

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Владимирский государственный университет
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых»

Б. А. БЕЛЯЕВ А. П. ШЕВЧЕНКО А. А. РЯЗАНОВ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Лабораторный практикум



Владимир 2016

УДК 621.01
ББК 22.2
Б43

Рецензенты:

Кандидат технических наук, доцент
зам. директора по производству предприятия ООО «Вектор»
г. Владимира
С. О. Худяков

Кандидат технических наук
председатель комитета информатизации, связи и телекоммуникаций
Администрации Владимирской области
А. С. Клементьев

Печатается по решению редакционно-издательского совета ВлГУ

Беляев, Б. А. Теория механизмов и машин : лаб. практи-
Б43 кум / Б. А. Беляев, А. П. Шевченко, А. А. Рязанов ; Владим. гос.
ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ,
2016. – 84 с.
ISBN 978-5-9984-0711-6

Предназначен для самостоятельного выполнения студентами лабораторных работ по учебной программе дисциплины «Теория механизмов и машин». Содержит краткие теоретические сведения, а также описания моделей и лабораторных установок, порядок проведения и отчётности по работам, приводятся контрольные вопросы для закрепления материала. Лабораторная деятельность формирует у студентов умение применять теоретические знания к решению практических технических задач, помогает проникнуть в физическую сущность изучаемых вопросов дисциплины, даёт навыки проведения экспериментальных исследований.

Предназначен для студентов вузов 1 – 3-го курсов, изучающих дисциплину «Теория механизмов и машин», всех форм обучения.

Рекомендовано для формирования профессиональных компетенций в соответствии с ФГОС ВО.

Ил. 47. Табл. 23. Библиогр: 5 назв.

УДК 621.01
ББК 22.2

ISBN 978-5-9984-0711-6

© ВлГУ, 2016

ПРЕДИСЛОВИЕ

Дисциплина «Теория механизмов и машин» (ТММ) изучает общие свойства механизмов и методы их проектирования, пригодные для различных областей техники. ТММ обычно ограничивается только схемными решениями, так как именно схемы определяют основные параметры механизма. Никакими конструктивными и технологическими улучшениями нельзя исправить недостатки схемы. Сведения, содержащиеся в ТММ, важны не только для конструкторов, но и эксплуатационников, так как грамотная эксплуатация возможна только при чётком понимании принципов работы и основных свойств машин.

Все разделы дисциплины «Теория механизмов и машин» можно условно разделить на две категории: задачи анализа и синтеза различных механизмов и машин. Самостоятельное выполнение лабораторных работ из различных разделов дисциплины ТММ позволяет студентам закрепить теоретический материал, освоить методику определения каких-либо параметров механизмов и подготовиться к анализу или проектированию новых механизмов и машин.

ВВЕДЕНИЕ

Изучение дисциплины «Теория механизмов и машин» требует от студентов твёрдых знаний основ высшей математики, теоретической механики и сопротивления материалов, умения решения задач по этим дисциплинам, а также необходимых навыков в начертательной геометрии и инженерной графике.

Дисциплина состоит из следующих разделов:

- структурный анализ механизмов;
- кинематический анализ механизмов;
- силовой анализ механизмов;
- динамический анализ механизмов;
- общие методы синтеза механизмов.

Структурный и кинематический анализы механизмов предполагают изучение теории строения механизмов, исследование движения тел, их образующих, с геометрической точки зрения независимо от сил, вызывающих движение этих тел.

Раздел «Динамический анализ механизмов» раскрывает методы определения сил, действующих на тела, образующие механизм, во время движения этих тел, и взаимосвязи между движениями этих тел, силами, на них действующими, и массами, которыми обладают эти тела.

Проблемы синтеза механизмов изучаются по видам механизмов, так как задача синтеза – проектирование механизмов выбранной структуры по заданным кинематическим и динамическим условиям.

В процессе освоения дисциплины студенты выполняют лабораторные работы. Каждый раздел необходимо изучать в порядке, предусмотренном в рабочей программе. Ведение конспекта обязательно. Только в этом случае можно получить прочные знания и навыки расчётов по разделам дисциплины.

Работать с учебниками и конспектом лекций рекомендуется в такой последовательности:

- ознакомиться с содержанием данной темы по программе;

- изучить материал темы. Если тема имеет большой объём, разбить её на отдельные части;
- разобрать главные вопросы темы, записать основные определения, доказательства, правила, формулы, если необходимо снабдить их схемами или рисунками.

В целях закрепления учебного материала и приобретения навыков в пользовании расчётными формулами необходимо разобрать примеры и задачи, помещённые в учебнике и конспекте лекций. К экзамену или зачёту допускаются студенты, не имеющие задолженности по лабораторным работам.

Выполнение лабораторной работы

К выполнению лабораторной работы можно приступить только после изучения соответствующей темы. Во время ее выполнения можно пользоваться конспектом лекций, учебной и справочной литературой. Все необходимые расчёты обязательно должны быть доведены до окончательного числового результата.

Требования к выполнению лабораторной работы

Лабораторная работа, сдаваемая студентами на проверку, должна быть выполнена и оформлена в соответствии со следующими требованиями.

Работа осуществляется на бумаге формата А4 аккуратным почерком с интервалом между строчками. Первый лист титульный. Тексты условий работы переписывать обязательно, схемы или рисунки должны быть исполнены чётко карандашом. Если в работе встречается решение конкретной задачи, то она делится на пункты. Каждый пункт должен иметь подзаголовок с указанием, что и как определяется, по каким формулам или на основе каких теорем, законов, правил, методов. Преобразования формул, уравнений в ходе решения производить в общем виде, а уже затем подставлять исходные данные. Порядок подстановки числовых значений должен соответствовать порядку расположения в формуле буквенных обозначений этих величин. После подстановки исходных значений вычислить окончательный или промежуточный результат.

В соответствии с требованиями стандарта при выполнении необходимых расчётов необходимо применять только Международную систему единиц физических величин (СИ) и стандартные символы для обозначения этих величин.

Правильность всех вычислений надо тщательно проверить, обратить особое внимание на соблюдение единиц подставляемых в формулу значений величин и оценить правдоподобность полученного ответа.

Если лабораторная работа не зачтена, то согласно указаниям преподавателя она выполняется заново или частично.

Общие организационные и методические указания к проведению лабораторных работ

Цель настоящих методических указаний – помочь студентам в подготовке и методически правильном проведении лабораторных работ.

Лабораторные занятия по дисциплине «Теория механизмов и машин» являются составной частью ее изучения, закрепляют теоретические знания и дают практические навыки в применении основных законов механики.

Основная цель лабораторных занятий – ознакомить студентов с экспериментальной проверкой теоретических выводов, привить им навыки в проведении опытов и обработке их результатов.

Для работы подгруппы студентов рекомендуется делить на бригады по 2 – 3 человека. Большое число участников мешает активному участию в работе членам бригады. На время проведения лабораторной работы один из членов бригады (поочередно) назначается бригадиром. В функции бригадира входят распределение обязанностей между членами бригады, подача команд на выполнение измерений, сдача оборудования после исполнения работ.

Дома ведётся подготовка к лабораторным работам, заключающаяся в повторении теоретического материала, предложенного преподавателем. Контрольные вопросы, ориентирующие студентов на целенаправленную подготовку, даны после каждой лабораторной работы.

До начала практических занятий необходимо ознакомиться со схемой и описанием установки, уяснить порядок работы на ней.

По каждой работе составляется отчёт, который должен содержать ее номер и наименование, краткое содержание, схему опытной установки и краткое её описание, необходимые расчётные формулы, результаты измерений и расчётов, краткие выводы с объяснением полученных результатов с точки зрения теории. Студенты составляют отчет в часы, отведённые на выполнение лабораторной работы по расписанию.

При условии правильности полученных результатов и сделанных выводов, а также при удовлетворительных ответах на вопросы преподаватель утверждает выполненную работу.

Лабораторная работа № 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

Цель работы: изучение теоретических основ определения КПД простых механизмов, определение КПД винтовой пары экспериментально и аналитически, сопоставляя полученные результаты.

Принадлежности и оборудование: установка для определения КПД винтовых пар ТММ-33.

Краткие теоретические сведения

Коэффициентом полезного действия механизма называется отношение работы сил полезного сопротивления (полезной работы) $A_{п.с}$ к работе движущих сил $A_{д.с}$ за цикл установившегося движения $\eta = A_{п.с}/A_{д.с}$.

Так как за цикл установившегося движения работа движущих сил равна сумме работ всех сил сопротивлений как полезных, так и вредных $A_{в.с}$ (к последним относятся силы трения в кинематических парах, силы сопротивления окружающей среды), то

$$A_{д.с} = A_{п.с} + A_{в.с} \text{ и } \eta = A_{п.с}/(A_{д.с} + A_{в.с}) < 1.$$

Отношение работы сил вредного сопротивления к работе движущих сил называется *коэффициентом потерь* $\psi = A_{в.с}/A_{д.с}$, связанным с КПД зависимостью $\eta = 1 - \psi$. КПД определяется только для *тягового режима* работы машины, когда $A_{п.с} < 0$ и $A_{д.с} > 0$. Для *режима оттормаживания* (при нем $A_{п.с} > 0$ и $A_{д.с} > 0$) КПД не определяется. Режим оттормаживания характерен для работы машин, в которых используются самотормозящиеся механизмы.

Работа сил вредных сопротивлений $A_{в.с}$ для данной машины – величина непостоянная и зависит от силы полезного сопротивления. Чем больше величина этой силы, тем большую величину будут иметь реакции в кинематических парах и тем больше будут силы трения.

КПД машины также величина непостоянная и зависит от силы полезного сопротивления. До определенной величины силы полезного сопротивления КПД машины растет, затем незначительно снижается. При нулевом значении силы полезного сопротивления ($Q = 0$), действующей на выходное звено, движущая сила, или момент сил,

приложенный к входному звену, не равен нулю. Это вызвано наличием трения в кинематических парах механизма, сопротивлением окружающей среды и влиянием сил тяжести звеньев машины.

Основные технические данные установки для определения КПД винтовых пар ТММ-33

1. На установке определяется КПД для винтовых пар:
№ 1 – резьба М 42×4,5. Наружный диаметр резьбы $d = 42$ мм, шаг резьбы $P = 4,5$ мм, резьба однозаходная $n = 1$, где n – число заходов резьбы;
№ 2 – резьба прямоугольная. Прям. 42 (3×8). Наружный диаметр резьбы $d = 42$ мм, шаг резьбы $P = 8$ мм, резьба трехзаходная $n = 3$.
2. Материал винтов – сталь 45. Материал гаек-вкладышей – бронза ОЦС 5-5.
3. Вращение винта от электродвигателя реверсивное, полуавтоматическое с угловой скоростью 60 1/с.
4. Рабочий ход гайки вдоль оси винта – 300 мм.
5. Осевая нагрузка от 20 до 100 Н.
6. Максимальный момент на выходном валу редуктора – 100 Н·м.
7. Потребляемая мощность электродвигателя – 50 Вт.
8. Питание от сети переменного тока – 110 –127 В, 50 Гц.
9. Габаритные размеры – 175×200×1440 мм.

На рис. 1.1 показана установка и ее принципиальная схема (справа). Основанием установки является станина 1 из швеллера, на которой в стойках 2 и 3 закреплены подшипники. В подшипнике верхней стойки 2 установлены с возможностью свободного вращения статор двигателя 4 и редуктор 5. Статор электродвигателя 4 жестко связан с корпусом редуктора. В подшипниках стоек 2 и 3 установлен винт 6, который связан с выходным валом редуктора. С винтом взаимодействует посредством резьбы гайка 7. Груз 8 устанавливают на подвеске 9, прикрепленной к гайке. На крышке редуктора закреплен жесткий рычаг 11, снабженный точечными упорами, через которые он взаимодействует с пластинчатой пружиной 12. С пружиной взаимодействует индикатор часового типа 13. От поворота гайка удерживается пальцем 10, входящим в паз станины 1.

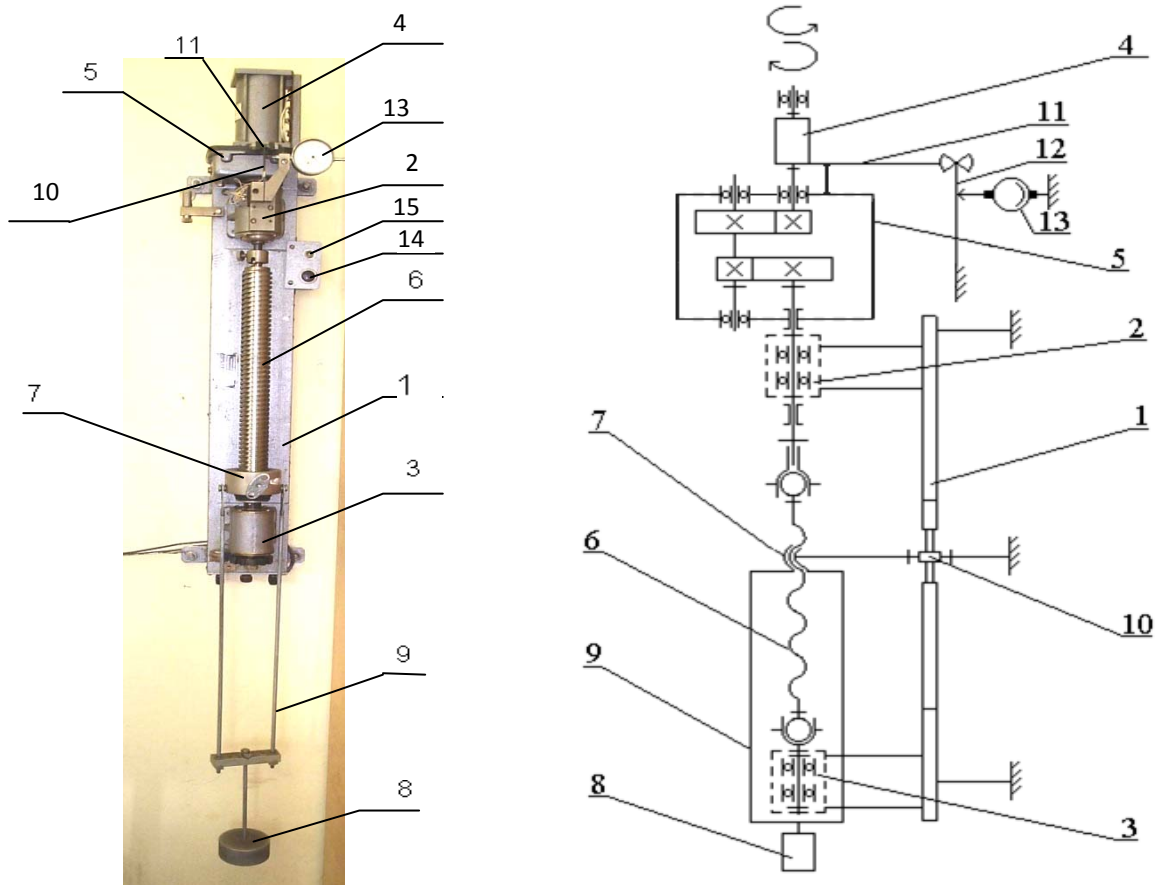


Рис. 1.1. Установка для определения КПД винтовых пар ТММ-33

Жестко связанная система – корпус двигателя (статор), корпус редуктора – не закреплена на станине, а может свободно вращаться в подшипнике верхней стойки 2. При включении двигателя ротор через редуктор начинает вращать винт и перемещать гайку с грузом. При работе установки (при вращении винта) статор двигателя стремится повернуться в направлении, противоположном вращению ротора. При этом прикрепленный к статору жесткий рычаг деформирует пластинчатую пружину. Индикатор, имея силовое замыкание с пружиной, показывает величину прогиба пружины от воздействия реактивного момента, равного моменту на винте. Рабочий цикл (ход гайки вверх и перемещение вниз в исходное положение), включение и выключение двигателя совершаются нажатием специальной кнопки 14 при подключенном с помощью тумблера 15 электропитании. Кнопка и тумблер помещены на специальном щитке установки вверху справа. При движении гайки вверх механизм работает в тяговом режиме, в течение которого необходимо снять показания индикатора.

КПД винтовой пары определяют при различных осевых нагрузках, создаваемых набором грузов, момент на винте – с помощью тарировочного графика.

Порядок выполнения работы

Экспериментальное определение КПД винтовой пары

1. Указать в отчете вид резьбы винтовой пары.
2. Сформировать таблицу экспериментальных данных (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Таблица экспериментальных данных

Осевая нагрузка Q	Показания индикатора, мм			Момент на винте M	$A_{д.с}$	$A_{п.с}$	η
	m_1	m_2	$m_{ср}$				
H				Н·мм	Н·мм	Н·мм	–
Q_1							
Q_2							
...							
$\eta_{ср} =$							

3. Задать величину силы полезного сопротивления Q (от 5 до 15 Н). Для каждого значения силы Q нажатием кнопки «Пуск» включить двигатель на цикл работы и при движении гайки вверх снять показания по шкале индикатора, занести их в табл. 1.1.

4. Вычислить среднее показание стрелки индикатора для каждого значения силы полезного сопротивления. По тарировочному графику определить моменты на винте, Н·мм. Полученные данные занести в табл. 1.1.

5. Выполнить расчет КПД винтовой пары по экспериментальным данным в следующей последовательности:

- работа движущих сил за один оборот винта $A_{д.с} = 2\pi M$;
- работа полезных сил за один оборот винта $A_{п.с} = QP_h$,
где $P_h = Pn$ – ход гайки за один оборот винта;
- КПД винтовой пары $\eta = A_{п.с}/A_{д.с}$.

6. Заполнить табл. 1.1 и определить среднее значение КПД $\eta_{ср}$.

Аналитическое определение КПД винтовой пары

1. Определить приведенный угол трения

$$\varphi = \arctan f / \cos \beta / 2,$$

где $f = 0,12$ – коэффициент трения скольжения в винтовой паре;

β – угол при вершине резьбы:

- для метрической резьбы $\beta = 60^\circ$;
- для прямоугольной резьбы $\beta = 0^\circ$.

2. Определить угол подъема резьбы

$$\alpha = \arctan(P_h / \pi \cdot d_2),$$

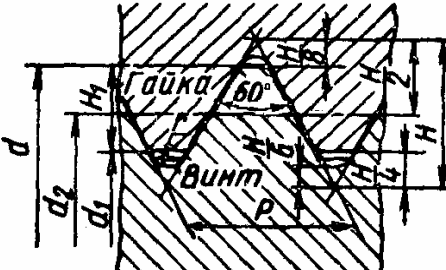
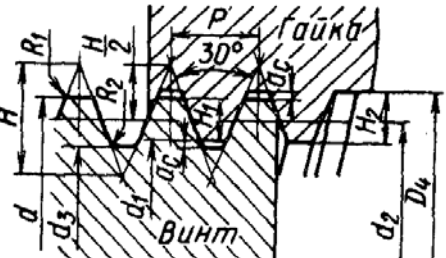
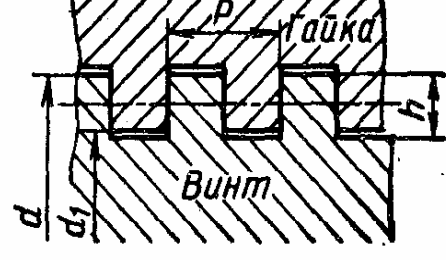
где d_2 – средний диаметр резьбы:

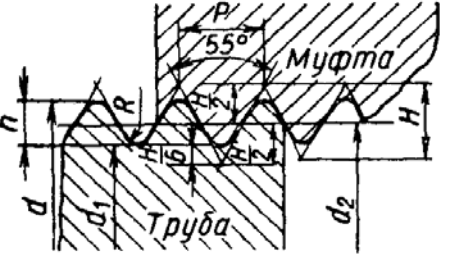
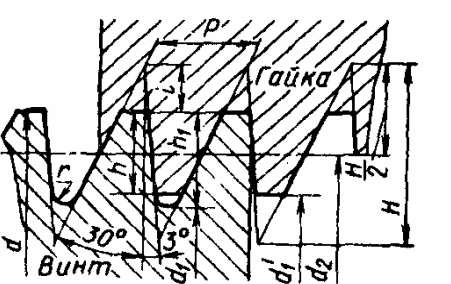
- для метрической резьбы $d_2 = d - 3/4H$, где $H = 0,866025P$;
- для прямоугольной резьбы $d_2 = d - H$, где $H = 0,5P$.

Основные виды резьб представлены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Основные виды резьб

Тип резьбы	Название, основные соотношения	ГОСТ, обозначения
	<p style="text-align: center;">Метрическая $H = 0,866025P$ $H_1 = 0,541266P$ $r = H/6 = 0,144P$</p>	<p style="text-align: center;">ГОСТ 9150 – для диаметров от 1 до 600 мм $P = 0,25 \dots 6$ мм</p>
	<p style="text-align: center;">Тrapeцидальная $H = 1,866P$ $H_2 = H_1 + a_c$ $H_1 = 0,5P$ $d_3 = d - 2H_2$ $d_2 = d - 0,5P$ $R_1 \leq 0,5a_c$ $d_1 = d - P$ $D_4 = d + 2a_c$</p>	<p style="text-align: center;">ГОСТ 9484 – для диаметров от 8 до 640 мм $P = 1,5 \dots 8$ мм</p>
	<p style="text-align: center;">Прямоугольная $h \leq P/2$</p>	<p style="text-align: center;">Нестандартизована</p>

Тип резьбы	Название, основные соотношения	ГОСТ, обозначения
	<p>Трубная, цилиндрическая</p> $H = 0,960491P$ $h = 0,640327P$ $r = 0,137329P$	ГОСТ 6357
	<p>Упорная</p> $H = 1,5878P$ $h_1 = 0,86777P$ $i = 0,4189P$ $r = 0,12427P$ $h = 0,75P$	ГОСТ 10177 – для диаметров от 10 до 600 мм $P = 2 \dots 48$ мм

3. По аналитической формуле рассчитать КПД винтовой пары

$$\eta_{в.п}^{\text{аналит}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}$$

4. Сформировать структурную схему машинного агрегата и найти его средний КПД, если средний КПД двигателя $\eta_{дв} = 0,9$ и КПД редуктора $\eta_{ред} = 0,85$

$$\eta_{ср}^{\text{аналит}} = \eta_{дв} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{в.п}^{\text{аналит}}$$

5. В отчете зарисовать развертку винта согласно заданию по рис. 1.2.

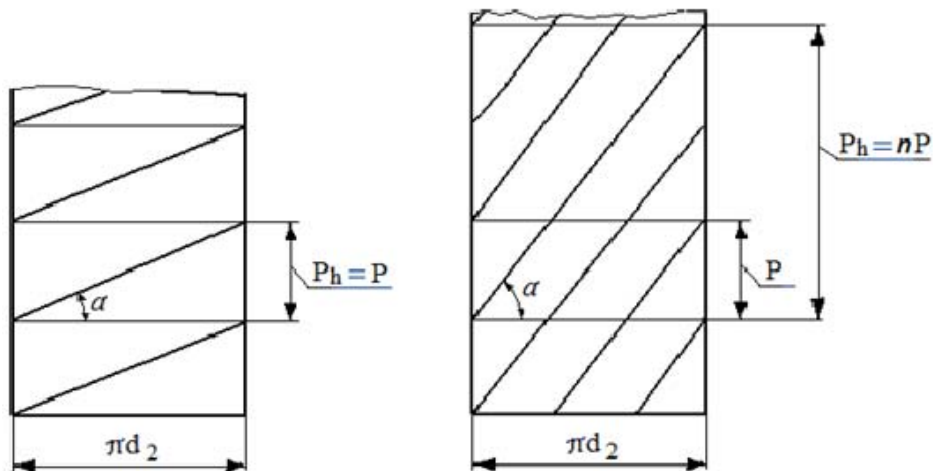


Рис. 1.2. Развертки однозаходного (слева) и трехзаходного ($n = 3$) винтов

6. Оформить вывод к лабораторной работе, в котором дать сравнительный анализ экспериментального и аналитического значений КПД винтовой пары; указать значение КПД машинного агрегата.

Вопросы для самоконтроля

1. Как связаны КПД и коэффициент потерь?
2. Из чего складывается работа сил вредного сопротивления?
3. Что такое средний (цикловой) КПД?
4. В чем особенность работы механизма в тяговом режиме?
5. Какие механизмы могут работать в режиме оттормаживания?
6. В каких единицах измеряется коэффициент трения?
7. Как определяется КПД машинного агрегата при последовательном и параллельном соединении элементов?
8. Как определить ход гайки на один оборот винта?
9. Как найти наружный диаметр винта и шаг резьбы по ее условному обозначению?
10. Как вычислить угол подъема резьбы винта и гайки?
11. Какие виды резьб используются в винтовых передачах?

