



МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
**ИНСТИТУТ ТЕХНОЛОГИЙ (ФИЛИАЛ) ФЕДЕРАЛЬНОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО  
УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
В Г. ВОЛГОДОНСКЕ РОСТОВСКОЙ ОБЛАСТИ**

**(Институт технологий (филиал) ДГТУ в г. Волгодонске)**



Методические указания к курсовой работе  
по дисциплине  
«Теория механизмов и машин»  
для обучающихся по направлению подготовки  
15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение  
машиностроительных производств  
профиль Технология машиностроения

2020 года набора

Волгодонск  
2021

## **Лист согласования**

Методические указания по дисциплине «Теория механизмов и машин» составлены в соответствии с требованиями Федерального государственного образовательного стандарта высшего образования по направлению подготовки (специальности)

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств

Рассмотрены и одобрены на заседании кафедры «ТСиИТ» протокол № 10 от «26» апреля 2021 г.

# СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
Требования к оформлению пояснительной записки	5
Требования к оформлению графической части курсовой работы	7
Методические указания и рекомендуемый порядок выполнения курсовой работы	9
Лист 1 «Структурное и кинематическое исследование плоского шарнирно-рычажного механизма»	9
Вопросы для самоконтроля по темам структурного и кинематического исследований механизмов	13
Лист 2 «Кинетостатическое исследование плоского рычажного механизма. Определение момента инерции маховика»	14
Вопросы для самоконтроля по темам кинетостатического исследования механизма и расчета маховика	22
Лист 3 «Проектирование кулачкового и зубчатого механизмов»	23
Вопросы для самоконтроля по теме проектирования кулачкового и планетарного зубчатого механизмов	26
Приложение А Структурный анализ плоских механизмов	29
Приложение Б Примеры кинематического анализа кривошипно-ползунных механизмов с различным расположением звеньев	31
Приложение В Пример определения масштабов кинематических диаграмм при вращении выходного (ведомого) звена	39
Приложение Г Определение рабочего и холостого хода в энергетических и рабочих машинах	40
Приложение Д Графическое изображение законов движения толкателя (коромысла) кулачкового механизма	42
Приложение Е Построение профиля кулачка коромыслового кулачкового механизма	44
Приложение Ж Кинематика структурных групп II класса	47
Приложение З Последовательность силового расчета групп Ассура II класса	48
Приложение И Графическое дифференцирование методом хорд	50
Приложение К Графическое интегрирование методом хорд	51
Приложение Л Построение эвольвентного профиля зуба	52
Приложение М Перечень теоретических вопросов для подготовки к экзамену по дисциплине «Теория машин и механизмов»	54

## **ВВЕДЕНИЕ**

В подготовке инженеров-машиностроителей большую роль играет курс «Теория механизмов и машин» (ТММ), который рассматривает общие методы исследования и проектирования механизмов и машин. При освоении курса ТММ студенты изучают различные виды механизмов, их структуру, кинематические и динамические свойства, что необходимо для понимания принципов работы отдельных механизмов и их взаимодействия в машинах. Дисциплина «Теория механизмов и машин и» является научной основой для последующего изучения специальных дисциплин.

Курсовая работа по теории механизмов и машин помогает студентам получать и развивать навыки исследования и проектирования механизмов и машин. В процессе работы студент должен применить теоретические знания для решения практических задач, научиться пользоваться справочной, методической и другой технической литературой.

## 1 Требования к оформлению пояснительной записки

Пояснительная записка к курсовой работе оформляется на листах белой бумаги формата А4 (210 × 297 мм) в соответствии с правилами оформления письменных работ обучающихся в ДГТУ.

Пояснительная записка должна кратко и четко отражать сущность курсовой работы, содержать необходимые расчеты, таблицы и заключение.

Текст пояснительной записки должен быть кратким, четким и не допускать различных толкований. При изложении обязательных требований в тексте должны использоваться слова: «должен», «следует», «необходимо», «требуется, чтобы», «разрешается только», «не допускается», «запрещается», «не следует».

В документах должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии – общепринятые в научно-технической литературе.

В пояснительной записке *не допускается*:

- применять обороты разговорной речи, профессионализмы;
- применять для одного и того же понятия различные научно-технические термины, близкие по смыслу, а также иностранные слова и термины при наличии равнозначных слов и терминов в русском языке;
- применять произвольные словообразования;
- применять сокращения слов, кроме установленных соответствующими государственными стандартами, а также данным документом;
- сокращать обозначения единиц физических величин, если они употребляются без цифр, за исключением единиц физических величин в головках и боковиках таблицы в расшифровках буквенных обозначений, входящих в формулы и рисунки.

В пояснительной записке, за исключением формул, таблиц и рисунков, не допускается:

- применять математический знак минус (–) перед отрицательными значениями величин (следует писать слово «минус»);
- применять знаки для обозначения диаметра (следует писать слово «диаметр»). При указании размера или предельных отклонений диаметра на чертежах, помещенных в тексте документа, перед размерным числом следует

использовать знак «Ø»;

- применять без числовых значений математические знаки, например,  
> (больше), < (меньше), = (равно), ≤ (меньше или равно), ≥ (больше или равно),  
≠ (не равно), а также знаки № (номер), % (процент).

*Следует применять* стандартизированные единицы физических величин, их наименования и обозначения в соответствии с ГОСТ 8.417-81. Наряду с единицами СИ при необходимости в скобках указывают единицы ранее применявшихся систем и сейчас разрешенных к применению. Применение разных систем обозначения физических величин не допускается.

Материал, дополняющий текст документа, допускается помещать в приложениях. Приложениями могут быть, например, графический материал, таблицы большого формата, расчеты, описания аппаратуры и приборов, описания алгоритмов и программ задач, решаемых на ЭВМ и т. д. Приложения оформляют как продолжение данного документа на последующих его листах или выпускают в виде самостоятельного документа.

Структура пояснительной записки:

- титульный лист;
- задание на курсовую работу;
- содержание;
- основная часть;
- ведомость работы;
- приложения.

## 2 Требования к оформлению графической части курсовой работы

Графические построения должны выполняться в графическом редакторе на листах белой чертежной бумаги формата А1 (ГОСТ 2.301-68 и СТ СЭВ 1181-78)

Форматы листов определяются (ГОСТ 2.301-68) размерами внешней рамки, выполненной карандашом сплошной тонкой линией. Внутри внешней рамки сплошной толстой линией проводится еще одна рамка, которая ограничивает поле чертежа. Расстояние между рамками принимается: с трех сторон (сверху, справа, снизу от основной надписи) – 5 мм, а с четвертой (слева) – 20 мм (ГОСТ 2.104-68). Поле шириной 20 мм предназначено для подшивки чертежа. На формате А4 оно оставляется слева вдоль длинной стороны.

Каждый чертеж графической части работы должен иметь основную надпись (угловой штамп) по ГОСТ 2.104-68.

Одно положение механизма (в задании оно указано как положение для силового расчета) выполняется основными линиями по ГОСТ 2.303-68, вспомогательные построения выполняются тонкими линиями.

Все элементы на кинематической схеме изображают условными графическими обозначениями по правилам ГОСТ 2.703-68 (СТ СЭВ 1187-78). Каждому кинематическому элементу, изображенному на схеме, присваивается порядковый номер, начиная от начального звена.

Схема движения выполняется в виде графического изображения механизмов в определенном масштабе, где условно обозначаются звенья и кинематические пары. Вращательные кинематические пары изображают окружностью диаметром 4–6 мм.

Рекомендуется применять масштаб изображений на чертежах 1:1, так как он обеспечивает лучшее представление о действительных размерах элементов конструкций. Вопрос о применении других масштабов по ГОСТ 2.302-68 в каждом конкретном случае решается студентом совместно с руководителем работы.

*Масштабным коэффициентом* называется отношение значения физической величины к длине отрезка в миллиметрах, изображающего эту величину на схеме, графике.

Например,

– масштабный коэффициент длин:

$$\mu_l = \frac{\text{значение длины, м}}{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}, \quad \text{или} \quad \mu_l \left[ \frac{\text{М}}{\text{ММ}} \right];$$

– масштабный коэффициент скорости:

$$\mu_v = \frac{\text{значение скорости, м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}, \quad \text{или} \quad \mu_v \left[ \frac{\text{М} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{ММ}} \right];$$

– масштабный коэффициент ускорения:

$$\mu_a = \frac{\text{значение ускорения, м} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}, \quad \text{или} \quad \mu_a \left[ \frac{\text{М} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{ММ}} \right];$$

– масштабный коэффициент силы:

$$\mu_F = \frac{\text{значение силы, Н}}{\text{длина отрезка на чертеже, мм}}, \quad \text{или} \quad \mu_F \left[ \frac{\text{Н}}{\text{ММ}} \right].$$

Следует иметь в виду, что чем больше значение выбранного масштабного коэффициента, тем меньше длина отрезка на чертеже.

Для всех построений масштабы изображений на чертежах выбираются по ГОСТ 2.302-68, согласно которому: масштабы уменьшения – 1:2; 1:2,5; 1:4;

1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100; 1:200; 1:400; 1:500; 1:800; 1:1000

и масштабы увеличения – 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; 40:1; 50:1; 100:1.

Поэтому выбранный масштабный коэффициент должен быть кратен масштабам.



### 3 Методические указания и рекомендуемый порядок выполнения курсовой работы

#### 3.1 Лист 1 «Структурное и кинематическое исследование плоского шарнирно-рычажного механизма»

При выполнении первого листа графической части курсовой работы необходимо произвести структурный анализ (в пояснительной записке) и кинематический анализ механизма.

В приложении А приведены схемы структурных групп плоских рычажных механизмов.

Кинематический анализ механизмов заключается в исследовании движения звеньев механизма независимо от сил, действующих на эти звенья.

В результате кинематического анализа должны быть решены следующие задачи:

- определение положений и траекторий движения отдельных точек звеньев;
- определение линейных скоростей и ускорений точек звеньев механизма;
- определение угловых скоростей и ускорений звеньев.

Кинематический анализ может выполняться графоаналитическим, графическим и аналитическим методами. Порядок проведения кинематического анализа совпадает с порядком образования механизма по Ассуру. Из графоаналитических методов наиболее широко применяется для плоских механизмов метод планов.

Порядок выполнения первого листа графической части заключается в следующем.

На листе формата А1 в соответствии с исходными данными задания и

принятым масштабом длин звеньев  $\mu_l \left( \frac{\text{М}}{\text{ММ}} \right)$  построить схему механизма в 12 положениях, равноотстоящих по углу поворота кривошипа (начального звена). Построения необходимо начинать с изображения неподвижных элементов. Для этого нанести на чертеже центр вращения кривошипа и положения направляющих, по которым движутся ползуны (поршни). Определить крайние положения механизма (кривошип и шатун лежат на одной прямой), за нулевое

положение механизма принять положение, которое совпадает с началом рабочего хода механизма принять положение, которое совпадает с началом рабочего хода механизма (см. индикаторную диаграмму). Начиная от нулевого положения кривошипа разделить окружность (траекторию движения ведущей точки) на 12 равных частей и методом засечек построить соответствующие им 12 положений звеньев механизма (приложение О).

Схему механизма следует проверить на проворачиваемость начального звена – в любом положении при повороте начального звена на  $360^\circ$  должны образовываться положения всех остальных звеньев.

Расчетное положение механизма (приведено в задании для силового расчета) вычертить основными линиями, пронумеровать на нем звенья, обозначить кинематические пары заглавными буквами. Вычертить тонкими линиями остальные положения звеньев механизма и траектории движения центров масс звеньев. Номера положений кинематических пар обозначить следующим образом:  $A_0, A_1, A_2 \dots A_{11}, B_0, B_1, B_2 \dots B_{11}, C_0, C_1, C_2 \dots C_{11}$  и т. д.

2. В выбранном масштабе скоростей  $\mu_v \left( \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}} \right)$  для всех 12 положений механизма построить планы скоростей, а для заданных в задании положений

механизма в выбранном масштабе ускорений  $\mu_a \left( \frac{\text{м} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{мм}} \right)$  – планы ускорений.

Определение скоростей и ускорений указанных на схеме точек звеньев механизма произвести методом планов, для чего необходимо выполнить следующие расчеты и построения.

Кинематический анализ групп Ассура выполнить в порядке их присоединения при образовании механизма. Полюс плана скоростей обозначить  $p$ , а полюс плана ускорений –  $\pi$ . На концах векторов скоростей и ускорений проставить строчными буквами обозначения тех точек механизма, которым эти скорости и ускорения принадлежат. Длину векторов, изображающих скорость и ускорение ведущей точки, принять *не менее 50 мм*.

Планы скоростей и ускорений выполняются сплошными линиями толщиной в

2 раза тоньше толщины основной линии; на них должны быть показаны все точки, в том числе и центры масс звеньев. Допускается строить планы скоростей и ускорений не в одном, а в разных масштабных коэффициентах, надписывая их значения над планами.

Для определения скоростей и ускорений точек звеньев механизма методом планов удобно пользоваться примерами кинематического анализа кривошипно-ползунных механизмов с различным расположением звеньев (приложение В) и таблицей кинематики структурных групп (приложение З). Для одного из центров масс шатуна построить годограф скоростей. Для этого необходимо в произвольно выбранный полюс  $p$  параллельно перенести все векторы скоростей этого центра масс из планов скоростей. Концы векторов соединить плавной кривой.

3. Для расчетного положения механизма, вычерченного основными линиями, показать направления угловых скоростей и ускорений звеньев круговыми стрелками.

