МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

АЗОВО-ЧЕРНОМОРСКИЙ ИНЖЕНЕРНЫЙ ИНСТИТУТ – ФИЛИАЛ
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» В Г. ЗЕРНОГРАДЕ
(Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ)

Кафедра «Техническая механика и физика»

А.В. Снежко, А.Ф. Бутенко, К.П. Дубина, В.А. Ходаков

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Зерноград – 2025

УДК 621.01–755 (076.5)

Печатается по решению методического совета инженерно-технологического факультета Азово-Черноморского инженерного института ФГБОУ ВО «Донской государственный аграрный университет» в г. Зерограде

Рецензенты:
д-р техн. наук, профессор ***Несмиян А.Ю.,***
д-р техн. наук, доцент ***Суханова М.В.***

Лабораторный практикум по теории механизмов и машин / А.В. Снежко, А.Ф. Бутенко, К.П. Дубина, В.А. Ходаков. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2025. – 83 с.

Лабораторный практикум содержит методические указания для выполнения пяти лабораторных работ дисциплины «Теория механизмов и машин».

В лабораторном практикуме излагаются основные теоретические положения рассматриваемых лабораторных работ, их цели, задачи. Приводятся описание используемых приборов, оборудования, методика выполнения работ, а также вопросы для самоконтроля.

Предназначен для студентов, обучающихся по направлениям подготовки бакалавров 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических машин и комплексов и по специальности 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства.

Практикум может быть полезен для студентов других инженерных направлений подготовки бакалавров, например, 13.03.01, 13.03.02, 19.03.02, 20.03.01 при изучении дисциплин «Механика», «Техническая механика», «Прикладная механика», «Теоретическая и прикладная механика».

Рассмотрено и одобрено на заседании кафедры
«Техническая механика и физика».
Протокол № 8 от 20.03. 2025 г.
Рассмотрено и одобрено методическими комиссиями
инженерно-технологического факультета 35.03.06 и 35.04.06 Агроинженерия.
Протокол № 8 от 13.05.2025 г.
23.03.03 и 23.04.03 Эксплуатация транспортных
и транспортно-технологических машин и комплексов.
Протокол № 8 от 12.05.2025 г.
23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства.
Протокол № 7 от 13.05.2025 г.

© Снежко А.В., Бутенко А.Ф., Дубина К.П., Ходаков В.А., 2025
© Азово-Черноморский инженерный институт
ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ …… 5
Порядок работы в лаборатории ТММ и правила оформления отчётов …….. 5
Общие требования техники безопасности при выполнении
лабораторных работ …….. 6
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. Структурный анализ плоских механизмов 7
1.1. Цели лабораторной работы……7
1.2. Основные сведения о структуре плоских механизмов …….. 7
1.2.1. Основные понятия и определения ТММ…….. 7
1.2.2. Степень подвижности плоской кинематической цепи …….. 9
1.2.3. Избыточные связи. Лишние степени свободы …… 10
1.2.4. Принцип образования плоских рычажных механизмов …….. 11
1.2.5. Замена высших кинематических пар в плоских механизмах ….. 13
1.2.6. Общая последовательность структурного анализа
плоских механизмов …… 14
1.3. Порядок выполнения лабораторной работы..……16
1.3.1. Приборы и принадлежности ……16
1.3.2. Пример выполнения структурного анализа плоского
механизма № 1 …… 16
1.3.3. Пример выполнения структурного анализа плоского
механизма № 2 …… 20
1.4. Контрольные вопросы …… 22
1.5. Литература ……... 22
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2. Вычерчивание зубьев эвольвентного
профиля методом обкатки ……..……..23
2.1. Цели лабораторной работы ……23
2.2. Основные сведения теории зацепления прямозубых
цилиндрических колес ……...…… 23
2.2.1. Зубчатые механизмы. Основные понятия …….. 23
2.2.2. Основная теорема зубчатого зацепления, её следствия …….. 25
2.2.3. Изготовление зубчатых колес методом обкатки …….. 28
2.2.4. Подрезание зубьев при изготовлении методом обкатки ……..32
2.3. Порядок выполнения лабораторной работы.…… 34
2.3.1. Приборы и принадлежности..…….. 34
2.3.2. Устройство прибора ТММ-42 …… 34
2.3.3. Методика проведения лабораторной работы ……36
2.4. Контрольные вопросы ……39
2.5. Литература ……40
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. Построение профиля кулачка по
заданному закону движения толкателя… 41
3.1. Цели лабораторной работы ……41
3.2. Общие сведения о кулачковых механизмах ……..41
3.2.1. Кулачковые механизмы, основные понятия, классификация …..41

3.2.2. Геометрия дискового кулачка ……43
3.2.3. Кинематика дисковых кулачковых механизмов ……...44
3.2.4. Основы кинематического синтеза кулачковых механизмов ……45
3.2.5. Угол давления в дисковых кулачковых механизмах ……45
3.3. Порядок выполнения лабораторной работы ……..47
3.3.1. Приборы и принадлежности ……47
3.3.2. Устройство прибора ТММ-21 ……47
3.3.3. Методика построения профиля кулачка методом воспроизведения движений кулачка и толкателя ……48
а) Механизм с качающимся толкателем ……48
б) Механизм с поступательно-движущимся толкателем……...50
3.3.4. Расчёт полярных координат профиля кулачка по заданному закону движения толкателя: $\bar{r}_i = \bar{r}_i(\alpha_i)$ ……52
а) Механизм с качающимся толкателем ……52
б) Механизм с поступательно-движущимся толкателем ……...53
в) Порядок построения профиля кулачка по полярным координатам ……...54
3.4. Контрольные вопросы ……55
3.5. Литература ……55
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. Уравновешивание роторов с известным расположением неуравновешенных масс ..56
4.1. Цели лабораторной работы……..56
4.2. Основы теории уравновешивания роторов ……56
4.3. Порядок выполнения лабораторно работы ……61
4.3.1. Приборы и принадлежности ……61
4.3.2. Устройство лабораторной установки ТММ-35 ……61
4.3.3. Статическое уравновешивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс ……62
4.3.4. Динамическое уравновешивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс ……66
4.4. Контрольные вопросы ……71
4.5. Литература ……71
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5. Уравновешивание роторов на балансировочных станках……72
5.1. Цели лабораторной работы……72
5.2. Теоретические основы работы балансировочных станков для динамического уравновешивания роторов……..72
5.3. Методика выполнения лабораторной работы ……...78
5.3.1. Приборы и принадлежности ……78
5.3.2. Устройство балансировочного станка ТММ-1М ……..78
5.3.3. Правила работы с балансировочным станком и техника безопасности ……...79
5.3.4. Порядок проведения лабораторной работы ……...80
5.4. Контрольные вопросы ……..82
5.5. Литература ……....82

ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) − наука об общих законах построения машин, методах их структурного, кинематического, динамического исследования и проектирования.

В процессе изучения ТММ в вузе важная роль отводится экспериментальным методам познания. Они позволяют опытным путем подтвердить и наглядно продемонстрировать многие теоретические положения, законы и принципы действия механизмов и машин. Кроме того, практические занятия студентов в лаборатории позволяют выработать у них навыки творческого подхода к решению различных инженерных задач.

Предлагаемый лабораторный практикум по теории механизмов и машин содержит описание пяти лабораторных работ, предусмотренных к обязательному выполнению учебными планами направлений подготовки инженерных кадров: 35.03.06 Агроинженерия, 23.03.03 Эксплуатация транспортных и транспортно-технологических машин и комплексов, а также 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства.

Структура предлагаемого практикума предусматривает наличие краткого теоретического материала, обосновывающего физический смысл каждой лабораторной работы, описание используемых в них оборудования и приборов, а также методики выполнения практической работы и оформления ее протокола.

В целях контроля и проверки знаний по материалам каждой лабораторной работы предусмотрен перечень контрольных вопросов, а для дополнительной теоретической подготовки предлагаются списки литературы.

Для оформления протоколов и отчетов по лабораторным занятиям предусмотрен специальный журнал, который индивидуально заполняется каждым студентом и в настоящем пособии не приводится.

ПОРЯДОК РАБОТЫ В ЛАБОРАТОРИИ ТММ И ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ ОТЧЁТОВ

1. Лабораторные работы выполняются студентами в специализированной аудитории в составе подгруппы под руководством преподавателя. Каждый студент самостоятельно выполняет расчёты, анализирует полученные результаты, оформляет протокол.

2. Студент обязан предварительно подготовиться к каждой лабораторной работе: ознакомиться с её целью, содержанием, теоретическим обоснованием и методикой выполнения.

3. Кроме выполнения практической, экспериментальной части лабораторной работы в аудитории студент обязан оформить протокол в специальном журнале, сделать выводы и ответить на контрольные вопросы.

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Перед выполнением лабораторных работ студенты обязаны ознакомиться с требованиями техники безопасности, порядком выполнения работ, устройством и принципом работы приборов и лабораторных установок. О полученном инструктаже расписаться в журнале по технике безопасности.

2. Лабораторные установки, имеющие электропривод, должны быть надёжно заземлены.

3. Перед включением установки в работу проверить правильность и надёжность крепления звеньев.

4. Включение установок, имеющих электропривод, производить с разрешения преподавателя или лаборанта.

5. Во время работы установки запрещается: находиться в зоне вращающихся звеньев, прикасаться к корпусу станка и принудительно останавливать вращающиеся звенья.

6. Студенты обязаны бережно относиться к оборудованию, приборам, плакатам и механизмам лаборатории. Без разрешения преподавателя запрещается включать приборы и механизмы, оборудованные электроприводом, и приводить модели механизмов в движение.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

1.1. ЦЕЛИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с условными обозначениями звеньев и кинематических пар, применяемыми при изображении структурных схем механизмов.

2. Научиться изображать структурные схемы реальных механизмов, выявлять избыточные связи и локальные подвижности, заменять высшие кинематические пары, разделять кинематическую цепь на структурные составляющие и определять класс механизма.

1.2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О СТРУКТУРЕ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

1.2.1. Основные понятия и определения ТММ

Механизм − *система тел, подвижно связанных между собой, обеспечивающая преобразование движения одних тел в требуемые движения других.*

Плоские механизмы − *точки всех тел которых движутся параллельно одной плоскости.*

Тела, из которых состоят механизмы, в ТММ называют ***звеньями***.

Звено − *часть механизма, состоящая из одной детали или нескольких, неизменно соединенных друг с другом.*

Будем рассматривать механизмы с жесткими звеньями (абсолютно твердыми телами). В любом механизме выделяют ***входное, выходное*** и ***неподвижное звенья***.

Входное звено (ведущее) − *которому извне сообщается движение, преобразуемое механизмом в движения остальных звеньев.*

Выходное звено (ведомое) − *для движения которого предназначен механизм.*

Неподвижное звено (стойка) − *совокупность всех неподвижных деталей механизма (т.е. корпусных деталей).*

Движение звеньев механизма всегда рассматривается относительно его стойки.

При образовании механизма звенья подвижно соединяются друг с другом. Эти соединения называют ***кинематическими парами***.

Кинематическая пара *(*в дальнейшем − ***пара****) – подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев.*

Элементы кинематической пары *– совокупность поверхностей, линий и точек звена, которыми оно соприкасается с другим звеном*.

Кинематическая цепь − *система звеньев, соединенных кинематическими парами.*

Структурно любой механизм является кинематической цепью.

Кинематические пары классифицируются по различным признакам. Например:

1. По характеру соприкосновения (контакта) звеньев: ***высшие*** *(контакт происходит в точках или по линии)* и ***низшие*** *(контакт происходит по поверхностям)* (рисунок 1.1, 1.2).

2. По условиям, обеспечивающим контакт (замыкание) звеньев: ***с силовым замыканием*** *(контакт обусловлен действием каких-либо сил)* и ***геометрическим замыканием*** *(благодаря специфической форме соприкасающихся поверхностей).*

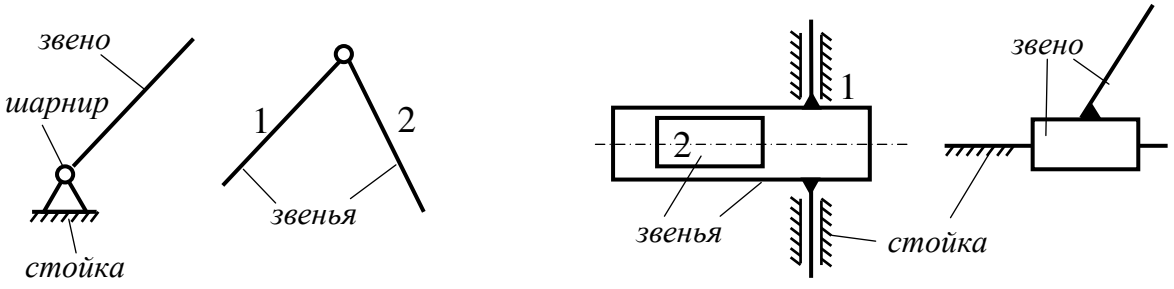
3. По количеству ограничений (***условий связи***), накладываемых парами на возможные независимые перемещения соединяемых ими звеньев, делятся на 5 классов. Или, наоборот, разделяются в зависимости от числа этих возможных перемещений (***подвижностей***) звеньев друг относительно друга. Причем между условиями связей ***S*** и числом оставшихся подвижностей ***W*** существует зависимость:

$$W = 6 - S\,.$$

Если звенья движутся в плоскости, то этот факт уже накладывает на них по три ограничения. Поэтому в плоских механизмах могут существовать кинематические пары лишь 4-го и 5-го классов (при $S = 4$, $S = 5$) (или двух- и одноподвижные).

Примеры таких соединений условно изображены на рисунках 1.1, 1.2.

При структурном анализе механизмов обычно используются ***структурные схемы****, т.е. изображения кинематических цепей с использованием стандартных условных обозначений, без учета размеров, пропорций и действительного расположения звеньев.* Их задача − показать количество звеньев и характер их соединений (кинематических пар).



вращательная пара (цилиндрический шарнир)

поступательная пара

Рисунок 1.1 − Структурные схемы плоских кинематических цепей с низшими кинематическими парами 5-го класса (одноподвижными)

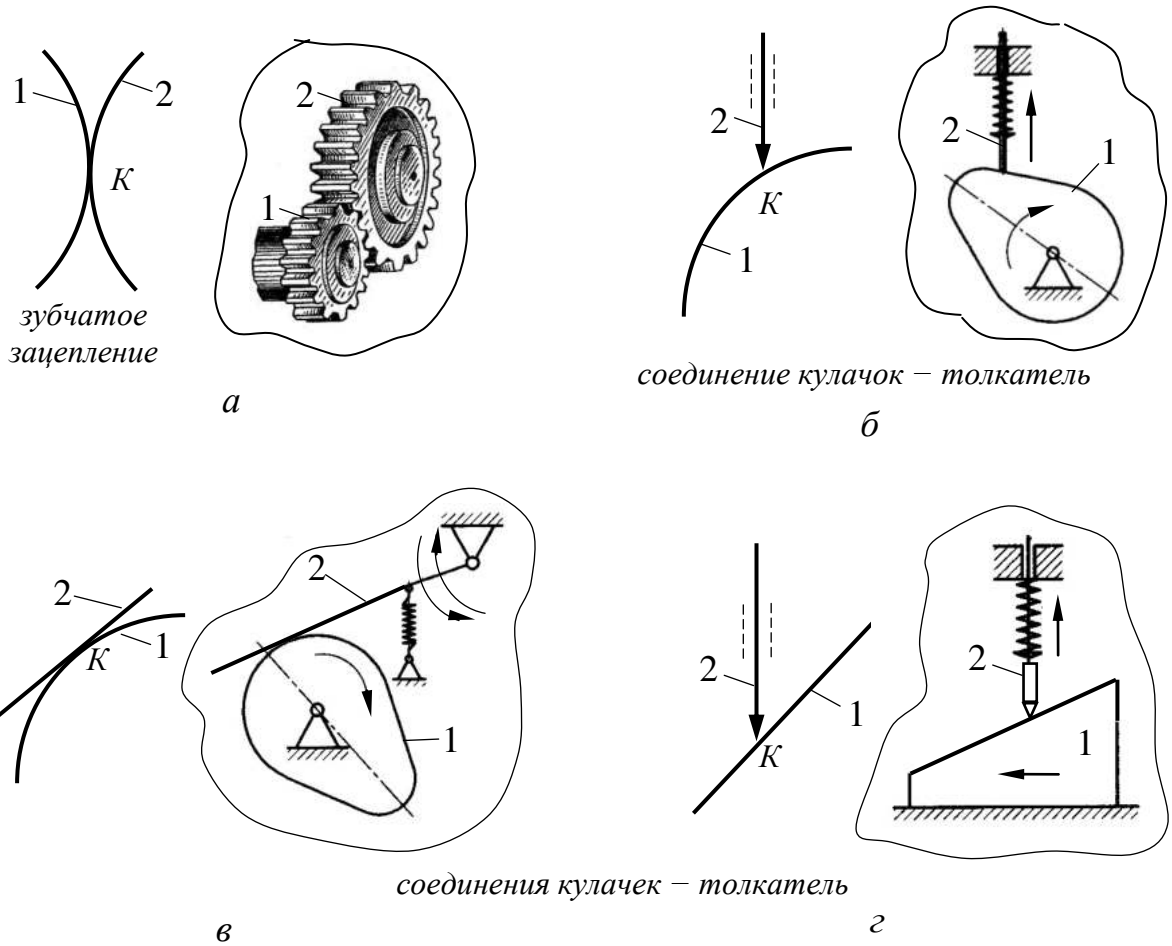


Рисунок 1.2 − Зубчатый и кулачковые плоские механизмы
с высшими кинематическими парами 4-го класса (двухподвижными)
и их структурные схемы (*К* – точки соприкосновения звеньев)

1.2.2. Степень подвижности плоской кинематической цепи

Кинематическая цепь как механическая система характеризуется числом степеней свободы (или подвижности) относительно своей стойки.

Степень подвижности плоской цепи зависит от её структурного состава и определяется ***структурной формулой П.Л. Чебышева***:

$$W = 3n - (2p_5 + p_4 - q),$$

где n − количество подвижных звеньев цепи;

p_5, p_4 − количество кинематических пар 5-го и 4-го классов;

q − количество ***избыточных связей*** в цепи.

Степень подвижности цепи соответствует числу её ***обобщенных координат***, *т.е. независимых друг от друга координат, однозначно определяющих положение всех её звеньев.*

Эти координаты приписывают конкретным звеньям, которые называют ***начальными***. Обычно они образуют со стойкой вращательные или поступательные пары. Тогда их положение определяется одной координатой: угловой или линейной (рисунок 1.3). Удобно считать начальными входные (или

выходные) звенья механизма. Тогда можно считать, что ***степень подвижности механизма W равна количеству его входных (или выходных) звеньев.***

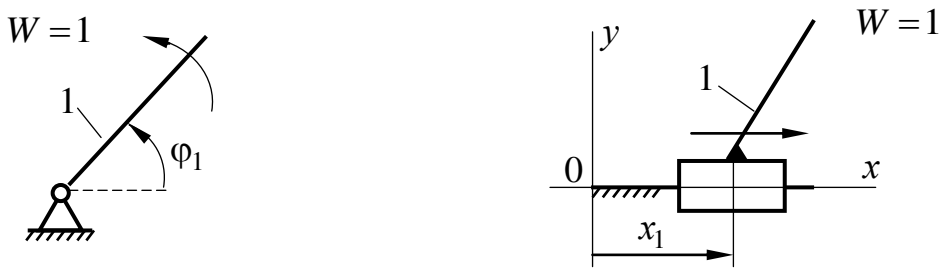
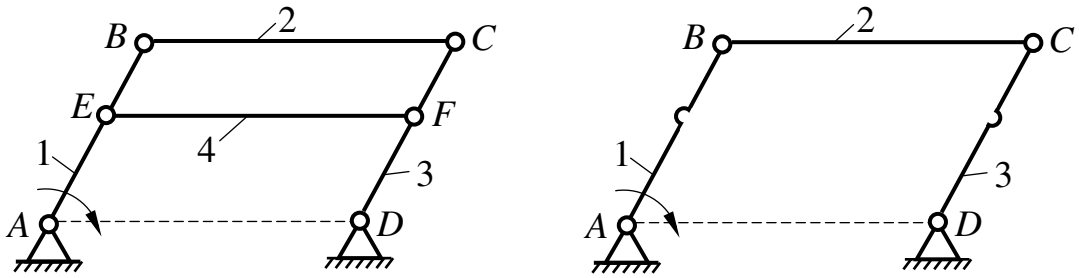


Рисунок 1.3 − Структурные схемы начальных звеньев механизма (первичных механизмов)

1.2.3. Избыточные связи. Лишние степени свободы

В механизмы иногда включают звенья и кинематические пары, которые дублируют уже имеющиеся связи и не влияют на движения остальных звеньев. Их называют ***избыточными*** или ***пассивными связями.*** Они позволяют повысить прочность, жесткость и надежность конструкции. При этом, однако, усложняют механизм и формально могут считаться лишними.

Например, такой избыточной связью является звено 4 с шарнирами E и F в параллелограммном механизме (рисунок 1.4 *а*). Формально ее можно удалить из механизма, упростив его структуру, но, не меняя характер движения оставшихся звеньев (рисунок 1.4 *б*).



$|AB| = |CD| \qquad |AD| = |BC| = |EF|$

механизм с избыточной связью

оптимальный по структуре механизм

$n = 4;\ p_5 = 6;\ q = 1;\ W = 1$

$n = 3;\ p_5 = 4;\ W = 1$

а *б*

Рисунок 1.4 − Избыточная связь в параллелограммном механизме и её удаление

Также в механизмах могут быть звенья, обладающие подвижностью, не влияющей на движения окружающих звеньев. Такие подвижности называют ***лишними*** или ***локальными***. Они увеличивают общее число степеней свободы механизма W. Но фактически не влияют на количество обобщенных координат всех других его звеньев.

Примером локальной подвижности является возможность ролика 3 (рисунок 1.5) вращаться относительно толкателя 2 независимо от состояния кулачка 1 (проскальзывая по его профилю). Формально эту подвижность можно убрать (заблокировав шарнир B), не меняя кинематики механизма. В результате, получим более простой механизм с теми же функциями.

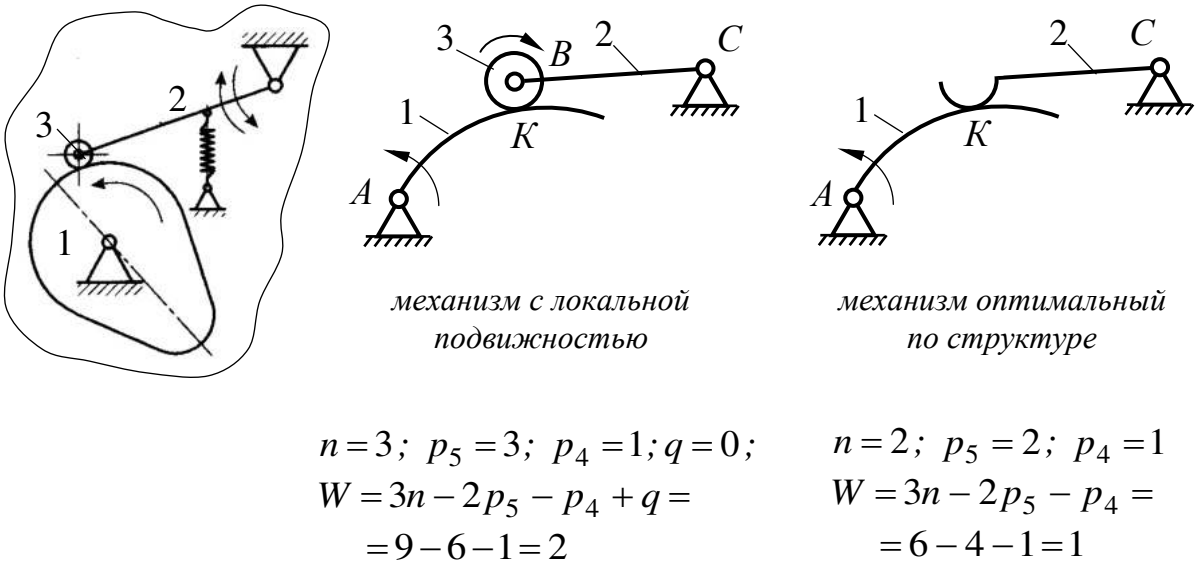


Рисунок 1.5 − Локальная подвижность в кулачковом механизме с качающимся толкателем и её удаление

При структурном анализе избыточные связи и локальные подвижности принято удалять, приводя механизмы к упрощенному, ***оптимальному по структуре*** виду.

1.2.4. Принцип образования плоских рычажных механизмов

Рычажный (стержневой) механизм *– механизм, звенья которого образуют только низшие кинематические пары.*

В плоских рычажных механизмах имеются только вращательные и поступательные пары (рисунок 1.4). Если эти механизмы оптимальны по своей структуре, то их общее устройство подчиняется принципу, предложенному российским ученым Л.В. Ассуром (1878−1920). Он заключается в следующем: ***любой плоский рычажный механизм образуется путем присоединения к первичным механизмам и стойке структурных групп звеньев нулевой подвижности (групп Ассура)***.

Первичный (начальный) механизм *− состоит из единственного звена, образующего со стойкой вращательную или поступательную кинематическую пару.* Он обладает одной степенью подвижности ($W = 1$) и также называется ***механизмом I класса*** (рисунок 1.3).

Структурная группа звеньев нулевой подвижности (группа Ассура) *− это наиболее простая по составу кинематическая цепь, которая при условии присоединения свободными элементами своих кинематических пар к стойке обладала бы нулевой подвижностью* (рисунок 1.6).

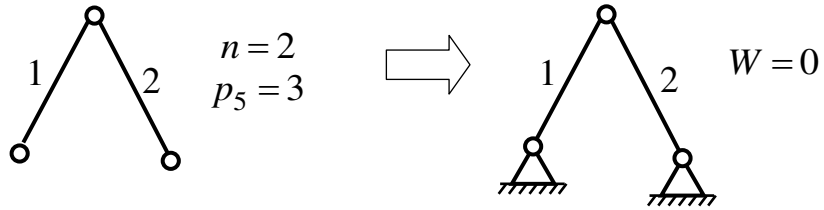
Структурные группы Ассура подчиняются закономерности:

$p_5 = 3n/2$,

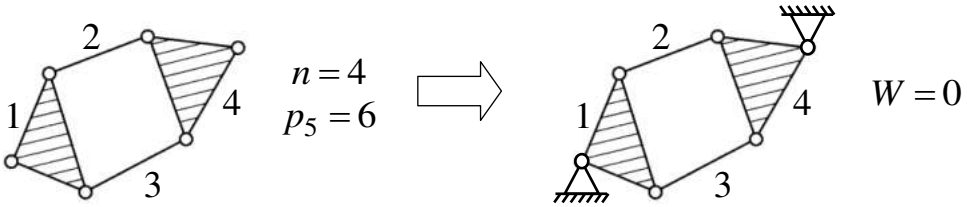
где n и p_5 − число их звеньев и пар 5-го класса.

Из этого условия следует, что ***структурные группы состоят из четного количества звеньев n*** (т.к. количество пар p_5 может быть только целым). В зависимости от сложности группы Ассура делят на ***классы*** и ***порядки***.

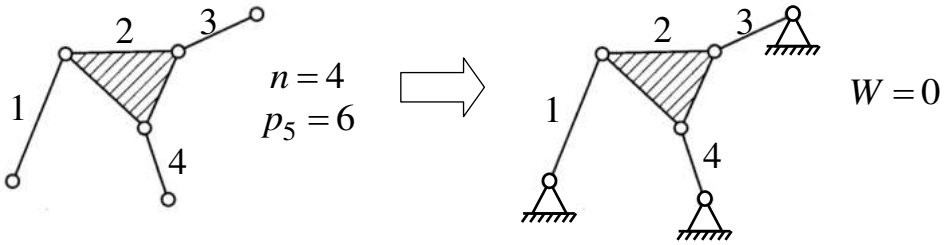
Класс структурной группы *определяется количеством кинематических пар, входящих в наиболее сложный замкнутый ее контур.*



Группа 2-го класса, 2-го порядка



Группа 4-го класса, 2-го порядка

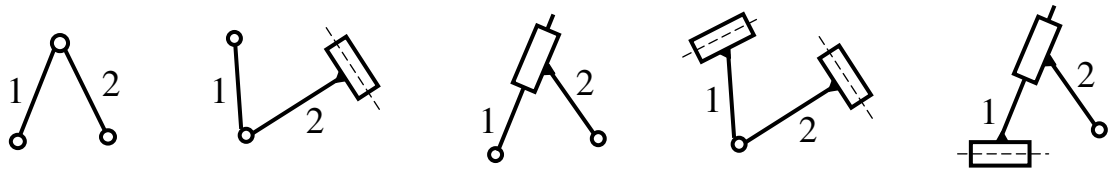


Группа 3-го класса, 3-го порядка

Рисунок 1.6 − Примеры идентификации структурных групп Ассура различного состава

Порядок структурной группы *определяется количеством свободных элементов кинематических пар (поводков), которыми группа может присоединяться к другим звеньям цепи.*

Простейшие и наиболее распространенные группы Ассура состоят из двух звеньев, образующих три кинематические пары. Их называют ***двухповодковыми группами***. Они классифицируются как ***группы 2-го класса, 2-го порядка***. Существует пять их возможных вариантов (***видов***) (рисунок 1.7).



1 вид *2 вид* *3 вид* *4 вид* *5 вид*

Рисунок 1.7 − Схемы двухповодковых структурных групп Ассура 2-го класса, 2-го порядка

Так как группы Ассура обладают нулевой подвижностью, то их присоединение к кинематической цепи (или наоборот отсоединение) не изменяет число её степеней свободы. Поэтому ***число степеней свободы (W) плоского рычажного механизма не зависит от входящих в него групп Ассура, а определяется количеством его первичных механизмов (т.е. начальных звеньев)***.

Исходя из сложности групп Ассура, входящих в плоские рычажные механизмы, их делят на классы.

Класс механизма *определяется по наивысшему классу входящих в него структурных групп звеньев (групп Ассура).*

Предложенная классификация имеет важное практическое значение. Она обусловливает различия в методах кинематических и динамических исследований плоских рычажных механизмов.

1.2.5. Замена высших кинематических пар в плоских механизмах

Для плоских механизмов с высшими кинематическими парами также можно использовать структурную классификацию Л.В. Ассура.

При этом высшие пары 4-го класса заменяют низшими 5-го класса, так чтобы было обеспечено ***условие структурной и кинематической эквивалентности исходного механизма и его заменяющего***, а именно:

− ***механизмы должны иметь одинаковые степени подвижности***;

− ***мгновенные относительные движения соответствующих звеньев механизмов не должны измениться***.

Для выполнения этих условий применяют следующую общую методику замены (рисунок 1.8 *а*).

1. В точке контакта звеньев *К* проводят общую нормаль *(n-n)* к их профилям (элементам высшей кинематической пары).