Лабораторная работа № 2

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучение основных положений и принципов структурного анализа плоских рычажных механизмов; знакомство с правилами составления структурных схем механизмов, условными обозначениями их элементов по ГОСТ 2.770-68, классификацией механизмов по Ассуру; проведение структурного анализа для заданного рычажного механизма; проверка правильности выполненного анализа на ПК.

Принадлежности: действующие модели и макеты плоских рычажных механизмов с простыми кинематическими парами, штангенциркуль, чертёжные принадлежности (рис. 2.1).



Рис. 2.1. Макеты плоских рычажных механизмов

Краткие теоретические сведения

Структурный анализ предшествует кинематическому и динамическому исследованию механизма.

Механизм – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел. *Звено* – твердое тело или система жестко связанных твердых тел, входящая в состав механизма. Все механизмы можно рассматривать как пространственные. Некоторые механизмы можно рассматривать и как плоские. *Плоским* называется механизм, звенья которого совершают движения в плоскостях, параллельных какой-либо одной плоскости. Движение звеньев механизма рассматривается в системе координат, связанной с одним из звеньев механизма. Это звено называется *стойкой* и принимается за неподвижное. *Входное звено* – звено, которому сообщается исходное движение; *выходное* – выполняет требуемое движение. Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их вполне определенное относительное движение, называется *кинематической парой*.

Кинематические пары (КП) классифицируются по следующим признакам:

- виду контакта звеньев – на высшие (с контактом звеньев по линии или точке) и низшие (с контактом звеньев по поверхности);
- характеру относительного движения звеньев. Низшие КП подразделяются на вращательные, поступательные и винтовые;
- числу связей, наложенных КП на относительное движение звеньев (КП 1...5-го классов);
- числу подвижностей в относительном движении звеньев КП – на кинематические пары с 1...5 подвижностями.

При проведении теоретических и экспериментальных исследований пользуются различными расчетными схемами и моделями механизмов и машин. Они обычно отражают только те свойства механизмов и машин, которые существенно влияют на исследуемые характеристики. Структурная схема механизма должна содержать информацию о числе его звеньев и их взаимном расположении, виде расположения и классе (или числе подвижностей) кинематических пар. Структурную схему механизма вычерчивают по определенным правилам с использованием условных обозначений, регламентированных ГОСТ 2.770-68. Некоторые обозначения, необходимые для выполнения данной работы, приведены на рис. 2.2.

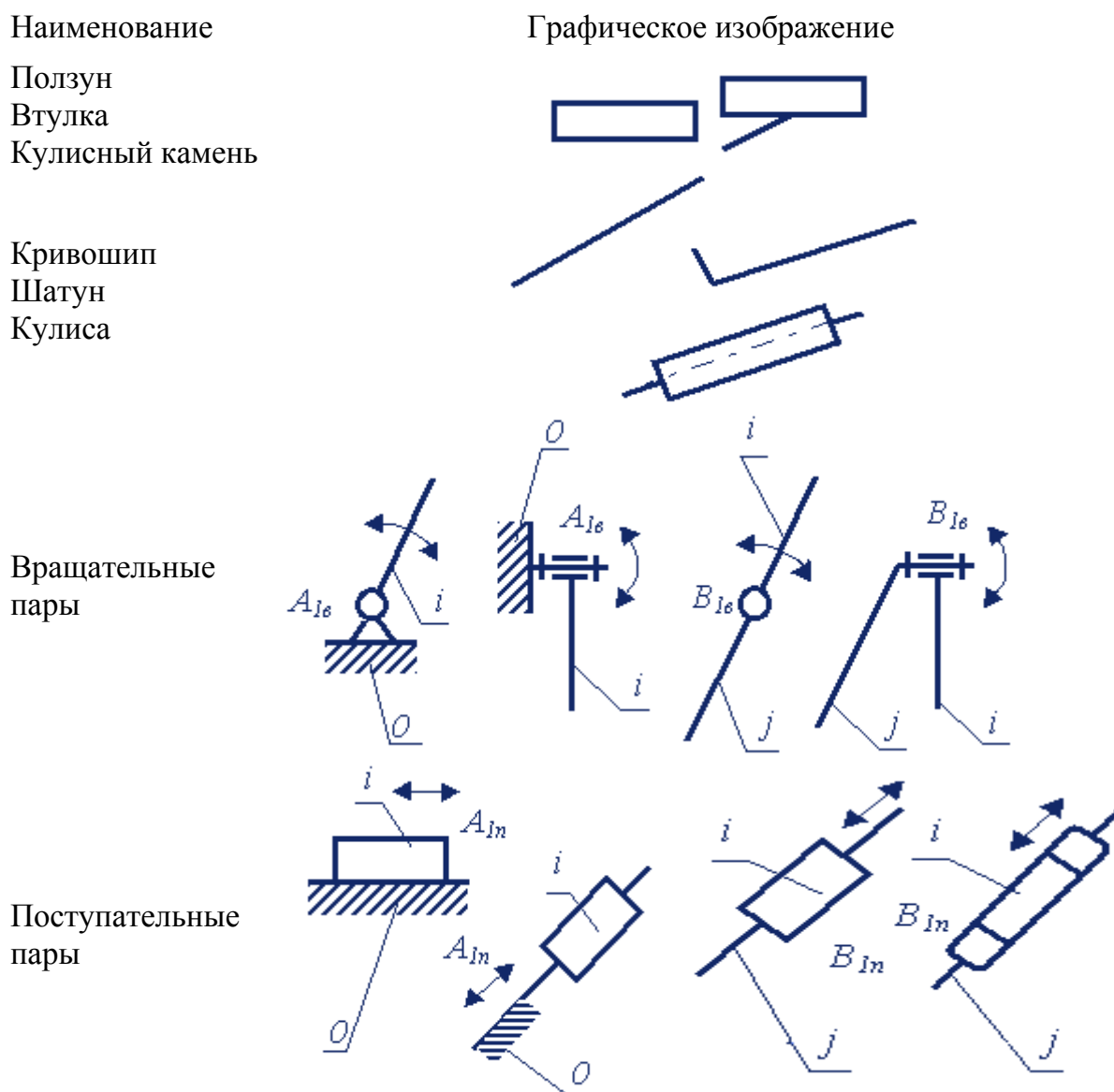


Рис. 2.2. Графическое изображение элементов структурных схем

Функциональные возможности механизма в первую очередь обусловлены числом подвижностей W , т. е. числом независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма в пространстве. Когда движение звеньев механизма происходит в параллельных плоскостях, то его можно рассматривать как плоский и тогда подвижность определяют по формуле П. Л. Чебышева

$$W_{пл} = 3n - 2p_n,$$

где n – число подвижных звеньев механизма; p_n – число низших кинематических пар.

Большинство механизмов, применяющихся в современных машинах, имеет одну подвижность. При этом достаточно задать движение одному звену для осуществления вполне определенного движения всех остальных. Механизм с $W > 1$ используют реже.

Классификация рычажных механизмов по Ассур

Для плоских механизмов с низшими КП Л. В. Ассуром была разработана система классификации, по которой их делят на первичные и механизмы структурных групп Ассура (групп нулевой подвижности). *Первичным* механизмом (рис. 2.3) называют механизм, состоящий из двух звеньев: 1 – кривошип (слева) и ползун (справа), 0 – неподвижное звено (стойка – слева, направляющая – справа), которые образуют одноподвижную пару (вращательную – слева и поступательную – справа).

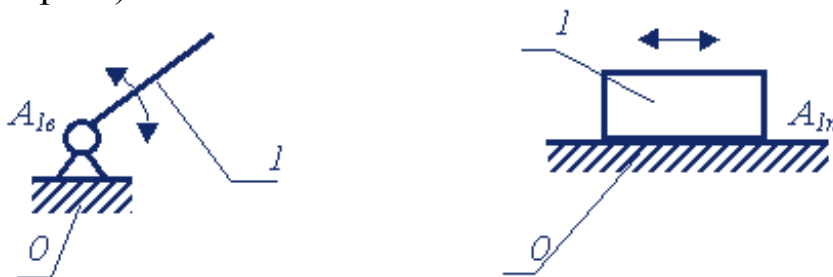


Рис. 2.3. Первичные механизмы

Структурная группа, или группа Ассура – кинематическая цепь, состоящая из подвижных звеньев, соединенных между собой низшими одноподвижными КП, и имеющая число подвижностей группы (на плоскости), равное нулю. Звено группы Ассура, входящее в две кинематические пары, одна из которых имеет свободный элемент звена

(на рис. 2.4 пунктирные линии), называется *поводком*. При синтезе механизма группа присоединяется поводками к звеньям исходного механизма. *Класс* структурной группы Ассура – это число кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур группы. *Порядок* структурной группы Ассура определяет число кинематических пар, которыми она крепится к стойке, начальному механизму или другим группам.

Сложная группа Ассура не может быть образована комбинацией простых групп более низкого класса или порядка. Некоторые примеры групп Ассура 1-го класса 2-го и 3-го порядков приведены на рис. 2.4.

При структурном анализе механизма по Ассуру находят количество первичных механизмов и звенья, образующие их, вид и класс групп Ассура, входящих в его состав. Число первичных механизмов, входящих в состав анализируемого механизма, равно подвижности $W_{пл}$. После выделения звеньев, образующих первичные механизмы, определяют состав и вид групп Ассура, анализируя оставшиеся звенья, начиная со звеньев, наиболее удаленных от первичных механизмов. Звенья объединяют в группу Ассура и мысленно удаляют ее из схемы механизма. При этом оставшиеся звенья образуют механизм с тем же числом подвижностей $W_{пл}$ и не изменяют характера своего движения.

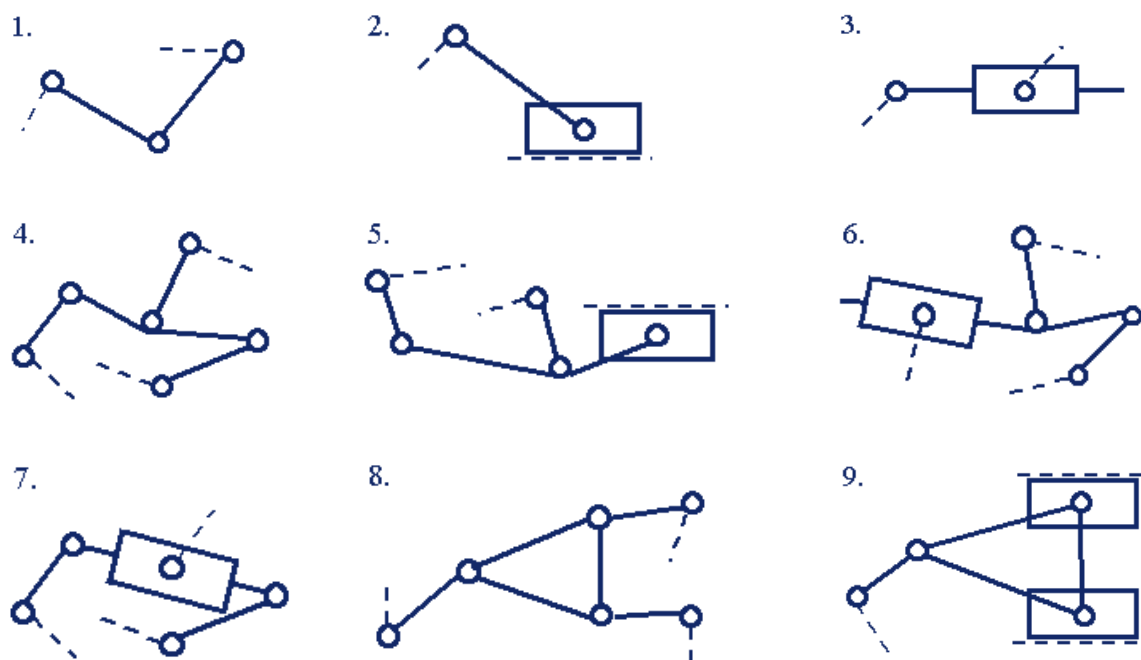


Рис. 2.4. Структурные группы Ассура: 1 – 3 – 1-го класса 2-го порядка;
4 – 9 – 1-го класса 3-го порядка

Пример структурного анализа рычажного механизма

Степень подвижности механизма с низшими кинематическими парами определяют по формуле П. Л. Чебышева (рис. 2.5)

$$W = 3n - 2p_n = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 15 - 14 = 1,$$

где $n = 5$ – число подвижных звеньев (кривошип 1, шатун 2, ползун 3, камень 4, кулиса 5); $p_n = 7$ – число низших кинематических пар [A (стойка; 1), B (1; 2), D (2; 4), D (4; 5), C (2; 3), C (3; 6), E (5; стойка)].

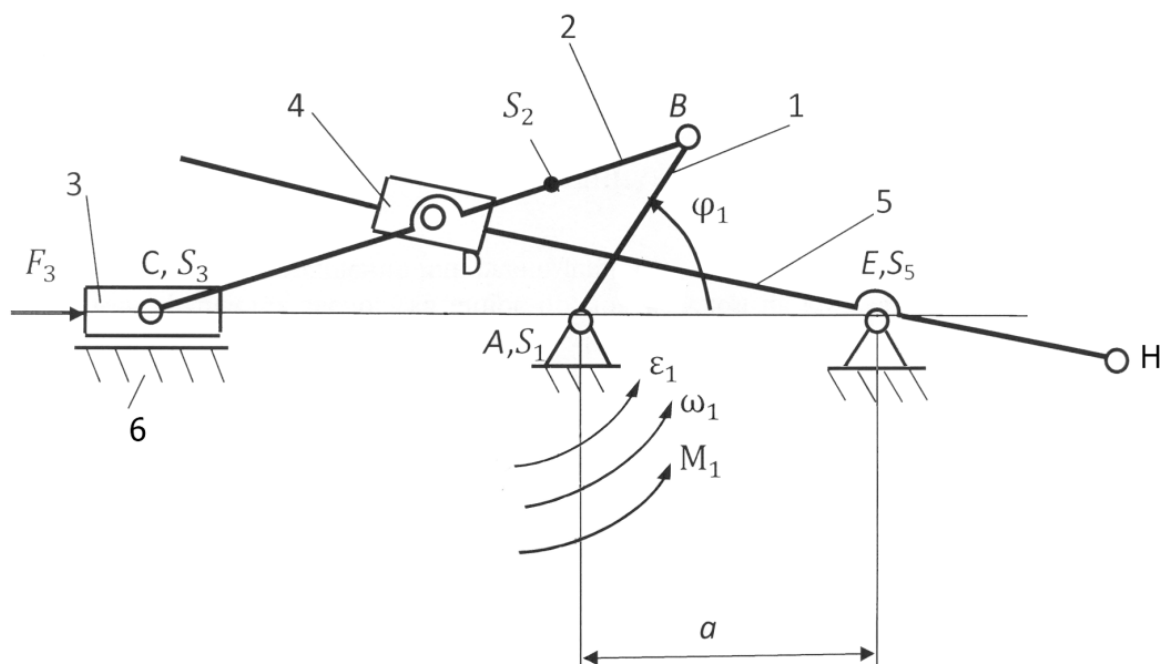


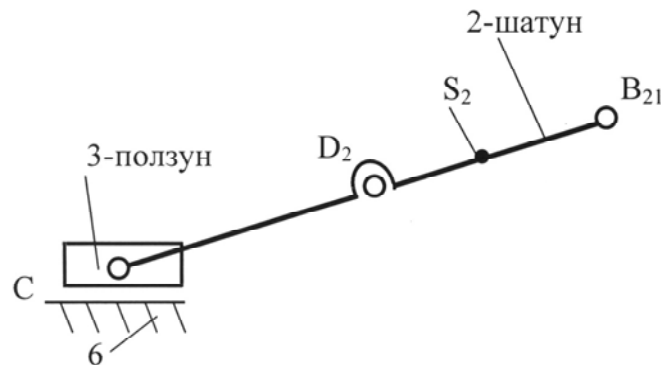
Рис. 2.5. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун; 4 – камень; 5 – кулиса; 6 – направляющая

Определение класса и порядка механизма:

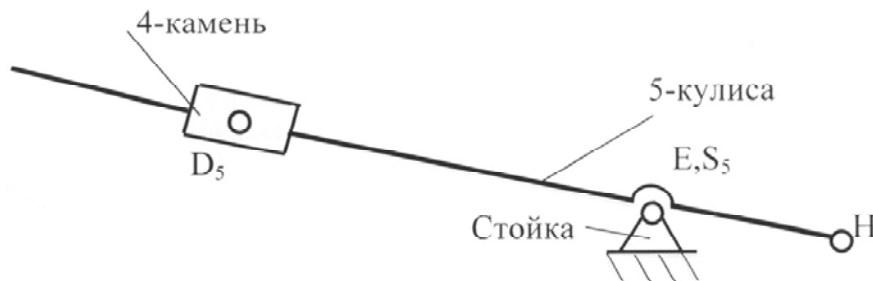
1. Входное звено – механизм 1-го класса:



2. Структурная группа 2 – 3 – механизм 2-го класса 3-го порядка:



3. Структурная группа 4 – 5 – механизм 2-го класса 2-го порядка:



Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с принципом действия механизма и установить его назначение (например, преобразовать вращательное движение кривошипа в поступательное движение ползуна с усложненным законом движения).

2. Определить, какие из звеньев являются кривошипом, шатуном, ползуном, кулисой, коромыслом. Наименование звеньев записать в табл. 2.1.

3. Вычертить одно из положений механизма в виде структурной схемы, при котором достаточно наглядно видны все звенья (не будет наложения одного звена на другое). Указать стрелкой направление вращения входного звена – кривошипа.

4. Пронумеровать звенья арабскими цифрами в порядке их присоединения к кривошипу (1, 2, 3 и т. д.).

5. Обозначить кинематические пары заглавными латинскими буквами в последовательности присоединения звеньев.

6. Определить:

- число подвижных звеньев (n);
- тип кинематических пар (В – вращательная, П – поступательная);
- количество одноподвижных (p_1) кинематических пар;
- степень подвижности W механизма;
- результаты занести в табл. 2.2.

7. Расчленить механизм на структурные группы Ассура и начальный механизм.

8. Вычертить структурные группы Ассура и начальный механизм с правильным обозначением кинематических пар и звеньев механизма, начиная с наиболее удаленной группы, и заполнить табл. 2.3.

9. Определить для каждой группы Ассура класс, вид, степень подвижности и составить структурную формулу механизма и записать в табл. 2.3.

10. Определить степень подвижности начального механизма и составить структурную формулу и записать в табл. 2.3.

11. Составить структурную формулу для механизма в целом.

12. Определить класс всего механизма. Данный механизм _____ класса, так как самый высокий класс группы Ассура _____.

13. Показать на схеме расстояния в миллиметрах между неподвижными элементами кинематических пар (базовыми точками на стойке), приняв за начало системы координат центр вращения кривошипа. Определить все размеры между центрами шарниров и результаты записать в табл. 2.1.

14. Защитить отчёт.

Таблица 2.1

Звенья механизма

Номер звена	Наименование	Подвижность звеньев	Число подвижных звеньев
1			$n =$
2			
3			
4			
5			
6			

Таблица 2.2

Кинематические пары

Обозначение	Соединяемые элементы	Тип пары			Индекс пары	Число одноподвижных пар
		Вид движения	Характер соединения	Подвижность		
						$p_1 =$

Таблица 2.3

Строение групп Ассура

а)	<i>Последняя группа Ассура</i> Структурная формула
б)	<i>Предпоследняя группа Ассура</i> Структурная формула
в)	<i>Начальный механизм</i> Структурная формула

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое механизм, звено, кинематическая пара, кинематическая цепь, кинематическая схема, структурная схема?

2. По каким признакам делятся кинематические пары на классы и на виды: низшие, высшие?
3. Дайте определение механизму, кинематической цепи.
4. Чем отличаются плоские механизмы от пространственных?
5. Как влияют пассивные связи на степень подвижности механизма?
6. Какие звенья образуют механизм 1-го класса?
7. Как может быть образован механизм?
8. Дайте определение группе Ассура.
9. Что характеризует число «степень подвижности механизма»?
10. Каков принцип построения новых механизмов?
11. По каким признакам классифицируются механизмы?
12. По каким признакам классифицируются группы Ассура?
13. Как определить класс группы Ассура, ее порядок и вид?
14. Какие группы Ассура находят наибольшее распространение?
15. Как определить класс всего механизма?
16. В какой последовательности механизм разбивается на группы Ассура?
17. Как составляется структурная формула механизма?

Лабораторная работа № 3

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучить условные обозначения звеньев и кинематических пар, освоить методику составления кинематической схемы механизма по его модели, научиться определять по кинематической схеме число звеньев и кинематических пар в механизме.

Содержание работы: рассмотреть одну-две модели многозвенного механизма, определить число звеньев и кинематических пар и по размерам, снятым с моделей, составить кинематическую схему механизма в масштабе.

Приборы и принадлежности: модели механизмов, штангенциркуль, чертёжные инструменты.

Краткие теоретические сведения

Механизм – это замкнутая кинематическая цепь, у которой одно звено обращено в стойку (неподвижное), а движение ведомых звеньев вполне определяется заданным движением ведущих.

Механизм состоит из отдельных тел-звеньев, относительное движение которых ограничено. Каждое звено может состоять из одной или нескольких жестко соединенных между собой деталей, образующих одно твердое тело. Сочленение двух звеньев, допускающее их относительное движение, называется *кинематической парой*. Точка, линия или поверхность звена называются *элементом пары*.

Совокупность двух и более звеньев, соединенных в кинематические пары, представляет *кинематическую цепь*.

Таким образом, всякий механизм отличается подвижностью и определенностью движения звеньев относительно стойки, а также техническим назначением.

Для изучения механизма необходимо знать число и виды его кинематических пар, основные размеры звеньев и их взаимное расположение. Все это изображается на кинематической схеме механизма условными обозначениями пар и звеньев (табл. 3.1).

Кинематическая схема должна иметь все параметры, необходимые для кинематического исследования механизма, в том числе длины звеньев, углы между плечами звеньев, профили элементов высших пар, числа зубьев зубчатых колес и т. д.

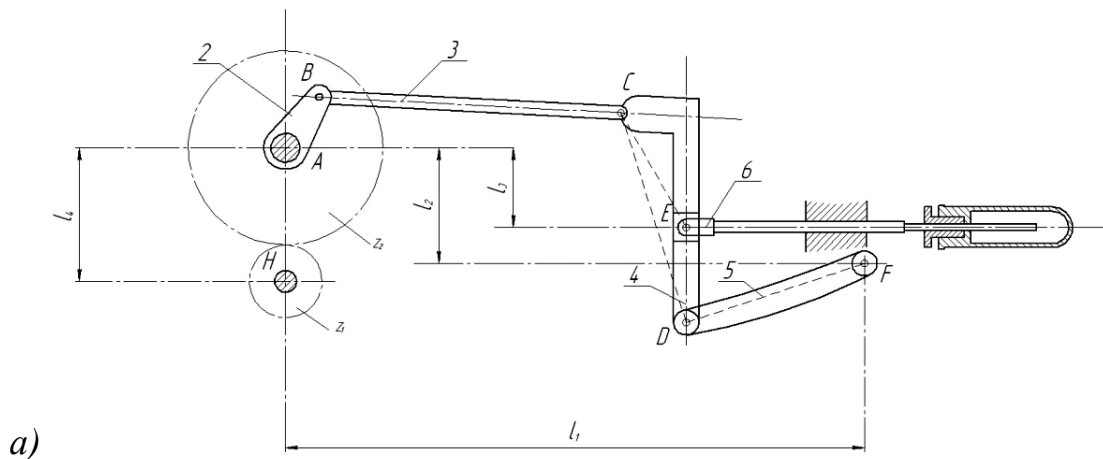
Конструктивные особенности звеньев, не влияющие на движение механизма, в кинематических схемах не показываются, чтобы не усложнять чертеж (они изображаются на конструктивной схеме механизма).

На рисунке представлены конструктивная и кинематическая схемы кислородного насоса с зубчатым приводом.