4. Для одного из выходных звеньев построить кинематические диаграммы перемещения, скорости и ускорения в зависимости от времени или угла поворота начального звена, применив метод графического дифференцирования.

Диаграмму скоростей построить по данным планов скоростей, а диаграмму ускорений – графическим дифференцированием диаграммы скоростей по методу хорд (приложение Л) или касательных.

Метод кинематических диаграмм (графический метод) применяют для исследования движения звена, совершающего поступательное или вращательное движение, или отдельных точек звеньев механизма. Если звено совершает поступательное движение, то для него строится кинематическая диаграмма перемещений, а графическим дифференцированием методом хорд или касательных получают диаграммы скоростей и ускорений. При дифференцировании диаграммы перемещений по времени получают диаграммы скоростей и ускорений, а при дифференцировании по углу поворота начального звена – аналоги скоростей и ускорений. Между скоростями  $v$ , ускорениями  $a$  и их аналогами существует зависимость:

$$\vartheta = \frac{dS}{d\varphi} \omega_1, \quad (2)$$

$$a = \frac{d^2S}{d\varphi^2} \omega_1 + \frac{dS}{d\varphi} \varepsilon_1, \quad (3)$$

где  $\varepsilon_1$  – угловое ускорение начального звена.

Кинематическая диаграмма скорости (ускорения), полученная методом графического дифференцирования, и диаграмма скорости (ускорения), построенная по планам скоростей (ускорений), являются изображениями в разных масштабах одной и той же зависимости скорости (ускорения) точки выходного звена от времени движения, поэтому при сравнении они должны соответствовать друг другу, пересекая ось абсцисс в одни и те же моменты времени. Если такое соответствие величин устанавливается, легко определяется относительная ошибка в построении планов и кинематических диаграмм.

При вращательном движении выходного звена механизма необходимо его угловую скорость и его угловое ускорение, определенные из планов, сравнить с угловой скоростью и угловым ускорением, определенными методом кинематических диаграмм.

Необходимые расчеты и порядок выполнения 1-го листа должны быть описаны в пояснительной записке в виде отдельных пунктов.

1. Произвести структурный анализ механизма, для чего следует:
  - определить число степеней свободы механизма  $W$  по формуле Чебышева;
  - определить число структурных групп (групп Ассура), входящих в состав механизма, их класс, вид, порядок;
  - составить формулу строения механизма и установить его класс.
2. Для расчетного положения механизма привести подробные пояснения к построению планов положений, скоростей и ускорений. Привести векторные уравнения для построения планов скоростей и ускорений. Подсчитать численные значения скоростей и ускорений точек и звеньев механизма и записать результаты в таблицу.
3. Вычислить масштабные коэффициенты по координатным осям кинематических диаграмм, значения которых проставить на чертеже, пояснить построение кинематических диаграмм.

4. Определить величины погрешностей (расхождений) значений ускорений, полученных методом графического дифференцирования и графоаналитическим методом. Эти расхождения не должны превышать 5 %.

**Вопросы для самоконтроля по темам структурного и кинематического исследований механизмов**

1. Какие задачи решаются в ходе структурного анализа механизма?
2. Что называется машиной, механизмом, звеном? Назовите признаки энергетических, технологических, информационных машин, а также признаки механизма.
3. Что называется кинематической парой?
4. Что такое степени свободы и условия связи в кинематических парах?
5. Как классифицируются кинематические пары по числу условий связей?  
Приведите примеры кинематических пар из заданных механизмов.
6. Что называется кинематической цепью?
7. Как определить число степеней свободы механизма?
8. Что такое обобщенные координаты и начальные звенья механизма?
9. Что называется структурной группой? Назовите соотношение между числом подвижных звеньев и кинематических пар в плоских структурных группах.
10. Какие структурные группы составляют исследуемый механизм?
11. В чем состоят задачи кинематического анализа механизмов?
12. Объясните построение плана положений звеньев механизма. Что такое масштабный коэффициент?
13. Как определить крайние положения звеньев механизма? Приведите примеры из заданных механизмов.
14. Объясните порядок построения планов скоростей и ускорений механизма. Напишите необходимые векторные уравнения.
15. Как формулируется теорема подобия для планов скоростей и ускорений? Скорости и ускорения каких точек нашли с ее помощью?
16. Как определить величину и направление угловой скорости и углового ускорения звена?
17. Объясните построение кинематических диаграмм. Как проводится

графическое дифференцирование по методу касательных и по методу хорд?

18. Как определяются масштабные коэффициенты диаграмм?

19. На каких математических свойствах основана проверка правильности построения кинематических диаграмм?

### 3.2 Лист 2 «Кинетостатическое исследование

#### плоского рычажного механизма. Определение момента инерции маховика»

Для выполнения второго листа графической части курсовой работы необходимо проделать следующее.

1. На листе формата А1 построить 12 положений механизма в масштабе

длин  $\mu_l \left[ \frac{\text{м}}{\text{мм}} \right]$  (приложение Р). Расчетное положение (см. задание) обвести основными линиями. Вычертить индикаторные диаграммы (диаграммы усилий), произвести их разметку в соответствии с ходом рабочих звеньев. Рекомендуется размещать ось  $S$  индикаторной диаграммы (диаграммы усилий) параллельно оси движения рабочего звена (приложение Д).

2. Для расчетного положения определить реакции во всех кинематических парах механизма и уравновешивающую силу графоаналитическим методом. Для этого необходимо:

- вычертить отдельно в масштабе  $\mu_l$  структурные группы и механизм первого класса;

структурные группы и механизм

- по индикаторным диаграммам (диаграмме усилий) определить величины движущих сил (для механизмов двигателей) или сил производственных сопротивлений (для механизмов компрессоров) и приложить их к соответствующему звену; для вычисления можно воспользоваться уравнением:

$$F_{\text{пс(д)}} = p_i S_{\text{п}} \cdot 10^6 = y_i \mu_p \frac{\pi d^2}{4}, \quad (4)$$

где  $F_{\text{пс(д)}}$  – сила производственных сопротивлений (движущая сила), Н;

$p_i$  – индикаторное давление в  $i$ -том положении, МПа;

$S_{\text{п}}$  – площадь поршня,  $\text{м}^2$ ;

$y_i$  – ордината индикаторной диаграммы в  $i$ -том положении,  $\text{мм}$ ;

$\mu$  — масштабный коэффициент индикаторной диаграммы по оси  $p$ ,  $\frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$ ;

$d_{\text{п}}$  – диаметр поршня,  $\text{м}$ ;

➤ определить величины сил инерций звеньев по формуле:

$$\bar{F}_{\text{и}} = -m\bar{a}_S, \quad (5)$$

где  $m$  – масса звена,  $\text{кг}$ ;

$a_S$  – ускорение центра масс звена,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ .

$$\bar{M}_{\text{и}} = -I_S \bar{\varepsilon}, \quad (6)$$

где  $M_{\text{и}}$  – момент сил инерций звена,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;

$I_S$  – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс перпендикулярно плоскости движения,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$\varepsilon$  – угловое ускорение звена,  $\text{с}^{-2}$ .

Сила инерции  $\bar{F}_{\text{и}}$  прикладывается в центре масс звена и направляется проти-  
воположно направлению ускорения центра масс  $\bar{a}_S$ , момент сил инерции  $\bar{M}_{\text{и}}$  на-  
правляется в сторону, противоположную угловому ускорению звена  $\varepsilon$ ;

➤ определить величины сил тяжести звеньев по формуле:

$$G = mg,$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ ;

- на вычерченных схемах групп Ассур в соответствующих точках показать направления внешних сил и реакций в кинематических парах;
- привести в пояснительной записке уравнения, необходимые для определения реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы на начальном звене; выполнить необходимые расчеты;
- построить планы сил для каждой структурной группы и механизма I-го класса.

Последовательность силового расчета групп Ассур II класса приведена в приложении И.

### 3. Выполнить расчет уравновешивающей силы по методу Жуковского.

Для этого вычертить в произвольном масштабе повернутый на  $90^\circ$  план скоростей, в соответствующих точках которого приложить все внешние силы (движущие или силы производственных сопротивлений), силы тяжести и силы инерции, соблюдая их направления. Затем из уравнения моментов сил относительно полюса плана скоростей  $p$  определить уравновешивающую силу. Расхождение значений уравновешивающей силы, полученных методом планов сил и методом Жуковского, должно находиться в пределах 8 %.

4. Определить мгновенный механический коэффициент полезного действия механизма (кпд) для расчетного положения. При этом принять диаметр цапф (шарниров) равным 20...40 мм и коэффициент трения скольжения во вращательных и поступательных парах равным 0,1.

Коэффициент полезного действия подсчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{P_{\text{пс}}}{P_{\text{д}}} = \frac{P_{\text{пс}}}{P_{\text{пс}} + P_{\text{т}}}, \quad (7)$$

или

$$\eta = 1 - \frac{P_{\text{т}}}{P_{\text{д}}}, \quad (8)$$

где  $P_{\text{пс}}$  – мгновенная мощность сил производственных сопротивлений, Вт;

$P_{\text{д}}$  – мгновенная мощность движущих сил, Вт;

$P_{\text{т}}$  – мгновенная мощность сил трения, Вт.



Мгновенная мощность некоторой силы  $F_i$  определяется по формуле:

$$P_{F_i} = F_i \vartheta_i \cos \alpha_i, \quad (9)$$

где  $\vartheta_i$  – скорость точки приложения силы  $F_i$ ,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ ;

$\alpha_i$  – угол между направлением действия силы и скоростью точки приложения этой силы, град.

Мгновенная мощность некоторого момента  $M_i$  определяется как

$$P_{M_i} = M_i \omega_i, \quad (10)$$

где  $\omega_i$  – угловая скорость звена, к которому приложен момент  $M_i$ ,  $\text{с}^{-1}$ .

Мощность сил трения определяется суммой мощностей сил трения во всех кинематических парах механизма.

Мощность сил трения во вращательных кинематических парах определяется по формуле:

$$P_{\text{т впр}} = Rfr\omega_{ji}, \quad (11)$$

где  $R$  – реакция в кинематической паре, Н;

$f$  – коэффициент трения;

$r$  – радиус цапф (шарниров), м;

$\omega_{ji}$  – относительная угловая скорость звена  $i$  относительно звена  $j$ ,  $\text{с}^{-1}$ .

Величина относительной угловой скорости  $\omega_{ji}$  равна сумме величин угловых скоростей звеньев  $i$  и  $j$  в случае угловых скоростей разного направления. При угловых скоростях одного направления величина относительной угловой скорости определяется вычитанием меньшей величины из большей.

Мощность сил трения в поступательной кинематической паре определяется по формуле:

$$P_{\text{т пост}} = Rf\vartheta, \quad (12)$$

где  $R$  – реакция в поступательной кинематической паре, Н;

$f$  – коэффициент трения;

$\vartheta$  – скорость поступательной пары,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ .

Задачей исследования движения механизма является подбор массы маховика, для того чтобы данный механизм мог осуществлять работу с заданным коэффициентом неравномерности движения  $\delta$ .

Для расчета момента инерции маховика необходимо применить метод Виттенбауэра.

1. Рассчитать для каждого положения механизма приведенный к начальному звену момент  $M_{\Pi}$  от внешних сил, действующих на рабочие звенья. В проектируемых механизмах приводимыми силами являются: в двигателе внутреннего сгорания (движущие) и компрессоре (силы производственных сопротивлений) – силы давления газов на поршень; в механизмах режущих аппаратов сенокосилок, кормоуборочных машин – силы резания, приложенные к ножу; в механизме сеного прессы – сила давления сеной массы на пресс (силы производственных сопротивлений).

Приведенный момент сил может быть получен из равенства мгновенных мощностей приводимых сил и приведенного момента:

$$P_{M_{\Pi}} = \sum_{i=1}^n P_{F_i}, \quad (13)$$

где  $P_{M_{\Pi}}$  – мгновенная мощность, развиваемая приведенным моментом,  $M_{\Pi}$ , Вт;

$P_{F_i}$  – мгновенная мощность, развиваемая приводимой силой  $F_i$ , Вт.

После подстановки выражений мгновенных мощностей, развиваемых приведенными моментами и приводимыми силами, уравнение (13) примет вид:

$$M_{\Pi} \omega_1 = \pm F_i \vartheta_i \cos \alpha_i, \quad (14)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость звена приведения,  $c^{-1}$ ;

$\vartheta_i$  – скорость точки приложения силы  $F_i$ ,  $m \cdot c^{-1}$ ;

$\alpha_i$  – угол, образованный силой  $\overline{F}_i$  и вектором скорости точки приложения этой силы  $\overline{\vartheta}_i$ , град.,

или

$$M_{\text{п}} = \frac{\pm F_i \vartheta_i \cos \alpha_i}{\omega_1}. \quad (15)$$

Знак «плюс» или «минус» выбирают исходя из следующих соображений.

Для *двигателей* значение  $M_{\text{пд}}$  считают положительным, если направления приведенной силы  $\overline{F}_i$  и скорость точки ее приложения  $\overline{\vartheta}_i$  совпадают, иначе, при несовпадении направлений,  $M_{\text{пд}}$  имеет отрицательное значение. Приведенный момент сил сопротивлений для двигателей принимаем постоянным.