2. На нормали *(n-n)* находят центры кривизны сопряженных профилей C_1, C_2. В них устанавливают элементы будущих шарниров.

3. Каждый элемент шарнира присоединяют к соответствующему звену.

4. Элементы шарниров соединяют между собой новым звеном.

Если один из элементов высшей пары − прямая линия (рисунок 1.8 *б, г*), её центр кривизны находится в бесконечности. Тогда шарнир заменяют поступательной парой, направляющей которой является данная прямая.

Если один из элементов пары − точка (остриё) (рисунок 1.8 *в, г*), то центр кривизны этого профиля совпадает с самой точкой, и шарнир устанавливается в ней на самом острие звена.

В результате ***любая высшая пара 4-го класса эквивалентно заменяется двумя низшими парами 5-го класса и одним дополнительным звеном.***

1.2.6. Общая последовательность структурного анализа плоских механизмов

1. Изображается структурная схема механизма. Определяются количество подвижных звеньев *n*, кинематических пар 4-го и 5-го классов − p_4, p_5, а также число степеней подвижности механизма *W* (опытным путем).
2. Выявляется наличие лишних (локальных) подвижностей звеньев. Их исключают наложением дополнительных связей на эти звенья.
3. Выявляется наличие избыточных (пассивных) связей *q*. Их исключают, приводя структурную схему механизма к оптимальному виду.
4. Производится замена высших кинематических пар 4-го класса (p_4). В результате получают рычажный механизм, эквивалентный исходному.
5. Рычажный механизм разбивается на структурные группы Ассура и первичные механизмы. При разбиении руководствуются правилами:
   − начинают выявлять группы, наиболее удаленные от входного звена;
   − прежде всего пытаются выявить простейшие группы (2-го класса) и, если это не удается, рассматривают более сложные группы;
   − после отсоединения каждой структурной группы проверяют степень подвижности оставшейся кинематической цепи *W*, она не должна измениться;
   − после отсоединения всех групп Ассура должны остаться только первичные механизмы (механизмы 1-го класса), их количество соответствует степени подвижности рычажного механизма *W*.
6. Составляется структурная формула строения механизма. Определяется его класс по наивысшему классу входящих в него групп Ассура.

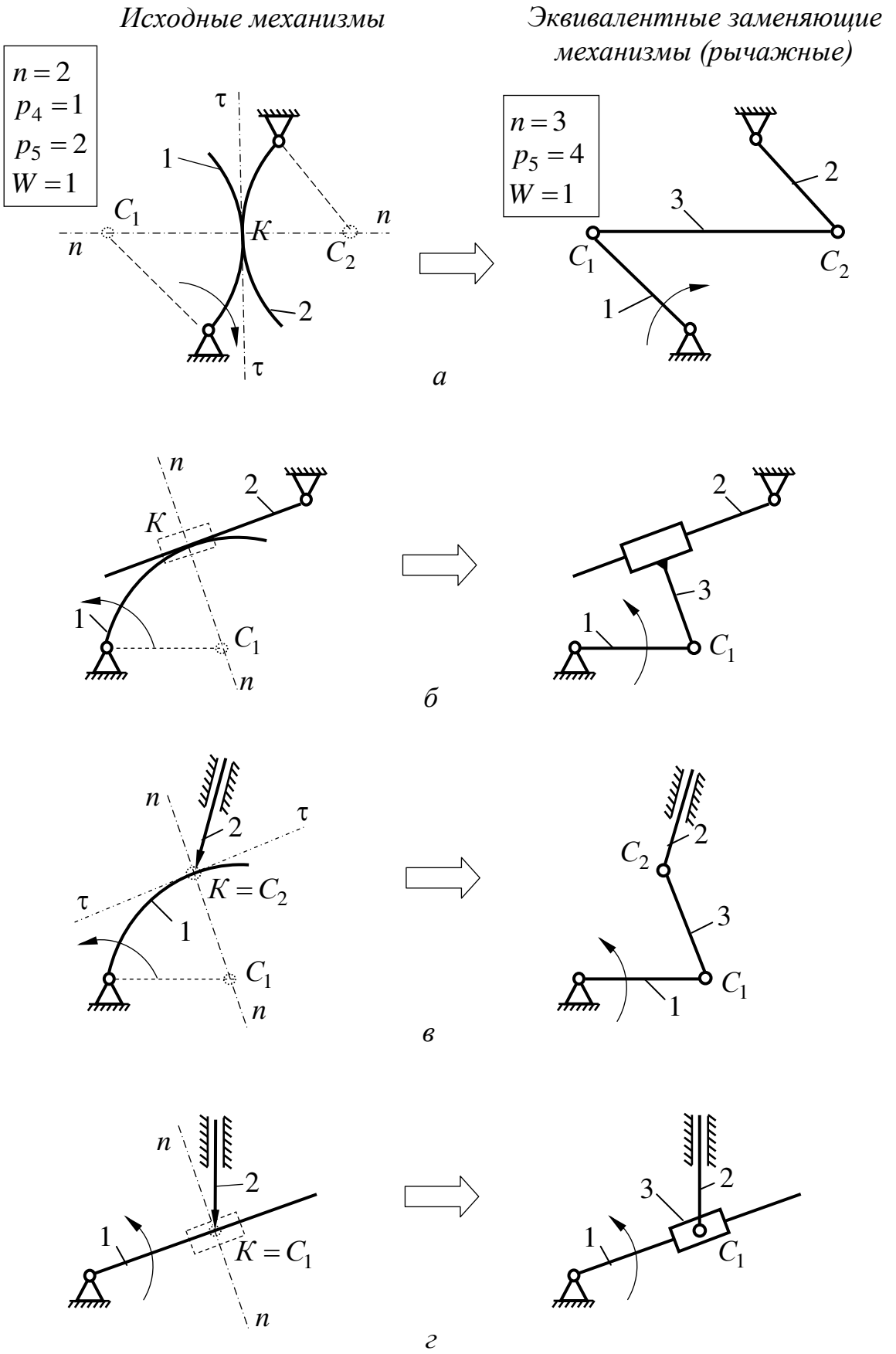


Рисунок 1.8 − Примеры замены высших кинематических пар 4-го класса

1.3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1.3.1. Приборы и принадлежности

Набор учебных плоских механизмов (рисунок 1.9). Журнал лабораторных работ.



Рисунок 1.9 – Учебные модели плоских механизмов

1.3.2. Пример выполнения структурного анализа плоского механизма № 1

1. Ознакомиться визуально с моделью механизма, предложенной преподавателем. Изобразить его структурную схему (рисунок 1.10).

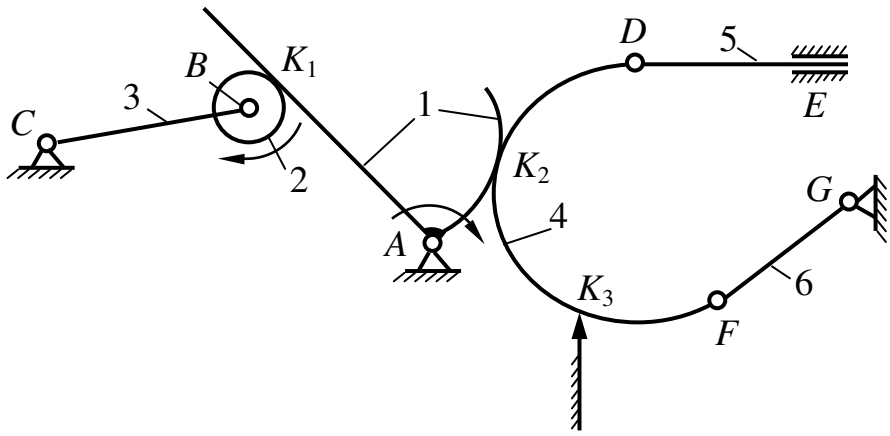


Рисунок 1.10 – Структурная схема исследуемого механизма

При этом выявить:

− входное звено (звено 1);

− общее количество подвижных звеньев ($n = 6$);

− число кинематических пар 5-го класса ($p_5 = 7$, шарниры A, B, C, D, F, G и поступательная пара E);

− число кинематических пар 4-го класса ($p_4 = 3$, соединения звеньев в точках K_1, K_2, K_3).

Определить экспериментально число степеней подвижности механизма (блокируя два звена: № 1 и № 2, превращаем механизм в неподвижную ферму, следовательно $W = 2$).

2. Определить лишние (локальные) подвижности звеньев. Ею обладает звено 2, т.к. его вращение не влияет на движения смежных звеньев 1 и 3. Исключить эту подвижность наложением дополнительной связи на звено 2, т.е. соединив его жестко со звеном 3, заблокировав шарнир В.

Изобразить структурную схему механизма без локальной подвижности (рисунок 1.11), переименовав соответствующие звенья.

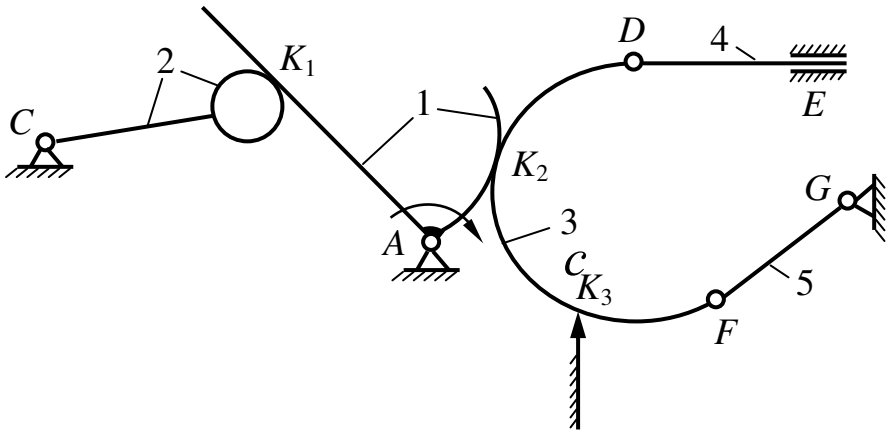


Рисунок 1.11 – Схема исследуемого механизма без местной подвижности

Тогда для получившегося механизма:

– число подвижных звеньев $n = 5$;

– число кинематических пар 5-го класса $p_5 = 6$ (шарниры A, C, D, F, G и поступательная пара E);

– число пар 4-го класса без изменений $p_4 = 3$;

– степень подвижности $W = 1$ (каждому положению звена 1 соответствуют строго определённые положения всех остальных звеньев механизма).

3. Определить наличие избыточных связей по формуле

$$q = W - (3n - 2p_5 - p_4) = 1 - (3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 3) = 1.$$

Таким образом, в механизме имеется одна избыточная связь. При этом возможны различные её варианты:

а) соединение звена 3 со стойкой (высшая кинематическая пара K_3);

б) звено 4 с низшими кинематическими парами *D* и *E*;

в) звено 5 с шарнирами *F* и *G*;

г) избыточную связь может создавать одно из условий связи *S* в кинематических парах 5-го класса *C*, *D*, *E*, *F* или *G*, которое можно исключить, преобразовав соответствующее соединение в кинематическую пару более низкого 4-го класса.

Рассмотрим вариант а). Исключим из состава механизма высшую пару K_3. Тогда для получившегося оптимального по структуре механизма (рисунок 1.12) получим:

– число подвижных звеньев $n = 5$;

– число кинематических пар 5-го класса $p_5 = 6$ (шарниры *A*, *C*, *D*, *F*, *G* и поступательная пара *E*);

– число пар 4-го класса $p_4 = 2$;

– степень подвижности посчитаем по формуле Чебышева:

$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 6 - 2 = 1$.

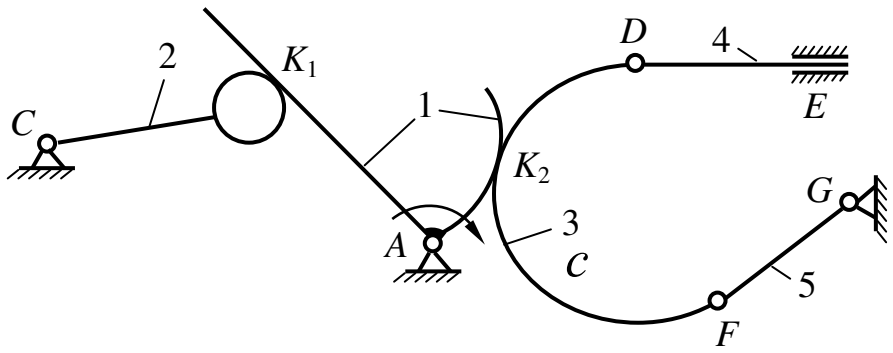


Рисунок 1.12 – Схема исследуемого механизма, оптимального по структуре

4. Заменить высшие кинематические пары K_1, K_2 в соответствии с общими правилами (рисунок 1.13).

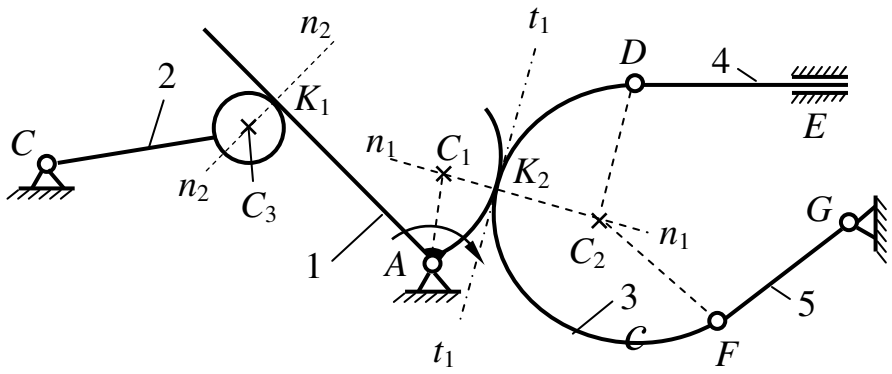


Рисунок 1.13 – Алгоритм замены высших кинематических пар

Структурный состав и степень подвижности образовавшегося рычажного механизма (рисунок 1.14):

$n = 7;\ \ p_5 = 10;\ \ W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 = 1.$

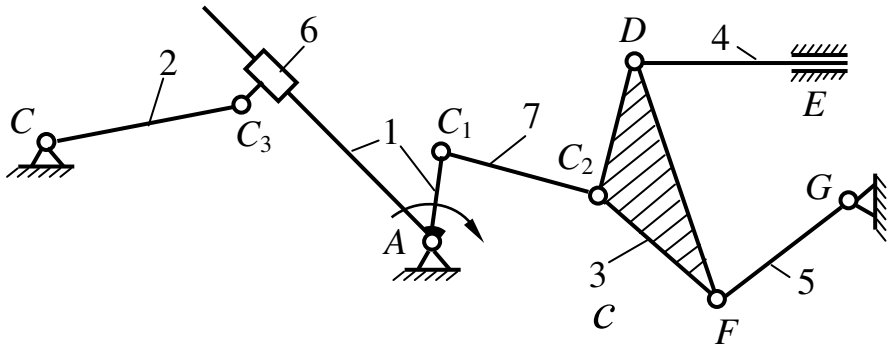


Рисунок 1.14 – Схема эквивалентного заменяющего рычажного механизма

5. Разбить заменяющий механизм на структурные группы Ассура и первичный механизм, классифицируя их.

При этом после отделения каждой группы изобразить схему оставшегося промежуточного механизма и проверить его степень подвижности. Она не должна изменяться (рисунки 1.15−1.18).

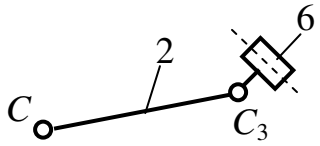


Рисунок 1.15 – Группа Ассура 2-го класса, 2-го порядка, 2-го вида

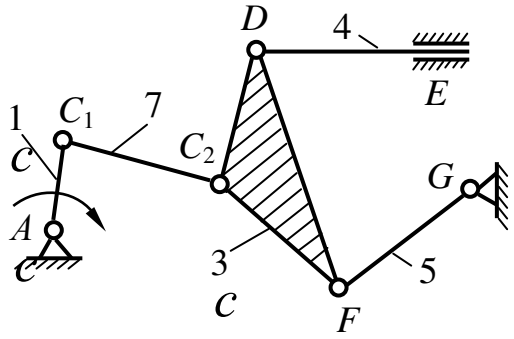


Рисунок 1.16 – Схема промежуточного механизма $n = 5;\ \ p_5 = 7;\ \ W = 1$

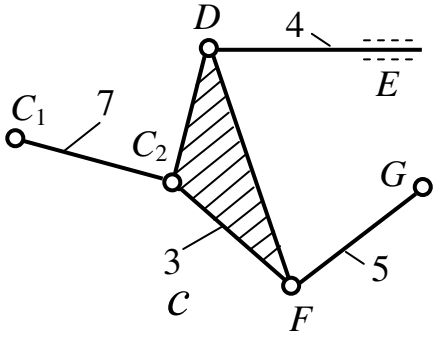


Рисунок 1.17 – Группа Ассура 3-го класса, 3-го порядка

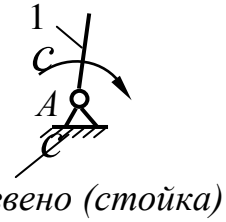


Рисунок 1.18 – Первичный механизм (механизм 1-го класса)

6. Составить структурную формулу строения механизма. Определить его класс.

*Мех.*1*кл.*(0,1*зв.*)+ *гр.* 3*кл.*,3*пор.*(7,3,4,5*зв.*)+ *гр.* 2*кл.*,2*пор.*,2*вида*(2,6*зв.*).

Наивысший класс группы Ассура, входящей в состав механизма – третий, следовательно, исследуемый механизм относится к 3-му классу.

ПРИМЕЧАНИЕ 1

Структурная классификация механизмов зависит от выбора их начальных звеньев. Т.е. класс структурных групп Ассура и механизма в целом может измениться при перемене его начального звена. Покажем это на примере исследованного выше механизма.

1.3.3. Пример выполнения структурного анализа плоского механизма № 2

Рассмотрим механизм из примера № 1. Сохраним неизменными пункты № 1−4 его структурного анализа. Примем в заменяющем рычажном механизме звено № 5 в качестве начального (рисунок 1.19).

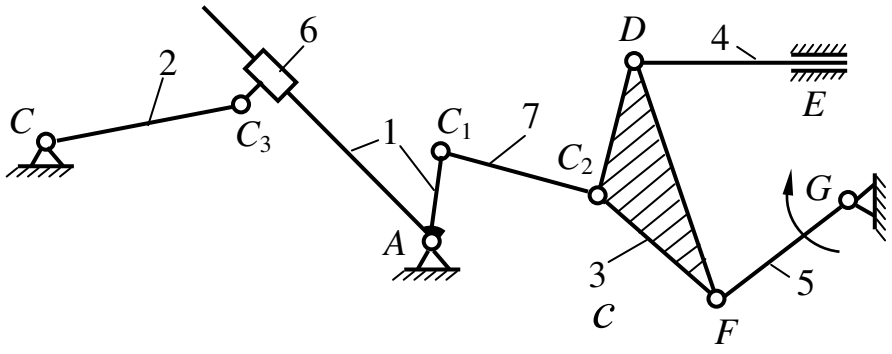


Рисунок 1.19 – Схема заменяющего рычажного механизма с измененным начальным звеном

5. Разобьем рычажный механизм на структурные группы Ассура, классифицируя их и проверяя степень подвижности промежуточных механизмов после каждого отделения групп (рисунки 1.20−1.25).

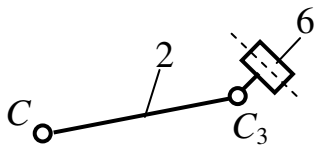


Рисунок 1.20 – Группа Ассура 2-го класса, 2-го порядка, 2-го вида

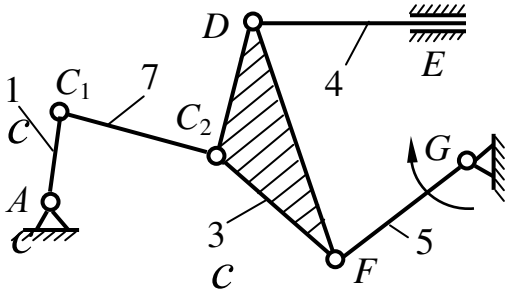


Рисунок 1.21 – Схема промежуточного механизма, $n = 5$; $p_5 = 7$; $W = 1$

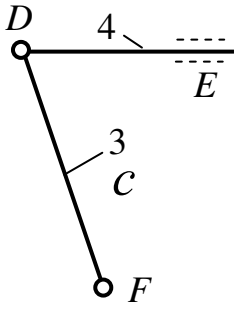


Рисунок 1.22 – Группа Ассура
2-го класса, 2-го порядка, 1-го вида

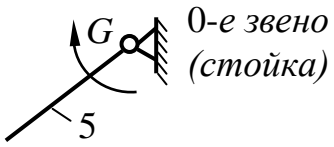


Рисунок 1.23 – Схема
промежуточного механизма
$n = 3;\ \ p_5 = 4;\ \ W = 1$

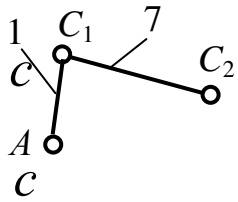


Рисунок 1.24 – Группа Ассура
2-го класса, 2-го порядка, 2-го вида

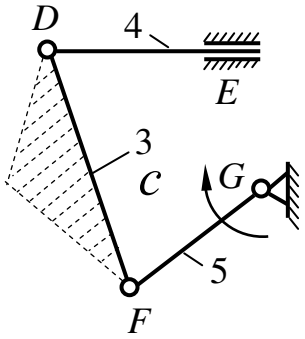


Рисунок 1.25 – Первичный
механизм (1-го класса)

6. Составим структурную формулу строения механизма. Определим его класс.

$$Мех.1кл.(0,5\,зв.)+гр.\ 2кл.,2пор.,2вида(3,4\,зв.)+$$
$$+гр.\ 2кл.,2пор.,1вида(1,7\,зв.)+гр.\ 2кл.,2пор.,2вида(2,6\,зв.).$$

Наивысший класс групп Ассура, входящих в состав механизма – второй, следовательно, исследуемый механизм относится ко 2-му классу.

1.4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое механизм?
2. Что называется звеном? Какие различают звенья?
3. Что называется кинематической парой?
4. Что такое элементы кинематической пары?
5. Как классифицируются кинематические пары?
6. Какие кинематические пары соответствуют плоским механизмам?
7. Что называется кинематической цепью?
8. Как определяется и чему соответствует степень подвижности механизма?
9. Правила замены высших пар 4-го класса.
10. Какой механизм называется рычажным?
11. Какой механизм называется первичным?
12. В чем состоит принцип образования механизма по Ассуру?
13. Что называется структурной группой Ассура?
14. Как определяется класс и порядок групп Ассура?
15. Как определяется класс механизма?
16. Для какой цели определяется класс механизма?
17. Последовательность отделения от механизма групп Ассура?
18. Местные подвижности: понятие, как они определяются?
19. Как исключить местные подвижности?
20. Избыточные связи: понятие, как они определяются?
21. Как исключить избыточные связи?
22. Для какой цели проводится структурный анализ механизма?

1.5. ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчет / Ю.Ф. Лачуга, А.М. Баусов, А.Н. Воскресенский, А.М. Абалихин. – М.: Бибком, Трансслог, 2015. – 416 с.: ил.

2. Тимофеев Г.А. Теория механизмов и машин: учеб. пособие для бакалавров / Г.А. Тимофеев. − 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Юрайт, 2012. – 351 с.: ил.

3. Чмиль В.П. Теория механизмов и машин: учебно-методическое пособие / В.П. Чмиль. – СПб.: Лань, 2012. – 288 с.: ил.

4. Снежко А.В. Теория механизмов и машин. Курс лекций для бакалавров / А.В. Снежко. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2019. – 160 с.

5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. − 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1975. – 640 с.: ил.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ЗУБЬЕВ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ МЕТОДОМ ОБКАТКИ

2.1. ЦЕЛИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Изучение основ нарезания эвольвентных зубчатых колес методом обкатки (огибания) инструментальной рейкой.

2. Профилирование зубьев колес: нулевого и корригированного с учетом отсутствия подрезания, сравнение их геометрических параметров.

2.2. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ТЕОРИИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

2.2.1. Зубчатые механизмы, основные понятия

Зубча́тыми *называют механизмы, которые содержат* ***зубчатое зацепление*** *− высшую кинематическую пару, образованную последовательно соприкасающимися элементами двух звеньев (зубьями)*.

Чаще всего эти звенья являются ***зубча́тыми колесами***. Также к ним можно отнести ***зубча́тый сектор***, ***зубча́тую рейку, червяк***.

Зубча́тый венец колеса состоит из ***зубьев*** и ***впадин*** (рисунок 2.1). Они ограничены по высоте ***окружностью вершин*** (радиуса r_a) и ***окружностью впадин*** (r_f).

Шаг зубьев *− расстояние между одноименными частями соседних зубьев, измеряемое вдоль дуги какой-либо окружности колеса*.

Каждой окружности колеса соответствует свой шаг. Поэтому вводится базовая окружность, шаг вдоль которой соответствует некоторому стандартному значению − p. Ее называют ***делительной окружностью*** (радиус − r, диаметр − d). Она делит зуб по высоте на ***головку*** и ***ножку***.

Шаг по делительной окружности складывается из ***толщины зуба*** − s и ***ширины межзубовой впадины*** − e,

$$p = s + e\,.$$

Угловой шаг τ (или ***шаговый угол***) − *центральный угол колеса, опирающийся на дугу, равную шагу*. Он равен:

$$\tau = 360^0 / z \qquad \text{или} \qquad \tau = 2\pi / z\,,$$

где z − ***количество зубьев колеса***.

Диаметр делительной окружности можно выразить через ее длину l:

$$d = \frac{l}{\pi} = \frac{p \cdot z}{\pi} = mz\,.$$

Здесь параметр m называют ***модулем зубьев*** (или ***модулем зацепления***).

Модуль зубьев − *это отношение диаметра делительной окружности колеса к количеству его зубьев* ($m = d / z$) либо *отношение стандартного шага зубьев к числу* π ($m = p / \pi$).

Модуль зубьев величина стандартная, измеряемая в миллиметрах. Через него можно выразить все размеры зубчатого колеса. В отечественном машиностроении величина модуля регламентируется ГОСТ 9563-60 (в пределах от 0,05 до 100 мм).

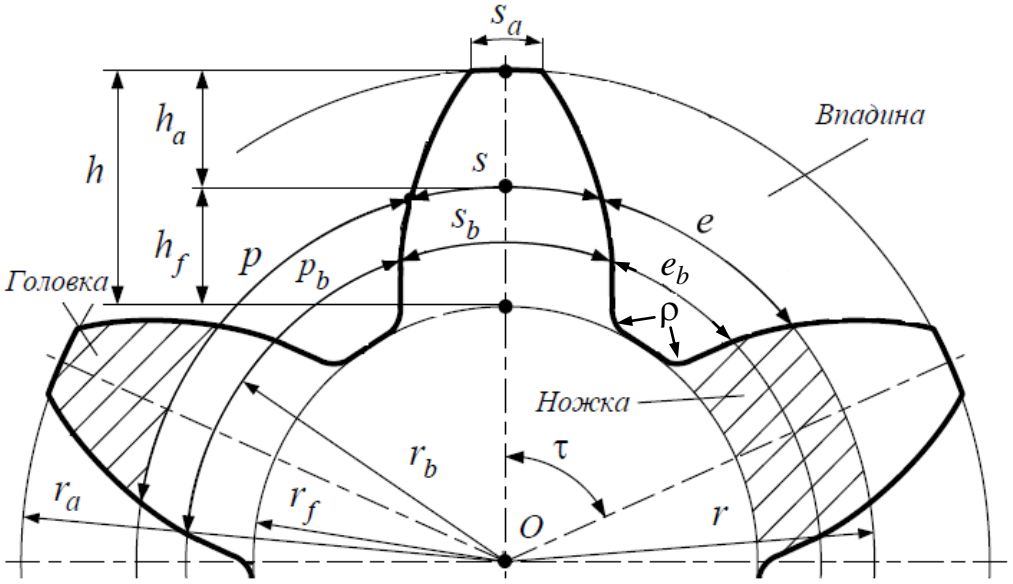


Рисунок 2.1 − Основные геометрические элементы зубчатого колеса

Например, геометрические параметры ***нулевых*** (или ***нормальных***) ***колес***, *у которых шаг вдоль делительной окружности равноделенный (толщина зуба равна ширине впадины:* $s = e = p / 2$) определяются как (рисунок 2.1):

− ***высота головки зуба***

$h_a = h_a^* \cdot m = m$ (где $h_a^* = 1{,}0$ − ***коэффициент высоты головки зуба***);

− ***высота ножки зуба***

$h_f = h_f^* \cdot m = 1{,}25m$ ($h_f^* = 1{,}25$ − ***коэффициент высоты ножки зуба***);

− ***высота зуба***

$h = h_a + h_f = (h_a^* + h_f^*)m = 2{,}25m$;

− ***радиус окружности вершин***

$r_a = r + h_a = (z/2 + h_a^*)m = r + m$;

− ***радиус окружности впадин***

$r_f = r - h_f = (z/2 - h_f^*)m = r - 1{,}25m$;

− ***радиус перехода*** от рабочей боковой поверхности зуба к его впадине (***галтель***) $\rho \approx 0{,}38m$.

Рассматривая зацепление пары зубчатых колес, выделяют их ***начальные окружности*** или ***центроиды*** (радиусов r_w), *касающиеся друг друга и перекатывающиеся друг относительно друга без скольжения* (рисунок 2.2).