Таблица 3.1

Некоторые условные обозначения в кинематических схемах

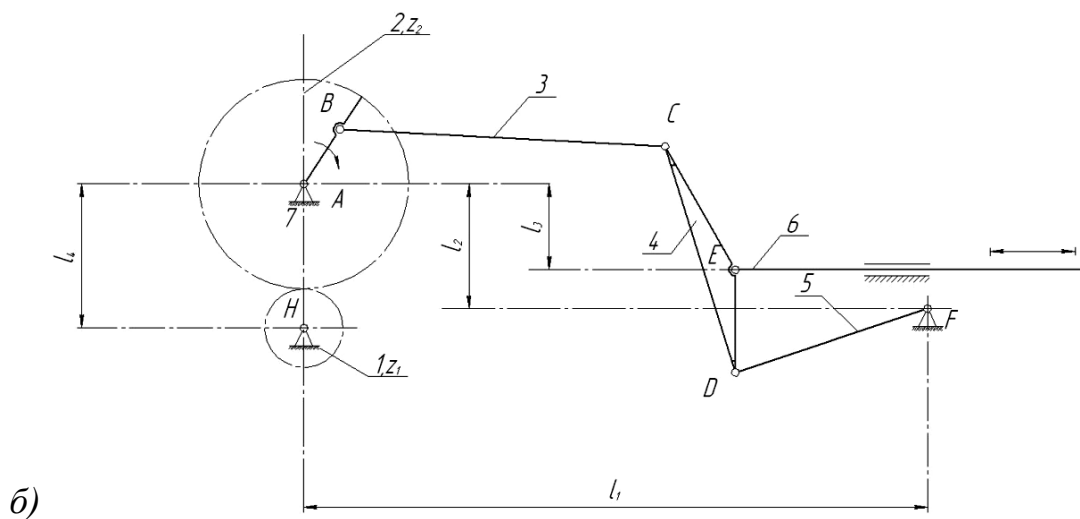
Наименование	Обозначение	Наименование	Обозначение
Вал, ось, стержень, шатун и т. п.		Кулисные механизмы а) с поступательно-движущейся кулисой	
Неподвижная опора для стержня, движущегося возвратно-поступательно (скольжение)		б) с качающейся и вращающейся кулисами	
Жесткое соединение стержней		Передачи зубчатые а) цилиндрические внешнего и внутреннего зацепления	
Шарнирное соединение стержней (вращательная кинематическая пара)		б) конические	
Подшипник скольжения радиальный		Передачи червячные с цилиндрическим червяком	
Ползун в неподвижной направляющей			



$$z_1 = 28; z_2 = 62; l_{AB} = 55 \text{ мм}; l_{bc} = 205 \text{ мм}; l_{CD} = 245 \text{ мм};$$

$$l_{DE} = 100 \text{ мм}; l_{CE} = 155 \text{ мм}; l_{DF} = 150 \text{ мм}; l_1 = 450 \text{ мм};$$

$$l_2 = 160 \text{ мм}; l_3 = 100 \text{ мм}; l_4 = 110 \text{ мм}$$



$$\mu_l = 0,005 \text{ м/мм}$$

Схемы кислородного насоса: а – конструктивная; б – кинематическая

На кинематической схеме показаны лишь те размеры, которые необходимы и достаточны для кинематического исследования механизма.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с моделью механизма, установить его назначение (например, преобразование вращательного движения в поступательное), определить число звеньев и кинематических пар. Составить

черновой эскиз кинематической схемы, обозначив на нем размеры, подлежащие измерению (см. образец оформления отчета).

2. Измерить расстояния между центрами шарниров, до неподвижных направляющих, а также углы между плечами звеньев. Составить таблицу линейных размеров звеньев механизма (табл. 3.2).

3. Выделить неподвижные элементы кинематических пар, принадлежащие стойке (базовые точки и линии), и нанести их на схему с учетом выбранного масштаба, указав расстояния в миллиметрах непосредственно на чертеже. За начало координат базовых точек и линий принять центр вращения кривошипа.

4. Вычертить одно из положений ведущего звена, при котором достаточно наглядны все остальные звенья, т. е. нет наложения одного звена на другое. Показать стрелкой направление движения ведущего звена.

5. Вычертить в том же масштабе кинематическую цепь, образованную остальными звеньями механизма, используя метод засечек и размеры звеньев.

6. Пронумеровать звенья арабскими цифрами, центры вращательных кинематических пар обозначить прописными буквами латинского алфавита. Указать масштаб кинематической схемы.

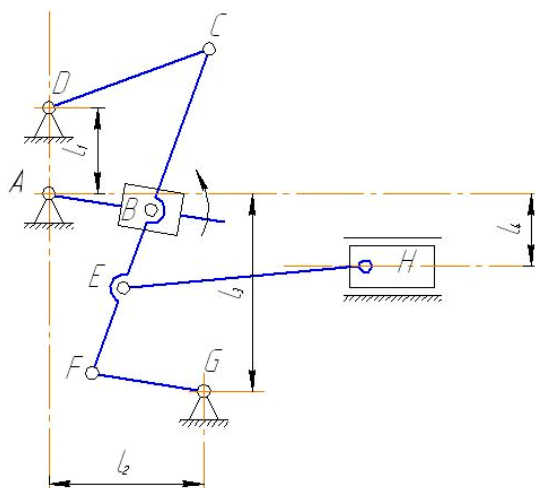
7. Оформить отчет о работе по прилагаемому образцу.

Образец оформления отчёта

Составление кинематических схем механизмов

Черновые эскизы схем механизмов

Механизм № 1



Механизм № 2

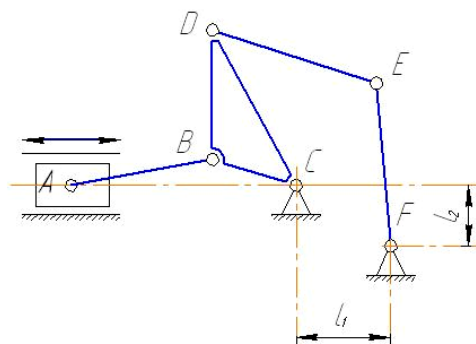


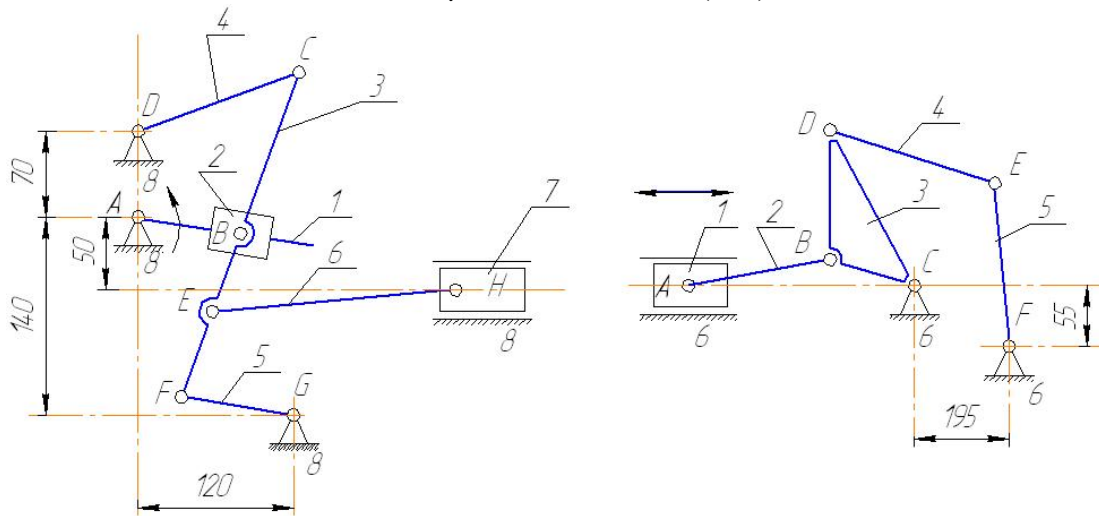
Таблица 3.2

Линейные размеры звеньев механизмов, мм

Механизм № 1	l_1	l_2	l_3	l_4	l_{DC}	l_{CF}	l_{CE}	l_{CA}	l_{FG}	l_{EH}
Механизм № 1	70	120	140	50	160	275	225	150	100	220
Механизм № 2	l_1	l_2	l_{AB}	l_{BC}	l_{BD}	l_{DC}	l_{DE}	l_{EF}	-	-
Механизм № 2	195	55	160	75	125	175	130	190	-	-

Кинематические схемы механизмов

$\mu_l = 0,005$ м/мм (1:5)



Вопросы для самоконтроля

1. Что такое звено механизма?
2. Какое звено называется входным?
3. Какое звено называется выходным?
4. Какое звено считается ведомым?
5. Как называются звенья рычажных механизмов в зависимости от характера их движения относительно стойки или других звеньев?
6. Что называется кинематической парой, элементом кинематической пары?
7. По каким признакам классифицируются кинематические пары?
8. Какие кинематические пары называются низшими, а какие высшими?
9. Как получить кинематическую цепь?
10. Что называется механизмом, машиной? Привести примеры.

Лабораторная работа № 4

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПО МОДЕЛЯМ

Цель работы: оценка кинематических условий работы выходного звена (ползуна) механизма.

Содержание работы: рассмотреть предложенную преподавателем модель рычажного механизма, составить кинематическую схему механизма в масштабе, построить планы скоростей и график скоростей для ползуна.

Оборудование: модели рычажных механизмов, имеющихся в лабораториях кафедры, штангенциркуль, чертёжные инструменты.

Краткие теоретические сведения

Кинематический анализ механизма – исследование его основных параметров без учёта действующих на него сил с целью изучения законов изменения и на основе этого выбор из ряда известных наилучшего механизма.

Цели:

1. Распределение кинематических характеристик звеньев: перемещение, скорость, ускорение, траектория движения, функция положения при известных законах движения входных (ведущих) звеньев.
2. Оценка кинематических условий работы рабочего (выходного) звена.
3. Нахождение необходимых численных данных для проведения силового, динамического, энергетического и других расчётов механизма.

Задачи:

1. Определение перемещений звеньев механизма и построение траекторий отдельных точек.
2. Нахождение скоростей точек и угловых скоростей звеньев механизма.
3. Определение ускорений точек и угловых ускорений звеньев.

Методы:

1. Аналитический.
2. Графоаналитический (метод планов скоростей и ускорений).
3. Графический (метод графиков и диаграмм).

Метод выбирается в зависимости от структуры механизма и требуемой точности расчёта.

Рассмотрим графоаналитический метод планов скоростей.

План скоростей кривошипно-ползунного механизма начинают строить после построения схемы механизма в заданном положении, в выбранном масштабе длин μ_l , составления векторного уравнения скоростей и выбора масштаба плана скоростей μ_v .

Свойства плана скоростей:

1. Отрезки плана скоростей, проходящие через полюс, изображают абсолютные скорости. Направление абсолютных скоростей всегда получается от полюса. В конце векторов абсолютных скоростей принято ставить строчную букву той буквы, которой обозначается соответствующая точка на плане механизма.

2. Отрезки плана скоростей, не проходящие через полюс, обозначают относительные скорости.

3. Концы векторов абсолютных скоростей точек механизма, жестко связанных между собой, на плане скоростей образуют фигуры, подобные, сходственно расположенные и повернутые на 90° относительно фигур, образуемых этими точками на плане механизма.

4. Неподвижные точки механизма имеют соответствующие им точки на плане скоростей, расположенные в полюсе.

5. План скоростей дает возможность находить нормали и касательные к траектории точки без построения самих траекторий.

Метод планов скоростей более простой, основан на непосредственном геометрическом построении планов положений (6...12) механизма. Он позволяет наглядно представить движение его звеньев. При этом на чертеже отображаются действительная форма этих траекторий, действительные значения углов, составляемых звеньями, а следовательно, и действительная конфигурация механизма в соответствующие мгновения времени.

Недостаток метода – невысокая точность, которая зависит от точности графических построений.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с моделью рычажного механизма.
2. Медленно вращая ведущее звено (кривошип), проследить движение остальных звеньев механизма (шатуна, кулисы, кулисного камня, ползуна).

3. Выбрать положение механизма, при котором лучше всего видно относительное расположение звеньев механизма. Замерить угол, под которым относительно горизонтальной оси расположено ведущее звено.
4. Замерить длины подвижных звеньев механизма.
5. Выбрать масштаб длин механизма, например 0,01 м/мм.
6. В выбранном масштабе длин с помощью чертёжных инструментов и стандартных обозначений звеньев и кинематических пар вычертить кинематическую схему механизма с выбранным углом наклона кривошипа (получится заданное положение механизма).
7. Построить шесть совмещённых планов механизма.
8. Для каждого положения механизма построить план скоростей.
9. Построить график скоростей рабочего звена (ползуна) механизма.

Пример выполнения лабораторной работы

В принятом масштабе вычерчиваем кинематическую схему механизма.

Для построения шести совмещённых положений механизма разделим траекторию, описываемую точкой B кривошипа, на шесть равных частей (рис. 4.1). В качестве первого положения принимаем то положение кривошипа, при котором точка C ползуна занимает крайнее левое положение. Из отмеченных на окружности точек B_1, \dots, B_6 раствором циркуля, равным длине шатуна BC в миллиметрах, намечаем на линии движения точки C её положения. Соединяем точку B_1 с точкой C_1 , точку B_2 с точкой C_2 и т. д. Получаем шесть положений точки C , т. е. положения ползуна во время работы механизма.

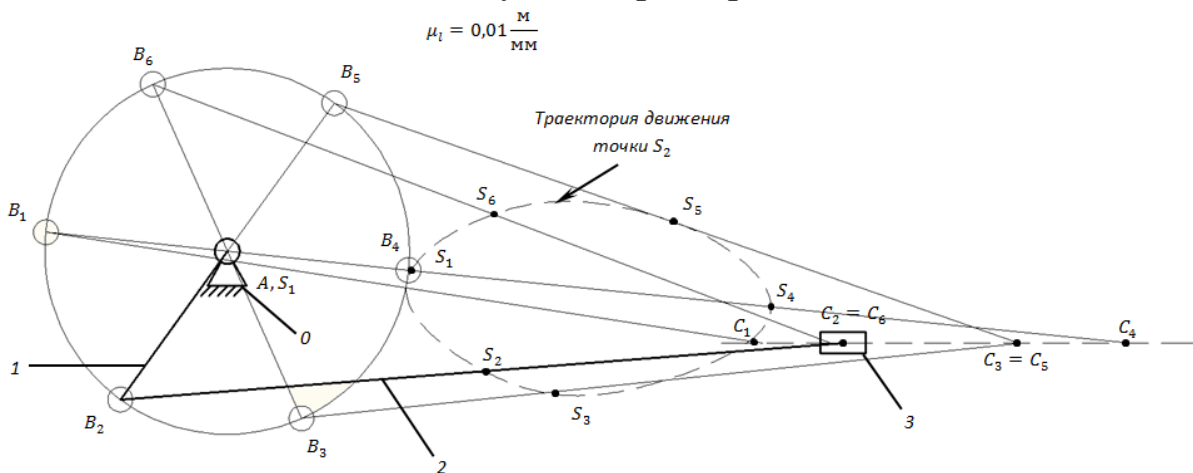


Рис. 4.1. Шесть совмещённых положений механизма: 0 – стойка; 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – ползун

Построение планов скоростей механизма

Построение начинаем от ведущего (входного) звена AB . Из точки p , принятой за полюс плана скоростей, задаём направление вектора скорости $t. B$ перпендикулярно кривошипу AB в направлении его вращения (в данном примере против часовой стрелки). Условно принимаем вектор скорости точки B $pb = 50$ мм (рис. 4.2, положение 1).

Построение планов скоростей для последующих положений механизма (см. рис. 4.2, положения 2, 3, 4, 5, 6). Из точки b проводим линию, перпендикулярную оси звена BC , а из полюса p – линию, параллельную оси движения ползуна C . Точка c пересечения этих линий даст конец вектора скорости шатуна BC .

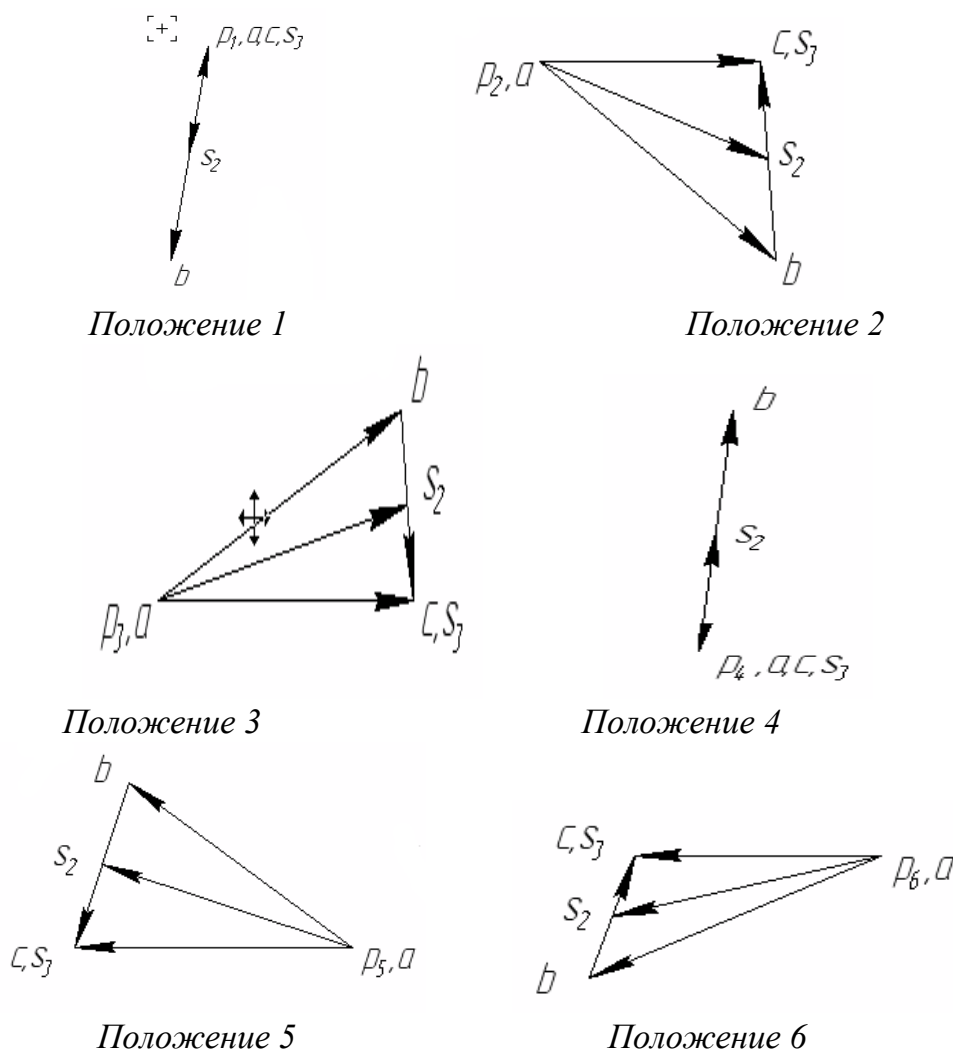


Рис. 4.2. Планы скоростей механизма

Принимаем масштаб планов скоростей, например $\mu_v = 0,5$ (м/с)/мм.

Скорость т. S_2 определяем из пропорции

$$bc/bs_2 = BC/BS_2, \text{ отсюда } bs_2 = bc \cdot BS_2/BC.$$

Определить истинные значения скоростей можно так: на построенном плане скоростей замеряем вектор скорости т. B ($V_B = 50$ мм, умножаем на $\mu_v = 0,5$ (м/с)/мм и получаем 25 м/с). Аналогично определяем истинные скорости т. C , т. S_2 , шатуна BC . Скорости рассчитываем для каждого положения механизма.

Полученные значения скоростей свести в таблицу.

Значения скоростей

Обозначение скорости, м/с	Номер положения					
	1	2	3	4	5	6
V_B						
V_C						
V_{BC}						
V_{S_2}						

Рассмотрим построение графика скоростей ползуна (рис. 4.3).

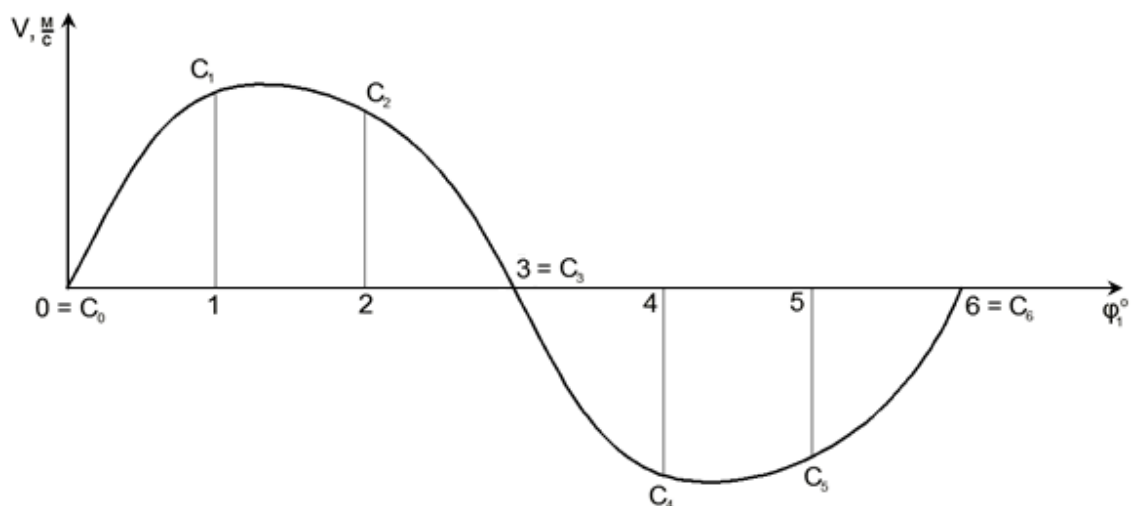


Рис. 4.3 . График скоростей ползуна

Намечаем прямоугольные оси V и ϕ_1^0 . Горизонтальную ось ϕ_1^0 делим на шесть равных частей. На первом делении откладываем ско-

рость ползуна p_2c , замеренную на плане скоростей (см. рис. 4.2); на втором делении – скорость p_3c и так далее. Полученные точки соединяем плавной кривой и получаем график скоростей ползуна во время работы механизма.

Вопросы для самоконтроля

1. Что называется звеном? Какое звено считается входным, выходным, ведомым?
2. Как называются звенья рычажных механизмов в зависимости от характера их движения относительно стойки или других звеньев?
3. Что называется кинематической парой, элементом кинематической пары?
4. Что такое кинематическая цепь?
5. Что является механизмом, машиной? Привести примеры.
6. Что в ТММ называется масштабным коэффициентом (масштабом)?
7. Что такое план скоростей звена, механизма?
8. Когда применяется теорема о подобии и как она используется при определении скоростей точек звена?
9. Как определить действительные величины скорости какой-либо точки звена механизма, пользуясь планами скоростей?

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС С ПОМОЩЬЮ ИНСТРУМЕНТОВ

Цель работы: ознакомление со способами экспериментального определения параметров зубчатых колёс.

Содержание работы: повторить основные параметры зубчатых колёс; провести измерения параметров зубчатых колёс, обработку полученных экспериментальных данных, сравнить их со стандартными значениями.

Приборы и инструменты: набор зубчатых колёс; штангенциркуль 0...150 мм; штангензубомер; тангенциальный зубомер типа НЦ; транспортир 0...180°; чертёжные инструменты.

Краткие теоретические сведения

В современном машиностроении применяются зубчатые колёса самых разнообразных конструкций. Конструктивные формы и размеры зубчатого колеса зависят от нагрузок. Зубчатые цилиндрические колёса изготавливают ковкой, штамповкой, сваркой и литьём (рис. 5.1).

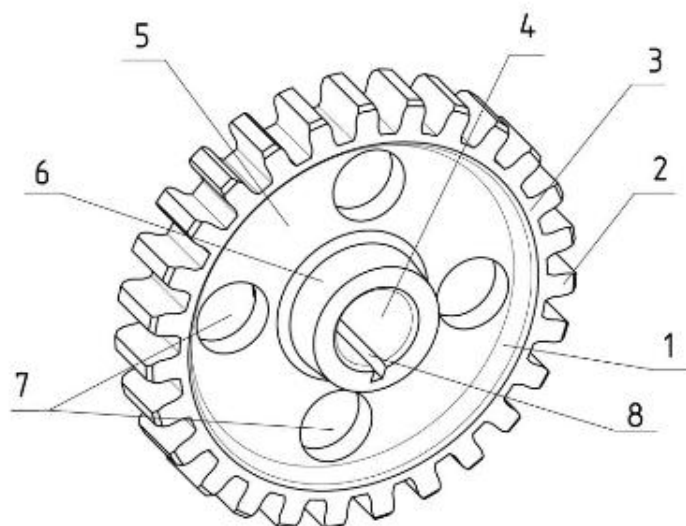


Рис. 5.1. Строение зубчатого цилиндрического штампованного колеса: 1 – обод; 2 – зуб; 3 – венец; 4 – посадочное отверстие; 5 – диск; 6 – ступица; 7 – отверстие в диске; 8 – шпоночный паз

Обод – наружная рабочая часть зубчатого колеса.