Для *рабочих машин* (компрессоры, косилки, кормоуборочные машины, сennyй пресс и т. д.), если направления приводимой силы  $\overline{F}_i$  и скорости точки ее приложения  $\overline{\vartheta}_i$  не совпадают, то приведенный момент сил сопротивлений  $M_{\text{пс}}$  считаем положительным, иначе, при совпадении направлений,  $M_{\text{пс}}$  считаем отрицательным. Приведенный момент движущих сил для рабочих машин  $M_{\text{пд}}$  принимаем постоянным.

Для всех 12-ти положений механизма определить значения  $M_{\text{п}}$ , свести их в таблицу и построить диаграмму приведенного момента сил  $M_{\text{п}}$  в функции угла поворота начального звена  $\varphi$ .

2. Графическим интегрированием диаграммы приведенных моментов сил построить диаграмму работ движущих сил или сил сопротивлений  $A = A(\varphi)$ . Соединив прямой линией начало и конец кривой диаграммы работ, построенной графическим интегрированием, получим диаграмму сил сопротивлений или движущих сил. При этом приведенный момент сил сопротивлений (движущих сил) принимается постоянным и действующим в течение всего цикла установившегося движения. Продифференцировав полученную прямую, на диаграмме приведенных моментов сил получим горизонтальную прямую, определяющую величину постоянного приведенного момента сил сопротивления (движущих сил).

3. Построить диаграмму приращения кинетической энергии  $\Delta E_{\text{к}} = \Delta E_{\text{к}}(\varphi)$  исходя из уравнения:

$$\Delta E_{\text{к}} = A_{\text{д}} - A_{\text{с}}. \quad (16)$$

Приняв  $\mu_{\Delta E_{\text{к}}} = \mu_A$ , эту диаграмму можно построить, вычитая из ординат диаграммы работ движущих сил ординаты диаграммы работ сил сопротивлений.

4. Рассчитать для каждого положения механизма приведенный к начальному звену момент инерции  $I_{\text{п}}$ . Для этого принять кинетическую энергию звена приведения равной кинетической энергии механизма (сумме кинетических энергий подвижных звеньев) и из полученного уравнения выразить  $I_{\text{п}}$ .

Значения  $I_{\text{п}}$  для всех положений механизма привести в таблице.

Построить диаграмму приведенного момента инерции механизма  $I_{\Pi}$  в функции угла поворота начального звена  $\varphi$ . Ось  $I_{\Pi}$  диаграммы расположить горизонтально.

5. Путем исключения общего параметра  $\varphi$  из диаграмм изменения кинетической энергии и приведенного момента инерции построить диаграмму Виттенбауэра  $\Delta E_k = \Delta E_k(I_{\Pi})$  (изменение кинетической энергии в функции приведенного момента инерции механизма).

6. По заданному коэффициенту неравномерности  $\delta$  и средней угловой скорости начального звена  $\omega_{\text{ср}}$  определить углы  $\psi_{\text{max}}$  и  $\psi_{\text{min}}$ , образуемые касательными к диаграмме энергомасс с осью абсцисс.

Построив стороны этих углов и перенеся их параллельно самим себе до момента касания с кривой энергомасс соответственно сверху и снизу, получить на оси  $\Delta E_k$  отрезок, заключенный между этими касательными.

По длине этого отрезка определить момент инерции маховика:

$$I_M = \frac{\mu_{E_k} (mn)}{\delta \omega_{\text{ср}}^2}, \quad (17)$$

где  $\mu_{E_k}$  – масштабный коэффициент по оси  $E_k$ ,  $\frac{H \cdot M}{MМ}$ ;

$(mn)$  – длина отрезка на оси  $\Delta E_k$ , заключенного между касательными, мм;

$\delta$  – коэффициент неравномерности движения;

$\omega_{\text{ср}}$  – средняя угловая скорость кривошипа,  $\text{с}^{-1}$ .

Определить основные параметры маховика: диаметр, ширину и массу.

При выборе конструкции маховика (чугунный с массивным ободом или стальной в виде сплошного диска) учитывается окружная скорость на ободу. Если она не превышает  $30 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ , тогда можно применять чугунный маховик с массивным ободом (центробежными силами инерции обод не будет разрушен). Если же окружная скорость больше  $30 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ , тогда применяем стальные маховики в виде сплошного диска.

Размещение диаграмм на чертеже можно выполнить по аналогии с приложением Р.

**Вопросы для самоконтроля по темам  
кинетостатического исследования механизма и расчета маховика**

1. Какие задачи решаются в процессе кинетостатического исследования механизма? Методика проведения исследований.
2. Какая кинематическая цепь является статически определимой?
3. Объясните назначение и построение индикаторных диаграмм (диаграмм усилий).
4. Объясните определение сил, действующих на звенья механизма:
  - движущих или сил производственных сопротивлений;
  - сил инерции;
  - реакций в кинематических парах механизма.
5. Как определить уравновешивающую силу методом планов и методом рычага Жуковского?
6. Принцип Д'Аламбера и его применение в силовом расчете.
7. Объясните последовательность проведения силового расчета групп Ассура, входящих в исследуемый механизм.
8. Что называется приведенным моментом сил, и как он определяется для данного механизма?
9. Что называется приведенным моментом инерции, и как он определяется для данного механизма?
10. Объясните построение диаграмм:
  - приведенных моментов сил;
  - приведенных моментов инерции;
  - работ;
  - приращений кинетической энергии;
  - энергомасс (Виттенбауэра).
11. Что называется коэффициентом неравномерности движения? Как он учитывается при исследовании движения механизма?
12. Как определяется момент инерции маховика  $I_M$ ?
13. Объясните назначение маховика и необходимость его установки в исследуемом механизме.
14. Объясните физический смысл точки пересечения касательных к диаграмме энергомасс.
15. Как по диаграмме энергомасс определить угловую скорость звена приведения для любого положения механизма?

16. Как определить кинетическую энергию заданного механизма?
17. Что называется механическим коэффициентом полезного действия?
18. Как определяется мощность движущих сил и сил производственных сопротивлений для заданного механизма?
19. Как определяются мощности, затрачиваемые на преодоление сил трения в кинематических парах?

### **3.3 Лист 3 «Проектирование кулачкового и зубчатого механизмов»**

В объем данного листа входит решение следующих задач:

1) динамическое проектирование кулачкового механизма наименьших размеров, удовлетворяющего заданным условиям. Задачей синтеза кулачкового механизма является определение основных его размеров и геометрии профиля кулачка, обеспечивающих воспроизведение требуемого закона движения толкателя.

2) геометрическое проектирование эвольвентного зацепления пары цилиндрических прямозубых колес:

- расчет геометрических размеров зубчатой передачи,
- определение коэффициентов перекрытия и удельных скольжений,
- оценка проектируемой передачи по геометрическим показателям;

3) проектирование зубчатого механизма с планетарной ступенью по заданному значению передаточного отношения:

- подбор числа зубьев колес механизма (для планетарной ступени проверить выполнение условия соосности валов),
- аналитическое и графическое кинематическое исследование спроектированного механизма.

Для решения поставленных задач необходимо выполнить следующие действия.

1. В соответствии с заданным законом движения ведомого звена кулачкового механизма построить диаграммы аналогов ускорений толкателя (коромысла) в функции угла поворота кулачка (приложения С и Т).

*Примечание.* В приложении Е представлены графические изображения законов движения толкателя (коромысла) кулачкового механизма в интервале углов удаления и возвращения. Рекомендуется использовать известные методы построения кривых (синусоиды, косинусоиды и др.).

2. Методом графического интегрирования (приложение М) построить диаграммы аналогов скоростей и перемещений толкателя (коромысла) в функции

угла поворота кулачка.

3. Вычислить масштабы диаграмм движения толкателя (коромысла).

4. Определить графически минимальный радиус кулачка, а также величину смещения для кулачкового механизма со смещенным поступательно движущимся толкателем или величину межосевого расстояния для коромыслового кулачкового механизма.

5. Построить центровый (теоретический) профиль кулачка. Определить радиус ролика и построить действительный профиль кулачка.

6. Рассчитать параметры зубчатых колес для построения картины зацепления.

7. Вычертить картину зацепления пары цилиндрических прямозубых колес (приложения Н, С, Т). При этом необходимо соблюдать следующие условия:

– стандартный масштаб построения должен быть таким, чтобы *полная высота зуба изображалась отрезком не менее 45 мм* (центры колес могут находиться вне чертежа);

– на каждом из колес должны быть вычерчены по три зуба, причем один из профилей зуба каждого колеса необходимо вычертить по правилам построения эвольвенты, а остальные – при помощи шаблонов (приложение Н). Все вспомогательные линии построения должны быть видны на чертеже.

При выполнении картины зацепления нулевых колес необходимо, чтобы выполнялось условие:

$$S_{w_1} = S_{w_2} = e_{w_1} = e_{w_2}, \quad (18)$$

где  $S_{w_1}, S_{w_2}$  – толщина зуба по начальной окружности, соответственно, первого и второго колес;

$e_{w_1}, e_{w_2}$  – ширина впадины по начальной окружности, соответственно, первого и второго колес.

8. Построить дуги зацепления на обоих колесах, активные профили зубьев и диаграммы коэффициентов удельного скольжения профилей.

9. Вычислить коэффициенты удельного скольжения профилей зубьев. Определить коэффициент перекрытия зубчатой передачи графически и аналитически.



10. Подобрать числа зубьев колес зубчатого механизма для заданного передаточного отношения. Для планетарной ступени числа зубьев колес подбирать исходя из условия соосности валов.

11. Произвести кинематическое исследование спроектированного зубчатого механизма аналитическим и графическим методами.

12. Обосновать преимущества и недостатки механизмов с высшими кинематическими парами. Сделать краткие выводы о работе механизмов.

## **Вопросы для самоконтроля по теме проектирования кулачкового и планетарного зубчатого механизмов**

1. Типы кулачковых механизмов. Преимущества и недостатки кулачковых механизмов в сравнении с рычажными.
2. Виды замыканий высшей пары.
3. Основные законы движения выходного звена кулачкового механизма. При каких законах движения наблюдаются удары выходных звеньев, и какие законы движения желательно применять в быстроходных кулачковых механизмах?
4. Объясните построение кинематических диаграмм выходного звена.
5. Как определяются масштабные коэффициенты диаграмм?
6. Угол давления и угол передачи движения в кулачковом механизме, и их связь с основными размерами кулачкового механизма.
7. Как определить минимальный радиус кулачка по заданному закону движения толкателя и углу передачи движения для плоского кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем или с коромыслом?
8. В чем заключается сущность метода «обращенного движения»?
9. Как определяются основные размеры плоского кулачкового механизма?
10. Сформулируйте и докажите основную теорему зацепления.
11. Какому условию должны удовлетворять профили зубьев передачи с постоянным передаточным отношением?
12. Что называется эвольвентой? Каковы ее основные свойства? Что называется углом профиля эвольвенты?
13. Охарактеризуйте основные методы изготовления эвольвентных зубчатых колес. Что такое исходный производящий контур, и каковы его основные параметры?
14. Что такое окружной модуль зубьев, расчетный модуль зубчатого колеса, делительная окружность?
15. Что называется шагом зацепления? Как определить шаг по делительной и основной окружностям, их диаметры?
16. Охарактеризуйте основные характеристики эвольвентного зацепления: полюса зацепления, линии зацепления, угла зацепления, активной линии зацепления, активных профилей зубьев, дуги зацепления и коэффициента

перекрытия. Какие окружности зубчатой передачи называются начальными

17. По каким формулам определяются основные размеры цилиндрических эвольвентных колес: толщина зуба по делительной и основной окружности, радиусы окружностей вершин и впадин зубьев?

18. Что называется начальным межосевым расстоянием, делительным межосевым расстоянием?

19. Почему дуга зацепления должна быть больше шага зацепления?

20. Какой механизм называется планетарным?

21. Как определить передаточное отношение последовательно соединенных ступеней зубчатых колес?

22. В чем состоит сущность «обращенного движения» для планетарных механизмов?

23. Как получена формула Виллиса для планетарных механизмов?

24. Как аналитически и графически определить передаточное отношение планетарного механизма?

