная б) измеренная	$S_B = d_B \left(\frac{S}{d} + \text{inv}(\alpha_p) \right) =$ $S'_B =$

III. Исправленное (положительное) колесо

Определяемые величины	Формулы и подсчет
1. Коэффициент коррекции (относительный сдвиг рейки)	$X = \frac{17 - z}{17} =$
2. Абсолютный сдвиг рейки	$mX =$
3. Толщина зуба по делительной окружности: а) расчетная б) измеренная	$S' = \frac{1}{2} \pi m + 2mX \operatorname{tg}(\alpha_p) =$ $S' =$
4. Толщина зуба по основной окружности: а) расчетная б) измеренная	$S'_B = d_B \left(\frac{S'}{d_B} + \operatorname{inv}(\alpha_p) \right) =$ $S_B =$

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3

Статическое и динамическое уравнивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс

1. Схема установки и расположения неуравновешенных масс

2. Величина неуравновешенных грузов и координаты их расположения

$$m_2 =$$

$$r_2 =$$

$$\alpha_2 =$$

$$m_3 =$$

$$r_3 =$$

$$\alpha_3 =$$

$$m_4 =$$

$$r_4 =$$

$$\alpha_4 =$$

3. Статическое уравнивание (графический метод)

$m_{np} =$ $\Gamma, r_{np} =$ мм, $\alpha_{np} =$

4. Полное уравнивание (графический метод)

$m_1 =$ $\Gamma, r_1 =$ мм, $\alpha_{np1} =$ $m_5 =$ $\Gamma, r_5 =$ мм,
 $\alpha_{np5} =$

Работу принял

Работу выполнил

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

Определение динамических параметров машин.

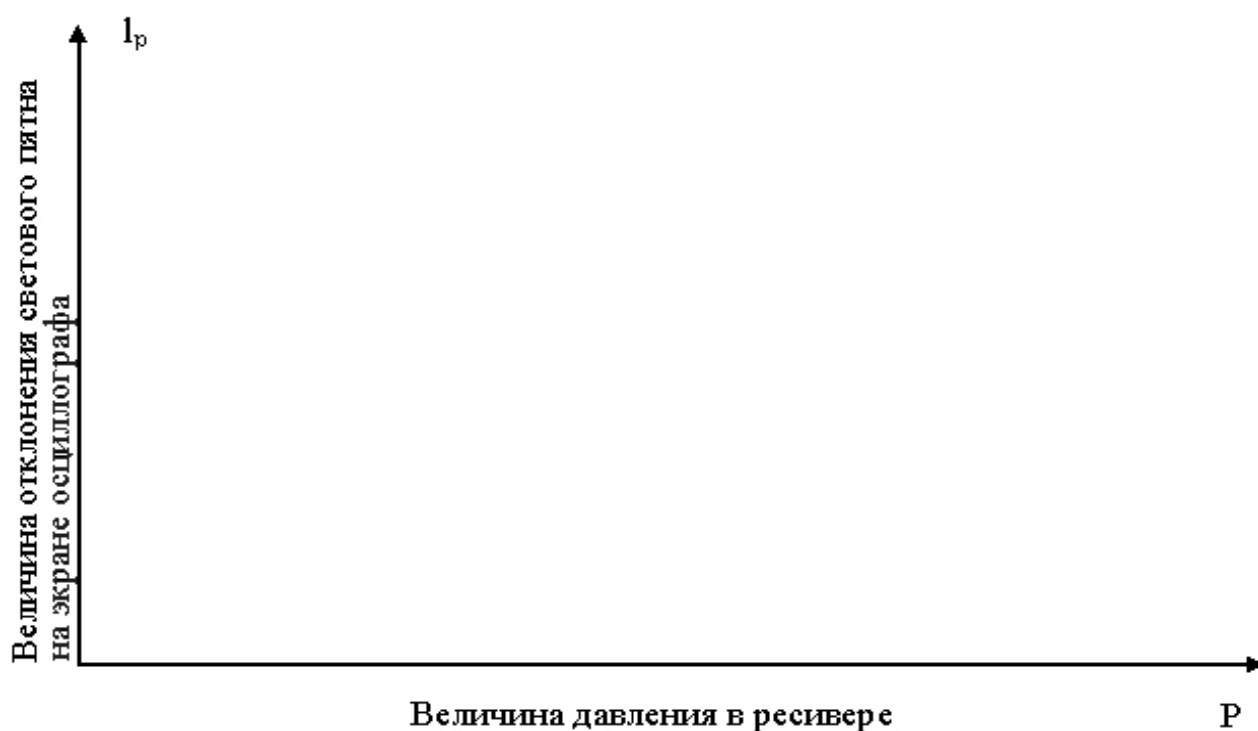
Снять осциллограммы в динамическом режиме и при включённом отметчике времени следующих параметров:

