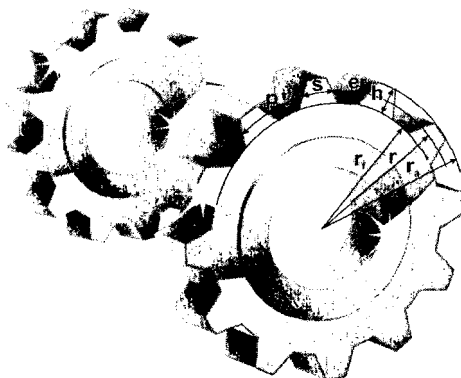


МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

по выполнению лабораторных работ №1, №2, №3
для студентов, обучающихся на факультете ИДУиФ
специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»



Брест 2013

УДК 621.01 (075)

В методических указаниях содержится краткая информация о теоретических основах анализа и синтеза механизмов, руководство по выполнению лабораторных работ, а также учебные и справочные материалы. Предназначено для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей». Методические указания могут использоваться для перечисленных специальностей дневной формы обучения.

Составитель: О.В. Мартиновская, ст. преподаватель

Рецензент: зав. кафедрой ОНД Барановичского государственного университета
к.т.н. В.А. Дремук

ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Общие правила безопасности:

1. До начала лабораторной работы студент должен ознакомиться с правилами безопасности при работе с лабораторным оборудованием.
2. Ознакомиться с установками и приборами, используемыми в выполняемой лабораторной работе.
3. Не включать приборы и установки не используемые в выполняемой работе.
4. Не касаться электропроводов, клемм, не открывать пакетники.
5. Выполнять лабораторные работы только в присутствии преподавателя либо лаборанта.
6. Строго выполнять все указания преподавателя и лаборанта.
7. Без разрешения преподавателя или лаборанта запрещается включение приборов и лабораторных установок.
8. Убедиться, что использование оборудования не может нанести вред и травмы присутствующим.

Во время работы:

1. Не препятствовать движущимся частям установок.
2. Строго соблюдать правила эксплуатации оборудования.

После окончания работы:

1. Привести оборудование, на котором проводилась работа, в исходное положение.
2. Сдать инструменты и образцы лаборанту или преподавателю.
3. Привести в порядок рабочее место.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы – ознакомление с механизмами и изучение их структуры, владение практическими навыками в составлении схем и структурного анализа рычажных механизмов.

Оборудование и материалы – два реальных механизма или макеты механизмов, чертёжные инструменты.

Основные положения теории

Анализ (исследование) механизма необходимо начинать с изучения его структуры, то есть подсчитать число подвижных звеньев, определить характер их соединения, уяснить метод образования механизма и четко представить схему передачи движения от ведущего звена к ведомым.

Механизм представляет собой систему, предназначенную для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Механизм состоит из различных деталей, которые образуют жесткие соединения или соединяются между собой неподвижно. Отдельная деталь или несколько жестко соединенных деталей называется *звеном механизма*.

При изучении движения механизма звенья изображают упрощенно, с учета многих особенностей конструкции (ГОСТ 2.170-74). В таблице 1.1 представлено изображение некоторых звеньев и их соединения.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется *кинематической парой*.

Кинематические пары делятся на пять классов. Номер класса пары определяется числом условий связи, налагаемых на движение одного звена относительно другого (см. приложение П1). Пара пятого класса является неподвижной, а четвертого класса – двухподвижной.



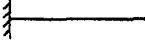
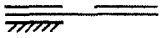

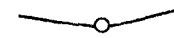


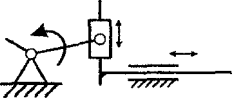
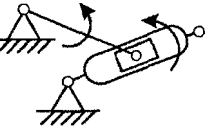
Кинематические пары делятся на *высшие* и *низшие*. В высших парах звенья соприкасаются по линии или в точке, а в низших – по поверхностям.

Кинематическая цепь – система звеньев, связанных между собой кинематическими парами. Механизм является кинематической цепью с неподвижным звеном, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев все остальные звенья совершают вполне определенные движения.

Механизм, у которого все точки подвижных звеньев могут двигаться в одной или параллельных плоскостях, называется *плоским*. В плоских механизмах могут быть пары только 4-го и 5-го классов. Все плоские пары 4-го класса являются высшими, а пары 5-го класса обычно относятся к низшим (вращательные и поступательные).

Плоский механизм называется *рычажным*, если его звенья образуют только низшие пары. В состав рычажных механизмов могут входить следующие звенья. *Кривошип* – звено, которое может совершать полный оборот вокруг стойки. *Коромысло* – звено, образующее вращательную пару со стойкой и не способное совершать полный оборот. *Шатун* – звено, совершающее сложное движение, образующее пары только с подвижными звеньями. *Ползун* – звено, образующее поступательную пару с неподвижной направляющей. Кулисный механизм состоит из *кулисы* и *кулисного камня*, внутренней парой этого механизма является поступательная пара (см. таблица 1.1).

Таблица 1.1 – Изображение звеньев и кинематических пар на схемах

Наименование	Обозначение
Знак, характеризующий неподвижность кинематического элемента, стойка	а)  б) 
Вал, ось, стержень, рычаг, шатун, звено и т.д.	
Неподвижное закрепление оси, стержня, звена	
Неподвижная опора для стержня, движущегося возвратно-поступательно	
Соединение стержней (звеньев): а) жесткое б) шарнирное	а)  б) 
Соединение стержня с неподвижной опорой, звено (кривошип), образующее со стойкой вращательную пару	
Ползун в неподвижных направляющих	
Поступательная пара	
Кривошипно-кулисные механизмы: а) с поступательно движущейся кулисой б) с вращающейся кулисой	а)  б) 

Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. *Выходное звено* – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

Схема механизма представляет собой графическое изображение этого механизма с условным обозначением звеньев и кинематических пар. Схемы механизмов могут быть структурными и кинематическими. В *структурной*

схеме размеры механизма не учитываются. Составление схемы необходимо, в первую очередь для проведения структурного анализа механизма.

В *кинематической схеме* учитываются размеры, необходимые для кинематического анализа, силового расчета механизма и дальнейшей разработки его конструкции, она является «скелетом» реальной системы.

Степень свободы (степень подвижности) W механизма показывает число степеней свободы (число возможных независимых движений) его звеньев относительно стойки. Для определения степени подвижности пространственных механизмов используют формулу Сомова-Малышева:

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

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_5 – число пар 5-го класса;

p_4 – число пар 4-го класса;

p_3 – число пар 3-го класса;

p_2 – число пар 2-го класса;

p_1 – число пар 1-го класса.

В плоских механизмах степень подвижности определяется по формуле Чебышева-Грюблера:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3n - 2p_H - p_B, \quad (1.2)$$

где p_H – число низших пар;

p_B – число высших пар.

В тех случаях, когда в механизме сложные шарниры соединяют более двух звеньев, в каждом из них необходимо учитывать несколько одноподвижных пар, число которых определяется как разность $p = k - 1$,

где k – число звеньев, соединенных сложным шарниром (рисунок 1.1).