Венец – часть обода зубчатого колеса, на котором нарезаны зубья.

Диск – часть зубчатого колеса, при помощи которого обод соединяется со ступицей. Диск в деталях простой конструкции и малых размеров выполняется как единое целое вместе с ободом и ступицей. Для облегчения веса в диске могут выполняться отверстия (отв. 7 на рис. 5.1), в сварных зубчатых колёсах больших размеров к дискам приваривают ребра для увеличения жёсткости колеса.

Посадочное отверстие – центральное отверстие в ступице колеса, которым оно надевается на вал. Выполняется по точным размерам и может иметь различные формы. Это зависит от вида соединения колеса с валом.

Ступица – центральная часть колеса вместе с посадочным отверстием. Размеры ступицы выбирают в зависимости от размеров посадочного отверстия. В общем случае наружный диаметр ступицы должен быть больше диаметра посадочного отверстия в 1,5 раза, длина ступицы приблизительно должна быть равна диаметру отверстия.

Шпоночный паз – углубление в отверстии колеса и на валу для закладывания в это углубление крепёжной детали призматической формы, называемой шпонкой, которая предотвращает проворот колеса относительно вала.

Наибольшее распространение получили цилиндрические зубчатые эвольвентные колёса с профилем, предложенным Леонардом Эйлером в 1754 г. Преимуществом этого профиля считаются простота изготовления, достаточно высокая нагрузочная способность и малая чувствительность к неточностям межцентрового расстояния.

Эвольвентой круга называют кривую M_0M , которая описывает любую точку прямой, перекатывающейся без скольжения по окружности (рис. 5.2). При этом прямую $n - n$ обычно называют *производящей*, а окружность – *основной*. Острый угол α между касательной $\tau - \tau$ к эвольвенте M_0M и радиус-вектором эвольвенты OM называется *углом профиля*. Угол, образованный начальным радиус-вектором эвольвенты OM_0 и её текущим радиусом OM , называется *эвольвентным* (θ).

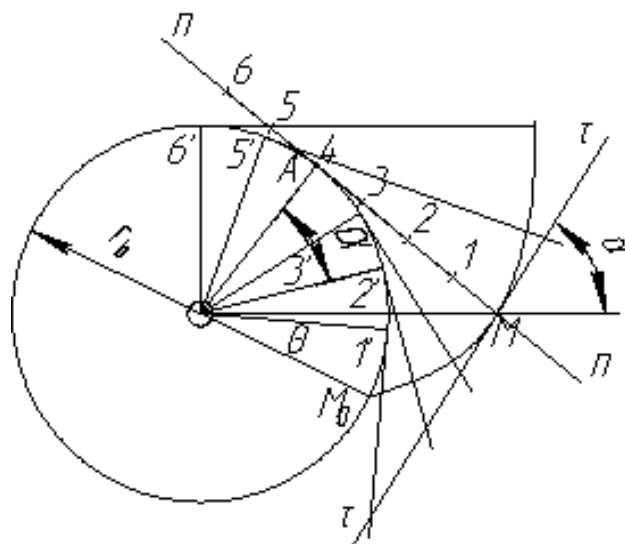


Рис. 5.2. Образование эвольвенты

Основные геометрические параметры зубчатого колёса с эвольвентным профилем представлены на рис. 5.3.

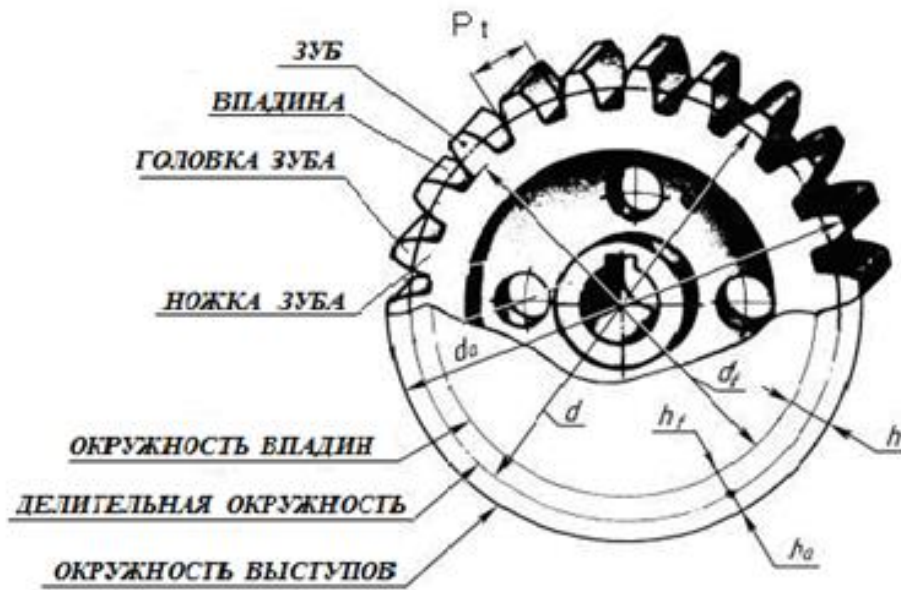


Рис. 5.3. Геометрические параметры цилиндрического колеса с эвольвентным профилем

Основными параметрами, характеризующими зубчатое колесо, являются число зубьев z , модуль зацепления m , угол профиля зубчатого колеса α_0 . Число зубьев колеса определяют непосредственно подсчётом, а модуль зацепления рассчитывают по формулам.

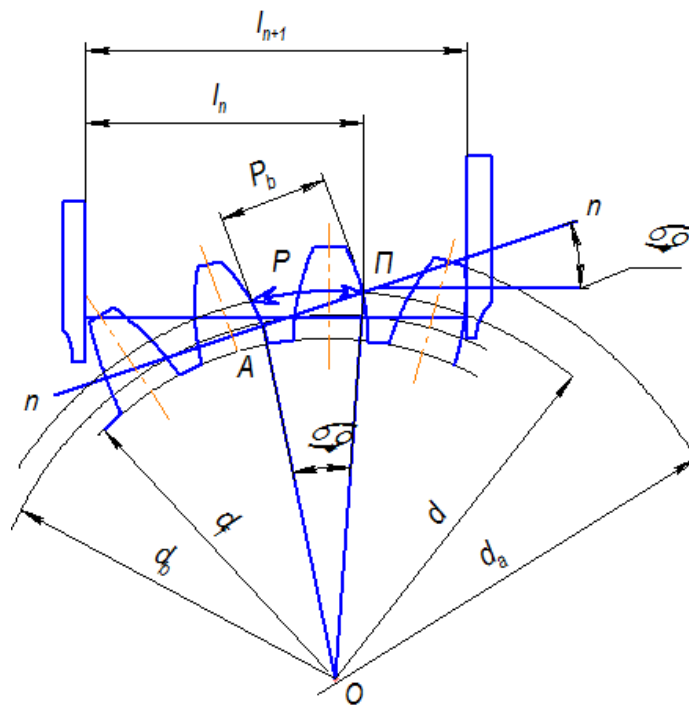


Рис. 5.4. Измерение шага зацепления по основной окружности колеса

Охватив губками штангенциркуля сначала n , а затем $n+1$ зубьев колеса, измеряют отрезки l_n и l_{n+1} , равные дугам основной окружности (рис. 5.4). Разность измеренных отрезков будет соответствовать расстоянию между профилями соединенных зубьев, измеренному по нормали n - n . Этот отрезок нормали представляет собой развертку основной окружности и будет равен основному шагу

$$P_b = l_{n+1} - l_n = P \cos \alpha_{\omega} = \pi m \cos \alpha_{\omega},$$

отсюда модуль зацепления

$$m' = P_b / \pi \cdot \cos \alpha_{\omega} = l_{n+1} - l_n / \pi \cdot \cos \alpha_{\omega}, \quad (5.1)$$

где α_{ω} – угол профиля зуба ($\alpha_{\omega} = 20^\circ$ для колёс с нормальным исходным контуром, $\cos 20^\circ = 0,9398$).

Чтобы при установке штангенциркуля на колесе его губки касались профилей зубьев на эвольвентном участке, число зубьев n , подлежащее охвату, необходимо выбирать в зависимости от общего числа зубьев на колесе z по табл. 5.1.

Таблица 5.1

Выбор числа зубьев

z	12...18	19...27	28...36	37...45	46...54	55...63	64...72	73...81
n	2	3	4	5	6	7	8	9
$n+1$	3	4	5	6	7	8	9	10

Для контроля модуль можно определить по формуле

$$m'' = d_a / (z + 2), \quad (5.2)$$

где d_a – диаметр окружности выступов колеса.

Вследствие неточности замера и расчёта, а также неточности изготовления зубчатого колеса, значения модуля m' , подсчитанного по формуле (5.1), и m'' – по формуле (5.2), могут отличаться друг от друга. Поэтому необходимо определить среднюю величину модуля зацепления

$$m_{\text{ср}} = (m' + m'') / 2$$

и сравнить со стандартным модулем по табл. 5.2.

Таблица 5.2

Модули зубчатых колёс по ГОСТ 9563-80, мм

1-й ряд	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2-й ряд	1,25	1,75	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9

За окончательное принимается то стандартное значение модуля из табл. 5.2, которое ближе всего к среднему значению; полученный стандартный модуль следует использовать при выполнении лабораторной работы в дальнейших расчётах.

Делительной головкой зуба h_a называется часть зуба, расположенная между делительной окружностью d и окружностью вершин d_a . *Ножкой зуба h_f* называется часть зуба, расположенная между делительной окружностью d и окружностью впадин d_f . Общая высота зуба $h = h_a + h_f$. Причём $h_f > h_a$, так как между окружностями вершин одного зуба и окружностями впадин другого зуба должен быть зазор, называемый *радиальным* ($c = 0,25m$).

Делительная головка зуба h_a и ножка зуба h_f определяются по формуле

$$h_a = (d_a - d)/2 = m, \quad h_f = (d - d_f)/2 = 1,25m,$$

где $d = mz$ – диаметр делительной окружности.

$$\text{Диаметр основной окружности } d_b = d \cdot \cos\alpha_w.$$

Порядок выполнения работы и обработка результатов

1. Подсчитать число зубьев колеса z .
2. По табл. 5.1 принять число зубьев колеса n , которые нужно охватить губками штангенциркуля, чтобы измерение было выполнено в пределах эвольвентной части профиля зуба.
3. Измерить штангенциркулем диаметр вершин зубьев d_a .
4. По формуле сосчитать модуль зацепления m

$$m = d_a / (z + 2)$$

и сравнить полученное значение модуля со стандартным по табл. 5.2.

При конструировании механизма конструктор рассчитывает величину модуля m для зубчатой передачи и, округлив, подбирает модуль по таблице стандартизированных величин. Затем он определяет величины остальных геометрических элементов зубчатого колеса.

5. Охватив штангенциркулем n зубьев колеса, измерить размер l_n между ними, затем, охватив штангенциркулем на 1 зуб больше, измерить размер l_{n+1} между $n+1$ зубом. Полученные значения занести в табл. 5.3. Каждый замер делают три раза на любых участках зубчатого колеса. Расчёты проводят по средним значениям.

Таблица 5.3

Определение геометрических величин зубчатого колеса, мм

Номер замера	Расстояние между n зубьями l_n	Расстояние между $(n+1)$ зубом l_{n+1}	Измерение значения шага зубьев по основной окружности $P_{в.из}=l_{n+1} - l_n$
1			
2			
3			
Среднее значение	$l_{ср}$	$L_{n+1 ср}$	$P_{в ср}$

6. Определить геометрические размеры зубчатого колеса и занести полученные значения в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Расчет геометрических размеров зубчатого колеса

№ п/п	Геометрический размер зубчатого колеса	Расчётная формула
1	Шаг зубьев по делительной окружности	
2	Шаг зубьев по основной окружности	
3	Диаметр делительной окружности	
4	Диаметр основной окружности	
5	Диаметр вершин (головок) зубьев	
6	Диаметр впадин (ножек) зубьев	
7	Толщина зуба по основной окружности	

7. Измерить штангенциркулем:

- ширину венца зубчатого колеса b ;
- толщину обода δ ;
- толщину диска C ;
- диаметр отверстия под вал $d_{в}$;
- диаметр ступицы $d_{ст}$.

Полученные значения занести в табл. 5.5.

Таблица 5.5

Параметры зубчатого колеса, мм

Величины	b	δ	C	$d_{в}$	$d_{ст}$
Единица измерения					
Значения					

8. Зубчатое колесо может быть нарезано со смещением исходного контура режущего инструмента. В этом случае определить значение коэффициента смещения исходного контура

$$x = (S_E \cdot \pi / p_E - \pi / 2 - z \operatorname{tg} \alpha_w) / 2 \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Коэффициент смещения может быть как положительным, так и отрицательным. В дальнейших расчётах подставляется в формулы с полученным знаком. Если значение коэффициента смещения получается близким к нулю, то $x = 0$.

9. Измерить окружную толщину зуба по делительной окружности S и толщину зуба по хорде делительной окружности S_x (рис. 5.5).

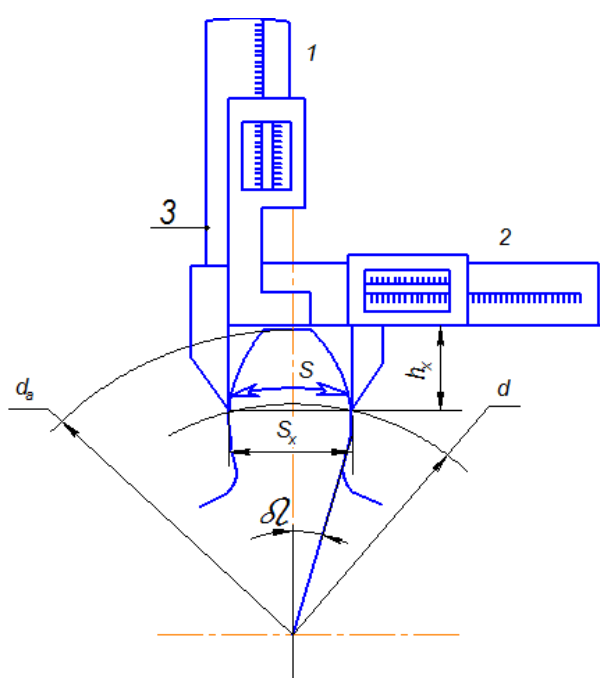


Рис. 5.5. Измерение толщины зуба по хорде делительной окружности

Штангензубомер имеет две шкалы 1 и 2 с нониусами. Шкала 1 служит для замера радиального расстояния h_x от окружности головок зубьев до измеряемой хорды, шкала 2 – для замера толщины зуба по хорде. По шкале 1 перемещается установочная пластина 3. До начала замера установочную пластину фиксируем на расстоянии h_x . Для этого на шкале 1 устанавливаем радиальное расстояние до измеряемой хорды на дуге делительной окружности, а штангензубомер на зуб так, чтобы пластина упиралась в вершину зуба, сдвигаем губки штангензубомера до касания их с боковыми поверхностями зуба и по шкале 2

определяем хордальную толщину зуба $S_{x, \text{изм}}$.

Тангенциальный зубомер (рис. 5.6) контролирует толщину зуба по смещению исходного контура. Он состоит из корпуса 1, двух измерительных губок 2 и 3, винта 4 с правой и левой резьбой для перемещения губок, винтов 5 для закрепления губок, образцового ролика 7 со стойкой 8 и индикатора 6 с удлиненным измерительным наконечником.

Опорной базой при измерении является окружность выступов. Перед измерением прибор настраивают на размер по образцовому ролику (рис. 5.6, а), диаметр которого (при $\alpha = 20^\circ$) составляет $1,2036m$, где m – модуль проверяемого колеса. Зубомер накладывают на ролик (к прибору прилагается несколько роликов), затем, смещая винтом губки, доводят измерительный наконечник до контакта с роликом и создают предварительный натяг наконечника на один-два оборота стрелки. После этого осуществляют установку на ноль по шкале. При контроле измерительные губки, воспроизводящие боковой профиль впадины исходной рейки, накладывают на зуб колеса и по отклонению индикатора судят о смещении действительного исходного контура относительно номинального положения (рис. 5.6, б). Предел измерения прибора $m = 2,5 \dots 10$ мм, точность отсчета 0,01 мм.

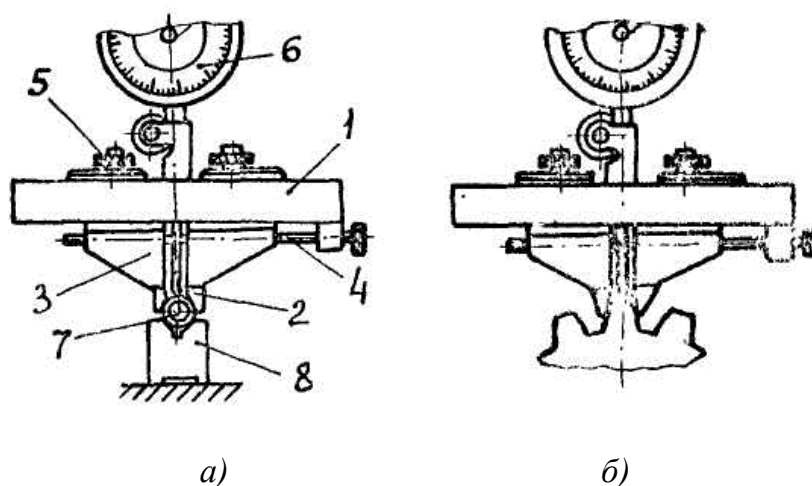


Рис. 5.6. Тангенциальный зубомер: а – схема настройки прибора; б – схема измерения прибором

10. Величины диаметров окружностей выступов d_a и впадин d_f можно получить непосредственным замером при четном числе зубьев (рис. 5.7, а) или нечетном числе зубьев (рис. 5.7, б), или определить по формулам:

$$d_a = d_{\text{отв}} + 2l_a; \quad d_f = d_{\text{отв}} + 2l_f,$$

где $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия в ступице колеса; l_a – радиальное расстояние от поверхности отверстия до вершины зуба; l_f – радиальное расстояние от поверхности отверстия до впадин зуба (табл. 5.6).

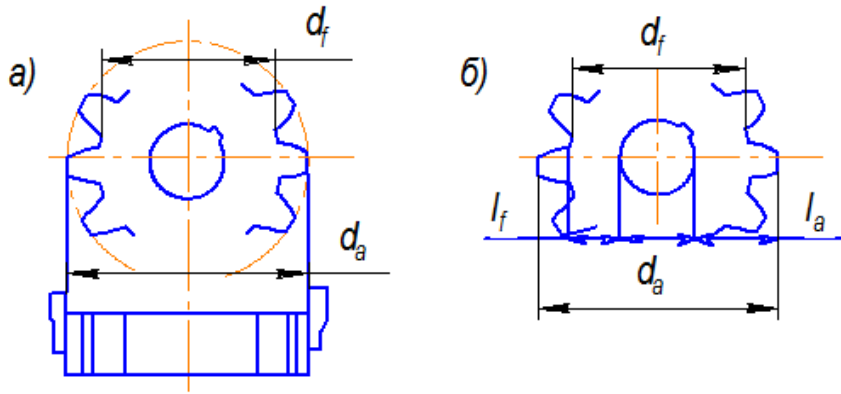


Рис. 5.7. Измерение диаметров выступов и впадин зубчатого колеса при чётном (а) и нечётном (б) числе зубьев

Таблица 5.6

Замеры диаметров выступов и впадин зубьев колеса, мм

Номер замера	Диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев						
	Четное число z зубьев колеса		Нечетное число z зубьев колеса				
	d_a	d_f	$d_{\text{отв}}$	l_a	l_f	$d_a = d_{\text{отв}} + 2l_a$	$d_f = d_{\text{отв}} + 2l_f$
1							
2							
3							
Среднее значение	$d_{a\text{cp}}$	$d_{f\text{cp}}$	$d_{\text{отв.ср}}$	$l_{a\text{cp}}$	$l_{f\text{cp}}$	$d_{a\text{cp}}$	$d_{f\text{cp}}$

11. Выполнить эскиз зубчатого колеса в соответствии с определёнными размерами (рис. 5.8). Зарисовать вид слева, проведя три концентрические окружности, диаметры которых d_a , d , d_f , а затем фронтальный разрез, определяя границы зубьев с помощью линий связи (рис. 5.8, а). Выполнить на виде слева и разрезе отверстие для вала, шпоночный паз и другие конструктивные элементы. Затем обвести окружности вершин d_a сплошной основной линией, делительную окружность d – штрих-пунктирной, а впадин d_f – сплошной тонкой линией (рис. 5.8, б). Заштриховать разрез колеса, оставляя незаштрихованными зубья, на изображении которых провести штрих-пунктирные линии, соответствующие делительной окружности d . Нанести размерные линии и числа.

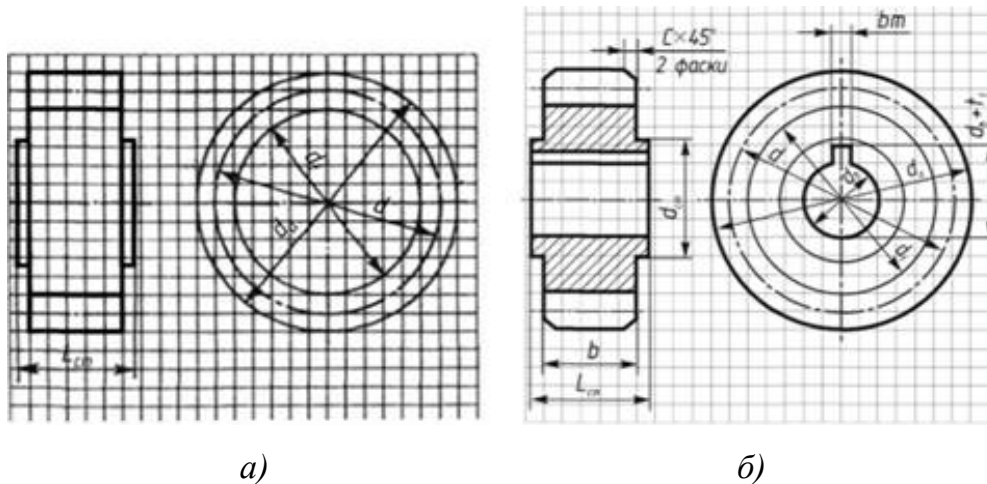


Рис. 5.8. Последовательность выполнения эскиза зубчатого колеса

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое зубчатый венец колеса?
2. Что такое ступица колеса?
3. Дайте определение боковой поверхности зуба.
4. Охарактеризуйте профиль зуба.
5. Что называют эвольвентой окружности?
6. Какую окружность зубчатого колеса называют начальной?
7. Какую окружность зубчатого колеса называют делительной?
8. Какую окружность зубчатого колеса называют основной?
9. Что называют высотой головки зуба колеса?
10. Что называют высотой ножки зуба колеса?
11. Как измерить шаг зубчатого колеса?
12. Что называют модулем зубчатого колеса?
13. Как определить модуль зубчатого колеса?
14. Какую единицу измерения имеет модуль зубчатого колеса?
15. Как рассчитать модуль, зная диаметр окружности выступов?
16. Как, зная модуль и число зубьев колеса, рассчитать диаметр окружности впадин и выступов?
17. Как, зная модуль и число зубьев колеса, рассчитать диаметр делительной окружности?

Лабораторная работа № 6

ГРАФИЧЕСКОЕ ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ (ОБКАТА)

Цель работы: знакомство с наиболее распространенным методом образования зубьев цилиндрических прямозубых колёс с помощью производящей рейки; с параметрами нулевых, положительных и отрицательных колёс; с явлением подреза зубьев и способом его устранения.

Содержание работы: вычертить эвольвентные профили зубьев методом огибания с помощью специального прибора при различных смещениях рейки.

Приборы и принадлежности: прибор ТММ-42 для вычерчивания эвольвентных профилей зубьев методом огибания (обката); бумажный круг («заготовка») из ватмана; чертёжные инструменты.

Краткие теоретические сведения

Зубчатые колёса по методу обкатки нарезают на специальных зуборезных станках. Инструмент для нарезания зубьев выполняется как эвольвентная зубчатая рейка с режущими гранями на зубьях. Процесс нарезания осуществляется при сложном движении заготовки *A*, складывающемся из поступательного и вращательного движений в горизонтальной плоскости, и при возвратно-поступательном движении рейки *B* (рис. 6.1, *a*).

Обкаточное движение подачи заготовки происходит в промежутке между двумя рабочими ходами рейки, когда она находится в верхнем положении.

После движения подачи, в результате которого производится обкатка, рейка, опускаясь, снимает стружку (рабочий ход) и возвращается в исходное положение. Профиль зуба получается как огибающая профиля рейки *B* в нескольких последовательных ее положениях – 1, 2, 3 и т. д. относительно колеса *A* (рис. 6.1, *б*).

