

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**  
**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Учебное пособие для студентов дистанционной формы обучения

Подробно излагается методика выполнения разделов курсового проекта по теории механизмов и машин, посвященных проектированию и анализу основного рычажного механизма машины, проектированию и анализу механизмов зубчатых передач и эвольвентного зацепления. Содержание разделов с комментариями и пояснениями отражает последовательное, поэтапное выполнение работ, т.е. является конкретным планом работы над проектом.

Приведены два блока заданий на курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Первый блок заданий – комплексные задания, содержащие набор механизмов реальных технологических и транспортных машин. Эти задания рекомендуются студентам, обучающимся по специальностям конструкторского направления. Второй блок содержит более простые задания, которые рекомендованы студентам, обучающимся по специальностям технологического направления.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТЕ (РАБОТЕ) .....	6
1.1. Цель и задачи работы. ....	6
1.2. Содержание курсового проекта. ....	6
1.3. Содержание курсовой работы. ....	7
1.4. Требование к оформлению графической части. ....	8
1.5. Требование к оформлению пояснительной записки. ....	10
1.6. Организация защиты проекта. ....	14
2. ЛИСТ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОСНОВНОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА. ....	15
2.1. Структурный анализ механизма. ....	15
2.2. Метрический синтез основного рычажного механизма. ....	21
2.3. Кинематический анализ рычажного механизма. ....	27
2.3.1. Методические указания. ....	27
2.3.2. Построение планов положений (разметки) механизма. ....	30
2.3.3. Построение планов скоростей и ускорений механизмов. ....	32
2.3.4. Построение кинематических диаграмм. ....	38
2.4. Пример кинематического расчета шестизвенного рычажного механизма с качающейся кулисой. ....	41
2.4.1. Построение плана скоростей. ....	41
2.4.2. Построение плана ускорений. ....	44
3. ЛИСТ 2. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСНОВНОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА. ....	48
3.1. Методические указания. ....	48
3.2. Построение разметки механизма и силовой диаграммы. ....	49
3.3. Построение графика внешней силы, расчет сил тяжести, сил и моментов сил инерции звеньев. ....	50
3.4. Построение планов сил группы 2 – 3. ....	53
3.5. Силовой расчет начального механизма 0 – 1. ....	56
3.6. Определение уравновешивающей силы методом «жесткого рычага» Н.Е. Жуковского. ....	59
3.7. Расчет механического коэффициента полезного действия. ....	61
3.8. Рекомендации по компоновке 2-го листа. ....	63
4. ЛИСТ 3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАШИНЫ. ....	64
4.1. Методические указания. ....	64
4.2. Построение диаграммы силы полезного сопротивления (движущей си- лы) .....	65
4.3. Расчет приведенного момента силы полезного сопротивления (движущей силы) .....	65
4.4. Построение графиков работ. ....	66
4.5. Определение избыточной работы. ....	68
4.6. Определение приведенного момента инерции механизма. ....	68
4.7. Построение графика энергомасс. ....	70

4.8. Расчет углов наклона касательных к графику энергомасс. . . . .	70
4.9. Определение момента инерции маховика. . . . .	71
4.10. Вычисление фактической угловой скорости входного звена. . . . .	72
5. ЛИСТ 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА И ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ. . . . .	74
5.1. Методические указания. . . . .	74
5.2. Подбор чисел зубьев колес зубчатого механизма. . . . .	75
5.3. Графический метод кинематического анализа зубчатого механизма. . .	78
5.4. Определение геометрических размеров зацепления пары зубчатых колес. . . . .	80
5.5. Вычерчивание картины зацепления. . . . .	82
5.6. Нахождение характерных точек и зон зацепления. . . . .	86
5.7. Расчет коэффициента торцового перекрытия. . . . .	87
5.8. Расчет удельного скольжения. . . . .	88
5.9. Расчет коэффициента удельного давления. . . . .	89
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК. . . . .	97
ПРИЛОЖЕНИЕ А. СБОРНИК КОМПЛЕКСНЫХ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (КУРСОВУЮ РАБОТУ) . . . . .	98
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. СБОРНИК УПРОЩЕННЫХ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (КУРСОВУЮ РАБОТУ) . . . . .	123
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Образец обложки и титульного листа пояснительной записки к курсовому проекту. . . . .	136

## ВВЕДЕНИЕ

Курсовой проект по теории механизмов и машин является завершающим этапом прохождения теоретического курса. Его целью является более глубокое овладение теорией на примере решения конкретных вопросов практических задач, решаемых на ранних этапах проектирования машин – этапах разработки структурных схем механизмов машины, разработки их кинематических схем и на этапе эскизного проекта (силовой и динамический расчеты). Цель этих этапов – подготовка исходной информации для прочностных расчетов и конструирования.

Курсовой проект предусматривает самостоятельное решение студентом целого комплекса инженерных задач, в частности: структурного, кинематического и силового исследования рычажного механизма, подбора для него маховой массы, обеспечивающей заданную степень неравномерности хода, синтеза и кинематического исследования сложного зубчатого механизма (включающего рядовые и планетарные ступени) и профилирование зацепления. В отдельных случаях могут ставиться дополнительные задачи, например, уравнивание механизма и другие.

Проект состоит из графической части, выполняемой на листах формата А1 по ГОСТ 2.301-68 (размер 594x841мм), и пояснительной записки на листах формата А4 (297x210мм) рукописного текста. В пособии приведены пояснения по выполнению четырех разделов курсового проекта (работы). Объем проекта (число и наименование разделов) определяется преподавателем в зависимости от часов на курсовое проектирование в учебных планах специальности. Каждому разделу соответствует один лист формата А1 и примерно 10 страниц формата А4 пояснительной записки.

Каждый студент получает номер и вариант индивидуального задания, в котором содержатся необходимые для выполнения поставленной задачи основные данные. Задания на выполнение курсовых работ небольшого объема (1-2 листа) находятся в Приложении Б и содержат полный, необходимый объем исходных данных. В комплексных заданиях (Приложение А) ряд исходных данных заданы косвенно (формулами или рекомендациями в примечаниях к заданию, например массы звеньев, осевые моменты инерции, центры масс звеньев), а некоторые из них определяются аналитически или графически на этапе метрического синтеза механизма.

Содержание каждого раздела с отдельными примечаниями и рекомендациями в настоящем пособии составлено с учетом последовательности выполнения одного этапа за другим и поэтому является конкретным планом работы над проектом. Выполнение особенно сложных и трудных для понимания разделов максимально формализовано.

# 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТЕ (РАБОТЕ)

## 1.1. Цель и задачи работы

*Целью работы является закрепление теоретического материала [1 - 7] и приобретение практических навыков при расчете механизмов [8 - 14].*

*В курсовом проекте* решаются задачи расчета механизмов, входящих в состав машин, представленных в комплексных заданиях на курсовой проект (Приложение А). Такими механизмами являются: а) основной рычажный механизм рабочей машины (двигателя); б) зубчатые механизмы передач; в) кулачковый механизм автоматического управления работой машины (управление клапанами двигателя внутреннего сгорания или управление подачей заготовок и т.д.).

*В курсовой работе* решаются задачи расчета основных рычажных механизмов, входящих в состав машин, представленных в комплексных заданиях на курсовой проект (Приложение А). Для ряда специальностей технологической направленности рассчитываются механизмы из блока упрощенных заданий (Приложение Б).

Графическая часть каждого из приведенных ниже разделов выполняется на листе ватмана формата А1 с соблюдением стандартов. Расчеты и пояснения к ним оформляются в виде пояснительной записки.

## 1.2. Содержание курсового проекта

### 1.2.1. Проектирование и расчет основного рычажного механизма

*Первый лист: «Проектирование и кинематический расчет рычажного механизма»*

Выполнить в пояснительной записке структурный анализ и метрический синтез кинематической схемы основного рычажного механизма. Если метрический синтез выполняется графическим методом, построения вынести на лист.

Вычертить в стандартном масштабе кинематическую схему и разметку механизма для 12 положений входного звена (кривошипа).

Построить в стандартном масштабе: планы скоростей для 12 положений механизма, планы ускорений для двух положений механизма.

Определить кинематические и передаточные функции подвижных звеньев, их центров масс, точек приложения внешних сил. Построить кинематические диаграммы движения ведомого звена.

*Второй лист: «Кинестатический расчет рычажного механизма»*

Вычертить в стандартном масштабе отдельно для двух положений входного звена группы Ассур с указанием сил, действующих на звенья.

Построить планы сил для групп Ассура в стандартном масштабе. Определить реакции в кинематических парах и уравнивающую силу на входном звене.

Выполнить проверочный расчет уравнивающей силы для одного положения входного звена методом «рычага» Жуковского. Вычислить мгновенное значение коэффициента полезного действия (КПД) механизма для одного положения.

*Третий лист: «Динамический расчет механизма»*

Построить диаграммы изменения сил полезного сопротивления и движущих сил, диаграммы приведенных моментов и работ этих сил, а также диаграмму избыточных работ в зависимости от угла поворота кривошипа.

Построить диаграмму приведенного момента инерции машины в зависимости от угла поворота кривошипа.

Построить диаграмму энергомасс и определить момент инерции маховика, обеспечивающего заданную величину коэффициента неравномерности движения. Рассчитать фактическую угловую скорость вращения входного звена механизма в установившемся режиме.

### **1.2.2. Проектирование и расчеты механизмов с высшими парами**

*Четвертый лист: «Проектирование зубчатого механизма и эвольвентного зацепления»*

Выполнить проектирование планетарного зубчатого механизма с подбором чисел зубьев колес, вычерчиванием схемы спроектированного механизма и проверкой полученного передаточного отношения графическим методом (построение картины скоростей и плана чисел оборотов).

Выполнить проектирование цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления по качественным показателям с построением диаграмм этих показателей, расчет и построение схемы зацепления для спроектированной зубчатой передачи с указанием на ней основных элементов зацепления.

## **1.3. Содержание курсовой работы**

### **1.3.1. Проектирование и расчет основного рычажного механизма**

*Первый лист: «Кинематический и кинетостатический расчет рычажного механизма»*

Выполнить в пояснительной записке структурный анализ и метрический синтез кинематической схемы основного рычажного механизма. Если метрический синтез выполняется графическим методом, построения вынести на лист.

Определить кинематические, передаточные функции подвижных звеньев, их центров масс, точек приложения внешних сил, построить кинематические диаграммы.

Определить внешний уравновешивающий момент (или силу) на начальном звене и усилия в кинематических парах механизма методом кинетостатики (т.е. с учетом сил инерции звеньев) для одного положения ведущего звена в фазе рабочего хода. Проверить величину уравновешивающего момента (или силы), выполнив вычисления методом «рычага» Н. Е. Жуковского. Вычислить мгновенный механический коэффициент полезного действия (КПД) механизма.

**Примечание:** метрический синтез кинематической схемы основного рычажного механизма выполняется только для заданий из приложения А.

#### *Второй лист: «Динамический расчет механизма»*

Определение момента инерции маховика, обеспечивающего заданную величину коэффициента неравномерности движения, и расчет фактической угловой скорости вращения входного звена механизма в установившемся режиме. Для механизмов с приводом от асинхронного электродвигателя необходимо подобрать двигатель по каталогу и учесть влияние статической характеристики двигателя на движущий момент.

**Примечание:** для ряда специальностей, например технология машиностроения, **второй лист:** «Проектирование зубчатого механизма и эвольвентного зацепления». Объем курсовой работы (для некоторых специальностей выполняется только **первый лист**) и тема второго листа указывается преподавателем.

### **1.4. Требования к оформлению графической части**

Все графические построения в курсовом проекте выполняются карандашом на чертежной бумаге формата А1 (594 × 841).

Выбираемые масштабы должны иметь только одно из следующих значений:  $(1; 2; 2,5; 4; 5) \times 10^n$ , где  $n = \pm 1, \pm 2 \dots$  и т.д. Например, 0,025; 25; 40; 0,4; 0,001 и т.п.

Все построения должны быть снабжены названиями.

Все надписи выполняются только стандартным шрифтом. Размер шрифтов выбирается студентом самостоятельно из соображений эстетики и удобства чтения.

Линии графиков и другие результирующие кривые проводятся контурными линиями с толщиной  $s$  от 0,5 до 1,4 мм., такой же толщины должны быть векторы абсолютных скоростей и ускорений, векторы сил и реакций на планах сил.

Оси координат графиков, звенья на разметке механизма, стрелки радиусов окружностей на картине зацепления зубчатых колес, векторы нормальных и тангенциальных составляющих реакций на планах сил, векторы относительных скоростей и ускорений на планах проводятся линиями вдвое тоньше контурных.

Требования к оформлению графиков и диаграмм регламентируются ГОСТ 2.319-81. Линии вспомогательных построений, линии координатной сетки на графиках и другие вспомогательные линии должны иметь толщину  $s/3$  или  $s/4$ . Все линии на листе должны иметь одинаковую насыщенность и высокую контрастность. Линии вспомогательных построений остаются на листе, их стирать не рекомендуется.

Графики снабжаются равномерными шкалами по осям координат в тех физических единицах, которые по ним отложены. Необходимо также вычертить на каждом графике координатную сетку, проведя горизонтали через деления шкалы оси ординат и вертикали через деления оси абсцисс.

Количество числовых значений на шкалах должно быть минимально необходимым (не менее трех значений, включая нулевое). Числа на шкале должны быть удобны для интерполяции и обычно кратны основанию системы исчисления, т.е. 10 (например, 1,2,3... или 10,20,30 ...). Многозначные числовые значения по осям координат следует приводить в виде произведения целых чисел на некоторый постоянный множитель, который следует указывать при буквенном обозначении физической величины.

Если проект выполняется с использованием графоаналитических методов, то рядом с графиками указываются масштабы физических величин.

Концы ординат графиков отмечаются окружностями диаметра 2...2,5 мм; линия графика не должна перечеркивать эти окружности.

Кинематические схемы механизмов должны быть изображены в соответствии с требованиями ГОСТ 2.770 - 68, 2.703 - 68, 2.721 - 74.

При изображении кинематических схем механизмов с учетом длины звеньев и относительного положения кинематических пар, необходимых для кинематического анализа, следует указывать масштабный коэффициент чертежа:  $\mu_l = \dots$  м/мм.

На планах механизмов, скоростей, ускорений, сил и т. п. необходимо указывать соответствующие масштабы или масштабные коэффициенты. **Например:**  $\mu_l = 0,002$  м/мм;  $\mu_v = 0,05$  (м·с<sup>-1</sup>)/мм;  $\mu_a = 0,4$  (м·с<sup>-2</sup>) /мм. Масштабы графических построений необходимо выбирать так, чтобы площадь листа была равномерно заполнена.

## 1.5. Требования к оформлению пояснительной записки

Пояснительная записка пишется на одной стороне листа белой писчей линованной или нелинованной бумаги формата А4 (297x210). Расстояние от границ листа до границ текста следует оставлять: слева – 20...25 мм, сверху и внизу – 5...10 мм, справа – не менее 5 мм.

Работа над ней ведется одновременно с выполнением графической части. По окончании работы над курсовым проектом отдельные части записки сшиваются в одну тетрадь, к которой добавляются обложка, титульный лист, аннотация, задание на курсовой проект (в виде схемы механизмов и числовых исходных данных для заданного варианта), оглавление и список литературы.

Обложка должна быть из плотной (чертежной) бумаги с надписью (Приложение В).

Титульный лист имеет вид, указанный в Приложении Г. На титульном листе записки необходимо привести то обозначение конструкторского документа, которое приводится в основной надписи листов графической части.

В начале записки поместить «Аннотацию» или «Реферат». Реферат должен содержать описание краткого содержания записки с подчеркнутыми ключевыми словами, а также указания объема и количества текстовых, табличных и других листов и иллюстраций, используемых при копировании документов. В нем излагаются краткие сведения о выполненной работе, достаточные для представления об основных ее результатах и объеме. Текст реферата должен занимать не более половины страницы записки. Например:

### Реферат.

Расчетно-пояснительная записка к курсовому проекту "Проектирование и исследование механизмов поперечно-строгального станка с качающейся кулисой" содержит .... страниц машинописного (рукописного) текста, .... рисунков, .... таблиц.

В расчетно-пояснительной записке приведено: проектирование и кинематический расчет основного механизма поперечно-строгального станка, кинетостатический расчет основного рычажного механизма, определение закона движения звена приведения, расчет дополнительной маховой массы, проектирование цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи,

проектирование однорядного планетарного механизма, проектирование кулачкового механизма с силовым замыканием высшей пары.

В «Оглавлении» привести наименование разделов и подразделов записки с указанием номеров страниц. За образец оформления взять оглавление настоящего пособия.

Завершает записку «Заключение» в котором кратко излагаются результаты проектирования по всем разделам, например:

### **Заключение.**

В ходе выполнения курсового проекта получены следующие результаты:

1. Выполнен метрический синтез и кинематический анализ (графическим и графо - аналитическим методом) основного рычажного механизма поперечно-строгального станка. Построены кинематические диаграммы движения ведомого звена. Величина относительной погрешности при определении ускорения ведомого звена графическим методом для заданного положения  $\alpha_1=150^\circ$  составляет 5,2 %.

2. Для заданного положения механизма  $\alpha_1=150^\circ$  проведен силовой расчет, определены реакции в кинематических парах механизма и уравнивающий момент, величина этого момента отличается от величины уравнивающего момента, определенного методом «рычага Жуковского» на 4,3%.

3. Определен закон движения звена приведения механизма поперечно-строгального станка и рассчитана дополнительная маховая масса  $I_{\max}$ , обеспечивающая заданный коэффициент неравномерности вращения  $[\delta]=1/20$ .

4. Спроектирована прямозубая цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача с модулем  $m=3,5$  мм, с числами зубьев колес  $z_1=12$  и  $z_2=23$  и коэффициентами смещения  $X_1=X_2=0,343$ , обеспечивающими равные максимальные удельные скольжения на зубьях колеса и шестерни.

5. Спроектирован однорядный планетарный редуктор с передаточным отношением  $i_{II}^{(3)}=8$  с числами зубьев колес

$$z_1=18, z_2=54, z_3=126.$$

В конце записки приводится «библиографический список», в котором перечисляются все печатные источники, использованные при выполнении проекта (на них есть ссылки в тексте записки, например «[4]»). За образец оформления взять список литературы, приведенный в настоящем пособии.

Основная часть записки должна содержать пояснения по всем построениям, выполненным в графической части, и все расчеты. ***Поясняющие иллюстрации приводить обязательно.***

Пояснительная записка пишется чернилами одного цвета (черными или синими) аккуратно четким разборчивым почерком на одной стороне стандартного листа писчей бумаги формата А4 (размер 210x297 мм) по ГОСТ 2.301–68 или СТ СЭВ 1181–78. (В учебных проектах допускается использовать обе стороны листа).

На каждом листе вычерчивается рамка на расстоянии 20 мм от границы листа с левой и по 5 мм с остальных сторон. В нижнем правом углу вычерчивается маленькая рамка шириной 10 и высотой 15 мм, которая делится на две части – 8 мм сверху и 7 мм снизу. В верхней части этой рамки пишется слово “Лист”, а в нижней - нумерация листов (страниц) записки.

План записки должен соответствовать последовательной работе над проектом. Заголовки разделов должны иметь порядковые номера, обозначенные

арабскими цифрами. Подразделы должны иметь двузначную нумерацию в пределах каждого раздела, например:

## 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

## 2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

2.1. Кинематическое исследование механизма методом планов и т.д. (следует обратить внимание - точки в конце заголовка, если он состоит из одного предложения, не ставятся!). Подразделы и пункты обозначаются: 1.1., 1.2., 1.2.1., 1.2.2., 2.1.1., 2.1.2., 2.2., 2.3., 2.3.1., 2.3.1. и т.д. Заголовки пишутся с красной строки, должны быть краткими и соответствовать содержанию. Наименование разделов пишется прописными буквами, подразделов и пунктов - строчными (кроме первой прописной). Переносы слов в заголовках не допускаются. Нельзя писать заголовки последней строкой страницы, т.е. без текста.

Расстояние между текстом и заголовком должно быть 10 мм (примерно удвоенное расстояние между строками текста).

Если очередной раздел пишется на одном листе с текстом предыдущего раздела, расстояние между последней строкой текста и последующим заголовком должно быть 15 мм. Если текст заголовка состоит из нескольких строк, то расстояние между ними принимается таким же, как в тексте.

В начале каждого раздела формулируются цели и задачи, а также характеризуются методы их решения. Затем в логическом порядке излагаются решения задач, которые сопровождаются необходимыми пояснениями, расчетными схемами, эскизами; выполняется расчет; приводятся обоснования выбора тех или иных параметров, коэффициентов с обязательной ссылкой на литературный источник, выводы.

В начале записки помещается задание со всеми данными и техническими условиями (Приложения А, Б).

Во введении указывается назначение механизма, краткое описание его работы и отдельных звеньев во взаимодействии с рабочим процессом.

Изложение материала студентом должно производиться от первого лица множественного числа (например: рассчитаем, определим, вычислим, найдем, получим и т.д.) и должно быть технически грамотным, лаконичным, то есть предельно кратким, выразительным и точным, но в то же время вполне ясным, чтобы его можно было однозначно понять.

Текст записки для лучшего чтения разбивается на абзацы. Абзац - часть текста от одной красной строки до следующей, где излагается новая мысль или утверждение.

В тексте, за исключением таблиц, не допускаются сокращения слов, например, «мех-м» вместо «механизм», «кинем-кий» вместо «кинематический», «ф-ла» вместо «формула» и другие: следует употреблять только принятые в технической литературе термины, обозначения и сокращения, например: *H* (ньютон), *мм* (миллиметр), *кг* (килограмм), т.е. (то есть) и др.

Такие знаки, как №, %, и др. можно применять только с цифрами (№ 12, 30 %), если же цифра отсутствует, то писать словами: номер, процент и т. д.

Математические знаки =, <, ≥ и др. применяются лишь в формулах, а не в тексте. Так, например, нельзя писать: "относительное удлинение =12 %", следует писать - "относительное удлинение равно 12 %".

Не допускается сочетание буквенных обозначений и слов. Например, нужно писать "...диаметр вала равен 35 мм", но нельзя писать "...d (или Ø) вала = 35 мм".

Эскизы, чертежи, схемы, приводимые в пояснительной записке, выполняются карандашом либо тушью (чернилами) четко, аккуратно с соблюдением всех правил технического черчения (в отдельных случаях для большей ясности они могут выполняться без соблюдения масштабов).

Рисунки и таблицы нумеруются по главам и пишутся в такой форме: в разделе 1 - "Рис. 1.1", "Рис. 1.2", "Табл. 1.1", "Табл. 1.2", в разделе 2 - "Рис. 2.1", "Рис. 2.2", "Табл. 2.1", "Табл. 2.2" и т.д. (Если в записке только один рисунок или таблица, то им номер не присваивается). На приводимые в тексте рисунки или таблицы должны быть обязательно ссылки.

Ссылки на рисунки и таблицы, приводимые в записке, даются в тексте в круглых скобках, например: "...согласно схеме (рис. 2.4) ...", "...из графика перемещения (рис. 3.2) ..." и т.д.

В том случае, если в тексте перед ссылкой на рисунок или таблицу стоит предлог, то скобки опускаются и пишется так: "...из рис. 1.3 видно, что ...", "...кинематическая схема механизма показана на рис. 1.6...", "...в соответствии с данными таблицы 3.3., принимаем...".

Раздел или пункт не должны начинаться с таблицы. Таблице должен в обязательном порядке предшествовать текст, например:

"1. Структура механизма

Структурный анализ и структурный состав механизма, изображенного на рис. 1.1., представлены в таблицах 1 и 2".

Или "...Основные геометрические параметры зубчатых колес представлены в таблице 4.6." и т.д.

Нумерация формул выполняется для тех формул, на которые есть ссылки в тексте. Расчетные формулы записывают в буквенных обозначениях с пояснением, в котором приводят наименование каждой величины, входящей в формулу и единицу СИ:

$$M_c = P_c \cdot r_1 \cdot (V_B/V_A),$$

где  $M_c$  - приведенный момент, Н·м;  $P_c$  - сила сопротивления, Н;  $r_1$  - радиус кривошипа, м;  $V_B/V_A$  - отношение линейных скоростей точек В и А.

Затем в формулу подставляют необходимые числовые значения и приводят результат вычислений с указанием единицы СИ:

$$M_c = P_c \cdot r_1 \cdot (V_B/V_A), = P_c \cdot r_1 \cdot (pb/pa) = 1560 \cdot 0,045 \cdot (28/76) = 25,863 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Буквенные обозначения единиц СИ, входящих в произведение, следует отделять точками на средней линии строки, например Н·м. При применении буквенных обозначений единиц СИ в виде отношений должна применяться только одна косая или горизонтальная черта, например:

**правильно:** мм/(м·с<sup>-2</sup>); **неправильно:** мм/(м/с<sup>2</sup>).

При применении косой черты обозначения единиц СИ в числителе и знаменателе следует помещать в строку, а произведение в знаменателе следует заключать в скобки, например  $\text{мм}/(\text{м}\cdot\text{с}^{-2})$ ;  $\text{мм}/(\text{кг}\cdot\text{м}^2)$ .

## 1.6. Организация защиты проекта

Курсовой проект при окончательном оформлении подписывают студент и руководитель проекта. В процессе защиты студент кратко излагает назначение и принцип работы машины или установки, актуальность и особенности принятых решений при исследовании и проектировании системы механизмов, перечень основных положений механики и методов решения, примененных в проекте (доклад длится 2-3 минуты).

### *Содержание доклада при защите курсового проекта:*

При защите проекта студент делает краткий доклад, в котором должно быть отражено:

Цели и задачи курсового проекта в целом, назначение исследуемой машины и ее функциональных основных частей (указать, какие типовые механизмы входят в состав машины и какие функции они выполняют).

По каждому из листов курсовой работы необходимо, сформулировав постановку задачи, указать используемый метод ее решения (не путать методы составления описывающих расчетную модель уравнений со способом решения этих уравнений), определить результаты решения и дать их анализ.

В конце доклада сформулировать заключение по работе, в котором отразить результаты синтеза и анализа механизмов машины.

В процессе обсуждения студент должен показать, что он овладел общими методами синтеза механизмов, получил навыки исполнения конкретных расчетов, овладел аналитическими и графическими методами исследования механизмов, может обосновать целесообразность принятия конкретных решений при проектировании механизмов.

## 2. ЛИСТ 1. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ОСНОВНОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

### 2.1. Структурный анализ механизма

**Цель** структурного анализа - выявить строение (структуру) механизма (рис. 2.1.).

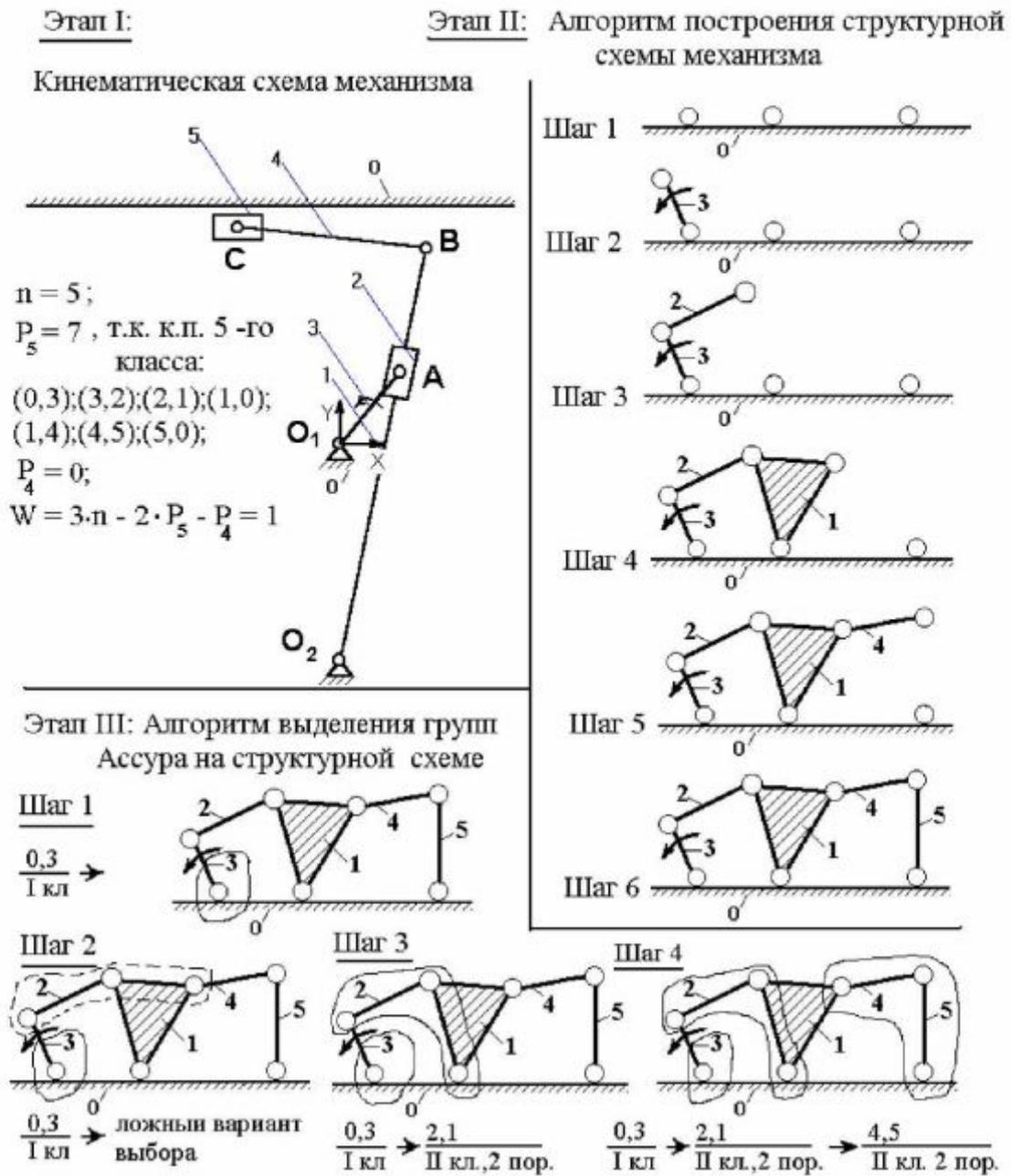


Рис 2.1. Структурный анализ кулисного механизма

Структурный анализ выполняется в три этапа.

#### Этап 1:

- определить число звеньев ( $N=6$ ) механизма и назвать каждое из них (например: "Звено 0 - стойка, звено 3 - кривошип, звено 2 - камень кулисы, звено 1 - кулиса" и т.д.); подсчитать число подвижных звеньев ( $n = N-1=5$ );
- определить число кинематических пар (**к.п.**) и дать их характеристику (например: "(0,1) – вращательная низшая кинематическая пара 5-го класса, (1,2) – поступательная низшая кинематическая пара 5-го класса" и т.д.; **скобки, отображающие к.п.** показаны на рис 2.1. (этап I)); подсчитать число кинематических пар 5-го класса ( $P_5=7$ ) и число высших к.п. 4-го класса ( $P_4=0$ );
- определить степень подвижности механизма по формуле П.Л. Чебышева ( $W=1$ ), т.е. установить число ведущих звеньев (на схемах механизмов в заданиях ведущее звено помечено стрелкой, указывающей направление вращения); удалить пассивные связи и лишние степени свободы, если таковые имеются (в примере на рис.2.1. таковых нет).

#### Этап 2:

- построить структурную схему механизма, в которой все к.п. 5-го класса (вращательные и поступательные) условно изображаются окружностями диаметра 3-5 мм; стойка изображается прямой или ломаной подштрихованной линией с расположенными на ней окружностями (их число равно числу к.п., принадлежащих стойке или формально числу скобок, в которых встречается номер стойки –«0»), рис.2.1(этап II, шаг 1); подвижные звенья, имеющие две к.п. 5-го класса, изображаются **поводками** (отрезками прямой произвольной длины с двумя окружностями на концах); имеющие три к.п. 5-го класса - **треугольниками** произвольной формы с тремя окружностями по углам; имеющие четыре к.п. – **четырёхугольниками** и т.д.; **высшие пары** изображаются на схеме в виде фиктивного звена с двумя низшими парами 5-го класса (поводка, изображенного отрезком пунктирной линии; номер поводку не присваивается, он обозначается строчной латинской буквой, которой помечена точка контакта звеньев);
- построение выполняется по формальному алгоритму, позволяющему получить структурную схему как угодно сложного механизма:
- **Шаг 1:** изобразить стойку в виде прямой или ломаной подштрихованной линии с числом к.п. (окружностей), равным числу скобок, содержащих номер стойки «0», рис.2.1 (этап II, шаг 1);
- **Шаг 2:** Присоединить к одной из окружностей стойки ведущее звено 3 после ответа на вопрос «сколько раз номер (**3**) ведущего звена встретился в скобках? Ответ – 2 раза; **вывод** – звено 3 - поводок», рис 2.1 (этап II, шаг 2);
- **Шаг 3:** Принимаем решение после ответа на три вопроса. **Вопрос 1:** «с каким звеном образует к.п. только что рассмотренное звено 3? Ответ–

со звеном 2 ». **Вопрос 2:** «сколько к.п. образует звено 2 (каково число скобок с цифрой 2)? Ответ – 2 к.п., т.е. звено 2 - поводок». **Вопрос 3:** «соединяется ли звено 2 со стойкой, или, формально, существуют ли скобки (2,0) или (0,2)? Ответ - нет». **Вывод** - звено 2 (поводок) присоединяется к звену 3 одной к.п., а другая к.п. остается свободной, рис 2.1 (этап II, шаг 3);

- **Шаг 4:** на этом шаге и далее повторяем действия на шаге 3. Например, для шага 4 **вопрос 1:** «с каким звеном образует к.п. только что рассмотренное звено 2? Ответ – со **звеном 1** ». **Вопрос 2:** «сколько к.п. образует **звено 1**? Ответ – 3 к.п., т.е. звено 1 - треугольник». **Вопрос 3:** «соединяется ли звено 1 со стойкой, или, формально, существуют ли скобки (1,0) или (0,1)? Ответ - да». **Вывод** - звено 1 (треугольник) присоединяется к звену 2 одной к.п., другой к.п. присоединяется к свободной окружности стойки, третья к.п. остается свободной, рис 2.1 (этап II, шаг 4); продолжая указанные действия за 6 шагов, получаем окончательную структурную схему, в которой нет свободных элементов к.п., рис. 2.1. (этап II, шаги 5 и 6).

### Этап 3.

- На полученной структурной схеме выявляют структурные группы (группы Ассура) по алгоритму, приведенному на рис.2.1. (этап III).
- **На первом шаге** выделяют начальный механизм (стойку и ведущее звено) и записывают формулу его строения в виде дроби, в числителе которой дается перечень номеров звеньев (0 и 3), образующих начальный механизм, а в знаменателе указывается его класс.
- **На втором шаге** делается попытка выделения самой простой группы, содержащей два звена и три кинематические пары. Эта попытка оказывается ложной, так как нарушен принцип образования механизмов – группа свободными элементами кинематических пар должна присоединиться к уже имеющимся на момент присоединения звеньям 0 и 3, а в данном случае звено 1 присоединяется к звену 4, которого еще нет на момент присоединения.
- **На шагах 3 и 4** принцип образования механизма соблюдается. В результате на шаге 4 получаем формулу строения всего механизма, которая состоит из формул выявленных групп Ассура. Стрелками указана схема соединения структурных групп (*последовательная (рис 2.1) и параллельная (рис. 2.2.)*).

По формуле строения определяется класс механизма (он равен самому высокому классу входящих в его состав структурных групп и определяет сложность предстоящих расчетов) и порядок кинематического и силового расчетов. В нашем примере класс механизма – второй; порядок кинематического расчета совпадает с порядком образования механизма: сначала выполняется расчет начального механизма, затем первой присоединенной группы (звенья 2,1; к.п. (3,2), (2,1) и (1,0)), последней рассчитывается группа звеньев 4,5 (к.п. (1,4), (4,5), (5,0)). Силовой расчет выполняется в обратном порядке.