Полюс зацепления *(P) − точка соприкосновения начальных окружностей колес.*

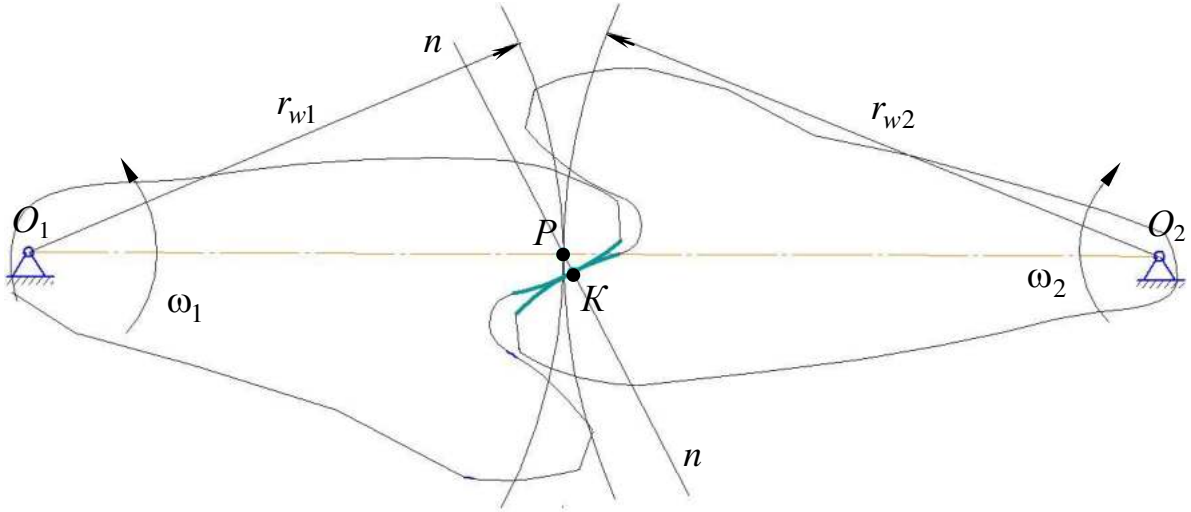


Рисунок 2.2 − Схема зубчатого зацепления

Передаточное отношение *− отношение угловых скоростей −* ω *(или их аналогов – частот вращения n) i-го ведущего колеса и j-го ведомого*:

$$U_{ij} = \frac{\omega_i}{\omega_j} = \frac{n_i}{n_j}.$$

Если оси колес неподвижны, передаточное отношение удобно выражать через соответствующие размеры колес, например, радиусы их начальных окружностей − r_w или количество зубьев − z. В таком случае имеет место обратно пропорциональная зависимость:

$$U_{ij} = \frac{r_{wj}}{r_{wi}} = \frac{z_j}{z_i}.$$

2.2.2. Основная теорема зубчатого зацепления, её следствия

При работе зубчатых передач необходимо обеспечить постоянство передаточного отношения при взаимодействии каждой пары зубьев ($U = const$). Очевидно, это будет зависеть от формы их боковых рабочих поверхностей.

Для цилиндрических колес эта форма регламентируется ***основной теоремой плоского зубчатого зацепления (теоремой Виллиса)*** *− общая нормаль (n-n) к сопряженным профилям зубьев, проведенная в точке их контакта К в любой момент времени, должна делить межцентровое расстояние*

колес O_1O_2 на части, обратно пропорциональные их угловым скоростям, т.е. проходить через полюс их зацепления P (рисунок 2.2).

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{|O_2P|}{|O_1P|} = const$$

Таким образом, при взаимодействии зубьев колес общая нормаль *(n-n)* к их боковым поверхностям и полюс зацепления *P* не должны менять свое расположение.

Из огромного количества кривых, теоретически удовлетворяющих данной теореме, наиболее популярной в технике является ***эвольвента*** (***эвольвентный профиль*** − около 80% всех зубчатых передач).

Эвольвента окружности − *кривая, описываемая любой точкой прямой (n-n), при перекатывании ее без скольжения по окружности.*

Прямая эта *(n-n)* называется ***производящей***, а окружность − ***основной*** (радиусом r_b) или ***эволютой*** (рисунок 2.3).

Свойства эвольвенты:

− эвольвента имеет две симметричных ветви, начинающиеся на основной окружности и располагающиеся за ее пределами;

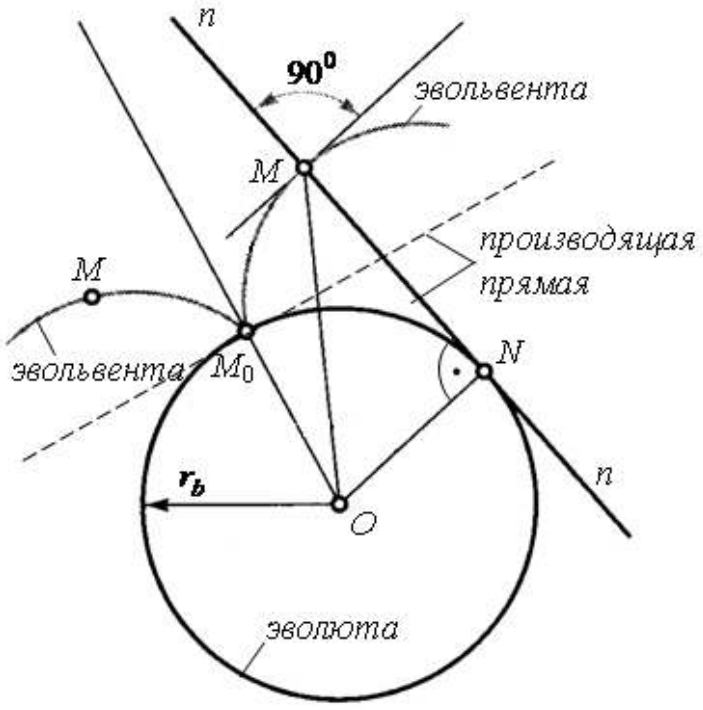


Рисунок 2.3 − Эвольвента окружности

− форма эвольвенты зависит только от радиуса основной окружности r_b, при его увеличении кривизна эвольвенты уменьшается, а при $r_b \to \infty$ она вырождается в прямую линию;

− все точки производящей прямой *(n-n)* при ее перекатывании по основной окружности описывают одинаковые эвольвенты, равноудаленные друг от друга;

− нормаль к эвольвенте в ее любой точке *M* является ее производящей прямой *(n-n)* и касательной к основной окружности;

− отрезок производящей прямой *(n-n)* от точки касания основной окружности до эвольвенты является разверткой дуги этой окружности от начала эвольвенты до точки касания, $|NM| = \cup NM_0$ и равен радиусу кривизны эвольвенты в текущей ее точке *M*; поэтому при удалении эвольвенты от основной окружности она теряет свою кривизну.

Передачи с эвольвентным профилем зубьев обладают важным свойством (рисунок 2.4): точка контакта зубьев К при их взаимодействии перемещается по прямой, которая является общей производящей для эвольвент этих зубьев, т.е. касательной к основным окружностям колес, и называется ***линией зацепления*** *(n−n)*. Выделяют два участка этой линии:

− ***теоретический участок*** $|N_1N_2|$ *– между точками её касания основных окружностей (*r_b*)* (контакт эвольвент теоретически возможен только в пределах этого участка);

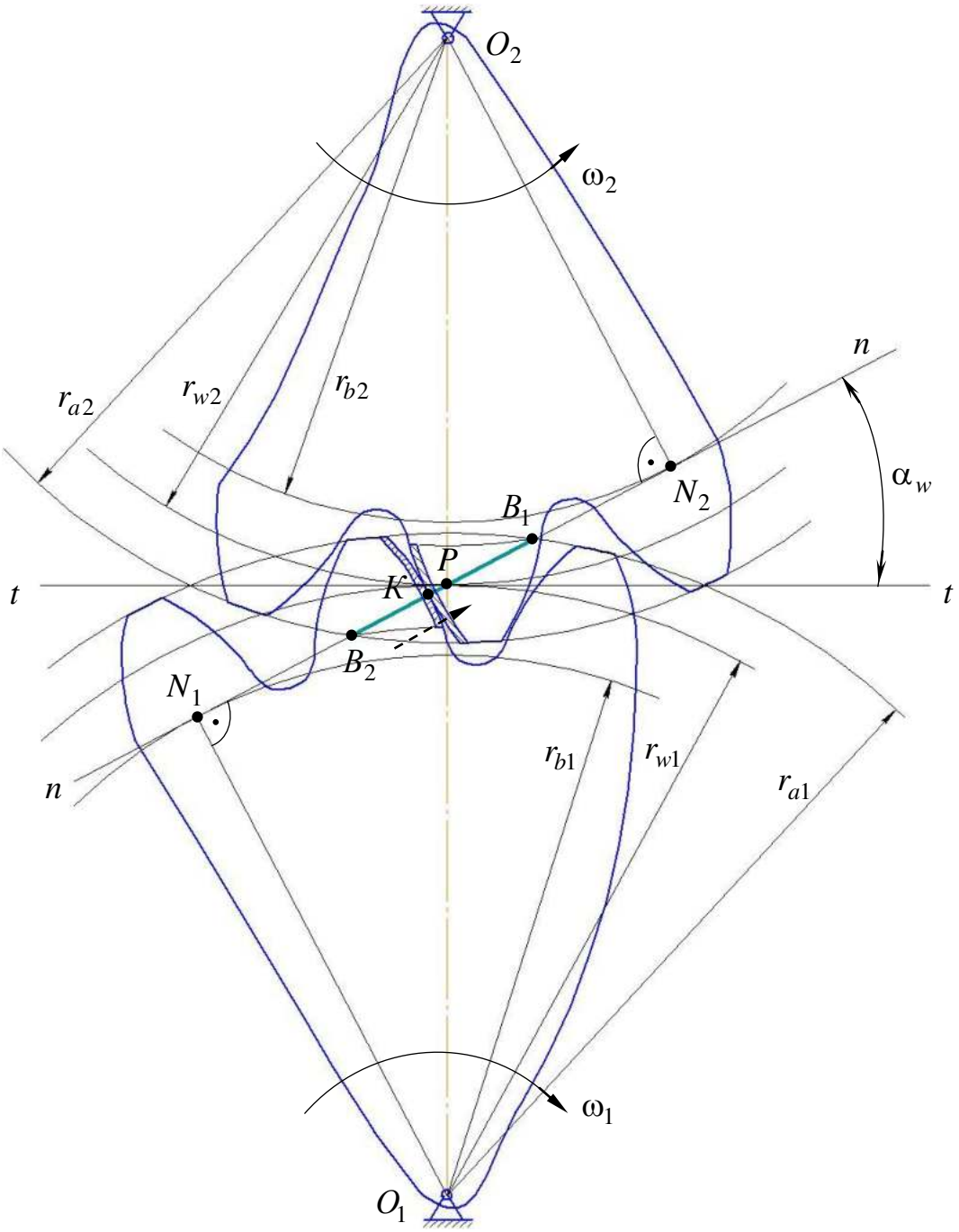


Рисунок 2.4 − Эвольвентное зацепление цилиндрических колес

− ***практический (активный) участок зацепления*** $|B_2B_1|$ *– между точками пересечения окружностей вершин зубьев (*r_a*) с линией зацепления (n−n)* (контакт эвольвент в действительности происходит на этом участке).

Плавность хода эвольвентной передачи будет обеспечена при условии, когда практическая линия зацепления будет располагаться в пределах теоретической, т.е. $|B_2B_1| \le |N_1N_2|$.

2.2.3. Изготовление зубчатых колес методом обкатки

Характерные свойства эвольвенты обусловили наиболее эффективный метод изготовления зубчатых колес − ***метод обкатки*** (или ***огибания***). Он состоит в следующем: ***заготовке и режущему инструменту сообщаются движения друг относительно друга, аналогичные движениям зубчатой пары в обычном зацеплении. Кроме этого режущий инструмент совершает технологическое (главное) движение резания.*** В результате режущие кромки инструмента принимают огибающие положения по отношению к нарезаемым боковым поверхностям зубьев заготовки (рисунок 2.5).

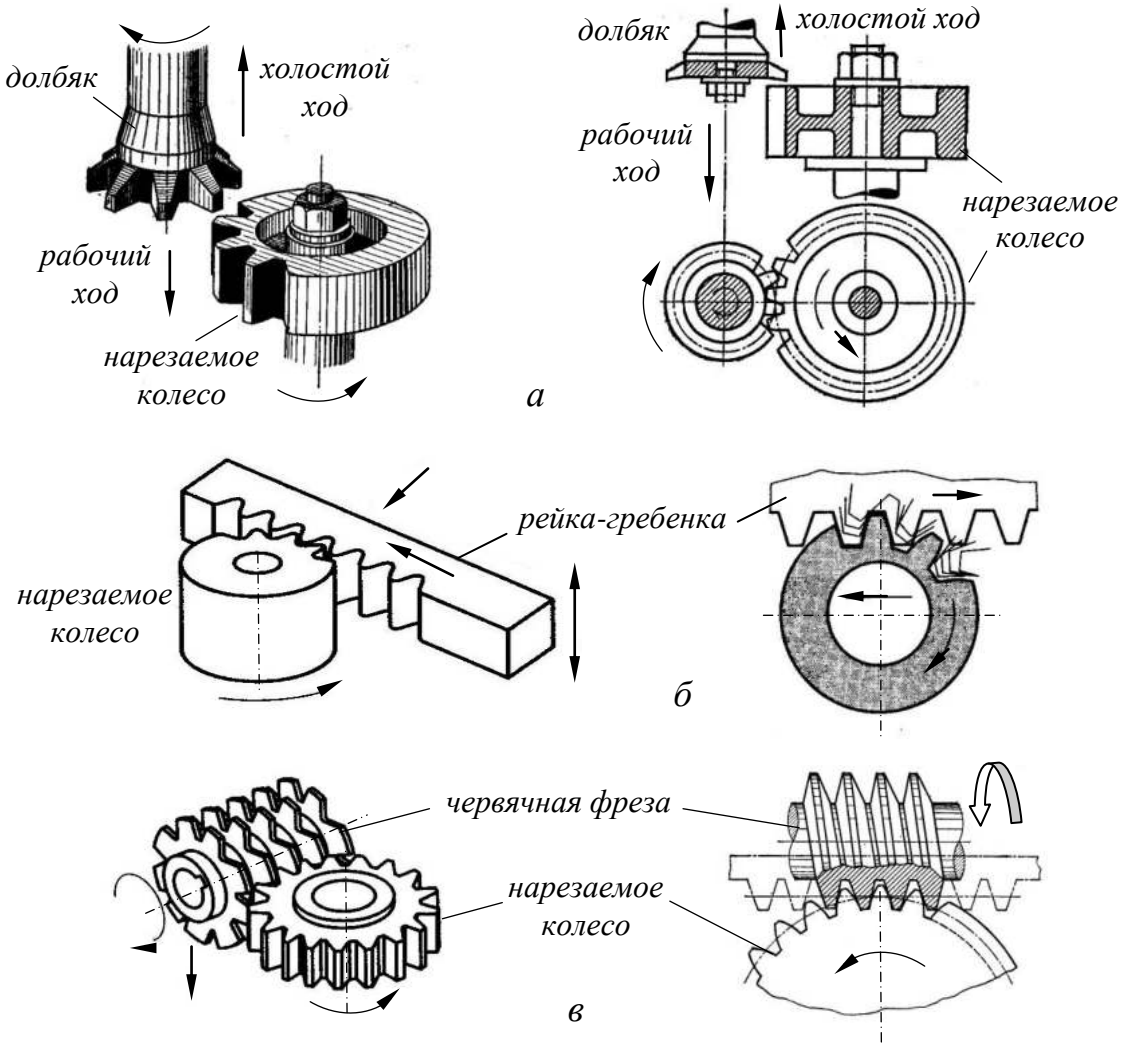


Рисунок 2.5 − Технологии зубонарезания методом обкатки

При зубонарезании обкаткой используются следующие инструменты:

− ***зуборезный долбяк*** (рисунок 2.5 *а*);

− ***инструментальная рейка (зуборезная гребенка)*** (рисунок 2.5 *б*);

− ***червячная фреза*** (рисунок 2.5 *в*).

Геометрические параметры колес, изготавливаемых обкаткой, зависят:

− от формы и геометрических параметров инструмента;

− от его установки относительно заготовки в зубонарезном станке.

Наиболее простым и точным режущим инструментом является инструментальная рейка. Ее можно считать сектором зубчатого долбяка бесконечно большого диаметра. В этом случае эвольвентный профиль вырождается в прямую. Поэтому боковые поверхности зубьев рейки прямолинейны.

Исходный производящий контур (ИПК) зубчатой рейки стандартизован (ГОСТ 13755-81). Его размеры характеризуются четырьмя параметрами (рисунок 2.6):

− ***модулем*** m, мм;

− ***углом профиля*** $\alpha = 20^0$;

− ***коэффициентом высоты зуба*** $h_a^* = 1{,}0$;

− ***коэффициентом радиального зазора*** $c^* = 0{,}25$.

На ИПК инструментальной рейки отмечают пять прямых линий:

− ***делительная прямая*** *(t - t)*, делит зубья пополам по высоте;

− две ***граничных прямых*** *(Q-Q)*, ограничивают прямолинейные (эвольвентные) части профилей зубьев;

− ***прямые вершин зубьев и впадин***.

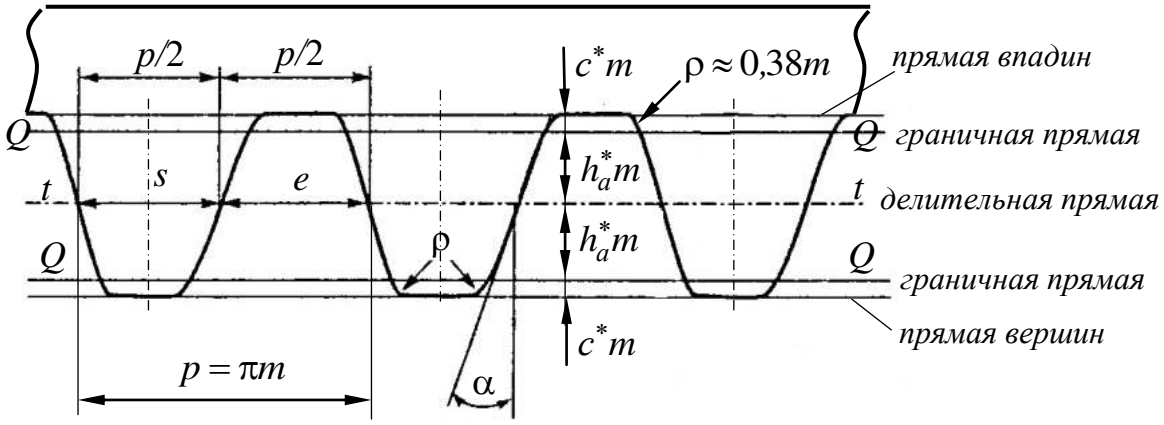


Рисунок 2.6 − Реечный исходный производящий контур (ИПК)

Переход от прямолинейных участков зубьев к их вершинам и впадинам (***галтель***) осуществляется по дугам окружностей, радиуса $\rho \approx 0{,}38m$.

ИПК рейки обладает важными свойствами:

− шаг зубьев вдоль любой прямой параллельной делительной одинаков;

− шаг вдоль делительной прямой равноделённый (т.е. ширина впадины равна толщине зуба).

Зацепление ИПК инструментальной рейки с профилем зуба нарезаемого колеса называется ***реечным станочным зацеплением.***

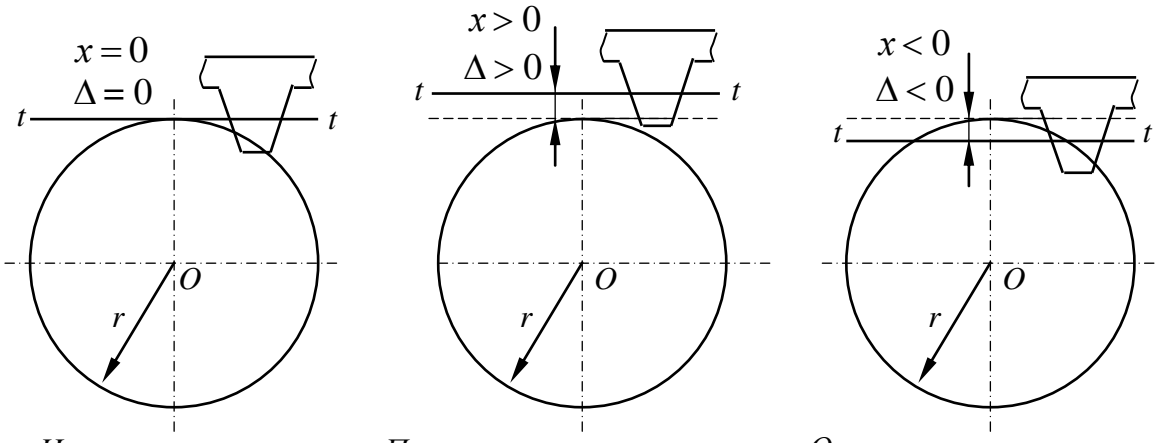
Как и обычное зубчатое зацепление, реечное станочное имеет ***начальные линии*** (***станочно-начальные***) − т.е. *линии, касающиеся и перекатывающиеся друг по другу без скольжения*. На нарезаемом колесе начальной является делительная окружность. На рейке это может быть любая прямая, параллельная делительной. Поэтому при обкатке возможна различная установка инструмента относительно заготовки. Она определяется взаимным расположением делительной прямой и делительной окружности. Расстояние между ними называют ***смещением*** (или ***сдвигом***). Его принято считать как положительным, так и отрицательным.

Абсолютное смещение (в мм) определяется через модуль зубьев как

$$\Delta = x \cdot m,$$

где x − ***коэффициент относительного смещения (коэффициент коррекции)***, величина безразмерная, принимающая знак «+» или «−».

Различают три типа установки рейки и соответственно три типа нарезаемых колес (рисунок 2.7): ***нулевые***, ***положительные*** и ***отрицательные***.



Нулевая установка (нулевое колесо) *Положительная установка (положительное колесо)* *Отрицательная установка (отрицательное колесо)*

Рисунок 2.7 − Типы установки зубчатой рейки относительно заготовки

Положительные и отрицательные колеса называют ***корригированными*** *(исправленными), т.е. изготовленными с* ***коррекцией*** *− смещением инструмента относительно заготовки в станочном зацеплении*.

Реечное станочное зацепление характеризуется следующими параметрами и свойствами (рисунок 2.8).

Угол станочного зацепления равен углу профиля рейки: $\alpha_w = \alpha = 20^0$.

Теоретический участок линии станочного зацепления начинается в точке ее касания (N) основной окружности колеса и через полюс зацепления P уходит в бесконечность. ***Активный участок*** заключен между точками B_1 и B_2 − пересечения линии зацепления соответственно с окружностью вершин зубьев и граничной прямой *(Q-Q).*

Эвольвентная часть зуба (заштрихована) начинается на окружности радиуса $|OB_2|$. Часть ножки ниже выполнена по прямой. Переход к впадине зуба профилируется галтелью при вершине зуба рейки радиусом $\rho \approx 0{,}38m$.

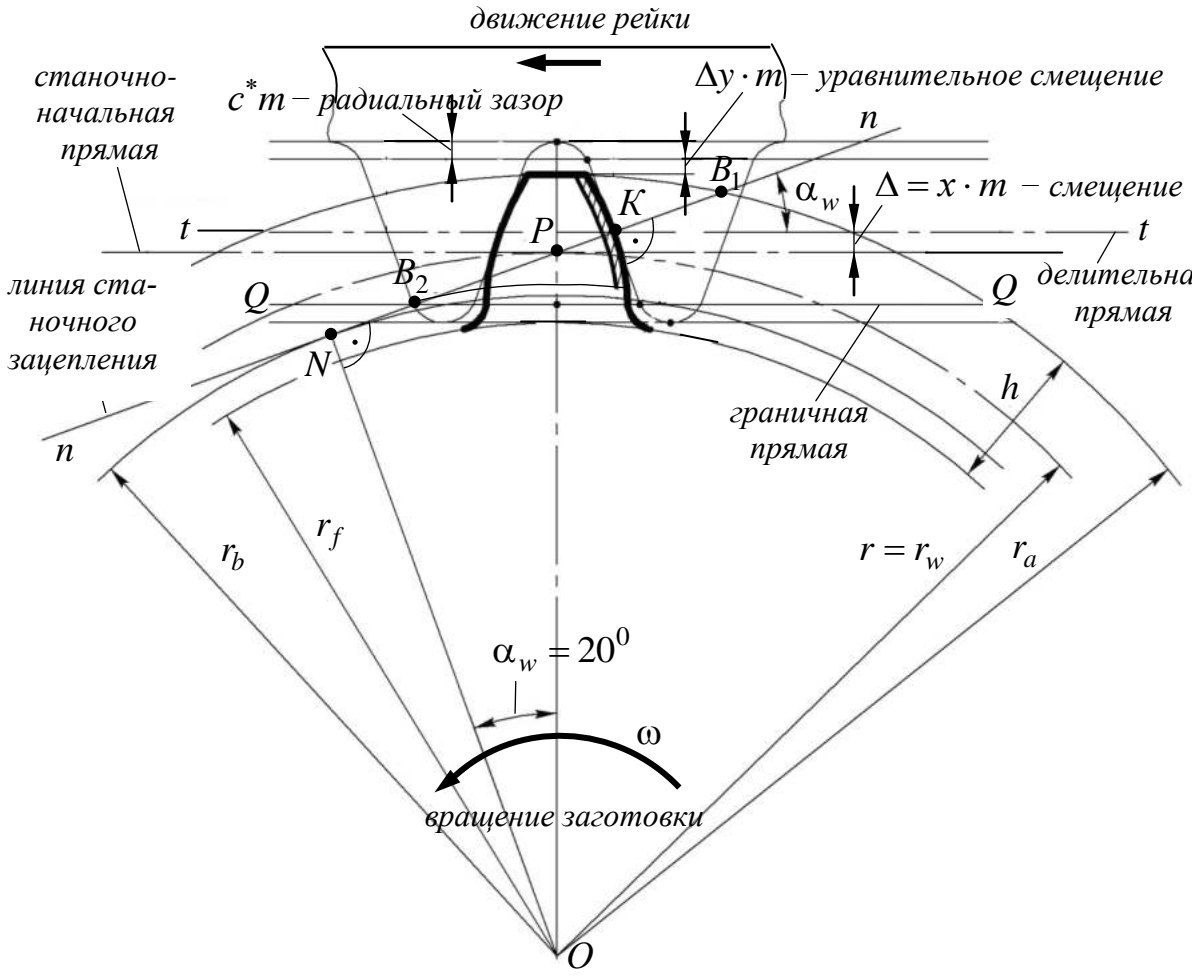


Рисунок 2.8 – Реечное станочное зацепление с положительным смещением

Станочный зазор C_0 *– между окружностью вершин колеса и прямой впадин рейки.* Он состоит из двух частей: ***радиального зазора*** и ***уравнительного смещения***:

$$C_0 = c^* \cdot m + \Delta y \cdot m,$$

где Δy – ***коэффициент уравнительного смещения***.

Благодаря станочному зазору обеспечивается стандартный радиальный зазор – c^*m между вершинами и впадинами зубьев проектируемой передачи, а также исключается боковой зазор между ними.

Коррекция колес при нарезании методом обкатки приводит к изменению некоторых их геометрических параметров, а следовательно, и свойств.

Так, при коррекции сохраняются размеры делительных (r) и основных (r_b) окружностей колес (они зависят лишь от числа их зубьев z) (рисунок 2.9).

Изменяются: окружности вершин (r_a), впадин (r_f) зубьев, их толщина (s). Все они возрастают по мере увеличения смещения Δ.

Например, у нулевых колес шаг по делительной окружности – равноделенный, т.е. $s = e = p/2$, у положительных $s > e$, у отрицательных наоборот: $s < e$.

Также при положительном смещении уменьшается толщина зуба у вершины (s_a). В перспективе это может привести к заострению зуба, что не допустимо. Поэтому положительный сдвиг рейки ограничивается требованиями к прочности вершин зубьев. Толщина их должна быть $s_a^{min} \geq 0{,}2m$.

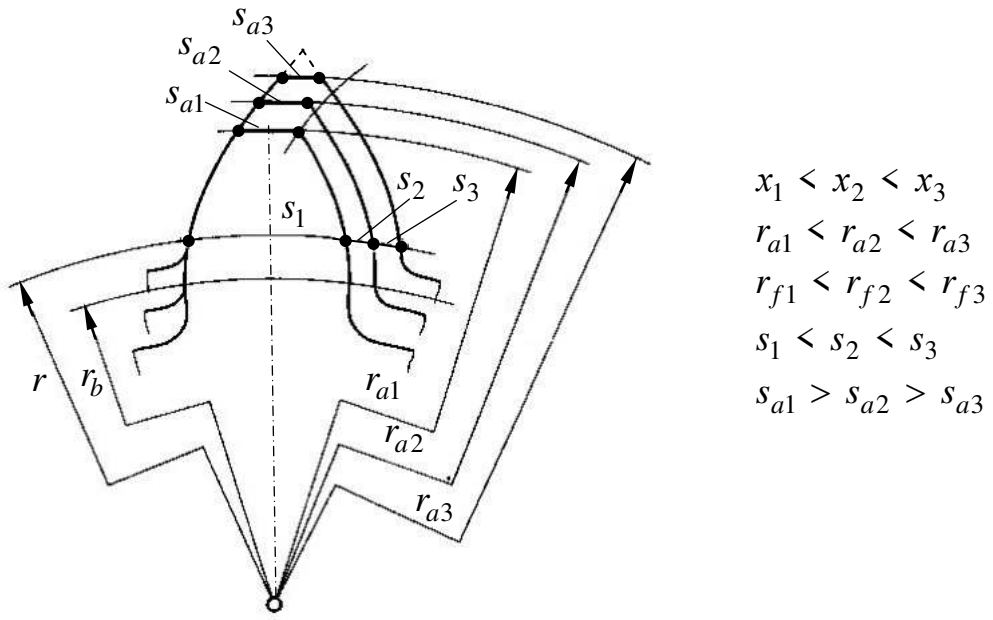


Рисунок 2.9 − Влияние коррекции на геометрию зубьев

Смещение инструмента при нарезании колес позволяет: повысить прочность зубьев на изгиб и контактную прочность, увеличить коэффициент перекрытия передачи ε, увеличить объем межзубовых впадин, скорректировать межцентровое расстояние проектируемой передачи, избежать ***подрезания зубьев***.

2.2.4. Подрезание зубьев при изготовлении методом обкатки

Подрезание зубьев − *срезание части номинального бокового профиля зуба у основания* (рисунок 2.10).

В результате подрезания ножки зубьев ослабляются. Нарушается эвольвентный профиль. Это может привести к уменьшению продолжительности зацепления (коэффициента перекрытия ε), нарушению плавности хода такой передачи.

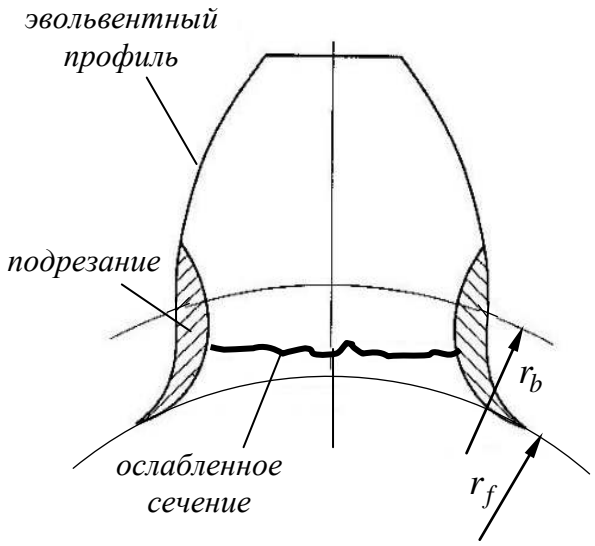


Рисунок 2.10 − Подрезание зубьев

В реечном станочном зацеплении подрезание возникнет, если практический участок станочного зацепления будет больше теоретически допустимого (рисунок 2.8):

$$|B_2P| > |NP|,$$

т.е. если граничная прямая вершин зубьев рейки *(Q-Q)* будет пересекать линию *(n-n)* левее точки *N*.