## **ПРИЛОЖЕНИЯ**

## Приложение А (Справочное)

### Структурный анализ плоских механизмов

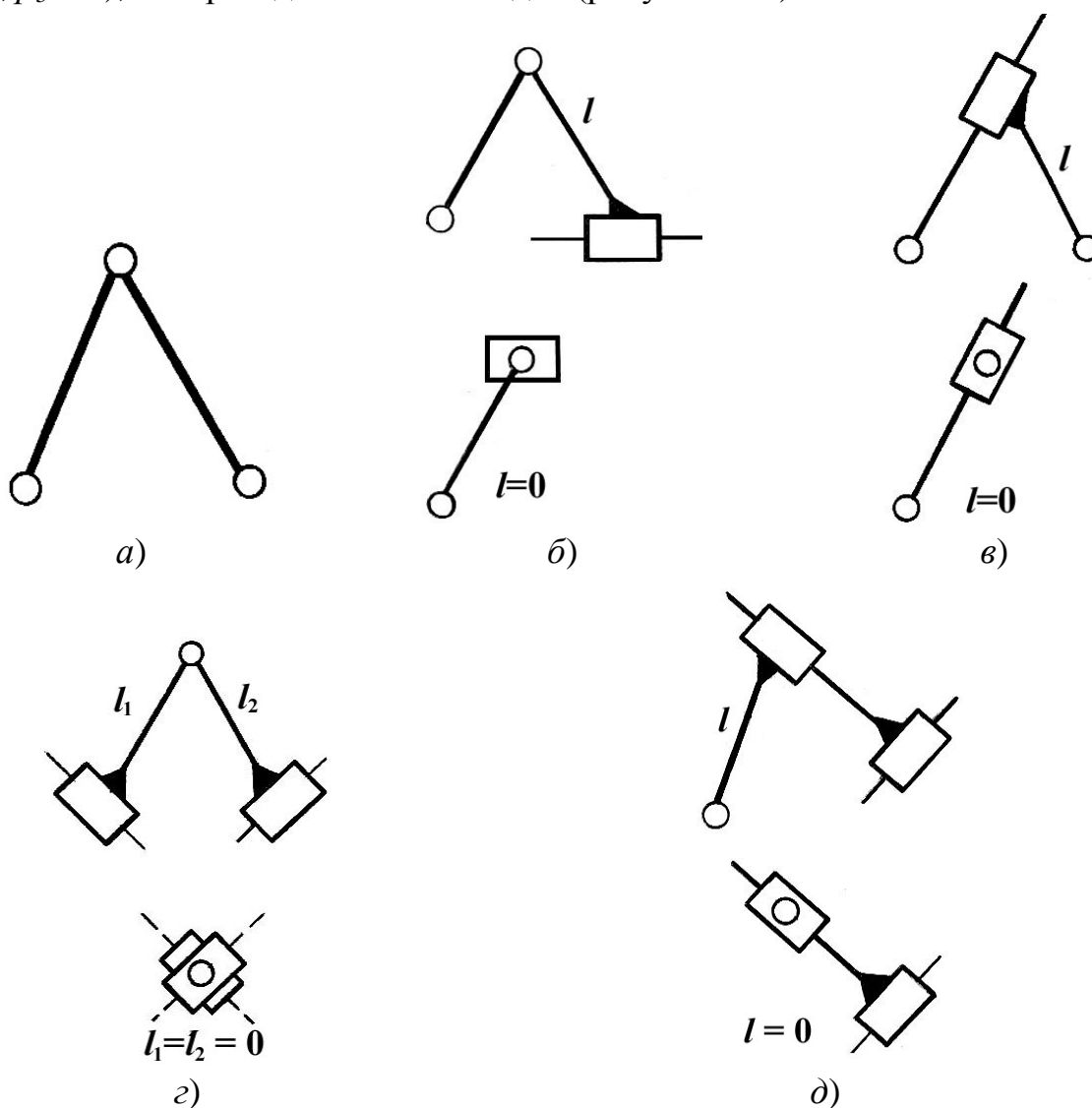
Зависимость числа кинематических пар V класса от числа подвижных звеньев

$$p_5 = \frac{3}{2}n,$$

в структурной группе выражается условием

из которого следует, что число подвижных звеньев в группе Ассуря должно быть только четным, то есть  $n = 2, 4, 6, \dots$

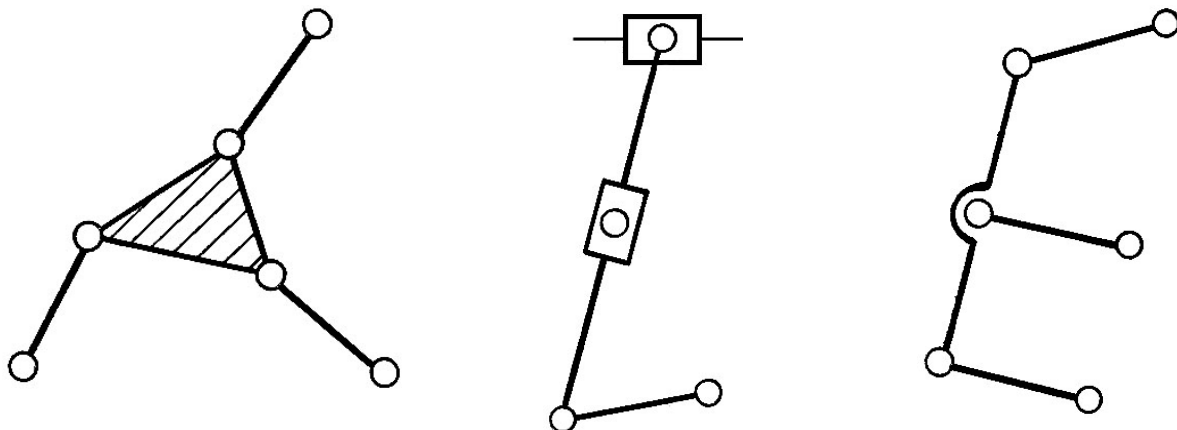
Наиболее простыми структурными группами являются группы II класса ( $n = 2, p_5 = 3$ ), которые делятся на 5 видов (рисунок А.1).



а) – 1-й вид; б) – 2-й вид; в) – 3-й вид; г) – 4-й вид; д) – 5-й вид

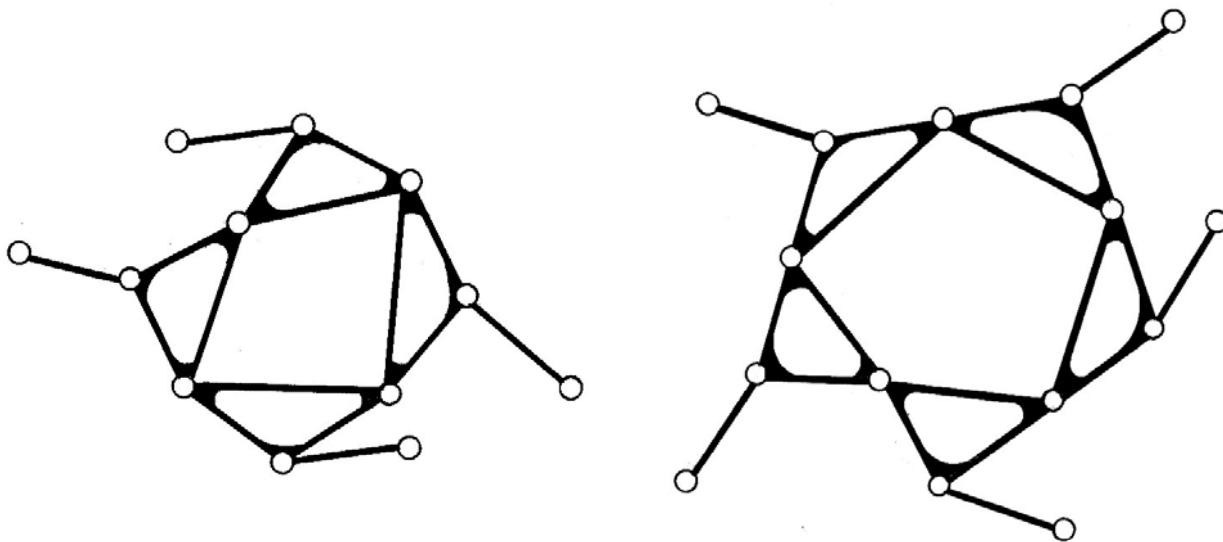
Рисунок А.1 – Схемы структурных групп Ассуря II класса

Класс структурных групп определяется числом кинематических пар, образующих внутренний замкнутый контур, или по числу поводков (звеньев),



присоединяемых к базовому звену (рисунок А.2).

а)

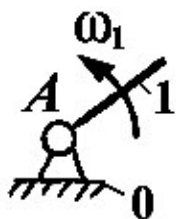


б)

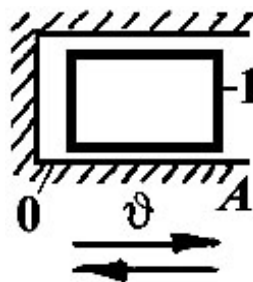
в)

а) – III класс; б) – IV класс; в) – V класс

Рисунок А.2 – Схемы многоповодковых структурных групп



а)



б)

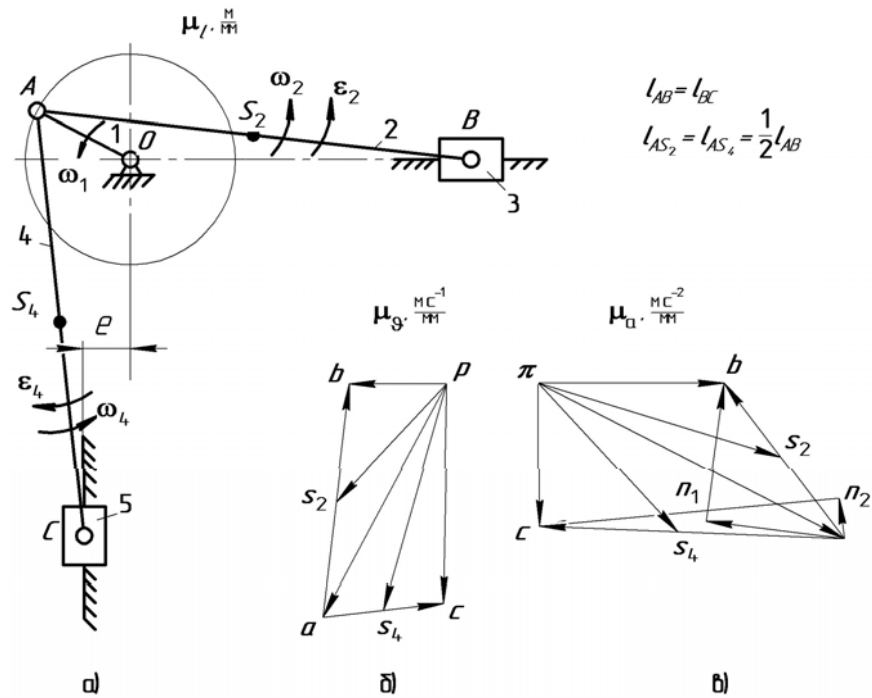
Рисунок А.3 – Механизм I класса с вращательным (а) и поступательным (б) начальным звеном

## Приложение Б

(Справочное)

Примеры кинематического анализа кривошипно-ползунных механизмов  
различным расположением звеньев

Пример 1



а) – схема; б) – план скоростей; в) – план ускорений

Рисунок В.1 – Кривошипно-ползунный механизм

$$\vartheta_A = \omega_1 l_{OA}, \quad \mu_\vartheta = \frac{\vartheta_A}{(pa)}$$

$$\begin{cases} \bar{\vartheta}_B = \bar{\vartheta}_A + \bar{\vartheta}_{BA}; \\ \bar{\vartheta}_B = \bar{\vartheta}_{B_0} + \bar{\vartheta}_{BB_0}. \end{cases}$$

$$\begin{cases} \bar{\vartheta}_C = \bar{\vartheta}_A + \bar{\vartheta}_{CA}; \\ \bar{\vartheta}_C = \bar{\vartheta}_C + \bar{\vartheta}_{CC_0}. \end{cases}$$

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{(as_2)}{(ab)}, \quad \frac{AS_4}{AC} = \frac{(as_4)}{(ac)}$$

$$\omega_2 = \frac{\vartheta_{BA}}{l_{AB}}, \quad \omega_4 = \frac{\vartheta_{CA}}{l_{BC}}$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}, \quad \mu_a = \frac{a_A}{(\pi a)}$$

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau; \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{B_0} + \bar{a}_{BB_0}^{OTH}. \end{cases}$$

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB}, \quad (an_1) = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}$$

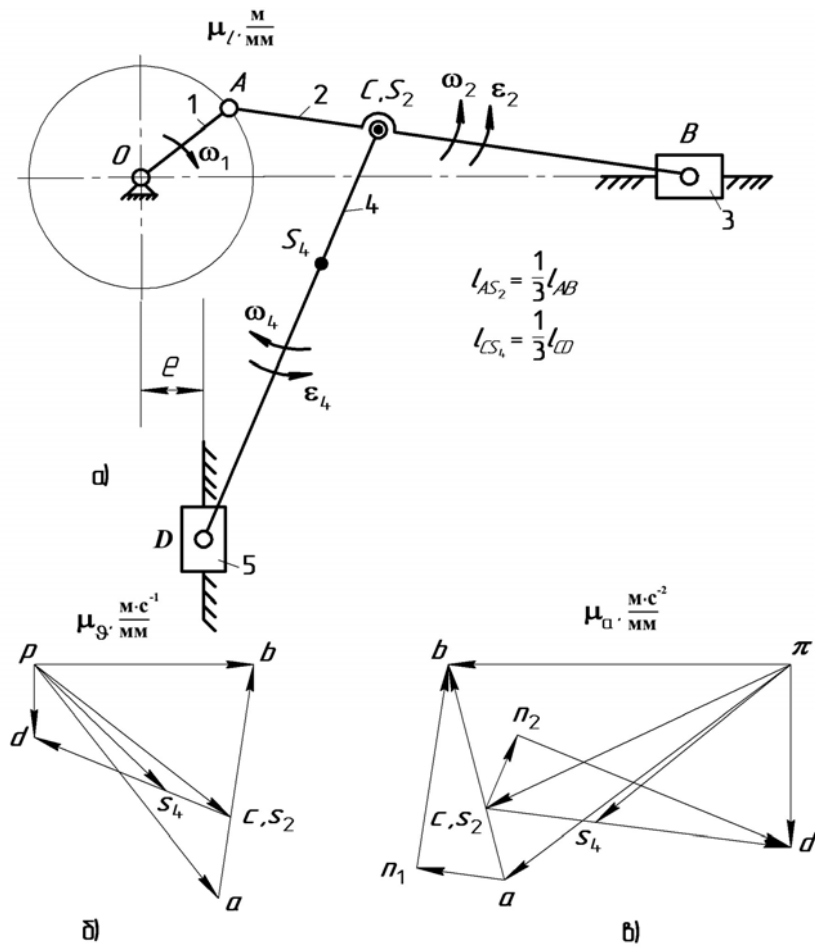
$$\begin{cases} \bar{a}_C = \bar{a}_A + \bar{a}_{CA}^n + \bar{a}_{CA}^\tau; \\ \bar{a}_C = \bar{a}_{C_0} + \bar{a}_{CC_0}^{OTH}. \end{cases}$$

$$a_{CA}^n = \omega_4^2 l_{AC}, \quad (an_2) = \frac{a_{CA}^n}{\mu_a}$$

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{(as_2)}{(ab)}, \quad \frac{AS_4}{AC} = \frac{(as_4)}{(ac)}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}}, \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{CA}^\tau}{l_{AC}}$$