1. $t_{вр}$, S_0 , P , ω_1 , ω_2
2. $t_{вр}$, S_0 , P , M_1 , M_1
3. $t_{вр}$, S_0 , P , N_1 , T_1 , N_2 , T_2 , N_3

Давление в ресивере: 0,3 МПа

График тарировки датчика давления P :

График зависимости $I_p = f(P)$



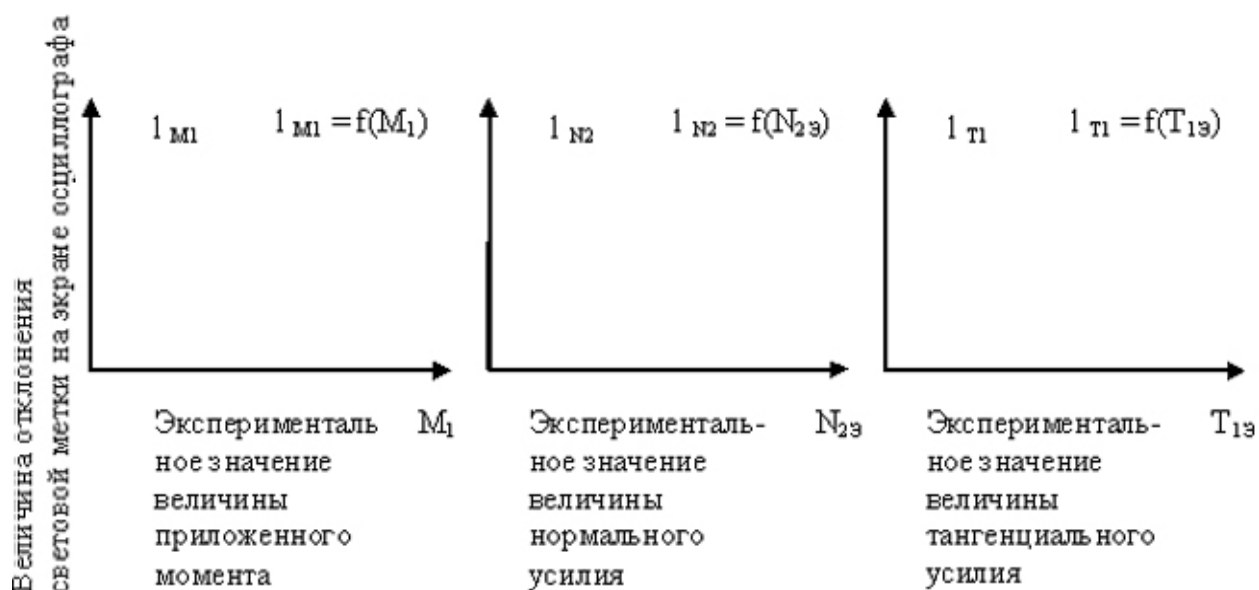
Продолжение приложения 6

График тарировки датчика момента на валу электродвигателя M_2 :