Положительным свойством рейки считается простота формы режущей кромки – прямая линия, благодаря чему достигается высо-

кая точность изготовления самой рейки и колёс при минимальных габаритах и упрощается переточка рейки.

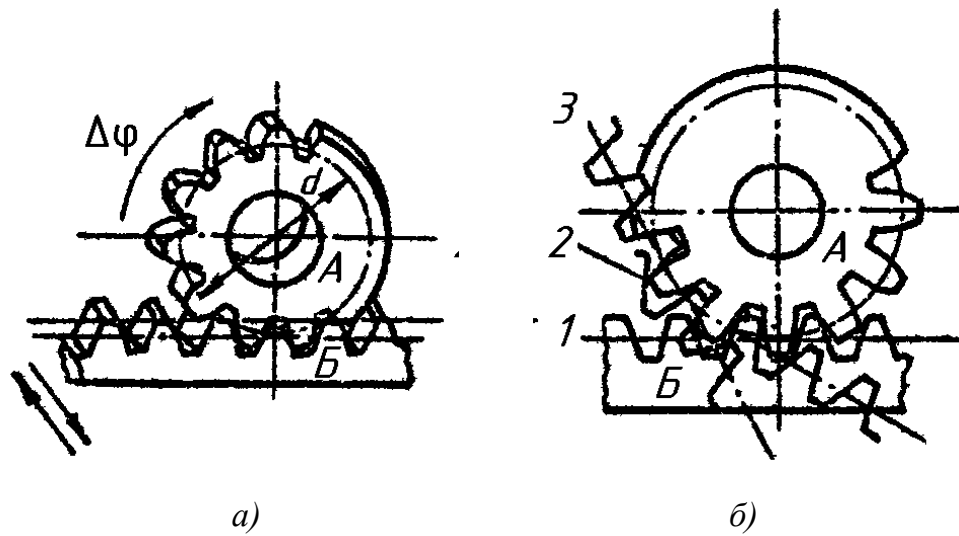


Рис. 6.1. Процесс нарезания зубьев

Поверхность, образованная режущими кромками рейки при движении резания (рис. 6.2), называется *производящей*, а воображаемая рейка, у которой боковыми поверхностями являются производящие поверхности, – *производящей рейкой*.

Контур зубьев производящей рейки называют *исходным производящим контуром*. Он состоит из прямолинейного участка *EF* и криволинейных переходных участков *ЕС* и *FD* (см. рис. 6.2).

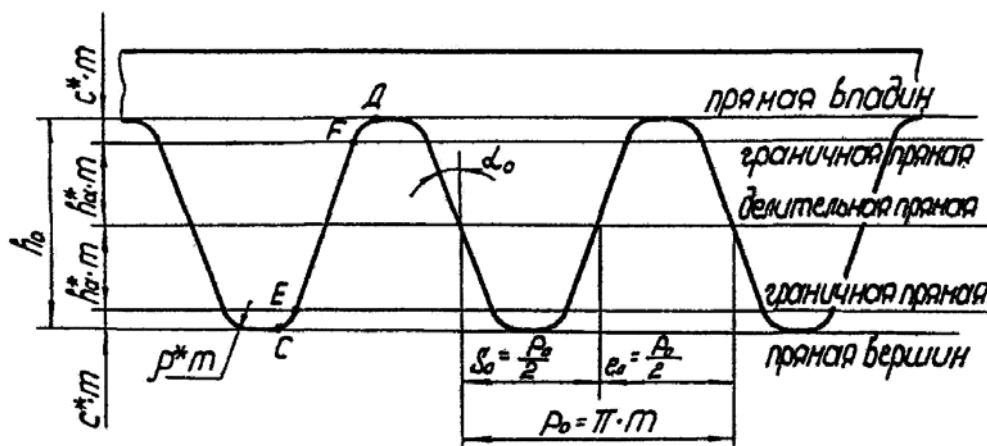


Рис. 6.2. Исходный производящий контур

Делительная прямая делит зуб по высоте на две равные части. Толщина зуба S_0 по делительной прямой равна ширине впадины l_0 .

Шаг зубьев исходного производящего контура p_0 выражается через модуль зубьев $m = p_0/\pi$, мм.

Модуль зубьев – основной параметр зубчатого колеса. Все линейные размеры зуба, зубчатого колеса и зубчатой передачи выражаются через модуль. Значение модуля выбирают по условиям прочности в соответствии с ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76).

Беззазорное зубчатое зацепление, которое образует производящая рейка с нарезаемым колесом, называется *станочным реечным зацеплением*.

В станочном зацеплении начальная прямая производящей рейки перекатывается без скольжения по начальной окружности нарезаемого колеса. Последней всегда служит делительная окружность, на которой шаг зубьев рейки p_0 отложится z раз, где z – число зубьев нарезаемого колеса. Начальной прямой рейки может быть любая прямая, параллельная делительной прямой, в том числе и делительная прямая.

Возможны три варианта расположения средней линии инструментальной рейки относительно делительной окружности колеса:

1. Средняя прямая производящего контура $C - C$ касается делительной окружности заготовки (рис. 6.3, а).

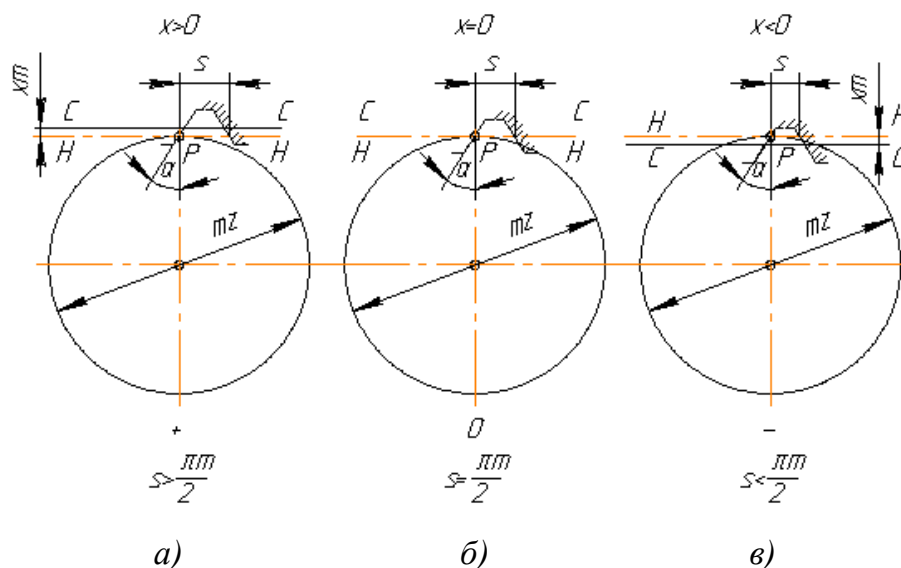


Рис. 6.3. Расположение средней линии $C - C$ инструментальной рейки

Средняя линия катится без скольжения по делительной окружности, равной ширине впадины рейки по средней линии. Это колесо называется колесом с *равноделённым шагом*.

2. Средняя линия $C - C$ смещена (поднята) на величину xm , где x – коэффициент смещения (рис. 6.3, б).

По делительной окружности катится без скольжения начальная окружность $H-H$, отстоящая от средней прямой линии на xm . Толщина зуба по делительной окружности оказывается больше ширины впадины, что соответствует увеличению ширины впадины производящего контура начальной прямой $H-H$.

Из рис. 6.3 следует $S = 0,5 \pi m + 2 x m \operatorname{tg} \alpha$. Коэффициент смещения x в этом случае считается положительным.

3. Средняя прямая $C - C$ смещена к центру на величину xm , причем коэффициент смещения x считается отрицательным (рис. 6.3, в). Толщина зуба по делительной окружности вследствие того что $x < 0$, оказывается меньше, чем у колеса с равноделённым шагом.

Зубчатые колеса, нарезанные со сдвигом рейки, называются *исправленными*. Колёса, нарезанные с положительным сдвигом, называют *положительными*, а нарезанные с отрицательным сдвигом – *отрицательными*. Колёса, нарезаемые без сдвига, называют *нулевыми колёсами*.

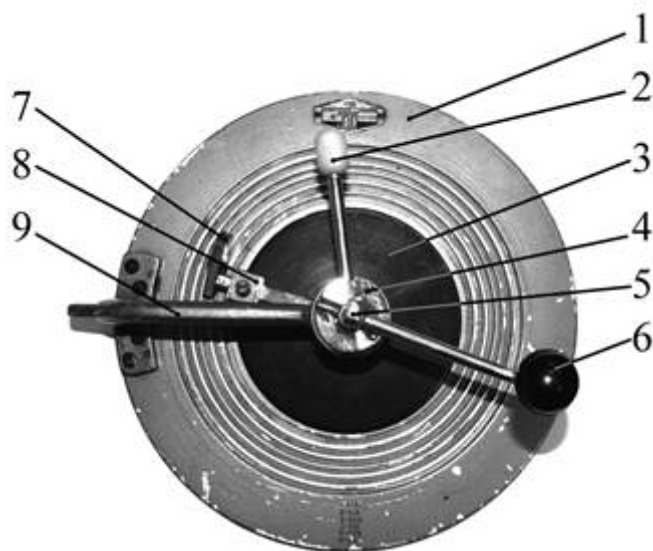
Для того чтобы определить, к какой группе относится зубчатое колесо, надо измерить толщину его зубьев по делительной окружности.

Описание приспособления ТММ-31А

Перед работой необходимо заготовить бумажные диски (заготовки) диаметром, величина которого нанесена на верхний диск приспособления ТММ-31А (рис. 6.4) (например, Д185 означает заготовку диаметром 185 мм). Для обрисовки профиля желательно иметь остро отточенный карандаш твердостью 2Т или 3Т.

Приспособление для изготовления бумажных заготовок состоит из основания 1, кронштейна 9 с валиком 4, рычага 8 с режущим инструментом 7. К основанию с шестью кольцевыми канавками для выхода лезвия при резке крепится кронштейн. В валике 4 кронштейна смонтирован вертикальный валик 5, на верхней части которого укреплен рукоятка привода 2. К валику 4 крепится рычаг с режущим инструментом – лезвием безопасной бритвы. Держатель лезвия пере-

мещается во втулке рычага, что обеспечивает возможность изготовления заготовок различных диаметров. Бумажная заготовка к основанию закрепляется диском 3 при помощи поворота рукоятки 6.



*Рис. 6.4. Приспособление ТММ-31А
для изготовления бумажных заготовок*

Описание прибора ТММ-42

На основание 4 прибора ТММ-42 установлены диск и рейка (рис. 6.5). Диск состоит из двух частей: верхней 9, представляющей собой круг диаметром, равным диаметру заготовки колеса, и нижней 8 – круга диаметром, равным диаметру делительной окружности. Оба круга жестко соединены между собой и могут вращаться на оси, укрепленной на основании. Рейка 5 совместно со шкалами 1 и 13, планкой 10 и захватами 3 и 12 может перемещаться поступательно в направляющих 14. Для предотвращения перемещений предусмотрен фиксатор 2. Вращение дисков и поступательное перемещение рейки между собой связаны: в относительном движении круг 8 (делительная окружность) без скольжения обкатывается по ребру планки, с которым совпадает делительная прямая рейки.

Обкатывание без скольжения достигается при помощи натяжения стальной проволоки 11 эксцентриковым механизмом. Совместное движение рейки и диска осуществляется при помощи шарового хра-

пового механизма, приводящегося в действие рычагом 16, который крепится в шарнире 15.

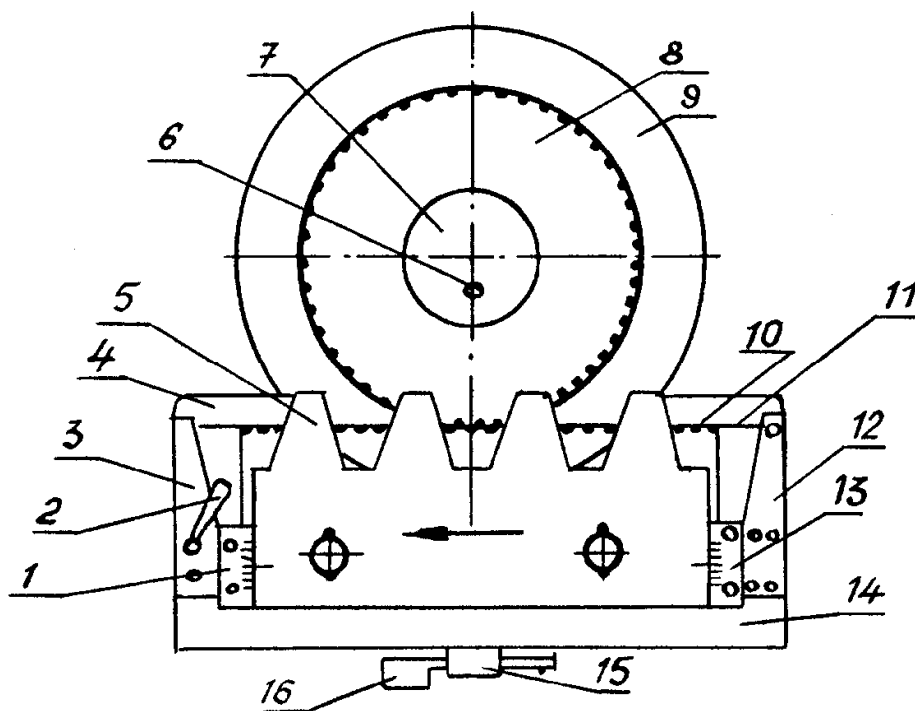


Рис. 6.5. Внешний вид прибора ТММ-42

Помимо движения в направляющих рейка может перемещаться также в перпендикулярном направлении, приближаясь к центру заготовки или удаляясь от него. Этим передвижением рейку можно установить так, что делительной окружности будет касаться и катиться по ней без скольжения любая начальная прямая рейки. Перемещение рейки отсчитывается по шкалам и фиксируется винтами.

Зубья эвольвентного профиля на приборе строятся следующим образом. На диск 9 накладывают на три иглы круг из чертежной бумаги диаметром, равным диаметру заготовки колеса. Бумажный круг прочно прижимают к диску крышкой 7, привинчиваемой винтом 6. Рейку отводят в крайнее правое положение. Карандашом на бумажном круге прочерчивают контур зубьев рейки, стараясь возможно ближе поставить острие карандаша к граням зубьев. Передвигают рейку (а вместе с ней поворачивается и заготовка) влево на один шаг храпового устройства и вновь вычерчивают контур зубьев рейки. Так продолжают до тех пор, пока рейка не придет в крайнее левое положение, а на бумажном круге не будет получен (как огибающая к разным положениям зубьев рейки) контур двух-трех зубьев.

Если на приборе делительная окружность обкатывалась по модульной прямой, то получают зубья нулевого колеса с подрезом у основания, так как число зубьев на колесе меньше семнадцати.

В результате последовательных перемещений рейки и поворотов диска на ряд небольших углов при обводе зубьев рейки карандашом вычерчиваются полные профили зубьев обрабатываемого колеса (рис. 6.6).

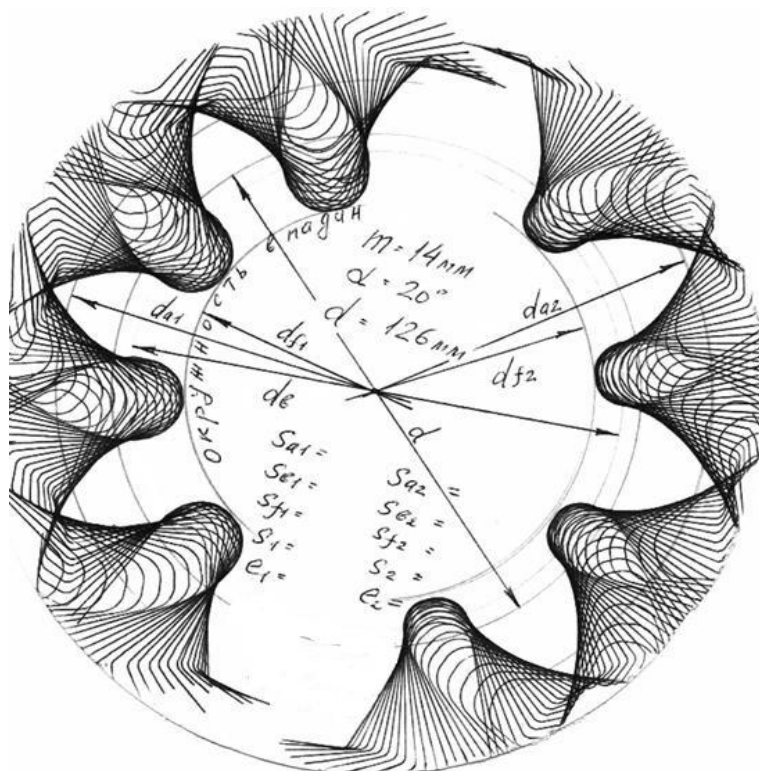


Рис. 6.6. Круг с вычерченными профилями зубьев колёс

Порядок выполнения работы

1. Расчертить бумажный круг – заготовку – на квадранты, наложить круг на диск прибора (см. рис. 6.6) и закрепить на нем. Установить диск и рейку в исходное положение (крайнее правое) и возвратить в рабочие положения рычажки.

Последовательно нажимая на клавишу и очерчивая контуры зубьев рейки, вычертить по два-три профиля зубьев; рейка должна переместиться в крайнее левое положение до упора.

Построение эвольвентных профилей зубьев выполнить в четырех вариантах: колесо без смещения $x_{ni} = 0$; колесо с отрицательным смещением $x_m = 6...8$ мм; колесо с положительным смещением

$x_m = 8...10$ мм; колесо с наименьшим смещением, рассчитанным для устранения подрезания зубьев $x_{\min}m = xm (17 - z/17)$.

При выполнении нового варианта рейку возвращают в исходное положение и устанавливают чистый квадрант бумаги. Для этого рычажок 4 ставят в положение, показанное пунктиром, и поворачивают диск, затем возвращают его в рабочее положение.

2. Рассчитать размеры зубчатых колёс и заполнить таблицу.

Расчёт размеров колёс

Параметры колеса	Нормальное колесо		Исправленное колесо	
	Расчетная формула	Размер, мм	Расчетная формула колеса с коэффициентом сдвига	Размер, мм
Число зубьев	$z = d/m$		–	
Диаметр основной окружности	$d_b = d \cos \alpha_w$		–	
Диаметр впадин	$d_f = m(z - 2,5)$		$d_f = m(z - 2,5) \pm 2b$	
Диаметр вершин	$d_a = m(z + 2)$		$d_a = m(z + 2) \pm 2b$	
Шаг зацепления	$P = \pi m$		–	
Толщина зуба по делительной окружности	$S_x = \pi m / 2$		$S_x = \pi m / 2 \pm 2b \operatorname{tg} \alpha_w$	

3. Пользуясь рассчитанными диаметрами, нанести на заготовку в каждом квадранте четыре окружности – делительную, основную, окружности впадин и вершин зубьев (см. рис. 6.6).

4. Проследить, как изменяется профиль зуба у колёс без смещения и со смещением, обратив внимание на изменения делительной толщины, толщины основания и вершины зуба, на форму переходной кривой у подрезанных и неподрезанных зубьев.

5. Оформить отчёт и приложить к нему круг с вычерченными профилями зубьев колёс (см. рис. 6.6).

Вопросы для самоконтроля

1. Как происходит процесс нарезания зубчатого колеса рейкой?
2. Что такое делительная и начальная прямая рейки?

3. Какие колеса называются колесами без смещения и колесами со смещением?
4. Какова цель изготовления зубчатых колес со смещением?
5. Что такое смещение рейки?
6. Что такое положительное и отрицательное смещение?

Лабораторная работа № 7

СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: ознакомление с конструкциями планетарных механизмов и определение их передаточного отношения теоретическим и графическим методами.

Объект исследования: модели планетарных механизмов.

Краткие теоретические сведения

Планетарным механизмом называют механизм для передачи и преобразования вращательного движения, содержащий зубчатые колеса с перемещающейся в пространстве осью вращения хотя бы одного из них. Основные звенья механизма (рис. 7.1) – это зубчатые колеса: солнечное 1, сателлиты (от лат. «*satellitum*» – спутник) 2, корончатое – 3, H – водило, звено, в котором установлены оси сателлитов. Ось O_H вращения водила H , совпадающая с осью O_1 центральных колес, является *основной осью* механизма.

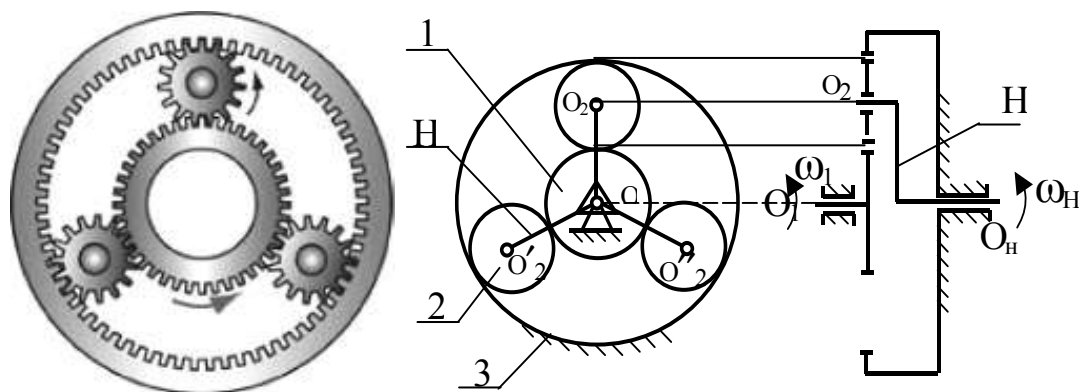


Рис. 7.1. Общий вид и схема планетарного механизма

При вращении солнечного колеса 1 сателлиты 2 будут обкатываться по нему и по корончатому колесу 3, совершая плоское движение. Перемещение осей сателлитов 2 приводит к вращению водила H , которое является выходным звеном данного зубчатого механизма.

Планетарные механизмы обладают ценными свойствами: они имеют меньшие радиальные габариты и массу, работают с меньшим шумом, чем соответствующие зубчатые передачи с неподвижными осями; удобны в сборке и надежны в работе. Основное преимущество планетарных передач – возможность осуществлять большие передаточные отношения при сравнительно небольших габаритах и высоком КПД. Поэтому они получили весьма широкое распространение, найдя применение в приводах транспортных машин, станков, многих машинных агрегатов, в автомобилях, авиации, и в разнообразных приборах. Однако планетарные механизмы имеют более сложную конструкцию, требуют повышенной точности изготовления.

На рис. 7.2 показаны виды планетарных механизмов.

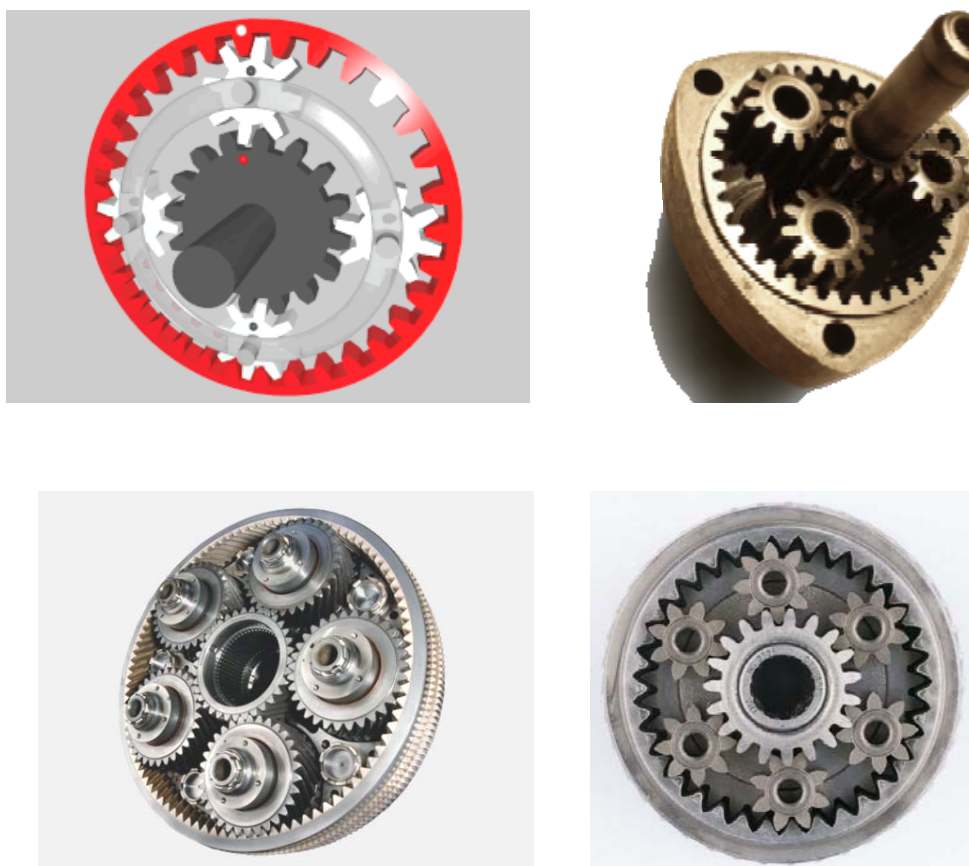


Рис. 7.2. Виды планетарных механизмов

При степени подвижности планетарного механизма $W = 1$ он называется собственно *планетарным*, а при $W \geq 2$ – *дифференциальным*. Степень подвижности механизма (см. рис. 7.1) $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 4 - 6 = 1$.