Вероятность возникновения подрезания зубьев зависит:

− от размера изготавливаемого колеса (уменьшение количества зубьев способствует возникновению подрезания);

− от установки (смещения) инструмента (отрицательное смещение повышает вероятность).

Эти факторы взаимосвязаны. Так, минимальное число зубьев z_{min} колеса, изготовленного при заданном смещении рейки x без подрезания, находится как

$$z_{min} = \frac{2(h_a^* - x)}{sin^2 \alpha}.$$

Тогда при нулевой установке инструмента (x = 0) предельный размер колеса составит $z_{min} = 17$ зубьев. Поэтому все нулевые колеса меньшего размера окажутся в той или иной степени подрезанными.

Для исключения подрезания необходимо выполнить положительное смещение рейки. Минимальный коэффициент такого смещения рассчитывается по формуле

$$x_{min} = \frac{17 - z}{17},$$

где z − количество зубьев нарезаемого колеса.

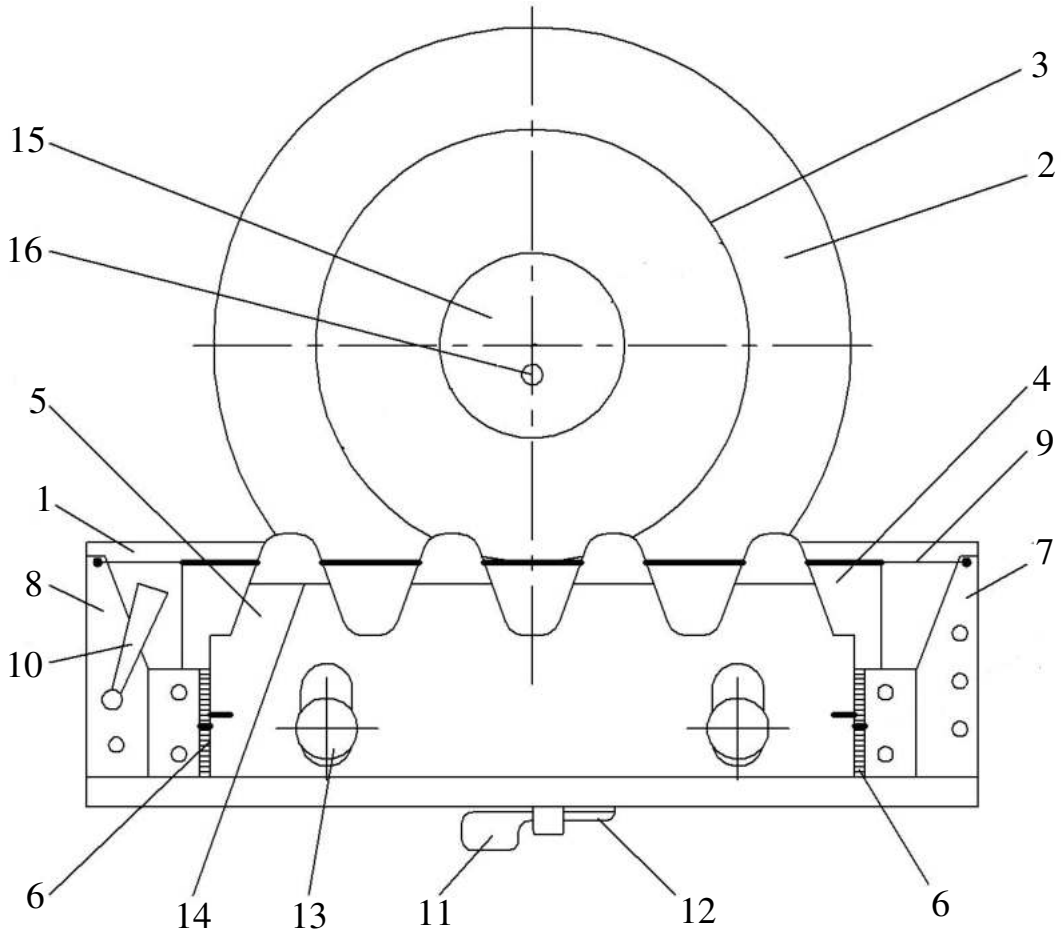
2.3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

2.3.1. Приборы и принадлежности

Прибор для вычерчивания эвольвентных профилей зубьев методом обкатки (огибания) ТММ-42, бумажная заготовка (круг), карандаш, линейка, циркуль, журнал лабораторных работ

2.3.2. Устройство прибора ТММ-42

Прибор (рисунки 2.11, 2.12) состоит из основания 1, на котором установлены диски 2, 3 и ползун 4 с зубчатой рейкой 5. Верхний диск 2 из органического стекла соответствует размеру заготовки. Диаметр нижнего диска 3 равен диаметру делительной окружности нарезаемого колеса. Оба диска жестко соединены и вращаются на общей оси.



1 – основание; 2 – верхний диск; 3 – нижний диск; 4 – ползун; 5 – зубчатая рейка; 6 – шкала смещения рейки; 7 – неподвижный захват; 8 – подвижный захват; 9 – проволока; 10 – рычаг натяжной; 11 – рычаг храпового механизма; 12 – рычаг плоской пружины; 13 – винты фиксации рейки; 14 – делительная прямая рейки; 15 – прижимная шайба; 16 – винт фиксации шайбы

Рисунок 2.11 – Схема прибора ТММ-42

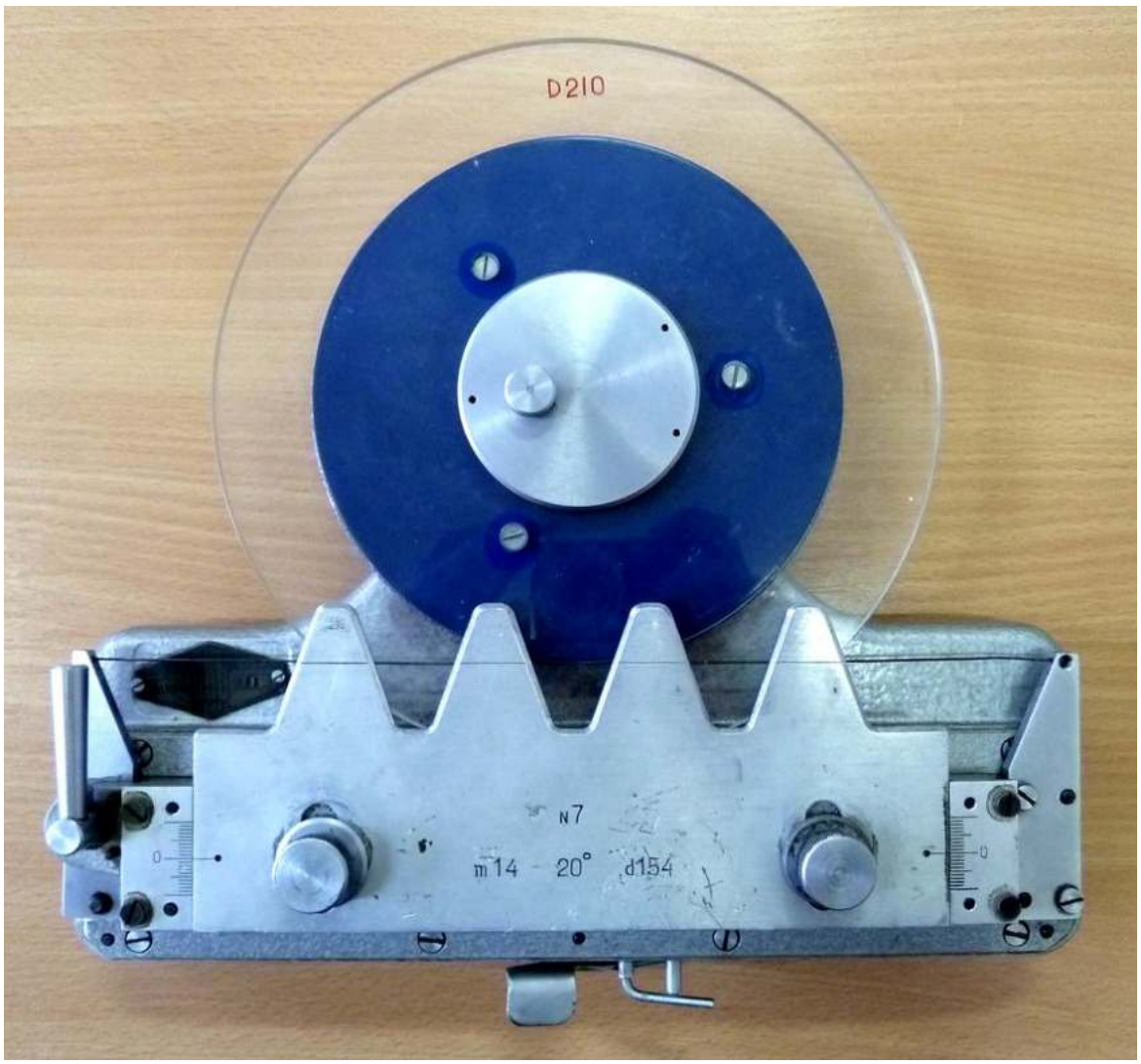


Рисунок 2.12 – Прибор ТММ-42, внешний вид

На ползуне 4 установлены: зубчатая рейка 5, миллиметровые шкалы 6; захваты 7, 8. Ползун может перемещаться горизонтально поступательно в направляющих типа ласточкиного хвоста. Вращение дисков 2 и 3 и поступательное перемещение ползуна с рейкой между собой связаны: в относительном движении обод круга 3 (делительная окружность заготовки) без скольжения обкатывается по ребру ползуна 4.

Качение без скольжения обеспечивается следующим устройством. К неподвижному захвату 7 крепится стальная проволока 9, которая огибает диск 3, наматываясь на него по делительной окружности, и прикрепляется к подвижному захвату 8. Этот захват с помощью эксцентрикового механизма, управляемого рычагом 10, может перемещаться, обеспечивая необходимое натяжение проволоки 9.

Совместное движение ползуна 4 с зубчатой рейкой 5 и дисков 2, 3 осуществляется при помощи шагового храпового механизма. Он приводится в действие рычагом 11. При нажатии на него ползун подается влево на 4–6 мм (рабочей собачкой), при отпускании рычага ползун фиксируется (запирающей собачкой). Нажатием на плоскую пружину 12 механизм приво-

да ползуна освобождается от собачек и ползун может свободно перемещаться вправо и влево.

Зубчатая рейка 5 фиксируется на ползуне 4 двумя винтами 13. Ее можно смещать к центру заготовки или от нее. Смещение отсчитывается по шкалам 6.

На верхней плоскости рейки выгравированы основные данные прибора и заготовки: номер прибора; m – модуль; угол профиля рейки $\alpha = 20^0$, диаметр делительной окружности d.

2.3.3. Методика проведения лабораторной работы

Перед началом работы преподаватель кратко поясняет устройство и работу прибора ТММ-42, а также технику безопасности при проведении лабораторной работы.

В ходе работы необходимо вычертить эвольвентные профили зубьев двух колес одного размера: **нулевого** и **корригированного** с учетом исключения подрезания зубьев.

1. Каждый студент получает индивидуальный прибор и бумажную заготовку (круг). В журнал записываются его номер и заданные параметры: модуль, угол профиля рейки, диаметр делительной окружности (эти данные выгравированы на рейке каждого прибора).

2. На диск 2 (рисунок 2.11) накалывается на три иглы бумажный круг соответствующего заготовке зубчатого колеса размера (диаметр обозначен на диске 2). Бумажный круг прижимается шайбой 15 и фиксируется винтом 16.

3. Нажимом на рычаг пружины 12 отключается храповой механизм, и ползун 4 вместе с рейкой 5 отводится в крайнее правое положение.

4. Поворотом по часовой стрелке рычага 10 подвижного захвата 8 натягивается проволока 9 привода дисков.

5. Для вычерчивания зубьев **нулевого колеса** зубчатая рейка 5, сдвигаясь вверх или вниз относительно бумажной заготовки, устанавливается на нулевые отметки боковых шкал 6 и фиксируется винтами 13.

6. Карандашом на бумажном круге обводится контур зубьев рейки в ее начальном положении.

7. Последовательно, нажимая рычаг храпового механизма 11, рейка 5 перемещается влево на один шаг (вместе с ней поворачивается и заготовка). После каждого перемещения очерчивается контур зубьев рейки. Процесс повторяется пока рейка не придет в крайнее левое положение.

В результате на бумажном круге будет получен контур трех зубьев нулевого колеса, как огибающая кривая к разным положениям зубьев рейки (рисунок 2.13). При нулевой установке рейки делительная окружность заготовки (диск 3) будет касаться и перекатываться по делительной прямой 14 зубчатой рейки 5. Так как число зубьев нарезаемого колеса меньше 17, то они окажутся подрезанными.

Для устранения подрезания рейку необходимо отодвинуть от заготовки (сместить вниз). Необходимо рассчитать минимальное смещение. Для этого вычислить:

− количество зубьев нарезаемого колеса,

$z = d/m$,

где d – диаметр делительной окружности, мм; m – модуль, мм; $z < 17$;

− коэффициент минимального относительного смещения рейки,

$x_{min} = \dfrac{17 - z}{17}$ (округляется до 2-го знака);

− минимальное положительное смещения рейки,

$\Delta_{min} = x_{min} \cdot m$ (округляется до целого большего числа мм).

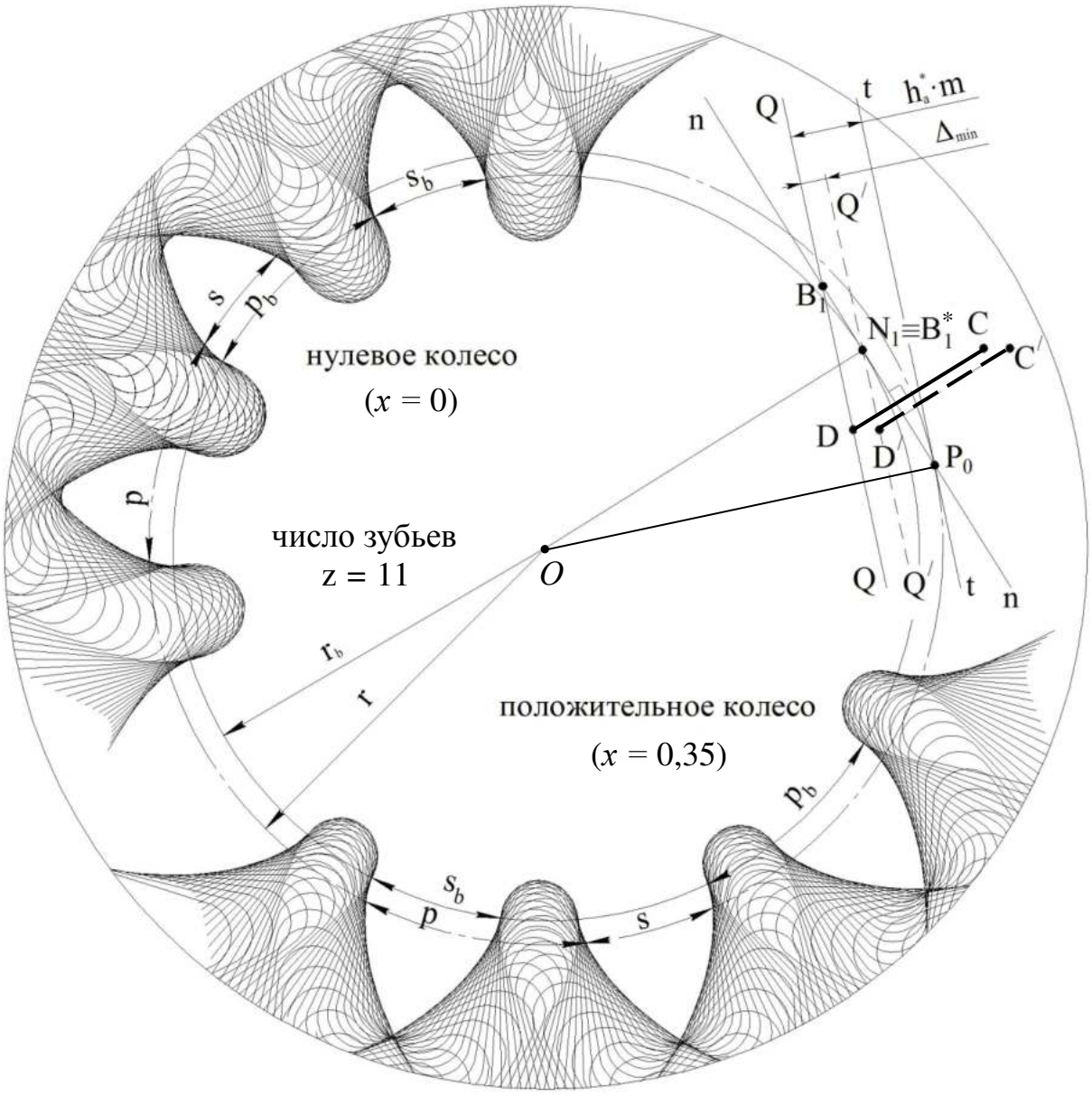


Рисунок 2.13 – Заготовка с профилями зубьев

8. Для вычерчивания зубьев **корригированного колеса** на том же бумажном круге предварительно еще раз выполняется пункт 3.

9. Ослабляется проволока 9 поворотом рычага 10 против часовой стрелки до упора. После чего диск вместе с бумажным кругом проворачивается относительно рейки до нужного положения (примерно на 180^0). Далее проволока 9 снова натягивается рычагом 10 и прибор готов к дальнейшей работе.

10. Зубчатая рейка 5 сдвигается вниз на величину Δ_{min} относительно нулевых отметок боковых шкал 6 и фиксируется винтами 13. Теперь между делительной окружностью заготовки и делительной прямой 14 расстояние, равное сдвигу.

11. Повторяя пункты 6 и 7, профилируется контур трех зубьев корригированного колеса (рисунок 2.12). На изображении должно быть заметно изменение формы зубьев, устранение их подрезания.

12. Отвинчивается винт 16, снимается шайба 15 и бумажная заготовка. Зубчатая рейка 5 возвращается в нулевое положение, ориентируясь по шкалам 6. Ползун 4 перемещается в среднее положение на основании 1. Проволока 9 ослабляется поворотом рычага 10 против часовой стрелки.

13. На бумажном круге проводятся делительная и основная окружности колес диаметрами d и d_b (центр заготовки O отмечен проколом иглы). Вдоль этих окружностей для нулевого и корригированного колес отмечаются и измеряются толщина зубьев и их шаг. Их значения заносятся в соответствующие таблицы журнала.

14. В таблицах для нулевого и корригированного колес вычисляются шаг зубьев и их толщина по делительной и основной окружностям. Производится их сравнение с измеренными значениями. Находятся погрешности построений $\delta\%$.

15. Через произвольную точку P_0 делительной окружности (рисунок 2.12) проводится касательная к ней $(t-t)$, а также касательная к основной окружности $(n-n)$ и отмечается точка её касания N_1. Касательная к делительной окружности $(t-t)$ соответствует делительной прямой рейки при её нулевой установке. Касательная к основной окружности $(n-n)$ есть линия реечного станочного зацепления. Отрезок $|N_1P_0|$ − теоретический участок зацепления.

16. Параллельно делительной прямой $(t-t)$ на расстоянии $h_a^* \cdot m$ от нее к центру колеса проводится линия $(Q-Q)$. Это граничная прямая вершин зубьев рейки при ее нулевой установке. Точка пересечения прямой $(Q-Q)$ с линией станочного зацепления $(n-n)$ обозначается как B_1. Отрезок $|B_1P_0|$ − практический участок зацепления. Он превышает теоретически допустимый, $|B_1P_0| > |N_1P_0|$, что приводит к подрезанию зубьев нулевого колеса.

17. Через точку N_1 параллельно прямой $(Q-Q)$ проводится пунктирная линия $(Q'-Q')$. Она соответствует граничной прямой вершин зубьев рейки при её смещении. Замеряется расстояние между линиями $(Q-Q)$ и $(Q'-Q')$. Оно должно соответствовать положительному смещению Δ_{min} рейки, при котором практический участок линии станочного зацепления станет равным теоретическому $\left|B_1^* P_0\right| = \left|N_1 P_0\right|$.

18. Сравниваются результаты измерения Δ_{min} с расчетной величиной абсолютного смещения рейки. Находится погрешность построений $\delta\,\%$.

19. Изображаются схематично контуры правой (или левой) боковой поверхности зуба рейки при её нулевой установке – $\left|DC\right|$ и положительном смещении – $\left|D'C'\right|$. Они будут перпендикулярны линии станочного зацепления $(n-n)$.

2.4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие механизмы называются зубчатыми?
2. Что называется передаточным отношением?
3. Как читается основная теорема зацепления?
4. Какие профили зубьев отвечают основной теореме зацепления?
5. Что называется эвольвентой?
6. Основные свойства эвольвенты.
7. Понятия полюса зацепления, линии зацепления, угла зацепления.
8. Какая окружность зубчатого колеса называется делительной?
9. Что такое модуль зубчатого колеса?
10. Какое зубчатое колесо называется нулевым?
11. В чем заключается метод изготовления зубчатых колес обкаткой?
12. Какие линии в теории зацепления называются начальными?
13. Какие основные виды режущих инструментов применяются для изготовления зубчатых колес методом обкатки?
14. Какое зацепление называется станочным?
15. Реечный ИПК, его основные параметры и элементы.
16. Что такое делительная прямая рейки? Как изготовить нулевое колесо?
17. Понятие корригированных колес (положительных и отрицательных).
18. Особенности корригированных колес.
19. Могут ли корригированные колеса входить в зацепление с нулевыми?
20. Что такое явление подрезания? В каких случаях оно возможно?

2.5. ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчет / Ю.Ф. Лачуга, А.М. Баусов, А.Н. Воскресенский, А.М. Абалихин. – М.: Бибком, Транслог, 2015. – 416 с.: ил.

2. Чмиль, В.П. Теория механизмов и машин: учебно-методическое пособие / В.П. Чмиль. – СПб.: Лань, 2012. – 288 с.: ил.

3. Снежко А.В. Теория механизмов и машин. Курс лекций для бакалавров / А.В. Снежко. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2019. – 160 с.

4. Юденич В.В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В.В. Юденич. – М.: Высшая школа, 1962. – 288с.: ил.

5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. − 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1975. – 640 с.: ил.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА ПО ЗАДАННОМУ ЗАКОНУ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

3.1. ЦЕЛИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Изучение основ кинематического синтеза дисковых кулачковых механизмов с поступательно двигающимся и качающимся толкателем.

2. Профилирование кулачка по заданному закону движения толкателя методом воспроизведения движений кулачка и толкателя на приборе ТММ-21.

3. Освоение методики аналитического расчёта координат профиля кулачка и его построения на приборе ТММ-21.

3.2. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

3.2.1. Кулачковые механизмы, основные понятия, классификация

Кулачковые механизмы *имеют в своем составе кулачок и толкатель, образующие друг с другом высшую кинематическую пару.*

Кулачок *− ведущее звено с переменной кривизной рабочей поверхности.* Может совершать различные движения, но чаще всего − непрерывное вращательное.

Толкатель *− ведомое звено, обычно совершает возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение*.

Среди многочисленных видов наиболее распространены кулачковые механизмы с дисковым вращающимся кулачком (рисунок 3.1).

Для снижения износа соприкасающихся поверхностей кулачка и толкателя между ними иногда устанавливают вращающийся на оси толкателя ролик (рисунок 3.1 *б, г, д*). При этом *профиль кулачка, по которому перекатывается ролик, называется* ***конструктивным*** *(или* ***действительным****). Траектория, описываемая осью ролика относительно кулачка, называется* ***центровым профилем кулачка****.*

Различают следующие типы профилей дискового кулачка:

1) ***эксцентрик*** *− окружность, центр которой смещен относительно оси вращения кулачка* (***эксцентриситет*** *− е*) (рисунок 3.2 *а*);

2) ***тангенциальный профиль***, очерчен дугами двух окружностей, сопрягаемыми прямыми (рисунок 3.2 *б*);

3) профиль из дуг окружностей четырех радиусов (рисунок 3.2 *в*);

4) профиль − плавная кривая, описываемая множеством различных радиусов (рисунок 3.2 *г*).

Механизмы с поступательно движущимся толкателем бывают:

− ***центральные*** *(*или ***аксиальные****), если геометрическая ось толкателя проходит через центр вращения кулачка* (рисунок 3.1 *б, в*).

− ***дезаксиальные*** − *ось толкателя смещена относительно центра кулачка на некоторую величину − e (**дезаксиал**)* (рисунок 3.1 *а*).

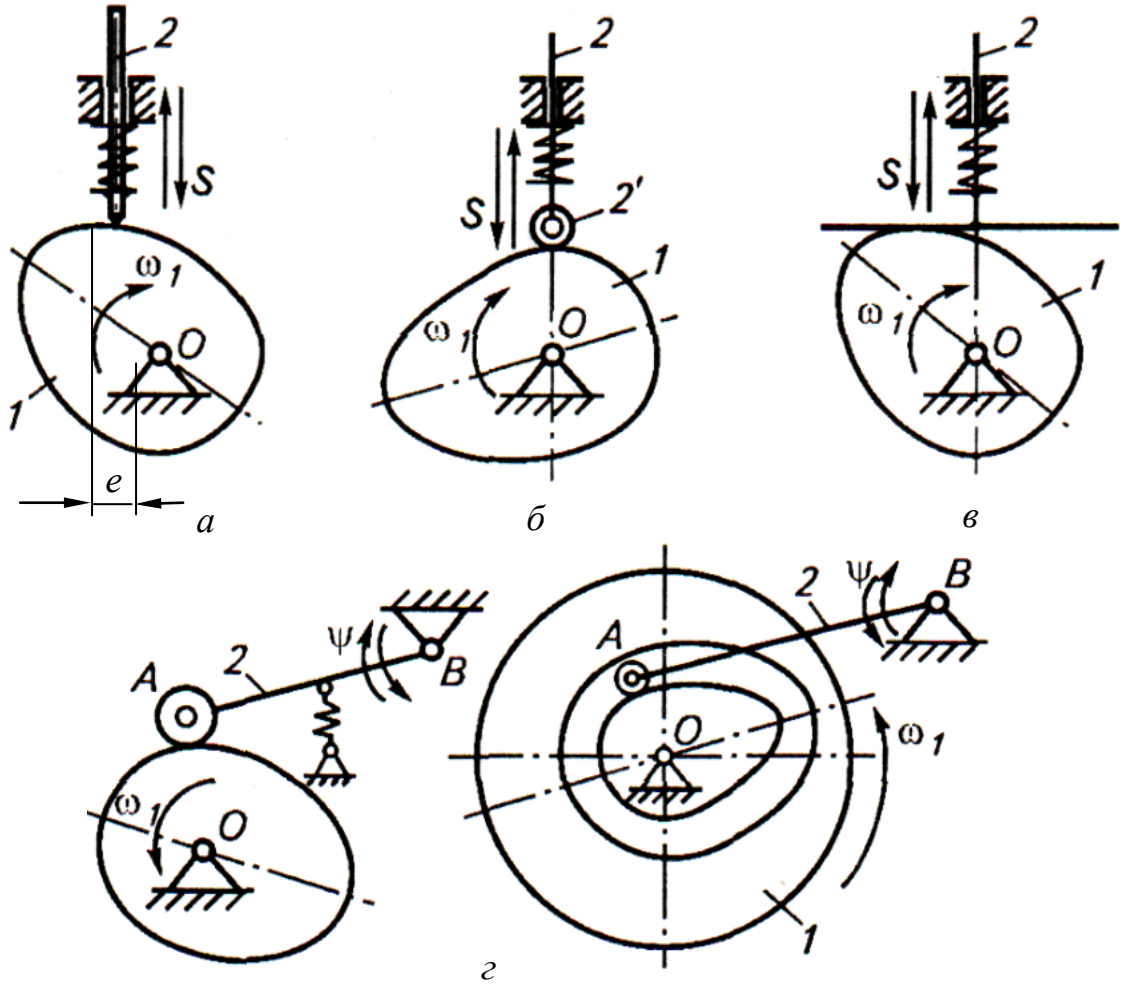


Рисунок 3.1 − Кулачковые механизмы с дисковым вращающимся кулачком

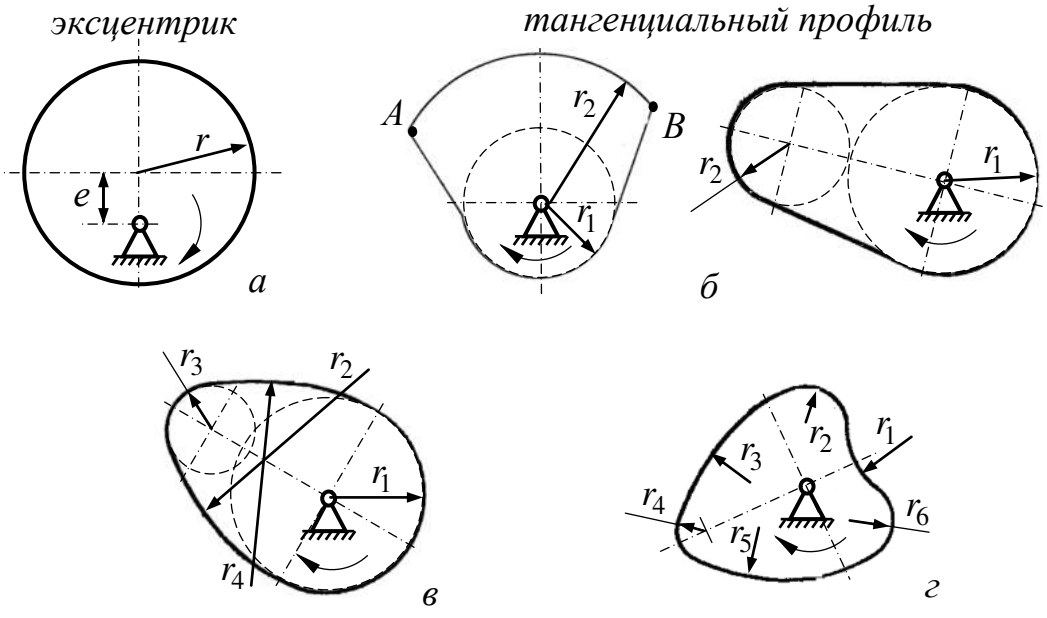


Рисунок 3.2 − Типы профилей дискового кулачка

3.2.2. Геометрия дискового кулачка

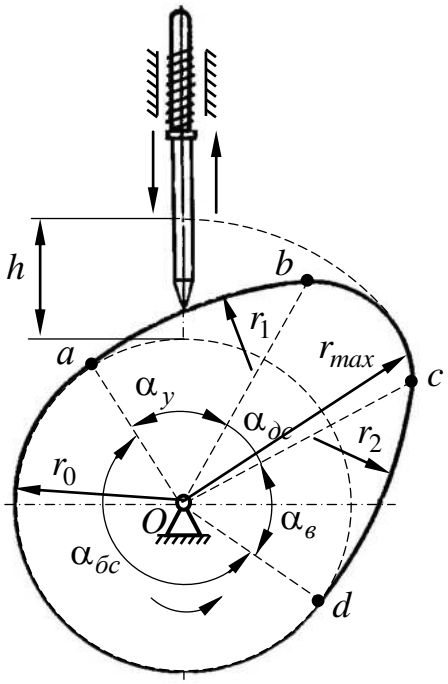


Рисунок 3.3 − Геометрия центрального (аксиального) кулачкового механизма

Типичный профиль кулачка (например, выполненный дугами четырех радиусов r_0, r_{max}, r_1, r_2) характеризуется следующими геометрическими параметрами (рисунок 3.3).