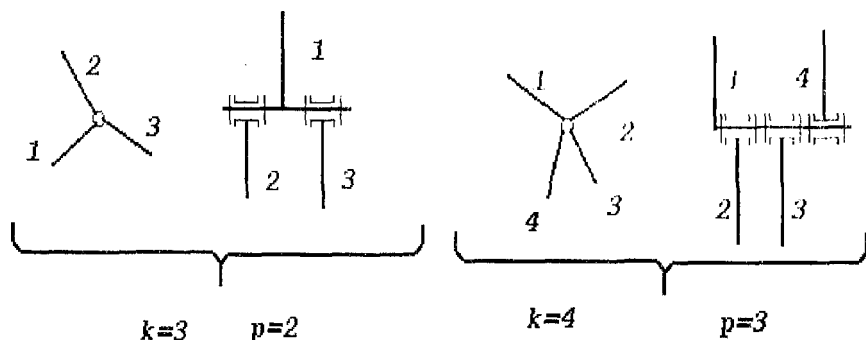


Рисунок 1.1 – Сложные шарниры

Структурную классификацию механизмов проводят на основании теории Л.В. Ассура, основанной на том, что образование сложных плоских рычажных механизмов осуществляется путем присоединения к начальному звену и стойке одной или нескольких структурных групп.

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

$$W_{ap} = 3n - 2p_5 = 0 \quad (1.3)$$

Структурные группы делятся на классы. В таблице 1.2 показаны пять видов структурной группы второго класса и некоторые виды структурных групп третьего и четвертого классов.

Каждое начальное звено, входящее в кинематическую пару со стойкой, называется механизмом I класса (*начальным механизмом*).

Группы Ассура II класса содержат 2 звена и 3 кинематические пары. Пара, в которой соединяются звенья создающие группу, называется *действительной парой*. Пары, которыми группа может присоединяться к другим группам (звеньям) механизма, называют *мнимыми*. Группы Ассура II класса делятся на 5 видов.

К 1-му виду относятся группы, в которых все кинематические пары вращательные.

К 2-му виду относятся группы, в которых внутренняя пара вращательная, одна мнимая кинематическая пара поступательная, а вторая – вращательная.

К 3-му виду относятся группы, звенья в которых соединены между собой поступательной кинематической парой, а мнимые пары являются вращательными.

К 4-му виду относятся группы, звенья в которых соединены вращательной парой, а обе мнимые пары – поступательные.

К 5-му виду относятся группы, в которых внутренняя пара поступательная, одна мнимая пара вращательная, а вторая – поступательная.

В группах Ассура III класса присутствуют звенья, входящие в три пары. А в группах IV и более высоких классов есть замкнутые контуры, состоящие из количества звеньев совпадающих с классом группы (таблица 1.2).

Порядок группы определяется числом элементов, которыми она присоединяется к механизму.



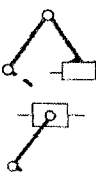



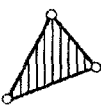

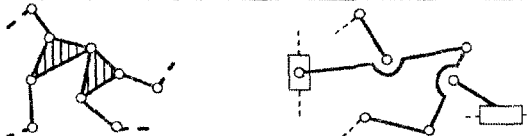


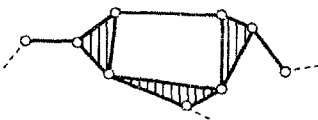

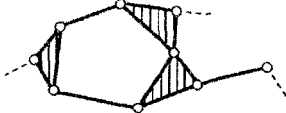
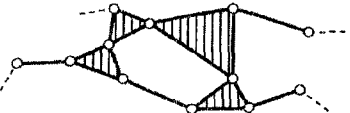
Класс механизма определяется наивысшим классом структурной группы, входящей в его состав.

Механизм разбивают на группы Ассура руководствуясь рядом правил:

1. Разложение механизма нужно начинать с наиболее удалённых от начального механизма звеньев.
2. Вначале пытаются отделить группы II класса, если это не удаётся, тогда III класса, если и это невозможно – IV класса и т.д.
3. Каждое звено может входить только в одну группу Ассура, и каждая кинематическая пара учитывается в группах только один раз.
4. При присоединении к мнимым парам группы неподвижных стоек степень свободы группы должна быть равна нулю.
5. Степень свободы начального механизма равна единице.

Структурный анализ заканчивается составлением структурной формулы механизма и определением его класса. При этом нужно помнить, что класс механизма может изменяться в зависимости от выбора начального звена.

Таблица 1.2 – Классификация структурных групп

Класс	Признак	Схемы групп Ассура					Порядок
II							2
		<p>1 2 3 4 5</p> <p>Виды групп</p>					
III							3
	<p>Звено, входящее в 3 пары</p>						4
IV							2
	<p>Замкнутый контур из 4-х звеньев</p>						3
V и более							3
	<p>Замкнутый контур из 5 звеньев и более</p>						4

Для классификации плоских механизмов, в состав которых входят высшие пары, эти пары условно заменяют одним добавочным звеном, входящим в две низшие пары (рисунок 1.2). Заменяющее звено входит в низшие вращательные пары, находящиеся в центрах кривизны звеньев, образующих высшую пару. При этом закон движения и число степеней свободы механизма не должно измениться.

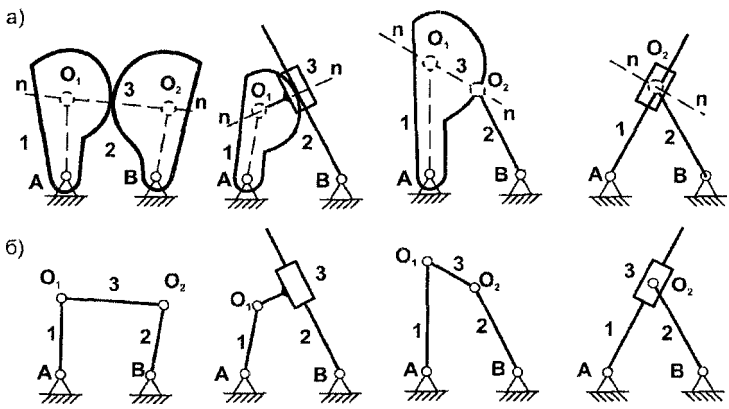


Рисунок 1.2 – Замена высших пар

Пример определения класса механизма

Провести структурный анализ механизма.

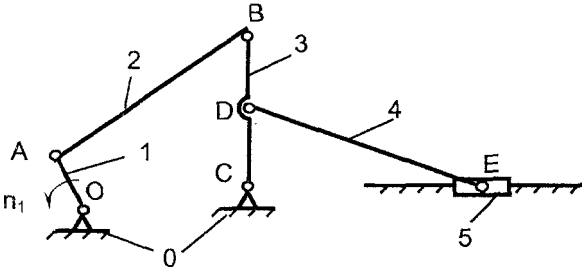


Рисунок 1.3 – Схема механизма

На рисунке 1.3 изображён рычажный механизм. Обозначаем звенья механизма:

- 0 — стойка; 1 — кривошип; 2 — шатун;
- 3 — коромысло; 4 — шатун; 5 — ползун.