Пример 2



а) – схема; б) – план скоростей; в) – план ускорений

Рисунок В.2 – Кривошипно-ползунный механизм



$$\vartheta_A = \omega_1 l_{OA}. \quad \mu_{\vartheta} = \frac{\vartheta_A}{(pa)}.$$

$$\begin{cases} \bar{\vartheta}_B = \bar{\vartheta}_A + \bar{\vartheta}_{BA}; \\ \bar{\vartheta}_B = \bar{\vartheta}_{B_0} + \bar{\vartheta}_{BB_0}. \end{cases}$$

$$(ac) = \frac{AC}{AB}(ab). \quad \frac{CS_4}{CD} = \frac{(cs_4)}{(cd)}.$$

$$\begin{cases} \bar{\vartheta}_D = \bar{\vartheta}_C + \bar{\vartheta}_{DC}; \\ \bar{\vartheta}_D = \bar{\vartheta}_{D_0} + \bar{\vartheta}_{DD_0}. \end{cases}$$

$$\omega_2 = \frac{\vartheta_{BA}}{l_{AB}}. \quad \omega_4 = \frac{\vartheta_{DC}}{l_{CD}}.$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}. \quad \mu_a = \frac{a_A}{(\pi a)}.$$

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau; \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{B_0} + \bar{a}_{BB_0}^{\text{OTH}}. \end{cases} \quad \begin{cases} \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^\tau; \\ \bar{a}_D = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{DD_0}^{\text{OTH}}. \end{cases}$$

$$(ac) = \frac{AC}{AB}(ab). \quad \frac{CS_4}{CD} = \frac{(cs_4)}{(cd)}.$$

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB}. \quad (an_1) = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}.$$

$$a_{DC}^n = \omega_4^2 l_{CD}. \quad (cn_2) = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a}.$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}}. \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^\tau}{l_{CD}}.$$



$$\vartheta_A = \omega_1 l_{OA} \cdot \quad \vartheta_C = \omega_1 l_{OC} \cdot \quad \mu_3 = \frac{\vartheta_A}{(pa)}$$

$$\begin{cases} \bar{\vartheta}_B = \bar{\vartheta}_A + \bar{\vartheta}_{BA}; \\ \bar{\vartheta}_B = \bar{\vartheta}_{B_0} + \bar{\vartheta}_{BB_0}. \end{cases}$$

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{(as_2)}{(ab)} \cdot \quad \frac{CS_4}{CD} = \frac{(cs_4)}{(cd)}$$

$$\begin{cases} \bar{\vartheta}_D = \bar{\vartheta}_C + \bar{\vartheta}_{DC}; \\ \bar{\vartheta}_D = \bar{\vartheta}_{D_0} + \bar{\vartheta}_{DD_0}. \end{cases}$$

$$\omega_2 = \frac{\vartheta_{BA}}{l_{AB}} \cdot \quad \omega_4 = \frac{\vartheta_{DC}}{l_{CD}} \cdot$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA} \cdot \quad a_C = a_C^n = \omega_1^2 l_{OC} \cdot \quad \mu_a = \frac{a_A}{(\pi a)}$$

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau; \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{B_0} + \bar{a}_{BB_0}^{\text{OTH}}. \end{cases} \quad \begin{cases} \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^\tau; \\ \bar{a}_D = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{DD_0}^{\text{OTH}}. \end{cases}$$

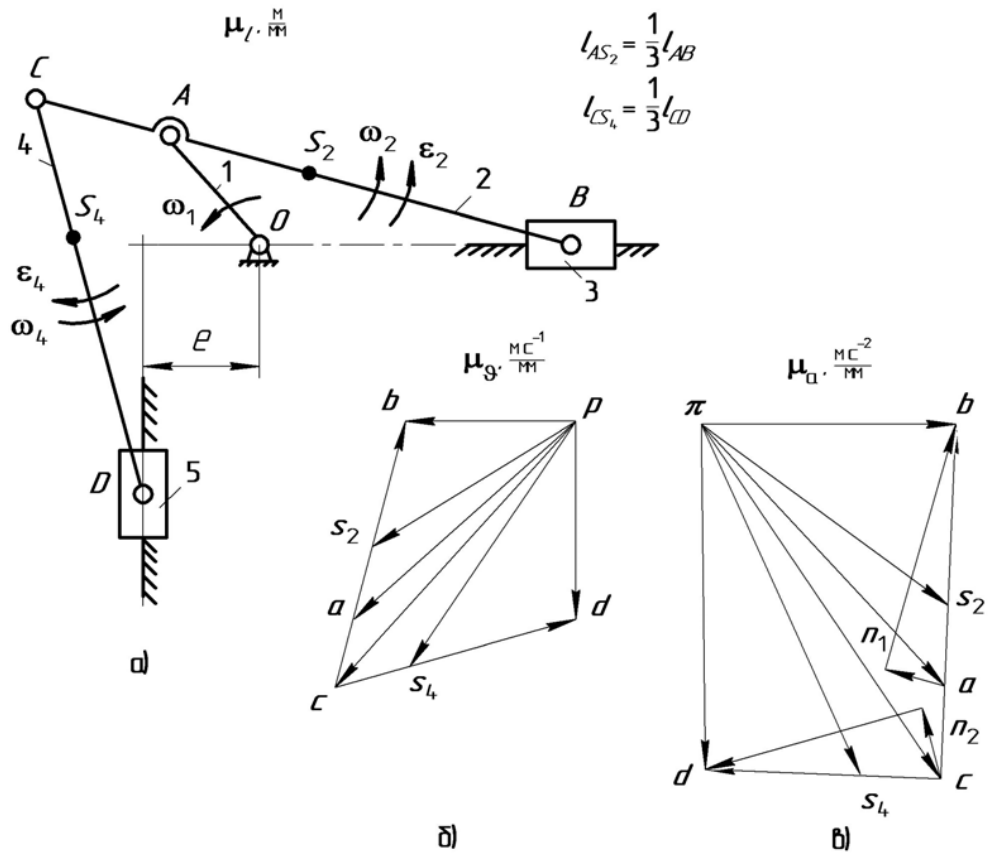
$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{(as_2)}{(ab)} \cdot \quad \frac{CS_4}{CD} = \frac{(cs_4)}{(cd)}$$

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB} \cdot \quad (an_1) = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}$$

$$a_{DC}^n = \omega_4^2 l_{CD} \cdot \quad (cn_2) = \frac{a_{DC}^n}{\mu_a}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{AB}} \cdot \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^\tau}{l_{CD}} \cdot$$

Пример 4



а) – схема; б) – план скоростей; в) – план ускорений

Рисунок В.4 – Кривошипно-ползунный механизм



$$\begin{array}{l}
\vartheta_A = \omega_1 l_{OA}. \quad \vartheta_B = \omega_1 l_{OB}. \\
\mu_\vartheta = \frac{\vartheta_A}{(pa)}. \\
\left\{ \begin{array}{l} \bar{\vartheta}_D = \bar{\vartheta}_A + \bar{\vartheta}_{DA}; \\ \bar{\vartheta}_D = \bar{\vartheta}_{D_0} + \bar{\vartheta}_{DD_0}. \end{array} \right. \\
\left\{ \begin{array}{l} \bar{\vartheta}_C = \bar{\vartheta}_B + \bar{\vartheta}_{CB}; \\ \bar{\vartheta}_C = \bar{\vartheta}_{C_0} + \bar{\vartheta}_{CC_0}. \end{array} \right. \\
\frac{BS_2}{BC} = \frac{(bs_2)}{(bc)}. \quad \frac{AS_4}{AD} = \frac{(as_4)}{(ad)}. \\
\omega_2 = \frac{\vartheta_{CB}}{l_{BC}}. \quad \omega_4 = \frac{\vartheta_{DA}}{l_{AD}}.
\end{array}
\quad \left| \quad \begin{array}{l}
a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}. \quad a_B = a_B^n = \omega_1^2 l_{OB}. \quad \mu_a = \frac{a_A}{(\pi a)}. \\
\left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^n + \bar{a}_{CB}^\tau; \\ \bar{a}_C = \bar{a}_{C_0} + \bar{a}_{CC_0}^{\text{OTH}}. \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_D = \bar{a}_A + \bar{a}_{DA}^n + \bar{a}_{DA}^\tau; \\ \bar{a}_D = \bar{a}_{D_0} + \bar{a}_{DD_0}^{\text{OTH}}. \end{array} \right. \\
\frac{BS_2}{BC} = \frac{(bs_2)}{(bc)}. \quad \frac{AS_4}{AD} = \frac{(as_4)}{(ad)}. \\
a_{DA}^n = \omega_4^2 l_{AD}. \quad (an_1) = \frac{a_{DA}^n}{\mu_a}. \\
a_{CB}^n = \omega_4^2 l_{CB}. \quad (bn_2) = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a}. \\
\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{BC}}. \quad \varepsilon_4 = \frac{a_{DA}^\tau}{l_{AD}}.
\end{array}$$

## Приложение В (Справочное)

### Пример определения масштабов кинематических диаграмм при вращении выходного (ведомого) звена

Если выходное звено совершает вращательное движение, то исследуются угловые перемещения, угловые скорости и угловые ускорения построением соответствующих диаграмм  $\varphi = \varphi(t)$ ,  $\omega = \omega(t)$  и  $\varepsilon = \varepsilon(t)$ . Из плана положений механизма определяем 12 значений величины угла наклона выходного звена  $\varphi_C$ . Масштаб угла поворота выходного звена находят по зависимости:

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_{C \max}}{y_{\max}} \text{ (град/мм)}, \quad (\text{В.1})$$

где  $\varphi_{C \max}$  – наибольший угол поворота ведомого звена, град;

$y_{\max}$  – отрезок, изображающий угловой путь  $\varphi$  на диаграмме, мм.

Углы  $\varphi_C$  могут быть определены с помощью транспортира. Градусы следует перевести в радианы, тогда

$$\mu_{\varphi} = \frac{\pi \varphi_{C \max}}{y_{\max} \cdot 180^{\circ}} \text{ (рад/мм)}. \quad (\text{В.2})$$

Подсчитав величины ординат для 12-ти положений звена, строим диаграмму его углового перемещения. Построение кинематических диаграмм угловых скоростей  $\omega = \omega(t)$  и угловых ускорений  $\varepsilon = \varepsilon(t)$  ведомого звена выполняется методом графического дифференцирования (методом хорд или методом касательных). Масштаб диаграммы угловых скоростей определяем по формуле:

$$\mu_{\omega} = \frac{\mu_{\varphi}}{H_1 \mu_t}, \frac{\text{рад} \cdot \text{с}^{-1}}{\text{мм}}, \quad (\text{В.3})$$

где  $H_1$  – полюсное расстояние на диаграмме угловых скоростей, мм.

Масштаб диаграммы угловых ускорений определяем по формуле:

$$\mu_{\varepsilon} = \frac{\mu_{\omega}}{H_2 \mu_t}, \frac{\text{рад} \cdot \text{с}^{-2}}{\text{мм}}, \quad (\text{В.4})$$

где  $H_2$  – полюсное расстояние на диаграмме угловых ускорений, мм.

Сравнительная оценка величин, полученных двумя методами, проводится так же, как и для звена, совершающего поступательное движение.