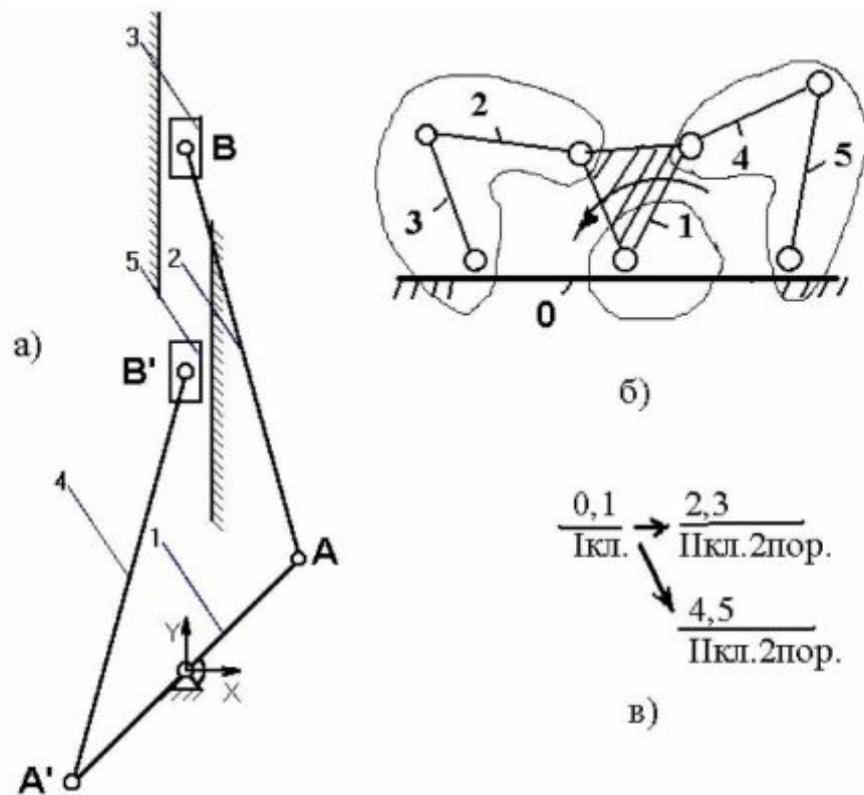


Рис. 2.2. Пример параллельного соединения групп Ассура  
 а) кинематическая схема механизма;  
 б) структурная схема механизма;  
 в) формула строения

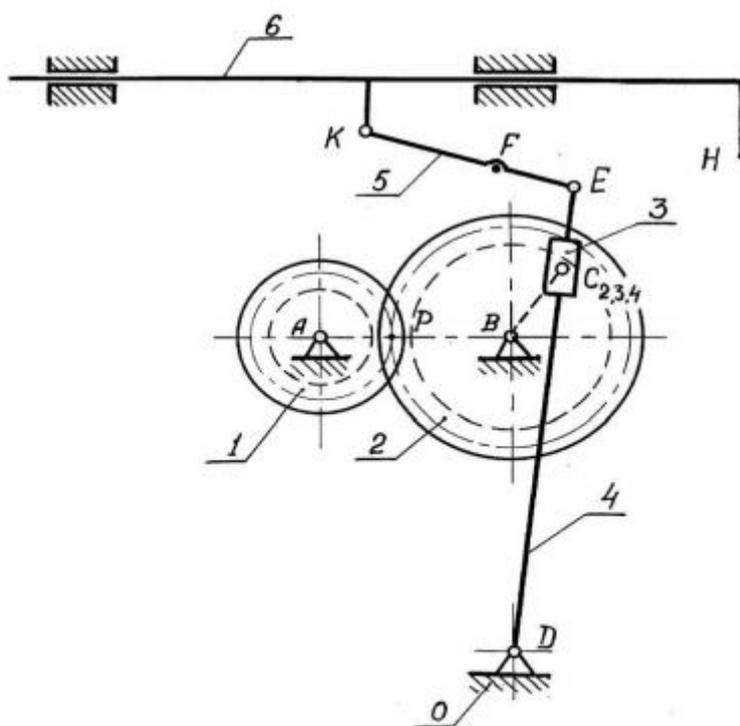
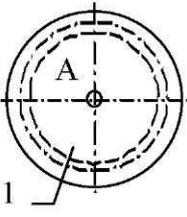
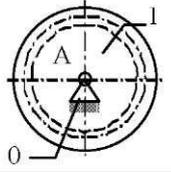
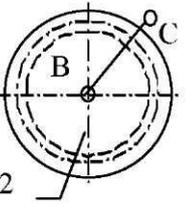
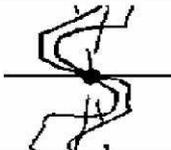
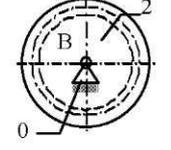
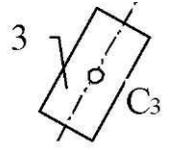
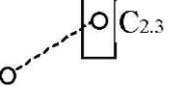
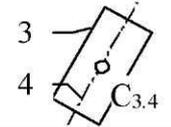
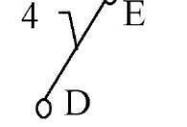
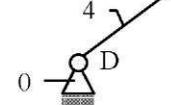
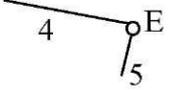
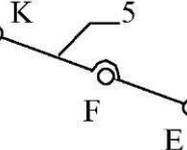
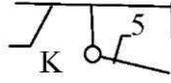
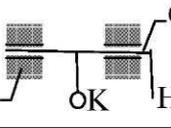
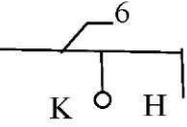


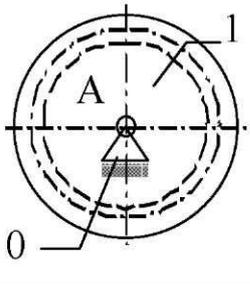
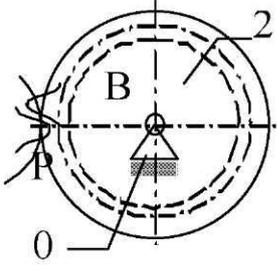
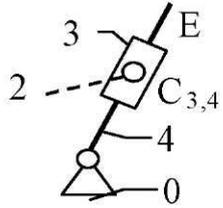
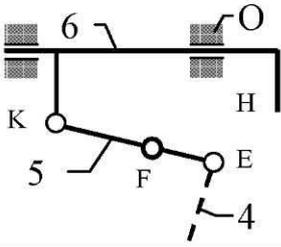
Рис. 2.3. Кинематическая схема строгального станка

Таблица 2.1

Структурный анализ механизма (рис. 2.3)

Подвижные звенья		Кинематические пары					
Схема	Название	Схема	Вид	Степ. подвижности	Обозначение	Класс пары	Высшая или низшая
	Шестерня - ведущее звено		Вращат.	1	(0,1)	P <sub>5</sub>	Низш.
		Зубчатое колесо - кривошип		Вращательно-поступательная	2	(1,2)	P <sub>4</sub>
			Вращат.	1	(2,0)	P <sub>5</sub>	Низш.
	Камень кулисы		Вращат.	1	(2,3)	P <sub>5</sub>	Низш.
			Поступ.	1	(3,4)	P <sub>5</sub>	Низш.
	Кулиса		Вращат.	1	(4,0)	P <sub>5</sub>	Низш.
			Вращат.	1	(4,5)	P <sub>5</sub>	Низш.
	Шатун		Вращат.	1	(5,6)	P <sub>5</sub>	Низш.
			Поступ.	1	(0,6)	P <sub>5</sub>	Низш.
	Ползун						
Число подвижных звеньев n=6	Число кинематических пар: всего - 9, из них пятого класса P <sub>5</sub> =8, четвертого класса P <sub>4</sub> =1						
Степень подвижности механизма $W=3n-2p_5-p_4=3 \cdot 6-2 \cdot 8-1=1$							
<i>Примечание:</i> пассивных связей и лишних степеней свободы механизм не содержит							

Структурный состав механизма (рис. 2.3)

Начальный механизм и структурные группы (группы Ассура)					
Схема	Название, класс, порядок, вид	Число звеньев	Число кинематических пар		Формула строения
			Всего	свободных	
	Начальный вращательный механизм I класса	1	1	-	$\frac{0,1}{I}$ кл.
	Однозвенная двухповодковая группа с высшей кинематической парой P	1	2	2 (1,2),(0,2)	$\frac{P,2}{II}$ кл. 2 пор.
	Двухзвенная двухповодковая группа II класса, 2 порядка, 3-го вида	2	3	2 (2,3),(0,4)	$\frac{3,4}{II}$ кл. 2 пор.
	Двухзвенная двухповодковая группа II класса, 2 порядка, 2-го вида	2	3	2 (4,5),(0,6)	$\frac{5,6}{II}$ кл. 2 пор.
<p>Начальных механизмов – 1.            Структурных групп (групп Ассура) – 3, соединение групп – последовательное.            Механизм второго класса.</p> <p>Формула строения: <math>\frac{0,1}{I}</math> кл. <math>\rightarrow</math> <math>\frac{P,2}{II}</math> кл. 2 пор. <math>\rightarrow</math> <math>\frac{3,4}{II}</math> кл. 2 пор. <math>\rightarrow</math> <math>\frac{5,6}{II}</math> кл. 2 пор.</p>					

Для нахождения в учебной литературе алгоритмов кинематического и силового расчетов устанавливается вид обнаруженных структурных групп 2-го класса, 2-го порядка (всего их 5 видов). В нашем примере первая группа – это группа 2-го класса, 2-го порядка 3-го вида (звено 2 (камень) и 1 (кулиса) образуют двухзвенную двухповодковую группу второго класса третьего вида с двумя внешними вращательными парами и внутренней поступательной парой); вторая группа – это группа 2-го класса, 2-го порядка 2-го вида (звено 4 (шатун) и 5 (ползун) образуют двухзвенную двухповодковую группу второго класса второго вида с двумя вращательными парами и внешней поступательной парой).

**Структурный анализ проводится в пояснительной записке и составляет 1,5 -2 страницы формата А4.** Для наглядности структурный анализ может быть выполнен и в форме таблиц, например табл. 2.1 и 2.2 для рис 2.3.

## 2.2. Метрический синтез основного рычажного механизма

Определить размеры звеньев механизма согласно изложенной для каждого задания методике. Если задача решается графически, то ее решение должно быть приведено на листе. После выполнения этого этапа в верхнем левом углу листа размещаем таблицу исходных данных для кинематического анализа.

В упрощенных заданиях на курсовой проект, приведенных в Приложении Б (задания У-1 ... У-12), выполнение этого этапа не требуется.

**В комплексных заданиях 5, 6, 14** радиус кривошипа  $O_1A$  определяется исходя из заданной величины  $H$  (в задании 5) и  $H_1$  (в заданиях 6, 14) хода поршня 3 как

$$O_1A = \frac{1}{2} \cdot H \quad \text{или} \quad O_1A = \frac{1}{2} \cdot H_1.$$

Остальные размеры вычисляют по соотношениям  $l_2 / r_1$  и  $AS_2 / l_2$ , приведенным в заданиях в таблице данных (задание 5) и на схеме механизма (задания 6, 14).

**Примечание:** в этих соотношениях  $r_1 = O_1A$  – радиус кривошипа 1,  $l_2$  – длина шатуна 2, точка  $S_2$  – центр масс звена 2.

**В заданиях 1,2, 3, 4,7, 8, 9, 10, 11, 12, 13** по исходным данным  $n_1$  (об/мин) – числу оборотов кривошипа и  $V_{вср}$  (м/с) – средней скорости движения точки В ползуна вычисляем время одного оборота кривошипа:

$$T = 60/n_1.$$

Определяем ход ведомого звена и радиус кривошипа  $r_1 = O_1A$ :

$$H = V_{вср} \cdot T/2, \quad O_1A = H/2.$$

Размеры остальных звеньев определяются по заданным их отношениям к длине кривошипа  $r_1$ . Положение центра масс  $S_2$  определяется соотношением  $AS_2 / l_2$  или пояснено в тексте задания (зад. 7).

**Задание 15.** Рассмотрим механизм в двух крайних положениях, когда кривошип перпендикулярен кулисе. При этом в части механизма слева от точки С

биссектриса угла качания горизонтальна (то есть перпендикулярна направляющей суппорта). При этом хорда  $D_0D'$  будет перпендикулярна биссектрисе. Из прямоугольного треугольника  $O_1A_0C$  определяем длину кривошипа по заданным  $k$  и  $OC$ :

$$O_1A = OC \cdot \cos \frac{\alpha_{\delta.\delta.}}{2}, \quad \left( \alpha_{x.x.} = \frac{360^\circ}{k+1} \right).$$

Из этого же треугольника находим угол качания кулисы:

$$\phi_k = 2 \left( 90^\circ - \frac{\alpha_{x.x.}}{2} \right) = 180^\circ - \alpha_{x.x.}.$$

Затем определяем длину плеча кулисы:

$$CD = H_{\text{нор}} / [2 \sin(0.5\phi_k)].$$

Длину шатуна  $DE$  найдем по заданному ее отношению к длине  $CD$ . Направляющую, по которой движется точка  $E$ , целесообразно провести от точки  $C$  на расстоянии  $CD + (50 - 70 \text{ мм})$ . Длина части кулисы правее точки  $C$  определяется как сумма:

$$CF = OC + O_1A + (15 - 25 \text{ мм}).$$

Время резания равно

$$t_{\text{рез}} = l_{\delta} / V_{\text{рез}},$$

где  $l_{\delta}$  – длина детали,  $V_{\text{рез}}$  – скорость резания (м/мин).

Время резания (мин) выразим в секундах и угловую скорость кривошипа определим по формуле

$$\omega_1 = \alpha_{\text{рез}} / t_{\text{рез}},$$

где  $\alpha_{\text{рез}}$  – угол поворота кривошипа (в радианах), в пределах которого происходит движение резца вниз во время резания детали (определяется при построении разметки дополнительных положений звеньев механизма в момент начала и конца резания).

**Задание 16.** Рассмотрим механизм в двух крайних положениях ведомого звена (точки  $C$ ), которые обозначим  $O_1A'B'C'$  и  $O_1A_0B_0C_0$ . Так как  $k = \alpha_{p.x.} / \alpha_{x.x.}$ , то  $\alpha_{x.x.} = 360^\circ / (k+1)$ . Из прямоугольного треугольника  $O_1A_0D$  находим

$$O_1D = O_1A \cdot \cos(0,5\alpha_{\delta.\delta.}).$$

Длина участка  $BD$  определится как половина  $H_{\text{сун}}$ , длину шатуна  $BC$  найдем по ее заданному отношению к  $BD$ . Длину участка кулисы, расположенного левее точки  $D$ , и угловую скорость кривошипа определим так же, как в задании 15. Следует иметь в виду, что  $O_1D \perp DC$ .

**Задание 17.** Вычертив механизм в двух крайних положениях  $O_1A_0B_0C'$  и  $O_1A'B'C$ , определяем угол кулисы  $\psi_k$  из соотношения  $k = \frac{\alpha_{\delta.\delta.}}{\alpha_{\beta.\beta.}} = \frac{180^\circ + \psi_k}{180^\circ - \psi_k}$ ,

откуда  $\psi_k = 180^\circ \frac{k-1}{k+1}$ . Так как длина хорды  $B_0B'$  равна  $H_{\text{сун}}$ , то

$$BC = \frac{H_{\text{сун}}}{2} \sin(0,5\psi_k).$$

Радиус кривошипа определим как

$$O_1A = OC \cdot \sin(0,5\psi_k).$$

Хорда  $B_0B'$  может находиться на уровне вершины резца (т. е. в 120 мм от линии движения суппорта).

**Задание 18.** Проектирование основного механизма производится точно так же, как в задании 17, с учетом того, что точка  $C$  из задания 17 соответствует точке  $O_3$  в задании 18. Длина шатуна  $BC$  определяется соотношением  $BC/O_3B$ .

**Задание 19.** Проектирование основного механизма производится точно так же, как в задании 17. Длина шатуна  $BD$  определяется соотношением  $l_4/l_3$ , где  $l_4 = BD$ ,  $l_3 = CB$ .

**Задание 20.** Проектирование основного механизма производится точно так же, как в задании 17. Длина шатуна  $DE$  определяется соотношением  $l_4/l_3$ , где  $l_4 = DE$ ,  $l_3 = CD$ .

**Задание 21.** При синтезе необходимо иметь в виду, что биссектриса угла качания участка  $CD$  должна быть вертикальна и перпендикулярна штоку 5. Учитывая конфигурацию механизма в крайних положениях, которые обозначены на схеме  $O_1A_0B_0D_0$  и  $O_1A'B'D'$ , определяем размер звена  $CD$ :

$$CD = \frac{H}{2} \sin(0,5\psi).$$

При равенстве  $BC$  и  $CD$  хорда  $B'B_0$ , стягивающая дугу, по которой движется точка  $B$ , будет также равна  $H$  (полному ходу поршня, т. е. максимальному перемещению т.  $F$ ). Так как коэффициент изменения средней скорости  $k-1$ , то шатун  $AB$  и кривошип  $O_1A$  в крайних положениях механизма будут лежать на одной прямой, являющейся продолжением хорды  $B'B_0$ . Проведем эту прямую, затем на заданном расстоянии  $h$  по горизонтали от точки  $C$  проведем вертикальную прямую. Таким образом определим положение точки  $O_1$  кривошипа.

Так как точки  $A'$ ,  $A_0$  и  $B'$ ,  $B_0$  лежат на одной прямой, то отрезки  $A'A_0$  и  $B'B_0$  равны, следовательно

$$O_1A = \frac{1}{2} A'A_0 = \frac{1}{2} B'B_0 = \frac{1}{2} H.$$

Длина шатуна  $AB$  определится на чертеже как отрезок  $A'B'$  или  $A_0B_0$ .

Для определения шатуна  $DF$  воспользуемся следующими соотношениями:

$$a = CD - CD \cos \frac{\psi}{2} = CD \left( 1 - \cos \frac{\psi}{2} \right);$$

$$DF = \frac{a}{2} / \sin \beta_{\max},$$

где  $\beta_{\max}$  - заданный максимальный угол между звеном 4 и направляющей звена 5.

Построения должны быть выполнены в масштабе.

**Задание 22.** Прежде всего необходимо иметь в виду, что в этом механизме (рис. 2.4) биссектриса угла качания звена 3 должна быть горизонтальной, тогда хорда  $D'D_0$  будет равна  $H$ . Это позволит определить угол качания  $\psi$ :

$$\psi = \arcsin \frac{H}{2CD}.$$

Находим угол  $\theta$ :

$$\theta = 180^\circ \frac{k-1}{k+1}.$$

Из точек  $B'$  и  $B_0$  проводим прямые под углом  $\theta$  к горизонтали (рис. 2.4), которые пересекутся в точке  $N$  на биссектрисе угла  $\psi$  за точкой  $C$ . Левее точки  $C$  проведем вертикальную прямую на расстоянии  $a$  от точки  $C$  по горизонтали. С центром в точке  $N$  радиусом  $NB$  проведем дугу до пересечения с этой прямой. Точка пересечения их будет искомой точкой  $O_1$ .

Измеряем отрезки  $O_1B'$  и  $O_1B_0$ , имея в виду, что

$$O_1B_0 - AB - O_1A; \quad O_1B' - AB + O_1A,$$

определяем неизвестные  $O_1A$  и  $AB$ . Для этого, вычитая первое равенство из второго, получим  $2 \cdot O_1A - O_1B' - O_1B_0$ , откуда  $O_1A = \frac{O_1B' - O_1B_0}{2}$ .

Определяем  $AB$ :

$$AB = O_1B' - O_1A.$$

Расстояние от точки  $C$  до направляющей звена 5 должно быть несколько больше длины отрезка  $CD$ .

Построения должны быть выполнены в масштабе (см. зад. 23)

**Задание 23.** Выбираем произвольную точку  $D$  и из нее относительно горизонтали строим углы  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$  и в некотором масштабе изображаем на сторонах углов отрезок  $BD$ , определяя тем самым крайние положения точки  $B$  (обозначим их  $B_0$  и  $B'$ ). Крайние положения звена  $BD$  показаны в задании на схеме штриховыми линиями. На расстоянии  $a$  от точки  $D$  по вертикали проведем горизонтальную направляющую, по которой движется точка  $C$ . Отрезок направляющей, заключенный между засечками, сделанными на ней радиусом  $BC$  из точек  $B_0$  и  $B'$ , равен ходу ползуна  $H$  в масштабе чертежа.

На расстоянии  $b$  от направляющей точки  $C$  проводим горизонтальную прямую. Через точки  $B_0$  и  $B'$  проводим хорду и продолжаем ее до пересечения

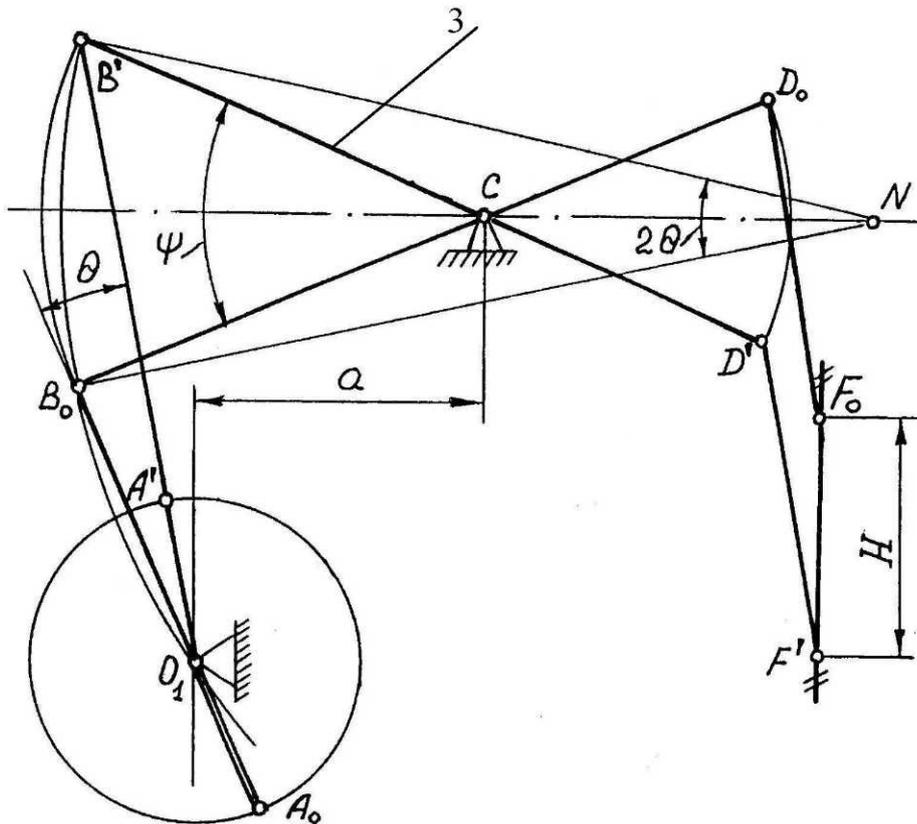


Рис. 2.4. К расчету размеров звеньев по заданию 22

с этой прямой в точке  $O_1$ . Имея в виду, что отрезки  $\overline{B_0B'}$  и  $\overline{A_0A'}$  равны  $B_0B' = A_0A' = 2 \cdot O_1A$ , находим радиус кривошипа  $O_1A = \frac{1}{2} B_0B'$ .

Длина шатуна  $AB$  также берется с чертежа:

$$\overline{AB} = \overline{A'B'} \text{ или } \overline{AB} = \overline{A_0B_0}.$$

Для перехода к действительным величинам следует учесть масштаб чертежа. Точки  $O_1$  и  $D$  могут не лежать на одной вертикали.

**Задание 24.** Задача синтеза механизма решается по трем положениям звена 1 и трем положениям звена 3, определяемым углами  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$  и  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  соответственно (рис. 2.5).

Свяжем со звеном 3 произвольную точку  $D$  и заданные углы  $\gamma_1, \gamma_2$  и  $\gamma_3$  будем отсчитывать между стойкой и отрезком  $FD$ , как показано на рис. 2.5.

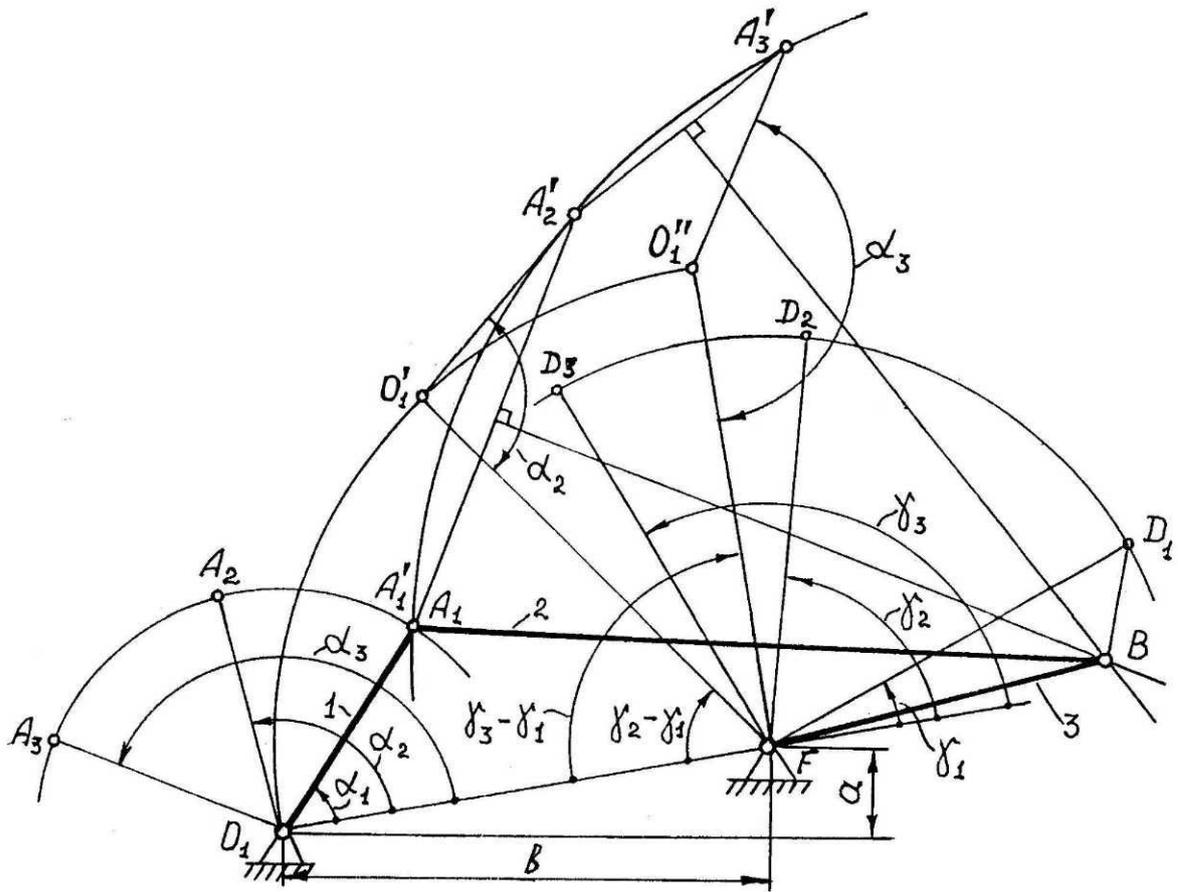


Рис. 2.5. К расчету размеров звеньев по заданию 24

Предположим, что всему механизму задается движение в направлении, противоположном вращению звена 3. Тогда прямая  $FD$  станет неподвижной, а стойка будет вращаться вокруг точки  $F$ , поворачиваясь относительно начального (первого) положения на углы  $\gamma_2 - \gamma_1$  (второе положение) и  $\gamma_3 - \gamma_1$  (третье положение). Точка  $O_1$  займет соответственно положения  $O_1'$  и  $O_1''$ , лежащие на дуге радиуса  $O_1F$  (гипотенузы прямоугольного треугольника с катетами  $a$  и  $b$ , указанными в задании) с центром в точке  $F$ . В каждом из этих положений с вершиной в точках  $O_1'$  и  $O_1''$  построим углы  $\alpha_2$  и  $\alpha_3$ , определяющие положение кривошипа  $O_1A$  относительно стойки в обращенном движении.

По известной длине кривошипа  $O_1A = r_1$  находим и положение его точки  $A$  (точки  $A_2'$  и  $A_3'$ ). Так как звено 3 принято неподвижным, то будет неподвижной и искомая точка  $B$ , принадлежащая одновременно шатуна  $AB$ , а точка  $A$  шатуна в обращенном движении вращается вокруг  $B$ , занимая положения  $A_1'$  (совпадающее с  $A_1$ ),  $A_2'$  и  $A_3'$ . Так что для определения положения точки  $B$  необходимо провести окружность через три точки  $A_1'$ ,  $A_2'$  и  $A_3'$ , центр этой окружности будет точкой  $B$ , которая сразу определит длины шатуна  $AB$  и кривошипа  $FB$ . В точке  $B$  к звену 3 присоединяется шатун  $BC$ , а точку  $D$ , как выполнившую свою роль и в дальнейшем ненужную, можно отбросить.

Длина шатуна  $BC$  находится по заданному ее отношению к длине звена  $FB$ . Построение следует выполнить в масштабе.

## 2.3. Кинематический анализ рычажного механизма

Задачами кинематического анализа механизма являются определение положений механизма и траекторий движения его отдельных точек; определение линейных скоростей и ускорений точек, угловых скоростей и ускорений звеньев.

### 2.3.1. Методические указания

В данном разделе необходимо:

1. Найти крайние (мертвые) положения механизма по рабочему звену (звену, к которому приложено производственное сопротивление). (Если рабочих звеньев несколько, то крайние положения механизма определяются для каждого рабочего звена).

2. Построить траектории движения всех характерных точек механизма (шарниров, центров тяжести звеньев) не менее чем по 12 основным и необходимому числу дополнительных положений механизма (под дополнительными понимаются положения, определяющие какие-либо особенности механизма и не совпадающие с основными, например, крайние (мертвые) положения, - положения, при которых скорости или ускорения имеют максимальные или минимальные значения, положения начала и конца приложения нагрузок и другие).

#### **Примечания:**

1. Схема механизма вычерчивается в масштабе ГОСТ 2.302-68 и СТ.СЭВ 1180-78: (1:1; 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:20; и т.д. или 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; и т.д.).

2. Нумерацию положений следует вести от одного из крайних (мертвых) положений, соответствующего началу рабочего хода, приняв его за нулевое и обозначить:  $A_0$ ,  $A_1$ ,  $A_2$  и т.д.,  $B_0$ ,  $B_1$ ,  $B_2$  и т.д.

3. Высота букв и цифр основного шрифта - 5 мм для строчных, 7 мм для прописных. Индексы и степени - 3,5 мм.

4. Основное положение механизма вычерчивается контурной линией  $S$  (0,6 - 1,5мм); дополнительные положения - линиями  $S/2 - S/3$ , крайние положения - штрихпунктирной тонкой линией  $S/2 - S/3$ ; траектории движения точек - сплошной тонкой линией  $S/2 - S/3$ .

3. Произвести кинематические исследования механизма методом планов и определить кинематические параметры (скорости, ускорения) для чего:

а) построить **планы скоростей для 12 положений** механизма; определить численные значения линейных скоростей всех характерных точек механизма (кинематических пар, центров тяжести) и угловых скоростей всех звеньев для всех рассматриваемых положений;

б) построить **планы ускорений для двух положений**: 1-е положение - при рабочем ходе (примерно, середина хода); 2-е положение - одно из положений холостого хода; определить численные значения линейных ускорений всех характерных точек механизма и угловых ускорений всех звеньев для данных положений механизма;

в) определить направления угловых скоростей и ускорений звеньев механизма, обозначив эти направления знаком плюс (+) или минус (-). За положительное положение угловой скорости и углового ускорения принять направление движения против часовой стрелки и отрицательное при противоположном движении.

Результаты определения скоростей и ускорений могут быть сведены в таблицы (см. форму таблиц 2.3 и 2.4). В таблицах обычно приводятся только изменяющиеся величины. Постоянные величины могут быть указаны в заголовке (напр. "...  $\omega_1=75$  рад/с = const"); в примечаниях указать, какое направление угловой скорости и ускорения приняты за положительные и отрицательные.

**Примечание:**

масштабы планов скоростей и планов ускорений  $\mu_v \left( \frac{i/\dot{n}}{\ddot{n}} \right)$  и  $\mu_a \left( \frac{i/\dot{n}^2}{\ddot{n}} \right)$  следует выбирать из ряда: 1; 2; 4; 5; 10; 15; 20; 25; 40; 50; 75; 100; и т.д. или 0,5; 0,4; 0,25; 0,2; 0,1; 0,05; 0,01; и т.д.

4. Произвести кинематическое исследование методом диаграмм, для чего:

а) построить кинематические диаграммы для рабочего звена механизма:

$$S-S(\alpha), S'-S'(\alpha), S''-S''(\alpha),$$

где  $S, S', S''$  - линейные перемещения, аналог скорости  $dS/d\alpha$  и аналог ускорения  $dS'/d\alpha$  звена (точки) в функции обобщенной координаты (угла поворота  $\alpha$  ведущего звена) соответственно.

Если рабочее звено совершает вращательное (колебательное) движение, то, помимо линейных перемещений, аналогов скорости и ускорения для какой-либо точки необходимо найти угловые перемещения  $\varphi$ , аналог угловой скорости  $\varphi'$  и аналог углового ускорения  $\varphi''$ , т.е.  $\varphi=\varphi(\alpha)$ ,  $\omega=\omega(\alpha)$ ,  $\varepsilon=\varepsilon(\alpha)$ .

При построении этих графиков следует принимать такие масштабы, которые были бы удобными для пользования, например, масштаб перемещения  $\mu_S=0,001$  м/мм, 0,002 м/мм, 0,005 м/мм, 0,010 м/мм или 0,0001 м/мм, 0,0005 м/мм и т.д. При графическом дифференцировании для выполнения этого условия нужно, задавшись величиной масштаба ( $\mu_{S'}$  или  $\mu_{\varphi'}$ ,  $\mu_{S''}$  или  $\mu_{\varphi''}$ ), определить величину полюсного расстояния, а не наоборот, приняв величину полюсного расстояния, определять масштабы. В этом случае значения масштабов получаются неудобными для дальнейшего использования. Так, при масштабе перемещения  $\mu_S=0,005$  м/мм и масштабе угла поворота кривошипа  $\mu_\alpha = 0,025$  рад/мм, приняв полюсное расстояние  $OP=30$  мм, получим масштаб графика скорости  $\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\alpha \cdot OP} = \frac{0,005}{0,025 \cdot 30} = 0,0067$  м/(рад·мм). Таким масштабом,

конечно, пользоваться неудобно. Примем  $\mu_{S'} = 0,005$  м/(рад·мм), тогда величина полюсного расстояния должна быть:

Та	Зн								
		УГ	ЛО-	...					

Та	Зн								
		УГ	ЛО-	...					

Положение механизма	Отрезки на плане скоростей (мм)							Линейные скорости точек (м/с)									
	p <sub>1</sub> a	p <sub>1</sub> b	p <sub>1</sub> c	...	ab	bc	...	V <sub>A</sub>	V <sub>B</sub>	V <sub>C</sub>	...	V <sub>BA</sub>	V <sub>CB</sub>	...	ω <sub>2</sub>	ω <sub>3</sub>	...
0																	
1																	
2																	
...																	

Положение механизма	Отрезки на плане ускорений (мм)							Линейные ускорения точек (м/с <sup>2</sup> )										
	p <sub>1</sub> a	p <sub>1</sub> b	...	an	nb	...	ak	ka <sup>(3)</sup>	a <sub>AB</sub>	...	a <sup>n</sup> <sub>BA</sub>	a <sup>r</sup> <sub>BA</sub>	...	a <sup>k</sup> <sub>AA3</sub>	a <sup>r</sup> <sub>AA3</sub>	ε <sub>2</sub>	ε <sub>3</sub>	...
0																		
1																		
...																		

$$OP = \frac{\mu_s}{\mu_\alpha \cdot \mu_{s'}} = \frac{0,005}{0,025 \cdot 0,005} = 40 \text{ мм};$$

б) определить из графиков численные значения скоростей и ускорений для данных положений механизма.

**Примечание:**

На графиках должна быть нанесена координатная сетка перемещений, аналогов скорости и ускорения.

5. Сравнить результаты кинематического анализа методами планов и кинематических диаграмм, при этом скорости, полученные на планах скоростей, преобразовать в аналоги скорости по формуле  $S' = V/\omega$ , а ускорения – в аналоги ускорений по формуле  $S'' = a/\omega^2$  (результаты привести в форме таблиц, расхождение результатов не должно превосходить 3...4 % для скоростей и 7...8 % для ускорений).

В *курсовой работе* кинематический анализ выполняется совместно с силовым расчетом на одном листе формата А1, при этом выполняется построение планов скоростей для 12-ти положений механизма и планы ускорений для 2-х положений – в зоне холостого хода и в зоне рабочего хода. Силовой расчет выполняется для того положения механизма в зоне рабочего хода, для которого построен план ускорений.

### 2.3.2. Построение планов положений (разметки) механизма

Для комплексных заданий (*Приложение А*) вычертить на листе (в левом верхнем углу) кинематическую схему основного механизма в произвольном положении со всеми конструктивными и структурными элементами, указанными в задании (разрешается сделать ксерокопию задания и часть ксерокопии, не включающую таблицу данных, наклеить в левом верхнем углу листа). Затем "развернуть" эту кинематическую схему в разметку механизма, которую построить для двенадцати равноотстоящих положений кривошипа. Начальное положение, обозначенное точкой  $A_0$  указано в задании.

Как и все задачи кинематического анализа задача о положениях звеньев механизма (построение разметки) выполняется поэтапно согласно формуле строения – сначала определяют положения звеньев начального механизма 1-го класса, затем – положения звеньев отдельно каждой группы Ассура в порядке их присоединения.

Начинают построение разметки с выбора масштаба построения (так чтобы разметка занимала примерно 1/6 – 1/4 площади листа) и нанесения на листе центра кинематической пары кривошип – стойка, обозначенного как т.О или  $O_1$ . Затем указываются элементы кинематических пар стойки – для вращательных пар – их центры, для поступательных – линии движения ползунов. Вычерчивается окружность радиусом  $r = OA$  - траектория движения точки А - конца кривошипа и определяется начальное положение кривошипа (если оно не указано в задании).

Для заданий У1 – У8 (*Приложение Б*) начальное положение механизма следует найти как положение  $OA_0B_0$  (рис. 2.6). Позиция точки  $B_0$  определяется пересечением с линией движения ползуна окружности радиуса  $OB_0 = AB - OA$ , где  $OA = r$ ,  $AB = l$ , а позиция точки  $B'$  - окружности радиуса  $OB' = AB + OA$ . Точка

$A_0$  находится на пересечении продолжения линии  $OB_0$  с окружностью радиуса  $OA$ .

Текущие положения ведомого звена (т.т.  $B_1, B_2$  и т.д.) определяются пересечением окружности радиуса  $AB$ , проведенной из точек  $A_i$ , с линией движения ползуна (отрезки  $B_0B_i$ , которые являются перемещениями ползуна  $S_{Bi}$ ).



Рис. 2.6. Определение крайних положений механизма и построение разметки

На разметке построить траектории центров масс звеньев (т.С), откладывая одинаковые отрезки  $A_iS_i = AS$  на шатуне  $AB$ , занимающем различные положения  $A_iB_i$  на плоскости в процессе движения. Положение центра масс указано для заданий (приложение Б), вычисляется по заданному отношению  $AS/l_2$  для заданий из приложения А, либо указано в примечаниях к заданиям. Если задана масса  $q$  кг/м одного метра длины звена, то центр масс находится в середине длины звена.

Оформление разметки на листе показано на примере более сложного механизма (рис.2.7). Начальное положение механизма  $O_1A_0B_0$  найдено соединением точки  $O_1$  с точкой пересечения окружности радиуса  $O_1B_0 = AB + O_1A$  с окружностью радиуса  $CB$ . Затем, проведя через  $B_0$  из точки  $C$  прямую до пересечения с дугой радиуса  $CD$ , получаем  $D_0$ , крайнее левое положение точки  $D$  и одновременно крайнее левое положение самого коромысла 3. Для определения крайнего положения  $E_0$  точки  $E$ , а значит и стола 5 необходимо раствором циркуля  $DE$  из точки  $D_0$  сделать засечку на направляющей, по которой движется точка  $E$ . Аналогично определяется крайнее правое положение  $E_6'$  точки  $E$ , за исключением нахождения точки  $B_6'$ , которая находится засечкой радиусом  $O_1B_6' = AB - O_1A$ . Соединяя попарно точки  $A_i$  и  $B_i$ ,  $D_i$  и  $E_i$  с одинаковыми номерами, находим мгновенные положения шатунов 2 и 4.