Кинематические пары механизма: $O(0,1)$; $A(1,2)$; $B(2,3)$; $C(3,4)$; $E(4,5)$ — вращательные пары 5 класса;

$E'(5,0)$ — поступательная пара 5 класса.

Число подвижных звеньев механизма $n = 5$, число кинематических пар 5-го класса $P_5=7$.

Число степеней свободы механизма по (1.2):

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

Разложим механизм на структурные группы. Начинаем отделять с пятого звена. Зарисуем отдельно выделенные группы (рисунки 1.4 – 1.6).

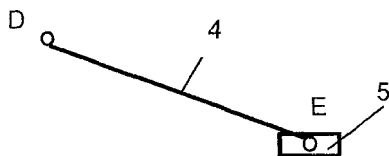


Рисунок 1.4 Группа 4-5

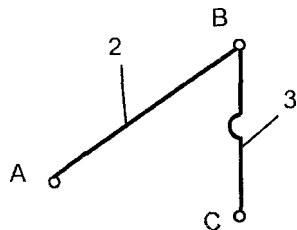


Рисунок 1.5 – Группа 2-3

Группа 4-5

Е – действительная пара, Е', D – мнимые пары, тогда по (1.3)

$$W_{gp} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

Формула группы:
$$\frac{4 - 5}{\text{Пкл.2в.}}$$

Группа 2-3

В – действительная пара, А, С – мнимые пары, тогда $W_{gp} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$.

Формула группы:
$$\frac{2 - 3}{\text{Пкл.1в.}}$$

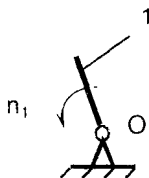


Рисунок 1.6 – Начальный механизм

Группа 0-1 – начальный механизм; О – действительная пара, тогда $W_{gp} = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$.

Формула группы:
$$\frac{0 - 1}{\text{НМ}}.$$

Структурная формула механизма:
$$\frac{0 - 1}{\text{НМ}} \rightarrow \frac{2 - 3}{\text{Пкл.1в.}} \rightarrow \frac{4 - 5}{\text{Пкл.2в.}}$$

Вывод: механизм II класса 2 вида.

Порядок выполнения работы.

1. Ознакомиться с выданным механизмом, установить его назначение.
2. Выбрать положение механизма, при котором хорошо видны все звенья и их взаимное расположение.
3. Вычертить структурную схему механизма, используя условные обозначения звеньев и пар.
4. Пронумеровать все звенья (стойку обозначив цифрой 0), обозначить кинематические пары заглавными буквами латинского алфавита.
5. Записать названия всех звеньев, составляющих механизм.
6. Определить и записать вид и класс кинематических пар.
7. Определить число подвижных звеньев и кинематических пар.
8. Рассчитать степень подвижности механизма.
9. Разбить механизм на группы Ассур и вычертить их отдельно.
10. Для каждой группы механизма указать действительные и мнимые пары, рассчитать степень подвижности.
11. Определить класс, вид и порядок групп Ассур.
12. Составить структурную формулу механизма, определить вид и класс механизма.
13. Сделать вывод.
14. Прodelать аналогичную работу для другого механизма.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется звеном механизма, кинематической парой?
2. Какие пары относятся к низшим и высшим?
3. Как определяется класс кинематической пары?
4. Какая схема будет называться кинематической, а какая структурной?
5. Какой механизм называется плоским?
6. Какие механизмы называются рычажными?
7. Что называется структурной группой Асура, как определяется её класс, порядок и вид?
8. Как определить степень подвижности механизма?
9. Как при проведении кинематического исследования плоского механизма можно произвести замену высших пар цепями с низшими парами?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2

ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРОФИЛЕЙ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

Цель работы – изучение теоретических основ нарезания зубчатых колёс методом обкатки и построение профилей зубьев колёс с помощью зубчатой рейки либо с помощью долбяка.

Оборудование и материалы – приборы ТММ-42 и ТММ-47М для вычерчивания зубьев эвольвентного профиля, заготовка бумажного круга, чертёжные инструменты.

Основные положения теории

Изготовление цилиндрических эвольвентных зубчатых колёс в основном осуществляется по двум, принципиально отличающимся методам – копирования и обкатки (огибания).

Нарезание эвольвентных профилей методом обкатки является наиболее распространённым способом изготовления зубчатых колёс. Режущим инструментом в этом случае может быть зубчатая рейка, червячная фреза или долбяк в форме шестерни. Нарезание колёс производится, соответственно, на зубострогальном, зуборезном или зубодолбёжном станках.

Преимуществом метода обкатки является то, что одним и тем же инструментом можно нарезать эвольвентные профили с разными параметрами.

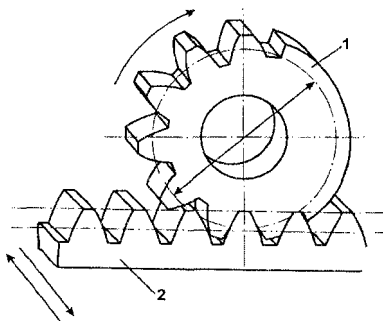


Рисунок 2.1

При нарезании зубчатого колеса методом обкатки режущий инструмент и заготовка получают относительное движение такое же, как при зацеплении зубчатой рейки (или колеса) с колесом (рисунок 2.1). Начальная прямая рейки при нарезании перекачивается по делительной окружности заготовки (движение обкатки). Кроме этого рейка совершает поступательное движение вдоль оси заготовки (движение резания). Профиль зуба получается как огибающая профиля рейки в нескольких последовательных её положениях относительно колеса.

Положительным свойством инструментальной рейки является простота формы режущей кромки – прямая линия. Благодаря этому достигается высокая точность изготовления инструмента и колёс, а также упрощается заточка рейки.

При выполнении данной лабораторной работы применяются следующие понятия теории зубчатых зацеплений. *Эвольвента окружности* – траектория точки прямой $n-n$, перекатываемой без скольжения по окружности (рисунок 2,2). Эта окружность, называется *основной окружностью* зубчатого колеса и её радиус обозначается r_b (диаметр – d_b). Углом профиля эвольвенты в точке K_x называется острый угол α_x между касательной $\tau-\tau$ к профилю зуба в этой точке и её радиус-вектором OK_x . Начальный радиус-вектор эвольвенты OK_0 равен радиусу r_b . Угол θ_x между ним и текущим радиусом OK_x называется *инволютой угла* α_x .

$$\theta_x = inv\alpha_x = tg\alpha_x - \alpha_x. \quad (2.1)$$

Функция $tg\alpha_x - \alpha_x$ – называется эвольвентной функцией.