**Приложение Г**  
(Справочное)

Определение рабочего и холостого хода  
в энергетических и рабочих машинах

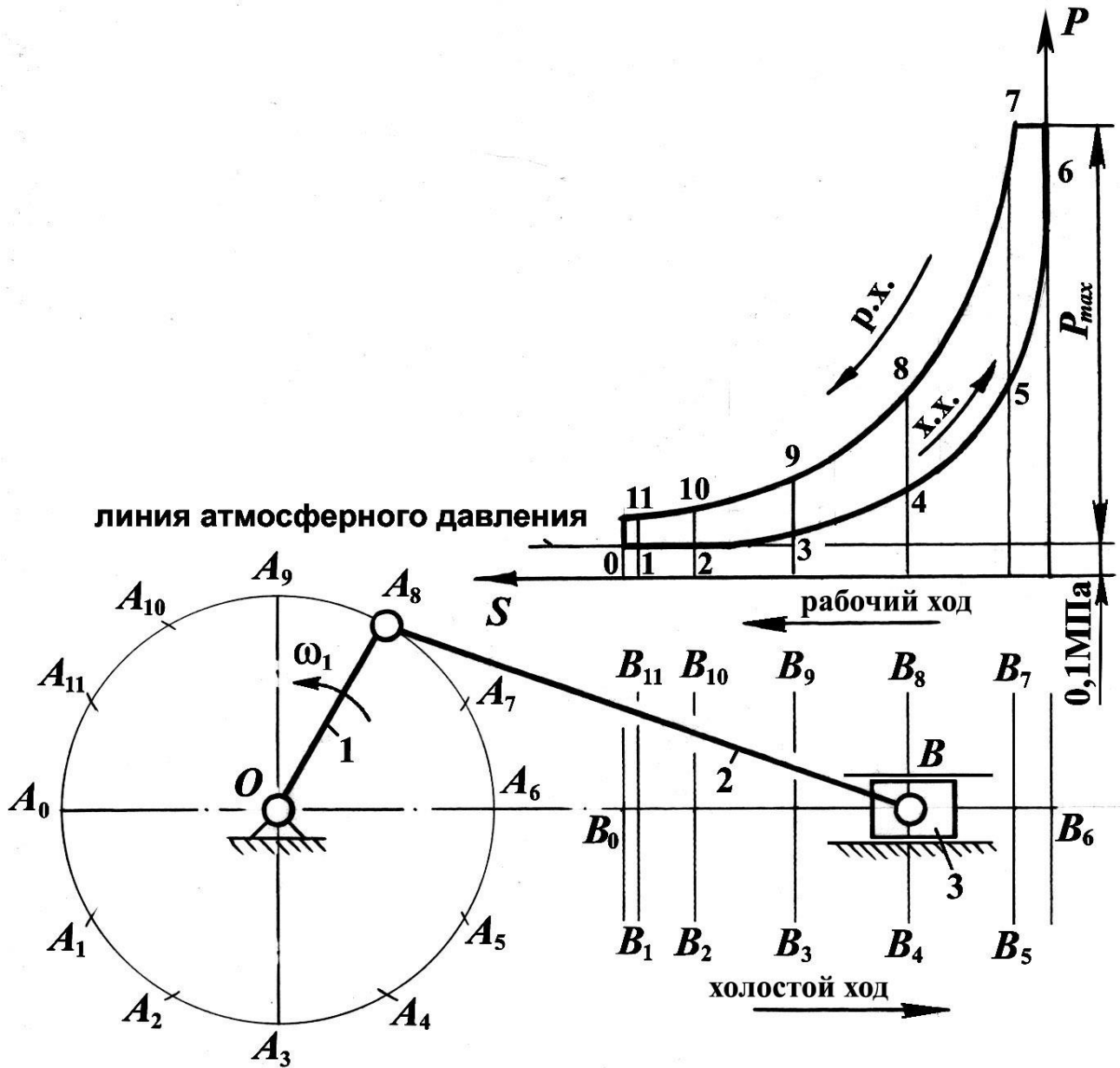


Рисунок Г.1 – Порядок определения рабочего и холостого хода  
в механизме двухтактного двигателя внутреннего сгорания



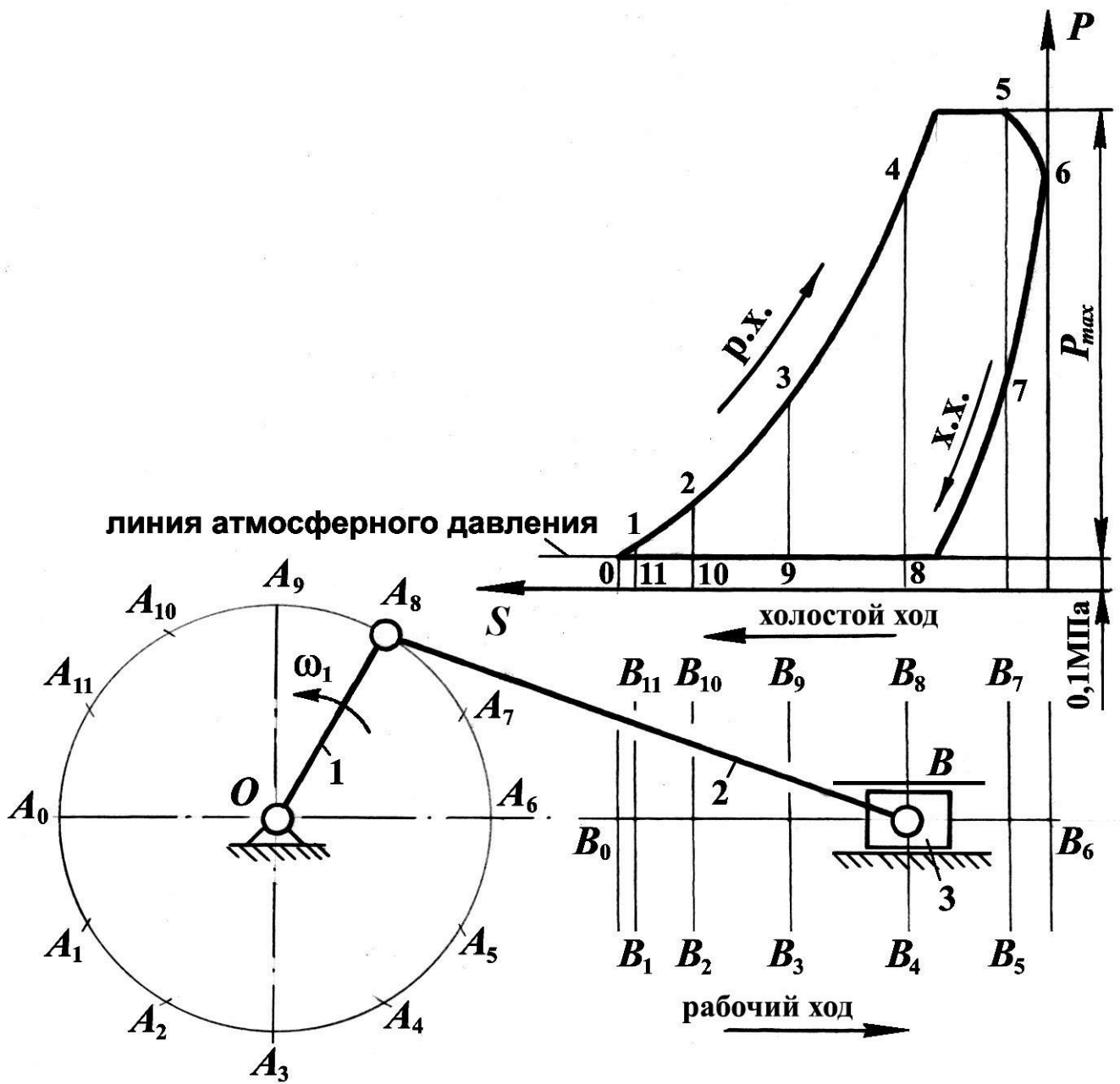
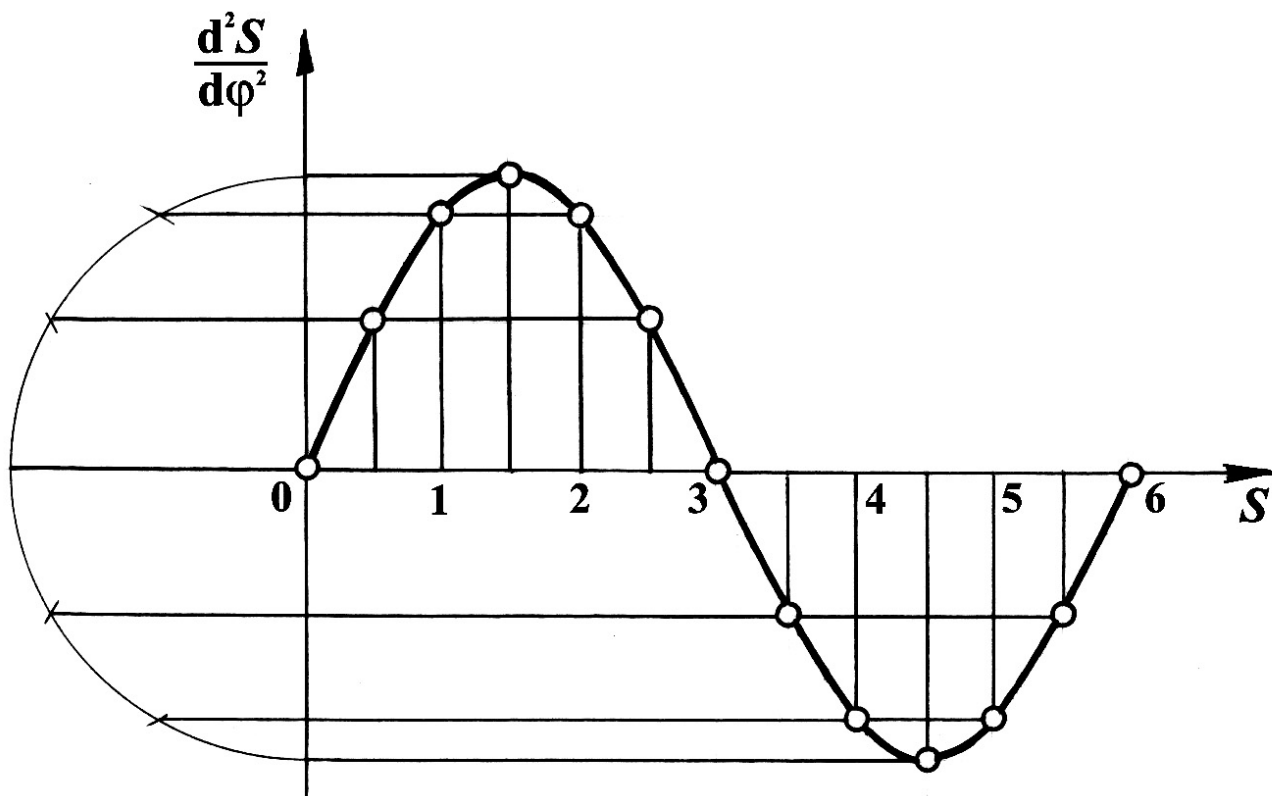


Рисунок Г.2 – Порядок определения рабочего и холостого хода в механизме компрессора

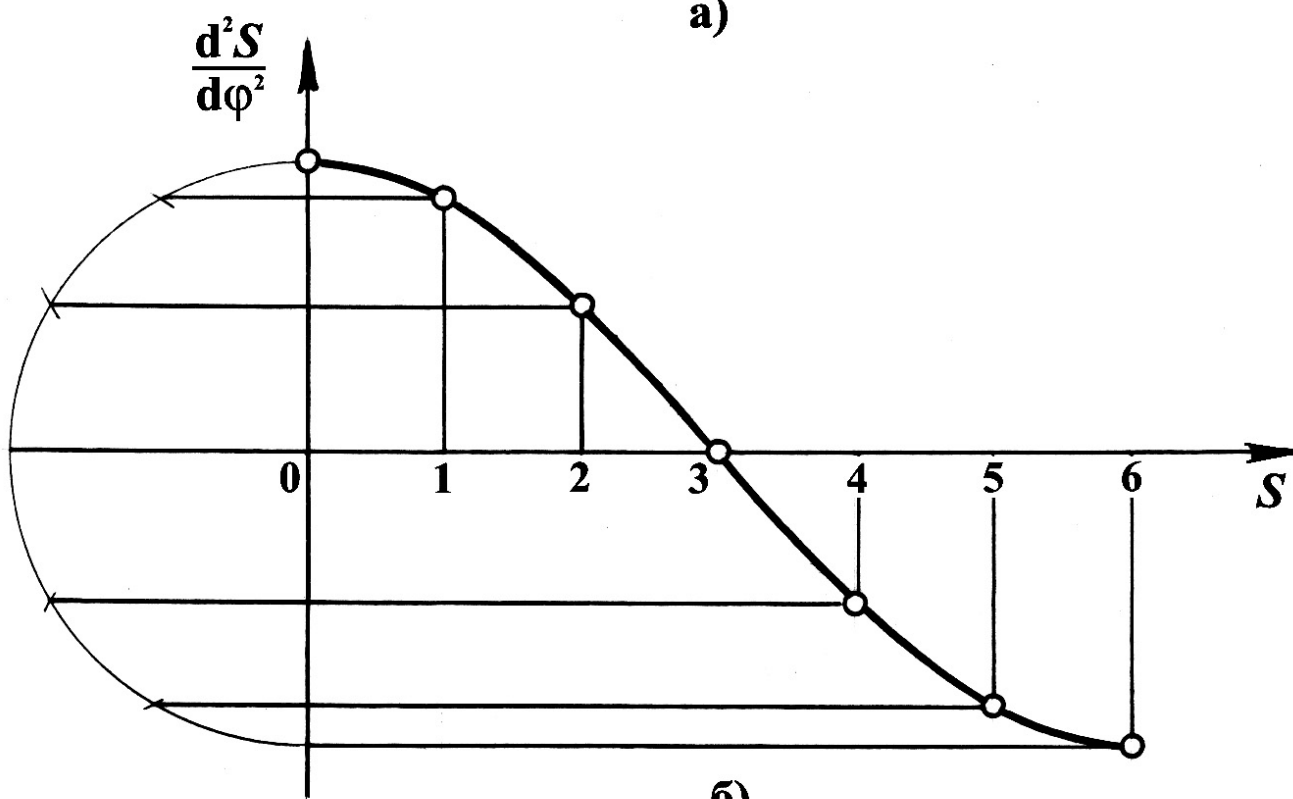
## Приложение Д (Справочное)

Таблица Д.1 – Графическое изображение законов движения толкателя (коромысла) кулачкового механизма

Наименование закона движения выходного звена кулачкового механизма	Графическое изображение закона в фазах движения	
	Фаза удаления	Фаза возвращения
Линейный		
Трапецеидальный		
Параболический		
Треугольный		
Косинусоидальный		
Синусоидальный		



a)



б)

Рисунок Д.1 – Построение синусоиды (а) и косинусоиды (б)

## Приложение Е (Справочное)

Построение профиля кулачка коромыслового кулачкового механизма

### Е.1 Определение минимального радиуса кулачка $r_{\min}$ и межосевого расстояния в коромысловом кулачковом механизме

Из произвольной точки  $A$  проводим дугу радиусом, равным длине коромысла  $AB$ , на которой отмечаем точку  $B_0$  – начальное положение центра ролика коромысла.