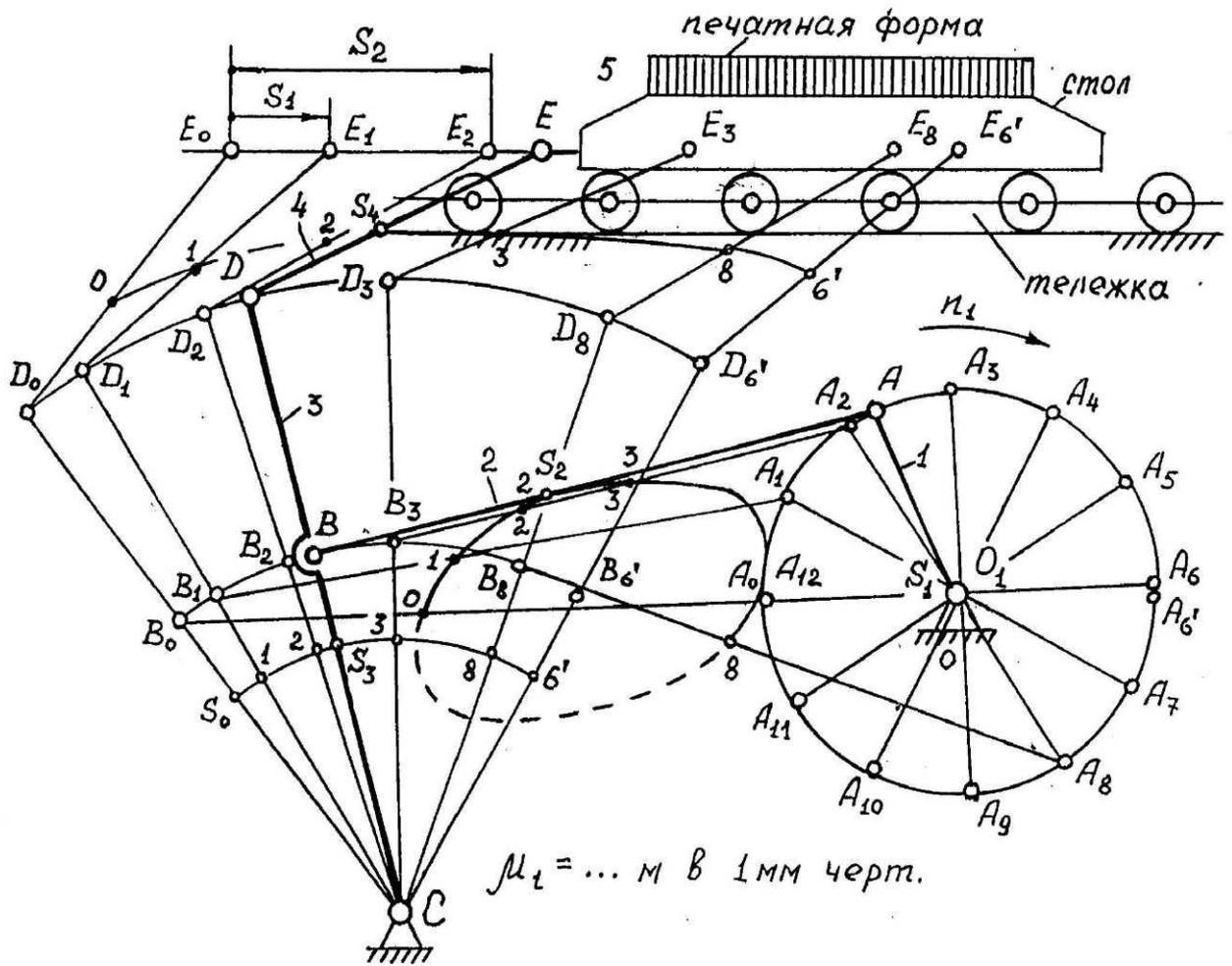


Рис. 2.7. Построение разметки механизма движения стола плоскопечатной машины

### 2.3.3. Построение планов скоростей и ускорений механизма

Планы скоростей и ускорений строятся с целью определения величин и направлений скоростей и ускорений отдельных точек и звеньев механизма и, в конечном итоге, скорости и ускорения рабочего органа машины.

**Шаг 1. Расчет начального механизма (звеня 0,1).** Согласно формуле строения механизма (рис. 2.6), которая является частью формулы (рис. 2.2 в), сначала выполняется кинематический анализ начального механизма (звеня 0,1), т.е. выполняется расчет скорости и ускорения точки  $A$  конца кривошипа (звена 1). Так как кривошип вращается вокруг неподвижной точки  $O$  (рис. 2.8), то линейная скорость его точки  $A$  численно равна

$$V_A = \omega_1 \cdot r,$$

где  $\omega_1$  - угловая скорость кривошипа, рад/с;  $r$  - радиус кривошипа, т.е. расстояние между точками  $O$  и  $A$ , взятое в метрах.

Направление линии действия вектора  $\vec{V}_A$  перпендикулярно направлению линии кривошипа  $\overline{OA}$ , и вектор направлен вдоль своей линии действия в сторону вращения кривошипа (рис. 2.8).

При исследовании кинематики механизмов предполагается, что  $\omega_1 = const$ , поэтому скорость точки  $A$  имеет постоянный модуль, но переменное направление в связи с изменением положения кривошипа. Это значит, что ускорение точки  $A$  равно его нормальной составляющей, т.е.  $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n$ , причем величина последней определяется по формуле нормального (или центростремительного) ускорения:  $a_A^n = \omega_1^2 \cdot r$ .

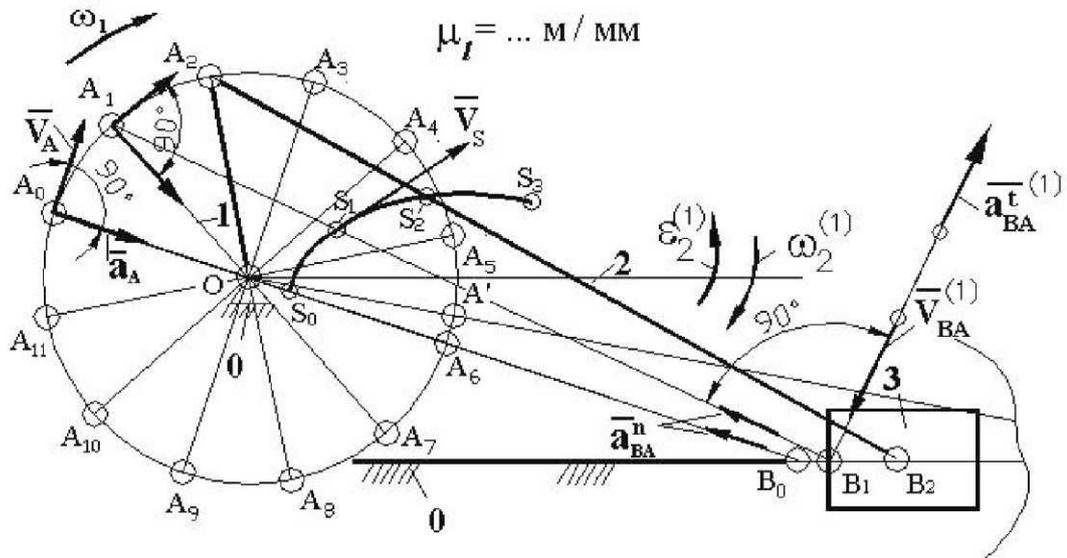


Рис. 2.8. К расчету начального механизма и определению угловых скоростей и ускорений шатуна 2 в положении 1.

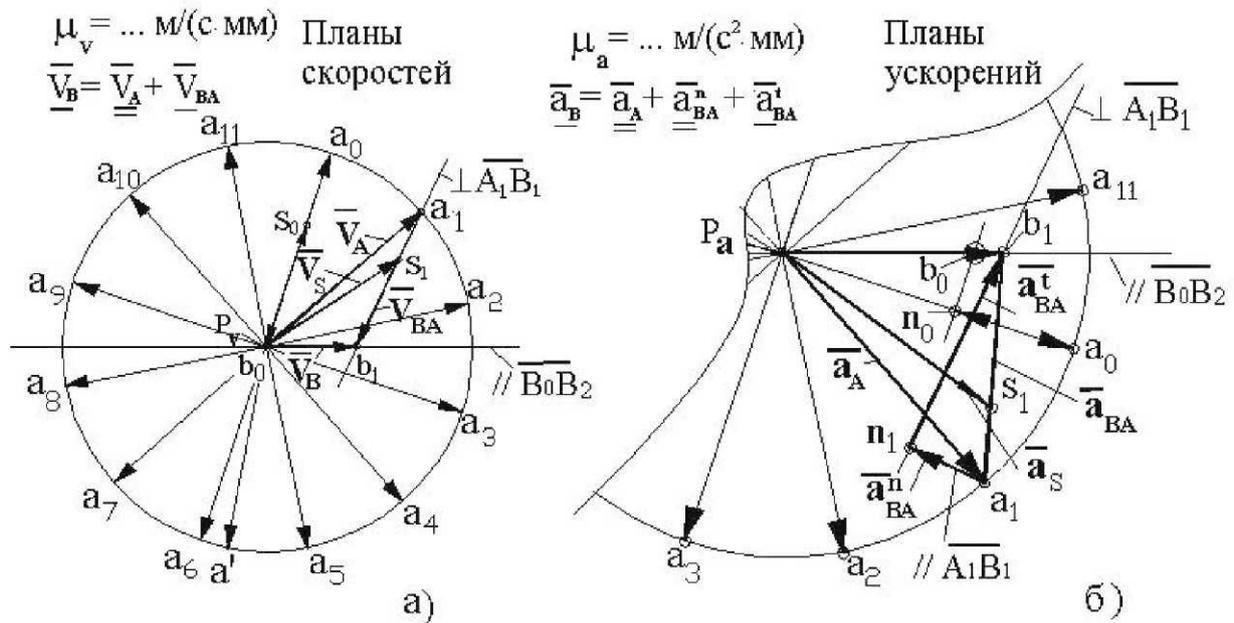


Рис. 2.9. Построение планов скоростей и ускорений для группы Ассра 2-го класса 2-го порядка 2-го вида

Направления рассчитанных скоростей и ускорений точки  $A$  для различных положений кривошипа показаны на рис. 2.8.

Сразу после вычисления скорости и ускорения точки  $A$  подбираются масштабы их изображения на чертеже согласно указанным выше в п. 2.3 рекомен-

дациям и из расчета, что отрезки  $P_V a_i$  и  $P_a a_i$ , изображающие соответственно скорости и ускорения точки  $A$ , на листе формата  $A1$  удобно выбирать в пределах 60 – 100 мм. Подбор масштабов легко формализуется, если полученные в расчете значения скоростей и ускорений последовательно разделить на 1; 2; 2.5; 4; 5; 7.5 и в полученном результате двигать десятичную точку вправо или влево до тех пор, пока число не примет приемлемое значение в пределах 60 – 100. Если такой отрезок получить не удастся, переходят к следующему делителю и так до тех пор, пока не будет получен приемлемый результат. Например,  $V_A = 3,84$  м/с. Выполняя указанные действия убеждаемся, что при делении на первые три числа приемлемый результат не получается и только при делении на 4 получаем 0,96. Двигая точку вправо получим отрезок  $P_V a_i = 96$  мм, при этом  $\mu_V = 3,84 / 96 = 0,04$  м/(с·мм).

Изобразим на чертеже скорости точки  $A$  для двенадцати равноотстоящих положений кривошипа, выходящих из одного центра  $P_V$ . Дополнительно изображаем скорость точки  $A$  в положении  $A'$  - втором крайнем положении механизма. Концы скоростей будут располагаться на окружности (рис. 2.9, а), радиус которой в рассмотренном примере равен 96 мм. Аналогично рассчитывается масштаб ускорений и изображаются ускорения точки  $A$  (рис. 2.9, б) для заданных положений кривошипа.

**Шаг 2. Расчет группы Ассур 2-го класса 2-го порядка 2-го вида (звенья 2,3).** На втором этапе согласно формуле строения механизма выполняется кинематический расчет первой присоединенной группы Ассур (звенья 2 и 3). Построение планов скоростей и ускорений для всех видов групп Ассур рассмотрено во всех учебниках по теории механизмов [1,2,3,4,5]. В примере (рис 2.6) – это группа 2-го класса, 2-го порядка 2-го вида. Она представляет собой в наиболее часто встречающемся случае соединение шатуна с ползуном. Причем в качестве ползуна может быть каретка вкладочно-швейной или крышкоделательной машины, подвижная плита пресса, стол плоскочечной машины, поршень поршневой машины и т.д. К ползуну с помощью вращательной кинематической пары присоединяется шатун, связывающий эту группу с другими предшествующими звеньями механизма (например, группа 4,5 связана в т.Д со звеном 3, рис. 2.7).

В данном случае (рис. 2.6) рассматриваемая группа 2,3 присоединяется непосредственно к кривошипу  $I$  в точке  $A$ . Составляем векторное уравнение скоростей:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B,A}.$$

Подчеркнем двумя чертами вектор скорости точки  $A$ , известный по величине и по направлению. Одной чертой подчеркиваем вектор относительной скорости точки  $B$  при ее вращении вокруг  $A$  ( $\vec{V}_{B,A}$ ), имеющей известную по направлению линию действия (она перпендикулярна направлению  $\overline{A_i B_i}$ ). И одной чертой - вектор абсолютной скорости точки  $B$ , направленный параллельно направляющей  $\overline{B_0 B'}$  (рис. 2.6).

**План скоростей**, который следует построить, является *графическим решением* указанного векторного уравнения. *Графическое решение* любого векторного уравнения – это замкнутая геометрическая фигура, составленная из векторов, входящих в состав уравнения. В уравнении скоростей три вектора, следовательно решением этого уравнения будет векторный треугольник.

Алгоритм графического решения векторных уравнений скоростей и ускорений одинаков и несложен: графическим аналогом знака “=” уравнения является начальная точка построения полюс плана, для скоростей это  $P_V$ ; в полюсе находятся начальные точки векторов, стоящих первыми в левой и в правой части уравнения; начинать построение можно либо с левой части уравнения, либо с правой; вектора, связанные знаком “+”, подчиняются правилу - начало последующего вектора находится в конце предыдущего; построение векторов в одной из двух частей уравнения заканчивается проведением линии действия вектора, если неизвестен его модуль; аналогичные действия выполняются в другой части уравнения; в результате пересечения двух линий действия получаем замкнутую векторную фигуру; направления неизвестных векторов определяются их позицией в уравнении – их начало находится в конце предыдущего известного вектора.

Следуя указанному алгоритму, рассмотрим построение плана скоростей. После выполнения первого шага полюс плана скоростей уже выбран, известен масштаб построения, в котором изображен вектор скорости точки  $A$  для 12 положений кривошипа (рис. 2.9 а).

Начнем с *левой части* уравнения. Проведем через полюс линию действия вектора абсолютной скорости точки  $B$  параллельно линии движения ползуна (это все, что можно было сделать в левой части уравнения для всех 12 положений кривошипа). Перейдем в *правую часть* уравнения. Первый вектор  $\vec{V}_A$ , начало которого находится в полюсе, уже построен для всех 12 положений. Вторым вектор  $\vec{V}_{BA}$ , известный по направлению (перпендикуляр к линии  $A_iB_i$ ), начинается в конце вектора  $\vec{V}_A$ . Поэтому достаточно провести через конец вектора  $\vec{V}_A$  для всех 12-ти его положений линию действия  $\vec{V}_{BA}$  до пересечения с линией действия  $\vec{V}_B$  в точке  $b_i$ , и получим решение уравнения в виде векторного треугольника (концы неизвестных векторов находятся в точке  $b_i$ ).

На рис. 2.9 а показаны решения для нулевого и первого положения кривошипа. Точки  $b_i$  позволяют определить величины и направления скоростей  $\vec{V}_B$  и  $\vec{V}_{BA}$ . Величины определяем через отрезки, например для положения 1:

$$V_B = \overline{P_V b_1} \cdot \mu_V [m/(c \cdot mm)] = m/c, \quad V_{BA} = \overline{a_1 b_1} \cdot \mu_V,$$

оба вектора направлены к точке  $b_1$ .

Для нахождения скорости центра масс шатуна  $S$  необходимо воспользоваться соотношением

$$\frac{\overline{a_1 S}}{a_1 b_1} = \frac{\overline{AS}}{AB}, \text{ откуда } \overline{a_1 S} = \overline{a_1 b_1} \cdot \frac{\overline{AS}}{AB}.$$

Отложив от точки  $a_1$  плана скоростей отрезок  $\overline{a_1 S}$  на линии  $\overline{a_1 b_1}$  и соединив точку  $S$  с полюсом плана скоростей, получим вектор  $\vec{V}_S$  скорости  $S$ , а физическая величина ее найдется как

$$V_S = \overline{P_V S} \cdot \mu_v,$$

при этом направление вектора окажется совпадающим с направлением касательной к траектории точки  $S$  – центра масс шатуна (рис.2.8).

Определение направления угловой скорости шатуна 2 для первого положения показано на рис. 2.8. Вектор относительной скорости точки  $B$  -  $\vec{V}_{BA}$  поставлен в точку  $B$ , и оказалось, что он вращает звено  $AB$  вокруг точки  $A$  по часовой стрелке (в таблицу результатов заносится со знаком «-»). Модуль вектора рассчитывается по формуле

$$\omega_2^{(1)} = \frac{V_{BA}^{(1)}}{AB} = \frac{(\overline{a_1 b_1} \cdot \mu_v)}{AB}.$$

Для построения **плана ускорений** составляем векторное уравнение для группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка 2-го вида, определяющее ускорение точки  $B$ :

$$\underline{\underline{\vec{a}_B}} = \underline{\underline{\vec{a}_A}} + \underline{\underline{\vec{a}_{BA}^n}} + \underline{\underline{\vec{a}_{BA}^t}}.$$

В правой части уравнения первое слагаемое представляет собой вектор ускорения точки  $A$ , об определении которого говорится на *шаге 1*. Таким образом, оно известно по величине и направлению, поэтому подчеркнем его дважды. Второе слагаемое является нормальной составляющей относительного ускорения точки  $B$  в ее вращении вокруг точки  $A$ . По величине оно определяется по формуле

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{AB} = \frac{(\overline{a_1 b_1} \cdot \mu_v)^2}{AB},$$

где  $a_1, b_1$  - отрезок плана скоростей, мм;  $AB$  - расстояние между точками  $A$  и  $B$ , м.

Вектор  $\underline{\underline{\vec{a}_{BA}^n}}$  направлен вдоль линии  $AB$  от точки  $B$  к точке  $A$  как к центру вращения в относительном движении. Подчеркнем этот вектор двумя чертами как имеющий известные величину и направление.  $\underline{\underline{\vec{a}_{BA}^t}}$  - тангенциальная составляющая полного ускорения  $\underline{\underline{\vec{a}_{BA}}}$ , направлена перпендикулярно нормальной составляющей, поэтому ее подчеркнем одной чертой. Наконец, вектор  $\underline{\underline{\vec{a}_B}}$  в левой части равенства можем подчеркнуть также одной чертой, так как его направление тоже известно: он направлен параллельно направляющей движения точки  $B$ .

Отсутствие двух черточек, подчеркивающих члены векторного уравнения ускорений, говорит о том, что в нем содержатся два неизвестных, поэтому его можно решить графически. Рассмотрим пример решения для положения 1 (рис. 2.9, б). Решение начинаем с *правой части* уравнения ускорений. Вектор  $\overline{a_A} = \overline{P_a a_1}$ , причем  $\overline{P_a a_1} = a_A / \mu_a$  (здесь  $\mu_a$  - предварительно выбранный масштабный коэффициент) уже построен на *шаге 1* (рис. 2.9, б). Из конца  $a_1$  этого отрезка проводим вектор  $\overline{a_{BA}^n}$  в виде отрезка  $\overline{a_1 n_1}$ , равного  $\overline{a_1 n_1} = a_{BA}^n / \mu_a$ , в направлении, параллельном линии  $A_1 B_1$  (от точки  $B_1$  к точке  $A_1$ ). Из точки  $n_1$  проводим линию действия вектора  $\overline{a_{BA}^t}$ , перпендикулярную  $\overline{a_1 n_1}$  (или, что то же самое, перпендикулярную отрезку  $A_1 B_1$  на разметке, рис. 2.8). Ее проводим до пересечения с линией, которая проходит через полюс  $P_a$ , параллельно линии движения ползуна 3 (см. рис. 2.9). Проведение этой линии – это все, что можно было сделать в *левой части уравнения*. Точка  $b_1$  пересечения этих двух направлений определяет величины и направления векторов  $\overline{a_{BA}^t}$  и  $\overline{a_B}$ ; оба они направлены стрелками к этой точке. Соединив отрезком прямой точки  $a_1$  и  $b_1$  и направив стрелку к точке  $b_1$ , получим вектор полного ускорения  $\overline{a_{BA}}$ .

Ускорения как физические величины найдем, используя масштабный коэффициент:

$$a_B = \overline{P_a b_1} (\text{мм}) \cdot \mu_a [m / (c^2 \cdot \text{мм})] = m / c^2; \quad a_{BA} = \overline{a_1 b_1} \cdot \mu_a; \quad \overline{a_{BA}^t} = \overline{n_1 b_1} \cdot \mu_a.$$

Чтобы найти ускорение центра масс  $S$ , необходимо, воспользовавшись соотношением

$$\frac{\overline{a_1 S}}{a_1 b_1} = \frac{\overline{AS}}{AB}, \quad \text{откуда} \quad \overline{a_1 S} = \overline{a_1 b_1} \cdot \frac{\overline{AS}}{AB},$$

найти отрезок  $\overline{a_1 S}$ , построить его от точки  $a_1$  отрезка  $\overline{a_1 b_1}$  плана ускорений в сторону точки  $b_1$ , затем соединить точку  $s$  с полюсом  $P_a$ . Величина ускорения

$$a_S = \overline{P_a s} \cdot \mu_a.$$

Определение направления углового ускорения шатуна 2 для первого положения показано на рис. 2.8. Вектор тангенциальной составляющей полного ускорения точки  $B$  -  $\overline{a_{BA}^t}$  поставлен в точку  $B$ , и оказалось, что он вращает звено  $AB$  вокруг точки  $A$  против часовой стрелки (в таблицу результатов заносится со знаком “+”). Модуль вектора рассчитывается по формуле

$$\varepsilon_2^{(1)} = \frac{a_{BA}^{t(1)}}{AB} = \frac{\overline{n_1 b_1} \cdot \mu_a}{AB} = \frac{\text{мм} \cdot m / (c^2 \cdot \text{мм})}{m} = \frac{1}{c^2}.$$

Направления углового ускорения и угловой скорости противоположны, следовательно шатун в положении №1 вращается по часовой стрелке *замедленно*.

Результаты построения планов скоростей и ускорений заносим в таблицы, оформленные в пояснительной записке аналогично таблицам 2.3, 2.4.

### 2.3.4. Построение кинематических диаграмм

Отступив от края листа формата А1 260 мм, проводим общую ось ординат для трех будущих графиков  $S(\alpha)$ ,  $S'(\alpha)$ ,  $S''(\alpha)$ . Намечаем положения осей абсцисс, на которых в масштабе  $\mu_\alpha = 0,025$  рад/мм откладываем  $\alpha = 2\pi$ . Длина отрезка, изображающего этот угол, равна 251,3 мм. Разбиваем отрезок на 12 равных частей длиной по 20,9 мм. Каждая часть представляет собой отрезок, выражающий угол поворота ( $30^\circ$ ) кривошипа между его соседними положениями. Обозначим точки деления номерами от 0 до 12 (рис. 2.10, нулевой номер присваивается точке, лежащей в начале координат). Масштабы по оси ординат графиков выбираются с таким расчетом, чтобы максимальная высота графика составляла 80 – 100 мм. В частном случае, когда максимальное перемещение (ход) ведомого звена на разметке находится в этих же пределах, можно принимать масштаб графика функции перемещения  $\mu_S$  равным масштабу разметки  $\mu_l$ .

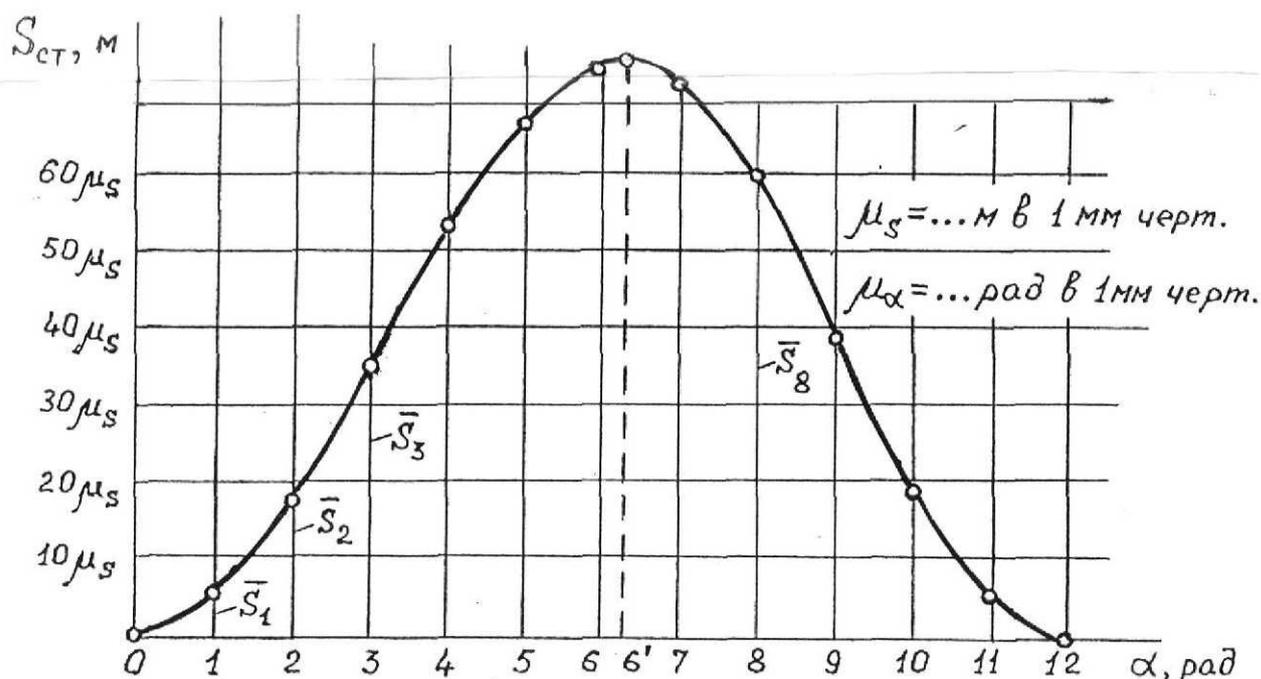


Рис. 2.10. График функции перемещения

На рис. 2.10 показан пример построения графика функции перемещения стола плоскочечатной машины по разметке механизма (рис. 2.7). Из точек деления проводим ординатные прямые и на них откладываем отрезки, вычисленные по следующей расчетной формуле:

$$\overline{S_i} = \overline{E_0 E_i} \frac{\mu_l}{\mu_S}, \quad (i = 0, 1, 2, \dots, 12),$$

в которой  $\overline{E_0 E_i}$  - отрезок, взятый с разметки (рис. 2.7) и выражающий расстояние от левого крайнего положения точки  $E$  до ее текущего положения. Каждый вычисленный по формуле отрезок строим вверх от оси абсцисс на ординатной

прямой, номер которой совпадает с числом  $i$ . Необходимо также построить максимальную ординату, соответствующую максимальному перемещению ведомого звена (положение  $b'$ ).

Аналогичные действия выполняются при построении графика для рис. 2.6. На ординатах откладываются вычисленные по формуле отрезки, но в формулу вместо отрезка  $\overline{E_0E_i}$  подставляется отрезок  $\overline{B_0B_i}$ . Максимальная ордината вычисляется для максимального перемещения  $\overline{B_0B'}$  и расположена между 5-м и 6-м положением.

Концы ординат отмечаем окружностями радиусом 2 – 3 мм, причем центр каждой окружности находится в конце соответствующей ординаты. Через концы ординат, не перечеркивая окружности, с помощью лекал проводится плавная кривая, которая и является искомым графиком. По оси ординат необходимо также отложить деления шкалы через каждые 10 или 20 мм и проставить значения этих делений, имея ввиду, что, например, через 10 мм от начала координат значение  $S$  равно  $10\mu_s$ , через 20 мм оно равно  $20\mu_s$  и т.д. до верхней отметки графика. Для  $\mu_s = 0,002$  м/мм имеем соответственно значения 0,02; 0,04 и т.д. (в метрах).

Для окончательного оформления графика необходимо провести кривую контурной линией толщиной  $s$ , оси координат толщиной  $0,5s$ , толщиной линий  $(1/3 - 1/4)s$  провести координатную сетку, образованную ординатными прямыми и горизонталями, проведенными через отметки на оси ординат.

Замечание. В случае если ведомых звеньев два, необходимо построить по два графика в одной системе координат (рис. 2.10)

График  $S'(\alpha)$  построим *методом графического дифференцирования* диаграммы  $S(\alpha)$ , применяя при дифференцировании *способ хорд*. Этот способ предусматривает выполнение ряда простых однозначных действий и в отличие от *способа касательных* не требует выполнения сложной операции проведения касательной к кривой в заданной точке (для точного выполнения этой операции требуется определение положения центра кривизны).

Вначале дифференцируемый график  $S(\alpha)$  преобразуем в кусочно–линейную функцию, заменяя кривую на участках I, II, III и т.д. хордами.

Затем на продолжении оси абсцисс графика  $S'(\alpha)$  выбираем точку  $P$  – полюс дифференцирования на расстоянии  $H = 40$  мм от начала координат и проводим лучи I, II, III и т.д., параллельные соответствующим хордам, до пересечения с осью ординат графика  $S'(\alpha)$ . Через полученные точки 1, 2, 3, и т.д. проводим линии, параллельные оси абсцисс, и на соответствующем участке изменения аргумента (например, 0 – 1 для хорды I; 3 – 4 для хорды IV)

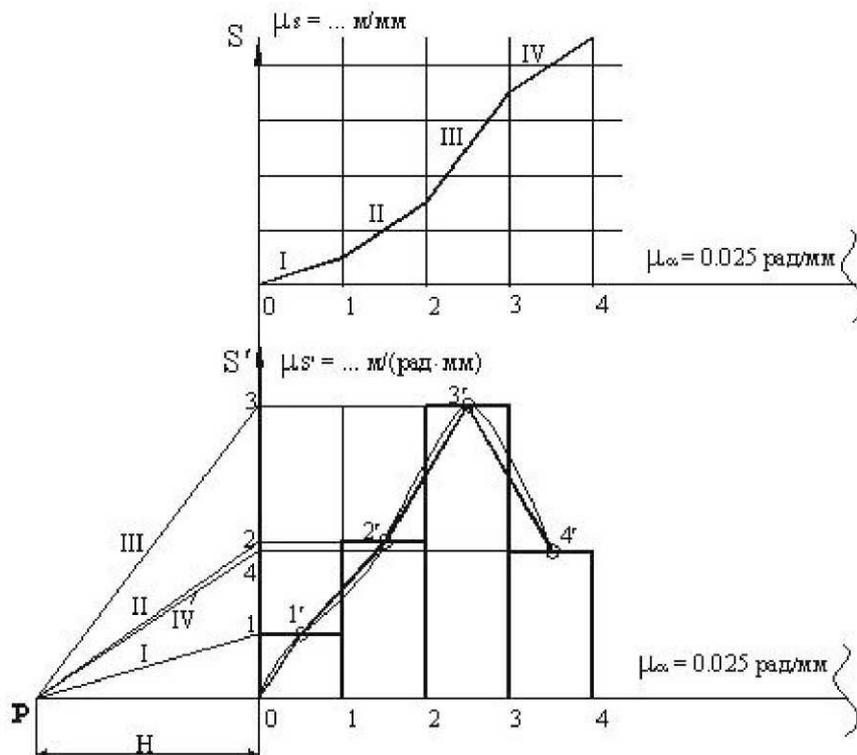


график искомой производной представляет собой отрезок прямой, параллельной оси абсцисс.

Смысл выполненных действий прост: производная от линейной (на участке) функции есть величина постоянная и искомый график получаем в виде *гистограммы* (столбчатого графика). Окончательный вид график получает при проведении через середины столбцов лекальной кривой, т. е. точками графика (1', 2', 3' и т.д.) служат середины столбцов гистограммы. Оформление графика выполняется по тем же правилам, что и графика  $S(\alpha)$ . Масштабный коэффициент графика вычисляется, например

$$\mu_{S'} = \frac{\mu_S}{\mu_\alpha \cdot \overline{OP}} = \frac{0,005}{0,025 \cdot 40} = 0,005 \text{ м/(рад} \cdot \text{мм)}.$$

Из примера следует, что для  $\mu_\alpha = 0,025$  рад/мм и  $\overline{OP} = 40$  мм масштабный коэффициент графика аналога скорости  $\mu_{S'}$  равен масштабному коэффициенту графика перемещений.

Аналогичные действия предпринимаем при дифференцировании графика аналога скорости для получения графика аналога ускорения, для чего окончательно полученный график  $S'(\alpha)$  преобразуем в кусочно-линейную функцию на тех же интервалах, что и график  $S(\alpha)$ .

Рис. 2.11. Дифференцирование способом хорд

На последнем этапе выполняется проверка точности графического метода, раздел 2.3, п.5.

## 2.4. Пример кинематического расчета шестизвенного рычажного механизма с качающейся кулисой

Подробное описание действий и правил выполнения кинематических расчетов на примере расчета кривошипно-ползунного механизма используем для расчета более сложного механизма (рис. 2.12 а) [13], для которого даны размеры звеньев и частота вращения ведущего звена.

Этот механизм состоит из начального механизма – стойки 0 и кривошипа 1 с вращательной кинематической парой и двух последовательно присоединенных групп Ассура, содержащих звенья 2-3 (группа 1-го вида) и 4-5 (группа 3-го вида). Формулу строения механизма можно представить в виде

$$\frac{0,1}{I \text{ кл.}} \rightarrow \frac{2,3}{II \text{ кл. 2 пор. 1-го вида}} \rightarrow \frac{4,5}{II \text{ кл. 2 пор. 3-го вида.}}$$

Это механизм второго класса, состоящий из двух последовательно соединенных групп Ассура 2-го класса. Установив вид этих групп, воспользуемся изложенными в учебной литературе [1 – 7, 13] алгоритмами их кинематического расчета методом планов.

Для лучшего понимания характера абсолютного и относительного движения звеньев кулисной пары (звенья 4,5) и правильного составления векторных уравнений (для конкретного примера построения планов скоростей и ускорений) рядом показаны (рис. 2.12 б) отдельно: звено 2 с точкой  $F_2$ , звено 4 – камень кулисы с точкой  $F_4$  и звено 5 – кулиса с точкой  $F_5$  (на механизме эти точки совпадают). Отдельно показаны соединения: звенья 2 и 4 образуют вращательную кинематическую пару (2,4), следовательно относительное движение этих звеньев может быть только вращательным, а звенья 4 и 5 входят в поступательную кинематическую пару (4,5), и относительное движение этих звеньев – поступательное. Линейка позволяет судить о примерных размерах построений на листе формата А1.

### 2.4.1. Построение плана скоростей

#### Шаг 1. Расчет начального механизма (звенья 0,1).

Определим скорость ведущей точки механизма, т. е. точки звена, закон движения которого задан. В нашем случае это точка  $B$  звена 1:

$$V_B = \omega_1 \cdot l_{AB},$$

где

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 255}{30} = 23,56 \text{ рад/с.}$$

Подставив значения, получим

$$V_B = 23,56 \cdot 0,15 = 3,53 \text{ м/с}$$

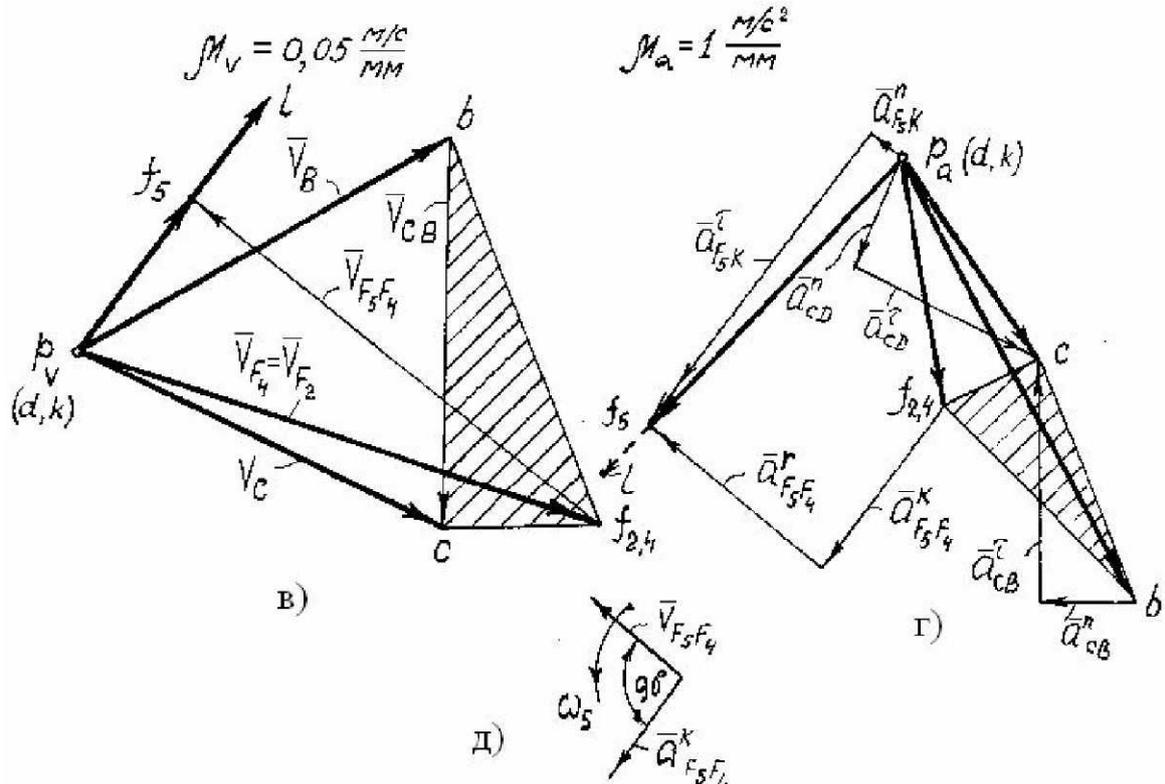
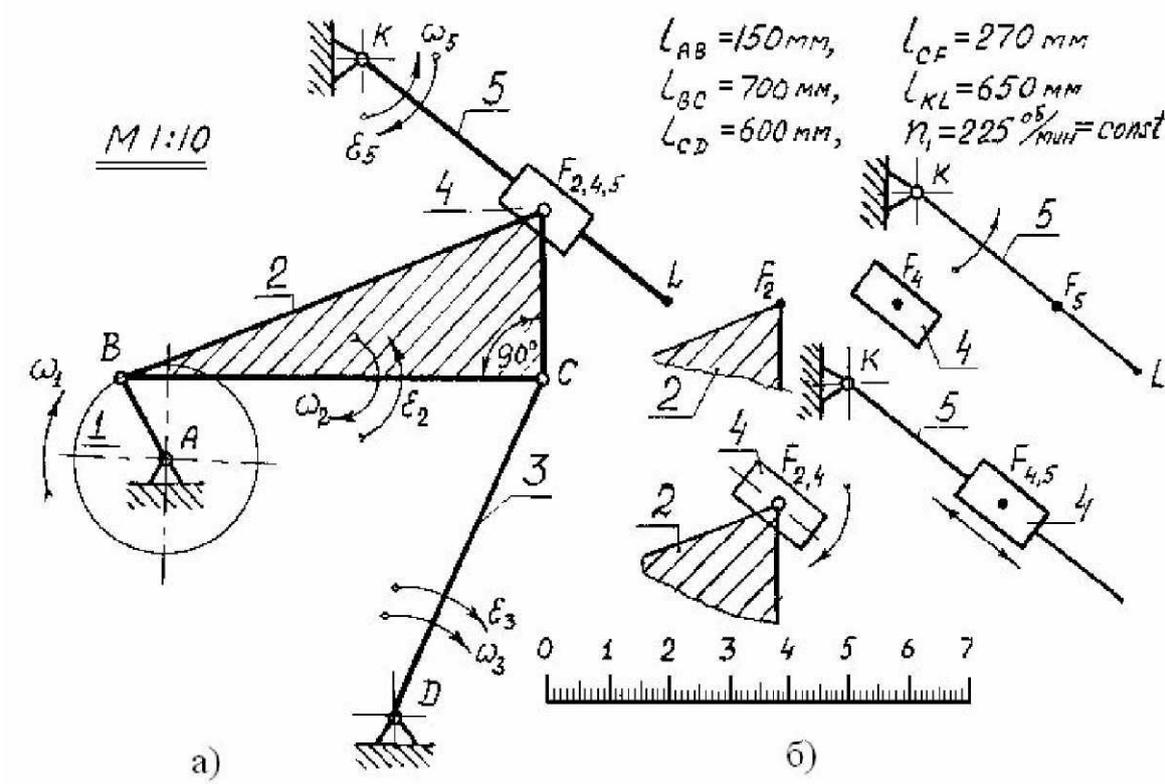


Рис. 2.12. К построению планов скоростей и ускорений кулисного механизма  
 а) кинематическая схема; б) соединение звеньев 2, 4, 5; в) план скоростей; г) план ускорений; д) определение направления кориолисова ускорения

Примем масштабный коэффициент построения плана скоростей  $\mu_v = 0,05 \frac{м/с}{мм}$ . (Подбор масштаба пояснен в п. 2.3.2, шаг 1). Отрезок, изображающий вектор скорости точки  $B$  будет

$$\overline{V_B} = \frac{V_B}{\mu_v} = \frac{3,53}{0,05} = 70,6 \text{ мм},$$

он перпендикулярен кривошипу  $AB$  и направлен в сторону вращения. (В дальнейшем будем записывать символом  $\overline{V_B} \perp AB$ ).