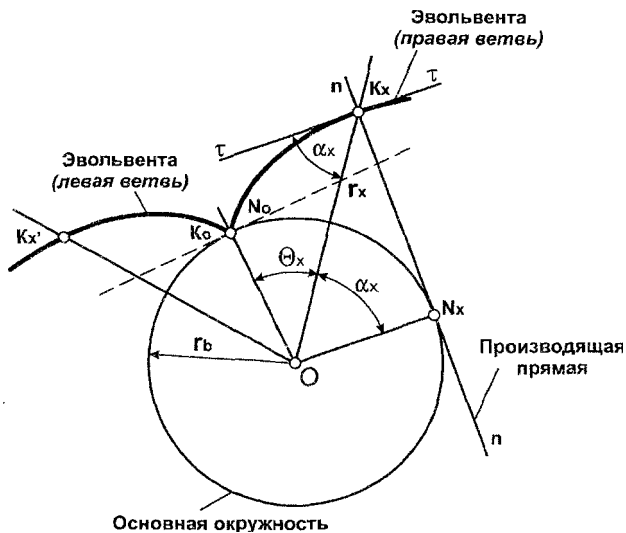


Рисунок 2.2

Основные свойства эвольвенты:

1. Эвольвента является симметричной кривой, имеющей две ветви сходящиеся в точке $K_0(N_0)$, лежащей на основной окружности. Следовательно, эвольвента не имеет точек внутри основной окружности.

2. Отрезок $K_x N_x$ является радиусом кривизны эвольвенты в точке K_x и её нормалью. Длина касательной равна дуге на основной окружности $N_x K_x = N_0 N_x$.

3. Форма эвольвенты определяется только радиусом основной окружности. При увеличении радиуса эвольвентный профиль постепенно теряет свою кривизну и при $r_b \rightarrow \infty$ эвольвента вырождается в прямую линию.

Рассмотрим сечение цилиндрического зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной его оси, которое называется торцовым сечением.

Каждый зуб представляет собой выступ, очерченный двумя симметрично расположенными эвольвентными профилями (рисунок на обложке). Пространство

между двумя соседними зубьями, ограниченное поверхностями вершин и впадин, образует впадину зубчатого колеса. В торцовом сечении этим поверхностям соответствуют *окружность вершин* зубьев радиусом r_a и *окружность впадин* колеса радиусом r_f .

Окружным шагом p_f называется расстояние, измеренное по дуге окружности между соответствующими профилями соседних зубьев. *Модулем зубьев* называется линейная величина m , равная отношению *шага по делительной окружности* p к числу π , т.е.

$$m = \frac{p}{\pi}, \quad (2.2)$$

где $\pi = 3,14$.

Модуль зуба является основным параметром зубчатого колеса, характеризующим размеры зуба. ГОСТ 9563-60 устанавливает значения модуля из ряда рациональных чисел от 0,05 до 100.

Делительной окружностью называется окружность, соответствующая стандартному модулю. Делительная окружность является базовой для определения элементов зуба и их размеров. Диаметр делительной окружности обозначают d (радиус r) и определяют по формуле

$$d = m \cdot z. \quad (2.3)$$

Принято выражать все размеры колеса через модуль, т.к. основными расчётными параметрами колёс являются модуль m и число зубьев z .

Геометрия зуборезного инструмента, работающего по способу обкатки, определяется в соответствии с исходным производящим контуром (ИПК) инструмента. Например, на рисунке 2.3 он представляет собой контур зубьев инструментальной рейки и характеризуется параметрами:

$\alpha = 20^\circ$ – угол профиля исходного производящего контура;

$h_a = 1$ – коэффициент высоты головки зуба;

$c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора;

$r_f = 0,38$ – коэффициент радиуса кривизны переходной кривой.

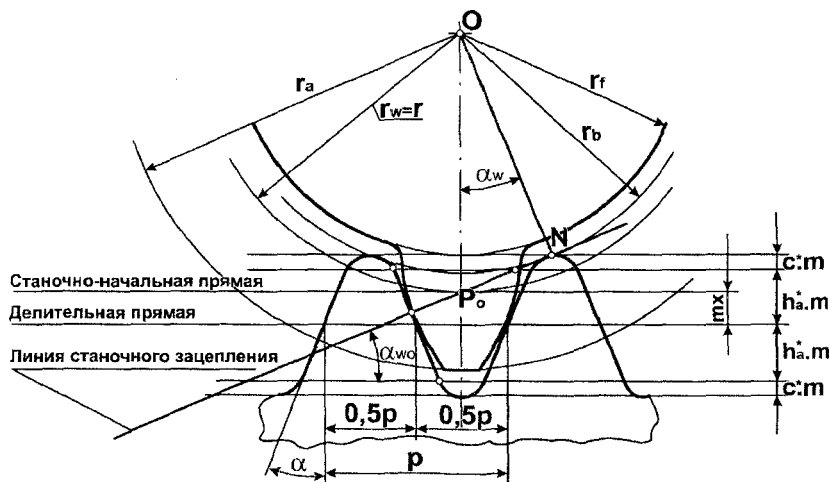


Рисунок 2.3

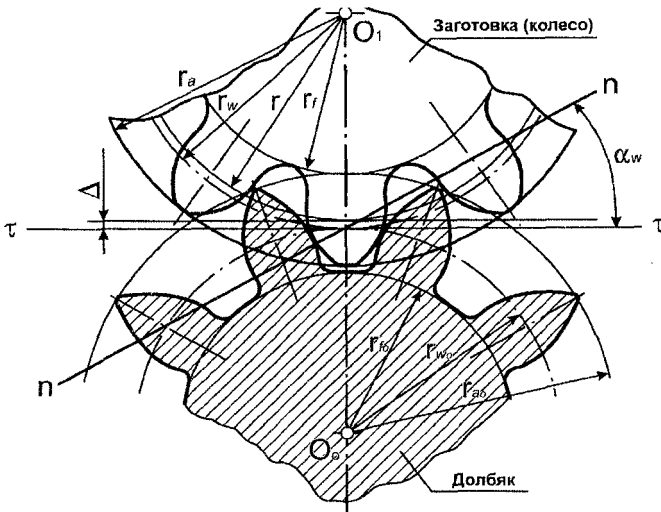


Рисунок 2.4

Средняя линия рейки, которая делит общую высоту зубьев пополам, называется *делительной прямой*. Толщина зуба рейки и ширина впадины по делительной прямой одинаковы между собой.

Делительная прямая может располагаться различным образом по отношению к делительной окружности нарезаемого колеса:

- 1) она может касаться делительной окружности (нулевая установка инструмента);
- 2) быть отодвинутой от нее (положительная установка);
- 3) пересекать ее (отрицательная установка).

Расстояние между делительной прямой и делительной окружностью называется *смещением инструмента* (рисунок 2.3 и 2.4). Его выражают в виде произведения

$$\Delta = mx, \quad (2.4)$$

где x – коэффициент смещения, имеющий знак $x > 0$ при положительной установке и $x < 0$ при отрицательной установке.

При нулевой установке инструмента толщина зуба и ширина впадины между зубьями по делительной окружности равны между собой. Колёса, нарезанные смещённой инструментальной рейкой, называются *корректированными* (исправленными).

Назначая при проектировании тот или иной коэффициент смещения, можно влиять на форму зубьев колёс и на качество зубчатой передачи. При проектировании зубчатых колёс коэффициент смещения ИПК должен удовлетворять ограничениям

$$x_{min} \leq x \leq x_{max}, \quad (2.5)$$

где x_{min} – минимальный коэффициент смещения, определенный из условия отсутствия подрезания зуба;

x_{max} – максимальный коэффициент смещения, определенный из условия отсутствия заострения.