Минимальный радиус кулачка (радиус шайбы) r_0 *− радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с ближайшей точкой его профиля.*

Максимальный радиус кулачка r_{max} *− радиус-вектор, соединяющий центр вращения с самой дальной точкой его профиля.*

Радиусы профиля кулачка r_1, r_2 *− соединяют дуги минимального и максимального радиусов.*

Подъем толкателя *− разность максимального и минимального радиусов.*

Граничные точки профиля *a, b, c, d − точки сопряжения дуг разного радиуса.*

Фазовые углы профиля *− центральные углы кулачка, опирающиеся на дуги разных радиусов между граничными точками*:

− ***угол (фаза) удаления*** α_y, *при скольжении по его дуге (ab) толкатель удаляется от центра кулачка (подъем толкателя);*

− ***угол (фаза) дальнего стояния*** $\alpha_{дс}$, *при скольжении по его дуге (bc) толкатель на максимальном расстоянии от центра кулачка и неподвижен*;

− ***угол (фаза) возврата*** $\alpha_в$, *при скольжении по его дуге (cd) толкатель возвращается из дальнего в ближнее к кулачку положение (опускание толкателя)*;

− ***угол (фаза) ближнего стояния*** $\alpha_{бс}$ (или ***нерабочий угол***), *при скольжении по его дуге (da) толкатель на минимальном расстоянии до кулачка и неподвижен*;

− ***рабочий угол (фаза) кулачка***,

$$\alpha_р = \alpha_y + \alpha_{дс} + \alpha_в .$$

Сумма всех фазовых углов кулачка равна 360^0,

$$\alpha_y + \alpha_{дс} + \alpha_в + \alpha_{бс} = 360^0 .$$

Фазовые углы профилей кулачков варьируются в широких пределах. Например, у эксцентрика углы стояния толкателя отсутствуют. Существуют лишь два фазовых угла: удаления и возврата, причем

$$\alpha_y = \alpha_в = 180^0 .$$

3.2.3. Кинематика дисковых кулачковых механизмов

Основной кинематической характеристикой кулачкового механизма является закон движения толкателя. Он описывается ***передаточной функцией*** и зависит от геометрии кулачка.

Передаточная функция кулачкового механизма − *зависимость перемещения толкателя (линейного S или углового* ψ*) от угла поворота кулачка:*

$S = S(\varphi)$ или $\psi = \psi(\varphi)$.

Она может быть задана аналитически в виде ***функции положений*** или графически в виде ***кинематической диаграммы*** (рисунок 3.4):

В большинстве случаев цикл работы кулачкового механизма из четырех ***фаз движения*** и соответствующих им ***фазовых углов поворота кулачка:***

− ***фаза удаления (подъема)*** φ_y;

− ***фаза дальнего стояния*** $\varphi_{дс}$;

− ***фаза возврата (опускания)*** $\varphi_в$;

− ***фаза ближнего стояния*** $\varphi_{бс}$;

− ***рабочая фаза*** $\varphi_p = \varphi_y + \varphi_{дс} + \varphi_в$.

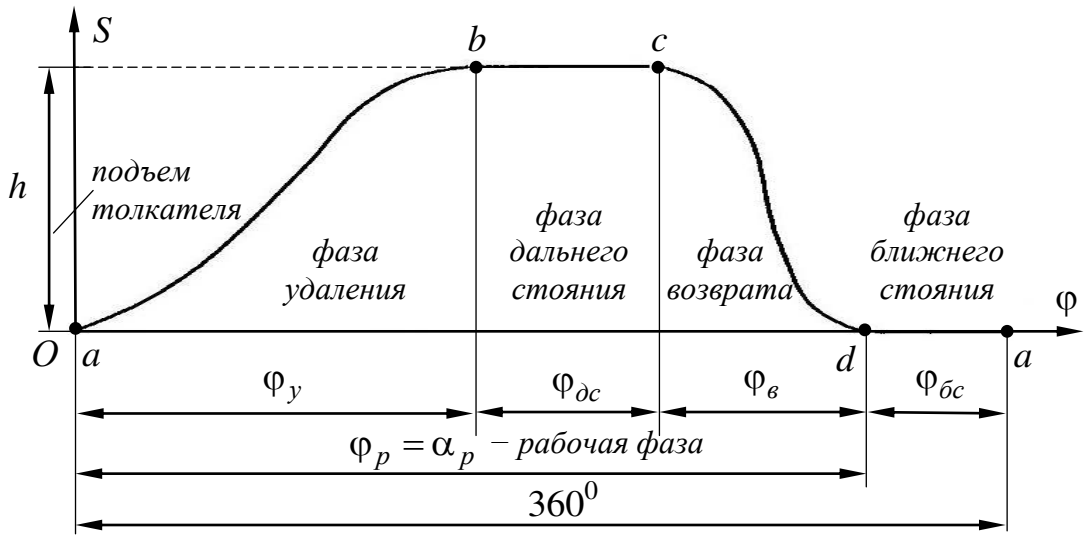


Рисунок 3.4 − Диаграмма движения толкателя
(график передаточной функции)

Для центральных кулачковых механизмов (рисунок 3.3) фазы движения строго соответствуют аналогичным углам профиля кулачка:

$\varphi_y = \alpha_y$, $\varphi_{дс} = \alpha_{дс}$, $\varphi_в = \alpha_в$, $\varphi_{бс} = \alpha_{бс}$, $\varphi_p = \alpha_p$.

У дезаксиальных механизмов для углов удаления и возврата это равенство не соблюдается:

$\varphi_y \neq \alpha_y$, $\varphi_в \neq \alpha_в$ (но $\varphi_{дс} = \alpha_{дс}$, $\varphi_{бс} = \alpha_{бс}$, $\varphi_p = \alpha_p$).

На практике обычно фаза удаления соответствует рабочему ходу механизма, а фаза возврата − холостому.

3.2.4. Основы кинематического синтеза кулачковых механизмов

Основной задачей проектирования (синтеза) кулачковых механизмов является определение профиля кулачка.

Исходными данными обычно являются следующие.

1. Принципиальная схема механизма и его основные конструктивные параметры: характер движений кулачка (обычно равномерное вращение) и толкателя (возвратно-поступательное или возвратно-вращательное), конструкция толкателя (рисунок 3.1).

Дополнительно могут быть заданы: величина дезаксиала *e* (рисунок 3.1 *а*), расстояние между осями вращения кулачка и коромысла (рисунок 3.1 *г*), длина коромысла, минимальный радиус профиля кулачка r_0 (радиус шайбы).

2. Максимальное перемещение толкателя: подъем *h* (рисунок 3.3) или угол размаха коромысла ψ_{max} (рисунок 3.1 *г*).

3. Закон движения толкателя (передаточная функция): $S = S(\varphi)$ или $\psi = \psi(\varphi)$. Обычно − в виде кинематической диаграммы перемещения.

Иногда рациональнее задаться не передаточной функцией, а законом изменения ускорения толкателя: $a = a(\varphi)$ или $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$. Это позволяет, прежде всего, оценить динамические нагрузки, возникающие при работе кулачкового механизма. При этом методом графического интегрирования диаграммы ускорения можно получить закон движения толкателя $S = S(\varphi)$ или $\psi = \psi(\varphi)$.

3.2.5. Угол давления в дисковых кулачковых механизмах

Если пренебречь трением в высшей кинематической паре, то кулачок воздействует на толкатель силой $\overline{P}$, направленной по нормали (*n-n*) к его профилю в точке контакта *K* (рисунок 3.5 *а*).

Угол давления γ *образован между силой давления* $\overline{P}$ *и вектором скорости* $\bar{v}$ *толкателя.* Для толкателей, движущихся поступательно − между их направляющей и нормалью *(n-n)* к профилю кулачка.

Угол давления переменный. Меняется в зависимости от угла поворота кулачка φ, от нуля до некоторого максимального значения γ_{max}.

Силу давления $\overline{P}$ можно разложить на две составляющие: по направлению движения толкателя и перпендикулярно ему:

$\overline{P} = \overline{T} + \overline{Q}$.

Здесь $\overline{T}$ вызывает подъем толкателя и является полезной силой. Сила $\overline{Q}$ − боковая, прижимает толкатель к направляющим, стремясь изогнуть его, что приводит к увеличению сил трения в поступательной паре $\overline{F}_{mp}$.

Эти силы зависят от угла давления γ:

$T = P\cos\gamma$, $\quad Q = P\sin\gamma$, $\quad F_{mp} = fQ = fP\sin\gamma$.

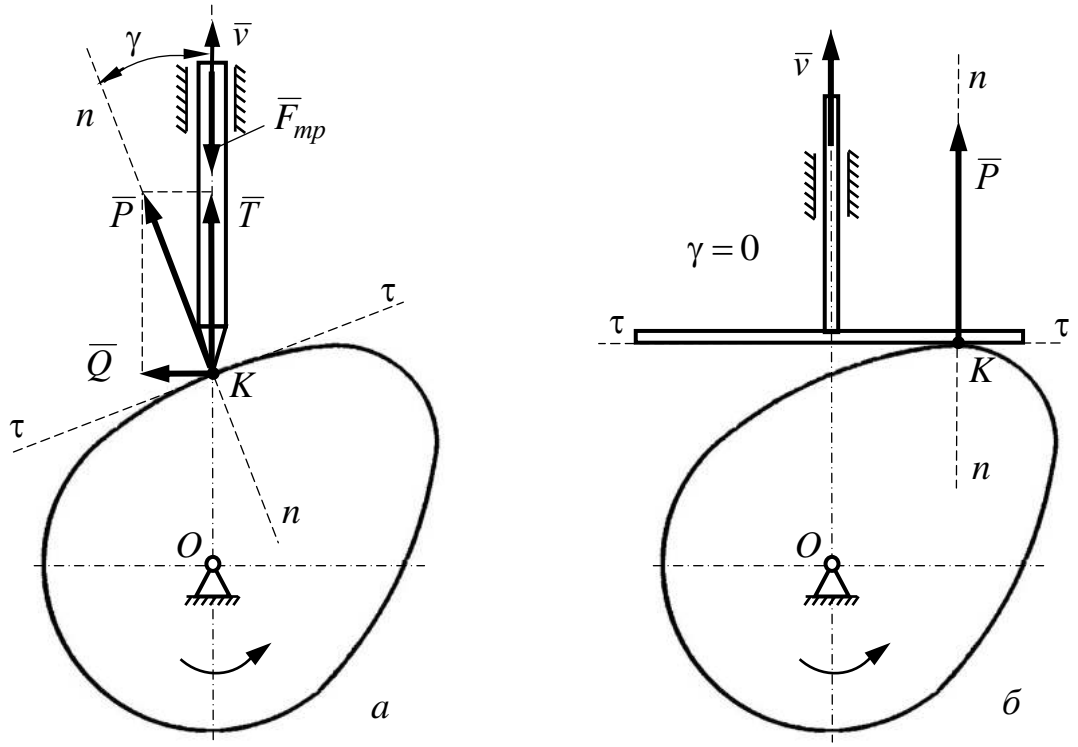


Рисунок 3.5 − Угол давления в дисковом кулачковом механизме

С возрастанием γ силы $\overline{Q}$ и $\overline{F}_{mp}$ растут. И, если $F_{mp} > T$, движение толкателя невозможно, механизм заклинит.

Таким образом, при проектировании кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, максимальный угол давления должен удовлетворять условию

$$\gamma_{max} < arctg\frac{1}{f}.$$

Снижение предельного угла давления улучшает условия работы механизма, повышает его КПД. Однако при этом неизбежно увеличиваются его габаритные размеры.

Для кулачковых механизмов с роликовыми толкателями принимают:

$\gamma_{max} = 30^0$ − при поступательно движущемся толкателе;

$\gamma_{max} = 45^0$ − при качающемся толкателе (коромысле).

Для ***тарельчатых толкателей***, движущихся поступательно, угол давления равен нулю при любом положении кулачка (рисунок 3.5 *б*). Однако их основным недостатком является значительное скольжение соприкасающихся поверхностей и их интенсивный износ.

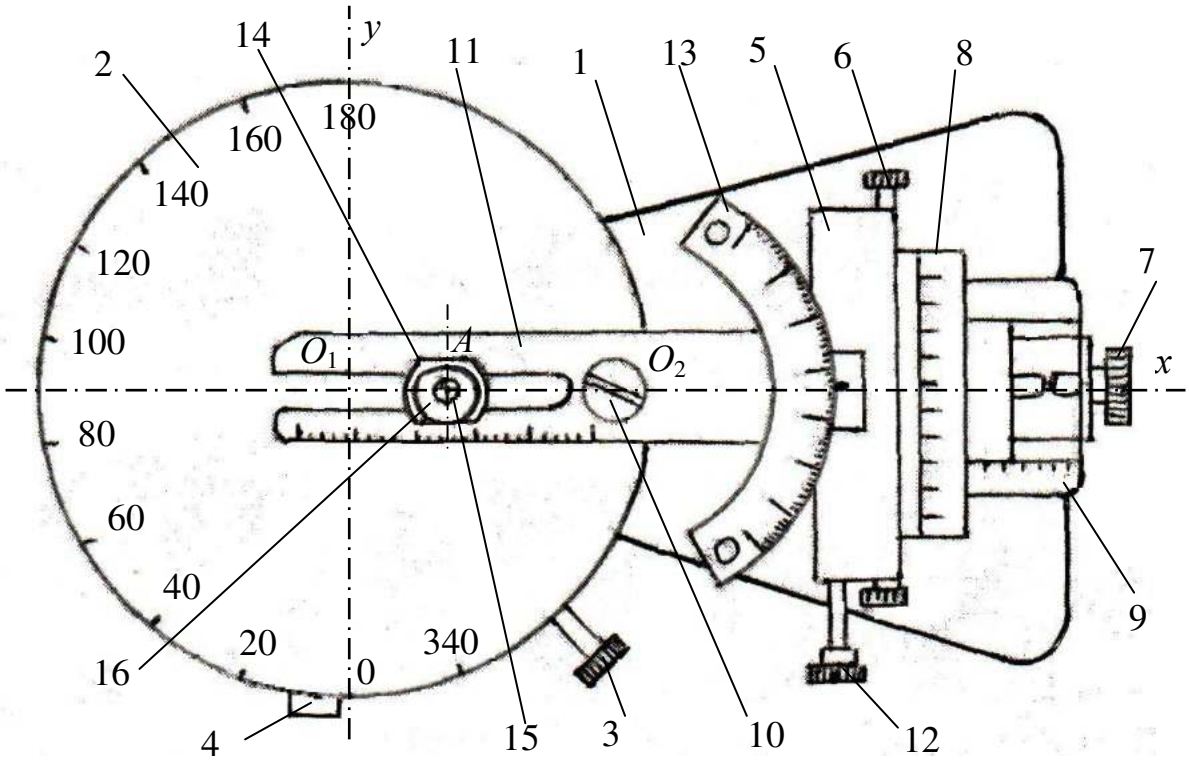
3.3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

3.3.1. Приборы и принадлежности

Прибор для вычерчивания профиля кулачка для механизмов с поступательно двигающимся и качающимся толкателем ТММ-21, бумажная заготовка (круг), карандаш, линейка, циркуль, бланк вариантов индивидуальных заданий, журнал лабораторных работ.

3.3.2. Устройство прибора ТММ-21

На рисунках 3.6 и 3.7 представлены конструктивная схема прибора ТММ-21 и общий вид. На основании 1 установлен диск 2, имеющий градуированные деления (через 1^{o}). Диск может вращаться относительно своей оси O_1 при помощи фрикционного механизма, управляемого рукояткой 3. Угол поворота диска отсчитывается по индексу 4. На верхнюю плоскость диска накладывается круг из чертёжной бумаги, служащий заготовкой кулачка.



1 – основание; 2 – опорный диск; 3 – рукоятка вращения диска; 4 – индекс; 5 – корпус; 6, 7 – рукоятки смещения корпуса вдоль осей y, x; 8, 9 – шкалы смещения корпуса; 10 – ось корпуса; 11 – направляющая корпуса; 12 – рукоятка вращения направляющей; 13 – градуированный сектор; 14 – ползун; 15 – игла ползуна; 16 – рукоятка

Рисунок 3.6 – Схема прибора ТММ-21 для построения профиля кулачка

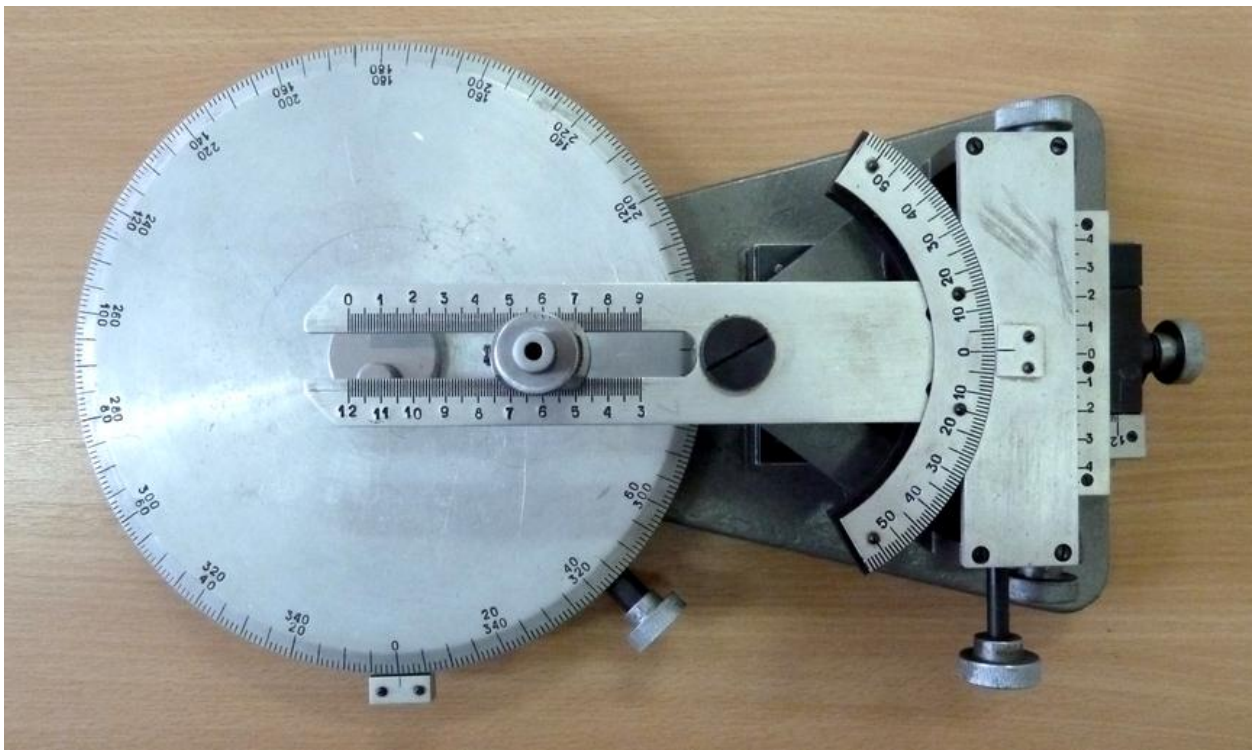


Рисунок 3.7 – Прибор ТММ-21, общий вид

В правой части прибора на основании 1 установлен корпус 5, который может перемещаться в направлении оси *y* (механизмом, управляемым рукояткой 6) и в направлении оси *x* (механизмом, управляемым рукояткой 7). Перемещение корпуса 5 в направлении *y* отсчитывается по шкале 8, а в направлении *x* – по шкале 9. На оси 10 корпуса 5 установлена направляющая 11, представляющая собой толкатель. Вращение направляющей 11 вокруг оси O_2 осуществляется рукояткой 12.

К направляющей 11 прикреплён градуированный сектор 13 (± 60°), по которому определяется угол поворота направляющей. В пазу направляющей 11 может перемещаться ползун 14, величина его перемещения соответствует длине толкателя *L*, отсчитываемой от оси O_2 по шкале на направляющей. В ползуне 14 закреплена игла 16 с пуговкой и приспособлением для вычерчивания окружности ролика толкателя, приводящимся рукояткой 16.

3.3.3. Методика построения профиля кулачка методом воспроизведения движений кулачка и толкателя

а) Механизм с качающимся толкателем

1. Из бланка индивидуального задания выбираются конструктивные параметры проектируемого кулачкового механизма:

− расстояние между осями вращения кулачка O_1 и толкателя O_2 ($A = |O_1O_2|$);

− длина толкателя L;

− значение угла ближнего стояния толкателя ψ_0.

2. По заданной диаграмме движения толкателя вычисляются значения его угловых перемещений $\Delta\psi_i$ и $\psi_i = \psi_0 + \Delta\psi_i$ в зависимости от угла поворота кулачка φ_i через интервалы 20^0 (в пределах от 0^0 до 360^0). Полученные значения заносятся в соответствующую таблицу журнала лабораторных работ.

3. Методом воспроизведения движений кулачка и толкателя на приборе по углам φ_i и ψ_i таблицы журнала вычерчиваются центровой (при наличии ролика) и действительный профиль кулачка в следующей последовательности.

3.1. По шкале 8 прибора (рисунок 3.6) рукояткой 6 корпус 5 устанавливается на ноль. По шкале 9 рукояткой 7 устанавливается расстояние $A = |O_1O_2|$, соответствующее варианту задания. По шкале направляющей 11 ползун 14 приводится в такое положение, чтобы размер $|AO_2|$ был равен заданной длине толкателя L. Диск 2 устанавливается на нулевое деление. Затем диск 2 последовательно поворачивается на углы φ_i по индексу 4, а направляющая корпуса 11 (толкатель) отклоняется на рассчитанные углы ψ_i по градуированной шкале сектора 13.

3.2. При наличии у толкателя ролика в каждом положении нажимом на кнопку 15 игла опускается вниз на заготовку, после чего вращением рукоятки 16 очерчивается окружность ролика толкателя. Кривая, проведённая на заготовке через центры, наколотые иглой, является центровым профилем кулачка, а внутренняя огибающая к окружностям роликов даёт практический (действительный) профиль кулачка.

4. На полученном профиле отмечаются граничные точки *a, b, c, d* и фазовые углы α_1, α_2, α_3, α_4 профиля кулачка (рисунок 3.8).

5. Изображается толкатель в положении, соответствующем началу его удаления (подъёма), когда соприкосновение с кулачком происходит в точке *a* профиля. Для этого из центра O_1 кулачка проводится окружность радиусом, равным межосевому расстоянию A. Из точки *a* профиля на этой окружности делается засечка раствором циркуля, равным длине толкателя L. Она определит ось вращения толкателя O_2^0 в начале фазы его удаления.

6. От полученной точки O_2 на окружности в направлении противоположном вращению кулачка через интервал 20^0 отмечаются все положения точки O_2, соответствующие фазе удаления толкателя (в обращённом движении): O_2^1, O_2^2, O_2^3, … В этих точках изображается положение толкателя.

7. Во всех положениях толкателя, соответствующих фазе удаления, определяется угол давления υ и сравнивается с допустимым значением.

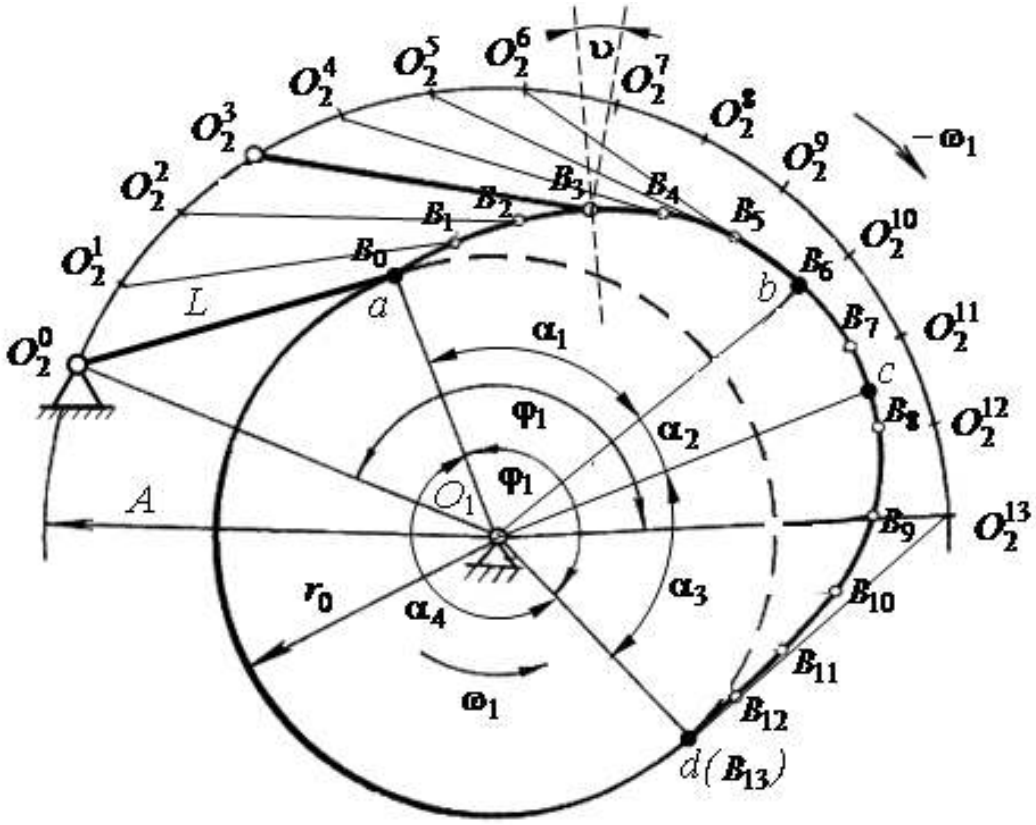


Рисунок 3.8 – Кулачковый механизм с качающимся толкателем (коромыслом)

б) Механизм с поступательно-движущимся толкателем

1. По заданному закону движения толкателя $S = S(\varphi)$ рассчитываются значения перемещений толкателя ΔS_i и $S_i = S_0 + \Delta S_i$ в зависимости от угла поворота кулачка φ_i через интервал 20^0 в пределах от 0^0 до 360^0. Эти значения заносятся в соответствующую таблицу журнала лабораторных работ.

2. Рукояткой 12 (рисунок 3.6) шкала 13 устанавливается на ноль.

3. По шкале 8 рукояткой 6 корпус 5 вместе с направляющей 11 (толкателем) смещается на величину заданного эксцентриситета *e* (рисунок 3.9).

4. Рукояткой 7 корпус 5 перемещается горизонтально до отсчёта «12» по шкале 9, при этом отсчёт по шкале направляющей 11 будет находиться точно над центром O_1 диска 2.

5. Сначала диск 2 устанавливается на нулевое деление, затем для каждого значения угла поворота кулачка φ_i, вводимого по индексу 4, перемещения толкателя S_i устанавливаются по шкале направляющей 11 ползуном 14.

6. В случае роликового толкателя в каждом положении ползуна 14 нажимом на кнопку 15 игла опускается вниз на заготовку, после чего вращением рукоятки 16 очерчивается окружность ролика. Кривая, проведённая че-

рез центры, наколотые иглой, будет центровым профилем кулачка, а внутренняя огибающая к окружностям роликов даёт действительный профиль кулачка.

7. На полученном профиле отмечаются граничные точки *a, b, c, d* и фазовые углы α_1, α_2, α_3, α_4 профиля кулачка.

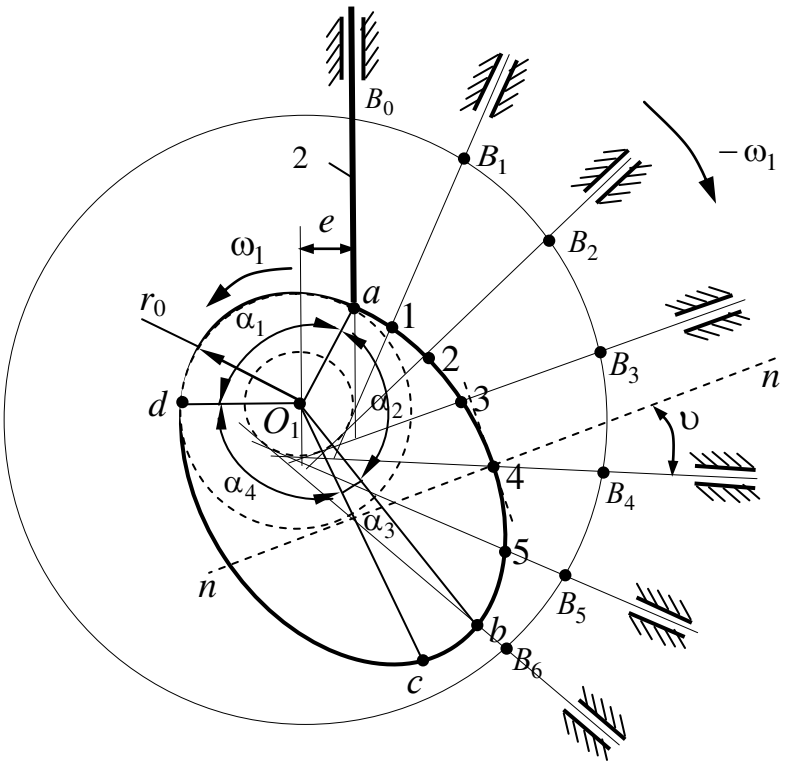


Рисунок 3.9 – Кулачковый механизм
с возвратно-поступательно движущимся толкателем

8. Изображается толкатель в положении, соответствующем началу его удаления (подъёма), когда соприкосновение с кулачком происходит в точке *a* профиля.

9. Проводится окружность радиусом, равным эксцентриситету *e* с центром в точке O_1 кулачка.

10. На направляющей толкателя выбирается точка B_0 и радиусом, равным расстоянию $|O_1B_0|$, проводится вспомогательная окружность. На ней через интервалы 20^0 в направлении, противоположном вращению кулачка, отмечаются все положения точки *B*, соответствующие фазе удаления толкателя. Эти точки будут соответствовать положениям направляющей толкателя в обращённом движении. Осевые линии направляющей в любом её положении касаются окружности радиуса *e*.

11. На этапе фазы удаления толкателя, в точках его касания с профилем кулачка (1, 2, 3, 4, 5, …), определяются углы давления υ (между нормалью к профилю $(n-n)$ и линией толкателя). Они сравниваются с допустимым значением угла давления.