График зависимости $I_{M2} = f(M_2)$



Графики тарировки датчиков вращающего момента на промежуточном валу кривошипа M_1 , нормального усилия в нижней головке шатуна N_2 , тангенциального усилия в опорах кривошипа T_1 :



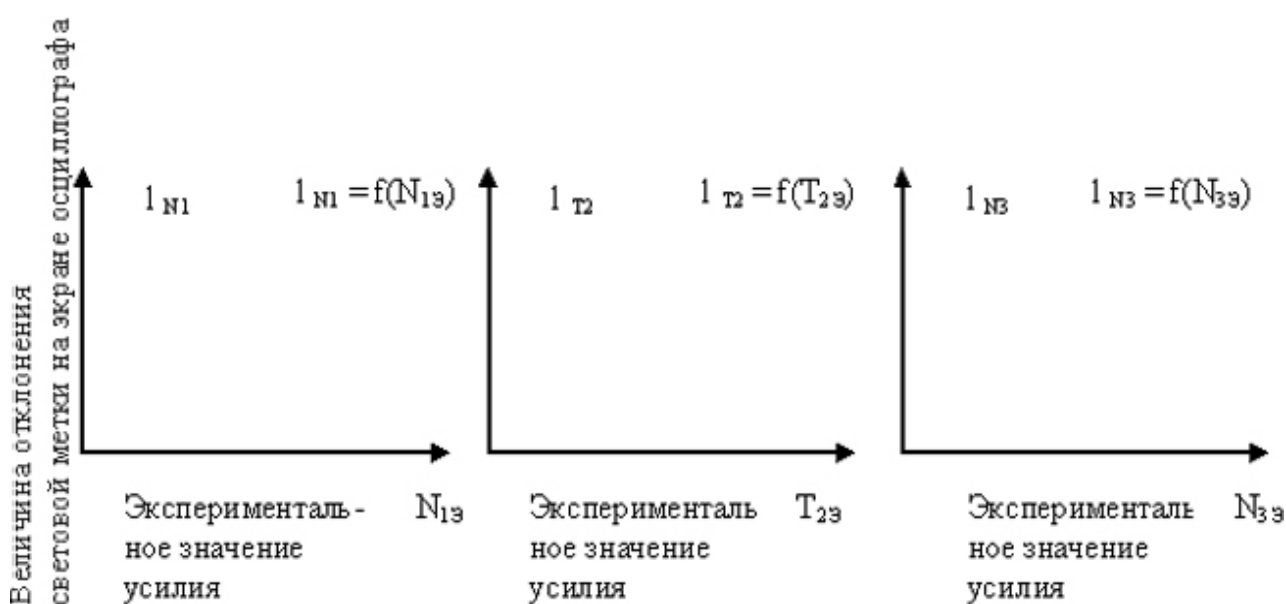
Экспериментальные значения усилий $N_{2э}$ и $T_{1э}$ определяются по формулам:

$$N_{2э} = 1,25 \frac{M_{1э}}{l} =$$

$$N_{1э} = 1,24 \frac{M_{1э}}{l} =$$

где $l=0,05$ м (длина кривошипа).

Графики тарировки датчиков нормального усилия в опоре кривошипа N_1 , тангенциального усилия в нижней головке шатуна T_2 , давления поршня на стенку цилиндра N_3 :



Экспериментальные значения усилий N_1 , T_2 , N_3 определяются по формулам:

$$N_{2э} = T_{2э} = \frac{M_{1э}}{l} =$$

$$N_{3э} = \frac{2M_{1э}}{3l} =$$

Определение относительной погрешности эксперимента.