Согласно свойствам эвольвентного зацепления, прямолинейный участок ИПК пересекает эвольвентный профиль зуба, что и приводит к подрезанию зуба колеса у его основания (рисунок 2.5). В случае стандартного инструмента минимальное число зубьев, которое можно нарезать без опасности подреза зубьев при нулевой установке инструмента, равно 17. Определить коэффициент смещения инструмента, позволяющий устранить подрезание можно по формуле:

$$x_{min} = \frac{17 - z}{17}, \quad (2.6)$$

где z – число зубьев колеса.

Если увеличивать коэффициент смещения, то толщина зуба s_a у вершин будет уменьшаться, и когда точка пересечения двух симметричных профилей T будет располагаться вблизи окружности вершин (рисунок 2.5), то наступит заострение зуба. Для предотвращения излома вершины зуба коэффициент смещения назначают так, чтобы $s_a \geq 0,2m$.

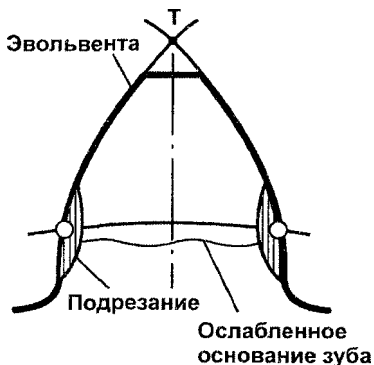


Рисунок 2.5

Устройство для моделирования процесса нарезания зубьев рейкой

Лабораторная установка ТММ-42 (рисунок 2.6) позволяет моделировать процесс нарезания колёс методом обкатки рейкой. Заготовка в виде бумажного круга крепится на трёх иглах на диске 3 с помощью съёмной шайбы 5 закрепляемой винтом 6.

Рейка 2 может перемещаться поступательно при помощи шагового храпового механизма приводимого в движение клавишей 7. При нажатии на клавишу рейка подаётся влево на 4-5 мм. Рейку 2 можно передвигать в перпендикулярном направлении к центру диска или от него. Этот сдвиг отсчитывается по шкале 9 при освобождении винтов 10.

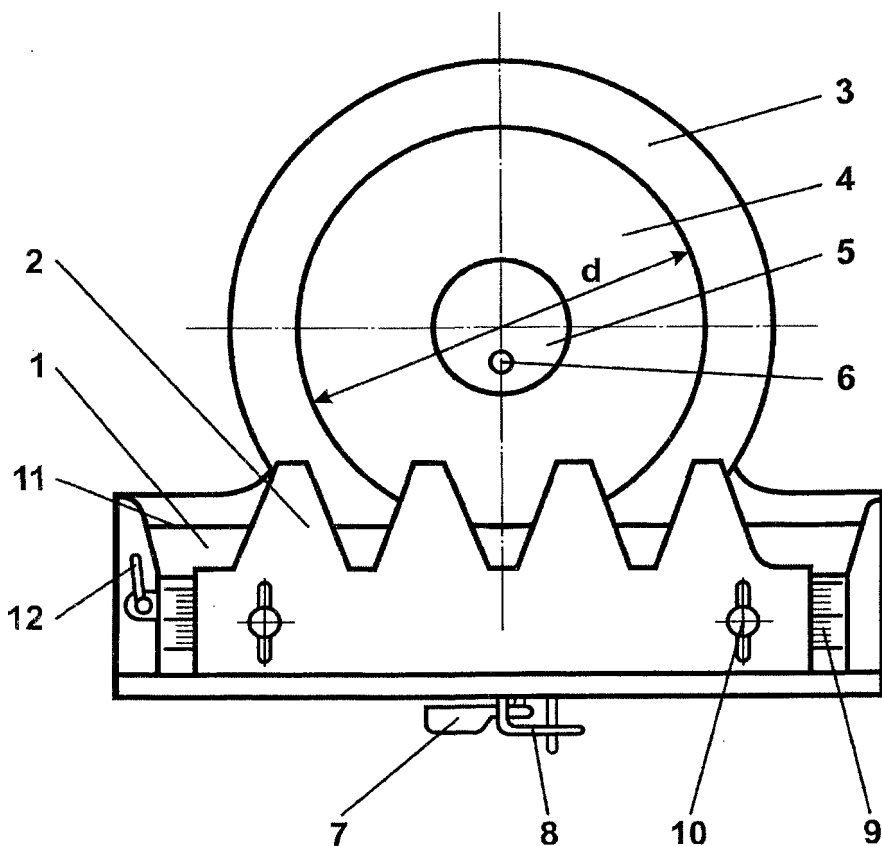


Рисунок 2.6 – Схема прибора ТММ-42

При построении зубьев без смещения необходимо, чтобы риски, нанесённые на рейке, точно совпадали с нулевыми делениями шкалы. При смещении рейки в перпендикулярном направлении будет вычерчиваться колесо со смещением.

При поступательном продольном перемещении рейки одновременно вращается диск 3 с заготовкой. Причём эти движения кинематически связаны: в относительном движении делительный круг 4 перекачивается по начальной прямой рейки без скольжения. Такая связь достигается при помощи устройства, состоящего из натянутой проволоки 11 и эксцентрикового механизма, управляемого рукояткой 12.

Устройство для моделирования процесса нарезания зубьев долбяком

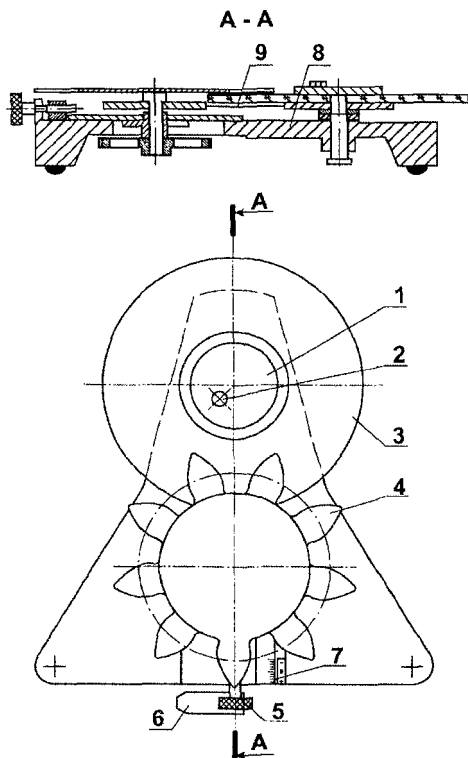


Рисунок 2.7 – Схема прибора ТММ - 47М

Лабораторная установка ТММ-47М (рисунок 2.7) позволяет моделировать процесс нарезания колёс методом обкатки зубчатым долбяком. Установка состоит из вращающегося столика с прозрачным диском 3 для имитации движения заготовки зубчатого колеса, вращающегося устройства 4 для имитации движения режущего инструмента (долбяка). Столик и долбяк смонтированы на основании 8. При нажатии клавиши 6 столик с диском и долбяком, связанные гибкой нитью 9, поворачиваются вокруг своих осей на величину углового шага $\Delta\varphi_0$ долбяка и $\Delta\varphi$ заготовки. Эти движения связаны соотношением

$$\Delta\varphi = \Delta\varphi_0 \frac{z_0}{z}. \quad (2.7)$$

Вращением винта 5 можно смещать исходный контур долбяка относительно оси заготовки и вычерчивать профиль зубьев колеса со смещением (положительным и отрицательным). Смещение фиксируется с помощью шкалы 7 с ценой деления 1 мм. Для вычерчивания колеса без смещения необходимо совместить риски, нанесённые на движущейся части установки с крайними, длинными рисками шкалы 7.