Простейшие кинематические схемы планетарных механизмов показаны на рис. 7.3.

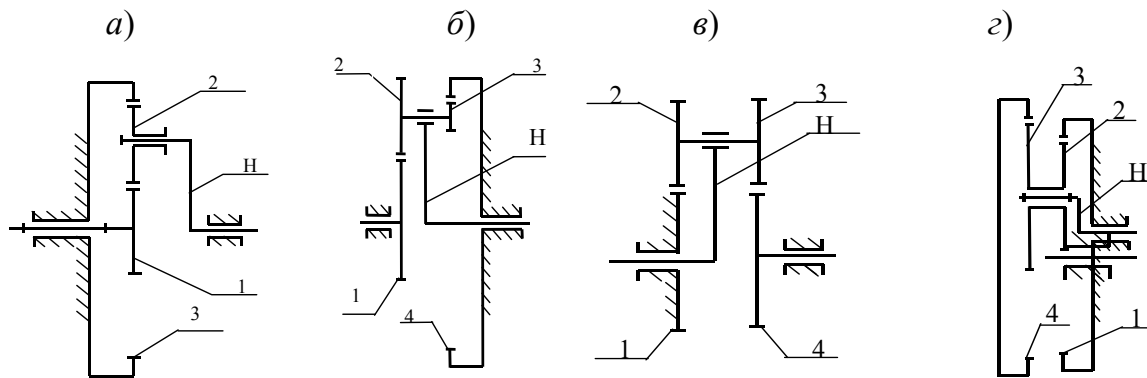


Рис. 7.3. Схемы планетарных зубчатых механизмов: а – механизм Джеймса; б – механизм со сдвоенными сателлитами; в – механизм Давида; г – механизм со сдвоенными сателлитами и двумя внутренними зацеплениями

При проектировании планетарного механизма решаются задачи определения чисел зубьев колес по заданному передаточному отношению $U_{пл}$. В зависимости от величины $U_{пл}$ сначала выбирается одна из схем. При этом должны быть обеспечены минимальные радиальные размеры колес механизма и заданное передаточное отношение с достаточной точностью $U_{пл} \pm 3 \%$, а также условия работоспособности и сборки.

Следовательно, для возможности правильного назначения чисел зубьев всех колес планетарного механизма и обеспечения требуемого передаточного отношения необходимо иметь выражение для определения передаточного отношения $U_{пл}$ для каждой выбранной схемы.

При назначении чисел зубьев колес планетарного механизма важно учитывать ряд требований и условий:

1. Числа зубьев z_1, z_2, \dots, z_n должны быть целыми.
2. Сочетание чисел зубьев колес должно обеспечивать требуемое передаточное отношение $U_{пл}$ с допустимой точностью $\pm 3 \%$.
3. При отсутствии специальных требований желательно использовать в передаче нулевые колеса. Это ограничение записывают в форме отсутствия подреза зубьев: для колес с внешними зубьями,

нарезанными стандартным инструментом, $z_i \geq z_{\min} = 17$; для колес с внутренними зубьями – $z_i \geq z_{\min} = 85$.

4. Оси центральных колес и водила H планетарного механизма должны лежать на одной прямой для обеспечения движения точек по соосным окружностям (условие соосности).

5. При расположении сателлитов в одной плоскости, т. е. без смещения в осевом направлении, соседние сателлиты должны быть расположены так, чтобы между окружностями вершин обеспечивался гарантированный зазор (условие соседства)

$$(z_1 + z_2) \sin(\pi/k) > z_2 + 2,$$

где k – число сателлитов.

6. Несколько сателлитов должны собираться без натягов так, чтобы зубья всех сателлитов одновременно вошли во впадины солнечного и корончатого колес

$$((z_1 U_{1H})/k) (1 + kp) = C_0,$$

где z_1 – число зубьев центрального колеса, k – число сателлитов; p – число оборотов водила; C_0 – целое число.

Порядок синтеза (проектирования) планетарного механизма

Рассмотрим на примере однорядного планетарного механизма (рис. 7.4).

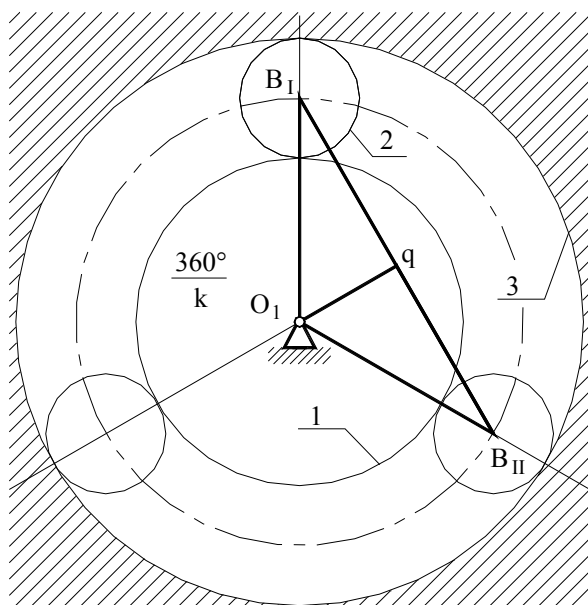


Рис. 7.4. Схема однорядного планетарного механизма

Дано: $u_{1-H}^{(4)} = 6$, $m = 1$ мм, $k = 3$ – количество сателлитов.

Определить: z_1, z_2, z_3 при минимальном радиальном габарите.

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 + z_3/z_1, z_3/z_1 = u_{1-H}^{(3)} - 1 = 6 - 1 = 5.$$

Зададимся числом зубьев z_1 так, чтобы выполнялось условие п. 3, тогда $z_1 = 18, z_3 = 5 \cdot 18 = 90 \geq 85$.

Условие соосности механизма:

$$O_1B = O_2B, r_1 + r_2 = r_3 - r_2,$$

$$m \cdot z_1/2 + m \cdot z_2/2 = m \cdot z_3/2 - m \cdot z_2/2,$$

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2, \text{ отсюда } z_2 = (z_3 - z_1)/2 = (90 - 18)/2 = 36.$$

Условие соседства: окружности вершин соседних сателлитов не касаются друг друга $B_I B_{II} > 2r_{a2}$.

Рассмотрим треугольник O_1B_Iq :

$$B_I B_{II} = 2B_I q, B_I q/O_1B_I = \sin(180/k), B_I q = O_1B_I \cdot \sin(180/k),$$

$$O_1B_I = r_1 + r_2 = m(z_1 + z_2)/2, 2B_I q = B_I B_{II} = m(z_1 + z_2),$$

$r_{a2} = r_2 + x_m + h_a m - \Delta y_m$, если принять колёса нулевые, то $x \cdot m = 0$ и $\Delta y \cdot m = 0$, тогда $r_{a2} = r_2 + h_a m = m(z_2 + 2h_a)$, $\sin(180/k) > (z_2 + 2h_a)/(z_1 + z_2)$.

Уравнение соседства справедливо.

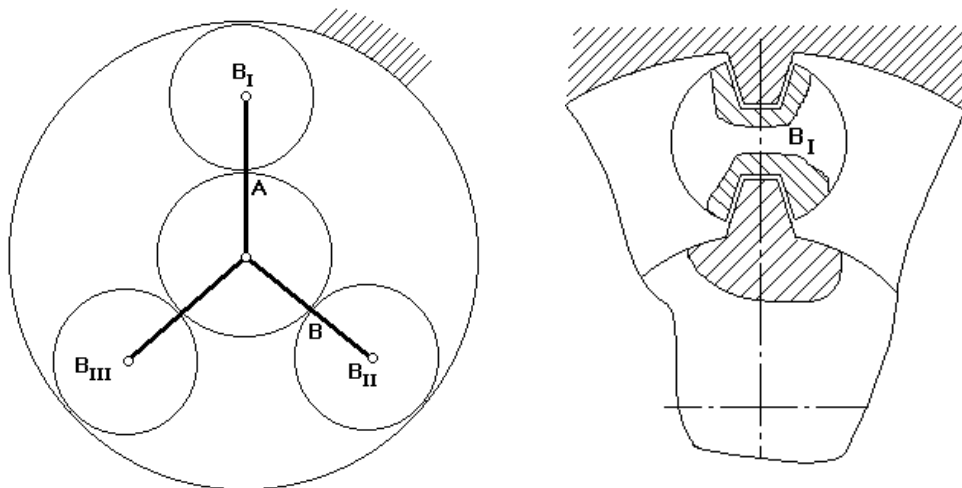


Рис. 7.5. Схема для условия сборки механизма

Будем считать, что каждый последующий блок сателлитов устанавливается в позиции B_I . Чтобы освободить место, нужно повернуть водило на угол $(360^\circ/k)$ (рис. 7.5).

При установке 1-го сателлита зубья центральных колес ориентированы относительно оси симметрии.

Если на дуге AB укладывается целое число шагов, то при повороте водила на угол $(360^\circ/k)$ зубья центральных колес будут ориенти-

рованы относительно оси симметрии точно так же, как и при установке первого сателлита.

Если на указанной дуге не укладывается целое число шагов, то при повороте водила на угол $(360^\circ/k)$ зуб 1-го колеса не встанет на то же место и тогда, чтобы установить следующий сателлит, нужно от позиции B_{II} сделать p дополнительных оборотов водила, чтобы за счёт выборки углового шага правильно ориентировать зубья центральных колес.

Уравнение сборки имеет вид

$$(z_1 u_{1-H}^{(4)})/k = 1 + kp = \gamma, \quad \gamma - \text{целое число.}$$

$$\text{Для данного механизма } 18 \cdot 6(1 + 3p)/3 = 36(1 + 3p).$$

Условие сборки выполняется при $p = 0$.

После подбора чисел зубьев определяют радиусы делительных окружностей колес:

$$r_1 = m \cdot z_1 / 2 = 1 \cdot 18 / 2 = 9 \text{ мм,}$$

$$r_2 = m \cdot z_2 / 2 = 1 \cdot 36 / 2 = 18 \text{ мм,}$$

$$r_3 = m \cdot z_3 / 2 = 1 \cdot 90 / 2 = 45 \text{ мм.}$$

По полученным данным строят схему механизма в масштабе и проверяют выполнение передаточного отношения.

Если хотя бы одно из условий не выполняется, то необходимо рассмотреть следующий вариант разложения на простые множители.

Если, перебрав все возможные варианты разложения, не удалось подобрать числа зубьев, то допускается изменить заданное передаточное отношение в пределах 10 %.

Графический способ определения передаточного отношения рассмотрим на примере механизма с двумя внешними зацеплениями (редуктор Давида) (рис. 7.6). $u_{H-1}^{(4)}$ до 10000 при низком КПД.

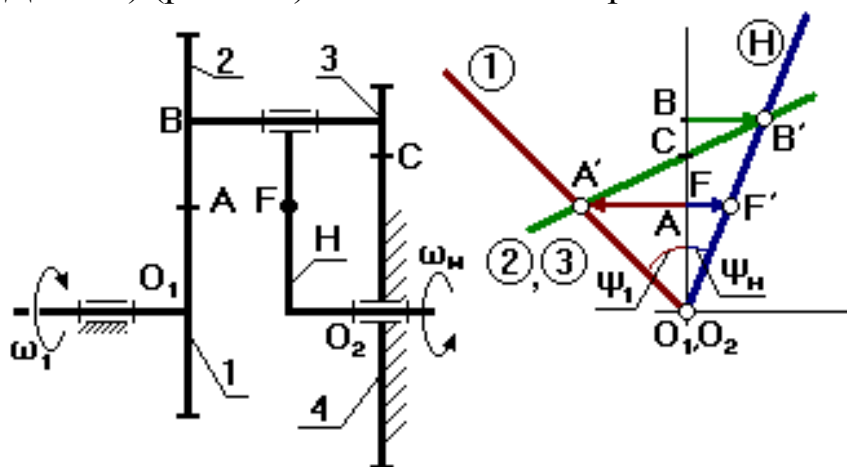


Рис. 7.6. Редуктор Давида: 1, 2 – внешняя зубчатая пара; 3 – колесо; 4 – коронная шестерня; H – водило

Водило H – входное звено, первое колесо – выходное. Выберем на водиле H точку F так, чтобы $O_2F = O_1A$ (валы O_1 и O_2 соосны и вращаются в разные стороны). Точка C может быть выше или ниже точки A . FF' – произвольный отрезок (линейная скорость точки F). Для колёс 2 и 3 точка C – МЦС. Передаточное отношение: $u_{H-1}^{(4)} = \omega_H/\omega_1 = (V_B/O_2B)/(V_F/O_1F) = (BB'/O_2B)/(FF'/O_1F) = \operatorname{tg}\psi_H/\operatorname{tg}\psi_1 = BB'/FF'$.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством планетарного механизма.
2. Проверить число зубьев планетарного механизма по условиям соседства и соосности; по заданному передаточному отношению механизма определить число зубьев колеса z_2 или шестерёнок z_1 .
3. Провести графический способ определения передаточного отношения механизма.
4. Вычертить механизм в двух проекциях (см. рис. 7.1).

Вопросы для самоконтроля

1. Из каких звеньев состоят планетарные механизмы?
2. Какое звено планетарного механизма называют сателлитом?
3. Какое звено планетарного механизма называют водилом?
4. Какое звено планетарного механизма называют солнечным зубчатым колесом?
5. По какой формуле вычисляют общее передаточное отношение планетарного механизма передачи?
6. Какие звенья планетарного зубчатого механизма называют центральными?
7. Какие достоинства имеют планетарные механизмы по сравнению с простыми зубчатыми передачами?
8. Какие примеры применения планетарных передач в машинах вы знаете?
9. Чем отличается планетарный механизм от дифференциального зубчатого механизма?
10. Чем отличаются планетарные зубчатые передачи-редукторы от планетарных зубчатых передач-мультипликаторов?
11. В чём состоит условие соосности для планетарных механизмов?
12. Почему при проектировании планетарных механизмов требуется выполнять условие сборки?

13. Для чего необходимо при проектировании планетарных механизмов выполнение условия соседства сателлитов?

Лабораторная работа № 8

ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА ПО ЗАДАННОМУ ЗАКОНУ ДВИЖЕНИЯ

Цель работы: ознакомиться с некоторыми типами кулачковых механизмов (по моделям, имеющимся в лаборатории) и в соответствии с исходными данными построить профиль кулачка.

Оборудование и приборы: модель кулачкового механизма (выдает преподаватель), миллиметровая бумага формата А4 и чертёжные принадлежности.

Краткие теоретические сведения

Кулачковым механизмом называется механизм, образующий высшую кинематическую пару, имеющий подвижное звено, совершающее вращательное движение, – кулак (кулачок) – с поверхностью переменной кривизны или имеющий форму эксцентрика, взаимодействующий с другим подвижным звеном – толкателем, если подвижное звено совершает прямолинейное движение, или коромыслом, если подвижное звено совершает качание. Кулак, совершающий прямолинейное движение, называется *копиром*.

На рис. 8.1 приведены плоские кулачковые механизмы. Кулачковый механизм состоит из трёх звеньев: кулачка 1, толкателя 2 и стойки (опоры) 3. Для уменьшения трения в кулачковый механизм вводится ролик.

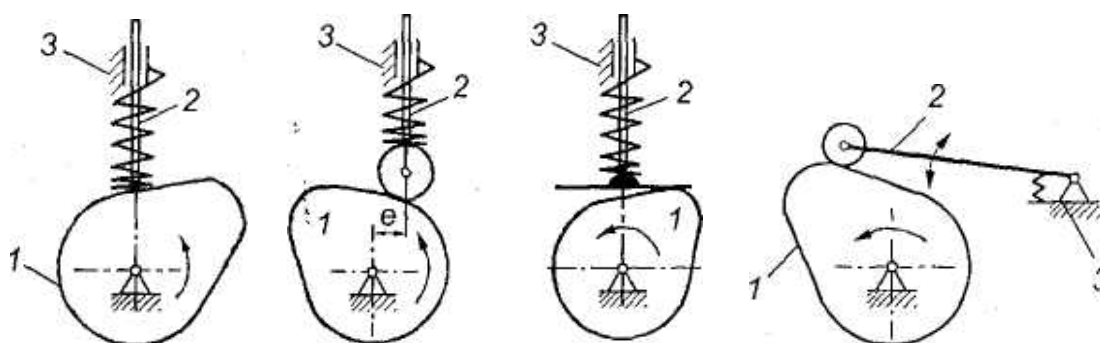


Рис. 8.1. Кулачковые механизмы

Кулачковые механизмы подразделяют на группы:

1. По типу толкателя.
2. По характеру движения толкателя.
3. По характеру движения кулачка.

Основные достоинства кулачковых механизмов: 1) малое количество деталей (кулачок и толкатель), что позволяет просто изготавливать и обслуживать механизм; 2) возможность получения заранее заданного закона движения толкателя с помощью профиля кулачка.

Недостатками являются высокие удельные давления, повышенный износ звеньев механизма, замыкание звеньев, которое приводит к дополнительным нагрузкам на звенья и к усложнению конструкции.

В процессе работы толкатель 2 совершает движения (рис. 8.2):

1) поступательно вверх – в этом случае толкатель взаимодействует с участком 0 – 1;

2) стоит на месте (выстой) – контакт с участком 1 – 2. Здесь постоянный радиус кривизны;

3) толкатель опускается (сближение) – контакт с участком 2 – 3.

В первой фазе подъёма толкателя (фаза удаления) на профиле кулачка соответствует угол $\psi_{уд}$; в фазе выстоя – $\psi_{в}$; в фазе сближения – $\psi_{сб}$. $\psi_{уд} + \psi_{в} + \psi_{сб} = \psi_{раб}$ – рабочий угол профиля кулачка (рис. 8.3).

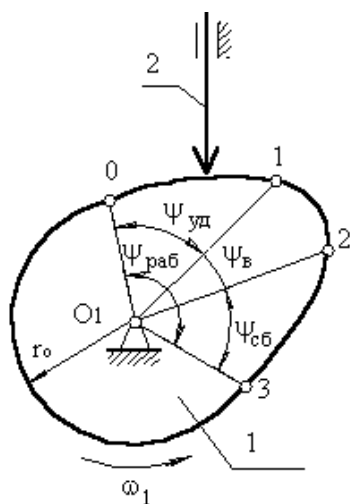


Рис. 8.2. Работа толкателя

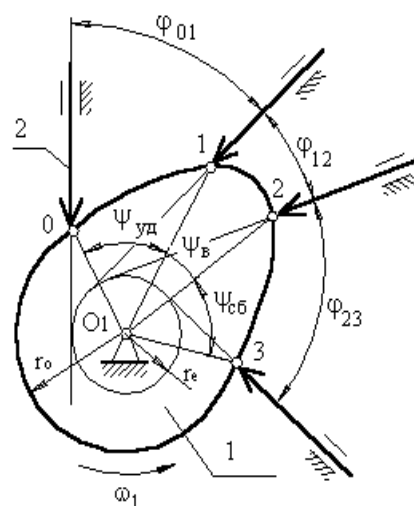


Рис. 8.3. Геометрия кулачка

Угол профиля кулачка можно показать только на кулачке.

Угол поворота кулачка, соответствующий вышеуказанным фазам перемещения толкателя, определяют, используя метод обращения

движения, в соответствии с которым всей системе мысленно сообщают движение с угловой скоростью (ω_1).

Тогда в обращённом движении кулачок становится неподвижным: $\omega^*_1 = \omega_1 + (-\omega_1) = 0$, а ось толкателя вместе со стойкой будут перемещаться в направлении ($-\omega_1$). И угол поворота кулачка, соответствующий той или иной фазе движения, определяется по углу поворота оси толкателя в обращённом движении на соответствующем участке. Ось толкателя в обращённом движении в любом положении будет касаться окружности радиусом r_e .

Поворот кулачка на участках:

$$0 - 1 - \varphi_{01}, \quad 1 - 2 - \varphi_{12}, \quad 2 - 3 - \varphi_{23}.$$

Рабочий угол поворота кулачка

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

Угол давления кулачка (рис. 8.4) – угол между вектором линейной скорости V_2 толкателя и реакцией F_{21} , действующей с кулачка на толкатель. Эта реакция без учёта сил трения направлена по общей нормали $n-n$ перпендикулярно касательной $\tau-\tau$ к взаимодействующим поверхностям. Угол давления определяется экспериментально.

Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем допустимый угол давления $[\theta] = 25 \dots 35^\circ$. При достижении углов больше допустимого возможен перекосяк оси толкателя в направляющей.

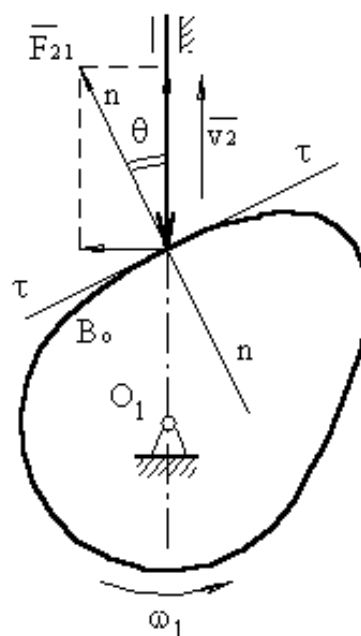


Рис. 8.4. Определение угла давления кулачка

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством кулачкового механизма (модель выдает преподаватель).

2. Начертить кинематическую схему кулачкового механизма (без масштаба; толкатель должен находиться в фазе ближнего стояния).

3. С помощью транспортира определить на модели углы $\varphi_{уд}$, $\varphi_{в}$, $\varphi_{сб}$. Подсчитать рабочий угол кулачкового механизма $\varphi_{раб} = \varphi_{уд} + \varphi_{в} + \varphi_{сб}$.

4. Измерить радиус начальной шайбы r_0 на модели кулачкового механизма.

5. Замерить величину хода толкателя H – медленно повернуть кулачок до положения дальнего стояния.

Построение профиля кулачка

Построение профиля кулачка проводят графическим путем.

Прежде чем приступить к построению профиля кулачка, необходимо в соответствии с заданием построить диаграмму движения $S = S(\varphi)$ толкателя. Данные для построения профиля кулачка задает преподаватель по таблице.

Циклограммы работы кулачковых механизмов

Вариант	$\varphi_{уд}^{\circ}$	$\varphi_{раб}^{\circ}$	$\varphi_{в}^{\circ}$	$\varphi_{сб}^{\circ}$	$R_{min},$ мм	$H_{max},$ мм	$L,$ мм	β°_{max}
Толкатель движется поступательно								
1	100	60	100	100	40	30	–	–
2	150	40	90	80	30	22	–	–
3	135	60	105	60	45	40	–	–
4	100	40	90	130	28	28	–	–
5	150	90	40	80	40	40	–	–
6	120	80	120	40	45	35	–	–
7	95	90	45	130	35	25	–	–
8	90	45	90	135	30	30	–	–
9	140	60	90	70	50	30	–	–
10	100	80	120	60	55	35	–	–
Толкатель качающийся								
11	150	40	90	80	35	30	55	60
12	135	60	105	60	30	40	70	45
13	150	50	80	80	25	20	80	40
14	100	60	90	110	30	40	90	50
15	120	60	100	80	40	45	110	55

Для построения диаграммы (циклограммы) выбирают масштабный коэффициент μ_ϕ углов поворота кулачка ($\phi_{уд}$, $\phi_д$, $\phi_в$, $\phi_{сб}$), который для удобства графических построений *рекомендуется* принимать равным 5 или 10 град/мм.