Выбираем произвольную точку – полюс плана скоростей  $P_v$  (рис. 2.12, в) и откладываем отрезок  $\overline{P_v b} = 70,6$  мм. (Концы векторов удобно обозначать теми же, что и на механизме, но малыми буквами).

**Шаг 2. Расчет группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка 1-го вида (звенья 2, 3).**

**Скорость точки  $C$ .** Точка  $C$  принадлежит звеньям 2 и 3 (рис. 2.12, а). Рассмотрим звено 2. Тогда уравнение можно записать так:

$$\underline{\overline{V_C}} = \underline{\overline{V_B}} + \underline{\overline{V_{CB}}}$$

Здесь вектор относительной скорости  $\overline{V_{CB}} \perp CB$ .

С другой стороны, рассматривая звено 3, можно сказать, что  $\overline{V_C} \perp CD$ . Из точки  $b$  плана проводим прямую, перпендикулярную  $BC$ , а из полюса – перпендикуляр  $CD$ , и на пересечении получаем точку  $C$ . Отрезок  $\overline{bc}$  представляет собой относительную скорость точки  $C$  относительно  $B$ . Направление этой скорости (согласно уравнению) – от  $b$  к  $c$ .

$$\begin{aligned} \text{Из плана получим } V_C &= \overline{p_v c} \cdot \mu_v = 68 \cdot 0,05 = 3,4 \text{ м/с}, \\ V_{CB} &= \overline{cb} \cdot \mu_v = 64 \cdot 0,05 = 3,2 \text{ м/с}. \end{aligned}$$

**Скорость точки  $F_2$ .** Скорость точки  $F_2$  проще определить на основании свойства подобия:  $\Delta b f_2 c$  на плане скоростей должен быть подобен  $\Delta B F_2 C$  с сохранением того же порядка обхода букв (согласно теореме подобия «на плане скоростей образуются фигуры, подобные и сходственно расположенные жестким звеньям механизма, но повернутым на  $90^\circ$  в сторону, мгновенного вращения»). Построив на стороне  $bc$  треугольник, подобный треугольнику на механизме с сохранением того же порядка обхода букв, получим точку  $f_2$ . Соединив точку  $f_2$  с полюсом, получим вектор скорости точки  $F_2$ :

$$V_{F_2} = \overline{p_v f_{2,4}} \cdot \mu_v = 92 \text{ мм} \cdot 0,05 \text{ м/(с} \cdot \text{мм)} = 4,6 \text{ м/с}.$$

**Шаг 3. Расчет группы Ассур 2-го класса, 2-го порядка 3-го вида (звенья 4, 5).**

**Скорость точки  $F_4$ .** Так как звено 4 и 2 образуют вращательную кинематическую пару, то

$$V_{F_4} = V_{F_2} = 4,6 \text{ м/с}.$$

**Скорость точки  $F_5$ .** Рассматривая соединения звеньев 4 и 5, получим уравнение

$$\vec{V}_{F5} = \vec{V}_{F4} + \vec{V}_{F5,F4}.$$

Здесь  $\vec{V}_{F5,F4} // KL$  (относительное движение - поступательное).

Если рассматривая точку  $F_5$  как принадлежащую звену 5, то следует, что  $\vec{V}_{F5} \perp KL$ .

**Построение:** из конца вектора  $f_{2,4}$  проводим линию, параллельную  $\overline{KL}$ , а из полюса  $P_v$  – перпендикулярную  $\overline{KL}$ . На пересечении этих направлений получим точку  $f_5$ .

**Скорость точки L.** Скорость точки L найдем на основании свойства подобия из пропорциональных отрезков:

$$\frac{kl}{kf_5} = \frac{KL}{KF_5},$$

откуда

$$kl = kf_5 \frac{KL}{KF_5} = 30 \cdot \frac{65}{40} = 49 \text{ мм.}$$

Из плана получим:

$$V_{F5} = \overline{p_v f_5} \cdot \mu_v = 30 \cdot 0,05 = 1,5 \text{ м/с,}$$

$$V_{F5,F4} = \overline{f_5 f_4} \cdot \mu_v = 86 \cdot 0,05 = 4,3 \text{ м/с,}$$

$$V_L = \overline{p_v l} \cdot \mu_v = 49 \cdot 0,05 = 2,45 \text{ м/с.}$$

**Определение угловых скоростей звеньев.** Угловые скорости звеньев определяются из отношений

$$\omega_2 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{3,2}{0,7} = 4,56 \text{ 1/с,}$$

$$\omega_3 = \frac{V_C}{l_{CD}} = \frac{V_{F3}}{l_{F3,K}} = \frac{3,4}{0,6} = 5,66 \text{ 1/с,}$$

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{V_{F5}}{l_{F5,K}} = \frac{1,5}{0,4} = 3,75 \text{ 1/с.}$$

Направления мгновенных угловых скоростей  $\omega_2, \omega_3, \omega_{4,5}$  определяются направлениями линейных скоростей точки  $C$  относительно  $B$ , точки  $C$  относительно  $D$  и точки  $F_5$  относительно  $K$  соответственно. На чертеже (рис. 2.12, а) показаны эти направления.

### 2.4.2. Построение плана ускорений

Построение плана ускорений ведут в том же порядке и последовательности, как и план скоростей.

**Шаг 1. Расчет начального механизма (звеня 0,1).**

**Ускорение точки B звена 1.** Так как  $\omega_1 = \text{const}$ , то угловое ускорение  $\varepsilon_1 = 0$  и тангенциальное ускорение  $a_{B,A}^t = 0$ . Следовательно, полное ускорение точки  $B$  будет равно нормальному ускорению:

$$a_B = a_{BA}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = 23,56 \cdot 0,15 = 83,2 \text{ м/с}^2.$$

Нормальное ускорение всегда направлено к центру вращения, в данном случае от  $B$  к точке  $A$ , т.е.  $\vec{a}_{BA}^n \parallel \overline{BA}$ .

Примем масштабный коэффициент плана ускорений  $\mu_a = 1 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$ , тогда вектор ускорения  $B$  определяется отрезком

$$\vec{a}_B = \frac{a_B}{\mu_a} = \frac{83,2}{1} = 83,2 \text{ мм.}$$

(На плане (рис. 2.12, г) это отрезок  $\overline{P_a b}$ , где  $P_a$  – полюс плана ускорений).

**Шаг 2. Расчет группы Ассура 2-го класса, 2-го порядка 1-го вида (звенья 2, 3).**

**Ускорение точки  $C$ .** Рассмотрим звено 2, тогда можно написать уравнение

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB} = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t.$$

Здесь  $a_B$  – переносное ускорение;  $a_{CB}$  – относительное ускорение (вращательное движение).

Из анализа этого уравнения следует:

$$a_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{CB} = 4,56^2 \cdot 0,7 = 14,62 \text{ м/с}^2,$$

$$\vec{a}_{CB}^n = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{14,62}{1} = 14,62 \text{ мм,}$$

$$\vec{a}_{CB}^n \parallel \overline{CB},$$

(вектор параллелен  $CB$  и направлен от  $C$  к  $B$ ).

Тангенциальное ускорение  $\vec{a}_{CB}^t \perp CB$  (линия действия вектора). Из конца вектора  $b$  откладываем отрезок  $\vec{a}_{CB}^n$  и из его конца проводим направление тангенциального ускорения  $\vec{a}_{CB}^t$ . Уравнение не решено, т. к. неизвестна величина тангенциального ускорения.

Рассмотрим звено 3, тогда:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD} = \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^t.$$

Здесь переносное ускорение  $a_D = 0$  (точка  $D$  – неподвижна).

$$a_{CD}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CD} = 5,66^2 \cdot 0,6 = 19,26 \text{ м/с}^2,$$

$$\vec{a}_{CD}^n = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{19,26}{1} = 19,26 \text{ мм.}$$

$$\vec{a}_{CD}^n \parallel \overline{CD}, \quad \vec{a}_{CD}^t \perp CD.$$

Из полюса откладываем вектор нормального ускорения  $\vec{a}_{CD}^n$ , из конца его проводим направление тангенциального ускорения  $\vec{a}_{CD}^t$ . На пересечении этого направления с направлением  $\vec{a}_{CB}^t$  получаем точку  $c$ . Соединив её с полюсом, получаем вектор полного ускорения точки  $C$ , а отрезок на плане  $cb$  представляет относительное ускорение  $\vec{a}_{CB}$ .

Из плана находим:

$$\begin{aligned} a_c &= \overline{p_a c} \cdot \mu_a = 40 \cdot 1 = 40 \text{ м/с}^2, \\ a_{cb} &= \overline{cb} \cdot \mu_a = 43 \cdot 1 = 43 \text{ м/с}^2, \\ a_{cb}^r &= \overline{a_{cb}^r} \cdot \mu_a = 40 \cdot 1 = 40 \text{ м/с}^2, \\ a_{cd}^r &= \overline{a_{cd}^r} \cdot \mu_a = 34 \cdot 1 = 34 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

**Шаг 3. Расчет группы Ассура 2-го класса, 2-го порядка 3-го вида (звенья 4,5).**

**Ускорение точки  $F_2$ .** Ускорение точки  $F_2$ , как и скорость, найдем на основании свойства подобия. На стороне  $cb$  плана ускорений построим фигуру (в данном случае - треугольник) подобную звену 2 на механизме, т.е.  $\Delta b f_2 c \sim \Delta B F_2 C$  с тем же правилом обхода. Соединив точку  $f_2$  с полюсом, получим вектор  $p_a f_2$  полного ускорения точки  $F_2$ .

Из плана получим

$$a_{F_2} = p_a f_2 \cdot \mu_a = 41 \cdot 1 = 41 \text{ м/с}^2.$$

**Ускорение точки  $F_4$ .** Звенья 2 и 4 образуют вращательную кинематическую пару, следовательно, линейные ускорения этих точек будут равны, т.е.

$$a_{F_4} = a_{F_2} = 41 \text{ м/с}^2.$$

**Ускорение точки  $F_5$ .** Звенья 4 и 5 образуют поступательную кинематическую пару. Звено 5 (кулиса) является подвижной направляющей для звена 4 (камня), тогда

$$\vec{a}_{F_5} = \vec{a}_{F_4} + \vec{a}_{F_5 F_4}^k + \vec{a}_{F_5 F_4}^r,$$

где

$$a_{F_5 F_4}^k = 2 \cdot \omega_5 \cdot V_{F_5 F_4} = 2 \cdot 3,75 \cdot 4,3 = 32,2 \text{ м/с}^2 - \text{кориолисово ускорение.}$$

Для определения направления этого ускорения нужно вектор относительной скорости  $V_{F_5 F_4}$  повернуть на  $90^\circ$  в сторону  $\omega_5$  (на рис. 2.12, д показан фрагмент к определению направления кориолисова ускорения). Ускорение  $a_{F_5 F_4}^r$  - это относительное ускорение в поступательном движении звеньев (его также называют *релятивным*), оно всегда направлено по кулисе (векторы  $\vec{a}^K$  и  $\vec{a}^r$  всегда перпендикулярны между собой).

Проводим из точки  $f_4$  вектор  $\vec{a}_{F_5 F_4}^K$  в соответствии с его направлением. Из конца его проводим направление  $\vec{a}_{F_5 F_4}^r$ . Уравнение не решилось.

Для его решения рассмотрим звено 5. Тогда ускорение точки  $F_5$  можно выразить уравнением

$$\vec{a}_{F_5} = \vec{a}_K + \vec{a}_{F_5 K} = \vec{a}_K + \vec{a}_{F_5 K}^n + \vec{a}_{F_5 K}^r.$$

Здесь  $a_K = 0$  (точка  $K$  неподвижна).

$$a_{F_5K}^n = \omega_5^2 \cdot l_{F_5K} = 3,75^2 \cdot 0,4 = 5,61 \text{ м/с}^2,$$

$$\bar{a}_{F_5K}^n = \frac{a_{F_5K}^n}{\mu_a} = \frac{5,61}{1} = 5,61 \text{ мм},$$

$$\bar{a}_{F_5K}^n \parallel \overline{F_5K}, \quad \bar{a}_{F_5K}^r \perp \overline{F_5K}.$$

Из полюса  $P_a$  откладываем вектор  $\bar{a}_{F_5K}^n$ , а из конца его проводим направление  $\bar{a}_{F_5K}^r$ . На пересечении  $\bar{a}_{F_5K}^r$  и  $\bar{a}_{F_5K}^r$  получаем точку  $f_5$ . Соединив её с полюсом, получим вектор полного ускорения точки  $F_5$ . Из плана:

$$a_{F_5} = p_a f_5 \cdot \mu_a = 61 \cdot 1 = 61 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{F_5F_4}^r = \bar{a}_{F_5F_4}^r \cdot \mu_a = 37 \cdot 1 = 37 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{F_5F_4}^r = \bar{a}_{F_5F_4}^r \cdot \mu_a = 60 \cdot 1 = 60 \text{ м/с}^2.$$

**Ускорение точки  $L$ .** Ускорение точки  $L$  найдем на основании свойства подобия из пропорциональности отрезков:

$$\frac{kl}{kf_5} = \frac{KL}{KL_5},$$

откуда

$$kl = kf_5 \frac{KL}{KL_5} = 60 \cdot \frac{65}{40} = 97,5 \text{ мм}.$$

Ускорение точки  $L$ :

$$a_L = \bar{kl} \cdot \mu_a = 97,5 \cdot 1 = 97,5 \text{ м/с}^2.$$

( $kl = p_a l$ ).

**Определение угловых ускорений звеньев.** Угловые ускорения звеньев определяются из следующих отношений:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^r}{l_{CB}} = \frac{40}{0,7} = 57,1 \frac{1}{\text{с}^2}, \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{CB}^r}{l_{CB}} = \frac{34}{0,6} = 56,8 \frac{1}{\text{с}^2}, \quad \varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \frac{a_{F_5K}^r}{l_{F_5K}} = \frac{60}{0,4} = 150 \frac{1}{\text{с}^2}.$$

Направление угловых ускорений определяется направлениями соответствующих тангенциальных ускорений (рис.2.12, а).

Как следует из анализа, звено 3 движется ускоренно (направления угловой скорости и ускорения совпадают), звенья 2 и 5 движутся замедленно.

### 3. ЛИСТ 2. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ОСНОВНОГО РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

В этом разделе курсового проекта определяются силы, действующие на звенья механизмов, и решается основная задача кинетостатики - находятся реакции в кинематических парах. Кроме того, в этом разделе вычисляются мгновенные значения коэффициента полезного действия (КПД) механизма для указанных положений.

Силовой расчет движущихся звеньев механизма возможен только на основе принципа Даламбера, т. е. ко всем внешним нагрузкам необходимо присоединить силы и моменты сил инерции. Только в этом случае будут выполняться условия равновесия сил как для отдельных звеньев, так и для групп звеньев.

Последовательность силового расчета определяется формулой строения механизма: расчет начинают с *последней* группы Ассура и заканчивают расчетом *начального* механизма. Для механизмов (рис. 2.12 а, 2.2) силовой расчет должен быть проведен в такой последовательности: расчет группы 4 – 5, затем группы 2 – 3 и расчет начального механизма 1 – 0. Для механизма (рис. 2.2) имеет место параллельное присоединение групп, поэтому последовательность расчета может быть изменена: сначала расчет группы 2 – 3, затем группы 4 – 5 и расчет начального механизма 1 – 0.

Рассмотрим порядок силового расчета без учета трения в кинематических парах<sup>1</sup>.

#### 3.1. Методические указания

1. Построить разметку механизма, аналогичную разметке на предыдущем листе, но только для двух положений, для которых строились планы ускорений. Перенести на лист заданную силовую (или индикаторную) диаграмму, увязав ее с разметкой, для чего ось абсцисс целесообразно направить параллельно направляющей выходного звена и размер графика вдоль этой оси принять равным его ходу.

2. По перенесенной на лист заданной силовой (или индикаторной) диаграмме построить график силы сопротивления (или движущей силы) в зависимости от перемещения выходного звена, на которое действует эта сила, и найти значения сил для двух указанных в п.1 положений кривошипа. Вычислить силы инерции выходного звена для двух указанных положений. Знак силы считать положительным, если она направлена в ту же сторону, что и скорость её точки приложения. Вычислить значение сил и моментов сил инерции промежуточных звеньев в двух положениях.

3. Для двух положений разметки построить планы сил механизма, предварительно вычертив расчётные схемы групп Ассура и ведущего звена, на которых указать все действующие на звенья силы, выдержав их точные направления.

---

<sup>1</sup> Кинематическое исследование рычажных механизмов рассмотрено в предыдущей главе, поэтому здесь построение планов скоростей и ускорений не приводится.

Последовательность расчета этих схем определяется формулой строения механизма – расчет начинается с последней присоединенной группы Ассур и заканчивается расчетом ведущего звена. Построить планы сил входного (ведущего) звена, приложив к нему уравновешивающую силу (или пару сил) в соответствии со схемой привода механизма. Уравновешивающую силу вычислить из уравнения моментного равновесия ведущего звена.

4. В одном из 2-х рассчитываемых положений механизма, где действуют наибольшие внешние силы, определить уравновешивающую силу методом «жёсткого рычага» Н.Е. Жуковского и сравнить результат с результатом расчёта в пункте 3. Расхождение не должно превышать 5 %.

5. Определить мгновенные потери мощности на трение во всех кинематических парах основного механизма и записать формулы для вычисления средних потерь мощности и вычисления среднего значения коэффициента полезного действия (КПД) за цикл движения механизма.

### 3.2. Построение разметки механизма и силовой диаграммы

Порядок построения разметки для силового расчёта механизма не отличается от её построения в разделе кинематического анализа, поэтому здесь каких-либо дополнительных пояснений не требуется. После построения разметки переходим к силовой диаграмме, которую необходимо перенести из исходных данных на лист. При этом важно определить величины сил сопротивления (или движущих сил – в случае двигателя внутреннего сгорания) в каждом положении разметки и установить их соответствие этим положениям. Эта задача решается путём «увязки» заданной диаграммы с разметкой. Рассмотрим решение задачи на примере двигателя внутреннего сгорания, (зад. 11) индикаторная диаграмма которого показана на рис. 3.1. Направим ось абсцисс диаграммы параллельно траектории движения точки В таким образом, чтобы максимум давления приходился на верхнюю мертвую точку  $B_0$ , в которой объем камеры сгорания минимален. Длина единичного отрезка  $0 - 1.0$  на оси абсцисс должна быть равна ходу поршня  $H$ , а масштаб по оси ординат выбирается произвольно, так как относительные давления определяются по координатной сетке

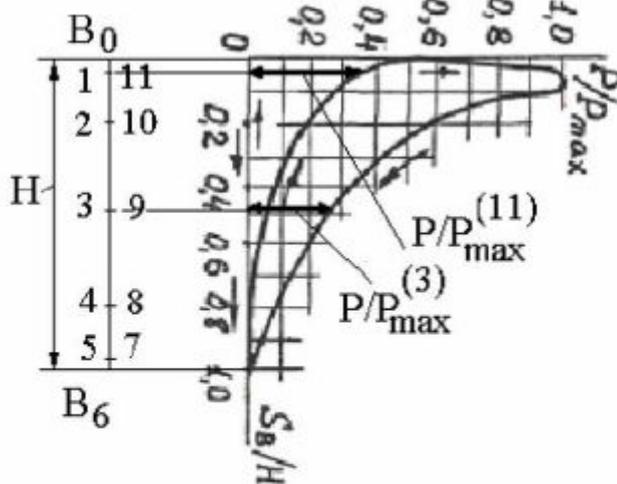


Рис. 3.1. Увязка графика внешней силы с разметкой механизма

решение задачи на примере двигателя внутреннего сгорания, (зад. 11) индикаторная диаграмма которого показана на рис. 3.1. Направим ось абсцисс диаграммы параллельно траектории движения точки В таким образом, чтобы максимум давления приходился на верхнюю мертвую точку  $B_0$ , в которой объем камеры сгорания минимален. Длина единичного отрезка  $0 - 1.0$  на оси абсцисс должна быть равна ходу поршня  $H$ , а масштаб по оси ординат выбирается произвольно, так как относительные давления определяются по координатной сетке

диаграммы. В этот момент происходит сгорание топливно-воздушной смеси. При ходе вниз из положения  $\theta$  в положение  $\delta$  объем камеры сгорания увеличивается и давление падает – это фаза рабочего хода. Относительная величина

давления в этой фазе определяется так, как это показано на рис. 3.1 для 3-го положения. Далее следуют фазы выхлопа (положения 6, 7, ... 12 – движение вверх) и фаза впуска (положения 13, 14, ... 18 – движение вниз). Относительное давление в этих фазах мало, и в расчетах принимаем его равным нулю. В четвертой фазе – фазе сжатия (положения 18, 19, ... 24 – движение вверх) относительные давления находятся так, как это показано на рис. 3.1 для 11-го положения.

**Примечание:** Номер положения, выше 11-го, на рисунке не показан, так как для центрального кривошипно-ползунного механизма совпадают номера 0, 12, 24; 1, 11, 13, 23 и т.д.

Определив величину относительного давления, находят избыточное давление  $p_i$  в паскалях ( $\text{н/м}^2$ ) по формуле  $p_i = (P/P_{\max})_i \cdot P_{\max}$ , а затем вычисляют газовую силу  $P_{\text{газ},i}$  по формуле  $P_{\text{газ},i} = p_i \cdot \pi \cdot d^2 / 4$  (Н). Диаметр поршня  $d$  (м) указан в задании.

### 3.3. Построение графика внешней силы, расчет сил тяжести, сил и моментов сил инерции звеньев

Для построения *графика внешней силы* выбираем систему координатных осей, вдоль оси абсцисс которой отложим один за другим четыре отрезка, выражающих ход ведомого звена механизма, начиная от нулевого крайнего положения в масштабе  $\mu_s$  по оси абсцисс (рис. 3.2, а). Величина каждого из отрезков равна  $\bar{H} = H / \mu_s$ .

Затем первый отрезок разделим точками 1, 2, 3, ..., второй отрезок точками 7, 8, 9, ..., третий отрезок точками 13, 14, 15..., четвертый отрезок точками 19, 20, 21..., на части, пропорциональные тем частям, которые получены на разметке хода ведомого звена. Масштаб целесообразно выбрать таким, чтобы размер графика по горизонтали составил 150-180 мм.

Вдоль оси ординат графика в масштабе  $\mu_p$  будем откладывать отрезки, выражающие значение силы сопротивления  $P_{\text{газ},i}$ . Для этого газовую силу прежде определим из предыдущего графика (рис. 3.1) по методике, изложенной в п. 3.2. Но на рис. 3.2 (а) график изменения газовой силы построен в предположении, что первая фаза движения поршня – фаза впуска, вторая – сжатие, третья – рабочий ход, четвертая – выхлоп. Тогда давление, найденное на рис. 3.1 для 1-го положения, будет действовать для 13 – го (со сдвигом на 12 позиций или на  $360^\circ$  поворота кривошипа). **Примечание:** цикл движения, при котором все характеристики (кинематические и силовые) повторяются, для двигателей составляет  $720^\circ$ . Для большинства других машин он составляет  $360^\circ$  (рис. 3.2 б, в).

Для расчета *силы тяжести (веса)*  $G_i$  (Н), а также *силы и момента сил инерции*, действующих на звено  $i$  [ $P_{\text{ин}}(H)$ ,  $M_{\text{ин}}(H \cdot \text{м})$ ], необходимо знать его массу  $m_i$  (кг) и осевой момент инерции  $I_{S_i}$  ( $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ) относительно оси, проходящей через точку  $S_i$  – центр масс звена  $I$ . Вес звеньев:

$$G_i = g \cdot m_i = 9,81 \cdot m_i \quad \text{Н.}$$

Силы тяжести всегда направлены к центру земли, т. е. вертикально вниз.

Главные векторы силы инерции звеньев:

$$P_{ni} = m_i \cdot a_{Si} = \dots H,$$

где  $a_{Si}$  – ускорение центра масс звена  $i$  ( $m/c^2$ ). Силы инерции звеньев **направлены противоположно** ускорениям их центров масс.

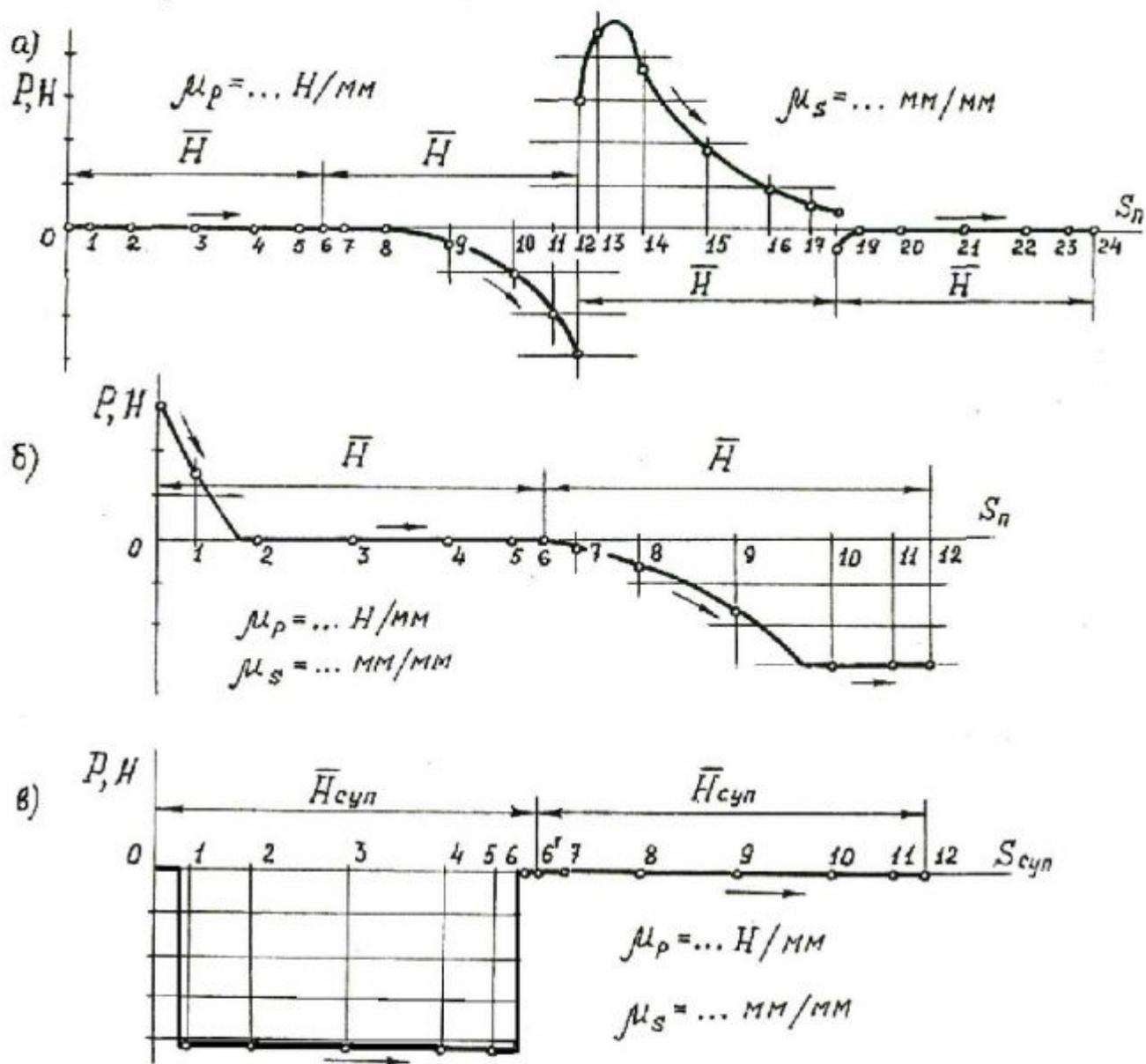


Рис. 3.2. Примерный вид графиков сил, действующих на выходное звено:

- а - четырехтактный двигатель внутреннего сгорания;
- б - компрессор;
- в - поперечно-строгальный станок

Силы тяжести и силы инерции приложены в центрах масс звеньев – точках  $S_i$ .

Главные моменты сил инерции:

$$M_i = I_{S_i} \cdot \varepsilon_i = \dots H \cdot m,$$

где  $\varepsilon_i$  – угловое ускорение звена, определенное ранее из кинематического исследования ( $1/c^2$ ).

Моменты сил инерции **направлены противоположно** угловым ускорениям.

Для механизмов (рис. 2.2., 2.6, 2.12 а)  $M_{i1}=0$ , т.к. при  $\omega_1=const$ ,  $\varepsilon_1=0$ . Для механизмов (рис. 2.2., 2.6)  $M_{i3}=0$  – поступательное движение звена 3 ( $\varepsilon_3=0$ ). Таким образом, для **поступательно движущихся** звеньев (ползунов) и **вращающегося равномерно** ведущего звена (кривошипа) инерционная нагрузка состоит из главного вектора сил инерции  $P_{иi}$  ( $P_{и1}=0$ , если центр масс кривошипа  $I$  совпадает с его центром вращения).

Для **неравномерно вращающихся** вокруг неподвижного центра звеньев – кулис (звено 1 – рис. 2.1; звено 4 – рис. 2.3) и коромысел (звено 3 – рис. 2.12), а также звеньев (**шатунов**), совершающих **плоско-параллельное** движение (звено 2 – рис. 2.2, 2.6, 2.12 а; звено 4 – рис. 2.1, 2.2; звено 5 - рис. 2.3), инерционная нагрузка состоит из главного вектора сил инерции и главного момента сил инерции. Для звена «каменя» (звено 3 – рис. 2.3, звено 4 – рис. 2.12 а) инерционной нагрузкой пренебрегают, поэтому массы и осевые моменты инерции не указаны в заданиях.

Массы звеньев в заданиях на проект либо заданы, либо рассчитываются (для комплексных заданий, Приложение А) согласно указаниям к заданию, например  $m_i = q(\text{кг/м}) \cdot l_i (\text{м}) = \dots (\text{кг})$ , где  $q$  – масса одного метра длины звена,  $l_i$  – длина звена  $i$  в метрах. При этом считается, что звено имеет постоянное поперечное сечение (однородный стержень) и центр масс звена находится в середине его длины. Центр масс ползуна считать в центре шарнира  $B$  (рис. 2.6), соединяющего ползун с шатуном.

Осевые моменты инерции также либо заданы, либо рассчитываются по формулам, приведенным в указаниях к заданиям (Приложение А).

**Примечание:** Если звено не имеет длины (камень, ползун), то масса ползуна указывается в задании, а массой камня, как правило, пренебрегают ( $m=0$ ). Моменты инерции этих звеньев не указываются.

В пояснительной записке к рассматриваемому разделу курсового проекта целесообразно дать описание и необходимые вычисления для какого-либо **одного** положения разметки механизма, а результаты расчётов для этого и остальных положений свести в таблицу, подобную приведенной ниже для механизма (рис. 2.6).

Таблица 3.1

Номер положения	$a_{S2}$ $m/c^2$	$P_{и2}$ $H$	$\varepsilon_2$ $c^{-2}$	$M_{и2}$ $H \cdot m$	$a_B$ $m/c^2$	$P_{и3}$ $H$
0						
1						
...						

Порядок силового расчета методом планов сил можно свести к следующему:

1. Вычерчивается группа Ассура в положении, для которого выполняется силовой расчет, в масштабе.
2. Расставляются учитываемые при силовом расчете *внешние* силы и моменты, действующие на звенья группы, включая силы и моменты сил инерции.
3. Расставляются неизвестные реакции во *внешних* кинематических парах.
4. Составляется уравнение равновесия *группы Ассура* в форме сил, после анализа которого и, в ряде случаев дополнительного нахождения составляющих реакций из уравнений моментов сил, строится план сил.

### 3.4. Построение планов сил группы 2 – 3 (рис. 2.2, 2.6)

Эта группа, как правило, присоединяется последней к исходному механизму, так как в нее входит выходное (ведомое) звено, связанное непосредственно с исполнительным органом машины, на который действует сила полезного сопротивления  $P_c$ . По этой причине данная группа в силовом расчете чаще всего рассматривается в первую очередь.

1 этап. Выделяем группу из схемы механизма (рис. 2.6) в соответствующем положении разметки и вычерчиваем ее в масштабе, сохраняя положения звеньев (рис. 3.3, а). Прикладываем силу сопротивления (или движущую силу), силы инерции и силы веса, а со стороны отброшенных звеньев в поступательной паре прикладываем неизвестную реакцию  $R_{03}$  перпендикулярно направляющей ползуна и в шарнире  $A$  прикладываем также неизвестную реакцию  $R_{12}$ , которую сразу же целесообразно разложить на составляющие согласно равенству

$$\vec{R}_{12} = \vec{R}_{12}^{\tau} + \vec{R}_{12}^n,$$

причем  $\vec{R}_{12}^{\tau}$  направляется перпендикулярно линии  $AB$ , а  $\vec{R}_{12}^n$  - параллельно этой линии. Отброшенные звенья 0 и 1 на схеме показаны штриховыми линиями. Реакцию в шарнире  $B$   $\vec{R}_{23}$  ( $\vec{R}_{32}$ ) показываем штриховой линией в произвольном направлении, так как ее фактическое направление неизвестно.

2-й этап. Определяем тангенциальную составляющую  $R_{12}^{\tau}$ , составляя уравнение равновесия звена 2 в форме моментов относительно точки  $B$ :

$$R_{12}^{\tau} \cdot l_2 + M_{u2} + G_2 h_{G2} - P_{u2} \cdot h_{u2} = 0,$$

из которого следует, что

$$R_{12}^{\tau} = (P_{u2} \cdot h_{u2} - M_{u2} + G_2 h_{G2}) / l_2,$$

где  $h_{u2}$  - плечо силы  $P_{u2}$ , равное  $h_{u2} = \bar{h}_{u2} \cdot \mu_1, м$ ;  $M_{u2}$  - момент сил инерции,  $Нм$ ;  $h_{G2}$  - плечо силы веса, равное  $h_{G2} = \bar{h}_{G2} \cdot \mu_1, м$ ;  $l_2$  - длина звена 2,  $м$ .

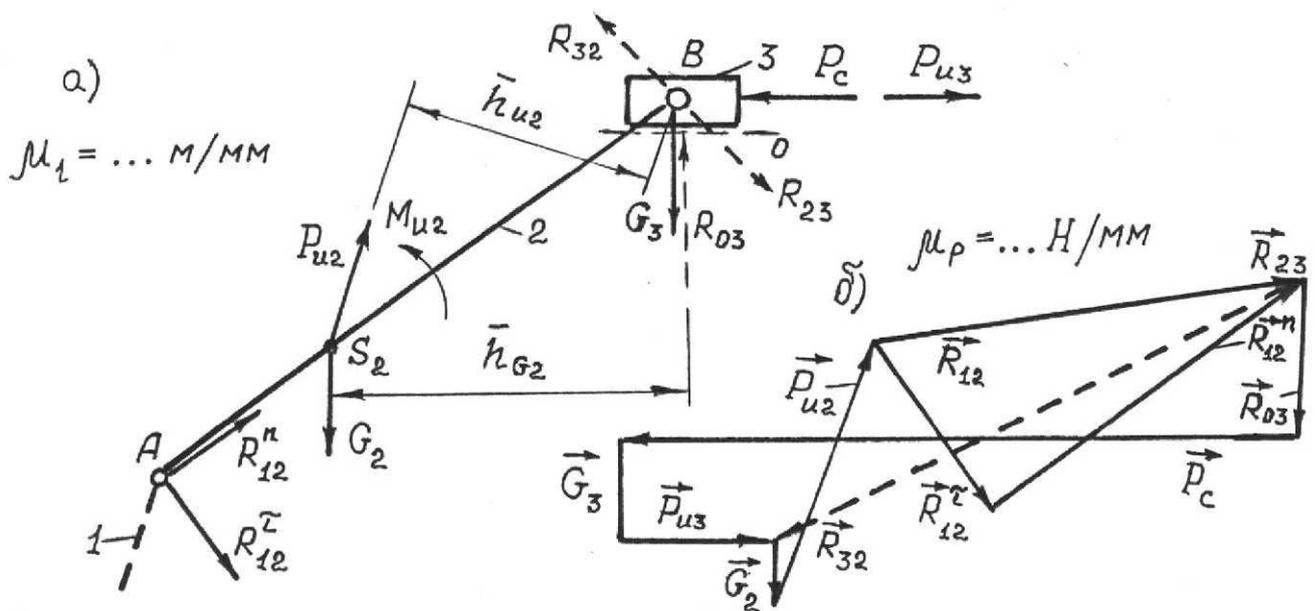


Рис. 3.3. К силовому расчету группы Ассура II класса 2-го вида:  
а – расчетная схема; б – план сил

Точное направление  $\vec{R}_{12}^{\tau}$  определится знаком полученного результата расчета. При этом, если знак получился отрицательным, то в дальнейшем расчете (при построении планов сил) необходимо направление  $\vec{R}_{12}^{\tau}$  принять противоположным показанному на расчетной схеме. На схеме направление  $\vec{R}_{12}^{\tau}$  не менять.

3-й этап. Для того чтобы определить  $\vec{R}_{12}^n$  и  $\vec{R}_{03}$ , запишем уравнение равновесия всей группы в целом в векторной форме:

$$\vec{R}_{03} + \vec{P}_c + \vec{G}_3 + \vec{P}_{u3} + \vec{G}_2 + \vec{P}_{u2} + \vec{R}_{12}^{\tau} + \vec{R}_{12}^n = 0,$$

в котором векторы сил, известных по величине и по направлению, подчеркнем двумя чертами, а  $\vec{R}_{12}^n$  и  $\vec{R}_{03}$ , известные только по направлению линии действия, подчеркнем одной чертой. План сил – это графическое решение векторного уравнения сил (замкнутый векторный многоугольник, построенный по правилу, аналогичному изложенному для планов скоростей и ускорений, п. 2.3.3).

**Примечания:** При составлении уравнения равновесия группы Ассура в форме сил рекомендуется придерживаться следующего правила:

1. Начинать уравнение и заканчивать уравнение – неизвестными реакциями.
2. Записать сначала силы, действующие на одно звено, а затем – на другое.

В последовательности записи векторов в приведённом уравнении, начиная с известного  $\vec{P}_c$ , строим их в масштабе  $\mu_p$ , выбранном с таким расчетом, чтобы наибольший вектор имел длину 60 – 80 мм (рис. 3.3, б). Отрезки, выражающие векторы сил на плане, получаются делением натуральных значений сил на масштаб плана.