Бумажный диск (заготовка) крепится под съемную шайбу 1 на четырех иглах поворачивающегося прозрачного диска. В рабочем положении прибор ТММ-47М устанавливается в наклонном положении с помощью откидывающего упора, расположенного на нижней стороне основания прибора.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством приборов для нарезания зубьев и принципами работы с ними.

ДЛЯ ПРИБОРОВ ТММ-42 (рейка):

2. Записать исходные данные производящего контура, выгравированные на рейке: m – модуль, d – диаметр делительной окружности, α – профильный угол.

3. Определить число зубьев нарезаемого колеса по формуле:

$$z = \frac{d}{m}.$$

4. Вырезать заготовку в виде бумажного круга заданного диаметра (см. размеры на диске из оргстекла) и закрепить её на приборе с помощью шайбы 5.

5. Установить рейку на нулевое деление по шкале 9 на приборе. Приподняв рычаг 7, перевести рейку 2 в крайнее правое положение.

6. Обвести карандашом контур зубьев рейки, попадающих на бумажный круг. Нажатием на рычаг 7 переместить рейку 2 на один шаг влево. Вновь обвести карандашом контур зубьев рейки на заготовке. Так продолжать до тех пор, пока рейка не переместится в крайнее левое положение. В результате на бумаге будут получены три зуба колеса без смещения.

7. Так как число зубьев колеса нарезанного таким образом меньше 17, эти зубья будут подрезаны в области ножки. Для устранения этого эффекта построить колесо со смещением.

По формулам (2.6) и (2.4) рассчитать коэффициент смещения x_{2min} и величину смещения инструмента Δ .

8. Ослабив винты 10 на приборе, сместить рейку в направлении удаления от центра колеса на величину Δ по шкале прибора, и вновь закрепить её.

Приподняв рычаг 7 на приборе, перевести рейку в крайнее правое положение. Рукояткой 12 освободить натяжение проволоки 11 на приборе и повернуть диск с бумажным кругом на 180° . Затем рукоятку 12 вернуть в исходное положение. В том же порядке, как в п. 6, построить несколько зубьев зубчатого колеса со смещением, после чего бумажный круг снять с прибора.

Прибор привести в первоначальное положение и сдать лаборанту.

См. далее пункт 9.

ДЛЯ ПРИБОРОВ ТММ-47М (долбляк):

2. Записать в отчёт номер прибора, заданные параметры колеса, которые выгравированы на долбляке (следует учесть масштаб M при определении модуля). Параметры инструмента: m – модуль, d – диаметр делительной окружности, α – профильный угол.

3. Определить число зубьев нарезаемого колеса по формуле:

$$z = \frac{d}{m}.$$

4. На бумажном круге (заготовке) провести делительную окружность (d). С помощью съемной шайбы 1 и винта 2 закрепить заготовку на диске 3 так, чтобы она была подведена под зубья долбяка. Центр заготовки необходимо совместить с центральной иглой диска 3 (рисунок 2.7).

5. Пользуясь винтом 5, установить долбяк в нулевое положение по шкале 7, для этого необходимо совместить длинные штрихи на подвижной каретке со штрихами на корпусе.

6. Контур зубьев долбяка, находящихся на бумажной заготовке, аккуратно обвести карандашом. Нажатием на клавишу 6 повернуть долбяк на один шаг поворотного устройства прибора и вновь обвести контур зубьев. Этот процесс повторяется до тех пор, пока на бумажном круге не будет образовано три полных зуба.

7. Так как число зубьев нарезанного таким образом колеса меньше 17, эти зубья будут подрезаны в области ножки. Для устранения этого эффекта построить колесо со смещением.

По формулам (2.6) и (2.4) рассчитать коэффициент смещения x_{2min} и величину смещения инструмента Δ .

8. Винтом 5 по шкале 7 установить это смещение (от центра заготовки на себя). Несколькими нажатиями на клавишу 6 (12–16 нажатий) подвести под зубья долбяка свободное поле бумажного диска. Методом, описанным в пункте 6, вычертить три зуба колеса, но со смещением долбяка. После этой операции снять бумажный круг с диска.

Прибор привести в первоначальное положение и сдать лаборанту.

9. Произвести расчёт геометрических параметров зубчатого колеса без смещения ($x_1=0$) и колеса со смещением (x_2 определены в пункте 8):

а) Рассчитать диаметр основной окружности колеса:

$$d_b = d_{b1} = d_{b2} = d \cdot \cos \alpha, \quad (2.8)$$

где $\cos \alpha = \cos 20^\circ = 0,9397$.

б) Вычислить радиус окружности впадин зубьев:

$$r_{fi} = r_i - (h_a^* + c^* - x_i) \cdot m, \quad (2.9)$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба;

$c = 0,25$ – коэффициент радиального зазора.

в) Вычислить радиус окружности вершин зубьев:

$$r_{ai} = r_i + (h_a^* - y + x_i) \cdot m. \quad (2.10)$$

г) Вычислить толщину зубьев по делительной окружности:

$$S_i = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_i \cdot \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (2.11)$$

д) Определить толщину зубьев по основной окружности:

$$S_{bi} = d_{bi} \cdot \left(\frac{S_i}{d_i} + \operatorname{inv} \alpha \right), \quad (2.12)$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ = 0,1490$ (значение инвалют приведены в приложении Б).

10. На бумажной заготовке нанести с помощью циркуля делительную и основную окружности, которые являются общими для зубчатых колёс без смещения и со смещением (см. рисунок 2.8).

11. Построить полуокружности вершин и впадин для обоих колёс. Отметить радиусы этих колёс.
12. Измерить толщины зубьев на делительной и основной окружностях для зубчатых колёс 1 (без смещения) и 2 (со смещением).
13. Сопоставить полученные результаты с расчётными. Оформить протокол лабораторной работы.
14. Сделать вывод.