От точки  $B_0$  откладываем ход центра ролика  $B_0B_6 = h$  и переносим на него разметку траектории при удалении и возвращении с диаграммы  $S = S(\varphi)$ .

Через полученные точки из центра вращения коромысла  $A$  проводим прямые, определяющие положение коромысла.

По диаграмме  $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$  определяем значения аналогов скоростей при удалении и возвращении толкателя:

$$\frac{dS}{d\varphi} = y \mu_{\frac{dS}{d\varphi}}, \quad (\text{E.1})$$

где  $y$  – длина ординаты на диаграмме, соответствующая данному значению аналога скоростей.

Так, например, для 3-го положения в фазе угла удаления

$$\frac{dS}{d\varphi} y_{\max} = y_3 \mu_{\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_y} = 24 \cdot 0,872 = 20,9 \text{ мм.}$$

И для 10-го положения в фазе угла возвращения

$$\frac{dS}{d\varphi} y_{\max} = y_{10} \mu_{\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_B} = 17 \cdot 1,816 = 30,9 \text{ мм.}$$

Из точек  $B_0, B_1, B_2$  и т.д. на положениях коромысла откладываем отрезки, равные значениям  $\frac{dS}{d\varphi}$  в масштабе  $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_S = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ . Причем для фазы удале

ния эти отрезки откладываются в сторону вращения кулачка, а для фазы возвращения – в обратную.

Соединив плавной кривой концы отложенных отрезков, получим кривую  $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(S)$ . Через концы отрезков проводим прямые под углами передачи дви-

жения  $\gamma_{\min_y} = \gamma_{\min_B} = \gamma_{\min} = 55^\circ$ , к соответствующему направлению коромысла.

Точка  $O$  пересечения этих касательных определит положение центра вращения кулачка (заштрихованная площадь является областью возможного положения центра вращения кулачка).

Минимальный радиус кулачка определим по формуле:

$$r_{\min} = (OB_0) \mu_S. \quad (E.2)$$

Подставив численные значения, получим:

$$r_{\min} = 27 \cdot 0,001 = 0,027 \text{ м.}$$

Расстояние между центрами вращения кулачка и коромысла определяется по зависимости:

$$l_{AO_1} = (AO) \mu_S. \quad (E.3)$$

Подставив численные значения, получим:

$$l_{OC} = 0,064 \text{ м.}$$

## **Е.2 Построение профиля кулачка коромыслового кулачкового механизма**

Главным этапом синтеза кулачкового механизма является построение профиля кулачка, в основу которого положен метод обращенного движения. Суть этого метода заключается в том, что всем звеньям механизма условно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной угловой скорости кулачка, но направленной в обратную сторону. Тогда кулачок остановится, а стойка вместе с толкателем придет во вращательное движение вокруг центра кулачка  $O$

с угловой скоростью  $-\omega_K$ . Кроме того, толкатель будет совершать еще движение относительно стойки по закону, который определяется профилем кулачка.

Из центра  $O$  проводим окружности радиусами  $r_{\min}$  и  $AB$ . Определяем положение центра ролика коромысла, для чего из точки  $A$  радиусом, равным длине коромысла  $AB$ , проводим дугу до пересечения с окружностью радиуса  $r_{\min}$ . Точка пересечения  $B_0$  и есть положение центра ролика коромысла, соответствующее началу удаления. На траектории точки  $B$  коромысла наносим ее разметку согласно диаграмме  $S(\varphi)$ . Получаем точки  $B_1, B_2 \dots B_6$ .

От линии центров  $OA$  в сторону, противоположную вращению кулачка, откладываем фазовые углы  $\varphi_y$ ,  $\varphi_{dc}$  и  $\varphi_B$ . Дуги радиуса  $OA$ , стягивающие углы  $\varphi_y$  и  $\varphi_B$ , разделим на 6 равных частей. Полученные точки 1', 2', 3' и т. д. дадут положения центра вращения коромысла в обращенном движении.

Находим положения центра ролика в обращенном механизме. Для этого производим следующие построения: из центра вращения кулачка  $O$  радиусами, равными  $OB_1$ ,  $OB_2$ ,  $OB_3$  и т. д., проведем дуги окружностей, а из точек 1', 2', 3' и т. д. длиной коромысла  $AB$  сделаем засечки на соответствующих дугах (точки 1'', 2'', 3''...). Соединив полученные точки 1'', 2'', 3''... плавной кривой, получим *теоретический* (центровой) профиль кулачка, соответствующий углу удаления.

Аналогично строим центровой профиль кулачка, соответствующий углу вращения. Разметку траектории точки  $B$  (центра ролика) при возвращении наносим на хорду (ход центра ролика  $B$ ) и дугу радиуса  $AB$ , проведенную из точки 13' (точки  $B_7$ ,  $B_8$ ... $B_{13}$ ).

Для определения действительного профиля кулачка необходимо определить радиус ролика, который должен быть меньше минимального радиуса кривизны  $\rho_{min}$  центрального (теоретического) профиля кулачка:

$$r_p \leq (0,7...0,8)\rho_{min}. \quad (E.4)$$

Из конструктивных соображений радиус ролика не рекомендуется принимать больше половины минимального радиуса

$$r_p \leq (0,4...0,5)r_{min}. \quad (E.5)$$

Тогда

$$r_p = 0,45r_{min} = 0,45 \cdot 0,027 = 0,012 \text{ м.}$$

*Действительный* (практический) профиль кулачка получим, если построим эквидистантную кривую радиусом, равным  $r_p$ .

## Приложение Ж (Справочное)

Таблица Ж.1 – Кинематика структурных групп II класса

Вид группы	Схема структурной группы	Векторные уравнения для определения скоростей и ускорений точек	Величина и направление составляющих векторных уравнений	Формулы для определения угловых	
				скоростей	ускорений
1-й		$\begin{cases} \vec{\vartheta}_C = \vec{\vartheta}_B + \vec{\vartheta}_{CB}, \\ \vec{\vartheta}_C = \vec{\vartheta}_D + \vec{\vartheta}_{CD}. \end{cases}$ $\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau, \\ \vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^\tau. \end{cases}$	$\begin{aligned} &\vartheta_{CB} \perp BC, \\ &\vartheta_{CD} \perp CD. \\ &a_{CB}^n = \omega_2^2 l_{BC}; \quad a_{CB}^n \parallel BC. \\ &a_{CB}^\tau \perp BC. \\ &a_{CD}^n = \omega_3^2 l_{CD}; \quad a_{CD}^n \parallel CD. \\ &a_{CD}^\tau \perp CD. \end{aligned}$	$\omega_2 = \frac{\vartheta_{CB}}{l_{BC}},$ $\omega_3 = \frac{\vartheta_{CD}}{l_{CD}}.$	$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{BC}},$ $\varepsilon_3 = \frac{a_{CD}^\tau}{l_{CD}}.$
2-й		$\begin{cases} \vec{\vartheta}_C = \vec{\vartheta}_B + \vec{\vartheta}_{CB}, \\ \vec{\vartheta}_C = \vec{\vartheta}_{C_0} + \vec{\vartheta}_{CC_0}. \end{cases}$ $\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^\tau, \\ \vec{a}_C = \vec{a}_{C_0} + \vec{a}_{CC_0}^{отн}. \end{cases}$	$\begin{aligned} &\vartheta_{CB} \perp BC. \\ &\vartheta_{CC_0} \parallel (x-x). \\ &a_{CB}^n = \omega_2^2 l_{BC}; \quad a_{CB}^n \parallel BC. \\ &a_{CB}^\tau \perp BC. \end{aligned}$	$\omega_2 = \frac{\vartheta_{CB}}{l_{BC}}.$	$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{BC}}.$
3-й		$\begin{cases} \vec{\vartheta}_{B_3} = \vec{\vartheta}_{B_2} + \vec{\vartheta}_{B_3B_2}, \\ \vec{\vartheta}_{B_3} = \vec{\vartheta}_C + \vec{\vartheta}_{B_3C}. \end{cases}$ $\begin{cases} \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_{B_2} + \vec{a}_{B_3B_2}^k + \vec{a}_{B_3B_2}^\tau, \\ \vec{a}_{B_3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{B_3C}^n + \vec{a}_{B_3C}^\tau. \end{cases}$	$\begin{aligned} &\vartheta_{B_3B_2} \parallel BC. \\ &\vartheta_{B_3C} \perp BC. \\ &a_{B_3B_2}^k = 2\omega_3 \vartheta_{B_3B_2}, \quad a_{B_3B_2}^k \perp BC. \\ &a_{B_3C}^n = \omega_3^2 l_{BC} \parallel BC. \\ &a_{B_3C}^\tau \perp BC. \end{aligned}$	$\omega_3 = \frac{\vartheta_{B_3C}}{l_{BC}}.$ $\omega_3 = \omega_2.$	$\varepsilon_2 = \frac{a_{B_3C}^\tau}{l_{BC}}.$ $\varepsilon_3 = \varepsilon_2.$

### Приложение 3

(Справочное)

Таблица 3.1 – Последовательность силового расчета групп Ассур II класса

Вид группы	Схема структурной группы	Последовательность составления уравнений	Определяемые величины
1-й		$\sum_{i=1}^n M_C(\bar{F}_i)_2 = 0.$ $\sum_{i=1}^n M_C(\bar{F}_i)_3 = 0.$ $\sum_{i=1}^n (\bar{F}_i)_{2,3} = 0.$ $\sum_{i=1}^n (\bar{F}_i)_3 = 0.$	$R_{12}^\tau.$ $R_{43}^\tau.$ $R_{12}^n, R_{43}^n, R_{12}, R_{43}.$ $R_{23}.$
2-й		$\sum_{i=1}^n M_A(\bar{F}_i)_2 = 0.$ $\sum_{i=1}^n (\bar{F}_i)_{2,3} = 0.$ $\sum_{i=1}^n (\bar{F}_i)_3 = 0.$	$R_{03}.$ $R_{12}.$ $R_{23}.$
3-й		$\sum_{i=1}^n M_B(\bar{F}_i)_3 = 0.$ $\sum_{i=1}^n (\bar{F}_i)_{2,3} = 0.$	$R_{43}^\tau.$ $R_{12}, R_{43}^n, R_{43}.$



Таблица 3.2 – Значения  $\operatorname{inv}\alpha$

Градусы	Порядок	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
18	<b>0,0</b>	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	<b>0,0</b>	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	<b>0,0</b>	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	<b>0,0</b>	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19617
22	<b>0,0</b>	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21766	22018	22272	22529	22788
23	<b>0,0</b>	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	<b>0,0</b>	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	<b>0,0</b>	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	<b>0,0</b>	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	<b>0,0</b>	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	<b>0,0</b>	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	<b>0,0</b>	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	<b>0,0</b>	53751	54238	54728	55221	55718	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	<b>0,0</b>	58809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	<b>0,0</b>	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69836	70430	71026	71626	72230	72838
33	<b>0,0</b>	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	<b>0,0</b>	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	<b>0,0</b>	89342	90058	90777	91502	92230	92963	63701	94443	95190	95942	96898	97459
36	<b>0,</b>	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	<b>0,</b>	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	<b>0,</b>	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	<b>0,</b>	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	<b>0,</b>	14096	14200	14303	14407	14511	14316	14722	14829	14936	15043	15152	15261

## Приложение И

(Справочное)

Графическое дифференцирование методом хорд

Графическое дифференцирование методом хорд является методом более точным, чем метод касательных. Поэтому на практике он является более приемлемым. Его суть заключается в том, что если какую-либо кривую разбить на небольшие участки хордами, то направления этих хорд можно принять за направления касательных, абсциссы точек касания которых лежат на серединах участков. Практически производим следующие построения.

Плавную кривую на рисунке Л.1, а заменяем хордами  $0-1'$ ,  $1'-2'$ ,  $2'-3'$  и т. д. Влево от начала системы координат на оси абсцисс откладываем отрезок произвольной величины  $H$ . Через полюс  $P$  проводим лучи, параллельные хордам: луч  $P-1''$  параллелен хорде  $0-1'$ , луч  $P-2''$  – хорде  $1'-2'$  и т. д.

На следующий график (рисунок Л.1, б) переносим ординату  $0-1''$  в середину участка  $0-1$ , ординату  $0-2''$  – в середину участка  $1-2$  и т. д. Середины полученных площадок  $0-1$ ,  $1-2$  и т. д. соединяем плавной кривой таким образом, чтобы заштрихованные площади выступающих и входящих фигур были равны (рисунок Л.1, б).