После проведения направления вектора  $\vec{R}_{03}$  через начало вектора  $\vec{P}_c$  и направления вектора  $\vec{R}_{12}^n$  через конец  $R_{12}^r$  находим точку их пересечения, которая определяет и величины этих векторов, и их точные направления (из условия следования векторов один за другим при образовании замкнутой фигуры), а соединив начало  $\vec{R}_{12}^r$  с концом  $\vec{R}_{12}^n$ , определяем и вектор  $\vec{R}_{12}$  полной реакции в шарнире  $A$ . С учетом масштаба построения окончательно получаем

$$R_{12}^n(H) = \vec{R}_{12}^n(мм) \cdot \mu_p(H/мм), \quad R_{12}(H) = \vec{R}_{12}(мм) \cdot \mu_p(H/мм), \\ R_{03}(H) = \vec{R}_{03}(мм) \cdot \mu_p(H/мм).$$

4-й этап. Реакцию  $\vec{R}_{23}$  (или  $\vec{R}_{32}$ ) во внутреннем шарнире  $B$  группы Ассура определим, построив план сил для одного из звеньев отдельно от другого. Например, отбросив звено 2, заменяем его действие в точке  $B$  реакцией  $\vec{R}_{23}$  и под действием этой реакции и остальных сил, приложенных к ползуну 3, он находится в состоянии равновесия, что позволяет записать уравнение равновесия в векторной форме:

$$\vec{R}_{03} + \vec{P}_c + \vec{G}_3 + \vec{P}_{u3} + \vec{R}_{23} = 0,$$

в котором первые четыре слагаемых известны по величине и направлению (подчеркнуты дважды), а пятое слагаемое неизвестно. Построив векторный многоугольник сил, получим в нем замыкающий вектор, который соединяет конец четвертого вектора с началом первого вектора и представляет собой вектор реакции в шарнире  $B$  – т.е. силы, действующей со стороны второго звена на третье.

Если на третьем этапе при определении реакций  $R_{12}^n$  и  $R_{03}$  построить план сил, сгруппировав векторы сил, действующих на звено 3, а затем на звено 2, то на этом же плане можно найти интервал, который должен быть заполнен вектором  $\vec{R}_{23}$  (или  $\vec{R}_{32}$ ), что и сделано на рис. 3.3, б. Искомый вектор показан на плане сил штриховой линией. Если этот вектор направить к началу  $\vec{R}_{03}$ , то он будет вектором реакции  $\vec{R}_{23}$ , а если его направить в обратную сторону, то он будет вектором реакции  $\vec{R}_{32}$ , как если бы был получен путем построения плана сил по уравнению равновесия звена 2 отдельно от звена 3:

$$\vec{G}_2 + \vec{P}_{u2} + \vec{R}_{12} + \vec{R}_{32} = 0$$

с тремя целиком известными векторами (с двумя чёрточками) и одним неизвестным  $\vec{R}_{32}$  (не подчеркнутым).

Измерив этот вектор на плане сил, определяем реакцию как физическую величину  $R_{23}(H) = \vec{R}_{23}(мм) \cdot \mu_p(H/мм)$ .

По окончании расчетов и построений все силы и реакции, действующие на звенья группы, необходимо свести в таблицу, заполняемую отдельно для каждого положения разметки механизма. Примерный вид таблицы приведён ниже (для гр. 2-3).

Таблица 3.2

Силы	$R_{03}$	$P_c$	$G_3$	$P_{u3}$	$G_2$	$P_{u2}$	$R_{12}^r$	$R_{12}^n$	$R_{12}$	$R_{32}$
<i>мм</i>										
<i>H</i>										

Эта таблица помещается в пояснительной записке, а при наличии свободного места (когда исследуются не все положения разметки) и на листе, где выполняются графические построения.

Расчетные схемы, силовые и моментные уравнения равновесия для других видов групп Ассуря приведены в [1 – 7, 8, 9, 11, 13].

**Примечания:**

1. При расчете механизма, состоящего из двух последовательно соединенных групп Ассуря, следует сначала рассчитать *последнюю* присоединенную группу. Затем уже найденные реакции в тех внешних кинематических парах этой группы, которыми ее звенья присоединяются к звеньям *предыдущей* группы, считать внешними нагрузками на расчетной схеме *предыдущей* группы Ассуря. Направления этих нагрузок противоположны найденным. Например, при расчете механизма (рис.2.1) реакция  $\vec{R}_{14}$ , найденная при расчете группы 4–5, на расчетной схеме группы 2–1 будет указана как внешняя сила  $\vec{R}_{41} = -\vec{R}_{14}$ .
2. Если длина отрезка, изображающего силу, менее 2 мм, то сила не учитывается в расчете.

### 3.5. Силовой расчет начального механизма 0 – 1 (рис. 2.2, 2.6)

После завершения расчёта структурных групп выполняется расчёт входного (начального) звена механизма, в качестве которого могут служить в большинстве случаев кривошип или режее кулачок. Составляя расчетную схему для определения сил и реакций, действующих на входное звено, необходимо учитывать схему механизма, непосредственно примыкающего к этому звену и передающего на него или снимающего с него движение. В зависимости от этой схемы прикладывается к входному звену или *уравновешивающая сила*  $P_y$  (передача движения на кривошип или снятие с него движения осуществляется с помощью зубчатых колес), или *уравновешивающий момент*  $M_y$  (движение кривошипу передается или снимается с помощью муфты). Схема привода указана в комплексных заданиях (Приложение А). В заданиях (Приложение Б) считать, что привод осуществляется с помощью муфты.

Рассмотрим *первый вариант* (привод выполняется зубчатыми колесами, рис. 3.4, а). Освободим от связей кривошип 1, отбросив звено 2 в точке А и заменив его действие реакцией  $R_{21}$ , которая равна и противоположна реакции  $R_{12}$  (найденной в результате расчёта той структурной группы, в которую входит звено 2). Отбросив стойку в точке  $O_1$ , приложим неизвестную пока реакцию  $R_{01}$ . Что касается зубчатых колёс, показанных на расчетной схеме (рис. 3.4, а), то они представляют собой последнюю ступень зубчатого механизма, передающего движение на кривошип со стороны двигателя (здесь имеется в виду, что кри-

вошип принадлежит рабочей машине), причём колесо 3 жёстко связано с кривошипом и составляет с ним одно звено.

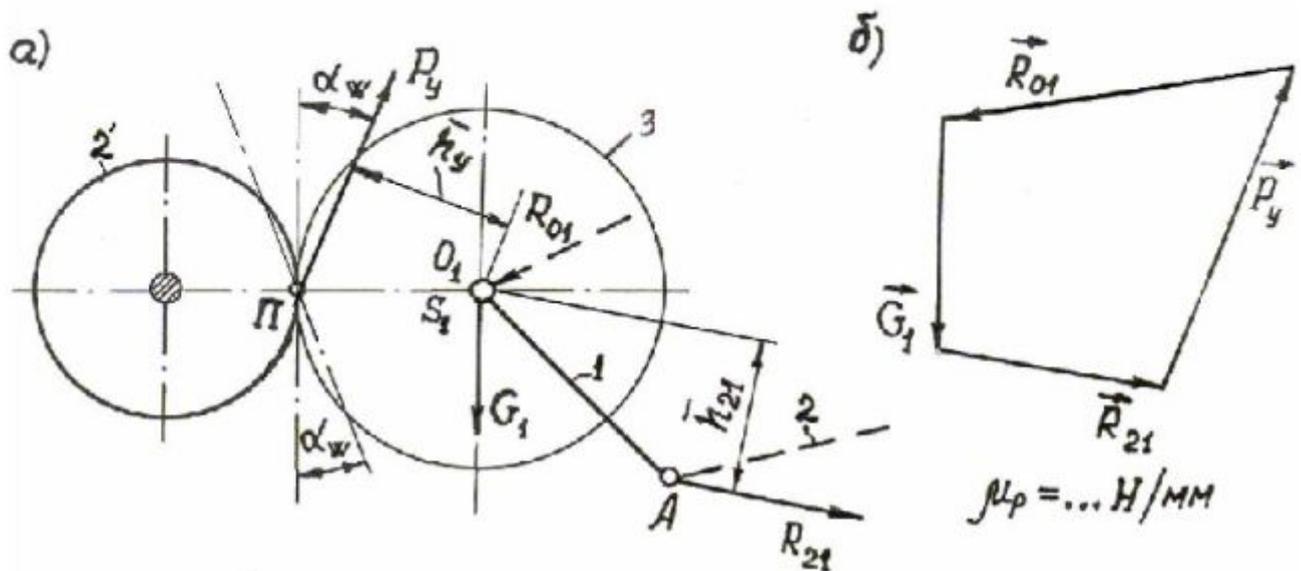


Рис. 3.4. К силовому расчету кривошипа:  
а – расчетная схема; б – план сил

В этой ситуации уравнивающая сила  $P_y$  является реакцией колеса 2' на колесо 3 и служит, по существу, движущей силой для кривошипа. Сила  $P_y$  направляется по линии зацепления колёс 2 и 3 под углом  $\alpha = 20^\circ$  к общей касательной к начальным окружностям (центроидам) колёс так, чтобы момент этой силы относительно точки  $O_1$  кривошипа направлялся в сторону, противоположную направлению момента силы  $R_{21}$  относительно точки  $O_1$ .

На кривошип также действует сила веса  $G_1$  в центре масс  $S_1$ , который, как правило, совпадает с точкой  $O_1$ . Таким образом, из всех сил, действующих на кривошип, неизвестными являются величина  $P_y$  и величина и направление реакции  $R_{01}$ .

Уравнивающую силу  $P_y$  целесообразно определить из уравнения равновесия кривошипа в форме моментов относительно точки  $O_1$ :

$$R_{21} \cdot h_{21} - P_y \cdot h_y = 0, \tag{3.1}$$

в котором  $h_{21} = \overline{h_{21}} \cdot \mu_l$ ,  $h_y = \overline{h_y} \cdot \mu_l = r_{e3}$ , где  $r_{e3}$  - радиус основной окружности колеса 3, определяемый по формуле

$$r_{e3} = \frac{m \cdot z_3 \cdot \cos \alpha}{2}.$$

Решая (3.1) относительно  $P_y$ , получаем  

$$P_y = R_{21} \cdot h_{21} / h_y.$$

Если результат получился отрицательным, то в дальнейшем расчете  $P_y$  следует направить вверх по линии зацепления, помеченной на рис. 3.4, а штрихпунктирной линией.

Для того чтобы найти неизвестную реакцию  $R_{01}$ , необходимо составить уравнение равновесия кривошипа в векторной форме:

$$\vec{G}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{P}_y + \vec{R}_{01} = 0,$$

решение которого заключается в построении многоугольника (плана) сил в предварительно выбранном масштабе  $\mu_p$  (рис. 3.4, б) и в определении замыкающего отрезка этого многоугольника, изображающего в масштабе вектор искомой реакции  $\vec{R}_{01}$ . По правилам сложения векторов этот вектор направлен к началу  $\vec{G}_1$ .

Все величины сил и отрезки, изображающие их на плане, должны быть занесены в таблицу, о которой шла речь выше при расчете структурной группы.

Рассмотрим *второй случай* расчета ведущего звена (движение кривошипу передается или снимается с помощью муфты), рис. 3.5,а. Муфта передает крутящий момент  $M_y$ , который заменим парой уравнивающих сил  $P_y'$  и  $P_y''$ . Величины уравнивающего момента  $M_y$  и составляющих пары сил найдем из уравнения моментного равновесия звена I относительно точки  $O_1$ :

$$R_{21} \cdot h_{21} - M_y = 0,$$

откуда  $M_y = R_{21} \cdot h_{21}$  и  $P_y' = P_y'' = M_y (H \cdot m) / [(O_1A) \text{ мм} \cdot \mu_l (m/\text{мм})] = \dots H$ .

Неизвестную реакцию  $R_{01}$  найдем из уравнения равновесия кривошипа в векторной форме:

$$\vec{G}_1 + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0,$$

решение которого заключается в построении треугольника (плана) сил в предварительно выбранном масштабе  $\mu_p$  (рис. 3.5,б) и в определении замыкающего отрезка этого треугольника, изображающего в масштабе вектор искомой реакции  $\vec{R}_{01}$ . По правилам сложения векторов этот вектор направлен к началу  $\vec{G}_1$ .

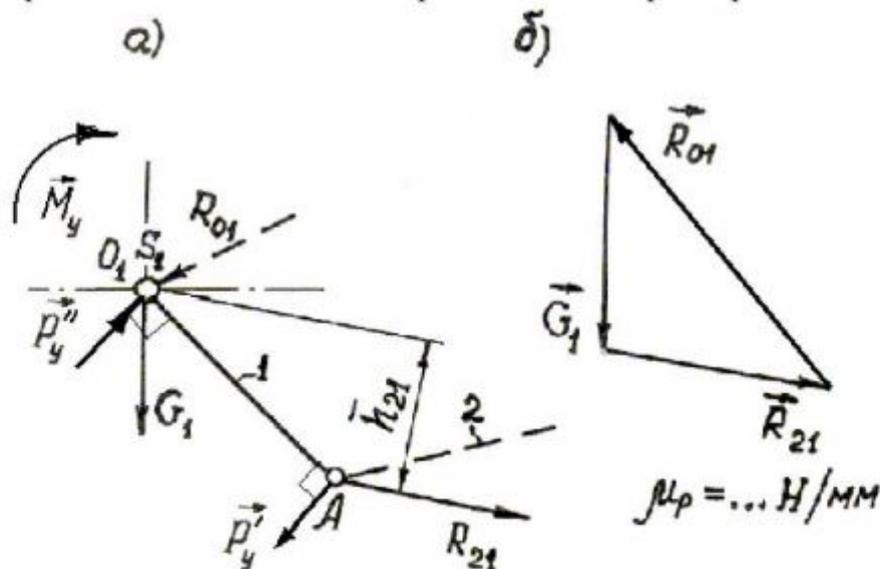


Рис. 3.5. К силовому расчету кривошипа (привод муфтой):  
а – расчетная схема; б – план сил

### 3.6. Определение уравнивающей силы методом «жесткого рычага» Н.Е. Жуковского.

Для проверки правильности построения планов сил и определения реакций в кинематических парах механизма необходимо определить уравнивающую силу (рис. 3.4,а) или пару сил (рис. 3.5,а) на входном звене с помощью теоремы о «жестком рычаге» Н.Е. Жуковского.

Рассмотрим решение задачи на примере кривошипно-ползунного механизма рабочей машины, изображенного на рис. 3.6,а в одном из рабочих положений. На схеме механизма приложены также силы, действующие в данном положении на звенья. Среди них:  $P_c$  – сила полезного сопротивления, действующая на ведомое звено 3 механизма;  $P_{и3}$ ,  $P_{и2}$ ,  $G_3$ ,  $G_2$ ,  $G_1$  – силы инерции звеньев 3 и 2, а также силы веса звеньев 3, 2, 1, приложенные в центрах масс звеньев. Сила инерции первого звена равна нулю, так как центр масс (точка  $S_1$ ) совпадает с центром вращения кривошипа – точкой  $O_1$ , ускорение которой равно нулю. К звену 1 приложен *уравнивающий момент*, обеспечивающий постоянство угловой скорости вращения кривошипа. В данном случае он является моментом, создаваемым «идеальным двигателем» и передаваемым с помощью муфты на кривошип. К звену 2 приложен момент инерции  $M_{и2}$ , направленный против углового ускорения звена 2. Момент инерции третьего звена равен нулю, так как оно совершает поступательное движение.

Из произвольной точки, принятой в качестве полюса  $P_v$ , в произвольном масштабе строится план скоростей, повернутый на  $90^\circ$  в любую сторону относительно его нормального положения (рис. 3.6, б). В концы векторов скоростей точек, в которых действуют приложенные к механизму силы, необходимо перенести эти силы, сохранив их точные направления.

Для привода зубчатыми колесами (рис. 3.4, а) на плане скоростей необходимо построить повернутый в ту же сторону вектор скорости  $\vec{V}_{\pi} = \overline{P_v\pi}$  точки  $\pi$  приложения уравнивающей силы и приложить в точке  $\pi$  вектор уравнивающей силы  $\vec{P}'_y$ , также сохранив его направление (рис. 3.4,а).

Что касается моментов внешних сил, то их целесообразно представить в виде пары сил, с плечом, равным длине звена, на которое действует момент, а затем приложить обе силы пары в соответствующие точки плана. Например, момент сил инерции  $M_{и2}$  на рис. 3.6 представлен парой сил по формуле

$$P'_u = P''_u = M_{и2} / l_2,$$

где  $l_2$  – длина звена 2, м. Уравнивающий момент представим парой сил (рис. 3.5, а)  $P'_y = P''_y = M_y (H \cdot m) / [(O_1A)_{мм} \cdot \mu_l (м/мм)]$  и приложим эти силы в соответствующие точки плана скоростей (рис. 3.6, б). Так как момент неизвестен, направление его выбираем произвольно.

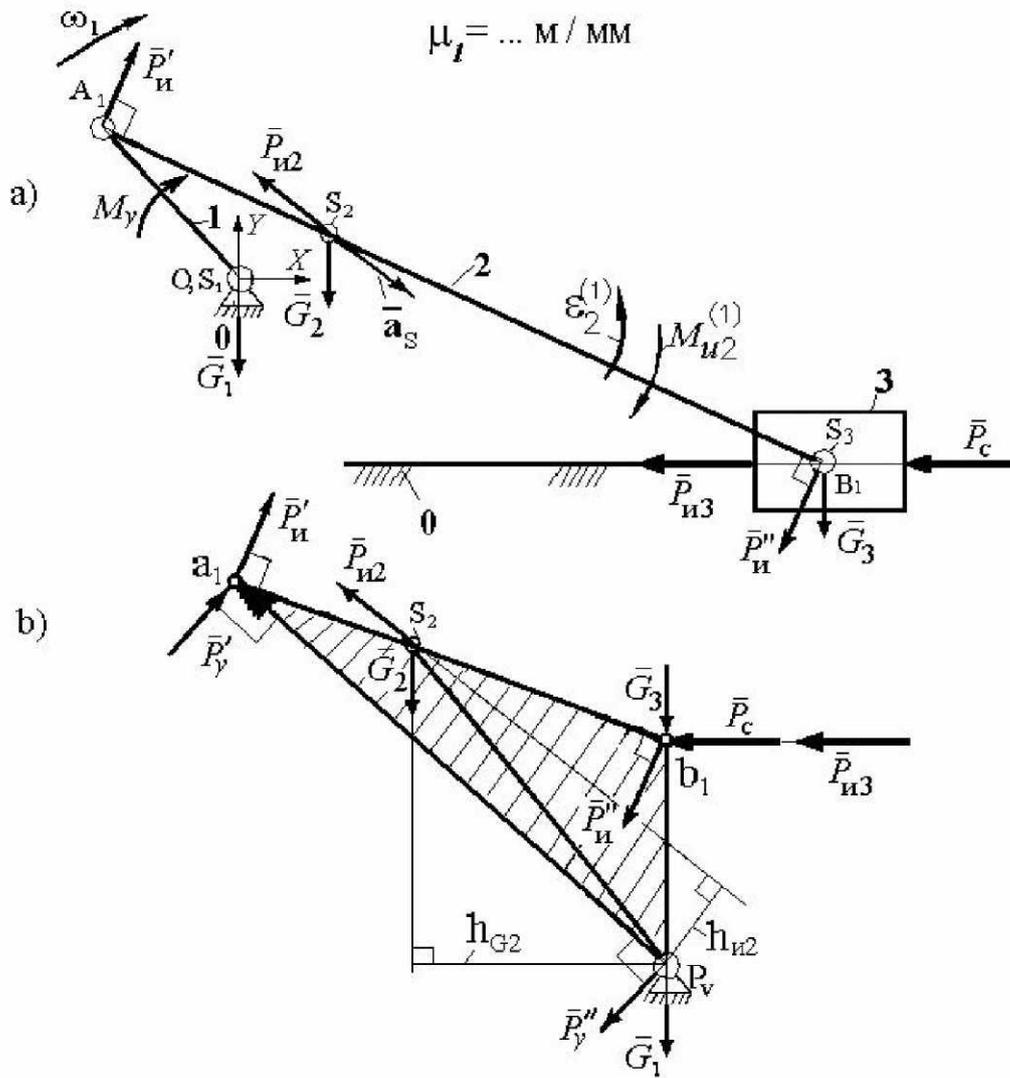


Рис. 3.6. К определению уравновешивающей силы методом «рычага» Н.Е. Жуковского (привод муфтой):  
 а – схема механизма; б – «рычаг»

Далее составляется уравнение равновесия плана скоростей как условного жесткого рычага в форме моментов сил относительно полюса плана скоростей:

$$-P'_y \cdot \overline{P_v a_1} - P'_u \cdot \overline{a_1 b_1} + G_2 \cdot \overline{h_{G2}} - P_{u2} \cdot \overline{h_{и2}} + (P_c + P_{u3}) \cdot \overline{P_v b_1} = 0.$$

Решая это уравнение относительно  $P'_y$ , получаем

$$P'_y = G_2 \cdot \frac{\overline{h_{G2}}}{\overline{P_v a_1}} - P_{u2} \cdot \frac{\overline{h_{и2}}}{\overline{P_v a_1}} - P'_u \cdot \frac{\overline{a_1 b_1}}{\overline{P_v a_1}} + (P_c + P_{u3}) \cdot \frac{\overline{P_v b_1}}{\overline{P_v a_1}}.$$

Так как в этом выражении множители при силах являются отношениями скоростей, которые не зависят от выбора масштаба плана скоростей, то масштаб этого плана (масштаб рычага) может быть выбран произвольным. При этом необходимо только выдержать правильные соотношения между отрезками на плане скоростей.

Если результат получился отрицательным, значит направление уравновешивающего момента фактически противоположно указанному на схеме. Для рис 3.4,а отрицательный результат означает, что фактически сила  $P_y$  действует по другой линии зацепления колес, создавая момент на входном звене противоположного направления.

Полученный результат расчета  $P'_y$  следует принять более точным, так как он получается кратчайшим путем, а результат расчета при определении реакций необходимо сравнить с ним, выполнив расчет по формуле

$$\delta = \frac{P_y^* - P_y}{P_y^*} \cdot 100 \leq 5 \%,$$

где  $P_y^*$  - величина уравновешивающей силы, вычисленная по методу Н.Е. Жуковского;  $P_y$  - величина уравновешивающей силы, найденная методом планов сил.

### 3.7. Расчёт механического коэффициента полезного действия

Для расчёта механического коэффициента полезного действия (КПД)  $\eta$  целесообразно воспользоваться известным соотношением

$$\eta + \psi = 1, \quad (3.2)$$

где  $\eta$  - коэффициент полезного действия;  $\psi$  - коэффициент потерь.

Коэффициент потерь определяется соотношением

$$\psi = \frac{N_{тр}}{N_{дв}} = \frac{N_{тр}}{N_{н.с.} + N_{тр}}, \quad (3.3)$$

в котором  $N_{тр}$  - мощность сил трения (мощность трения);  $N_{дв}$  - мощность двигателя;  $N_{н.с.}$  - мощность сил полезного сопротивления.

Мощность сил полезного сопротивления определяется формулой

$$N_{н.с.} = P_{н.с.} \cdot V_{II}, \quad (3.4)$$

где  $P_{н.с.}$  - сила полезного сопротивления, Н;  $V_{II}$  - скорость выходного ползуна в м/с, на который действует сила полезного сопротивления.

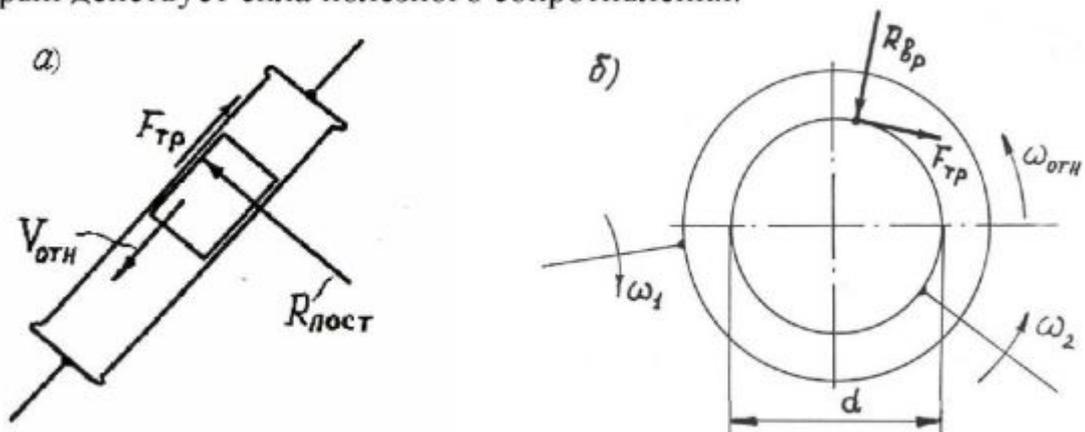


Рис. 3.7. К расчету мощности трения в кинематических парах:  
а – поступательная пара; б – вращательная пара

Мощность трения представляет собой суммарную мощность потерь на трение во всех кинематических парах механизма, т.е.

$$N_{тр} = \sum N_{пост} + \sum N_{вр}. \quad (3.5)$$

Мощность трения в поступательной кинематической паре (рис. 3.7, а) вычисляется по формуле

$$N_{пост} = F_{тр} \cdot V_{отн}, \quad (3.6)$$

в которой  $V_{отн} = |\vec{V}_2 - \vec{V}_1|$  - относительная скорость поступательного движения звеньев, образующих поступательную кинематическую пару, а сила трения  $F_{тр}$  находится с учетом коэффициента трения  $f$ , приведенного в исходных данных к заданию

$$F_{тр} = f \cdot R_{пост},$$

где  $R_{пост}$  - реакция в кинематической паре. После подстановки в (3.6) имеем

$$N_{пост} = f \cdot R_{пост} \cdot V_{отн}. \quad (3.7)$$

Мощность трения во вращательной кинематической паре (рис. 3.7, б) определяется по формуле

$$N_{вр} = F_{тр} \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega_{отн}, \quad (3.8)$$

где  $d$  - диаметр цапфы,  $m$ ;  $\omega_{отн}$  - относительная угловая скорость в шарнире, равная модулю алгебраической разности абсолютных угловых скоростей звеньев 1 и 2, образующих вращательную пару

$$\omega_{отн} = |\vec{\omega}_2 - \vec{\omega}_1|.$$

Для рис. 3.7,б  $\omega_2$  имеет знак плюс (направлена против хода часовой стрелки), а  $\omega_1$  - знак минус и  $\omega_{отн} = |\omega_2 + \omega_1|$ . Так как  $F_{тр} = f \cdot R_{вр}$ , то

$$N_{вр} = f \cdot R_{вр} \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega_{отн}. \quad (3.9)$$

Подставляя (3.7) и (3.9) в (3.5), получаем следующую расчетную формулу для определения мощности трения в  $i$ -м положении механизма

$$N_{тр_i} = \sum f \cdot R_{пост_i} \cdot V_{отн_i} + \sum f \cdot R_{вр_i} \cdot \frac{d}{2} \cdot \omega_{отн_{иi}} N_{вр}, \quad (3.10)$$

( $i = 0, 1, 2, \dots, 12$  (24)).

Индекс  $i$  в (3.10) означает, что вычисляется мгновенная мощность трения в каждом из 12 (или 24 - для четырехтактных двигателей внутреннего сгорания) положений механизма. Мощность сил полезного сопротивления должна вычисляться в тех же положениях, т.е. вместо (3.4) следует иметь в виду

$$N_{н.с.i} = P_{н.с.i} \cdot V_{иi}, \quad (i = 0, 1, 2, \dots, 12$$
 (24)). (3.11)

Суммируя результаты расчетов по (3.10) и (3.11) в каждом положении механизма, получаем знаменатель в (3.3), поделив на него  $N_{тр_i}$ , находим коэффициент потерь  $\psi_i$  в данном положении, а затем по (3.2) определяем  $\eta_i$ .

**Замечание.** При исследовании механизма двигателя внутреннего сгорания по формуле (3.11) вычисляется мгновенная мощность движущих сил, т.е. знаменатель формулы (3.3). Поэтому для определения коэффициента потерь после расчета мгновенной мощности трения необходимо воспользоваться формулой

$$\psi_i = \frac{N_{mp_i}}{N_{\partial e_i}},$$

после чего перейти к расчету КПД  $\eta_i$ .

Среднее значение КПД  $\eta_{\text{ср}}$  определяется как среднее арифметическое всех 12 (или 24) мгновенных значений КПД.

### 3.8. Рекомендации по компоновке 2-го листа

Согласно методическим указаниям (п. 3.1) в левой части листа разместить **исходные данные для силового расчета**: таблицу значений масс и осевых моментов инерции звеньев; разметку механизма для двух положений кривошипа, для которых строились планы ускорений; на разметке построить силовую диаграмму, разместив ее ось абсцисс параллельно линии движения ползуна; построить график сил, действующих на ведомое звено; перенести с первого листа планы скоростей и ускорений для двух указанных выше положений кривошипа.

В средней части листа, начиная сверху, разместить последовательно для **1-го положения** разметки: расчетную схему распределения нагрузок на звенья **последней присоединенной группы** Ассура (например, рис. 3.3), таблицу рассчитанных заранее сил и неизвестных реакций связей (например, табл. 3.2), план сил для группы Ассура; расчетную схему **первой присоединенной группы** (если в механизме две группы Ассура), таблицу и план сил для этой группы; расчетную схему **начального механизма**, таблицу и план сил для него.

В правой части листа, начиная сверху, разместить последовательно для **2-го положения** разметки построения аналогично построениям для первого положения.

В нижней части листа выполнить проверочный расчет методом «рычага» Н.Е. Жуковского для двух положений.

В **курсовой работе** расчет выполняется только для одного положения разметки и его графическая часть размещается на первом листе совместно с кинематикой.

## 4. ЛИСТ 3. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МАШИНЫ

Задачей данного заключительного (по расчету основного рычажного механизма) раздела курсового проекта является определение момента инерции маховика, обеспечивающего заданную величину коэффициента неравномерности движения, и расчет фактической угловой скорости вращения входного звена механизма в установившемся режиме [7, 11].

### 4.1. Методические указания

1. Построить диаграмму силы полезного сопротивления (для двигателей внутреннего сгорания - движущей силы) в зависимости от положения выходного звена.

2. Во всех положениях механизма вычислить значения приведенного момента сил сопротивления (движущих сил) на основе равенства мгновенных мощностей этих сил на ведомом звене и их момента на ведущем (входном) звене и построить график этого момента в функции угла поворота входного звена.

3. Методом графического интегрирования построить график работы сил сопротивления (движущих сил) и в этой же системе координат построить график работы движущих сил (сил сопротивления), имея в виду, что в конце цикла работа движущих сил равна работе сил сопротивления, а момент, совершающий эту работу, в первом приближении имеет постоянную величину в течение всего цикла. Определить также величину этого момента и представить его в виде графика в координатных осях (п. 2).

4. Определить избыточную работу как алгебраическую сумму работ движущих сил и сил сопротивления и представить её в виде графика.

5. Во всех положениях механизма вычислить значения приведённого момента инерции на основе равенства его кинетической энергии и суммы кинетических энергий всех звеньев механизма. Результаты вычислений представить в виде графика зависимости этого момента от угла поворота входного звена.

6. Исключением угла поворота входного звена из графиков избыточной работы и приведённого момента инерции построить график энергомасс, устанавливающий связь между кинетической энергией механизма и его приведённым моментом инерции.

7. По заданным величинам средней угловой скорости и коэффициента неравномерности движения определить максимальное и минимальное значения угловой скорости входного звена, затем найти тангенсы углов наклона касательных к графику энергомасс и провести эти касательные под найденными через тангенсы углами относительно оси приведённого момента инерции.

8. Определить момент инерции маховика по отрезку оси изменения кинетической энергии, заключённому между точками пересечения этой оси с касательными, затем уточнить его величину с учётом места установки согласно схеме, приведённой в задании.

9. Вычислить в каждом положении механизма изменение угловой скорости входного звена относительно её среднего значения и представить полученные

величины в виде графика, ось абсцисс которого целесообразно провести через среднее значение угловой скорости.

#### **4.2. Построение диаграммы силы полезного сопротивления (движущей силы)**

Построение диаграммы силы полезного сопротивления (или движущей силы для двигателей внутреннего сгорания) выполняется так, как это описано в рубрике 3.3 предыдущей главы. Перенести построенный ранее график на третий лист проекта.

#### **4.3. Расчёт приведённого момента силы полезного сопротивления (движущей силы)**

Как известно из теоретического курса, приведённый момент силы полезного сопротивления определяется из условия равенства мгновенной мощности этого момента на валу входного звена (звена приведения) в данном положении и мгновенной мощности силы сопротивления, приложенной к ведомому звену механизма, в том же положении (то же относится и к приведённому моменту движущих сил при исследовании двигателя внутреннего сгорания). Поэтому расчёт момента выполняется по формуле

$$M_{c_i} = P_{c_i} \cdot |S'_{П_i}|, \quad (4.1)$$

или (для двигателей внутреннего сгорания)  $M_{\partial_i} = P_{\partial_i} \cdot |S'_{П_i}|$ , где  $|S'_{П_i}|$  - модуль аналога скорости выходного звена, м (ползуна, поэтому использован индекс «П»), численно равный отношению его скорости  $V_{П_i}$  в  $i$ -том положении к угловой скорости входного звена  $\omega_1$ ;  $P_{c_i}$  ( $P_{\partial_i}$ ) - сила полезного сопротивления (движущая сила) в  $i$ -том положении, Н.

Знак момента в каждом положении совпадает со знаком силы («+» - направления силы и скорости движения ползуна совпадают, «-» - противоположны).

График момента строится в системе координат, осью абсцисс которой является угол поворота входного звена  $\alpha$ . В качестве примера на рис. 4.1,а представлен график приведённого момента сил сопротивления одного из типов технологической машины, в которой сила полезного сопротивления действует только в пределах рабочего хода  $\alpha_{р.х.}$ , например рис. 3.2,в.

#### **4.4. Построение графиков работ**

График работы сил сопротивления (движущих сил) располагается под графиком соответствующего приведённого момента (рис. 4.1, б) с осью абсцисс, по которой откладываются величины угла поворота входного звена в том же масштабе, что и на предыдущем графике. Этот график строится методом графического интегрирования.

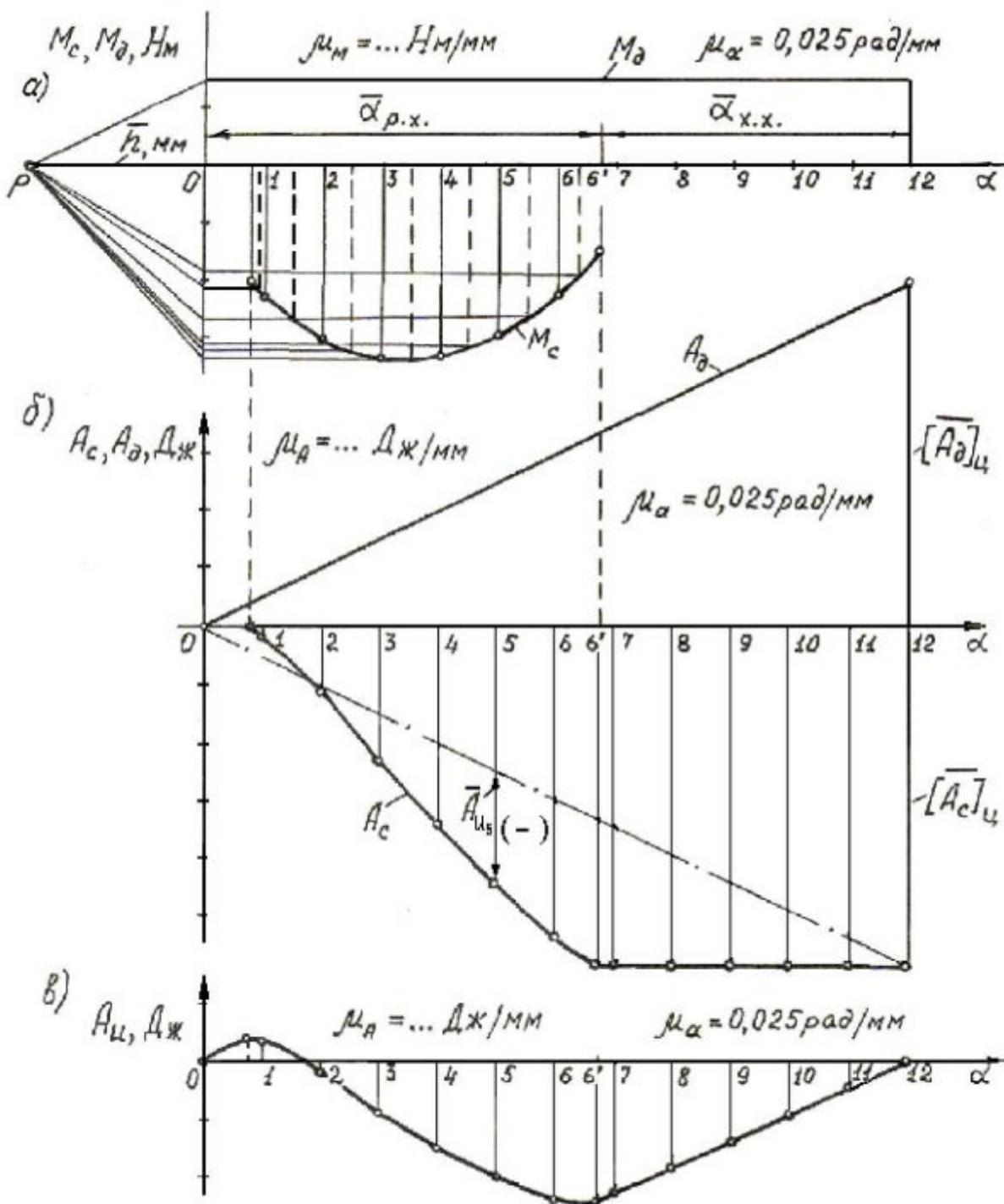


Рис. 4.1. Определение приведенных моментов сил и избыточной работы:  
 а - графики приведенных моментов сил; б - графики работ;  
 в - график избыточной работы

Последовательность построений этим методом обратна последовательности действий при графическом дифференцировании (п. 2.3.4) и заключается в сле-

дующем (рис. 4.1, а): рассмотрим отдельные участки изменения угла поворота  $\alpha$  для графика приведённого момента и из середин этих участков проведем ординаты графика (они указаны пунктиром); сносим полученные точки графика на ось ординат и соединяем полученные на оси точки с полюсом  $P$ , выбранным на расстоянии  $h$ , мм; искомый график работ формируется на **соответствующих** участках оси абсцисс отрезками прямых (хордами), проведенными параллельно **соответствующим** лучам, выходящим из полюса (*хорды строят последовательно, слева направо, начало каждой последующей хорды в конце предыдущей*).

Масштаб работы вычисляется по формуле

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\alpha \cdot \bar{h}. \quad (4.2)$$

в которой:  $\mu_M$  - масштаб приведённого момента, Нм/мм;  $\mu_\alpha$  - масштаб угла поворота входного звена, рад/мм;  $\bar{h}$  - отрезок на продолжении оси абсцисс влево от оси ординат графика момента, мм.