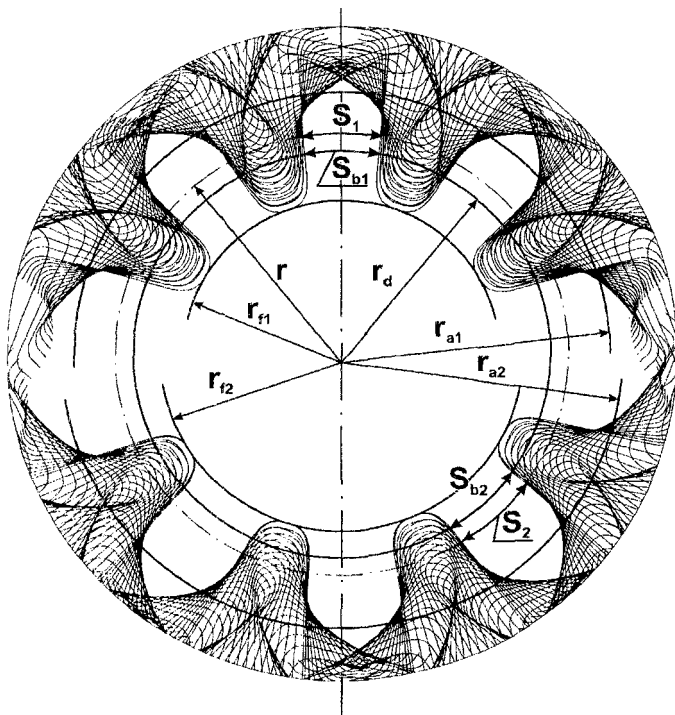


Рисунок 2.8 – Построение эвольвентных профилей зубьев методом обкатки

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что называется эвольвентой окружности и каковы ее основные свойства?
2. Какие параметры зубчатых колес зависят от смещения инструмента?
3. Что такое окружной модуль зубьев, делительная окружность, угол профиля эвольвенты?
4. Что такое исходный производящий контур?
5. Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при $x = 0$, $x > 0$, $x < 0$?
6. Как определить коэффициент наименьшего смещения исходного контура, при котором можно избежать подрезания зуба?
7. Как изменяются делительная толщина зуба и толщина зуба на окружности вершин при увеличении коэффициента смещения?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3

ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы – усвоение методики расчета и построения геометрических параметров зубчатых колес и внешнего зацепления.

Оборудование и материалы – бумажная заготовка с вычерченными зубчатыми колёсами, карандашная калька, чертёжные инструменты.

В предыдущей работе были рассмотрены основные элементы зубчатых колёс. Рассмотрим зацепление двух прямозубых цилиндрических колес (рисунок 3.1).

Элементами эвольвентного зацепления являются: *теоретическая линия зацепления* N_1N_2 , *межосевое расстояние* a_w , *угол зацепления* α_w , *полюс зацепления* W , *начальные окружности* радиусами r_{w1} , r_{w2} .

Прямая $n-n$ является общей касательной к основным окружностям с радиусами r_{b1} и r_{b2} , следовательно это производящая прямая двух эвольвент. Точки N_1 , N_2 и есть точки касания нормали с основными окружностями. По линии N_1N_2 перемещается точка касания зубьев при движении колёс. Точка пересечения линии зацепления с межосевой линией O_1O_2 называется *полюсом зацепления* W , а угол, который составляет линия $n-n$ с перпендикуляром к межосевой линии $t-t$ — *углом зацепления* α_w .

В точках a и b линия зацепления пересекается окружностями вершин зубьев колёс. В точке a сопряженные профили входят в зацепление, а в точке b выходят из зацепления. Процесс взаимодействия поверхностей сопряженных зубьев происходит на участке ab , эта часть линии зацепления называется *активной линией зацепления*.

При заданном направлении вращения только одна сторона зуба передает и воспринимает усилие, её называют рабочим профилем зуба. Контактующие друг с другом части называются *активными профилями*. На рисунке 3.2 они заштрихованы.

Зубчатая передача должна быть спроектирована так, чтобы участок ab укладывался в пределах линии зацепления N_1N_2 . Если точки a и b выйдут за эти пределы, то в зубчатой передаче произойдет заклинивание.

Дуга зацепления – это расстояние, пройденное точкой рабочего профиля зуба одного колеса с момента входа в зацепление в точке a до выхода из него в точке b , измеренное по одной из окружностей (делительной, начальной или основной). Обозначается для колеса 1 точками c_1d_1 , а для колеса 2 – точками c_2d_2 .

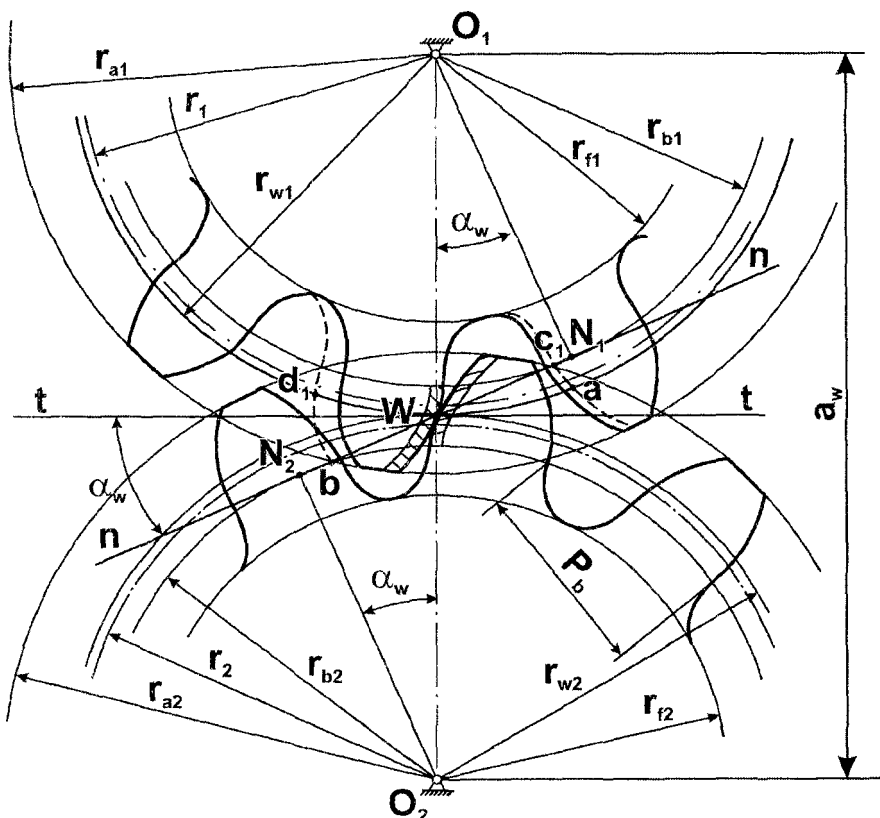


Рисунок 3.1 – Зацепление колёс

В зависимости от смещений зубчатых колёс при их изготовлении (x_1 и x_2), зацепление может быть нулевым $x_\Sigma=0$, положительным $x_\Sigma>0$ или отрицательным $x_\Sigma<0$. Нулевые передачи могут состоять как из колёс, изготовленных без смещения, так и из колёс с равными по модулю, но противоположным по знаку смещениями. Последнее зацепление называется *равносмещённым*.

По начальным окружностям зубчатые колёса обкатываются друг по другу, т.е. эти окружности соприкасаются в полюсе зацепления W . При нулевом зацеплении начальные окружности совпадают с делительными $r_{w1} = r_1$, $r_{w2} = r_2$.