Зная P определить теоретические значения величин M_1 , M_2 , N_1 , N_2 , N_3 , T_1 по формулам:

$$T_{1T} = T_3 = P \cdot S =$$

где P - давление воздуха в цилиндре
 $S = 21,24 \text{ см}^2$ (площадь поршня)

$$N_{2T} = R_3 = R = \frac{T_3}{\cos(8^\circ 8')} = 1,01 \cdot P \cdot S =$$

$$N_{3T} = N_{1T} = T_3 \cdot \operatorname{tg}(8^\circ 8') = 0,143 \cdot P \cdot S =$$

$$M_{1T} = N_2 \cdot h = 1,01 \cdot P \cdot S \cdot h =$$

где $h = 0,04 \text{ м}$

$$M_{2T} = \frac{M_{1T}}{n} = \frac{1,01 \cdot P \cdot S \cdot h}{n}$$

где h - передаточное отношение клиноременной передачи.

Относительную погрешность определить по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta A}{A} \cdot 100\% \quad (\text{например: } \delta_{M1} = \frac{M_{1T} - M_{1Э}}{M_{1T}} \cdot 100\%)$$

Экспериментальные значения	$M_{1Э}$	$M_{2Э}$	$N_{1Э}$	$N_{2Э}$	$N_{3Э}$	$T_{1Э}$
Теоретические значения	M_{1T}	M_{2T}	N_{1T}	N_{2T}	N_{3T}	T_{1T}
Относительная погрешность эксперимента	δ_{M1}	δ_{M2}	δ_{N1}	δ_{N2}	δ_{N3}	δ_{T1}

Работу принял

Работу выполнил

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5

Определение коэффициента полезного действия
винтовой пары

1.Схема установки

2. Исходные данные

а) Вид резьбы-

б) Шаг резьбы $S=$ ммв) Угол подъема винтовой
линии $\alpha=$ г) Угол при вершине нарезки
 $2\beta=$

д) Материал винта-

е) Материал гайки:

1)

2)

3. Определение К.П.Д. пары при различных нагрузках:

№ п/п	Мате- риал гайки	Наг- руз- ка	Отклонение по шкале индикатора				Мо- мент Кг*мм	$A_{д.с.} =$ $M*2*\pi$	$A_{п.с.} =$ $Q*S$	η
			n_1	n_2	n_3	n_ϕ				
1										
2										
3										
4										
5										
6										
7										
8										

4. Диаграмма изменения К.П.Д. пары в зависимости от осевой нагрузки:

5. Определение КПД по аналитическим формулам:

Работу принял

Работу выполнил

Содержание

ВВЕДЕНИЕ.....	3
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1.....	4
СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И СТРУКТУРНЫЙ	
АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ.....	-
ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	-
ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ.....	6
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2.....	11
ЭВОЛЬВЕНТНОЕ ЗУБЧАТОЕ ЗАЦЕПЛЕНИЕ.....	-
ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	-
ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ	
МЕТОДОМ ОБКАТКИ.....	16
ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ.....	18
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3.....	20
СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ РОТОРА С	
ИЗВЕСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС.....	-
ТЕОРИЯ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ МАСС.....	-
ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ.....	25
ОПИСАНИЕ РАБОТЫ.....	26
СТАТИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ.....	-
ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ.....	29
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4.....	33
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МАШИН.....	-
ВВЕДЕНИЕ.....	-
КОМПЛЕКТ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ.....	-
УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ЛАБОРАТОРНОЙ	
УСТАНОВКИ ТММ-44.....	-
УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ОСЦИЛЛОГРАФА «Н117».....	36
УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ ТЕНЗОУСИЛИТЕЛЯ	
«ТОПАЗ –3».....	37
ПОРЯДОК РАБОТЫ.....	38
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5.....	42
ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ	
ВИНТОВЫХ ПАР.....	-
ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ.....	-
МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ.....	44
ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ.....	-
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	46
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	47
ПРИЛОЖЕНИЕ 1.....	-
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	53
ПРИЛОЖЕНИЕ 3.....	54
ПРИЛОЖЕНИЕ 4.....	56
ПРИЛОЖЕНИЕ 5.....	58
ПРИЛОЖЕНИЕ 6.....	60
ПРИЛОЖЕНИЕ 7.....	64