Исходя из равенства работ движущих сил и сил сопротивления за цикл работы машинного агрегата определяется ордината работы движущих сил (сил сопротивления) в конечной точке цикла (12-е или 24-е положение), принимая её равной ординате, найденной графическим интегрированием работы в той же точке цикла, но с противоположным знаком.

Затем, принимая в первом приближении постоянным момент движущих сил (сил сопротивления), т.е. независимым от угловой скорости входного звена, строим график работы этого момента в виде прямой линии, соединяющей начало координат графика с концом ранее найденной ординаты работы в конце цикла (рис. 4.1,б). Величина момента движущих сил (сил сопротивления) может быть определена по формуле

$$M_\partial (H \cdot m) = \frac{[A_\partial]_H (mm) \cdot \mu_A (H \cdot m \cdot рад/мм)}{2\pi (рад)} \left( M_c = \frac{[A_c]_H \cdot \mu_A}{2\pi} \right). \quad (4.3)$$

В четырёхтактном двигателе внутреннего сгорания цикл составляет  $4\pi$ , поэтому при определении момента сопротивления  $M_c$  в знаменатель (4.3) необходимо подставить не  $2\pi$ , а  $4\pi$ . Найденную величину момента нужно нанести на график в системе координат  $M, \alpha$  (рис. 4.1,а). Линия графика этого момента может быть построена и графическим дифференцированием, для чего параллельно линии графика работы (наклонная прямая на рис. 4.1,б) необходимо провести прямую из полюса  $P$  графика моментов (рис. 4.1,а) до пересечения с осью ординат. Отрезок оси между точкой пересечения и нулевой точкой графика в масштабе  $\mu_M$  представляет собой величину искомого момента.

#### 4.5. Определение избыточной работы

Как известно, избыточная работа в каждом положении цикла численно равна алгебраической сумме работ движущих сил и сил сопротивления, т.е.

$$A_{и_i} = A_{д_i} + A_{с_i}, \quad i = 0, 1, 2, \dots, 12(24), \quad (4.4)$$

где  $A_{д_i}$  - работа движущих сил при перемещении ведущего звена механизма от нулевого до  $i$ -того положения;  $A_{с_i}$  - работа сил сопротивления при том же перемещении.

Так как указанные работы уже определены и представлены в виде графиков на рис. 4.1,б, то технически определение избыточной работы можно осуществить «переброской» графика в виде наклонной прямой линии в область графика, меняющегося по кривой (на рис. 4.1,б «переброшенная» прямая показана штрихами). После такой операции отрезки ординат, заключенные между штриховой прямой и кривой в масштабе  $\mu_A$ , выражают избыточную работу в каждом положении цикла. Теперь нужно эти ординаты свести в отдельный график  $A_{и}(\alpha)$ , представленный на рис. 4.1,в.

**Замечание.** Знак избыточной работы будет положительным, если её ордината на рис. 4.1,б располагается выше наклонной прямой, в противном случае избыточная работа имеет отрицательный знак.

#### 4.6. Определение приведённого момента инерции механизма

Приведённый момент инерции механизма определяется из условия равенства кинетической энергии его одномассной модели сумме кинетических энергий всех его звеньев.

Кинетическая энергия  $K$ -того звена, совершающего поступательное движение, как известно, определяется в  $i$ -том положении формулой

$$T_{K_i} = \frac{1}{2} \cdot m_K \cdot V_{K_i}^2, \quad i=0,1,2,\dots, 12(24), \quad (4.5)$$

где  $m_K$  - масса  $K$ -того звена, совершающего поступательное движение, кг;  $V_{K_i}$  - скорость  $K$ -того звена в  $i$ -том положении,  $\text{мс}^{-1}$ .

Кинетическая энергия  $L$ -того звена, совершающего вращательное движение, равна в  $i$ -том положении

$$T_{L_i} = \frac{1}{2} \cdot I_L \cdot \omega_{L_i}^2, \quad i = 0, 1, 2, \dots, 12(24), \quad (4.6)$$

где  $I_L$  - момент инерции звена относительно его оси вращения,  $\text{кгм}^2$ ;  
 $\omega_{L_i}$  - угловая скорость звена в  $i$ -том положении,  $\text{рад}\cdot\text{с}^{-1}$ .

Кинетическая энергия  $M$ -того звена, совершающего сложное движение (шатун), в  $i$ -том положении равна

$$T_{M_i} = \frac{1}{2} \cdot m_M \cdot V_{SM_i}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{MS_M} \cdot \omega_{M_i}^2, \quad (4.7)$$

$$i = 0, 1, 2, \dots, 12(24),$$

где  $m_M$  - масса  $M$ -того звена, кг;  $V_{SM_i}$  - скорость центра масс звена в  $i$ -том положении, м·с<sup>-1</sup>;  $I_{MS_M}$  - момент инерции звена относительно его центра масс, кгм<sup>2</sup>;  $\omega_{M_i}$  - угловая скорость звена в  $i$ -том положении, рад·с<sup>-1</sup>.

Кинетическая энергия звена приведения в  $i$ -том положении равна

$$T_i = \frac{1}{2} \cdot I(\alpha_i) \cdot \omega^2, \quad i = 0, 1, 2, \dots, 12 \quad (4.8)$$

где  $I(\alpha_i)$  - приведённый момент инерции в  $i$ -том положении, кгм<sup>2</sup>;  $\omega = \omega_1$  - средняя угловая скорость звена приведения (входного звена), рад·с<sup>-1</sup>.

Согласно определению приведённого момента инерции имеет место равенство

$$T_i = \sum T_{K_i} + \sum T_{L_i} + \sum T_{M_i}. \quad (4.9)$$

Подставив в равенство (4.9) выражения (4.5), (4.6), (4.7) и (4.8) и решив его относительно  $I(\alpha_i)$ , получаем

$$I(\alpha_i) = \sum m_K \cdot \left( \frac{V_{K_i}}{\omega} \right)^2 + \sum I_L \cdot \left( \frac{\omega_L}{\omega} \right)^2 + \sum m_M \cdot \left( \frac{V_{SM_i}}{\omega} \right)^2 + \sum I_{MS_M} \cdot \left( \frac{\omega_{M_i}}{\omega} \right)^2. \quad (4.10)$$

Равенство (4.10), по существу, даёт методику получения расчётной формулы для вычисления приведённого момента инерции  $I(\alpha_i)$  плоского механизма в любом положении входного звена. Поэтому для выполнения этих вычислений **необходимо прежде составить расчётную формулу** для заданного в курсовом проекте механизма. Результаты расчёта представляются в виде графика с абсциссой  $\alpha$ , который целесообразно разместить в таком месте на листе и в таком положении, чтобы было удобно выполнить дальнейшие построения (рис. 4.2).

**Замечание.** В четырёхтактных двигателях внутреннего сгорания динамический цикл ( $4\pi$ ) равен двойному кинематическому циклу ( $2\pi$ ), поэтому расчёты  $I(\alpha_i)$  достаточно выполнить только для двенадцати положений входного звена в первом кинематическом цикле, во втором кинематическом цикле (с 13 по 24 положение) значения  $I(\alpha_i)$  повторяются.

Покажем составление расчётной формулы на конкретном примере для механизма плоскопечатной машины (см. рис. 2.7). В механизме пять подвижных звеньев. Ползун (стол) 5 совершает поступательное движение, энергия его определяется формулой (4.5). Звенья 1 (кривошип) и 3 (коромысло) совершают вращательное движение, энергия этих звеньев определяется формулой (4.6). Звенья 2 и 4 (шатуны) совершают сложное движение, их энергия определяется формулой (4.7). Таким образом, формула (4.10) для механизма (рис. 2.7) имеет вид

$$I(\alpha_i) = m_5 \cdot \left( \frac{V_{E_i}^2}{\omega_1^2} \right) + I_{S_1} \cdot \left( \frac{\omega_1^2}{\omega_1^2} \right) + I_C \cdot \left( \frac{\omega_3^2}{\omega_1^2} \right) + m_2 \cdot \left( \frac{V_{S_2}^2}{\omega_1^2} \right) + I_{S_2} \cdot \left( \frac{\omega_2^2}{\omega_1^2} \right) + m_4 \cdot \left( \frac{V_{S_4}^2}{\omega_1^2} \right) + I_{S_4} \cdot \left( \frac{\omega_4^2}{\omega_1^2} \right),$$

где  $I_{S_i} = I_{\alpha_i}$  - в заданиях (приложение А) является приведенным к звену 1 моментом инерции всех вращающихся масс привода, начиная от ротора электродвигателя и заканчивая самым кривошипным валом, поэтому учитывать энергию звеньев привода в заданиях не требуется;  $I_C$  - момент инерции коромысла 3 относительно оси вращения вычисляется по формуле  $I_C = I_{S_3} + m_3 \cdot (CS_3)^2$ ,  $I_{S_3}$  - момент инерции звена 3 относительно его центра масс (указан в заданиях).

#### 4.7. Построение графика энергомасс

График энергомасс строится исключением параметра  $\alpha$  из графиков  $A_n(\alpha)$  и  $I(\alpha)$  (рис. 4.2). Так как имеет место равенство  $\Delta I' = A_n$ , т.е. изменение кинетической энергии численно равно избыточной работе, то ось ординат графика энергомасс целесообразно обозначить  $\Delta I'$ . Если исходные графики располагать так, как показано на рис. 4.2, т.е. график  $I(\alpha)$  повернуть на  $90^\circ$ , чтобы его ось абсцисс направилась вниз, а ось ординат - вправо, то исключение параметра  $\alpha$  технически выполняется без затруднений и понятно из рисунка.

Проведя вертикали через концы 0, 1, 2, ..., 12 (24) повернутых ординат графика  $I(\alpha)$  и горизонталы через концы 0, 1, 2, ..., 12 (24) ординат графика  $A_n(\alpha)$ , находим точки пересечения одноименных вертикалей и горизонталей и обозначаем их соответствующими номерами 0, 1, 2, ..., 12 (24). Соединяя последовательно полученные точки, строим линию графика энергомасс (рис. 4.2, в).

#### 4.8. Расчёт углов наклона касательных к графику энергомасс

Прежде чем определить углы наклона касательных, необходимо предварительно вычислить максимальное  $\omega_{\max}$  и минимальное  $\omega_{\min}$  значения угловой скорости входного звена. Для этого следует воспользоваться формулами

$$\omega_{\max} = \omega_{cp} \cdot \left( 1 + \frac{\delta}{2} \right), \quad \omega_{\min} = \omega_{cp} \cdot \left( 1 - \frac{\delta}{2} \right), \quad (4.11)$$

в которых  $\omega_{cp} = \omega_1$  - средняя угловая скорость входного звена;  $\delta$  - коэффициент неравномерности движения, имеющийся в исходных данных.

Далее определяются углы наклона касательных к диаграмме энергомасс с помощью формул

$$\psi_{\max} = \arctg \left( \frac{1}{2} \cdot \omega_{\max}^2 \frac{\mu_I}{\mu_T} \right), \quad \psi_{\min} = \arctg \left( \frac{1}{2} \cdot \omega_{\min}^2 \frac{\mu_I}{\mu_T} \right), \quad (4.12)$$

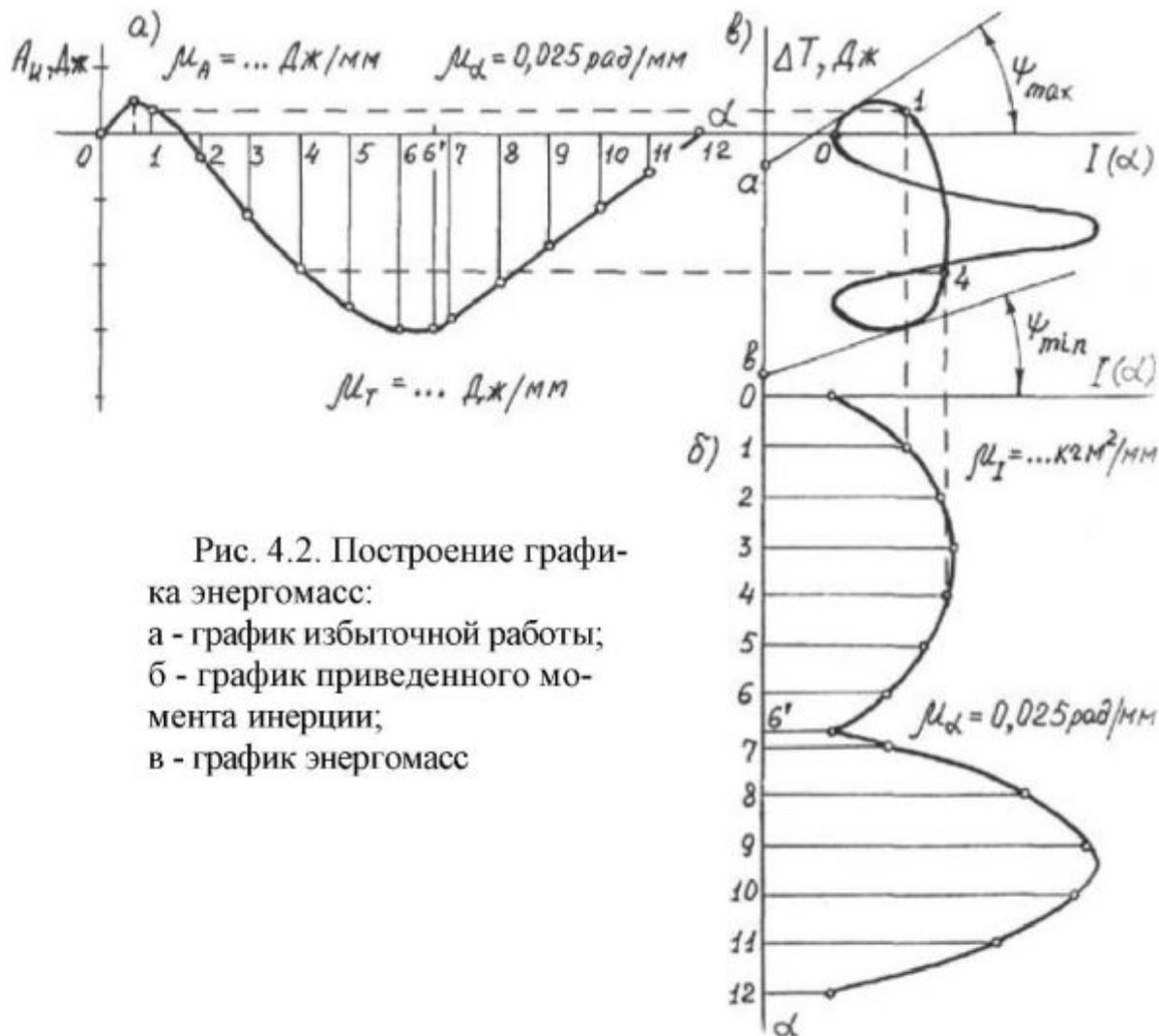


Рис. 4.2. Построение графика энергомасс:  
 а - график избыточной работы;  
 б - график приведенного момента инерции;  
 в - график энергомасс

где  $\mu_I$  - масштаб по оси абсцисс графика энергомасс;  $\mu_T$  - масштаб по оси ординат этого графика.

После вычисления углов проводится касательная под углом  $\psi_{max}$  относительно оси абсцисс к верхней части кривой графика энергомасс в направлении справа вниз налево и под углом  $\psi_{min}$  относительно оси абсцисс к нижней части кривой в том же направлении.

#### 4.9. Определение момента инерции маховика

Проведённые к линии графика энергомасс касательные до пересечения с осью  $\Delta T$  отсекают на ней отрезок  $\overline{ab}$ , по которому определяется момент инерции маховика, установленного на валу входного звена

$$I_M = \frac{\overline{ab} \cdot \mu_T}{\delta \cdot \omega_{cp}^2}. \quad (4.13)$$

Если маховик установлен не на входном валу механизма, а на другом (что может быть указано на схеме механизма в задании), то это обстоятельство не-

обходимо учесть и пересчитать момент инерции маховика с учётом места его установки в соответствии со схемой. Условие, которое должно быть учтено при таком пересчёте, заключается в равенстве кинетических энергий маховика, установленного на входном валу механизма и на любом другом валу, т.е.

$$\frac{1}{2} \cdot I_M \cdot \omega_{cp}^2 = \frac{1}{2} \cdot I_M^* \cdot \omega_M^2,$$

где  $I_M^*$  - момент инерции маховика, установленного в указанном месте схемы,  $\text{кгм}^2$ ;  $\omega_M$  - угловая скорость вала, на котором установлен маховик,  $\text{рад}\cdot\text{с}^{-1}$ .

Из этого равенства следует, что

$$I_M^* = I_M \cdot \left( \frac{\omega_{cp}}{\omega_M} \right)^2. \quad (4.14)$$

В равенстве (4.14) отношение угловых скоростей может быть выражено через отношение соответствующих чисел зубьев колёс, если связь между валами осуществляется через зубчатые колёса.

#### 4.10. Вычисление фактической угловой скорости входного звена

Фактическая угловая скорость входного звена вычисляется по формуле

$$\omega_i = \sqrt{\frac{0,5 \cdot I(\alpha^*) \cdot \omega_{\max}^2 - (\overline{\Delta T^*} - \overline{\Delta T_i}) \cdot \mu_T}{0,5 \cdot I(\alpha_i)}}, \quad (4.15)$$

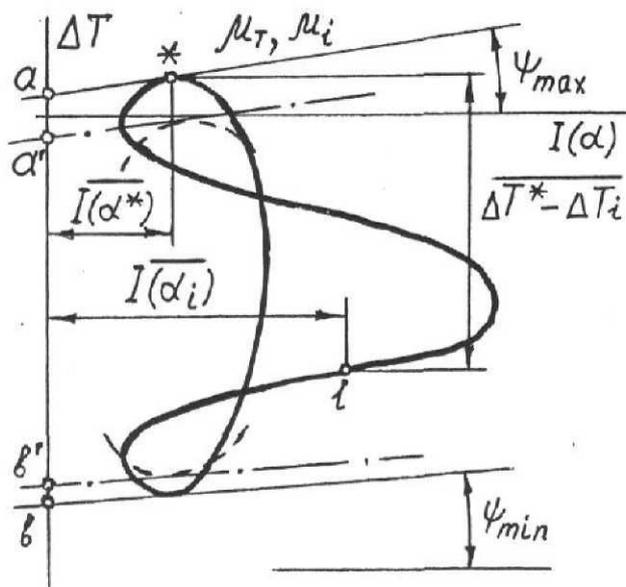


Рис. 4.3. К определению фактической угловой скорости входного звена

в которой  $I(\alpha^*)$  - приведенный момент инерции механизма в положении максимума угловой скорости с учетом маховика ( $I_M$ );  $\Delta T^*$  - изменение кинетической энергии в той же точке, Дж;  $\Delta T_i$  - изменение кинетической энергии в текущем положении механизма, Дж;  $I(\alpha_i)$  - приведенный момент инерции механизма в его текущем положении с учетом маховика ( $I_M$ ),  $\text{кгм}^2$ .

Для выполнения расчёта необходимо в каждом из двенадцати (или 24) положений механизма определить по диаграмме энергомасс разность ординат  $\overline{\Delta T^*} - \overline{\Delta T_i}$ , предварительно отметив точку касания касательной, соответствующей  $\omega_{\max}$ , с кривой

графика энергомасс (рис. 4.3) (эта точка на рис. 4.3 отмечена звёздочкой).

По абсциссе точки касания  $I(\alpha^*)$  определяется первое слагаемое числителя подкоренного выражения (4.15), и с учётом разности ординат  $\overline{\Delta T^*} - \overline{\Delta T}_i$  выполняются дальнейшие расчёты.

Результаты расчёта угловой скорости представляются в виде графика (рис. 4.4), на котором по оси абсцисс откладываются положения механизма 0, 1, 2, ..., 12 (24), а по оси ординат – значения разности  $\Delta\omega_i = \omega_i - \omega_{cp}$ .

Изложенная выше методика позволяет определить момент инерции маховика для двигателя внутреннего сгорания и (с некоторым приближением) для технологической машины. Если в качестве предмета исследования студенту задаётся двигатель внутреннего сгорания, то задача параграфа 4.10 является последней, которую необходимо выполнить при динамическом расчёте.

При исследовании технологических машин необходимо иметь в виду, что приведение в действие этих машин осуществляется с помощью асинхронного электродвигателя трёхфазного тока, имеющего на рабочем участке приближённо линейную характеристику (зависимость движущего момента от частоты вращения ротора). Учет этого обстоятельства требует выполнения второго приближения (по найденной угловой скорости (рис. 4.4) найти новые значения приведенного движущего момента). Такой расчет изложен в [11] и выполняется по особому указанию преподавателя.

**Замечание.** На листе формата А1 разместить слева график (рис. 3.2) и графики (рис. 4.1), в центре вверху и справа – графики (рис. 4.2), в центре внизу – рис. 4.4.

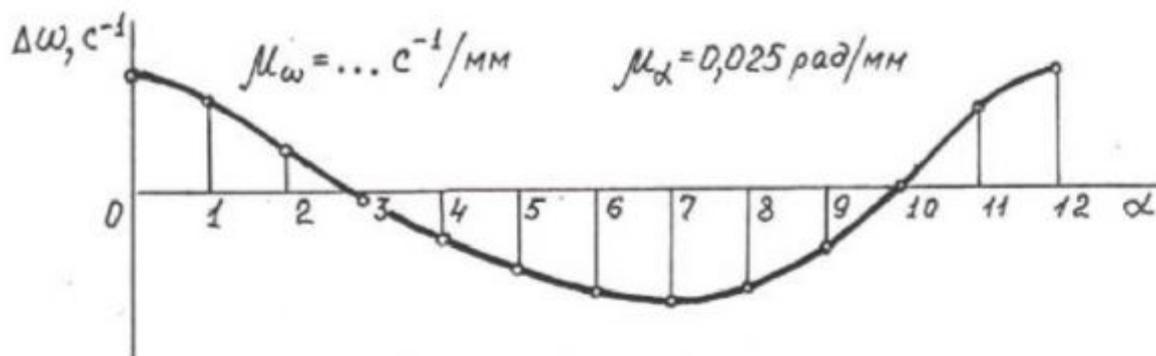


Рис. 4.4. Пример графика фактической угловой скорости входного звена

## 5. ЛИСТ 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА И ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Задача данной главы заключается, во-первых, в подборе чисел зубьев колес, имеющих в задании рядовых и планетарных зубчатых механизмов по их передаточным отношениям, во-вторых, в построении картины зацепления пары эвольвентных колес с указанием на ней основных элементов зацепления.

### 5.1. Методические указания

1. Подобрать числа зубьев колес зубчатых механизмов по их передаточным отношениям.

2. Построить картину линейных скоростей и план угловых скоростей зубчатых механизмов и по плану угловых скоростей определить передаточные отношения механизмов как отношения соответствующих отрезков плана угловых скоростей. Относительные ошибки результатов по сравнению с исходными величинами передаточных отношений не должны превышать 5 %.

3. Вычислить геометрические размеры пары зубчатых колес, одно из которых (или оба) имеет заданное число зубьев в таблице исходных данных, а другое сопрягается с ним согласно схеме механизма. Размеры колес вычисляются с учетом коэффициентов смещения реечного производящего исходного контура. Коэффициенты смещения выбираются в зависимости от чисел зубьев колес и передаточного отношения из табл. 1.1 - 1.3, составленных с учетом равенства максимальных удельных скольжений. Геометрические размеры зубчатых колес необходимо вычислить с точностью до тысячных долей миллиметра.

4. Вычертить картину зацепления зубчатых колес, на которой изобразить по три или более зуба каждого колеса, два из которых должны находиться в зацеплении в полюсе. Эвольвенты зубьев строятся приближенным способом. Неэвольвентная часть (переходная кривая) ножки зуба  $i$ -го (малого) колеса строится точным способом как огибающая ряда последовательных положений скругленной части головки зуба реечного производящего исходного контура при перекачивании его делительной прямой или станочно-начальной прямой, отстоящей от делительной на расстоянии  $x_1 \cdot m$ , по делительной окружности колеса. Переходная кривая ножки зуба большого колеса строится дугой радиуса  $0,2 m$ , сопрягающей окружность впадин или с эвольвентой зуба, или с радиальной прямой, проведенной из точки начала эвольвенты в направлении центра колеса (в зависимости от числа зубьев).

5. На картине зацепления отметить полюс зацепления, рабочие участки профилей зубьев, зоны одно- и двухпарного зацепления и обозначить радиусы всех окружностей обоих колес.

6. Вычислить коэффициент перекрытия аналитическим методом и по картине зацепления, найти относительную ошибку, которая не должна превышать 5 %.

7. Определить значения удельного скольжения и коэффициенты удельного давления для десяти точек, равномерно расположенных по всей длине теоретической линии зацепления, построить графики изменения этих значений. На графиках выделить штриховкой области, ограниченные пределами активной

линии зацепления. Графики необходимо увязать с картиной зацепления, т.е, их оси абсцисс должны быть параллельны линии зацепления, и график удельного скольжения расположить под зоной зацепления, а график коэффициента удельного давления - над зоной зацепления зубьев колес.

## 5.2. Подбор чисел зубьев колес зубчатого механизма

Основной исходной величиной, с помощью которой решается задача подбора числа зубьев, является передаточное отношение механизма. Оно определяется в соответствии с исходными данными в зависимости от места расположения зубчатого механизма в машине или может быть задано в таблице исходных данных, если механизм не встроен в схему машины. В случае, если зубчатый механизм состоит из колес с неподвижными осями (рис. 5.1), это число необходимо разложить на множители, количество которых равно количеству ступеней механизма, и получить соотношение вида

$$i_{1,3} = i_{1,2} \cdot i_{2',3}. \quad (5.1)$$

В этом соотношении сомножители правой части представляют собой передаточные отношения отдельных ступеней, которые могут быть выражены через числа зубьев колес

$$i_{1,2} = -\frac{z_2}{z_1}; \quad i_{2',3} = -\frac{z_3}{z_{2'}}. \quad (5.2)$$

Выбирая числа зубьев меньших колес каждой пары из пределов 12 - 20 и используя приведенные выше отношения, определяют числа зубьев остальных колес.

Если зубчатый механизм является планетарным (рис. 5.2), то необходимо использовать имеющее место для планетарных механизмов кинематическое соотношение

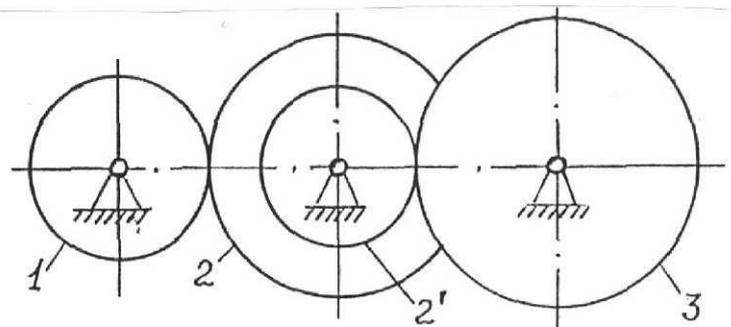


Рис. 5.1. Схема зубчатого механизма с неподвижными осями колес

$$i_{1,H} = 1 - i_{1,3}^{(H)}, \quad (5.3)$$

где  $i_{1,H}$  - передаточное отношение от первого центрального колеса к водилу;  $i_{1,3}^{(H)}$  - передаточное отношение от первого центрального колеса к третьему центральному колесу при условно неподвижном водиле  $H$ .

Из формулы (5.3) видно, что  $i_{1,3}^{(H)}$  может быть выражено как

$$i_{1,3}^{(H)} = 1 - i_{1,H} \quad (5.4)$$

и определено через указанное в задании передаточное отношение  $i_{1,H}$  планетарного механизма.

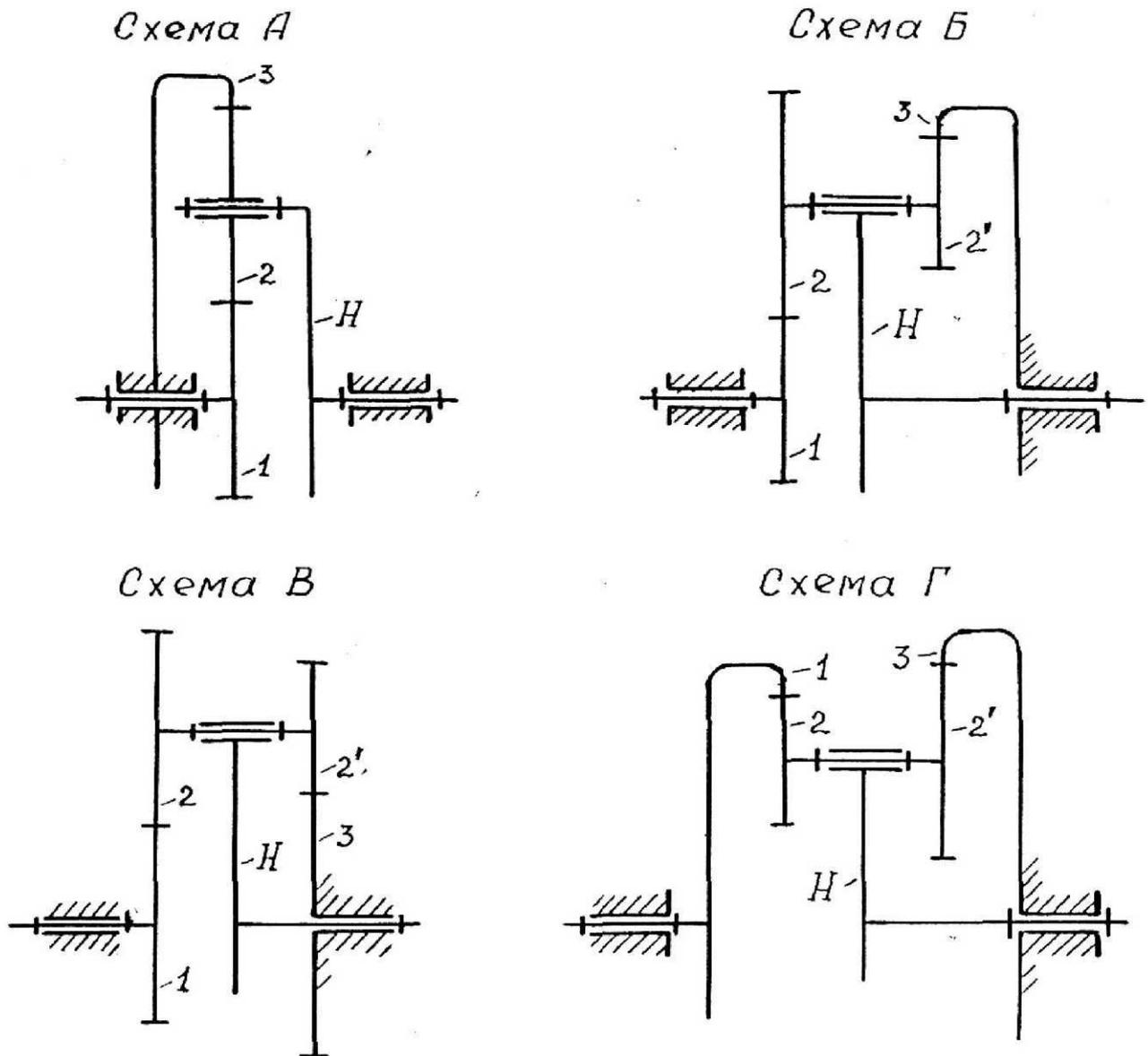


Рис. 5.2. Типовые схемы планетарных механизмов

**Замечание.** Передаточное отношение  $i_{1,H}$  в заданиях (Приложение А) указывается либо прямо, либо косвенно; при косвенном указании  $i_{1,H}$  выполняются простейшие вычисления: а) дано  $i_{H,1}$ , следовательно  $i_{1,H} = 1/i_{H,1}$ ; б) даны  $n_1$  (об/мин),  $n_o$  (об/мин) и схема зубчатого механизма привода, состоящего из планетарного редуктора и одной ступени рядовой зубчатой передачи ( $z_5$  и  $z_6$  известны), в этом случае  $i_{мех} = n_o/n_1 = 1/i_{1,H} \cdot i_{5,6}$ , откуда  $i_{1,H} = n_o \cdot z_5 / (n_1 \cdot z_6)$ .

Затем полученное из формулы (5.4) число может быть разложено на множители так же, как это было описано выше. Для схем механизма (рис. 5.2) будем иметь следующие соотношения:

Схема А:

$$i_{1,3}^{(H)} = i_{1,2}^H \cdot i_{2,3}^H = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

Схема Б:

$$i_{1,3}^{(H)} = i_{1,2}^H \cdot i_{2',3}^H = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \frac{z_3}{z_{2'}}.$$

Схема В:

$$i_{1,3}^{(H)} = i_{1,2}^H \cdot i_{2',3}^H = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left( -\frac{z_3}{z_{2'}} \right).$$

Схема Г:

$$i_{1,3}^{(H)} = i_{1,2}^H \cdot i_{2',3}^H = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_{2'}}. \quad (5.5)$$

Дальнейшее решение совпадает с тем, которое описано выше для механизма с неподвижными осями колес.

Подобранные числа зубьев планетарного механизма должны удовлетворять условиям соосности и соседства, которые приводят к следующим соотношениям:

а) условие соосности

Схема А:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2$$

Схема Б:

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_{2'}$$

Схема В:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_{2'}$$

Схема Г:

$$z_1 - z_2 = z_3 - z_{2'} \quad (5.6)$$

б) условие соседства

Схемы А, Б, В:

$$\sin \frac{180^\circ}{K} > \frac{z_c + 2}{z_1 + z_2}. \quad (5.7)$$

Схема Г:

$$\sin \frac{180^\circ}{K} > \frac{z_c + 2}{z_1 - z_2}. \quad (5.8)$$

В формулах (5.7) и (5.8)  $K$  - число сателлитов;  $z_c$  - число зубьев сателлита, причем для схемы А  $z_c = z_2$ , для схем Б, В и Г  $z_c$  - большее из  $z_2$  и  $z_{2'}$ .

При невыполнении условий соосности или соседства числа зубьев колес следует подобрать заново.

**Указания:** для каждой схемы формулы (5.5) и (5.6) представляют собой систему двух уравнений, решая которые можно найти числа зубьев двух колес с учетом предварительно выбранных чисел зубьев двух других колес (одно из колес с внутренними зубьями (если таковое имеется) – в пределах 60 – 100,

другое – с внешними зубцами в пределах 12 - 20, а затем проверить выполнение условия (5.7) или (5.8) в соответствии со схемой механизма.

Правильность подбора чисел зубьев колес механизма проверяется по формулам (5.1) или (5.3), когда числа зубьев всех колес уже известны. **Источником погрешностей являются округления чисел зубьев до целых величин**, поэтому такая проверка необходима. Расхождение  $i_{1,3}$  и  $i_{1,H}$  от исходных значений не должно превышать 5 % .

### 5.3. Графический метод кинематического анализа зубчатого механизма

Для проверки правильности подбора чисел зубьев механизма используется также графический метод кинематического анализа. Реализация метода начинается с построения в выбранном масштабе кинематической схемы механизма (рис. 5.3,а), для чего необходимо предварительно вычислить радиусы делительных окружностей колес по формуле

$$r_i = 0,5 \cdot m \cdot z_i, \quad (5.9)$$

где  $m$  - модуль зубчатых колес, мм;  $z_i$  - число зубьев  $i$ -го колеса.

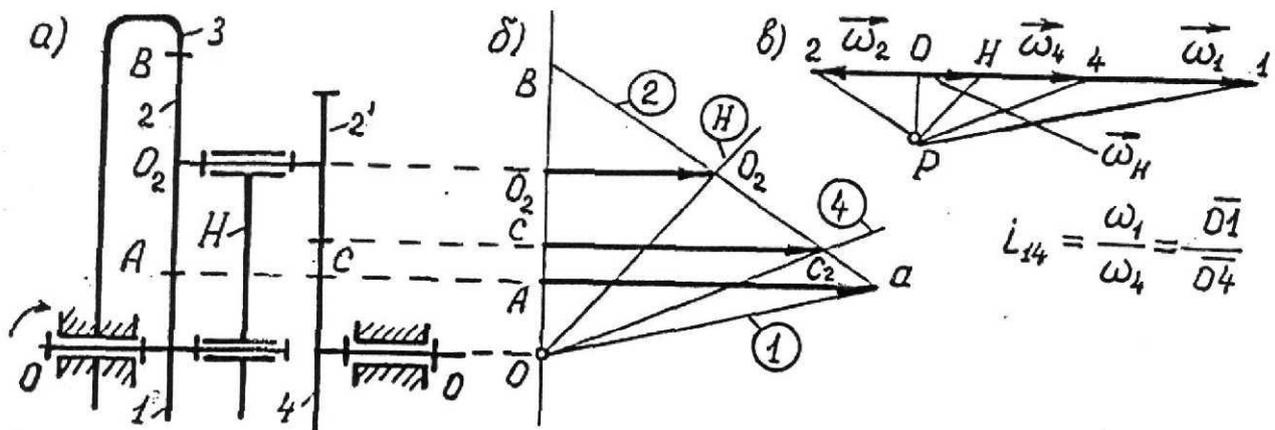


Рис. 5.3. К графическому исследованию кинематики планетарного механизма: а - кинематическая схема; б - картина скоростей; в - план угловых скоростей

Размеры механизма в осевом направлении выбирают произвольно.

Отмечаем точки касания делительных окружностей буквами  $A$  (колеса 1 и 2),  $B$  (колеса 2 и 3),  $C$  (колеса 2 и 4). Буквой  $O$  отметим общую ось механизма и буквой  $O_2$  - ось сателлита, являющуюся одновременно осью шарнира сателлита и водила  $H$ .

Справа от кинематической схемы проведем вертикальную прямую (ось размеров), на которую перенесем все отмеченные на механизме точки (рис. 5.3, б). Построение картины скоростей начинаем с окружной скорости колеса 1, изобразив ее на рис. 5.3, б отрезком  $Aa$  произвольной длины.

Луч скоростей колеса 1 изображается линией  $aO$ , соединяющей точку  $a$  с точкой  $O$  общей оси механизма, вокруг которой вращается колесо 1, водило  $H$  и колесо 4. Так как точка  $B$  является общей для колес 2 и 3, а колесо 3 неподвижно, то скорость этой точки равна нулю, поэтому, соединив точку  $a$  с точкой  $B$  на оси размеров, получим луч скоростей сателлита (2-2'). Так как точка  $O_2$  принадлежит сателлиту, то конец вектора скорости этой точки лежит на луче скоростей сателлита, поэтому, проведя горизонталь через  $O_2$ , получим отрезок  $\overline{O_2o_2}$ , выражающий вектор скорости этой точки. А так как эта точка принадлежит также и водилу, то полученный отрезок выражает и скорость точки  $O_2$  водила.

Соединив точку  $o_2$  с точкой  $O$  на оси размеров, получим луч скоростей водила  $H$ . Наконец, имея в виду, что точка  $C$  сателлита имеет скорость, выражаемую отрезком  $\overline{Cc_2}$ , лежащим на горизонтали, проведенной через точку  $C$  кинематической схемы, и является общей для сателлита 2 и колеса 4, соединяем конец  $c_2$  отрезка  $\overline{Cc_2}$  с точкой  $O$  вращения колеса 4 относительно стойки и получаем луч скоростей колеса 4.