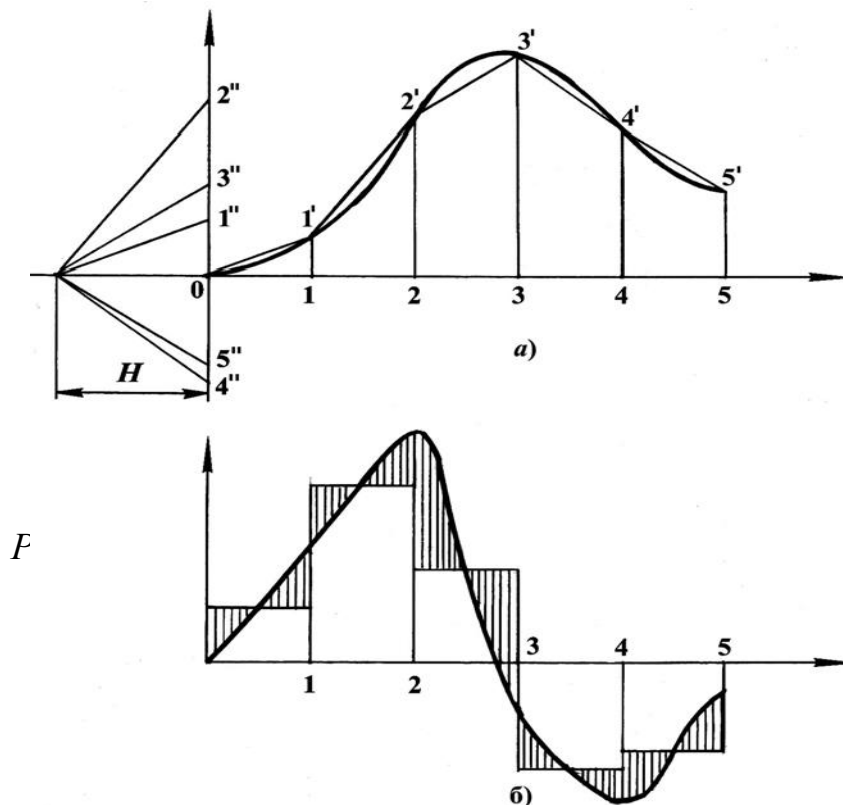


Рисунок И.1. – Выполнение графического дифференцирования методом хорд

## Приложение К

(Справочное)

### Графическое интегрирование методом хорд

Графическое интегрирование методом хорд есть действие, обратное графическому дифференцированию методом хорд (по дифференциальной кривой требуется построить интегральную).

Для этого выполним следующие графические построения. Находим середины участков  $0-1$ ,  $1-2$ ,  $2-3$  и т. д. по оси абсцисс и из них проводим вертикальные прямые (средние ординаты) до пересечения с интегрируемой кривой (рисунок М.1, б). Из точек пересечения проводим прямые параллельные оси абсцисс до пересечения с осью ординат. Полученные точки  $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$  и т. д. соединяем с произвольной точкой  $P$ , лежащей на произвольно взятом отрезке  $H$  (рисунок М.1, а). Из начала координат искомого графика проводим отрезок, параллельный лучу  $P-1'$ , до встречи с первой ординатой (точка  $1'$ ), из конца этого отрезка – новый отрезок, параллельный лучу  $P-2'$ , до встречи со второй ординатой (точка  $2'$ ) и т. д. В результате получилась ломанная  $0-1'-2'-3'$  и т. д., представляющая хорды искомого графика. Соединив концы хорд плавной кривой, построим искомый график.

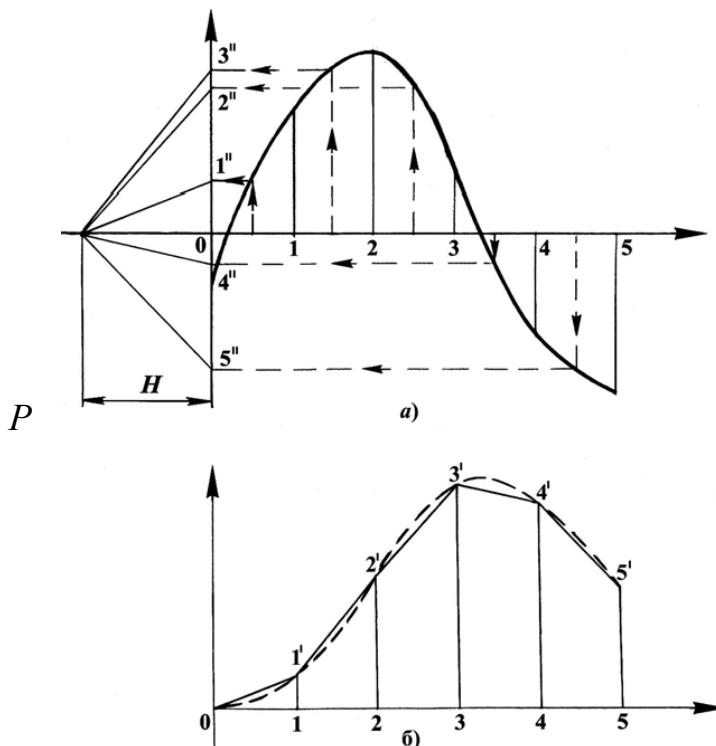


Рисунок К.1 – Выполнение графического интегрирования методом хорд

## Приложение Л (Справочное)

### Построение эвольвентного профиля зуба

Эвольвентный участок профиля зуба находится между основной окружностью и окружностью вершин. На рисунке Н.1 эвольвента вычерчивается точкой  $P$  при перекатывании прямой  $n-n$  по основной окружности (радиус  $r_{b_1}$ ) без скольжения.

Порядок построения эвольвенты. Делим отрезок  $AP$  на равные участки. В нашем случае их четыре:  $A-3 = 3-2 = 2-1 = 1-P$ . Влево от точки  $A$  откладываем такие же отрезки:  $A-5 = 5-6 = 6-7$ . Затем находим точки касания производящей прямой  $n-n$  с основной окружностью. Для этого влево и вправо от точки  $A$  на основной окружности откладываем аналогичные равные расстояния:  $A-3' = 3'-2' = 2'-1' = A-5' = 5'-6' = 6'-7'$ .

Полученные точки  $1', 2', 3' \dots 7'$  соединяем с осью вращения  $O_1$  и проводим к ним перпендикуляры. Полученные прямые показывают положения касательных, т. е. прямой  $n-n$  при ее перекатывании по основной окружности.

Для того чтобы построить эвольвенту, из точки  $1'$  отложим расстояние  $1-P$ , из точки  $2'$  –  $2-P$ , из точки  $3'$  –  $3-P$  и т. д.

Полученные точки  $1'', 2'', 3'' \dots 7''$  необходимо соединить плавной кривой. Таким образом, построен правый профиль зуба.

Для построения левого профиля зуба необходимо правый профиль повернуть относительно оси симметрии зуба на  $180^\circ$ . Положение оси симметрии зуба определено следующим образом: от точки  $P$  откладывается в масштабе половина толщины зуба  $\frac{S}{2}$ , и эта точка соединяется с осью вращения колеса  $O_1$ .

Ножка зуба от основной окружности до окружности впадин очерчивается по сложной кривой. Поэтому для упрощения построения точка начала эвольвенты соединяется линией с осью вращения  $O_1$ , и эта линия сопрягается с окружностью впадин дугой радиусом  $\rho = 0,4m$  (с учетом масштаба построений).

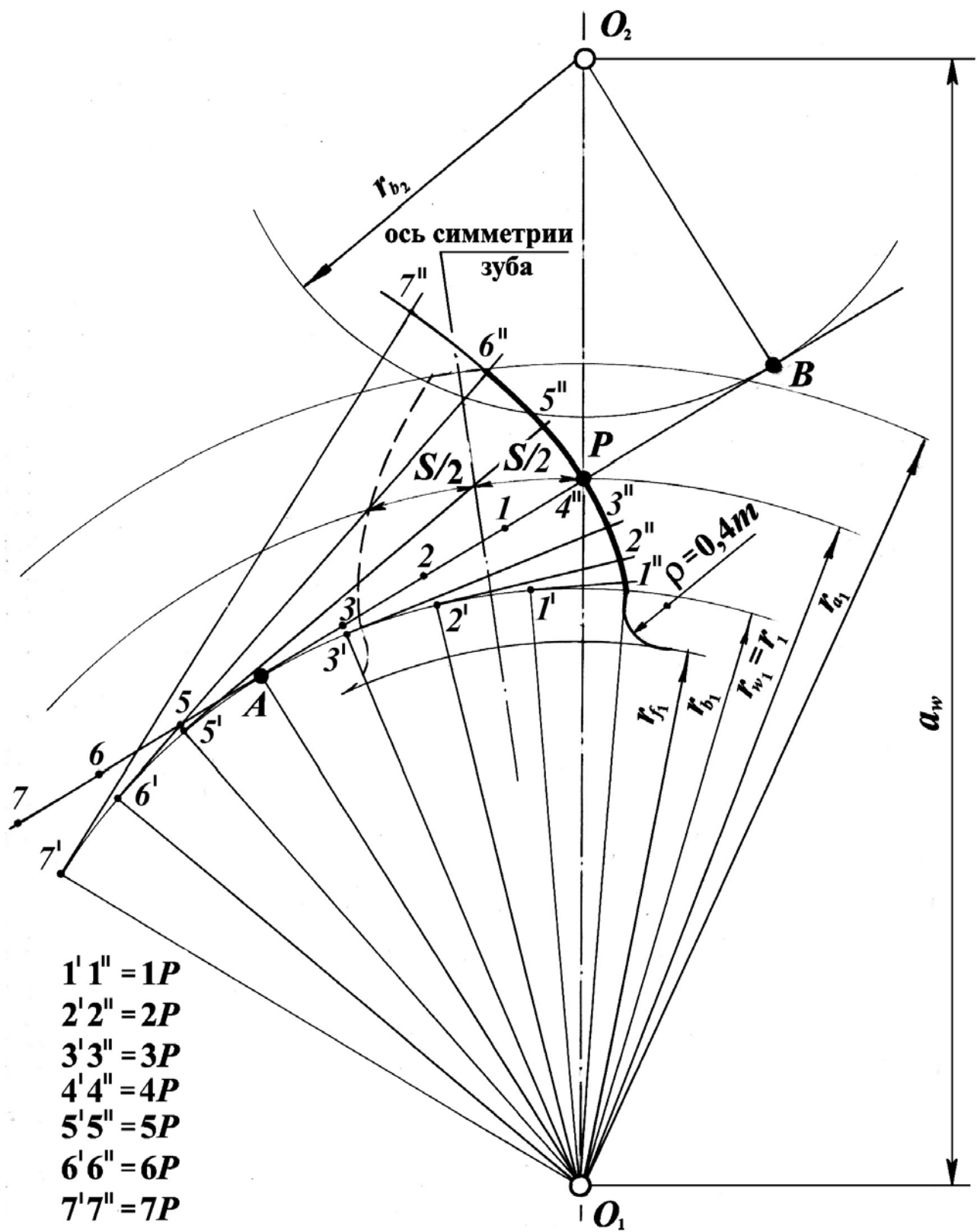


Рисунок Л.1 – Построение эвольвентного профиля зуба

## Приложение М

(Справочное)

Перечень теоретических вопросов для подготовки к экзамену по дисциплине  
«Теория машин и механизмов»

1. Что называется механизмом, звеном, кинематической парой?
2. Дайте определения входного и выходного звеньев
3. Что называется элементом кинематической пары?
4. Дайте определения двухсторонней (низшей) и односторонней (высшей) кинематической пар.
5. Как классифицируются кинематические пары?
6. Чем структурная схема отличается от кинематической?
7. Какие кинематические цепи вы знаете?
8. Что такое степень аномальности структуры?
9. Что такое степень иррациональности структуры?
10. Напишите структурные уравнения связей.
11. Что такое избыточные связи и как определить их количество?
12. Как устраняются избыточные связи?
13. Что такое линия контура кинематической цепи?
14. Что такое лишние подвижности и как они влияют на работоспособность механизма?
15. Каково максимальное количество избыточных связей в замкнутом контуре? В незамкнутом?
16. Что такое адаптивные структуры? Каковы их свойства?
17. Какими свойствами обладают цепи нормальной структуры?
18. Какими свойствами обладают цепи рациональной структуры?
19. Что означают положительные значения степени иррациональности?
20. Как определить класс контура, структурной группы, механизма?
21. Каков физический смысл понятия класса контура, механизма?
22. К какому классу относятся контуры с отрицательными значениями степени аномальности? Почему?
23. Что такое структурный синтез, чем он отличается от структурного анализа, что является его результатом?
24. Какие параметры считаются входными, а какие выходными при структурном синтезе?
25. Чем структурные признаки отличаются от структурных параметров?
26. Какие бывают монады и чем они отличаются?
27. В чем сущность монадной теории структуры?
28. Что такое монадный уровень исследования структуры?

29. Приведите пример подвижного контура, дайте его определение,
30. Приведите пример жесткого контура, дайте его определение.
31. Дайте определение внутреннего и внешнего подвижного контура.
32. Назовите этапы структурного синтеза.
33. Как устраняются контурные избыточные связи?
34. Как распределяются по контурам избыточные связи при структурном синтезе?
35. Из каких этапов состоит алгоритм изображения структурной схемы?
36. Что называется кулачковым механизмом, из чего он состоит?
37. План скоростей.
38. План положений механизма.
39. Передаточное отношение планетарных механизмов.
40. План сил.
41. КПД винтового механизма.
42. Приведение сил в механизме.
43. Стадии движения механизма и КПД.
44. Потери энергии на трение.
45. Динамическая модель механизма.
46. Методика силового расчета механизмов.
47. Классификация сил, действующих на механизм.