3.3.4. Расчёт полярных координат профиля кулачка по заданному закону движения толкателя: $\bar{r}_i = \bar{r}_i(\alpha_i)$

а) Механизм с качающимся толкателем

При вращении кулачка против часовой стрелки начало удаления толкателя соответствует его контакту с профилем в точке *a* (рисунок 3.10).

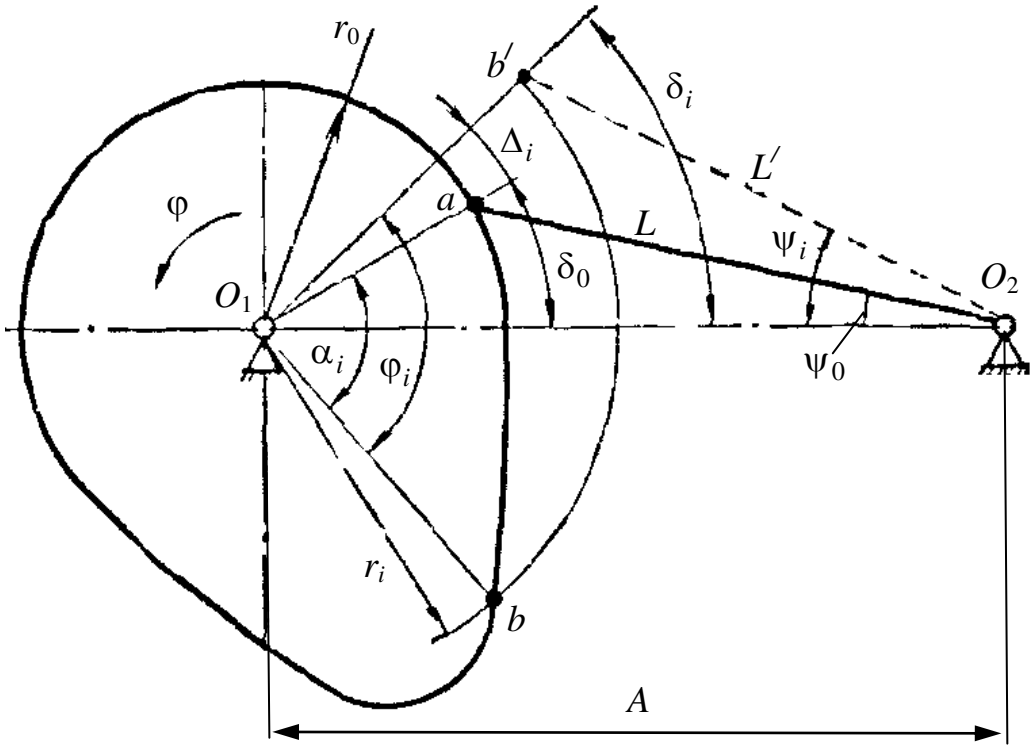


Рисунок 3.10 – Расчётная схема кулачкового механизма с качающимся толкателем

Возьмём на профиле кулачка текущую точку *b*, радиус-вектор которой $\bar{r}_i$ составляет с радиус-вектором $\bar{r}_0$ точки *a* угол α_i. Начнём поворачивать кулачок против часовой стрелки до тех пор, пока не войдёт в контакт с толкателем точка *b* профиля. Положение b' этой точки контакта легко найти на пересечении окружностей радиусов $|O_1 b|$ и $|O_2 a|$. Отметим угол φ_i, на который необходимо повернуть кулачок, чтобы точка контакта его с толкателем переместилась из точки *a* профиля в точку *b*. Из чертежа видно, что угол профиля α_i не равен углу поворота кулачка φ_i, отличаясь от него на величину Δ_i:

$$\alpha_i = \varphi_i - \Delta_i .$$

Величину Δ_i можно определить как

$\Delta_i = \delta_i - \delta_0$.

Здесь углы δ_i и δ_0 определим из косоугольных треугольников $\Delta O_1 a O_2$ и $\Delta O_1 b' O_2$. Отметим $|O_1 a| = r_0$, $|O_1 b| = |O_1 b'| = r_i$, начальный угол, под которым толкатель находится к межцентровому расстоянию $|O_1 O_2|$, обозначим ψ_0, а текущий угол – ψ_i.

Из треугольника $\Delta O_1 a O_2$ по теореме синусов имеем:

$$\frac{\sin\delta_0}{L} = \frac{\sin\psi_0}{r_0}, \qquad \text{откуда} \qquad \delta_0 = arcsin\left(\frac{L}{r_0}\sin\psi_0\right).$$

Из треугольника $\Delta O_1 b' O_2$ аналогично имеем: $\delta_i = arcsin\left(\frac{L}{r_i}\sin\psi_i\right)$.

По теореме косинусов из этих треугольников определим величины текущего и начального радиус-векторов:

$$r_i = \sqrt{A^2 + L^2 - 2A \cdot L \cdot \cos\psi_i}\,, \qquad r_0 = \sqrt{A^2 + L^2 - 2A \cdot L \cdot \cos\psi_0}\,.$$

Расчёт параметров профиля кулачка проводится по заданным значениям углов φ_i и ψ_i из таблицы журнала лабораторных работ. Полученные значения r_i заносятся в журнал. Затем определяются углы δ_0, δ_i, α_i и также заносятся в таблицу.

б) Механизм с поступательно-движущимся толкателем

Для кулачкового механизма с поступательно-движущимся толкателем расчёт полярных координат профиля кулачка проводится аналогично (рисунок 3.11).

$\alpha_i = \varphi_i - \Delta_i = \alpha_i - (\delta_i - \delta_0)$,

где $\cos\delta_0 = \frac{e}{r_0}, \qquad \cos\delta_i = \frac{e}{r_i}$.

Соответствующие радиус-векторы равны:

$r_0 = \sqrt{e^2 + s_0^2}$;

$r_i = \sqrt{e^2 + s_i^2}$.

На основании заданного закона движения толкателя в виде функции $S = S(\varphi)$ по приведенным формулам определяются величины r_i, затем значения δ_0 и δ_i и углы профиля α_i. В результате получим табличные значения функции $\bar{r}_i = \bar{r}_i(\alpha_i)$, определяющие профиль кулачка.

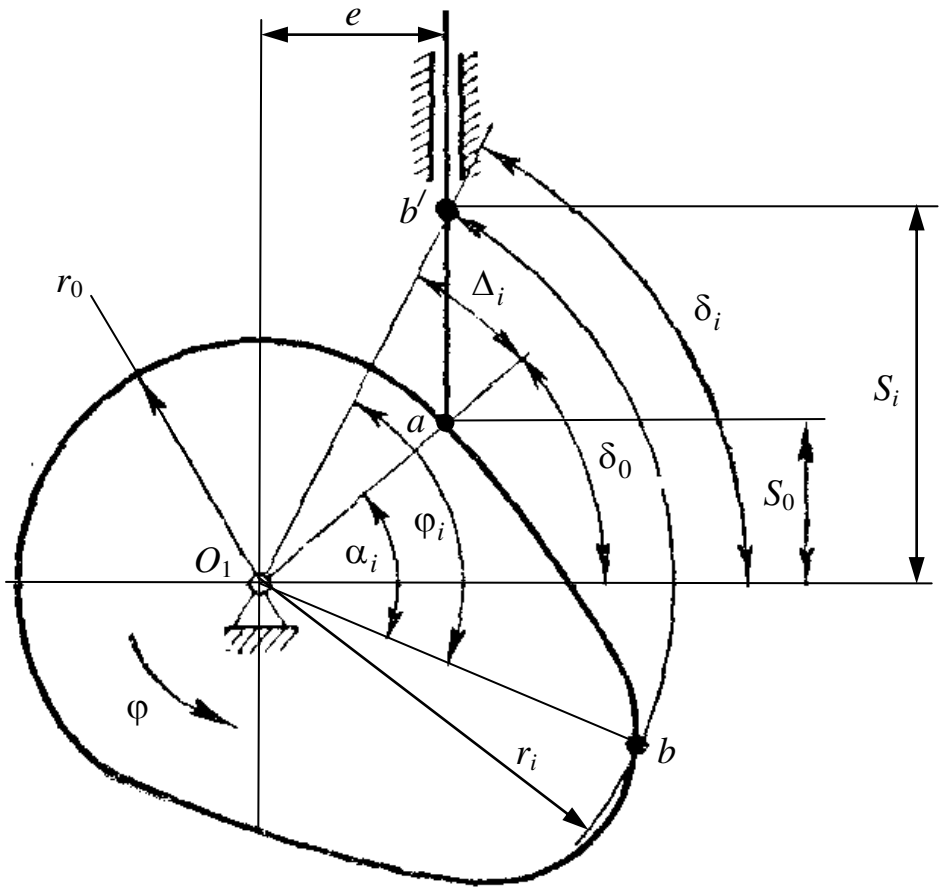


Рисунок 3.11 – Расчётная схема кулачкового механизма
с поступательно-движущимся толкателем

в) Порядок построения профиля кулачка по полярным координатам

На приборе ТММ-21 (рисунок 3.6) отсчёты по шкалам 8 и 13 устанавливаются на ноль, а отсчёт по шкале 9 – на деление 12. Углы α_i устанавливаются поворотом диска 2 (отсчёт по индексу 4) против часовой стрелки. Радиус-векторы r_i устанавливаются по шкале направляющей 11, причем отсчёт ведётся от центра вращения кулачка – точки O_1. В каждом положении ползуна 14 нажимом на кнопку 15 игла опускается вниз на заготовку, после чего вращением рукоятки 16 очерчивается окружность ролика (при его наличии). Кривая, проведённая на заготовке через центры, отмеченные иглой, будет центровым профилем кулачка, а внутренняя огибающая к окружностям роликов даёт практический (действительный) профиль кулачка.

Рекомендуется сравнить профили кулачков, полученные двумя способами. При правильно выполненных расчётах они должны совпадать.

3.4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какие механизмы относятся к кулачковым?
2. Как классифицируются кулачковые механизмы?
3. Назовите основные типы толкателей.
4. Назовите основные фазы работы кулачкового механизма.
5. Назовите основные фазовые углы профиля дискового кулачка.
6. Какова разница между углами поворота и профиля дискового кулачка?
7. Что является основной кинематической характеристикой кулачкового механизма?
8. Что такое центровой и действительный профиль кулачка?
9. Что такое угол давления и угол передачи движения от кулачка к толкателю?
10. В чем состоит основная задача кинематического синтеза кулачкового механизма?

3.5. ЛИТЕРАТУРА

1. Снежко А.В. Теория механизмов и машин. Курс лекций для бакалавров / А.В. Снежко. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2019. – 160 с.
2. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчёт / Ю.Ф. Лачуга, А.М. Баусов, А.Н. Воскресенский, А.М. Абалихин. – М.: Бибком, Транслог, 2015. – 416 с.
3. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.: ил.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Юденич В.В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В.В. Юденич. – М.: Высшая школа, 1962. – 287 с.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРОВ С ИЗВЕСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС

4.1. ЦЕЛИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Изучить методы графического и аналитического решения задач статической и динамической балансировки ротора с известным расположением неуравновешенных масс.

2. Овладеть навыками экспериментальной проверки уравновешенности ротора.

4.2. ОСНОВЫ ТЕОРИИ УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРОВ

Ротор (по ГОСТ 19534-74) − *тело, удерживаемое при вращении своими несущими поверхностями в опорах.*

Вращающиеся детали используются практически в любой машине. Их скорости зачастую весьма велики (вплоть до нескольких сот тысяч оборотов в минуту). При таких режимах центробежные силы инерции могут приводить к возникновению огромных динамических нагрузок в опорах ротора, способных вызвать их разрушение.

Поэтому актуальна задача ***уравновешивания роторов***, *т.е. снижения динамических нагрузок в их опорах, возникающих вследствие вращения*. Иначе её называют ***балансировкой роторов***.

Поскольку динамические воздействия на опоры количественно оцениваются центробежными силами инерции, то применяется понятие ***уравновешивание сил инерции ротора***.

Практически эта задача решается рациональным подбором и распределением массы ротора в его объёме, поэтому также используется термин ***уравновешивание масс роторов***.

Рассмотрим ротор массой M, вращающийся с постоянной угловой скоростью ω (рисунок 4.1 *а*). В общем случае его центр масс S смещен относительно оси вращения на величину $\bar{r}_S$.

Свяжем с ротором подвижную систему координат $Oxyz$, где ось z совпадает с осью вращения, а оси x и y расположены в сечении, содержащем центр масс S.

Рассмотрим произвольную точку массой m_k на расстоянии r_k от оси вращения (рисунок 4.1 *а, б*) при равномерном вращении ротора, она движется с нормальным (центростремительным) ускорением −

$$\bar{a}_k^n = -\omega^2 \bar{r}_k ,$$

следовательно, на нее действует центробежная сила инерции:

$$\bar{F}_k^{ин} = -m_k \bar{a}_k^n = \omega^2 (m_k \bar{r}_k).$$

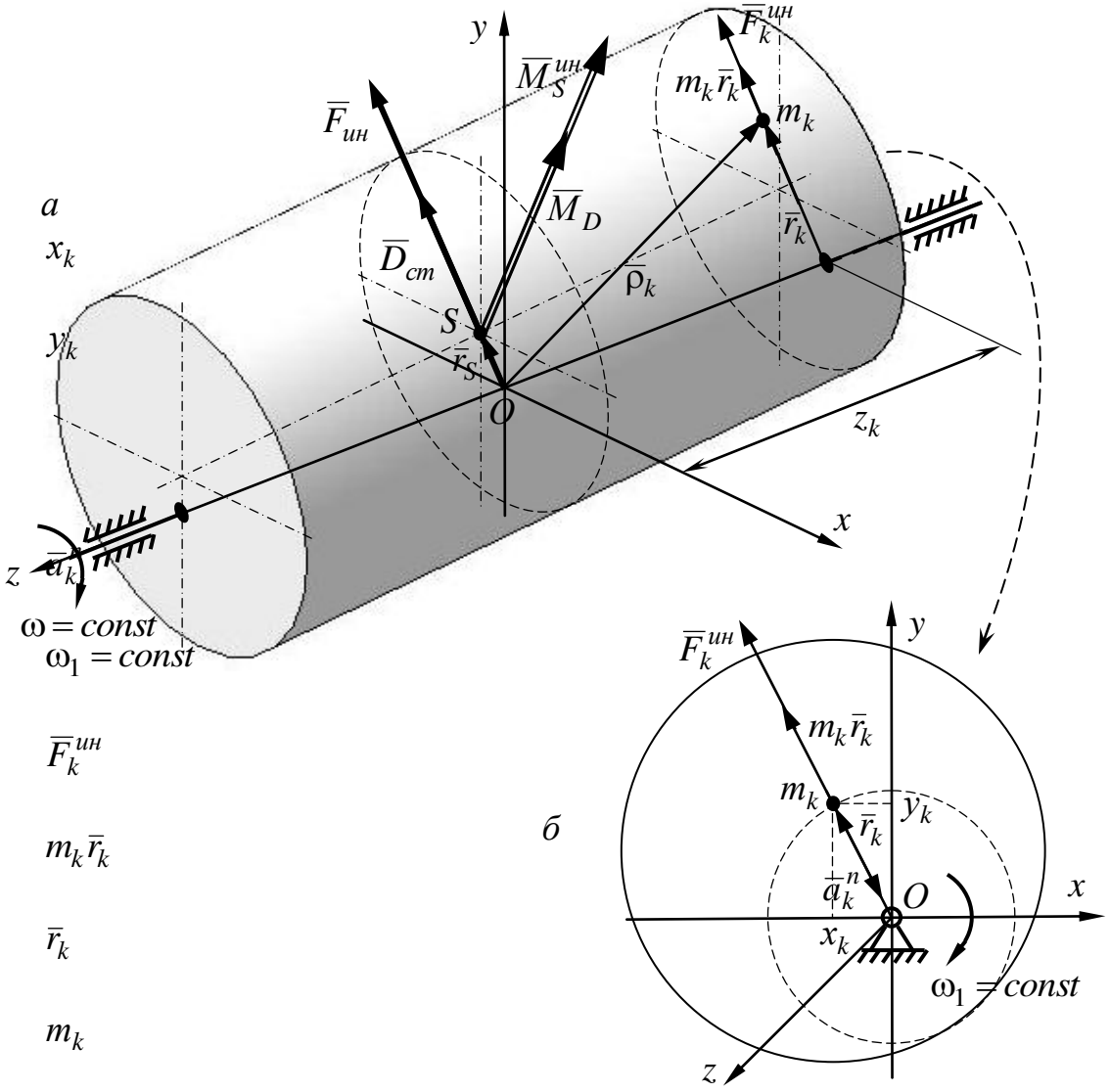


Рисунок 4.1 − Действие центробежных сил инерции ротора

Таким образом, *при равномерном вращении ротор находится под действием системы* ***центробежных сил инерции (центробежного поля)***.

Приведем их в центр масс *S* к главному вектору $\overline{F}^{ин}$ и главному вектору-моменту $\overline{M}_S^{ин}$. Эти результирующие инерционные нагрузки количественно выражают динамические воздействия на опоры ротора (его ***динамическую неуравновешенность***). Причем $\overline{F}^{ин}$ характеризует ***статическую неуравновешенность*** ротора, а $\overline{M}_S^{ин}$ − его ***моментную неуравновешенность***.

- ***Главный вектор сил инерции*** равен:

$$\overline{F}^{ин} = \sum \overline{F}_k^{ин} = \omega^2 \sum m_k \bar{r}_k \quad \text{или}$$

$$\overline{F}^{ин} = -M \cdot \bar{a}_S = \omega^2 \left(M \cdot \bar{r}_S\right) = \omega^2 \overline{D}_{ст} \ ,$$

где $m_k\bar{r}_k$ − вектор ***дисбаланса*** (или ***статического момента***) массы m_k *относительно оси z*;

$\bar{\rho}_k$

$\overline{F}^{ин}$

$\bar{D}_{cm} = \sum m_k \bar{r}_k = M \cdot \bar{r}_S$ − главный вектор дисбалансов ротора (***дисбаланс*** или ***статический момент*** ротора).

Дисбаланс ротора сонаправлен с главным вектором сил инерции $\bar{F}^{ин}$ и радиус-вектором центра масс $\bar{r}_S$. Он характеризует неравномерность распределения массы ротора относительно его оси вращения *z*. ***Дисбаланс является мерой статической неуравновешенности вращающихся тел***.

Таким образом, ***условием статической уравновешенности ротора является равенство нулю его дисбаланса*** − $\bar{D}_{cm} = 0$. Это возможно, если центр масс ротора расположен на оси его вращения ($\bar{r}_S = 0$), т.е. ось вращения *z* является ***центральной осью.***

В таком случае при любом режиме вращения ротора главный вектор центробежных сил инерции будет равен нулю: $\bar{F}^{ин} = 0$.

Статическую неуравновешенность ротора можно обнаружить экспериментально: если ротор, установленный в опорах с малым сопротивлением, из произвольного положения переходит в одну и ту же позицию, соответствующую нижнему расположению его центра масс.

И наоборот, статически уравновешенный ротор в любом своем положении находится в состоянии безразличного статического равновесия.

Так как статическая балансировка заключается в перемещении центра масс ротора *S* на его ось вращения, то может быть реализована одной корректирующей массой (противовесом). Его параметры определяются из условия:

$\bar{D}_{cm} + m_n \bar{r}_n = 0.$

Здесь m_n, $\bar{r}_n$ − масса противовеса и его радиус-вектор относительно оси вращения. Причем один из этих параметров задается конструктивно, а второй вычисляется.

В общем случае противовес m_n можно устанавливать в любом поперечном сечении ротора *1-1* (***плоскости исправления***) по другую сторону оси от центра масс (рисунок 4.2).

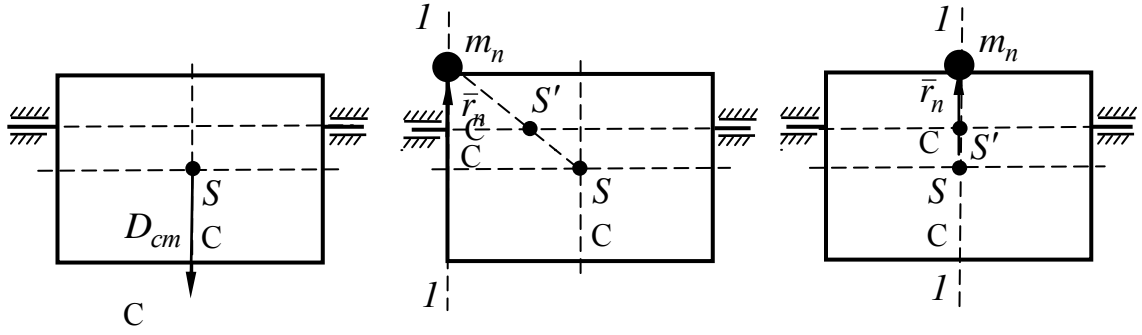


Рисунок 4.2 − Схемы статической балансировки ротора

Статической балансировки вполне достаточно для роторов малой длины (коротких роторов), например, зубчатых колёс, шкивов, дисков, шлифовальных и отрезных кругов и др.

• ***Главный вектор-момент сил инерции ротора*** относительно его центра масс *S* равен геометрической сумме моментов сил инерции отдельных точек относительно центра *O* − начала подвижной системы координат (рисунок 4.1):

$$\overline{M}_S^{ин} = \sum \overline{m}_S(\overline{F}_k^{ин}) = \sum(\overline{\rho}_k \times \overline{F}_k^{ин}) = \omega^2 \sum(\overline{\rho}_k \times m_k \overline{r}_k) = \omega^2 \overline{M}_D .$$

Здесь $\overline{\rho}_k$ − радиус-вектор точечной массы m_k относительно центра *O*;

$(\overline{\rho}_k \times m_k \overline{r}_k)$ − ***момент дисбаланса*** массы m_k относительно центра *O*;

$\overline{M}_D = \sum(\overline{\rho}_k \times m_k \overline{r}_k)$ − ***главный момент дисбалансов*** ротора, величина которого вычисляется по формулам

$$M_D = \left|\sum m_k \overline{r}_k z_k\right| \qquad \text{или} \qquad M_D = \sqrt{I_{xz}^2 + I_{yz}^2},$$

где $I_{xz} = \sum m_k x_k z_k$; $I_{yz} = \sum m_k y_k z_k$ − ***центробежные моменты инерции*** *ротора относительно координатных осей x, y, z*;

x_k, y_k, z_k − координаты *k*-х точек ротора относительно осей *x, y, z*.

Главный момент дисбалансов ротора, также как и дисбаланс, является его конструктивным параметром. Он характеризует асимметрию распределения массы ротора относительно осей *x* и *y*.

Таким образом, ***условием моментной уравновешенности ротора является равенство нулю главного момента дисбалансов*** − $\overline{M}_D = 0$ ***или центробежных моментов инерции относительно оси вращения ротора*** *z* ***и двух любых других осей*** *x, y*: $I_{xz} = I_{yz} = 0$. При этом ось вращения ротора *z* будет его ***главной осью инерции***.

В таком случае при любом режиме вращения ротора главный момент центробежных сил инерции будет равен нулю − $\overline{M}_S^{ин} = 0$.

Выявить моментную неуравновешенность ротора можно только при его вращении, оценивая динамические нагрузки, возникающие в опорах (вибрации).

Моментная балансировка заключается в совмещении главной оси инерции ротора ***(I-I)*** с его осью вращения *z* (рисунок 4.3). Она может быть реализована двумя противовесами, устанавливаемыми в двух разных плоскостях исправления (*1-1*) и (*2-2*) противоположно друг другу относительно оси вращения. В общем случае плоскости исправления могут быть произвольными. С учетом сохранения статической уравновешенности параметры противовесов определяются двумя условиями:

1) $m_{n1}\overline{r}_{n1} + m_{n2}\overline{r}_{n2} = 0$;

2) $\overline{M}_D + \overline{M}_{n1} + \overline{M}_{n2} = 0$,

где $\overline{M}_{n1}$, $\overline{M}_{n2}$ − векторы-моменты дисбалансов противовесов, величины которых находятся как $M_{n1} = m_{n1} r_{n1} z_{n1}$, $M_{n2} = m_{n2} r_{n2} z_{n2}$,

z_{n1}, z_{n2} − плечи дисбалансов противовесов m_{n1} и m_{n2} относительно сечения, содержащего центр масс *S*.

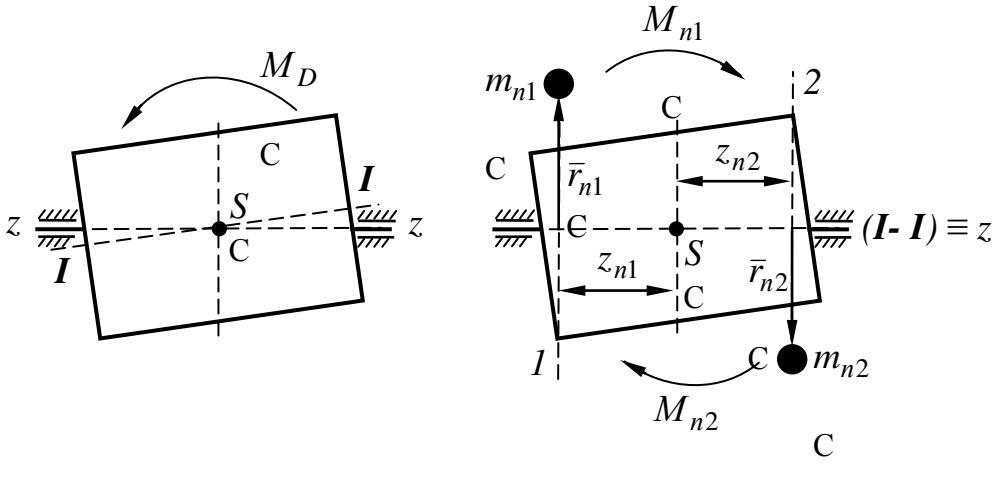


Рисунок 4.3 − Схема моментной балансировки ротора

Условием динамической (или полной) уравновешенности ротора являются одновременное выполнение условий его статической и моментной уравновешенности, т.е.

$$\overline{D}_{cm} = 0, \quad \Leftrightarrow \quad \bar{r}_S = 0.$$

$$\overline{M}_D = 0, \quad \Leftrightarrow \quad I_{xz} = I_{yz} = 0.$$

С точки зрения геометрии массы ротора это значит, что ***ось вращения*** *z* ***должна являться его главной центральной осью инерции***.

Таким образом, в общем случае динамическая балансировка реализуется подбором трех противовесов. Однако, если два из них будут расположены в одной плоскости, то могут быть заменены одним противовесом. В итоге полное уравновешивание ротора достигается двумя противовесами, устанавливаемыми в двух произвольных плоскостях исправления (*1-1*) и (*2-2*) (рисунок 4.4). Их параметры определяются двумя условиями:

1) $\overline{D}_{cm} + m_{n1}\bar{r}_{n1} + m_{n2}\bar{r}_{n2} = 0$;

2) $\overline{M}_D + \overline{M}_{n1} + \overline{M}_{n2} = 0$.

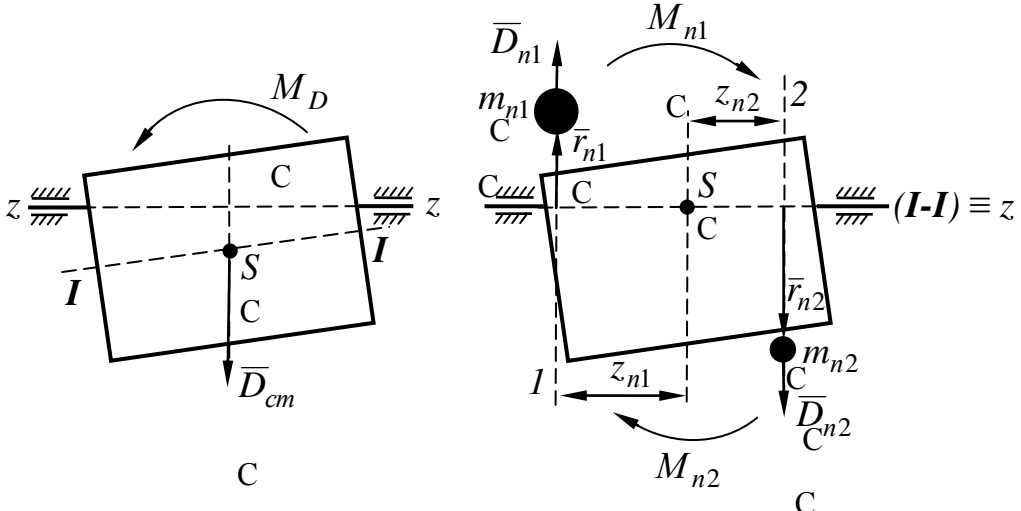


Рисунок 4.4 − Схема динамической балансировки ротора

4.3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

4.3.1. Приборы и принадлежности

Лабораторная установка ТММ-35, миллиметровая бумага, карандаш, линейка, транспортир, калькулятор, бланк вариантов индивидуальных заданий, журнал лабораторных работ.

4.3.2. Устройство лабораторной установки ТММ-35

Лабораторная установка ТММ-35 (рисунок 4.5) состоит из массивного основания 1, на котором закреплены две стойки 2, 3 и электропривод 4 ротора. На стойках в шарикоподшипниковых опорах 5 и 6 установлен ротор. Он состоит из вала 7, пяти дисков 8 и шкива 9 фрикционного привода.

Правая подшипниковая опора 6 ротора фиксируется в стойке 3 двумя пружинами 10 и может перемещаться по ней в горизонтальном направлении перпендикулярно оси ротора. Левая опора 5 крепится в стойке 2 неподвижно. Благодаря сферическому шарикоподшипнику, вал ротора может поворачиваться вокруг нее. Если правый конец ротора отвести в сторону и отпустить, то, благодаря пружинам 10, он начнет колебаться в горизонтальной плоскости вокруг вертикальной оси левой опоры 5.