Для построения плана угловых скоростей механизма рядом с картиной скоростей проведем горизонтальную прямую (рис. 5.3,в), на произвольном расстоянии от нее вниз выберем точку  $P$ , приняв ее за полюс, и из точки  $P$  проведем до пересечения с горизонталью прямые, параллельные лучам распределения скоростей (рис. 5.3, б). Точки на горизонтали 1, 2,  $H$  и 4 представляют собой концы векторов угловых скоростей звеньев механизма, а их начало находится в точке  $O$  пересечения горизонтали с вертикалью, проведенной через полюс  $P$ . Передаточное отношение механизма получится как отношение отрезков горизонтали, выражающих соответствующие угловые скорости:

$$i_{1,4} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\overline{O1}}{\overline{O4}}. \quad (5.10)$$

Одновременно с величиной передаточного отношения решается вопрос о направлении вращения всех звеньев. На рис. 5.3,в видно, что колеса 1, 4 и водило  $H$  вращаются в одну сторону, сателлит вращается в противоположную сторону.

**Примечание:** результат графического решения необходимо сравнить с исходной величиной передаточного отношения. Расхождение не должно превышать 5 %.

#### 5.4. Определение геометрических размеров зацепления пары зубчатых колес

Исходными данными для расчета геометрических размеров зубчатых колес являются следующие величины:

$z_i$  - число зубьев меньшего колеса пары;

$z_k$  - число зубьев большего колеса пары;

$x_i$  - коэффициент смещения реечного производящего исходного контура меньшего колеса;

$x_k$  - то же большего колеса;

(параметры реечного производящего исходного контура:  $m$  - модуль;  $\alpha$  - угол профиля ( $\alpha = 20^\circ$ );  $h_a^*$  - коэффициент высоты головки,  $h_a^* = 1$ ;  $c^*$  - коэффициент радиального зазора,  $c^* = 0,25$ ).

Вместо индексов  $i$  и  $k$  используются номера колес, указанные в задании, причем  $i$  относится к малому колесу,  $k$  - к большому колесу передачи.

Числа зубьев колес и геометрические параметры исходного контура имеются в задании на проектирование. Коэффициенты смещения  $x_i$  и  $x_k$  необходимо выбрать из табл. 5.1, 5.2 или 5.3 в соответствии с передаточным отношением и условием равенства максимальных значений коэффициентов относительного скольжения профилей зубьев. Причем, **если сумма чисел зубьев колес больше или равна тридцати четырем**, то передача получается равносмещенной с соотношением коэффициентов смещения  $x_k = -x_i$ , которые выбираются из табл. 5.1. **Если сумма чисел зубьев меньше тридцати четырех или требуется обеспечить заданное межосевое расстояние**, то используется табл. 5.2 или 5.3 в зависимости от передаточного отношения. Выбранная величина коэффициента  $x_i$  должна удовлетворять условию

$$x_i \geq (17 - z_i)/17 = x_{i\min} . \quad (5.11)$$

В противном случае малое колесо получится подрезанным.

*Формулы геометрического расчета внешнего зацепления  
прямозубых цилиндрических колес:*

делительное межосевое расстояние

$$a_w = m \cdot (z_i + z_k) / 2 ; \quad (5.12)$$

угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{Z_2 + Z_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (5.13)$$

( $\alpha_w$  определяется по табл. 5.4 через значение эвольвентной функции);

межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m \cdot (z_2 + z_1)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} ; \quad (5.14)$$

делительные диаметры

$$d_i = z_i \cdot m , \quad d_k = z_k \cdot m ; \quad (5.15)$$

основные диаметры

$$d_{bi} = d_i \cdot \cos \alpha , \quad d_{bk} = d_k \cdot \cos \alpha ; \quad (5.16)$$

начальные диаметры

$$d_{wi} = d_{bi} / \cos \alpha_w, \quad d_{wk} = d_{bk} / \cos \alpha_w; \quad (5.17)$$

диаметры впадин

$$d_{fi} = d_i - 2(h_a^* + c^* - x_i) \cdot m, \quad d_{fk} = d_k - 2(h_a^* + c^* - x_k) \cdot m; \quad (5.18)$$

диаметры вершин зубьев

$$d_{ai} = 2a_w - d_{fi} - 2 \cdot c^* \cdot m, \quad d_{ak} = 2a_w - d_{fk} - 2 \cdot c^* \cdot m; \quad (5.19)$$

высота зубьев

$$h_i = 0,5 \cdot (d_{ai} - d_{fi}), \quad h_k = 0,5 \cdot (d_{ak} - d_{fk}); \quad (5.20)$$

шаг колес по делительным окружностям

$$p = \pi \cdot m; \quad (5.21)$$

основной шаг

$$p_b = p \cdot \cos \alpha; \quad (5.22)$$

толщина зубьев колес по их делительным окружностям ( $S_i, S_k$ ), основным окружностям ( $S_{bi}, S_{bk}$ ), начальным окружностям ( $S_{wi}, S_{wk}$ ), окружностям вершин ( $S_{ai}, S_{ak}$ )

$$\begin{aligned} S_i &= m \cdot (0,5\pi + 2x_i \cdot \operatorname{tg} \alpha), & S_k &= m \cdot (0,5\pi + 2x_k \cdot \operatorname{tg} \alpha), \\ S_{bi} &= 2r_{bi} \cdot [(S_i/2r_i) + \operatorname{inv} \alpha], & S_{bk} &= 2r_{bk} \cdot [(S_k/2r_k) + \operatorname{inv} \alpha], \\ S_{wi} &= 2r_{wi} [(S_i/2r_i) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w], & S_{wk} &= 2r_{wk} [(S_k/2r_k) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w], \\ S_{ai} &= 2r_{ai} [(S_i/2r_i) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{ai}], & S_{ak} &= 2r_{ak} [(S_i/2r_i) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{ak}], \end{aligned} \quad (5.23)$$

где  $\alpha_{ai}, \alpha_{ak}$  - углы профилей на окружности вершин (град.) находятся из  $\alpha_{ai} = \arccos(r_{bi}/r_{ai})$  и  $\alpha_{ak} = \arccos(r_{bk}/r_{ak})$ , а эвольвентные углы  $\operatorname{inv} \alpha, \operatorname{inv} \alpha_w, \operatorname{inv} \alpha_{wk}, \operatorname{inv} \alpha_{ai}, \operatorname{inv} \alpha_{ak}$  определяются по табл. 5.4;

**половина** угловой толщины зубьев колес

$$\psi_i = S_i/d_i, \quad \psi_k = S_k/d_k; \quad (5.24)$$

угловые шаги колес

$$\tau_i = 2\pi/Z_i, \quad \tau_k = 2\pi/Z_k. \quad (5.25)$$

Приведенные формулы (5.1) - (5.25) являются универсальными и служат для расчета геометрических размеров зубчатых колес как равносмещенного ( $x_i + x_k = 0$ ), так и неравносмещенного ( $x_i + x_k \neq 0$ ) зацеплений.

#### *Порядок расчета геометрии зацепления при заданном межосевом расстоянии*

1. Вычисляется  $\alpha_w$  по формуле

$$\cos \alpha_w = 0,5(z_i + z_k) \cdot m \cdot \cos \alpha / a_w. \quad (5.26)$$

2. Определяется значение  $\operatorname{inv} \alpha_w$  по табл. 5.4.

3. Вычисляется коэффициент суммарного смещения  $x_\Sigma = x_i + x_k$  по формуле

$$x_i + x_k = (\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha) \cdot (Z_i + Z_k) / (2 \cdot \operatorname{tg} \alpha), \quad (5.27)$$

которая получается из (5.13) путем решения относительно суммы  $x_i + x_k$ .

4. Полученная величина  $x_\Sigma$  распределяется между колесами. При этом меньшему колесу следует отнести коэффициент смещения  $x_i$ , исходя

из условия  $x_i \geq x_{i \min} = (17 - Z_i)/17$ , тогда большее колесо получит коэффициент смещения  $x_k = x_{\Sigma} - x_i$ .

Для выполнения условия равенства максимальных значений удельного скольжения можно распределить  $x_{\Sigma}$  с привлечением блокирующих контуров, имеющихся в [1], или воспользоваться табл. 5.2 или 5.3.

В первом случае в дальнейших расчетах следует использовать непосредственно табличные коэффициенты. Во втором случае необходимо иметь в виду, что выбранные из таблицы коэффициенты могут в сумме не обеспечить величину, полученную расчетом по формуле (5.27). Но так как необходимость выдержать заданное межосевое расстояние передачи является здесь определяющей, то табличные коэффициенты используются только для того, чтобы пропорционально им поделить между колесами вычисленный ранее коэффициент суммы смещений  $x_{\Sigma}$  (т.е. вычисляется  $x_i = x_{\Sigma} \cdot x_{i \text{таб}} / (x_{i \text{таб}} + x_{k \text{таб}})$ ) и проверяется по условию п.4).

5. Геометрические размеры колес вычисляются с учетом полученных коэффициентов смещения по приведенным выше формулам.

### 5.5. Вычерчивание картины зацепления

Картина зацепления занимает не менее 2/3 площади листа формата А1. Ее построение начинается с полюса зацепления П (пи), положение которого выбирается приблизительно в центре отведенной для чертежа площади. Через точку П проводится межосевая линия, соединяющая центры колес  $O_i$  и  $O_k$ .

Эту линию удобно проводить наклонной, слева вверх направо. Затем перпендикулярно к ней, также через точку П проводится линия  $t - t$ , являющаяся общей касательной к начальным окружностям колес. От точки П вверх и вниз по межосевой линии в выбранном масштабе откладываются радиусы начальных окружностей и определяется положение центров колес  $O_i$  и  $O_k$  (центры колес могут находиться вне пределов листа). Из этих центров проводятся делительные, основные окружности и окружности впадин и вершин. Через полюс П проводится также линия зацепления как общая касательная к основным окружностям колес. Она касается основных окружностей в точках, являющихся границами теоретической линии зацепления. Отрезок этой линии, заключенный между точками пересечения ее с окружностями вершин колес, является активной (рабочей) частью линии зацепления  $P_i P_k$ .

#### *Построение эвольвентной части профиля зуба*

На следующем этапе производится построение эвольвентной части профиля зуба (рис. 5.4). Начальное положение производящей прямой, точка которой описывает эвольвенту зуба, совпадает с положением линии зацепления  $N_i N_k$ . Вправо и влево от точки  $N$ , под которой следует понимать и точку  $N_i$  и точку  $N_k$ , на производящей прямой отложим несколько равных отрезков, от точки  $N$  отложим такой же длины хорды. Обозначим концы отрезков и хорд цифрами, как показано на рисунке. При перекачивании производящей прямой без скольжения по основной окружности точка П опишет эвольвенту.

Этот процесс может быть представлен в таком виде. При перекачивании прямой влево ее точка 1 коснется точки 1 на основной окружности. Тогда точка П опустится в положение  $\Pi_1$ , и расстояние от нее до точки касания 1 на основной окружности будет равно отрезку 1П производящей прямой. Чтобы не проводить касательные в точках 1, 2, 3 и так далее к основной окружности, так как это может быть затруднительно из-за отсутствия на чертеже центра колеса, можно с центрами в точках 1, 2, 3 и так далее, 1', 2', 3' и так далее основной окружности провести ряд дуг радиусами 1П, 2П, 3П и так далее, 1'П, 2'П, 3'П и так далее соответственно, взятыми на производящей прямой, а затем провести огибающую этих дуг, которая и будет искомой эвольвентой.

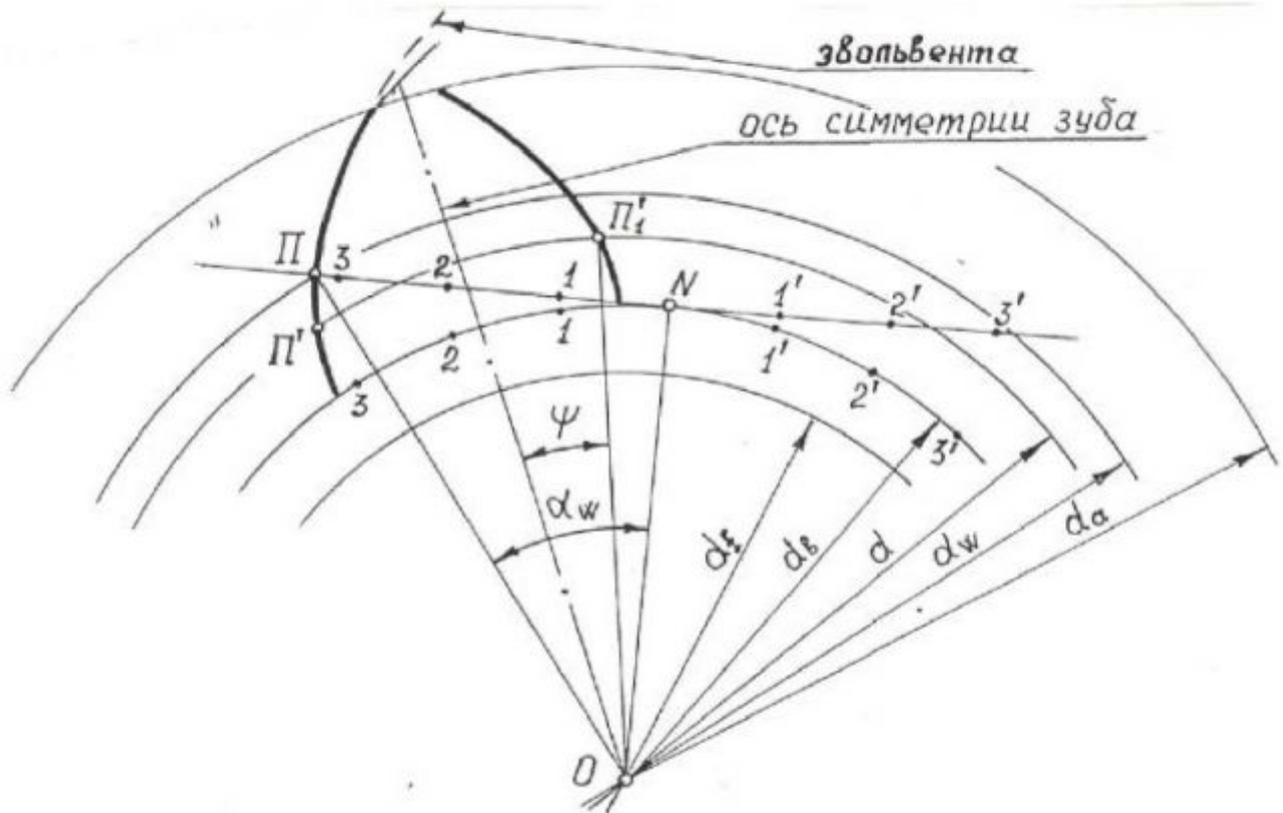


Рис. 5.4. Построение эвольвентной части профиля зуба

Эвольвента строится в пределах между основной окружностью и окружностью вершин. Для построения второй стороны профиля зуба следует провести его ось симметрии и относительно ее вычертить вторую эвольвенту, симметричную первой, как показано на рис. 5.4. При этом в большинстве случаев удастся воспользоваться одним участком лекала. Чтобы найти положение оси симметрии, следует от точки П' (точка П' лежит на делительной окружности) в сторону точки N рассматриваемого колеса отложить толщину  $S_{i,k}$  зуба по делительной окружности, равную длине дуги  $\cup \Pi_1 \Pi'_1$ .

Разделив эту дугу на две равные части аналогично тому, как делится отрезок на две равные части, находим ось симметрии зуба. Правильность построения зуба проверить, замерив ширину зуба по всем окружностям, кроме окружности впадин, и сравнив результат с формулами (5.23).

Рядом с первым зубом следует построить еще один полный зуб через угловой шаг от первого и по одной половине зубьев, расположенных справа и слева от первых двух. Таким образом, на чертеже окажутся построенными по три зуба каждого колеса.

**Примечание.** Точное построение углового шага с помощью обычного транспортира затруднительно, поэтому целесообразно влево и вправо от первого зуба отложить ширину впадины по делительной окружности, равную  $e_{i,k} - p_{S_{i,k}}$  в масштабе чертежа. Это даст на делительной окружности точки, через которые будут проходить соответствующие профили соседних зубьев.

#### *Построение переходной кривой зуба малого колеса*

Форма переходной кривой зуба меньшего колеса должна быть построена точным способом. Для этого можно взять одну из крайних эвольвент колеса (если, конечно, позволяет там место) и "пристроить" к ней переходную кривую.

В точке  $K$  пересечения эвольвенты с делительной окружностью (рис. 5.5) проводим к последней касательную  $t't'$ , которая является центроидой рейки при нарезании колеса. Она отстоит от средней прямой на величину  $x_1 \cdot m$ . (При нарезании нулевого колеса по делительной окружности перекачивается без скольжения средняя прямая рейки, совпадающая с прямой  $t't'$ , так как  $x_1 = 0$ ).

Под углом  $\alpha = 20^\circ$  к направлению  $O_i K_0$  проведем прямую, являющуюся прямолинейной частью профиля зуба рейки. Прямая вершин рейки, параллельная линии  $t't'$ , касается окружности впадин колеса в точке пересечения последней с линией  $O_i K_0$ . Затем строим сопряжение бокового профиля зуба с прямой вершин дугой окружности с радиусом

$$\rho_f = 0,38 \cdot m. \quad (5.28)$$

Центр этой дуги - точка  $C_0$  находится на одинаковых расстояниях и от бокового профиля рейки, и от ее прямой вершин. При перекачивании прямой  $t't'$  по делительной окружности точка  $C_0$  описывает удлиненную эвольвенту, а огибающая дуги сопряжения, являющаяся эквидистантой (равноудаленной) удлиненной эвольвенты, представляет собой переходную кривую зуба.

Чтобы построить ее, отложим от точки  $K_0$  линии  $t't'$  несколько отрезков в сторону, противоположную той, куда направляется эвольвента зуба. Такие же по величине хорды откладываем вдоль делительной окружности. Фиксируем положение точки  $C_0$  относительно линии  $t't'$  и точки  $K_0$  длиной перпендикуляра  $b$ , опущенного из  $C_0$  на  $t't'$ , и расстоянием  $a$  от основания этого перпендикуляра до точки  $K_0$  вдоль линии  $t't'$ . Эти координаты при перемещении рейки

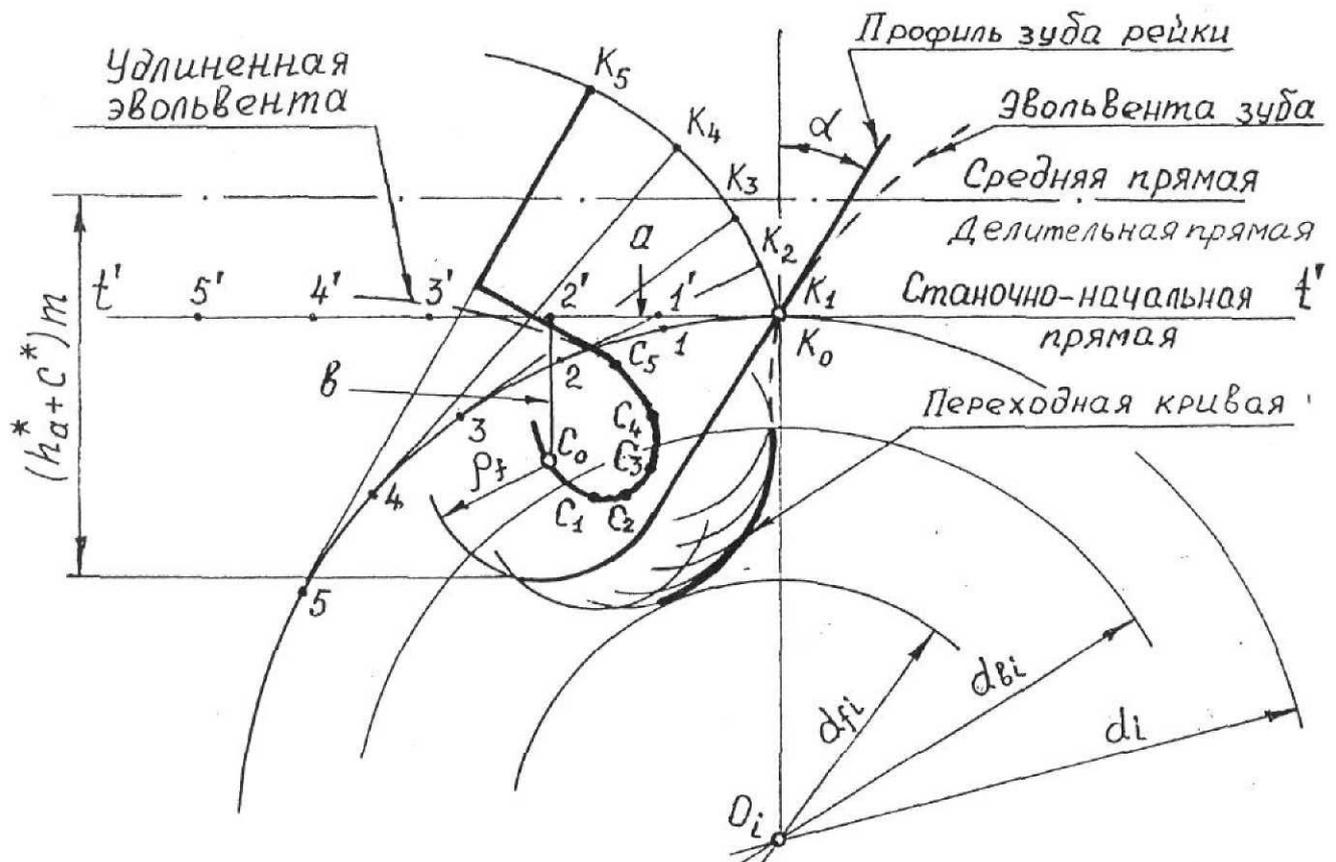


Рис. 5.5. Построение переходной кривой малого колеса

относительно колеса не меняются. Проведя касательные в точках 1, 2, 3,...окружности, найдем на них положения точки  $K$ , отложив от точек касания отрезок  $1K_1$ , равный  $1'K_0$ ;  $2K_2$  равный  $2'K_0$ ;  $3K_3$ , равный  $3'K_0$  и так далее, а затем через них с использованием отрезков  $a$  и  $b$  найдем несколько положений точки  $C$  (точки  $C_1, C_2, C_3, \dots$ ). Соединяя их плавной кривой, получим удлиненную эвольвенту. Из центров, лежащих на удлиненной эвольвенте, проводим ряд дуг радиусом, равным  $\rho_f$  (5.28) в масштабе чертежа.

Огибающая этих дуг и есть искомая кривая. Построенная таким образом переходная кривая должна быть перенесена на все зубья малого колеса. Это можно сделать с помощью лекала, если подобрать на нем участок, точно соответствующий форме кривой, а затем этим участком провести ее на всех зубьях.

#### *Построение переходной кривой зуба большого колеса*

Переходная кривая большого колеса может быть построена приближенным способом. В случае, если радиус основной окружности больше радиуса окружности впадин и последняя располагается внутри основной окружности (рис. 5.6,а), необходимо из точки эвольвенты, лежащей на основной окружности, провести к центру колеса прямую линию, а затем построить сопряжение дугой радиуса  $0,2 \cdot m$  (в масштабе чертежа) этой прямой с окружностью впадин колеса. Порядок построения ясен из рисунка.

Если радиус основной окружности меньше радиуса окружности впадин (это может иметь место при числе зубьев  $z_k > 41$ ), то сопряжение радиусом  $0,2m$  строится между эвольвентой зуба и окружностью впадин (рис. 5.6, б).

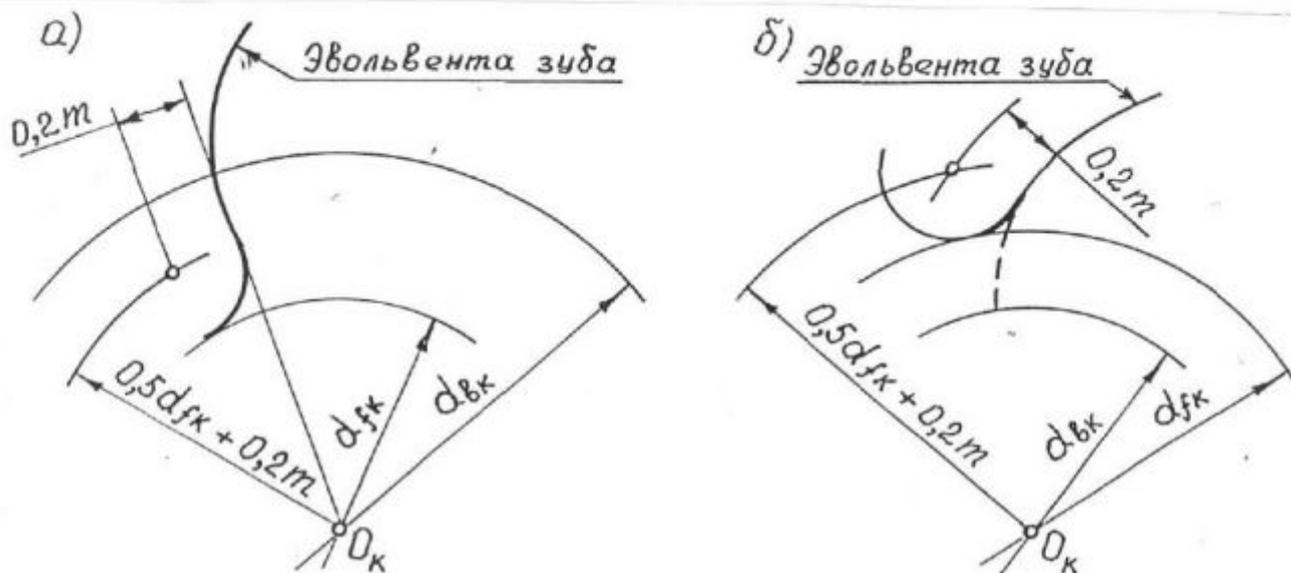


Рис. 5.6. Построение переходной кривой большого колеса:

а)  $0,5d_{fk} + 0,2m < 0,5d_{bk}$ ; б)  $0,5d_{fk} + 0,2m > 0,5d_{bk}$

Центр дуги сопряжения в этом случае находится как точка пересечения дуги окружности радиуса  $\rho_f + 0,2 \cdot m$  с центром в точке  $O_k$  и небольшого участка эвольвенты, проведенной на расстоянии  $0,2 \cdot m$  от эвольвенты зуба колеса.

### 5.6. Нахождение характерных точек и зон зацепления

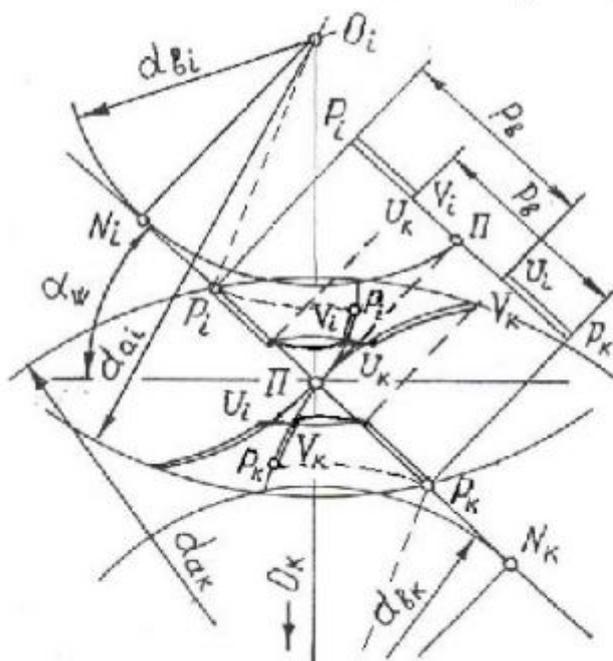


Рис. 5.7. К определению характерных точек и зон зацепления

На картине зацепления колес кроме полюса зацепления  $\Pi$ , который на чертеже является первым, необходимо отметить:  $N_i N_k$  - теоретическую линию зацепления, причем точка  $N_i$  является точкой касания линии зацепления с основной окружностью малого колеса (рис. 5.7), а точка  $N_k$  - большого колеса;  $P_i P_k$  - активная линия зацепления, точки которой получаются пересечением линии зацепления  $N_i N_k$  с окружностями вершин колес.

Нижняя точка  $P_i$  активного профиля малого колеса находится пересечением с ним дуги радиуса  $O_i P_i$ . Нижняя точка  $P_k$  активного

профиля большого колеса находится пересечением его профиля с дугой радиуса  $O_k P_k$ . Таким образом получаются активные профили колес.

Зоны одно- и двухпарного зацепления на активной линии зацепления получаются, если отложить на линии зацепления от точек  $P_i$  и  $P_k$  навстречу друг другу два основных шага  $P_b$ . Так как активная линия зацепления длиннее, чем основной шаг, то она оказывается разделенной на три части, причем крайние части  $P_i V_i$  ( $P_i U_k$ ) и  $V_k P_k$  ( $U_i P_k$ ) являются зонами двухпарного зацепления, а средняя часть  $V_i U_i$  ( $U_k V_k$ ) - зоной однопарного зацепления. Это построение целесообразно выполнить в стороне от зоны контакта зубьев на линии, параллельной линии зацепления  $N_i N_k$  (рис. 5.7).

Участки профилей зубьев, соответствующие одно- и двухпарному зацеплению, определяются с помощью предыдущего построения. Для этого необходимо прежде перенести точки активной линии зацепления, построенной в стороне от зоны контакта зубьев, на линию зацепления в зоне контакта, а затем радиусами  $O_i U_i$  и  $O_i V_i$  провести дуги до пересечения с профилем малого колеса в точках  $U_i$  и  $V_i$  соответственно. Точки профиля  $k$ -того колеса  $U_k$  и  $V_k$  определяются пересечением с профилем дуг радиуса  $O_k U_k$  и  $O_k V_k$  соответственно. В результате таких построений на профилях зубьев получаются по три зоны на каждом, средние из которых  $U_i V_i$  и  $U_k V_k$  соответствуют однопарному зацеплению (на картине зацепления отмечаются одинарной линией), а по две крайних ( $P_i V_i$  и от точки  $U_i$  до вершины зуба - на малом колесе,  $P_k V_k$  и от точки  $U_k$  до вершины зуба на большом колесе соответствуют двухпарному зацеплению (отмечаются двойными линиями).

**Примечание 1.** Точки  $U_i$  и  $U_k$  лежат на головках зубьев,  $V_i$  и  $V_k$  - на ножках зубьев колес. Указанные точки целесообразно нанести не на центральные зубья колес, а на рабочие стороны соседних зубьев, что поможет «разгрузить» от вспомогательных построений центральную зону зацепления.

### 5.7. Расчет коэффициента торцового перекрытия

Так как коэффициентом торцового перекрытия является отношение длины активной линии зацепления к основному шагу, то взяв на картине зацепления (рис. 5.7) отрезок  $P_i P_k$  и поделив его с учетом масштаба чертежа на основной шаг (5.22), получим коэффициент торцового перекрытия (или проще - коэффициент перекрытия, так как колеса прямозубые, и оба коэффициента совпадают по величине), то есть

$$\varepsilon_\alpha = \overline{P_i P_k} \cdot \mu_l / P_b, \quad (5.29)$$

где  $\mu_l$  - масштаб построения картины зацепления.

Полученный результат является приближенным из-за использования графических данных.

Более точный результат получится путем расчета по следующей формуле:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_i (\operatorname{tg} \alpha_{ai} - \operatorname{tg} \alpha_w) + z_k (\operatorname{tg} \alpha_{ak} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2\pi}, \quad (5.30)$$

где  $\alpha_{ai}$  - угол профиля эвольвенты на окружности вершин малого колеса, причем

$$\alpha_{ai} = \arccos(d_{bi}/d_{ai}); \quad (5.31)$$

$\alpha_{ak}$  - угол профиля эвольвенты на окружности вершин большого колеса, определяемый из равенства

$$\alpha_{ak} = \arccos(d_{bk}/d_{ak}). \quad (5.32)$$

Результаты расчетов по формулам (5.29) и (5.30) не должны расходиться более чем на 5 %.

### 5.8. Расчет удельного скольжения

Расчет ведется по формулам

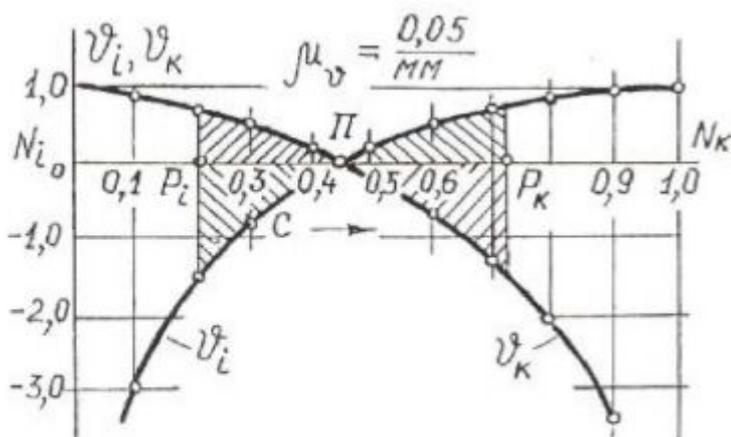
$$g_i = 1 - i_{k,i} \frac{1-c}{c}, \quad g_k = 1 - i_{i,k} \frac{c}{1-c}, \quad (5.33)$$

где  $i_{k,i}$  - передаточное отношение от большого колеса к малому,

$$i_{k,i} = z_i/z_k;$$

$i_{i,k}$  - передаточное отношение от малого колеса к большому,  $i_{i,k} = 1/i_{k,i}$ ;  $c$  - относительная величина, определяющая положение точки контакта зубьев на линии зацепления  $N_iN_k$ , причем вся длина линии зацепления принимается за единицу, а  $c$  меняется в пределах  $0 \leq c \leq 1,0$  с шагом 0,1, то есть  $c$  принимает значения 0,1; 0,2; ...; 1,0.

Результаты расчета представляются в виде графика (рис. 5.8), ось абсцисс которого направляется параллельно линии зацепления  $N_iN_k$  (целесообразно график располагать ниже зоны зацепления зубьев), а длина графика в направлении этой оси принимается



равной длине отрезка  $\overline{N_iN_k}$ . Масштаб по оси ординат принимается равным  $\mu_g = 0,05$  1/мм. На оси абсцисс отмечается полюс зацепления  $\Pi$ , активная линия зацепления  $P_iP_k$ , и штриховкой выделяется зона в границах между точками  $P_i$  и  $P_k$ , ограничивающая значения коэффициентов, имеющих место в данной передаче.

Рис. 5.8. График удельного скольжения

## 5.9. Расчет коэффициента удельного давления

Расчет выполняется по формуле

$$q = \frac{m}{c(1-c)\overline{N_i N_k} \cdot \mu_l}, \quad (5.34)$$

где  $\overline{N_i N_k}$  - длина теоретической линии зацепления в мм;  $\mu_l$  - масштабный коэффициент картины зацепления.

Расчет ведется при тех же значениях  $c$ , что и удельное скольжение, затем строится график коэффициента  $q$  с осью абсцисс, параллельной линии  $N_i N_k$ , выше зоны зацепления зубьев (рис.5.9). На этом графике также необходимо указать положение полюса зацепления и пределы активной линии зацепления.

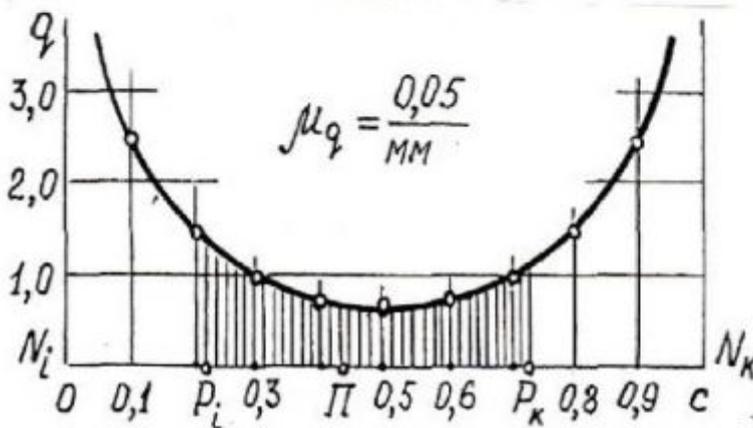


Рис. 5.9. График коэффициента удельного давления

**Замечание.** Основным методом изготовления эвольвентных зубчатых колес, особенно ответственных быстроходных силовых передач, является нарезание методом обкатки (огибания) инструментом речного типа или долбяком. Одним из важнейших достоинств этого метода нарезания (наряду с другими, которые здесь опускаем, полагая, что теоретический материал по теории зацепления студенту уже известен) является то, что

при нарезании зубчатого колеса со смещением режущего инструмента (рейки, долбяка) изменяются размеры зуба – высота, ширина, изменяется межосевое расстояние, изменяются такие показатели зацепления, как удельное скольжение, удельное давление, а это означает, что может быть повышена изгибная и контактная прочности зубьев, повышена износостойкость, можно “вписаться” в заданное межосевое расстояние (коробки скоростей), а также влиять на другие параметры.

Поэтому кроме табл. 5.1, 5.2, 5.3, обеспечивающих выравненные максимальные удельные скольжения на зубьях шестерни и колеса, можно (по указанию преподавателя) применить табл. 5.5 [13] для решения задачи геометрического синтеза зацепления с наибольшим повышением контактной, изгибной прочности или износостойкости и сопротивления заеданию.

На практике коэффициенты смещения выбираются (или определяются) в зависимости от требований, предъявляемых к передаче по таблицам В.Н. Кудрявцева, ЦКБР (Центральное конструкторское бюро редуكتورостроения) [8], [9], или по блокирующим контурам [14].