В этом масштабе по оси углов откладывают отрезки в миллиметрах, соответствующие углам удаления $\phi_{уд}$, дальнего стояния $\phi_д$, возвращения $\phi_в$ и ближнего стояния ($\phi_{сб}$): $l_{уд} = \phi_{уд}/\mu_\phi$, $l_д = \phi_д/\mu_\phi$, $l_в = \phi_в/\mu_\phi$, $l_{сб} = \phi_{сб}/\mu_\phi$. Задаются максимальной ординатой диаграммы на фазе дальнего стояния h . Величину ординаты y_{max} следует принимать в пределах 40 ... 80 мм, причем *большее* значение h следует брать, если $\phi_{уд}$ и $\phi_в$ равны или близки по величине; *меньшее* – при значительном различии величин этих углов.

От точки O (рис. 8.5) под острым углом к оси S проводят наклонную линию OK , на которой в масштабе μ_e откладывают ход толкателя H . Фазовые углы $\phi_у$ и $\phi_в$ делят на четное число частей (4...8), и соответствующие ординаты графика $S = S(\phi)$ переносят на ось S . Получаем точки 1 – 8. Точки 4 и 5, имеющие максимальную ординату h или y_{max} , соединяем с точкой 4 на прямой OK . Остальные ординаты проектируются на наклонную прямую OK *параллельно* верхней соединительной линии 4 – 4.

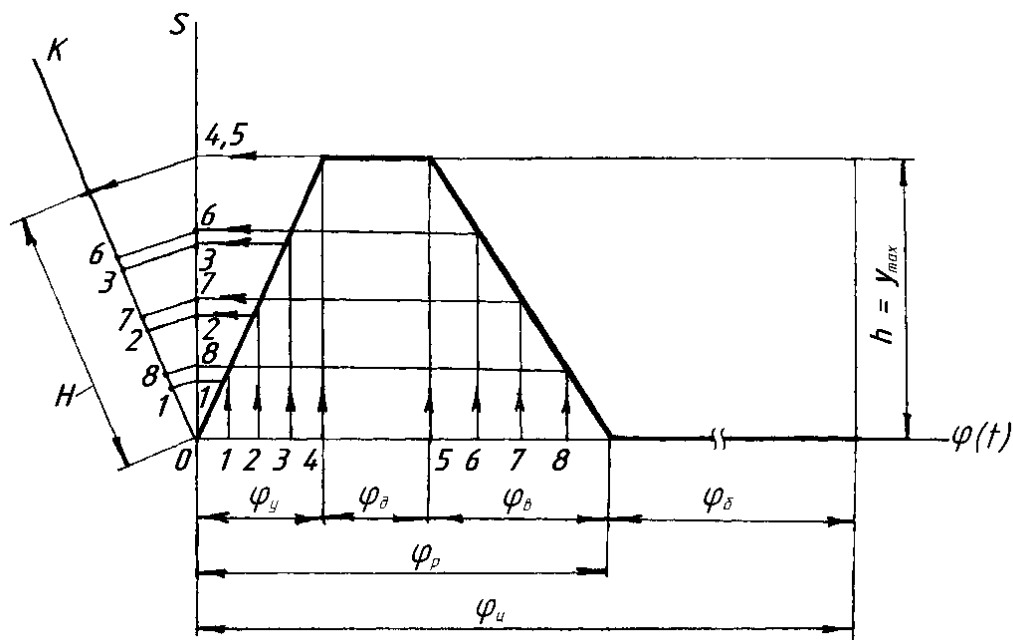


Рис. 8.5. Диаграмма движения $S = S(\phi)$ толкателя

Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем (рис. 8.6, а)

На окружности радиусом $r = r_o$, проведенной в масштабе μ_l , с левой стороны от оси O_1 на расстоянии e выбирают точку B_o (пересечение оси толкателя, отстоящей на величину e от точки O_1 , с окружностью $r_{o \min}$).

Точку B_o соединяют с центром O_1 . От полученного луча B_oO_1 в направлении $(-\omega_1)$ откладывают угол $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$ и проводят луч O_1B_{10} . Полученная дуга B_oB_{10} делится на 10 равных частей. В каждой из позиций 1, 2... проводится положение оси толкателя в обратном движении, при этом ось толкателя, перемещаясь в направлении $(-\omega_1)$, будет все время касаться окружности радиусом e , проведенной из центра O_1 с учетом масштаба μ_l . В каждой из позиций от точек 1, 2, 3... откладывают перемещения t . B толкателя вдоль его оси, взятые с графика перемещений с учетом соотношения масштабов μ_l и μ_s . Полученные точки 1*, 2*, 3*... соединяют плавной кривой и получают центровой, или теоретический профиль.

Кроме того, радиус ролика должен быть таким, чтобы при построении профиля кулачка не было заострения в вершине кулачка. Выбрав радиус ролика, из любых точек теоретического профиля кулачка (чем чаще, тем лучше) проводят дуги окружности $r = r_p$ внутренним образом. Проведя огибающую к дугам, получают рабочий профиль кулачка.

Кулачковый механизм с качающимся толкателем (рис. 8.6, б)

В масштабе μ_l проводят окружности радиусами r_o и a_w . В произвольном месте окружности с $r = a_w$ выберем т. C_0 . Соединим точку C_0 с точкой O_1 . От полученного луча в направлении $(-\omega_1)$ отложим угол $\varphi_{\text{раб}} = \psi_{\text{раб}}$, получим точку C_{10} . Дугу C_0C_{10} разделим на 10 равных частей (получим точки $C_1, C_2, C_3...$ – положение оси толкателя в обратном движении). Из полученных точек проводим окружности радиусом a_w до пересечения с окружностью радиусом r_o . Из полученных точек 1, 2, 3... по хордам соответствующих дуг откладывают перемещения t . B толкателя, взятые с графика перемещения с учётом масштаба μ_l . Полученные точки 1*, 2*, 3*... соединяют плавной кривой –

теоретический профиль кулачка. Радиусом ролика проводят дуги во внутрь и строят огибающую.

Это и есть действительный профиль кулачка.

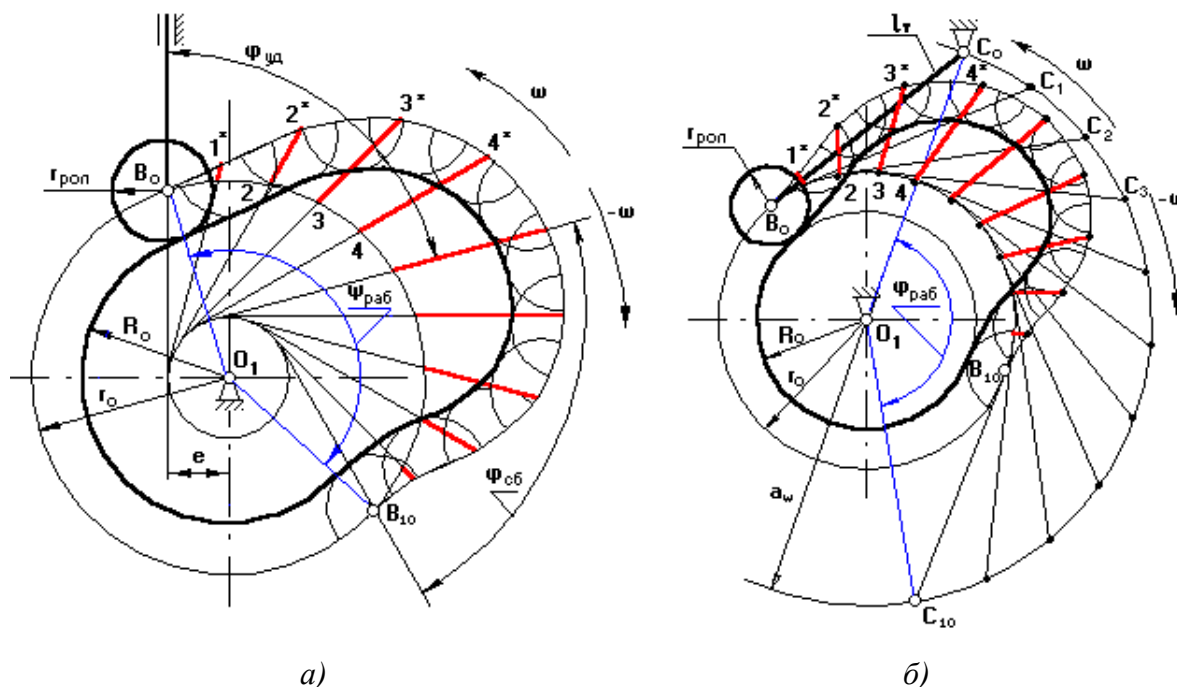


Рис. 8.6. Профиль кулачка: а – с поступательно движущимся толкателем; б – с качающимся толкателем

Вопросы для самоконтроля

1. Чем определяется закон движения толкателя кулачкового механизма?
2. Какие конструктивные элементы кулачка вы знаете?
3. Перечислить и показать на модели кинематические пары и определить их класс.
4. Как определить рабочий угол кулачка?
5. Каковы преимущества и недостатки кулачкового механизма?
6. От чего зависит радиус ролика?
7. Какие типы кулачковых механизмов известны?
8. Как классифицированы толкатели кулачковых механизмов?
9. Каковы цели кинематического анализа кулачковых механизмов?
10. Назовите фазы движения толкателя кулачкового механизма.

Лабораторная работа № 9

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучение устройства цилиндрического редуктора и способов его регулировки; определение назначения отдельных его узлов; производство замеров и вычисление основных параметров зацепления.

Принадлежности и инструменты: редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый, ключи гаечные рожковые, отвёртка, штангенциркуль с диапазоном 0 – 250 мм, транспортир, линейка, карандаш, мел, микрокалькулятор.

Краткие теоретические сведения

Редуктором называется механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненных в виде отдельного закрытого агрегата, и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине. Кинематическая схема привода может включать помимо редуктора открытые зубчатые передачи, ременную или цепную.

Назначение привода – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

В машиностроении широкое применение находят зубчатые передачи.

Преимущества зубчатых передач: постоянное передаточное отношение (отсутствие проскальзывания); высокий КПД (в отдельных случаях до 0,99); надежность; простота эксплуатации; неограниченный диапазон передаточных мощностей (от сотых долей до десятков тысяч киловатт). Высокая нагрузочная способность обеспечивает малые габариты зубчатых передач.

Недостатки зубчатых передач: сравнительная сложность изготовления, требующая часто специального оборудования и инструментов; повышенный шум при высоких скоростях вследствие неточности изготовления; необходимость точного монтажа.

По относительному расположению валов в пространстве редукторы бывают горизонтальные и вертикальные; по особенности кинематической схемы – развернутые, соосные, с развернутой ступенью и т. д.

Если зубья колес параллельны осям валов, такое зацепление называют прямозубым, если они расположены под углом, косозубым.

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы серий РМ и ЦД, выполненные по развернутой схеме. Такие механизмы могут передавать крутящий момент до 10...15 кН·м, их передаточное число обычно составляет $u = 8...50$, КПД до 97 %. Эти редукторы будут рассмотрены в данной лабораторной работе.

Описание цилиндрического редуктора

Редуктор состоит из массивного чугунного корпуса, узлов зубчатых колес и шестерен с опорами, крышек подшипников и регулировочных колец (рис. 9.1).

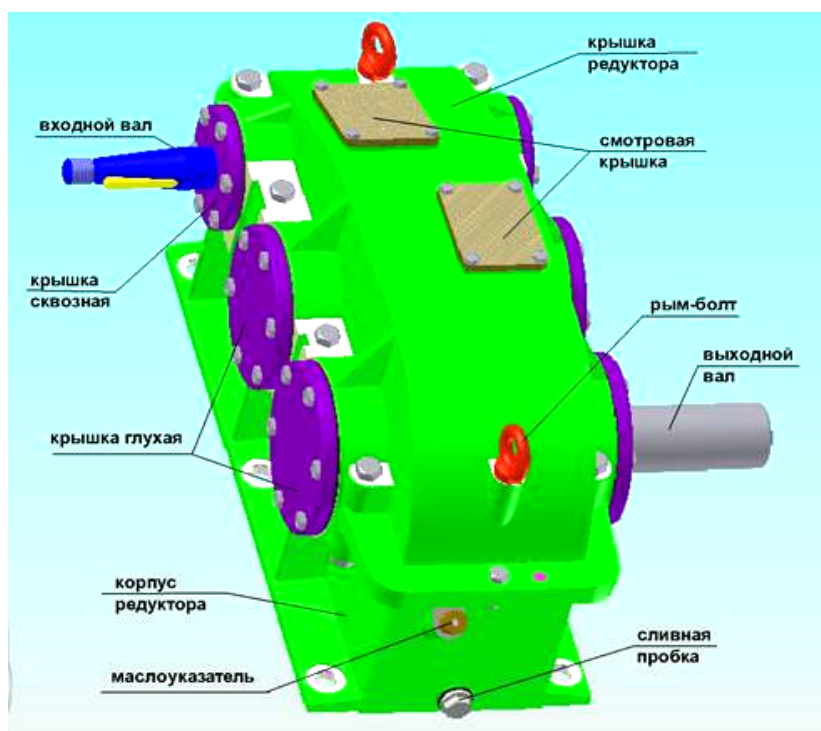


Рис. 9.1. Общий вид редуктора

Редуктор зубчатый цилиндрический двухступенчатый без крышки показан на рис. 9.2, его чертеж приведен на рис. 9.3, а кинематическая схема – на рис. 9.4.

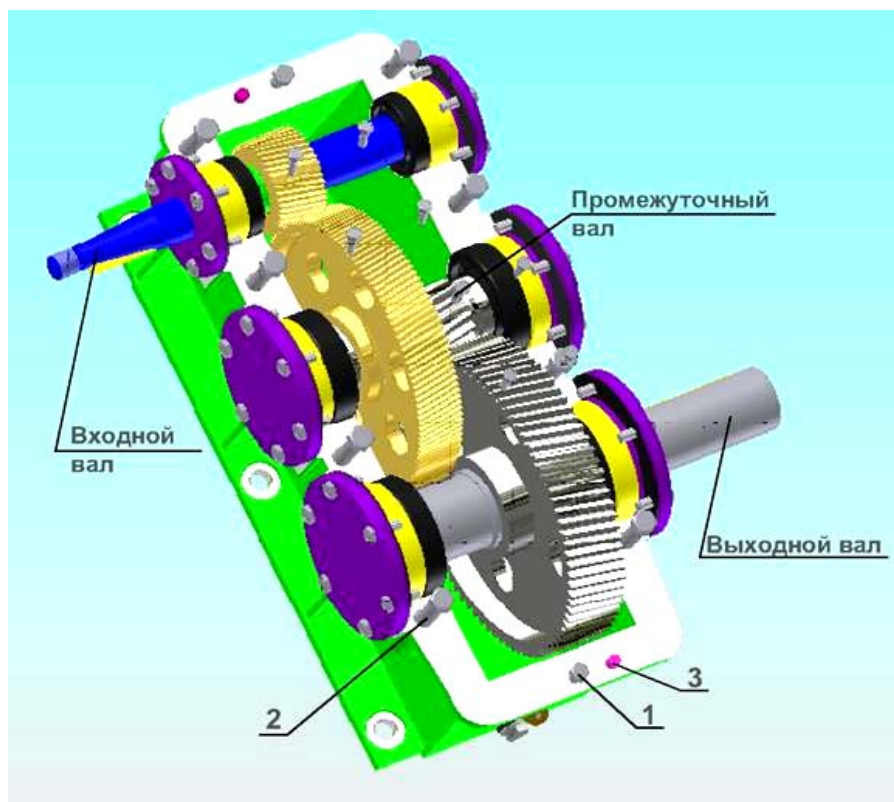


Рис. 9.2. Внешний вид редуктора без крышки: 1 – болты крепления крышки и корпуса редуктора; 2 – болты для соединения корпуса и крышки редуктора, установленные в бобышки (приливы у подшипниковых узлов); 3 – штифты для фиксации крышки

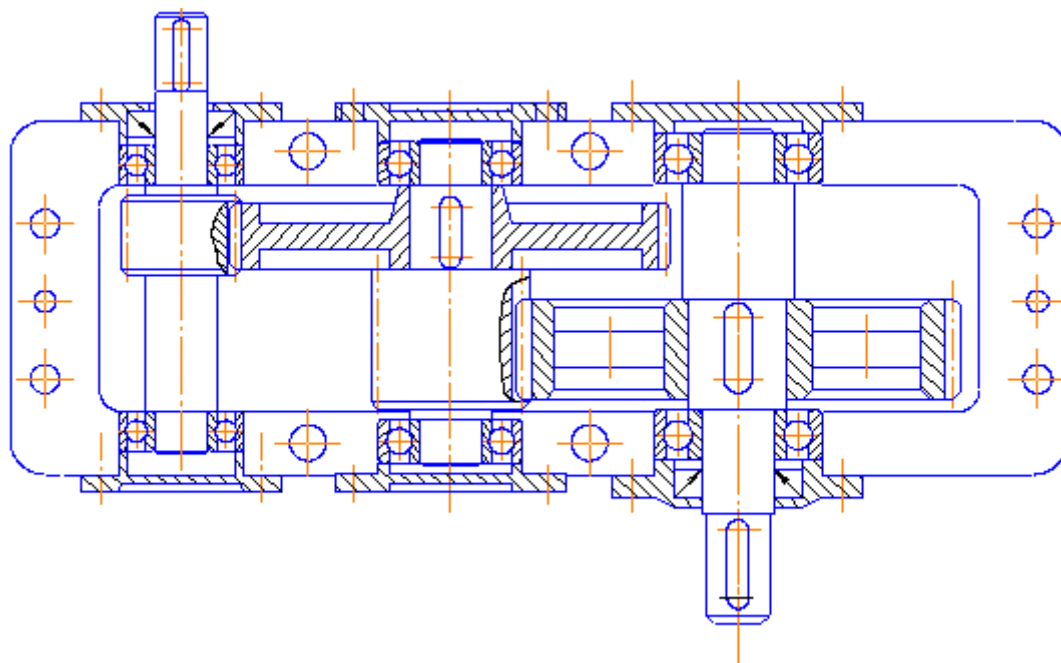


Рис. 9.3. Чертёж редуктора без крышки

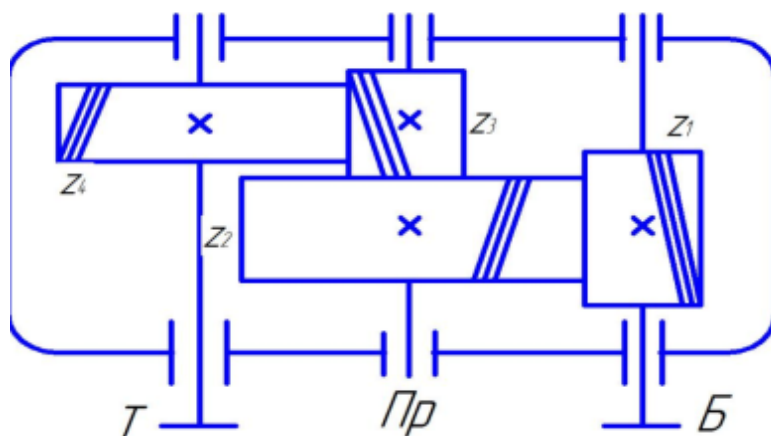


Рис. 9.4. Кинематическая схема редуктора

Корпус необходим для размещения в нем деталей передач, обеспечения смазки зубчатых колес и подшипников, предохранения их от загрязнения и для восприятия усилий, возникающих в процессе работы механизма. Корпус должен быть достаточно прочным и жестким, так как в случае его деформации возникает перекося валов, что может привести к повышенному износу зубьев вследствие неравномерности распределения нагрузки и даже к поломке. Для повышения жесткости корпус усиливают ребрами, расположенными на участках размещения опор валов. Для удобства монтажа корпус выполнен разъемным. Плоскость разъема горизонтально проходит через оси валов.

Маслонепроницаемость корпуса и крышки редуктора достигается окрашиванием внутренней поверхности маслостойкой краской или нитроэмалью после очистки от песка и пригара, однако при этом ухудшается условие теплопередачи. Для предупреждения коробления чугунные корпуса и крышки подвергаются искусственному старению после предварительного черного снятия металла механической обработкой на поверхностях разъема и в гнездах подшипников.

Плоскость разъема корпуса и крышки обычно обрабатывают шабрением. При сборке плоскости стыков смазывают жидким стеклом или щелочным лаком. При этом не рекомендуется ставить прокладки между корпусом и крышкой редуктора, так как они изменяют характер посадки подшипников качения.

В зубчатых редукторах, корпуса которых не имеют разъема по гнездам подшипников, не требуется тщательной обработки плоскостей стыка корпуса и крышки. При конструировании корпуса без

разъема по оси валов необходимо иметь в виду, что наружный диаметр шестерни должен быть меньше наружного диаметра подшипника или стакана.

Зубчатые колеса выполняют передачу вращательного движения. В редукторе РМ-250 применены цилиндрические косозубые колеса. По сравнению с прямозубыми косозубые передачи имеют повышенную нагрузочную способность и работают более плавно.

В косозубом зацеплении сила полного нормального давления раскладывается на три составляющие: окружное усилие F_t – направлено по касательной к начальным окружностям зубчатых колес; радиальное (распорное) усилие F_r – по радиусу к центру колеса и осевое усилие F_a – параллельно оси вала.

Зубчатые колеса редукторов в большинстве случаев изготавливают из конструкционной углеродистой или легированной стали с содержанием углерода от 0,1 до 0,6 % с последующей термообработкой, а при сравнительно больших размерах (колеса диаметром ≥ 500 мм) часто применяют стальное литье. Для колес открытых малонагруженных передач часто применяют чугунное литье.

Колеса насаживают на вал по посадке, гарантирующей натяг в сопряжении. Со временем вследствие релаксации напряжений с колесом используют шпонки. В отдельных случаях шестерни изготавливают заодно с валом, получая так называемые *валы-шестерни*. В данном редукторе в виде вала-шестерни выполнены быстроходный (входной) и выходной валы.

Подшипники служат для поддержания вращающихся валов. Подшипник качения состоит из внутреннего и наружного колец с желобами для качения шариков, комплекта шариков (роликов) и сепаратора, удерживающего шарик (ролик) на определенном расстоянии друг от друга. Подшипник надевают на вал по посадке, гарантирующей натяг, наружное кольцо – по переходной посадке. Это делается для облегчения осевых смещений валов при регулировке зацепления, а также для обеспечения поворота наружного кольца с целью уменьшения износа его дорожки. В данной конструкции применены радиальные шариковые подшипники. При действии значительных осевых нагрузок используют радиально-упорные шариковые или роликовые подшипники.

Между боковой крышкой и корпусом редуктора для регулирования осевого зазора подшипников качения и компенсации ошибок

линейных размеров сопряженных деталей, получающихся при их изготовлении, устанавливают набор регулировочных прокладок. Вместо прокладок можно применить кольца, установленные между боковой крышкой и наружным кольцом подшипника. Для компенсации ошибок изготовления кольцо по ширине шлифуют при сборке до нужного размера.

Для обеспечения возможности сквозной расточки гнезд противоположных подшипников их конструируют одного диаметра. Расточка гнезд подшипников должна быть выполнена с большой точностью, чтобы избежать перекаса осей, приводящего к неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

Редукторы с подшипниками качения обычно относятся к легкому и среднему типам. Подшипники качения имеют более высокий КПД, малые габариты по диаметру, упрощенную конструкцию гнезд, а также малое нагревание. Вопросы смазки подшипников качения решаются проще, чем подшипников скольжения.

Крышки подшипников предотвращают попадание пыли и грязи внутрь корпуса и в подшипниковые узлы и передают на корпус осевые усилия. Крышки могут быть глухими и сквозными. В последних проточены отверстия для прохода валов и специальные кольцевые канавки для уплотнения. Крышки могут быть закладные и привертные.

Болтовое соединение для корпуса и крышки редуктора. В болтах, соединяющих корпус и крышку редуктора, необходимо предусмотреть средства против самоотвинчивания гаек, например, в крупных редукторах могут применяться контргайки, а в мелких и средних – пружинные шайбы или стопорные шайбы с лапками.

Для облегчения съема крышки при демонтаже редуктора используют два отжимных винта, завинчиваемых во фланцы корпуса или крышки редуктора.

Штифты. Для точного фиксирования положения крышки относительно корпуса редуктора при совместной расточке гнезд под подшипники и при сборке предусмотрены два конических штифта, которые располагаются на противоположных концах редуктора несимметрично по длине. При симметричной крышке штифты располагают таким образом, чтобы при сборке редуктора крышку нельзя было поставить неправильно.

Крышки смотровые. Для осмотра зацепления зубчатых колес и заливки смазочного масла в верхней части редуктора имеется отверстие, закрываемое смотровой крышкой с отдушиной.