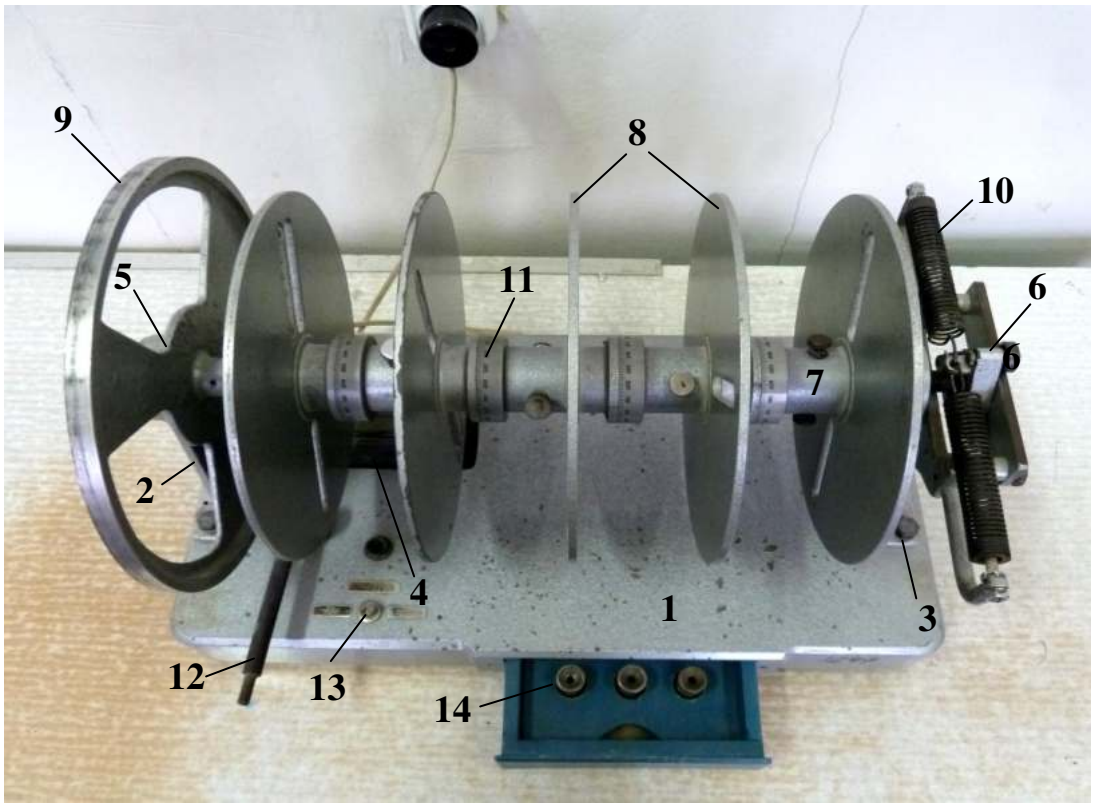
В каждом из пяти дисков 8 имеются по две радиальные прорези, расположенные противоположно, в одной из которых можно устанавливать грузы на соответствующих радиусах (в пределах 50–90 мм). Каждый из дисков имеет возможность проворачиваться относительно вала и фиксироваться на нем под требуемыми углами благодаря пяти градуированным лимбам 11.

Привод во вращение ротора осуществляется электродвигателем 4 через фрикционную передачу, управляемую рычагом 12. При нажиме на рычаг электродвигатель 4 поднимается, обрезиненный ролик его вала прижимается к фрикционному шкиву 9 ротора. Одновременно происходит запуск электродвигателя. Если рычаг 12 отпустить, двигатель опустится под собственным весом, произойдет его отключение и размыкание фрикционной передачи. Питание установки осуществляется от бытовой электрической сети 220 В.

В комплект установки входит набор лабораторных грузов 13 номиналом 10, 40, 50, 60, 70 г.

Основные параметры установки

1. Питание электродвигателя − сеть переменного тока 220 В.
2. Потребляемая мощность − 40 Вт.
3. Габаритные размеры установки − 530×360×355 мм.
4. Общий вес установки − 25 кг.



1 – основание; 2, 3 – опорные стойки; 4 – электродвигатель;
5, 6 – подшипниковые опоры; 7 – вал ротора; 8 – диски;
9 – фрикционный шкив; 10 – пружины правой опоры;
11 – градуированные лимбы; 12 – рычаг фрикционного привода;
13 – тумблер питания электродвигателя; 14 – набор грузов

Рисунок 4.5 − Установка ТММ-35, общий вид

4.3.3. Статическое уравновешивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс

Имеется жёсткий ротор изначально статически уравновешенный (рисунок 4.5). По заданию преподавателя в плоскостях ротора 1, 2, 3, перпендикулярных его оси вращения z, необходимо разместить соответствующие неуравновешенные массы m_1, m_2, m_3. Их положения в плоскостях определяются радиус-векторами $\bar{r}_1$, $\bar{r}_2$, $\bar{r}_3$. Ориентация радиус-векторов относительно вала ротора задается углами α_1, α_2, α_3 (рисунок 4.6).

В результате имеем ротор с известным расположением трех неуравновешенных точечных масс. Его центр масс S будет смещен относительно оси вращения z.

Задача статической балансировки состоит в определении параметров одного противовеса так, чтобы вернуть центр масс на ось ротора. В частно-

сти, необходимо определить массу противовеса m_n и место его размещения на одном из свободных дисков ротора (например, в плоскости исправления *II*), т.е. радиуса r_n и угла α_n (рисунок 4.6).

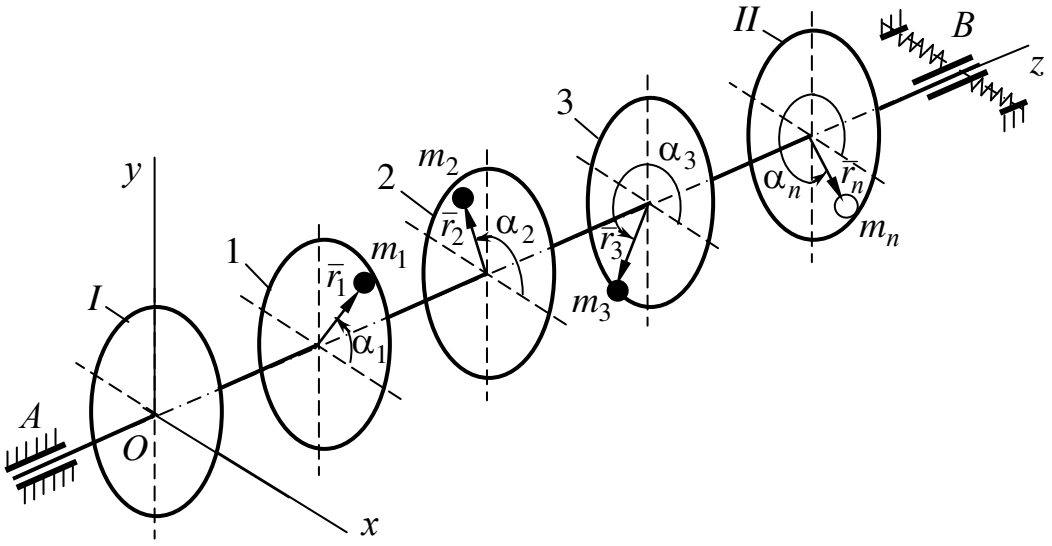


Рисунок 4.6 − Рабочая схема установки ТММ-35
при статической балансировке ротора

Параметры противовеса определим двумя методами: графическим и аналитическим, сравним их результаты и произведем экспериментальную проверку выполненной работы.

Графический метод расчета

Используем общее векторное условие статической уравновешенности ротора − равенство нулю его дисбаланса ($\bar{D}_{cm} = 0$). Тогда для лабораторного ротора с точечными массами (тремя заданными и одним противовесом) оно будет иметь вид

$$\bar{D}_{cm} = \sum m_k \bar{r}_k = \underline{\underline{m_1 \bar{r}_1}} + \underline{\underline{m_2 \bar{r}_2}} + \underline{\underline{m_3 \bar{r}_3}} + m_n \bar{r}_n = 0, \qquad (4.1)$$

где $m_1\bar{r}_1$, $m_2\bar{r}_2$, $m_3\bar{r}_3$ − векторы дисбалансов заданных неуравновешенных масс, г·мм;

$m_n\bar{r}_n$ − вектор дисбаланса искомого противовеса.

Так как в векторном уравнении не известно одно слагаемое, то его можно решить графически построением замкнутого векторного многоугольника дисбалансов (рисунок 4.7).

Порядок построений.

1. В соответствующую таблицу журнала лабораторных работ занести параметры трех неуравновешенных грузов: массы m_k (г), радиусы r_k (мм), углы α_k (градусы) согласно выданному преподавателем заданию.

2. Вычислить величины дисбалансов неуравновешенных масс – $m_k r_k$ (г·мм).

3. Задавшись масштабным коэффициентом диаграммы $k = 100$ (г·мм/мм), на миллиметровой бумаге из произвольно выбранного центра *O* построить последовательно три вектора дисбалансов заданных грузов. Их направления определяются соответствующими углами α_k. Замкнуть многоугольник вектором дисбаланса противовеса $m_n \bar{r}_n$. Его вершина должна прийти в центр *O* (рисунок 4.7).

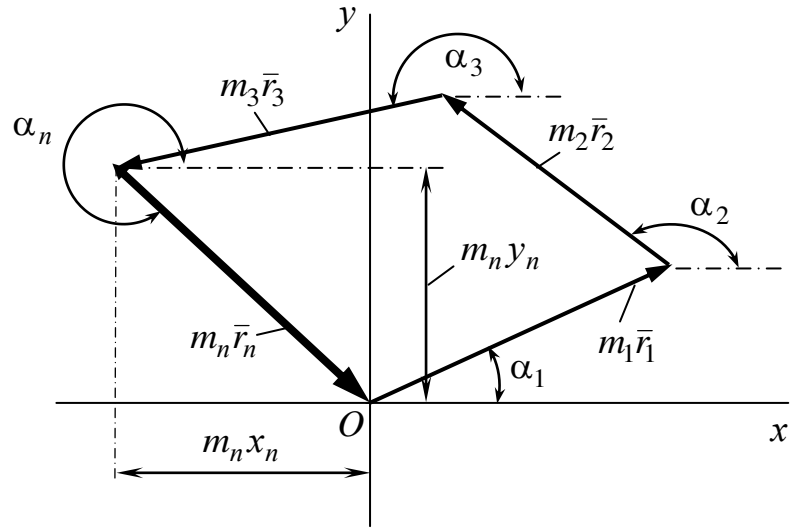


Рисунок 4.7 – Векторный многоугольник дисбалансов точечных масс ротора

4. Измерив длину замыкающего вектора, определить величину дисбаланса противовеса $m_n r_n$ (г·мм) с учетом масштабного коэффициента диаграммы *k*. Измерить на диаграмме угол α_n, определяющий ориентацию вектора дисбаланса противовеса.

5. Задавшись массой противовеса m_n (из комплекта грузов в составе установки), определить радиус его размещения r_n (он должен находиться в пределах 40–90 мм).

Полученные результаты занести в таблицу журнала.

Аналитический метод расчета

1. Спроецировав векторное условие статической уравновешенности (4.1) на оси *x* и *y* (рисунок 4.7), получим два соответствующих ему скалярных уравнения:

$$\begin{cases} D_{cm}^{x} = \sum m_k x_k = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3 + m_n x_n = 0 \\ D_{cm}^{y} = \sum m_k y_k = m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_n y_n = 0 \end{cases},$$

$$\text{откуда } \begin{cases} m_n x_n = -\left(m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3\right) \\ m_n y_n = -\left(m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3\right) \end{cases}, \qquad (4.2)$$

где $x_k = r_k \cos\alpha_k$, $y_k = r_k \sin\alpha_k$ – проекции соответствующих радиус-векторов $\bar{r}_k$ на координатные оси x и y (т.е. координаты точечных масс m_k) мм.

Преобразовав (4.2), выразим параметры противовеса: угол α_n, определяющий его ориентацию, и дисбаланс $m_n r_n$.

$$tg\alpha_n = \frac{m_n y_n}{m_n x_n} = \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3}{m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3}, \tag{4.3}$$

$$m_n r_n = \left| \frac{m_n y_n}{\sin\alpha_n} \right| = \left| \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3}{\sin\alpha_n} \right|, \tag{4.4}$$

Порядок расчетов.

1. По заданным параметрам неуравновешенных масс вычислить значения $\sin\alpha_k$, $\cos\alpha_k$, $m_k x_k$, $m_k y_k$. Результаты занести в таблицу журнала.

2. На основании уравнения (4.3) определить величину $tg\alpha_n$, а затем α_n, учитывая, что найденному значению тангенса соответствуют два угла, различающиеся на 180^0. Оба значения углов занести в таблицу журнала.

3. На основании уравнения (4.4) определить величину дисбаланса противовеса $m_n r_n$.

4. Задавшись массой противовеса m_n, аналогичной результатам графического исследования, определить радиус его размещения r_n.

5. Сравнить значения α_n и r_n, полученные в результате аналитических расчётов и графических исследований. Они должны быть близки.

Экспериментальная проверка выполненных расчётов

1. Установить в радиальных прорезях дисков 1, 2, 3 ротора (рисунки 4.5, 4.6) неуравновешенные массы m_1, m_2, m_3 на заданных расстояниях от оси вращения r_1, r_2, r_3. Провернуть диски с грузами относительно вала ротора на соответствующие углы α_1, α_2, α_3, ориентируясь по градуированным лимбам, и зафиксировать их.

2. Убедиться, что ротор статически неуравновешен (из любой позиции он стремится провернуться и занять одно и то же положение, соответствующее низшему расположению его центра масс).

3. Установить на один из дисков исправления (*I* или *II*) противовес массой m_n на радиусе r_n. Провернуть диск с противовесом на угол α_n и зафиксировать его на валу ротора.

4. Проверить статическую уравновешенность ротора. В любом положении он должен оставаться неподвижным.

5. Включить тумблер 13 электропривода и нажатием на рычаг 12 фрикционной передачи привести ротор во вращение. По колебаниям правой подпружиненной опоры 6 в горизонтальных направляющих стойки 3 убедиться, что для данного ротора статической балансировки недостаточно. В его опорах возникают динамические нагрузки, обусловленные его моментной неуравновешенностью, т.е. действием главного момента сил инерции.

4.3.4. Динамическое уравновешивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс

Имеется жёсткий ротор (рисунок 4.8), неуравновешенность которого задается тремя массами m_1, m_2, m_3, установленными в соответствующих плоскостях 1, 2, 3 на расстояниях r_1, r_2, r_3 от оси вращения z. Ориентация радиус-векторов грузов относительно вала ротора характеризуется углами α_1, α_2, α_3. Кроме того заданы расстояния между плоскостями размещения неуравновешенных масс и плоскостями исправления: z_1, z_2, z_3, z_{II}.

В результате центр масс ротора S смещен относительно оси вращения z, а главная центральная ось инерции не параллельна ей.

Задача динамической балансировки состоит в определении параметров двух противовесов так, чтобы вернуть центр масс на ось вращения ротора и совместить её с главной центральной осью инерции.

В частности, необходимо определить массы противовесов m_{n1}, m_{n2} и их расположения в заданных плоскостях исправления ротора (диски *I* и *II*), т.е. радиусы r_{n1}, r_{n2} и углы α_{n1}, α_{n2} (рисунок 4.8).

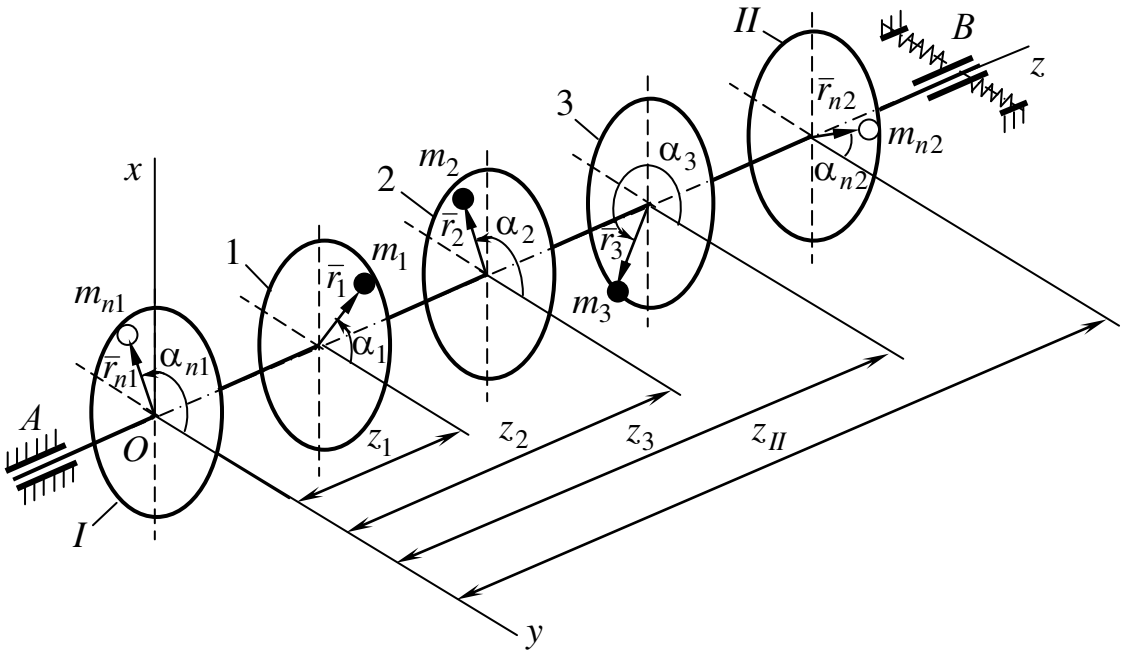


Рисунок 4.8 − Рабочая схема установки ТММ-35 при динамической балансировке ротора

Параметры противовесов также определим двумя методами: графическим и аналитическим, сравним их результаты и произведем экспериментальную проверку выполненной работы.

Графический метод расчета

Используем два векторных условия динамической уравновешенности ротора: равенства нулю его дисбаланса ($\bar{D}_{cm} = 0$) и главного момента дисбалансов ($\bar{M}_D = 0$). Причем в данном случае главный момент дисбалансов должен быть равен нулю относительно любой точки. Поэтому удобно взять её на пересечении оси вращения ротора z с плоскостью исправления I (точка O, рисунок 4.8). В этом случае момент дисбаланса противовеса m_{n1}, размещаемого в этой плоскости, будет равен нулю, что упрощает расчеты.

Тогда для лабораторного ротора с тремя заданными массами и двумя противовесами имеем:

$$1)\ \bar{D}_{cm} = \sum m_k \bar{r}_k = \underline{\underline{m_1 \bar{r}_1}} + \underline{\underline{m_2 \bar{r}_2}} + \underline{\underline{m_3 \bar{r}_3}} + m_{n1}\bar{r}_{n1} + m_{n2}\bar{r}_{n2} = 0; \qquad (4.5)$$

$$2)\ M_D = \left|\sum m_k \bar{r}_k z_k\right| = \left|\underline{\underline{m_1 \bar{r}_1 z_1}} + \underline{\underline{m_2 \bar{r}_2 z_2}} + \underline{\underline{m_3 \bar{r}_3 z_3}} + m_{n2}\bar{r}_{n2} z_{II}\right| = 0, \qquad (4.6)$$

где z_k − плечи векторов дисбалансов грузов относительно центра O (мм), причем для первого противовеса, размещаемого в I плоскости исправления, $z_I = 0$.

В двух векторных уравнениях содержатся два неизвестных дисбаланса противовесов: $m_{n1}\bar{r}_{n1}$ и $m_{n2}\bar{r}_{n2}$. Поэтому их можно решить графически построением двух замкнутых векторных многоугольников − моментов дисбалансов и дисбалансов (рисунки 4.9, 4.10).

Порядок построений.

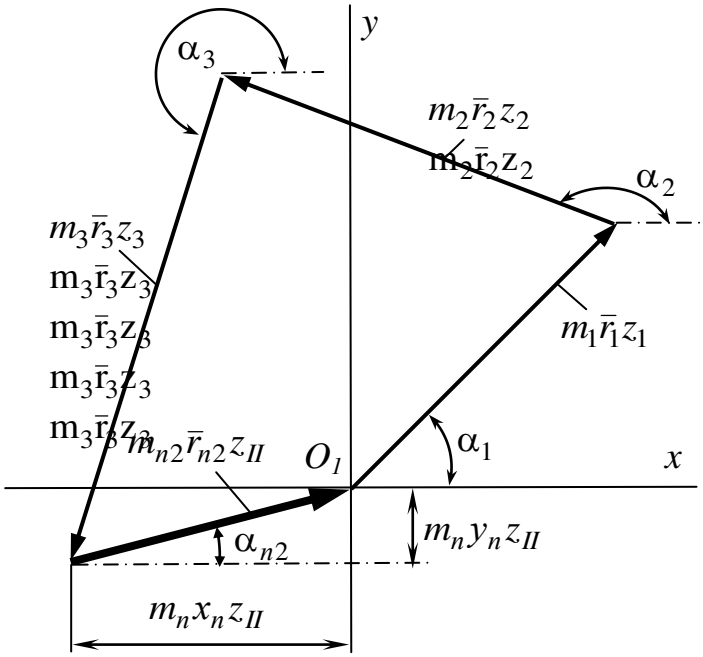
1. В соответствующую таблицу журнала лабораторных работ занести параметры трех неуравновешенных грузов: массы m_k (г), радиусы r_k (мм), углы α_k (градусы) и плечи z_k согласно выданному преподавателем заданию.

2. Вычислить величины дисбалансов неуравновешенных масс − $m_k r_k$ (г·мм) и их моментов относительно центра O − $m_k r_k z_k$ (г·мм^2).

3. Задавшись масштабным коэффициентом диаграммы $k_1 = 10000$ (г·мм^2/мм), на миллиметровой бумаге из произвольно выбранного центра O_1 построить последовательно три вектора моментов дисбалансов заданных грузов по уравнению (4.6). Их направления определяются соответствующими углами α_k. Замкнуть многоугольник вектором момента дисбаланса второго противовеса $m_{n2}\bar{r}_{n2} z_{II}$. Его вершина должна прийти в центр O_1 (рисунок 4.9).

4. Измерив длину замыкающего вектора, определить величину момента дисбаланса второго противовеса $m_{n2} r_{n2} z_{II}$ (г·мм^2) с учетом масштабного коэффициента диаграммы k_1. Разделив на z_{II}, найти величину его дисбаланса $m_{n2} r_{n2}$. Измерить на диаграмме угол α_{n2}, определяющий его ориентацию.

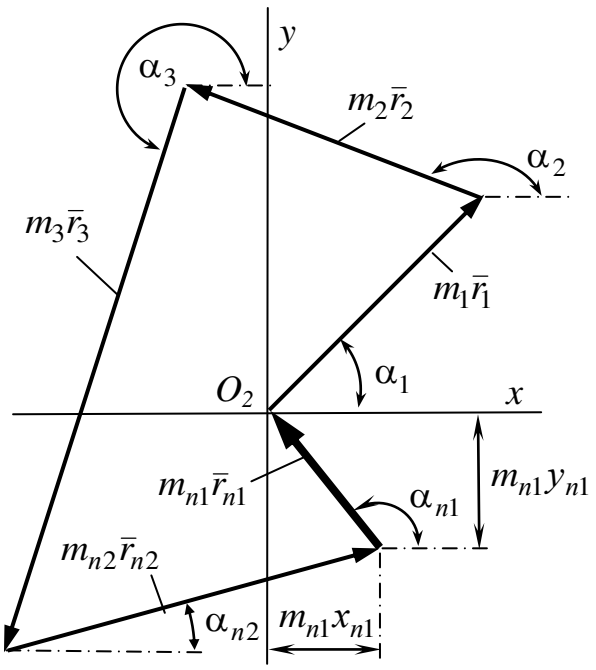
5. Задавшись массой противовеса m_{n2} (из комплекта грузов в составе установки), определить радиус его размещения r_{n2} (он должен находиться в пределах 40–90 мм).



$$k_1 = 10^4 \left(\frac{г \cdot мм^2}{мм} \right)$$

Рисунок 4.9 – Векторный многоугольник моментов дисбалансов точечных масс ротора

6. Задавшись масштабным коэффициентом диаграммы $k_2 = 100$ (г·мм/мм), на миллиметровой бумаге из произвольно выбранного центра O_2 построить последовательно векторы дисбалансов заданных грузов и второго противовеса $m_{n2}\bar{r}_{n2}$. Замкнуть многоугольник вектором дисбаланса первого противовеса − $m_{n1}\bar{r}_{n1}$ (рисунок 4.10).



$$k_2 = 100 \left(\frac{г \cdot мм}{мм} \right)$$

Рисунок 4.10 – Векторный многоугольник дисбалансов точечных масс ротора

7. Измерив длину замыкающего вектора, определить величину дисбаланса первого противовеса $m_{n1}r_{n1}$ (г·мм) с учетом масштабного коэффициента диаграммы k_2. Измерить на диаграмме угол α_{n1}, определяющий его ориентацию.

8. Задавшись массой противовеса m_{n1}, определить радиус его размещения r_{n1}.

Полученные результаты занести в таблицу журнала.

Аналитический метод расчета

1. Спроецировав векторные условия динамической уравновешенности (4.5) и (4.6) на оси x и y (рисунок 4.7), получим соответствующие им четыре скалярных уравнения:

$$\begin{cases} \sum m_k x_k = m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3 + m_{n1} x_{n1} + m_{n2} x_{n2} = 0 \\ \sum m_k y_k = m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_{n1} y_{n1} + m_{n2} y_{n2} = 0 \end{cases}; \tag{4.7}$$

$$\begin{cases} \sum m_k x_k z_k = m_1 x_1 z_1 + m_2 x_2 z_2 + m_3 x_3 z_3 + m_{n2} x_{n2} z_{II} = 0 \\ \sum m_k y_k z_k = m_1 y_1 z_1 + m_2 y_2 z_2 + m_3 y_3 z_3 + m_{n2} y_{n2} z_{II} = 0 \end{cases}, \tag{4.8}$$

где $x_k = r_k \cos\alpha_k$, $y_k = r_k \sin\alpha_k$, z_k – координаты точечных масс m_k по осям x, y, z (мм).

Из системы уравнений (4.8) выразим параметры второго противовеса: угол α_{n2}, определяющий его ориентацию и дисбаланс $m_{n2}r_{n2}$:

$$tg\alpha_{n2} = \frac{m_{n2} y_{n2} z_{II}}{m_{n2} x_{n2} z_{II}} = \frac{m_1 y_1 z_1 + m_2 y_2 z_2 + m_3 y_3 z_3}{m_1 x_1 z_1 + m_2 x_2 z_2 + m_3 x_3 z_3}, \tag{4.9}$$

$$m_{n2} r_{n2} = \left| \frac{m_1 y_1 z_1 + m_2 y_2 z_2 + m_3 y_3 z_3}{z_{II} \sin\alpha_{n2}} \right|. \tag{4.10}$$

Из системы уравнений (4.7) выразим параметры первого противовеса: угол α_{n1} и дисбаланс $m_{n1}r_{n1}$.

$$tg\alpha_{n1} = \frac{m_{n1} y_{n1}}{m_{n1} x_{n1}} = \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_{n2} y_{n2}}{m_1 x_1 + m_2 x_2 + m_3 x_3 + m_{n2} x_{n2}}, \tag{4.11}$$

$$m_{n1} r_{n1} = \left| \frac{m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_{n2} y_{n2}}{\sin\alpha_{n1}} \right|, \tag{4.12}$$

Порядок расчетов.

1. По заданным параметрам неуравновешенных масс вычислить значения $\sin\alpha_k$, $\cos\alpha_k$, $m_k x_k$, $m_k y_k$, $m_k x_k z_k$, $m_k y_k z_k$. Результаты занести в таблицу журнала.

2. На основании уравнения (4.9) определить величину $tg\alpha_{n2}$, а затем α_{n2}, учитывая, что найденному значению тангенса соответствуют два угла, различающиеся на 180^0. Оба значения углов занести в таблицу журнала.

3. На основании уравнения (4.10) определить величину дисбаланса второго противовеса $m_{n2}r_{n2}$.

4. Задавшись массой противовеса m_{n2}, аналогичной результатам графического исследования, определить радиус его размещения r_{n2}.

5. На основании уравнения (4.11) определить величину $tg\alpha_{n1}$, а затем α_{n1}, учитывая, что найденному значению тангенса соответствуют два угла, различающиеся на 180^0. Оба значения углов занести в таблицу журнала.

6. На основании уравнения (4.12) определить величину дисбаланса первого противовеса $m_{n1}r_{n1}$.

7. Задавшись массой противовеса m_{n1}, аналогичной результатам графического исследования, определить радиус его размещения r_{n1}.

8. Сравнить значения α_{n1}, α_{n2}, r_{n1}, r_{n2}, полученные в результате аналитических расчётов и графических исследований. Они должны быть близки.

Экспериментальная проверка выполненных расчётов

1. Установить в радиальных прорезях дисков 1, 2, 3 ротора (рисунок 4.8) неуравновешенные массы m_1, m_2, m_3 на заданных расстояниях от оси вращения r_1, r_2, r_3. Провернуть диски с грузами относительно вала ротора на соответствующие углы α_1, α_2, α_3, ориентируясь по градуированным лимбам, и зафиксировать их.

2. Убедиться, что ротор статически неуравновешен (из любой позиции он стремится провернуться и занять одно и то же положение, соответствующее низшему расположению его центра масс).

3. Установить на диски исправления *I* и *II* противовесы m_{n1} и m_{n2} на соответствующих радиусах r_{n1}, r_{n2}. Провернуть диски с противовесами на углы α_{n1}, α_{n2} и зафиксировать их на валу ротора.

4. Проверить статическую уравновешенность ротора. В любом положении он должен оставаться неподвижным.

5. Тумблером 13 (рисунок 4.5) включить питание электропривода и нажатием на рычаг 12 фрикционной передачи привести ротор во вращение. Оценить колебания правой подпружиненной опоры ротора 6 в горизонтальных направляющих стойки 3. При правильно выполненных расчётах колебаний быть не должно, что свидетельствует об отсутствии динамических нагрузок в опорах, количественно выражаемых силами инерции масс ротора.

4.4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Устройство лабораторной установки ТММ-35.
2. В чем состоит задача статической балансировки ротора?
3. Определение главного вектора сил инерции ротора.
4. Что такое статический момент (дисбаланс) массы?
5. Что такое главный вектор дисбалансов ротора?
6. Условия статической уравновешенности ротора.
7. Содержание работы статической балансировки ротора.
8. Экспериментальная проверка статической уравновешенности ротора.
9. Что такое главный момент сил инерции ротора?
10. Что такое вектор-момент дисбаланса точечной массы?
11. Что такое главный вектор-момент дисбалансов ротора?
12. Условия моментной уравновешенности ротора.
13. Условия динамической уравновешенности ротора.
14. В чем состоит задача динамической балансировки ротора?
15. Содержание работы динамической балансировки ротора.
16. Экспериментальная проверка динамической уравновешенности ротора.

4.5. ЛИТЕРАТУРА

1. Снежко А.В. Теория механизмов и машин. Курс лекций для бакалавров / А.В. Снежко. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2019. – 160 с.
2. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчёт / Ю.Ф. Лачуга, А.М. Баусов, А.Н. Воскресенский, А.М. Абалихин. – М.: Бибком, Транслог, 2015. – 416 с.
3. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.: ил.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Юденич В.В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В.В. Юденич. – М.: Высшая школа, 1962. – 288 с.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРОВ НА БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТАНКАХ

5.1. ЦЕЛИ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Ознакомиться с теоретическими основами работы балансировочных станков для динамического уравновешивания роторов.

2. Освоить методику динамической балансировки ротора на лабораторном станке системы Б.В. Шитикова.