Между окружностью вершин одного колеса и окружностью впадин другого колеса имеется расстояние, называемое *радиальным зазором*:

$$c = c^* \cdot m, \quad (3.1)$$

где $c^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора, m – модуль зацепления.

Угол зацепления α_w определяют из таблицы по значению инвалюты угла, которую можно рассчитать по следующей формуле:

$$inv\alpha_w = inv\alpha + 2 \frac{(x_1 + x_2)}{(z_1 + z_2)} tg\alpha, \quad (3.2)$$

где $inv\alpha = inv20^\circ = 0,1490$ (значение инвалют приведены в приложении Б);

x_1 и x_2 – коэффициенты смещения колёс 1 и 2;

z_1 и z_2 – количество зубьев колёс 1 и 2.

Расстояние между делительными окружностями, измеренное по линии центров колёс, называется *воспринимаемым смещением u_m* . Где u – коэффициент воспринимаемого смещения.

$$u = \frac{a_w - a}{m}, \quad (3.3)$$

где a_w – межосевое расстояние колёс;

a – делительное межосевое расстояние колёс, $a = r_1 + r_2$.

При этом

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = (r_1 + r_2) \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}. \quad (3.4)$$

Коэффициенты смещения x_1 и x_2 влияют не только на геометрические параметры зубчатой передачи, но и на её качественные показатели, которые оцениваются коэффициентами перекрытия, скольжения и удельного давления.

Порядок выполнения работы

1. Выписать исходные данные двух колёс из лабораторной работы 2. Колесо 1 нарезано на бумажной заготовке без смещения $x_1=0$, а колесо 2 – со смещением (см. лабораторную работу 2). Записать рассчитанные значения радиусов окружности впадин r_{f1} , r_{f2} , основных окружностей r_1 , r_2 .

2. Произвести расчёт параметров зацепления:

а) угол зацепления α_w см. (3.2);

б) межосевое расстояние;

в) коэффициент воспринимаемого смещения;

г) радиальный зазор;

д) вычислить диаметры окружности вершин зубьев:

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - c,$$

$$r_{a2} = a_w - r_{f1} - c, \quad (3.5)$$

где r_f – радиус окружности впадин зубьев;

c – радиальный зазор.

3. На карандашной кальке в следующей последовательности построить зацепление:

а) отложить межосевое расстояние двух колёс $O_1, O_2 = a_w$;

б) из центров O_1 и O_2 провести окружности: вершин, впадин, делительные, основные;

в) провести касательную $n-n$ к основным окружностям, отметить точки N_1 , N_2 и полюс зацепления W ;

г) провести прямую $t-t$ и измерить угол зацепления $\alpha_{w\text{граф}}$, сравнить его с расчётным углом α_w ;

д) через точку W провести начальные окружности колёс;

е) показать величину воспринимаемого смещения u_m ;

ж) подложить под калыку заготовку, совместить её центр с точкой O_1 и повернуть заготовку до совмещения профиля среднего из трёх зубьев нулевого колеса с полюсом W . Проконтролировать, чтобы впадины зубьев совпали с начерченной окружностью впадин. Отчертить на калыке профили всех трёх зубьев, высоту зубьев ограничивать нанесённой окружностью вершин;

з) повторить операцию с положительным колесом, совместив центр заготовки с точкой O_2 на калыке;

и) отметить точки a и b на пересечении окружностей вершин с нормалью $l-n$;

к) построить дугу зацепления cd одного из колёс по начальной окружности.

4. Вычислить графически коэффициент перекрытия зубчатой передачи по формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{ab}{P_b} = \frac{ab}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha'} \quad (3.6)$$

где ab – длина отрезка, снятая с картины зацепления, мм;

P_b – шаг по основной окружности, измеренный на чертеже, мм.

5. Сделать вывод.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Как определяется активная линия зацепления?
2. Что называется дугой зацепления?
3. Назовите основные элементы зубчатого зацепления.
4. Какое зацепление называется равносмещённым?
5. Что называется полюсом зацепления?
6. В каком случае в зубчатой передаче возможно заклинивание?
7. Какие значения может принимать коэффициент перекрытия зубчатого зацепления?

ЛИТЕРАТУРА

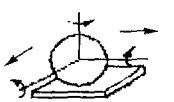








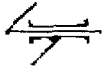



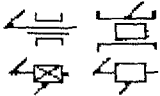
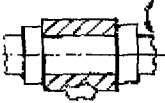
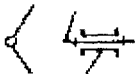

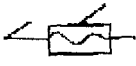
1. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
2. Теория механизмов: Учеб. для вузов / В.А. Гавриленко [и др.]; под ред. В.А. Гавриленко. – М.: Высш. шк., 1973. – 511 с.
3. Бадеев, В.П. Теория механизмов и машин. Методические указания к выполнению лабораторных работ для студентов инженерно-технических специальностей / В.П. Бадеев, А.Н. Камлюк – Мн.: БГТУ, 2003. – 42 с.
4. Евдокимов Ю.И. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / Ю.И. Евдокимов. – Новосибирск.: НГАУ «Агро» 2009. – 40 с.
5. Малышев, В.Н. Методические указания к лабораторным работам по курсу «Теория механизмов и машин» для студентов специальности 12.01 – «Технология машиностроения» / В.Н. Малышев. – Брест.: БИСИ., 1989. – 48 с.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Лабораторная работа 1. Структурный анализ механизмов	4
Лабораторная работа 2. Построение эвольвентных зубчатых профилей методом обкатки	12
Лабораторная работа 3. Построение эвольвентного зацепления	22
Литература	25
Приложение А Кинематические пары	26
Приложение Б Значения инвальюты $\text{inv } \alpha$	27

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица П1 – Кинематические пары

Класс пары	Число условий связи	Число степеней свободы	Название пары	Рисунок	Условное обозначение
I	1	5	Шар-плоскость		
II	2	4	Шар-цилиндр		
III	3	3	Сферическая		
	3	3	Плоскостная		
IV	4	2	Цилиндрическая		
	4	2	Сферическая с пальцем		
V	5	1	Поступательная		
	5	1	Вращательная		
	5	1	Винтовая		

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица П2 – Значения инвалюты $\text{inv } \alpha$

градусы	порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19617
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21766	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24384	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55718	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	58809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69836	70430	71026	71626	72230	72838
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96898	97459
36	0,	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0,	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0,	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0,	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0,	14096	14200	14303	14407	14511	14316	14722	14829	14936	15043	15152	15261

Учебное издание

Составитель:
Мartiновская Оксана Владимировна

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Методические указания

по выполнению лабораторных работ №1, №2, №3
для студентов, обучающихся на факультете ИДУиФ
специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»

Ответственный за выпуск: **Мartiновская О.В.**
Редактор: **Боровикова Е.А.**
Компьютерная вёрстка: **Соколюк А.П.**
Корректор: **Щерба О.В.**

Подписано в печать 10.07.2013 г. Формат 60x84 ¹/₁₆. Бумага «Снегурочка».
Усл. печ. л. 1,6. Уч. изд. л. 1,75. Заказ № 597. Тираж 50 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.