Смазка редуктора. В настоящее время в машиностроении для смазки передач широко применяют циркулярную или картерную системы смазки. В данной конструкции редуктора использована картерная смазка, которая осуществляется окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое в картер редуктора. Этот вид смазки применяют при окружных скоростях зубчатых колес до 12,5 м/с. При более высоких окружных скоростях масло сбрасывается с зубьев центробежной силой и зацепление работает при недостатке смазки. Быстроходное колесо двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора должно быть погружено в масляную ванну на глубину до $5m$ (m – модуль зацепления).

Минимальный объем залитого масла в зубчатых передачах составляет 0,4...0,6 л на 1кВт передаточной мощности. При работе передачи внутри корпуса создается масляный туман. Конденсируясь на стенках, масло стекает вниз и смазывает подшипники качения. Обычно используют индустриальное масло И-12, И-30, И-50; автотракторное масло АК-20, АК-15.

Следует помнить, что чем больше объем масляной ванны, тем дольше сохраняются свойства масла и тем лучше условия смазки. Поэтому максимальный объем ванны ограничивается предельно допустимой высотой уровня масла в корпусе.

Мазеудерживающие кольца применяют при густой смазке подшипников качения. Их устанавливают так, чтобы они несколько выступали за торец корпуса редуктора или стакана. При вращении мазеудерживающего кольца жидкое масло сбрасывается центробежной силой, что предотвращает вымывание густой смазки.

Густая смазка подшипников качения применяется при окружной скорости подшипника менее 4 м/с.

Отдушины. С целью устранения утечки масла через уплотнения валов, которая возможна при повышении давления вследствие нагревания редуктора, внутренняя полость его сообщается с атмосферой при помощи отдушин.

Длину конца вала, выступающую из корпуса, выбирают с таким расчетом, чтобы на него можно было насадить полумуфту МУВП или

другую муфту в зависимости от задания на курсовой проект. При этом необходимо предусмотреть зазор между боковой крышкой и полумуфтой, который давал бы возможность вывертывания болтов и замены набивки в сальниковых уплотнениях или смену пальцев с резиновыми кольцами в муфтах МУВП.

При наличии на быстроходном или тихоходном валах деталей ременной, цепной или зубчатой передач длина выступающих концов вала определяется с учетом размещения деталей этих передач.

Порядок выполнения работы

1. Разборка редуктора и ознакомление с конструкцией и назначением отдельных узлов. Разборку редуктора, если крышки подшипников не крепятся к корпусу редуктора винтами, производят следующим образом: осторожными ударами выбивают штифты, развинчивают болты крепления корпуса, применив отжимной болт, приподнимают крышку на 1...2 мм, а затем снимают ее и кладут на стеллаж рядом с редуктором. Замеряют диаметры валов и расстояние между ними. Извлекают быстроходный, промежуточный и тихоходный валы, снимают с них сквозные крышки, из корпуса извлекают масляный щуп, развинчивают сливную пробку и т. д. После разборки знакомятся с конструкцией и назначением деталей и узлов редуктора.

Редуктор собирают в обратном порядке.

Примечание. Если крышки подшипников крепятся к корпусу редуктора винтами, то после штифтов снимают винты и крышки подшипников и далее по указанному в настоящем разделе порядку.

2. Определение параметров зацепления. Для решения этой задачи необходимо провести ряд точных замеров с помощью штангенциркуля и вычислить параметры зацепления. Для определения передаточного числа каждой ступени редуктора необходимо сосчитать количество зубьев шестерни и колеса каждой ступени, а затем определить общее передаточное отношение редуктора. Величины основных параметров m , a_w округляют до стандартных значений (табл. 9.1 и 9.2), если эти величины находятся в пределах отклонений от номинала, обусловленных неточностью замера. По результатам замеров и по произведенным расчетам величин (по формулам) заполняют табл. 9.3 и 9.4, которые входят в содержание отчета.

3. Составление эскизов. Ознакомившись с устройством редуктора и назначением его узлов и выполнив геометрический расчет, составляют эскизы одного из валов и зубчатого колеса (рис. 9.5).

Объем работ по этому пункту определяет преподаватель.

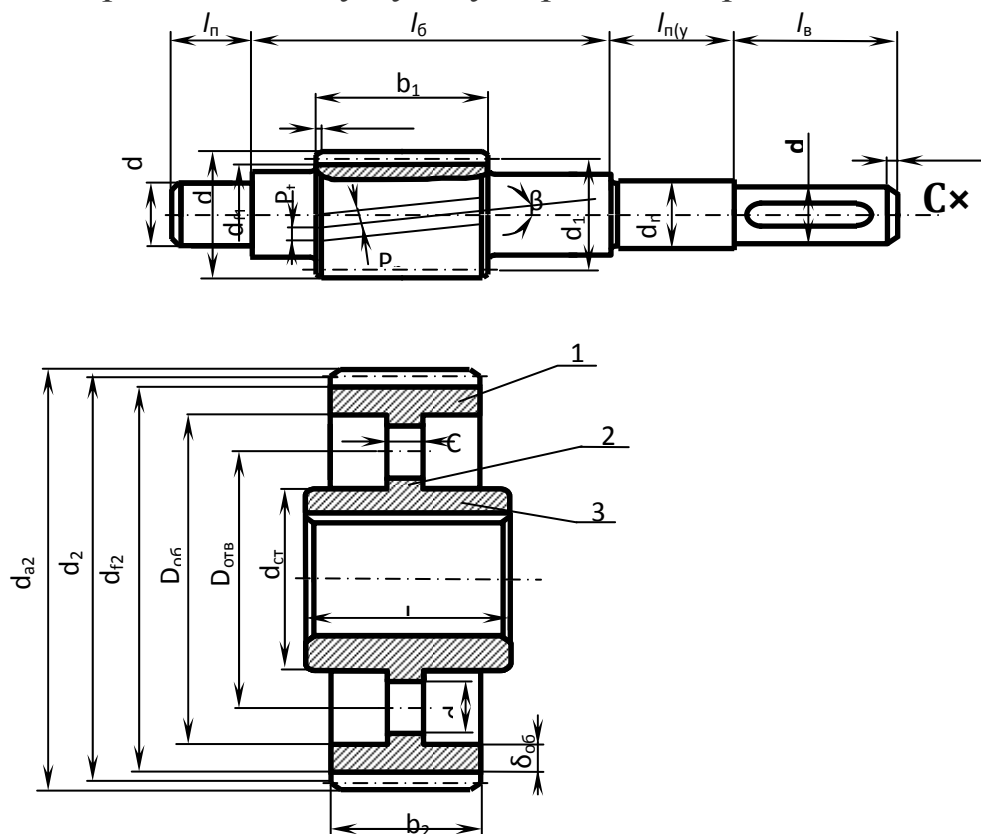


Рис. 9.5. Эскизы вала-шестерни и зубчатого колеса

Таблица 9.1

Модуль зубчатых колес (СТ СЭВ 310-76)

Ряды	Модуль, мм											
1-й	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2-й	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	5,7	9	11	14

Таблица 9.2

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатых передач a_w , мм
(ГОСТ 2185-66)

Ряды	Межосевое расстояние a_w , мм									
1-й	100	125	160	200	250	315	400	500	630	
2-й	112	140	180	225	180	355	450	560	710	

Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд.

Таблица 9.3

Результаты замеров параметров зубчатого зацепления

Измеряемые величины	Обозначения	Значения величин
Число зубьев зубчатых колес	Z_1, Z_2, Z_3, Z_4	
Диаметры выходных концов ведущего и ведомого валов, мм	d_I, d_{III}	
Диаметры окружностей выступов зубчатых колес, мм	$d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$	
Ширина колес, мм	b_1, b_2, b_3, b_4	
Межосевое расстояние тихоходной и быстроходной ступеней, мм	a_{wT}, a_{wB}	
Длина зуба зубчатых колес, мм	b'_1, b'_2, b'_3, b'_4	
Наружный диаметр подшипников, мм	D_I, D_{II}, D_{III}	
Внутренний диаметр подшипников, мм	d_I, d_{II}, d_{III}	
Ширина колец подшипников, мм	B_I, B_{II}, B_{III}	

Таблица 9.4

Результат расчетов параметров зубчатого зацепления

Рассчитываемые величины	Обозначения	Расчётные формулы и расчёт
Передаточное число ступеней	u_1, u_2	
Передаточное число редуктора	u_p	
Нормальный модуль зацепления, мм	m_n	
Торцевой модуль зацепления, мм	m_t	
Диаметры делительных окружностей зубчатых колес, мм	d_1, d_2, d_3, d_4	

Рассчитываемые величины	Обозначения	Расчётные формулы и расчёт
Диаметры окружностей выступов зубчатых колес, мм	$d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$	
Диаметры окружностей впадин зубчатых колес, мм	$d_{f1}, d_{f2}, d_{f3}, d_{f4}$	
Межосевое расстояние, мм	a_{wT}, a_{wB}	
Угол наклона зубьев, град.	β_1, β_2	
Коэффициент ширины колеса по межосевому расстоянию (быстроходной и тихоходной ступеней)	$\Psi_{\text{вawB}} = \Psi_{\text{вawT}}$	
Высота зубьев колес, мм	h_1, h_2, h_3, h_4	
Радиальный зазор, мм	C_1, C_{11}	
КПД редуктора	η_P	

При заполнении табл. 9.3 в графе «Значения величин» указывать обозначение и значение величины, ее единицу измерения, а в графе «Расчетные формулы и расчет» в табл. 9.4 записывать расчетную формулу и подсчет величины с указанием единицы измерения.

Расчётные формулы

$$\begin{aligned}
 u_1 &= Z_2/Z_1; u_2 = Z_4/Z_3; u_P = u_1 \cdot u_2; m_1 = 2a_w/(Z_1 + Z_2) = d \cdot a_1/(Z_1 + 2) = P_t/\pi; \\
 m_t &= m_n/\cos\beta; P_n = P_t \cdot \cos\beta; d = m_t \cdot Z = m_n \cdot Z/\cos\beta; d_1 = 2a_w/(u + 1); \\
 d_2 &= 2a_w \cdot u/(u+1) = 2a_w - d_1; c = 0,25; h = 2,25m_n; d_f = d - 2,5m_n; d_a = d + 2m; \\
 a_w &= (d_1 + d_2)/2 = m_t(Z_1 + Z_2)/2 = m_n(Z_1 + Z_2)/2\cos\beta; m_n = m_1 \cdot \cos\beta = P_n/\pi; \\
 \Psi_{\text{вawT}} &= b_2/a_w \quad m_n = m_1 \cdot \cos\beta = 2a_w \cdot \cos\beta/(z_1 + z_2); \\
 \cos\beta &= b/b' = 0,5m_n(Z_1 + Z_2)/a_w.
 \end{aligned}$$

Примечания:

1. При заполнении табл. 9.4 нужно выбрать необходимую формулу из вышеприведённых для определения величины и записать ее в графу «Расчетные формулы и расчёт».

2. Принять КПД пары зубчатых колёс $\eta_{зк} = 0,98$, КПД, учитывающий потери пары подшипников качения $\eta_n = 0,99$, c – радиальный зазор.

Содержание отчёта

1. Наименование и цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Заполнить измеренными и расчетными (по формулам) величинами табл. 9.3 и 9.4.
4. Эскизы, выполненные на миллиметровой бумаге.
5. Схема сил, действующих в зацеплении.
6. Выводы по работе.

Примечание. В выводах указать назначение и особенности конструкции исследуемого редуктора, способы смазки зубчатых колес и подшипников, КПД.

Вопросы для самоконтроля

1. Дайте определение редуктора.
2. Каким образом определили передаточное отношение редуктора? Почему диаметр быстроходного вала меньше диаметра тихоходного?
3. Что называют модулем зацепления (нормальный, торцевой)? Модуль является характеристикой зубчатой пары или редуктора? Как определить делительный диаметр цилиндрического зубчатого колеса, если модуль известен?
4. Какие силы действуют в зацеплении: а) прямозубом; б) косозубом?
5. Покажите на зубчатом колесе его основные элементы: ступицу, диск, зубчатый венец.
6. Каким образом зубчатое колесо крепится на валу?
7. Проанализируйте конструкцию вала. С какой целью выполнена каждая из ступеней вала? В какой последовательности производится сборка вала?
8. Каково назначение подшипников?
9. Какие подшипники применяют?
10. Как осуществляется смазка подшипников?
11. Для какого типа подшипников необходимо производить регулировку и каким образом?
12. По клейму подшипника определите его внутренний диаметр.
13. Как осуществляется смазка редуктора?

Лабораторная работа № 10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: знакомство с производственным методом оценки КПД червячного редуктора.

Оборудование: червячный редуктор.

Краткие теоретические сведения

Из технической литературы известно, что теоретическое значение КПД червячного редуктора (рис. 10.1) определяется по формуле

$$\eta \approx 0,94 (1 - 0,2f) \operatorname{tg} \lambda / \operatorname{tg} (\lambda + \varphi'), \quad (10.1)$$

где f – коэффициент трения скольжения в кинематической паре червяк – червячное колесо; λ – угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре червяка; φ' – приведенный угол трения в червячной паре $\varphi' = \varphi = \operatorname{arctg} f / \cos \alpha$, где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля витка червяка.



Рис. 10. 1. Червячный редуктор

Из анализа формулы (10.1) следует, что увеличение угла подъема винтовой линии ведет к росту КПД редуктора, а увеличение φ' – к его снижению. При $\lambda < \varphi'$ червячная передача называется само-тормозящейся. Передача вращения от колеса к червяку в этом случае невозможна.

Механическим коэффициентом полезного действия механизма называется отношение работы сил полезного сопротивления к

работе движущих сил (затраченной работе) за один цикл при установленном движении

$$\eta = A^Q / A^P, \quad (10.2)$$

где A^Q – работа сил полезного сопротивления, A^P – работа движущих сил.

Значения работ за время одного цикла установившегося движения пропорциональны средним значениям мощностей за этот же период

$\eta = A^Q/A^P, N^Q/N^P = M^Q \cdot \omega_2 / M^P \cdot \omega_1 = M^Q / (M^P \cdot u_{12}) = M_2 / (M_1 \cdot u_{12}),$ (10.3)
 где M_2 – момент сил полезного сопротивления на ведомом валу редуктора (на валу червячного колеса); M_1 – момент движущих сил на валу червяка; $u_{12} = z_2/z_1$ – передаточное число редуктора.

Коэффициент полезного действия червячного редуктора при установившемся режиме работы без учета погрешности определяется по формуле

$$\eta = M_2 / M_1 \cdot u_{12}. \quad (10.4)$$

С учетом погрешности КПД червячного редуктора

$$\eta_0 = \eta \pm \Delta\eta, \quad (10.5)$$

где $\Delta\eta$ – абсолютная погрешность.

Выведем формулу для определения абсолютной погрешности. Дифференцируя соотношение (10.4) частным образом, получаем

$$d\eta/\eta = 1/u_{12} = (M_1 \cdot dM_2/M_2 - M_2 \cdot dM_1/M_1) / M_1^2.$$

Заменяя дифференциалы на приращения, имеем

$$\Delta\eta = (\eta \cdot M_1^2 / u_{12}) \cdot (M_1 \cdot \Delta M_2 / M_2 - M_2 \cdot \Delta M_1 / M_1), \quad (10.6)$$

где M_1, M_2 – моменты сил движущих и сопротивления (определяются при нахождении η); $\Delta M_1 = 0,005$ Н·м, $\Delta M_2 = 0,003$ Н·м,

где Δ – погрешности, полученные при измерении моментов M_1, M_2 .

Устройство установки

Установка (рис. 10.2) состоит из червячного редуктора, тормозной колодки, сменного и подвижного грузов. Редуктор установлен на основании. На вал червяка жестко насажен шкив, на котором с помощью троса крепится сменный груз.

Сила веса P сменного груза является движущей. Тормозная колодка имеет линейку, по которой перемещается подвижный груз. Силы веса тормозной колодки, линейки и подвижного груза играют роль полезного сопротивления. Эти силы создают на валу колеса через

тормозную колодку момент трения, равный моменту сил полезного сопротивления при установившемся режиме.

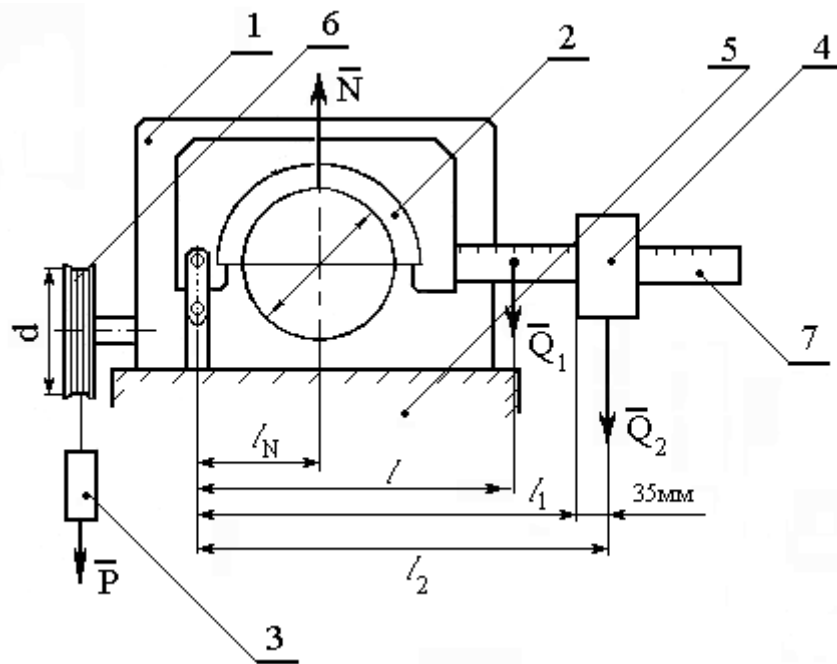


Рис. 10.2. Схема установки: 1 – редуктор; 2 – тормозная колодка; 3 – сменный груз; 4 – подвижный груз; 5 – основание; 6 – шкив; 7 – линейка

Основные технические данные червячного редуктора:

Число заходов червяка $z_1 = 1$.

Число зубьев червячного колеса $z_2 = 31$.

Передаточное число $u_{12} = 31$.

Угол подъема винтовой линии на делительном цилиндре червяка $\lambda = 6^{\circ}20'$.

Коэффициент трения червячной пары при наличии смазки $f = 0,075$.

Приведенный угол трения $\varphi' = 4^{\circ}32'$.

Параметры червячного редуктора:

1. Коэффициент трения в паре шкив – тормозная колодка $f_H = 0,2$.

2. Вес тормозной колодки и линейки $Q_1 = 3000 \text{ г} = 29,4 \text{ Н}$.

3. Вес подвижного груза $Q_2 = 1315 \text{ г} = 12,9 \text{ Н}$.

4. Вес сменного груза $P(\text{Н})$.

5. Плечи соответствующих сил (см. рис. 10.1) $l = 0,207 \text{ м}$, l_1 – отсчет по линейке, $l_2 = l_1 + 0,035 \text{ м}$, $l_N = 0,075 \text{ м}$.

6. $\text{tg}\lambda = \text{tg}6^{\circ}20' = 0,110$.

7. $\text{tg}(\lambda + \varphi') = \text{tg}10^{\circ}52' = 0,1920$.
8. Диаметр шкива на валу червяка $d = 0,11$ м.
9. Диаметр шкива на валу колеса $D = 0,1$ м.

Порядок выполнения работы

1. На тросик подвесьте сменный груз Q так, чтобы он находился в верхнем положении.

2. Подвижный груз Q_2 отведите в крайнее положение вправо, соответствующее наибольшему плечу. Медленно перемещая груз по линейке, уменьшая плечо l_2 , добейтесь такого состояния, чтобы груз Q равномерно опускался.

3. Определите значение момента M_1 по выражению $M_1 = P(d + d_T)/2$, где d_T – диаметр тросика; d – диаметр шкива на валу червяка (задан).

Приближенно $(d + d_T)/2 \approx d/2$, тогда $M_1 = P \cdot d / 2$, жесткостью тросика можно пренебречь.

4. Определите значение момента M_2 по формуле $M_2 = f_H \cdot N \cdot D/2$, где f_H – коэффициент трения в паре «шкив – колодка» (задан), D – диаметр шкива на валу колеса (задан); N – сила нормального давления, возникающая на шкиве вала колеса при действии силы веса Q_1 , накладки и линейки и силы веса Q_2 подвижного груза, $N = (Q_1 \cdot l)/l_N + (Q_2 \cdot l_2)/l_N$, где l , l_2 , l_N – плечи соответствующих сил (см. рис. 10.2).

5. По формуле (10.3) оцените экспериментальные значения КПД редуктора.

6. По формуле (10.1) найдите теоретическое значение КПД червячного редуктора и сопоставьте его со значением, найденным по формуле (10.3).

7. Определите абсолютную погрешность оценки КПД по формуле (10.6).

8. По выражению (10.5) оцените КПД с учетом погрешности и представьте его в виде $\eta = 0,5 \pm 0,02$.

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под механическим коэффициентом полезного действия машины?

2. Приведите формулу для расчета теоретического КПД червячной передачи.
3. Как влияет величина угла подъема винтовой линии червяка на условия самоторможения червячной передачи?
4. В чем выражается явление самоторможения червячной передачи?
5. Какой угол называется углом трения?
6. Как влияет изменение угла трения на КПД червячной передачи?
7. Как определить передаточное число червячной пары?
8. Приведите формулу для экспериментального определения КПД червячной передачи.
9. Как изменяется КПД червячной передачи с изменением числа заходов червяка?

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В лабораторный практикум вошли работы, определяющие качество подготовки бакалавра по механическим специальностям и позволяющие преподавателю провести лабораторные работы по основным разделам дисциплины «Теория механизмов и машин», а студентам – получить практические навыки по составлению кинематических схем механизмов, выполнению структурного анализа механизмов, изучить приемы определения основных параметров зубчатых колес с эвольвентным профилем зуба и способ нарезания колес методом огибания путем графического построения, а также типы кулачковых механизмов и приемы построения профилей кулачков по исходным данным.

Выполняя лабораторные работы по дисциплине «Теория механизмов и машин», студенты понимают физическую сущность изучаемых разделов дисциплины и приобретают практические навыки построения и проведения опытов, а также навыки проектирования механических устройств.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. – 6-е изд., стер. – М. : Альянс, 2011. – 640 с. – ISBN 978-5-91872-001-1.

2. Конспект лекций по дисциплине «Теория механизмов и машин» / Владим. гос. ун-т ; сост. Б. А. Беляев. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2011. – 72 с.

3. *Беляев, Б. А.* Техническая механика. Основы сопротивления материалов. Теория механизмов и машин. Основы деталей машин : учеб. пособие / Б. А. Беляев ; Владим. гос. ун-т им. А. Г. и Н. Г. Столетовых. – Владимир : Изд-во ВлГУ, 2012. – 144 с. – ISBN 978-5-9984-0207-4.

4. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / И. М. Белоконев [и др.] – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Дрофа, 2004. – 173 с. – ISBN 5-7107-6966-5.

5. Теория механизмов и машин : учеб. для техн. вузов / К. В. Фролов [и др.] ; под ред. К. В. Фролова. – 4-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2003. – 496 с. – ISBN 5-06-003118-7.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	3
ВВЕДЕНИЕ.....	4
Лабораторная работа № 1. Определение коэффициента полезного действия винтовой пары	7
Лабораторная работа № 2. Структурный анализ рычажных механизмов	13
Лабораторная работа № 3. Составление кинематических схем рычажных механизмов	22
Лабораторная работа № 4. Кинематический анализ рычажного механизма по моделям	28
Лабораторная работа № 5. Определение основных параметров зубчатых колес с помощью инструментов	33
Лабораторная работа № 6. Графическое построение эвольвентных профилей зубьев методом огибания (обката)	44
Лабораторная работа № 7. Синтез планетарного механизма	52
Лабораторная работа № 8. Построение профиля кулачка по заданному закону движения	59
Лабораторная работа № 9. Изучение конструкции цилиндрического двухступенчатого редуктора	66
Лабораторная работа № 10. Определение КПД червячного редуктора	78
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	82
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК.....	83

Учебное издание

БЕЛЯЕВ Борис Александрович
ШЕВЧЕНКО Александра Петровна
РЯЗАНОВ Андрей Алексеевич

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Лабораторный практикум

Редактор А. П. Володина
Технический редактор С. Ш. Абдуллаева
Корректор Е. П. Викулова
Компьютерная верстка Е. А. Кузьминой

Подписано в печать 07.10.16.
Формат 60×84/16. Усл. печ. л. 4,88. Тираж 100 экз.

Заказ

Издательство

Владимирского государственного университета
имени Александра Григорьевича и Николая Григорьевича Столетовых.
600000, Владимир, ул. Горького, 87.