5.2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ СТАНКОВ ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРОВ

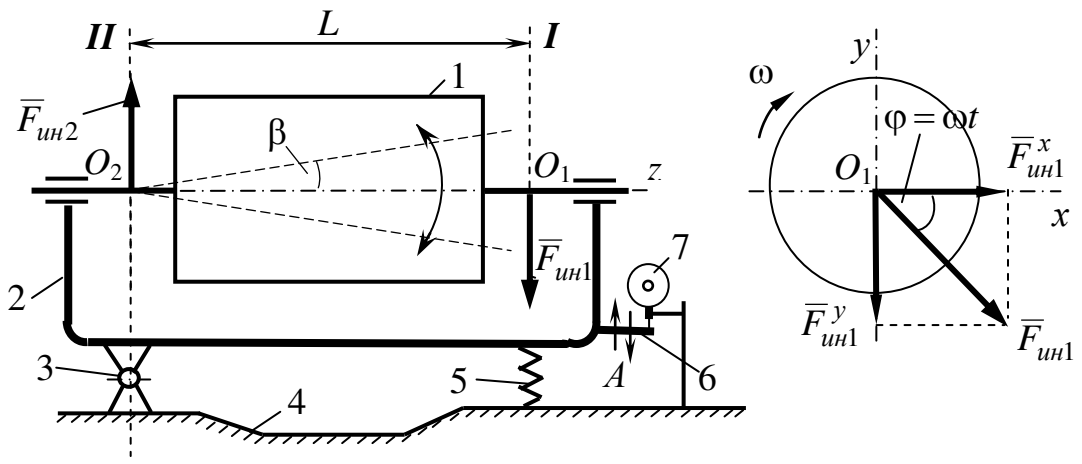
Случаи, когда неуравновешенность ротора известна (например, заданы положения центра масс и главной центральной оси инерции) на практике встречаются редко. Например, в процессе проектирования вращающихся деталей и узлов машин. И балансировка в этом случае сводится к приданию роторам рациональной формы еще на стадии их конструирования.

При производстве и эксплуатации техники чаще возникает задача оценки степени неуравновешенности уже готовых роторов и её практического устранения. Для этого применяются специальные балансировочные машины (станки). Как правило, они специализированы для уравновешивания конкретных видов деталей машин: коленчатых валов двигателей, роторов электродвигателей и турбин, колес автомобилей и др.

Общий принцип работы балансировочных станков основан на том, что при вращении неуравновешенного ротора в его опорах возникают знакопеременные нагрузки, которые либо непосредственно регистрируются измерительной системой (датчиками давления), либо оцениваются параметрами колебаний этих опор или упругой подвески ротора.

Рассмотрим конструкцию и принцип действия одного из таких балансировочных станков системы Б.В. Шитикова (рисунок 5.1).

Испытуемый ротор 1 установлен горизонтально на подшипниках в жесткой раме 2, которая шарниром 3 связана с неподвижным основанием 4. Ось шарнира 3 расположена горизонтально, перпендикулярно оси ротора z. Причем в действительности эти оси не перекрещиваются (как упрощенно показано на рисунке 5.1), а пересекаются, так что шарнир 3 находится на одном уровне с точкой O_2. Рама 2 дополнительно опирается на основание 4 станка пружиной 5. Таким образом, ротор вместе с рамой образует упругую систему, которая может колебаться в вертикальной плоскости относительно оси шарнира 3 (а фактически относительно точки O_2).



1 − ротор; 2 − рама; 3 − шарнир рамы; 4 − основание станка; 5 − пружина; 6 − рычаг контроля колебаний; 7 − индикаторная головка

Рисунок 5.1 − Рабочая схема балансировочного станка системы Б.В. Шитикова

Из теории уравновешивания известно, что систему центробежных сил инерции ротора можно привести к двум результирующим силам $\overline{F}_{ин1}$ и $\overline{F}_{ин2}$, действующим в двух разных, в общем случае произвольных плоскостях, перпендикулярных оси вращения. Эти плоскости выбирают так, чтобы обеспечить возможность установки в них корректирующих масс для уравновешивания этих сил инерции. У испытуемого ротора 1 таковыми являются плоскости *I* и *II*. Причем плоскость *II* пересекает ось вращения рамы 3, а плоскость *I* отстоит от нее на расстоянии *L*.

Тогда можно считать, что при вращении ротора его результирующие силы инерции $\overline{F}_{ин1}$ и $\overline{F}_{ин2}$ действуют в этих плоскостях. Причем воздействие силы $\overline{F}_{ин2}$ в плоскости *II* компенсируется реакцией в шарнире 3 и не влияет на состояние упругой системы.

Силу $\overline{F}_{ин1}$ в плоскости *I*, вращающуюся вместе с ротором с угловой скоростью ω, можно разложить на горизонтальную и вертикальную составляющие (вдоль неподвижных осей *x* и y). Они изменяются по периодическому закону с частотой, равной угловой скорости ротора ω:

$$F^{x}_{ин1} = F_{ин1}\, cos(\,\omega t\,);$$

$$F^{y}_{ин1} = F_{ин1}\, sin(\,\omega t\,),$$

где $\omega t = \varphi$ − угол между вектором $\overline{F}_{ин1}$ и горизонтальной осью *x*.

Эти составляющие силы инерции относительно шарнира 3 создают моменты на плече *L*. Причем момент горизонтальной составляющей $F^{x}_{ин1}$

уравновешивается реактивным моментом в шарнире и не влияет на состояние рамы.

Момент вертикальной составляющей $F^{y}_{ин1}$ вызывает вынужденные угловые колебания рамы 2 вместе с ротором 1 относительно оси шарнира 3 (а фактически относительно точки O_2). Эти колебания характеризуются углами поворота рамы β или перемещениями рычага 6, которые контролируются индикаторной головкой 7.

Из теории механических колебаний известно, что амплитуда вынужденных колебаний рамы A зависит от частоты изменения возмущающих воздействий (т.е. момента силы $F^{y}_{ин1}$), которая соответствует угловой скорости ротора ω. Характер этой зависимости представлен на рисунке 5.2.

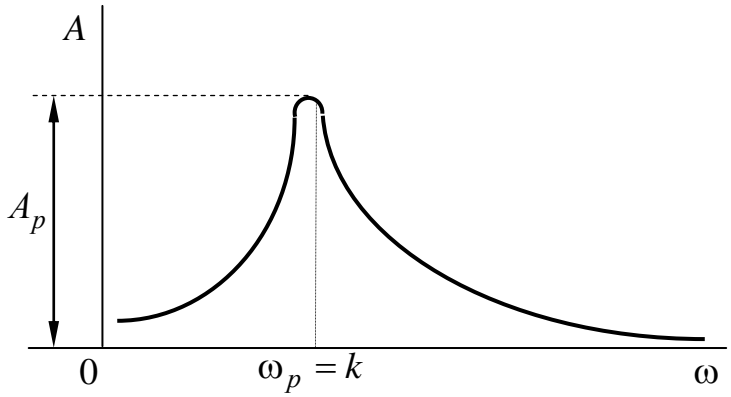


Рисунок 5.2 – Зависимость амплитуды вынужденных колебаний рамы ротора от частоты его вращения

Из графика следует: если частота вращения ротора ω близка частоте собственных колебаний упругой системы k, то возникнет явление резонанса. При этом амплитуда колебаний рамы станет наибольшей − A_p.

Причиной появления силы инерции $\overline{F}_{ин1}$ можно считать наличие некоторого дисбаланса $\overline{D}_1$, расположенного в плоскости исправления *I* (т.е. некоторой неуравновешенной массы m_1 на расстоянии r_1 от оси вращения ротора), т.е.

$$\overline{F}_{ин1} = \omega^2 \cdot \overline{D}_1 = \omega^2 \cdot m_1 \bar{r}_1. \qquad (5.1)$$

Тогда резонансная амплитуда определяется зависимостью

$$A_1 = \frac{m_1 r_1 \cdot \omega_p^2 \cdot k}{2n \cdot c},$$

где n – коэффициент, учитывающий сопротивление среды;

c − коэффициент упругости пружины 5;

ω_p – угловая скорость ротора в резонансном режиме;

k − собственная частота колебаний подрессоренной системы «рама − ротор» зависит от её инерционных свойств и жесткости пружины:

$$k = \sqrt{\frac{c}{I_{O2}}} \ ,$$

здесь I_{O2} − момент инерции рамы с ротором относительно оси шарнира 3.

Экспериментально установлено, что в балансировочном станке данной конструкции при значениях неуравновешенности ротора до 1000–1200 г·мм коэффициенты n, c, k и его резонансная скорость ω_p практически не меняются. Поэтому можно считать, что амплитуда резонансных колебаний пропорциональна дисбалансу ротора D_1, приведенному к плоскости I:

$$A_1 = \lambda \cdot m_1 r_1 , \qquad (5.2)$$

где λ – коэффициент пропорциональности, зависящий от конструктивных параметров балансировочного станка.

Таким образом, *зная величину коэффициента* λ *и измерив резонансную амплитуду колебаний рамы* A_1*, можно определить величину условного дисбаланса* $m_1 r_1$*, отнесённого к плоскости исправления I, а значит уравновесить его соответствующим противовесом.*

Определить λ и параметры неуравновешенной массы m_1 и $\bar{r}_1$ можно экспериментально. Для этого проводят три опыта, в которых измеряют амплитуды колебаний рамы при различных параметрах неуравновешенности ротора.

Опыт № 1.

Разогнав ротор, с помощью индикаторной головки фиксируют максимальную (резонансную) амплитуду A_1, обусловленную действием силы инерции собственной неуравновешенности ротора $\overline{F}_{ин1}$. Эта амплитуда подчиняется закону (5.2).

В плоскости исправления I проводят произвольно базовую линию x-x (рисунок 5.3 *а*). При этом считают, что $\overline{F}_{ин1}$ составляет с ней некий угол α.

Опыт № 2.

Задавшись некоторой добавочной массой $m_д$, устанавливают её в плоскости исправления I на линии x-x (рисунок 5.3 *б*) на выбранном расстоянии $r_д$ от оси вращения (при этом дисбаланс добавочной массы $m_д r_д$ не должен превышать 700 г·мм). Разогнав ротор, измеряют максимальную амплитуду A_2. Она будет пропорциональна результирующей двух сил инерции: $\overline{F}_{ин1}$ и силе инерции добавочной массы $\overline{F}^{д}_{ин}$:

$$\overline{R}^{1}_{ин} = \overline{F}_{ин1} + \overline{F}^{д}_{ин},$$

где, согласно (5.1), $\overline{F}^{д}_{ин} = \omega^2 \cdot \overline{D}_д = \omega^2 \cdot m_д \bar{r}_д$.

Эта амплитуда также удовлетворяет условию (5.2):

$$A_2 = \lambda \cdot \left| m_1 \bar{r}_1 + m_д \bar{r}_д \right| . \qquad (5.3)$$

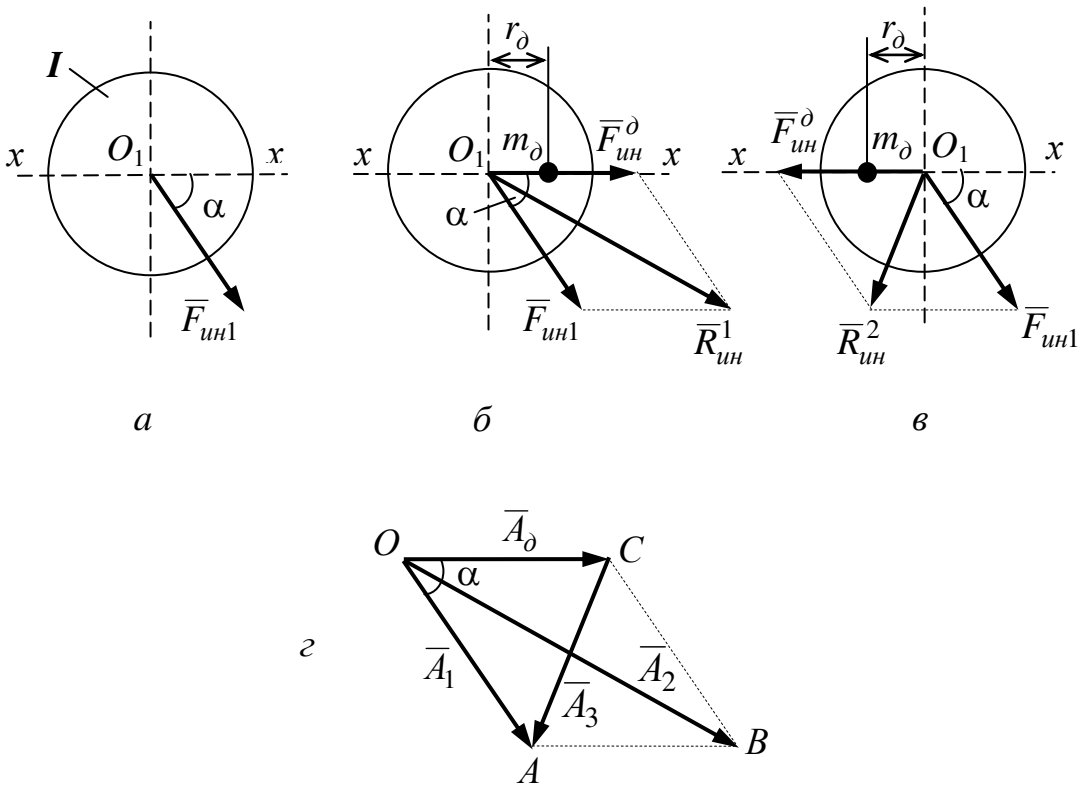


Рисунок 5.3 – Схемы параллелограммов сил инерции
и амплитуд резонансных колебаний

Опыт № 3. Поворачивают диск с добавочной массой (плоскость исправления *I*), на 180^0, разгоняют ротор и замеряют резонансную амплитуду A_3, пропорциональную силе инерции $\overline{R}^2_{ин}$, равной сумме сил инерции $\overline{F}_{ин1}$ и $-\overline{F}^{\partial}_{ин}$ (рисунок 5.3 *в*):

$$\overline{R}^1_{ин} = \overline{F}_{ин1} - \overline{F}^{\partial}_{ин}.$$

Амплитуда A_3 будет равна:

$$A_3 = \lambda \cdot \left| m_1 \bar{r}_1 - m_{\partial} \bar{r}_{\partial} \right|. \qquad (5.4)$$

Параллелограммы сил инерции на схемах *б* и *в* (рисунок 5.3) равны друг другу по условию равенства сторон и углов.

Из уравнений (5.2), (5.3), (5.4) следует, что амплитуды A_1, A_2, A_3 пропорциональны соответствующим силам инерции. Поэтому параллелограмм, построенный на этих амплитудах (рисунок 5.3 *г*), подобен силовым. В нем одна из сторон соответствует гипотетической амплитуде A_{∂}, с которой колебалась бы рама вследствие дисбаланса только добавочной массы $m_{\partial} r_{\partial}$, т.е.

$$A_{\partial} = \lambda \cdot m_{\partial} r_{\partial}. \qquad (5.5)$$

Учитывая известное свойство параллелограмма о том, что суммы квадратов его сторон и диагоналей равны, т.е.

$2(A^2_{\partial} + A^2_1) = A^2_2 + A^2_3$, вычислим величину A_{∂}:

$$A_\partial = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}}\,.$$

Тогда из выражения (5.5) определим коэффициент λ:

$$\lambda = \frac{A_\partial}{m_\partial r_\partial}\,,$$

а из уравнения (5.2) – величину дисбаланса ротора, условно приведенного к плоскости *I*:

$$m_1 r_1 = \frac{A_1}{\lambda}.$$

Уравновесить его можно противовесом, параметры которого находятся из условия

$$m_n \bar{r}_n = -m_1 \bar{r}_1\,.$$

Расположение противовеса в плоскости исправления *I* относительно базовой линии *x-x* определяется углом α. Найдем его из треугольника *AOC* (рисунок 5.3 *г*), используя теорему косинусов:

$$A_3^2 = A_1^2 + A_\partial^2 - 2A_1 A_\partial \cos\alpha\,.$$

Тогда получим

$$\cos\alpha = \frac{A_1^2 + A_\partial^2 - A_3^2}{2A_1 A_\partial} \qquad \text{или} \qquad \alpha = arccos\left(\frac{A_1^2 + A_\partial^2 - A_3^2}{2A_1 A_\partial}\right).$$

Однако одному значению косинуса соответствуют два значения угла: $\pm\alpha$. Кроме того, т.к. положение добавочного груза в опыте № 2 строго не фиксировалось относительно базовой нулевой линии *x-x*, то в общем случае противовес может быть установлен на одном из диаметров, определяемых этими углами, т.е. при четырех углах: $\pm\alpha$, $180^0 \pm \alpha$ (рисунок 5.4).

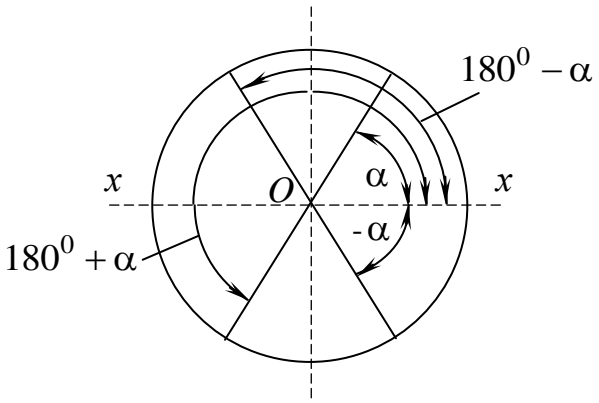


Рисунок 5.4 – Линии возможного расположения противовеса

По аналогичной методике можно определить параметры второго противовеса для плоскости исправления *II*. Однако для этого ротор необходимо вынуть из опор рамы и повернуть на 180^0, поменяв местами плоскости исправления *I* и *II*.

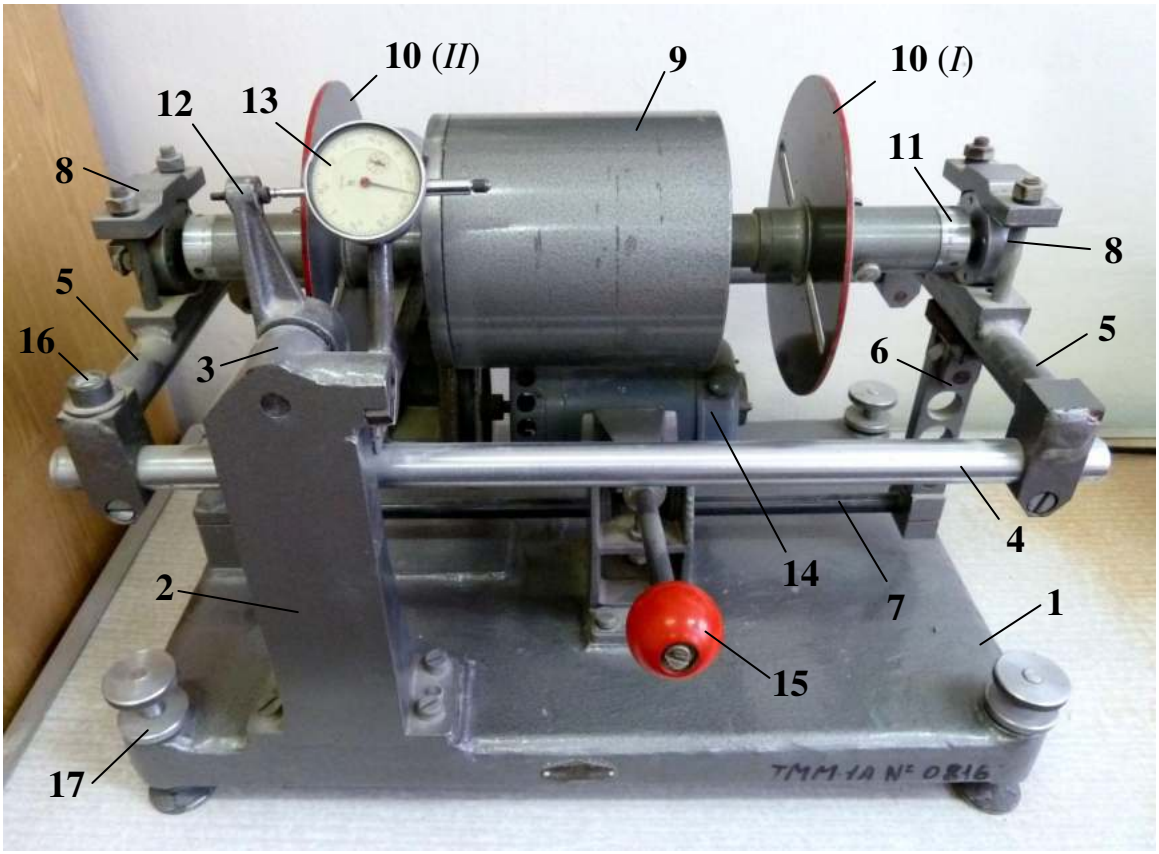
5.3. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

5.3.1. Приборы и принадлежности

Балансировочный станок ТММ-1М (системы Б.В. Шитикова), измерительная индикаторная головка, набор грузов, журнал лабораторных работ.

5.3.2. Устройство балансировочного станка ТММ-1М

Балансировочный станок ТММ-1М (рисунок 5.5) состоит из массивного чугунного основания 1, на котором на двух стойках 2 в шарикоподшипниках 3 шарнирно закреплена маятниковая рама. Она состоит из продольных 4 и поперечных 5 стержней и имеет возможность поворачиваться в вертикально плоскости. Правая часть рамы через серьгу 6 соединяется со стальным валом 7, другой конец которого жестко крепится к основанию 1.



1 – основание; 2 – опорные стойки; 3 – подшипниковые опоры рамы; 4 – продольные стержни рамы; 5 – поперечные стержни рамы; 6 – серьга подвески рамы; 7 – упругий стержень; 8 − подшипниковые опоры ротора; 9 – ротор; 10 – диски исправления ротора (плоскости *I*, *II*); 11 – градуированные лимбы ротора; 12 – рычаг рамы; 13 – индикаторная головка; 14 − электродвигатель; 15 – рычаг фрикционного привода ротора; 16 – уровень; 17 − регулируемые ножки основания

Рисунок 5.5 − Балансировочный станок ТММ-1М, общий вид

Вал 7 выполняет функцию упругой подвески маятниковой рамы к основанию станка.

На раме в двух подшипниковых опорах 8 установлен испытуемый ротор 9. На его валу справа и слева от ротора на равном расстоянии от него размещены два одинаковых диска 10 (плоскости исправления *I* и *II*). Причем диск *II* располагается в плоскости оси вращения маятниковой рамы станка. На каждом диске выполнены по две радиальные прорези для установки грузов-противовесов. Расстояние от грузов до оси вращения отсчитывается по шкалам, установленным рядом с прорезями. Диски имеют возможность проворачиваться относительно ротора и фиксироваться на валу в требуемых положениях благодаря градуированным лимбам 11.

Контроль амплитуды колебаний маятниковой рамы с ротором в вертикальной плоскости относительно основания станка осуществляется по колебаниям рычага 12, жестко связанного с рамой, относительно измерительной индикаторной головки 13, установленной на стержне неподвижной стойки 2.

Привод во вращение ротора осуществляется электродвигателем 14 посредством фрикционной передачи, при контакте обрезиненного шкива двигателя с цилиндрической поверхностью ротора. Запуск электродвигателя и включение фрикционного привода осуществляется нажатием на рычаг 15. При отпускании рычага двигатель отключается.

Основные параметры балансировочного станка ТММ-1М

1. Питание электродвигателя − сеть переменного тока 220 В.
2. Потребляемая мощность − 80 Вт.
3. Габаритные размеры станка − 600 × 455 × 440 мм.
4. Общая масс станка − 56 кг.
5. Собственная частота колебаний рамы – 6–7 Гц.
6. Точность измерений амплитуды колебаний рычага – 0,01 мм.
7. Цена деления радиальной шкалы дисков – 1 мм.
8. Цена деления угловой шкалы лимбов дисков – 2^0.

5.3.3. Правила работы с балансировочным станком и техника безопасности

1. Балансировочный станок должен быть установлен на жестком, прочном и массивном фундаменте.

2. Балансировочный станок выставляется строго горизонтально по уровню 16 (рисунок 5.5) с помощью регулируемых по высоте ножек 17 основания.

3. Корпус балансировочного станка должен быть заземлён.

4. Балансировочные грузы должны быть надёжно закреплены в прорезях дисков 10, а сами диски зафиксированы на валу ротора.

5. Пуск станка выполняется лёгким нажатием на рукоятку 15 крепления электродвигателя 14 до соприкосновения обрезиненного шкива электродви-

гателя с цилиндрической поверхностью ротора 9. Одновременно включится конечный выключатель электродвигателя. Разгон ротора не должен превышать 3–4 секунд. При этом категорически не допускается проскальзывание между обрезиненным шкивом и ротором.

6. Во время работы станка запрещается находиться в плоскости размещения грузов 10, прикасаться к вращающемуся ротору.

7. После окончания работы необходимо отключить станок от электрической сети.

5.3.4. Порядок проведения лабораторной работы

1. Ознакомиться с устройством, работой балансировочного станка и техникой безопасности при выполнении лабораторной работы.

2. Подготовить станок к работе:

− диск ротора 10, расположенный в плоскости исправления *I* (рисунок 5.5), установить по шкале лимба 11 на нулевую отметку;

− установить индикаторную головку 13 на неподвижный стержень стойки 2, надежно зафиксировать, выдвинуть шток головки до упора в пяту рычага рамы 12 и поворотом за накатку корпуса выставить её стрелку на ноль;

− включить электропитание станка.

3. Нажав на рычаг 15 в течение 3–4 секунд, разогнать ротор до частоты вращения заведомо большей частоты собственных колебаний маятниковой рамы (резонансной частоты). Выключив привод, дать возможность ротору свободно выбегать. Сместившийся при разгоне шток индикаторной головки 13 вернуть до соприкосновения с рычагом 12.

По мере замедления ротора его частота вращения совпадет с резонансной частотой колебаний рамы. Измерить ее резонансную амплитуду A_1, вызванную собственной неуравновешенностью ротора.

Разгон ротора и измерение амплитуды A_1 выполнить три раза. Среднее ее значение занести в таблицу журнала лабораторных работ.

4. Задаться параметрами добавочного груза: массой $m_д$ (рекомендуется $m_д$=10 г) и радиусом его установки $r_д$ так, чтобы его дисбаланс $m_д r_д$ не превышал 700 г·мм. Добавочный груз закрепить в одной из радиальных прорезей диска *I*.

Повторить п. 3 трехкратно, измеряя резонансную амплитуду колебаний рамы A_2, вызванную неуравновешенностью ротора и добавочного груза. Вычислить среднее значение A_2 и занести в таблицу журнала.

5. Диск *I* с добавочным грузом повернуть на 180^0 на валу ротора и зафиксировать винтами. Повторив п. 3 трехкратно, измерить при резонансе амплитуду A_3, вызванную неуравновешенностью ротора и добавочного груза в другом его положении. Среднее значение A_3 занести в таблицу журнала.

6. Используя экспериментальные данные, вычислить условную резонансную амплитуду колебаний рамы вследствие неуравновешенности добавочного груза – $A_д$:

$$A_д = \sqrt{\frac{A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2}{2}}.$$

7. Вычислить коэффициент пропорциональности балансировочного станка λ:

$$\lambda = \frac{A_д}{m_д r_д}.$$

8. Вычислить величину дисбаланса противовеса $m_n r_n$ для установки в плоскости исправления *I*:

$$m_n r_n = \frac{A_1}{\lambda}.$$

9. Задавшись массой противовеса m_n из набора стандартных грузов (рекомендуется $m_n = 10$ г), определить радиус его расположения r_n (он должен находиться в пределах размеров радиальной прорези диска: 40–90 мм).

10. Определить ориентацию радиус-вектора противовеса $\bar{r}_n$ относительно ротора, т.е. угол поворота диска исправления *I* – α:

$$\alpha = arccos\left(\frac{A_1^2 + A_д^2 - A_3^2}{2A_1 A_д}\right).$$

11. Закрепить противовес на диске *I* на радиусе r_n. Последовательно устанавливая диск под углами α, $-\alpha$, $180^0 + \alpha$, $180^0 - \alpha$ по лимбу на валу ротора, для каждого положения произвести контроль балансировки. Для этого, разгоняя ротор (как в п. 3), измерять остаточную амплитуду резонансных колебаний рамы A_k. Минимальное ее значение будет соответствовать искомому значению угла, определяющего положение противовеса.

12. Трижды измерить минимальную остаточную амплитуду $A_к$. Результаты занести в таблицу журнала и вычислить среднее значение. Определить относительную величину остаточной неуравновешенности ротора по формуле

$$\delta_A = \frac{A_к}{A_1} \cdot 100\%.$$

Балансировка в плоскости исправления *II* не производится.

5.4. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. В каких случаях используются балансировочные станки?
2. Общие принципы работы балансировочных станков.
3. Общее устройство балансировочного станка системы Б.В. Шитикова.
4. Принцип работы балансировочного станка системы Б.В. Шитикова.
5. При каких условиях и какого рода зависимость между дисбалансом ротора и амплитудой его вынужденных колебаний в балансировочном станке Б.В. Шитикова?
6. При каких условиях возникает явление резонанса в механических колебаниях?
7. Общая методика определения коэффициента λ балансировочного станка Б.В. Шитикова.
8. Как определить параметры второго противовеса ротора при использовании балансировочного станка Б.В. Шитикова?
9. Условия динамической уравновешенности ротора.

5.5. ЛИТЕРАТУРА

1. Снежко А.В. Теория механизмов и машин. Курс лекций для бакалавров / А.В. Снежко. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2019. – 160 с.
2. Теория механизмов и машин. Анализ, синтез, расчёт / Ю.Ф. Лачуга, А.М. Баусов, А.Н. Воскресенский, А.М. Абалихин. – М.: Бибком, Транслог, 2015. – 416 с.
3. Теория механизмов и машин: учеб. для втузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под ред. К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Юденич В.В. Лабораторные работы по теории механизмов и машин / В.В. Юденич. – М.: Высшая школа, 1962. – 288 с.
6. Горов Э.А. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин / Э.А. Горов, С.А. Гайдай, С.В. Лушников. − М.: Машиностроение, 1990. − 156 с.

Учебное издание

Снежко Андрей Владимирович
кандидат технических наук, доцент

Бутенко Александр Фёдорович
кандидат технических наук, доцент

Дубина Константин Павлович
кандидат технических наук, доцент

Ходаков Владимир Алексеевич
кандидат технических наук, доцент

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Редактор Н.П. Лучинкина
Верстка Н.В. Гвоздик
Художественный редактор С.П. Вдовикина

Подписано в печать 15.05.2025 г.
Формат 60×84/16. Усл. п. л. 4,8. Тираж 6 экз. Заказ № 14.

Отдел информационных технологий и издательской деятельности
Азово-Черноморского инженерного института
ФГБОУ ВО Донской ГАУ
347740, г. Зерноград Ростовской области, ул. Советская, 15.