Таблица 5.1

Значения коэффициентов смещения исходного контура для равносмещенного зацепления с выравненными максимальными удельными скольжениями

$z_k$	$z_1$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
17	-	-	-	-	-	-	-	0,000	-	-	-	-	-
18	-	-	-	-	-	-	0,060	0,032	0,000	-	-	-	-
19	-	-	-	-	-	0,124	0,094	0,060	0,030	0,000	-	-	-
20	-	-	-	0,182	0,159	0,120	0,086	0,056	0,027	0,000	-	-	-
21	-	-	0,241	0,220	0,181	0,144	0,110	0,080	0,052	0,025	0,000	0,000	-
22	-	0,300	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131	0,101	0,073	0,047	0,023	0,023	0,000
23	0,358	0,343	0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067	0,043	0,043	0,021
24	0,400	0,350	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085	0,062	0,062	0,041
25	0,400	0,350	0,326	0,285	0,248	0,213	0,180	0,151	0,125	0,101	0,079	0,079	0,58
26	0,400	0,350	0,337	0,297	0,260	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115	0,094	0,094	0,073
27	0,400	0,350	0,347	0,308	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128	0,107	0,107	0,087
28	0,400	0,350	0,356	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,140	0,119	0,119	0,100
29	0,400	0,350	0,364	0,327	0,292	0,258	0,226	0,199	0,173	0,150	0,130	0,130	0,111
30	0,400	0,350	0,372	0,335	0,300	0,266	0,235	0,208	0,183	0,160	0,140	0,140	0,122
31	0,400	0,350	0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,170	0,150	0,150	0,132
32	0,400	0,350	0,385	0,350	0,315	0,282	0,251	0,224	0,200	0,178	0,159	0,159	0,141
34	0,400	0,350	0,390	0,363	0,329	0,296	0,265	0,238	0,215	0,194	0,175	0,175	0,158
36	0,400	0,350	0,390	0,375	0,341	0,309	0,279	0,253	0,230	0,210	0,191	0,191	0,174
38	0,400	0,350	0,390	0,385	0,353	0,322	0,293	0,266	0,246	0,226	0,207	0,207	0,190
40	0,400	0,350	0,390	0,395	0,363	0,333	0,306	0,282	0,260	0,240	0,222	0,222	0,225

Окончание табл. 5.1

44	0,400	0,350	0,390	0,409	0,387	0,350	0,325	0,301	0,280	0,260	0,242	0,225
48	0,400	0,350	0,390	0,422	0,392	0,366	0,341	0,319	0,297	0,277	0,260	0,243
52	0,400	0,350	0,390	0,430	0,404	0,378	0,354	0,332	0,312	0,292	0,275	0,252
56	0,400	0,350	0,390	0,430	0,414	0,399	0,364	0,343	0,324	0,305	0,287	0,271
60	0,400	0,350	0,390	0,430	0,423	0,397	0,374	0,353	0,334	0,316	0,299	0,283
66	0,400	0,350	0,390	0,430	0,435	0,409	0,388	0,366	0,349	0,331	0,315	0,300
72	0,400	0,350	0,390	0,430	0,445	0,421	0,398	0,378	0,361	0,344	0,328	0,313
78	0,400	0,350	0,390	0,430	0,454	0,430	0,407	0,387	0,370	0,353	0,336	0,320
84	0,400	0,350	0,390	0,430	0,459	0,436	0/414	0,394	0,376	0,360	0,344	0,328
90	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,440	0,419	0,400	0,382	0,365	0,350	0,335
96	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,446	0,425	0,406	0,388	0,370	0,355	0,340
100	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,448	0,428	0,408	0,390	0,373	0,357	0,342
105	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,450	0,431	0,411	0,393	0,376	0,361	0,346
110	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,452	0,433	0,414	0,396	0,379	0,364	0,350

Таблица 5.2

Значения коэффициентов смещения исходного контура при равных  
 максимальных удельных скольжениях ( $1 \leq i, k \leq 2$ )

$z_k$	$z_i$																		
	-	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22							
12	$x_i$	0,444	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-							
	$x_k$	0,444	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-							
13	$x_i$	0,479	0,486	-	-	-	-	-	-	-	-	-							
	$x_k$	0,423	0,486	-	-	-	-	-	-	-	-	-							
14	$x_i$	0,515	0,524	0,525	-	-	-	-	-	-	-	-							
	$x_k$	0,400	0,462	0,525	-	-	-	-	-	-	-	-							
15	$x_i$	0,543	0,557	0,565	0,571	-	-	-	-	-	-	-							
	$x_k$	0,386	0,443	0,506	0,571	-	-	-	-	-	-	-							
16	$x_i$	0,566	0,588	0,600	0,609	0,608	-	-	-	-	-	-							
	$x_k$	0,376	0,426	0,485	0,547	0,608	-	-	-	-	-	-							
17	$x_i$	0,589	0,614	0,631	0,644	0,644	0,646	-	-	-	-	-							
	$x_k$	0,365	0,414	0,468	0,526	0,586	0,646	-	-	-	-	-							
18	$x_i$	0,609	0,636	0,661	0,677	0,678	0,683	0,686	-	-	-	-							
	$x_k$	0,358	0,405	0,452	0,508	0,566	0,624	0,684	-	-	-	-							
19	$x_i$	0,626	0,659	0,686	0,706	0,716	0,720	0,723	0,720	-	-	-							
	$x_k$	0,353	0,394	0,441	0,492	0,542	0,601	0,658	0,720	-	-	-							
20	$x_i$	0,646	0,676	0,706	0,731	0,744	0,756	0,756	0,756	0,755	-	-							
	$x_k$	0,345	0,389	0,433	0,481	0,528	0,580	0,639	0,699	0,755	-	-							

Окончание табл. 5.2

$z_k$	$z_i$											21	22
	-	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21		
12	$x_i$	0,663	0,694	0,726	0,754	0,766	0,781	0,792	0,793	0,793			
	$x_k$	0,341	0,384	0,426	0,472	0,519	0,568	0,617	0,676	0,731	-	-	-
13	$x_i$	0,679	0,714	0,745	0,775	0,793	0,809	0,814	0,830	0,831	0,812		
	$x_k$	0,337	0,376	0,419	0,463	0,507	0,554	0,609	0,652	0,707	0,812	-	-
14	$x_i$	-	0,758	0,796	0,830	0,854	0,878	0,898	0,915	0,926	0,924	0,898	
	$x_k$	-	0,368	0,405	0,445	0,483	0,525	0,566	0,609	0,654	0,742	0,845	
15	$x_i$	-	-	-	0,940	0,936	0,968	0,994	1,017	1,038	1,051	1,060	
	$x_k$	-	-	-	0,428	0,462	0,496	0,532	0,571	0,608	0,681	0,750	
16	$x_i$	-	-	-	-	-	-	1,072	1,102	1,127	0,115	1,170	
	$x_k$	-	-	-	-	-	-	0,515	0,547	0,580	0,639	0,702	
17	$x_i$	-	-	-	-	-	-	-	-	1,201	1,233	1,260	
	$x_k$	-	-	-	-	-	-	-	-	0,567	0,621	0,673	

Таблица 5.3

Значения коэффициентов смещения исходного контура при равных  
максимальных удельных скольжениях ( $2 \leq i_{1k} \leq 5$ )

		$z_1$												
	—	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24
20		0,397	0,381	0,364	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25		0,458	0,442	0,425	0,409	0,401	-	-	-	-	-	-	-	-
30		0,517	0,501	0,486	0,471	0,463	0,458	0,451	0,445	-	-	-	-	-
35		0,671	0,556	0,542	0,528	0,522	0,518	0,512	0,505	0,499	0,493	-	-	-
40		0,625	0,610	0,596	0,582	0,577	0,575	0,569	0,564	0,560	0,553	0,547	0,481	-
50	$x_k$	0,721	0,709	0,696	0,685	0,684	0,682	0,677	0,674	0,671	0,667	0,662	0,594	0,535
60		-	-	0,789	0,782	0,780	0,779	0,778	0,777	0,773	0,772	0,769	0,697	0,635
70		-	-	-	-	0,866	0,870	0,872	0,874	0,871	0,869	0,868	0,797	0,736
80		-	-	-	-	-	-	0,954	0,954	0,961	0,962	0,965	0,891	0,828
90		-	-	-	-	-	-	-	-	1,042	1,046	1,048	0,975	0,911
100		-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1,129	1,057	0,993
—	$x_1$	0,59	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,41	1,39

таблица 5.4

Значения эволюентной функции  $\text{inv } \alpha$ 

$\alpha^\circ$	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
15	0,0	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	70248	71398	72561	73738
16	0,0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23044	23312	23577	23845	24114	24386	24660	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48512	49064	49518	49976	50437	50901	51838	52312	52778	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57736	58249	58765	59285

Таблица 5.5

Значения коэффициентов смещения исходного контура из условий: а - наибольшего повышения контактной прочности; б - прочности на изгиб; в - износостойкости и сопротивления заеданию

Z <sub>2</sub>	x	Z <sub>1</sub>																													
		12						15						18						22						28					
		а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в						
12	x <sub>1</sub>	0.38	0.47	0.36																											
	x <sub>2</sub>	0.38	0.23	0.36																											
15	x <sub>1</sub>	0.30	0.53	0.43	0.45	0.58	0.44																								
	x <sub>2</sub>	0.50	0.22	0.34	0.45	0.28	0.44																								
18	x <sub>1</sub>	0.30	0.57	0.49	0.34	0.64	0.48	0.54	0.72	0.54																					
	x <sub>2</sub>	0.61	0.25	0.35	0.64	0.29	0.46	0.54	0.34	0.54																					
22	x <sub>1</sub>	0.30	0.62	0.53	0.38	0.73	0.55	0.60	0.81	0.60	0.68	0.95	0.67																		
	x <sub>2</sub>	0.66	0.28	0.38	0.75	0.32	0.54	0.64	0.38	0.63	0.68	0.39	0.67																		
28	x <sub>1</sub>	0.30	0.70	0.57	0.26	0.79	0.60	0.40	0.89	0.63	0.59	1.04	0.71	0.86	1.26	0.85															
	x <sub>2</sub>	0.88	0.26	0.48	1.04	0.35	0.63	1.02	0.38	0.72	0.94	0.40	0.81	0.86	0.42	0.85															
34	x <sub>1</sub>	0.30	0.76	0.60	0.13	0.83	0.63	0.30	0.93	0.67	0.48	1.08	0.74	0.80	1.30	0.86															
	x <sub>2</sub>	1.03	0.22	0.53	1.42	0.34	0.72	1.30	0.37	0.82	1.20	0.38	0.90	1.08	0.36	1.00															
42	x <sub>1</sub>	0.30	0.75	0.63	0.20	0.92	0.68	0.29	1.02	0.68	0.40	1.18	0.76	0.72	1.24	0.88															
	x <sub>2</sub>	1.30	0.21	0.67	1.53	0.32	0.88	1.48	0.36	0.94	1.48	0.38	1.03	2.33	0.31	1.12															
50	x <sub>1</sub>	0.30	0.58	0.63	0.25	0.97	0.66	0.32	1.05	0.70	0.43	1.22	0.76	0.64	1.22	0.91															
	x <sub>2</sub>	1.43	0.16	0.77	1.65	0.31	1.02	1.63	0.36	1.11	1.60	0.42	1.17	1.60	0.25	1.26															

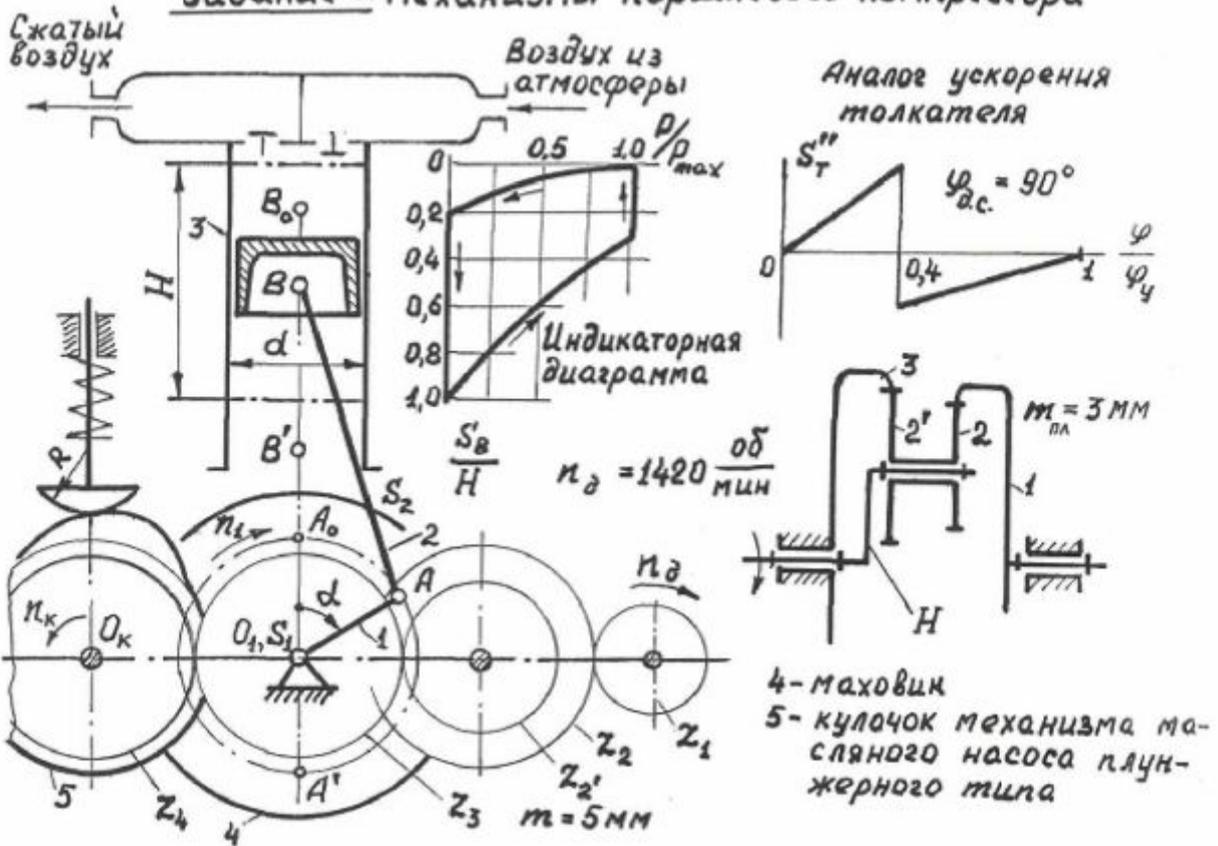
## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М., 1988.
2. Юдин В.А., Петрокас Л.В. Теория механизмов и машин. М., 1977.
3. Фролов К.В. и др. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др; Под ред. К.В. Фролова. М., 1987.
4. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М., 1979.
5. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. М., 1972.
6. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. М., 1981.
7. Федоров Н.Н. Теория механизмов и машин: Конспект лекций для студентов дистанционного обучения: Учеб. пособие. Омск, 2005.
8. Кореняко А.С., Кременштейн Л.И. и др. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Киев, Высш. школа, 1970.
9. Попов С.А. Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для втузов / Под ред. К.В. Фролова.- 3-е изд. – М.: Высш. школа, 1999.
10. Федоров Н.Н. Проектирование и кинематика плоских механизмов: Учеб. пособие. Омск, 2000.
11. Федоров Н.Н. Кинетостатика плоских механизмов и динамика машин: Учеб. пособие. Омск, 2001.
12. Гололобов Г.И. Федоров Н.Н. Моделирование кинематики плоских рычажных механизмов на ПЭВМ: Спр. пособие. Омск, 2003.
13. Теория механизмов и машин: Учебн. пособие по выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов машиностроительных специальностей всех видов обучения / Горбенко В.Т., Горбенко М.В. и др. – Томск: Изд. ТПУ, 2000.
14. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Бочаров Г.С. и др. Справочник по корригированию зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1967.

**СБОРНИК КОМПЛЕКСНЫХ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ  
(КУРСОВУЮ РАБОТУ)****Задания 1, 2, ... , 24****Замечания:**

1. Число оборотов двигателя  $n_d$  указано либо в таблице данных, либо на кинематической схеме механизма.
2. Кинематические размеры звеньев обозначены: для кривошипа -  $r_1$ , для остальных звеньев -  $l_i$ , где  $i$  – номер звена.
3. Массы звеньев  $m_i$  и осевые моменты инерции  $I_{S_i}$  звеньев либо указаны в таблице данных, либо рассчитываются по формулам, приведенным в указаниях к заданиям. Массы и осевые моменты инерции звеньев, не указанные в таблице, принять равными нулю.
4. При вычислении масс и моментов инерции звеньев принять во внимание, что массы ползунов и момент инерции кривошипного вала (обозначен как  $I_{S_1}$ , или  $I_{O_1}$ ) задаются в таблице. Считать, что значение момента инерции кривошипного вала учитывает приведенную массу всех звеньев привода, муфт и ротора электродвигателя. Массу звена, называемого камнем, принять равной нулю.
5. Центры масс звеньев либо указаны в таблице данных в виде соотношения, например  $AS_2 / l_2$ , либо принимаются в середине длины звена. Массу ползуна считать сосредоточенной в центре шарнира, связывающего ползун с шатуном.

## Задание 1. Механизмы поршневого компрессора

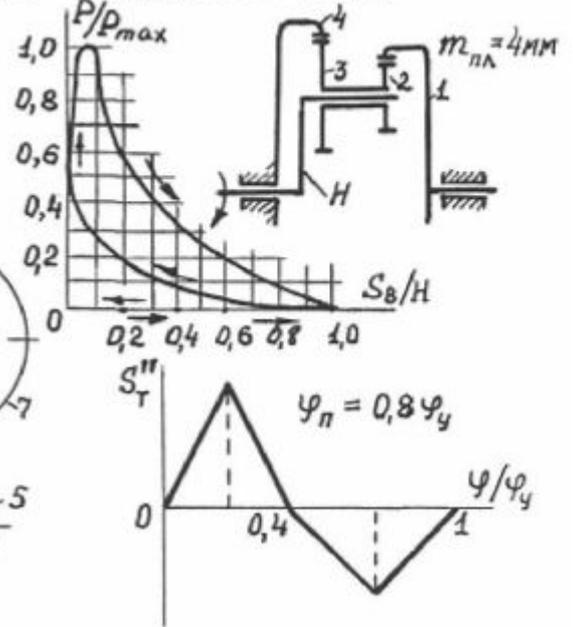
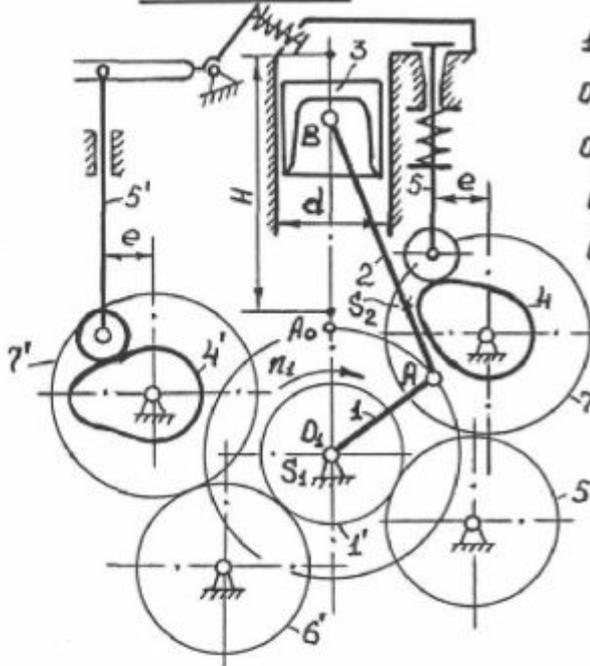


Вариант	А	Б	В	Г	Д	Е
$n_1, \text{об/мин}$	650	680	700	720	730	700
$z_1$	11	14	12	15	13	11
$V_{вср}, \text{мс}^{-1}$	3,5	3,8	4,0	3,6	3,5	4,5
$i_{н1}$	25	28	34	35	26	30
$\varphi_{рад}, \text{град.}$	360	300	340	310	270	250
$S_{Tmax}, \text{мм}$	16	17	18	19	20	22
$\beta^*, \text{град.}$	18	20	20	22	22	25
$m_T, \text{кг}$	0,30	0,35	0,28	0,27	0,32	0,30
$AB/O_1A$	4,7	4,6	4,5	4,4	4,3	4,0
$AS_2/AB$	0,30	0,32	0,35	0,40	0,33	0,32
$p_{max}, \text{МПа}$	0,59	0,58	0,57	0,56	0,55	0,60
$d, \text{мм}$	230	225	220	215	210	200
$I_{O_1}, \text{кгм}^2$	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,24
$I_{O_3}, \text{кгм}^2$	12	12	11	11	10	10
$\delta$	$1/50$	$1/48$	$1/46$	$1/44$	$1/42$	$1/40$

### Указания

1. Исходный контур:  $m = 5 \text{ мм}$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
2. Принять:  $\varphi_n = 0,8\varphi_y$ , число сателлитов планетарного мех-ма  $K = 1$ .
3. Массу шатуна 2 определить по формуле  $m_2 = q \cdot l_2$  ( $q = 60 \text{ кг/м}$ ), момент инерции определить по формуле  $I_{S_2} = 1/12 \cdot m_2 \cdot l_2^2$ .
4. Коэффициент трения  $f = 0,10$ .
5. Диаметры цапф шарниров  $d_{ц} = 50 \text{ мм}$ .

### Задание 2. Механизмы 4<sup>х</sup>-тактного д.в.с.



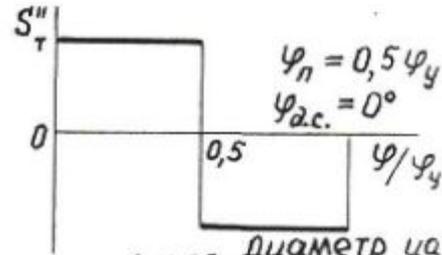
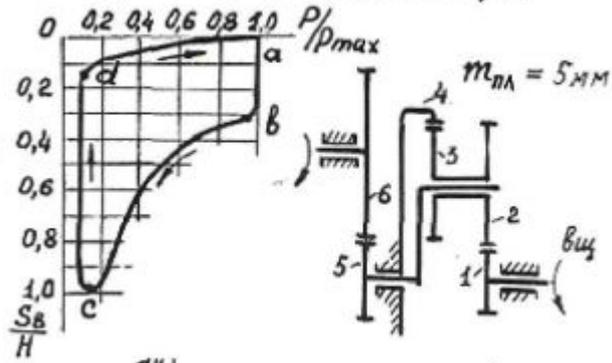
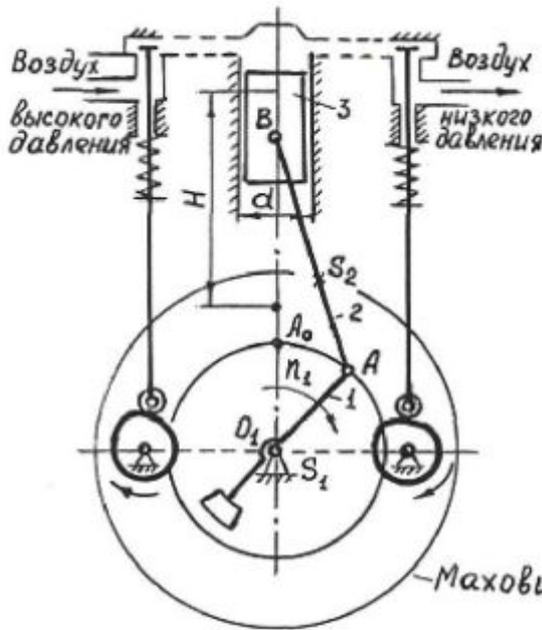
Обозначен. величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$Z_6$	10	11	12	13	14
$Z_7$	20	22	24	25	20
$m_{6,7}, \text{ мм}$	5	4	5	4	5
$i_{H1}$	20	24	30	27	25
$\varphi_{\text{раб}}, \text{ град}$	116	105	120	125	130
$\varphi_{\text{д.с.}}, \text{ град}$	6	5	10	0	6
$e, \text{ мм}$	6	5	6	4	5
$\beta^*, \text{ град}$	30	28	25	28	30
$S_{T\text{max}}, \text{ мм}$	10	8	9	8	9
$m_T, \text{ кг}$	1,5	2,0	1,8	1,6	1,5
$V_B^{\text{ср}}, \text{ м с}^{-1}$	5,3	4,5	4,0	4,2	4,0
$n_1, \text{ об/мин}$	1000	600	550	700	800
$p_{\text{max}}, \text{ МПа}$	3,5	3,2	2,8	3,0	2,6
$m_2, \text{ кг}$	12	13	14	11	12
$m_3, \text{ кг}$	20	21	23	18	16
$l_2/r_1$	4	3,5	4	3,5	3,2
$AS_2/l_2$	0,35	0,32	0,3	0,3	0,33
$d, \text{ мм}$	170	220	250	180	200

Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$I_{O1}, \text{ кг м}^2$	15	16	17	18	20
$I_{S2}, \text{ кг м}^2$	0,5	0,6	0,65	0,45	0,5
$\delta$	0,012	0,01	0,015	0,01	0,012

#### Указания

- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_o^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
- Коэффициент трения  $f = 0,1$ .
- Диаметры цапф шарниров  $d_4 = 60 \text{ мм}$ .
- Маховик установлен на валу кривошипа.

### Задание 3. Механизмы поршневого детандера



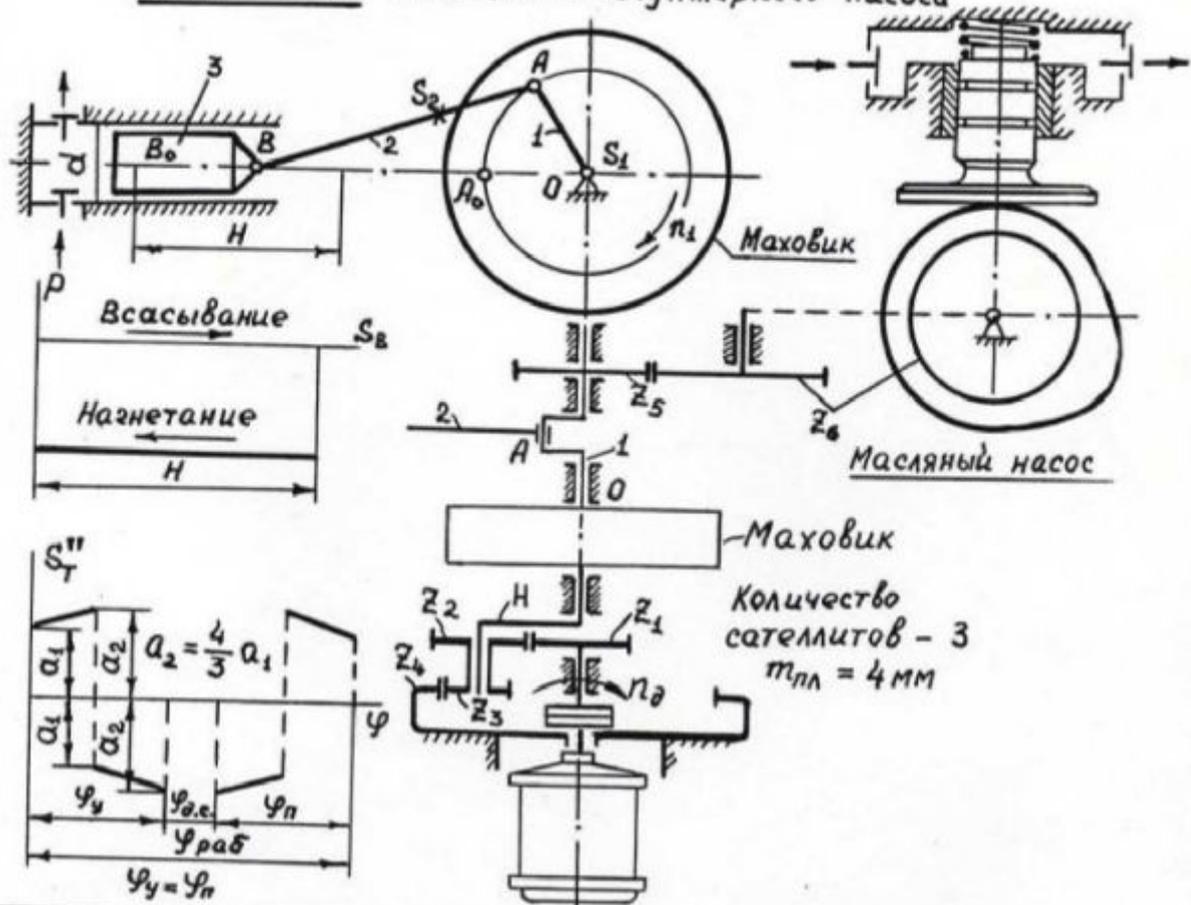
Кэфф. трения  $f=0,09$  Диаметр цапф шарниров 55мм

Обозначение величин	Варианты					Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$i_{16}$	14	15	16	18	20	$I_{D_1}, \text{кг м}^2$	4,2	4,8	3,5	3,8	4,0
$Z_5$	11	12	13	14	12	$I_{S_2}, \text{кг м}^2$	0,74	0,73	0,71	0,70	0,68
$Z_6$	18	20	18	20	18	$\delta$	1/25	1/30	1/28	1/30	1/25
$m_{5,6}, \text{мм}$	6	8	6	8	10						
Кол-ч. сателл.	3	4	3	4	3						
$\varphi_{раб}, \text{град}$	60	65	68	70	80						
$S_{Tmax}, \text{мм}$	8	9	7	8	10						
$\beta^*, \text{град}$	35	32	33	30	28						
$m_T, \text{кг}$	2,0	2,1	2,2	1,8	1,6						
$V_B^{cp}, \text{м с}^{-1}$	1,53	2,14	1,8	2,0	1,75						
$n_1, \text{об/мин}$	255	400	350	370	420						
$l_2/r_1$	4,8	4,75	4,65	4,5	4,2						
$AS_2/l_2$	0,25	0,26	0,24	0,30	0,33						
$P_{max}, \text{МПа}$	12	18	13	15	20						
$d, \text{мм}$	80	78	75	70	65						
$m_2, \text{кг}$	0,50	0,54	0,48	0,62	0,65						
$m_3, \text{кг}$	5,0	4,1	4,5	4,0	3,6						

#### Указания

1. Кулачки насажены на вал кривошипа.
2. Принять:  $r_0 > 60 \text{ мм}$ .
3. Фазы индикаторной диаграммы:  $ab$ -впуск,  $bc$ -расширение,  $cd$ -выпуск,  $da$ -сжатие остаточного воздуха.
4. Маховик установлен на вал кривошипа.
5. Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $s^* = 0,25$ .

### Задание 4. Механизмы плунжерного насоса



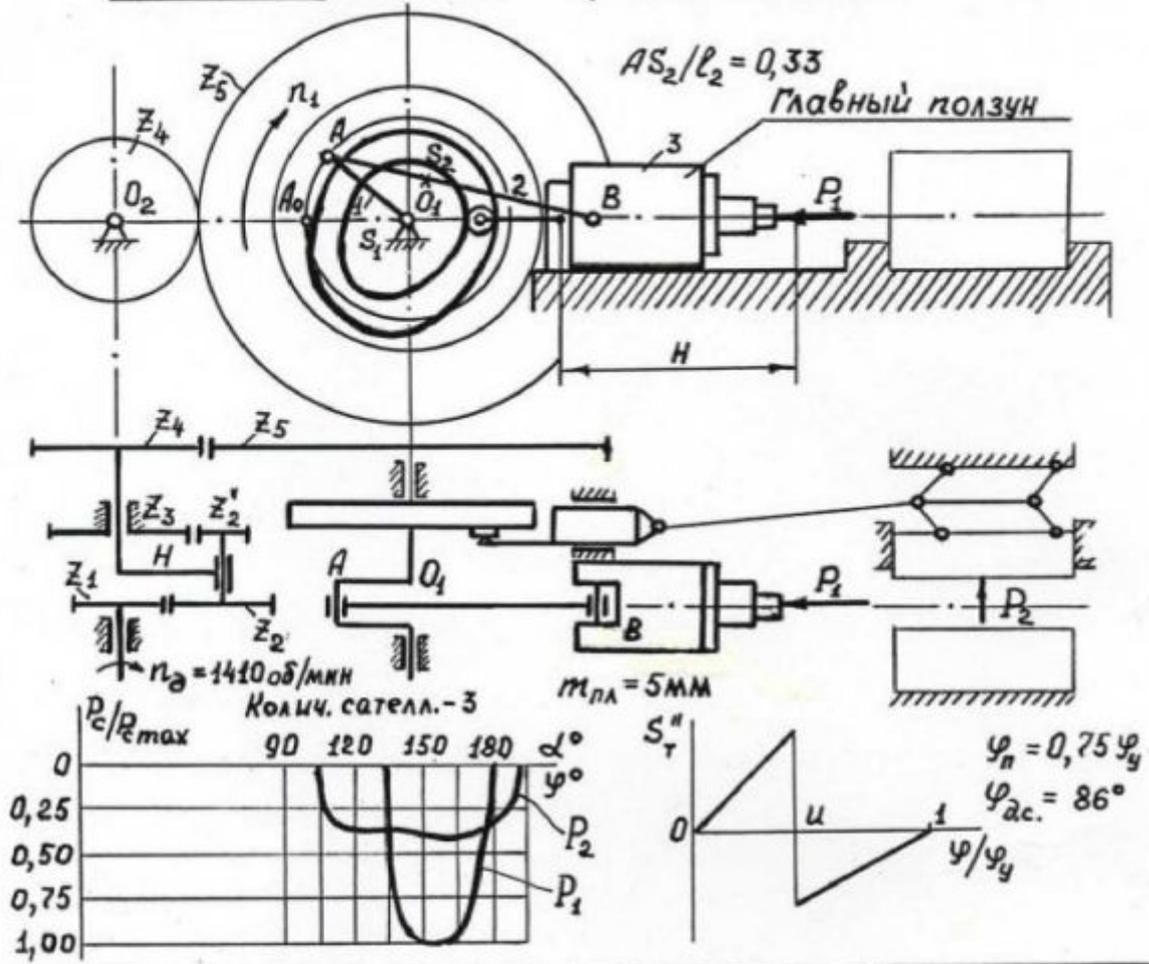
Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$n_2$ , об/мин	950	960	1420	1410	1440
$n_1$ , об/мин	100	96	90	130	120
$z_5$	11	12	10	14	12
$z_6$	17	15	18	20	18
$m_{5,6}$ , мм	4,5	5	5	4	4,5
$\varphi_{раб}$ , град	360	300	330	280	300
$\varphi_{д.с.}$ , град	60	40	30	60	60
$S_{Tmax}$ , мм	14	12	16	15	18
$m_T$ , кг	0,2	0,3	0,2	0,25	0,3
$V_B^{cp}$ , мс <sup>-1</sup>	0,6	0,5	0,4	0,7	0,5
$l_2 / r_2$	4,8	5,4	4,5	4,2	5,0
$AS_2 / l_2$	0,25	0,3	0,4	0,3	0,24
$d$ , мм	120	135	150	160	100

#### Указания

- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $k_\alpha^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
- Коэффициент трения  $f = 0,12$ .
- Диаметры цапф шарниров  $d_{ц} = 50$  мм.

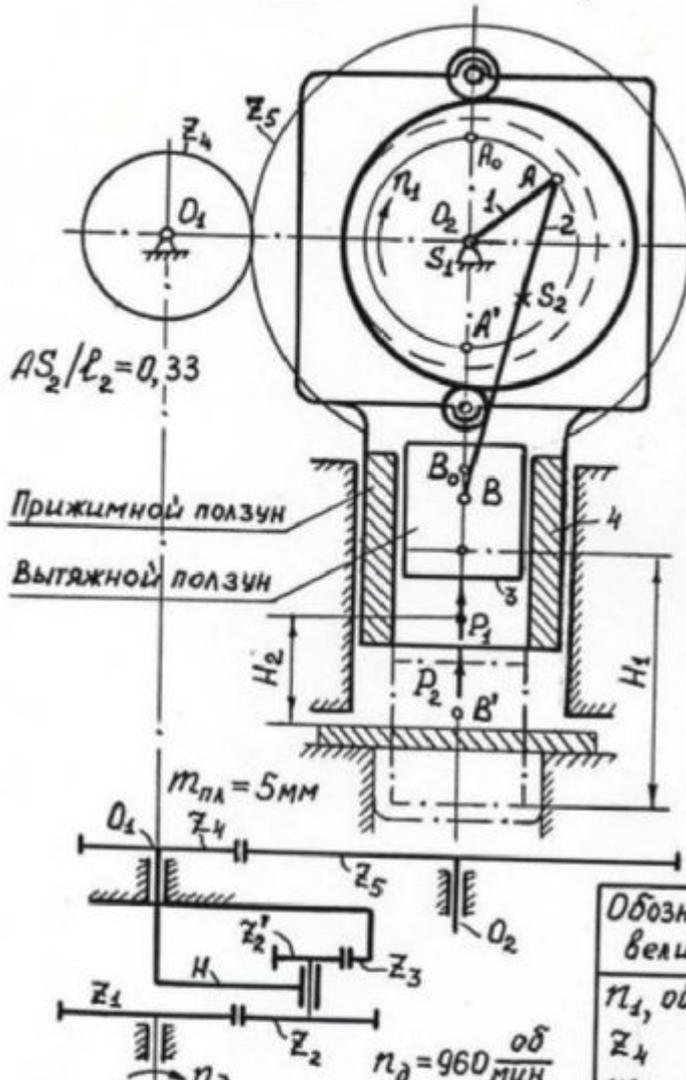
Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$p$ , МПа	1,5	1,2	1,0	2,2	2,0
$m_2$ , кг	9,0	9,4	10	11	10,5
$m_3$ , кг	15	14	13	12	11
$I_{S_1}$ , кгм <sup>2</sup>	0,03	0,02	0,015	0,025	0,022
$I_{S_2}$ , кгм <sup>2</sup>	0,18	0,20	0,25	0,32	0,30
$\delta$	1/20	1/19	1/21	1/18	1/15

**Задание 5. Механизмы горизонтально-ковочной машины**

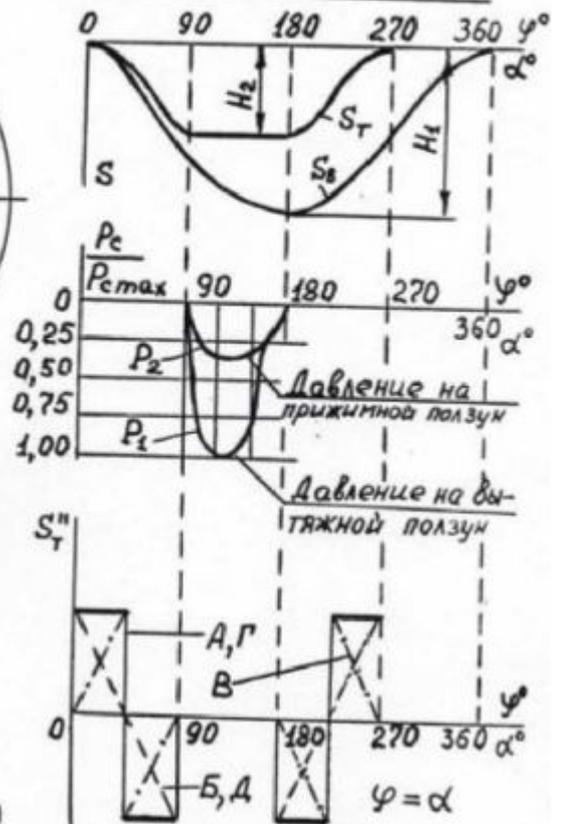


Обозначение величин	Варианты					Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$n_1, \text{ об/мин}$	65	75	80	60	70	$m_2, \text{ кг}$	12	13,5	14	15	18
$z_4$	12	13	14	15	16	$m_3, \text{ кг}$	21	25	30	35	40
$z_5$	42	45	39	40	48	$I_{O_2}, \text{ кгм}^2$	0,09	0,11	0,12	0,15	0,18
$m_{4,5}, \text{ мм}$	10	12	13	14	15	$I_{S_2}, \text{ кгм}^2$	0,25	0,28	0,32	0,35	0,40
$\varphi_y, \text{ град}$	90	25	20	25	95	$\delta$	0,10	0,12	0,08	0,12	0,08
$S_{T\max}, \text{ мм}$	90	80	100	130	120	Указания					
$\beta^*, \text{ град}$	30	32	35	30	28	1. Исходный контур: $\alpha = 20^\circ, h_o^* = 1, c^* = 0,25$ .					
$m_T, \text{ кг}$	50	45	55	40	50	2. Маховик установлен на вал $O_2$ .					
$H, \text{ мм}$	200	240	280	300	320	3. Коэффициент трения $f = 0,15$ .					
$l_2/r_2$	3	3,2	3,4	3,5	4	4. Диаметры цапф шарниров $d_{\text{ц}} = 50 \text{ мм}$ .					
$P_c, \text{ кН}$	11	12	14	18	20						
$m_1, \text{ кг}$	6	8	8,5	10	12						

## Задание 6. Механизмы прессы двойного действия



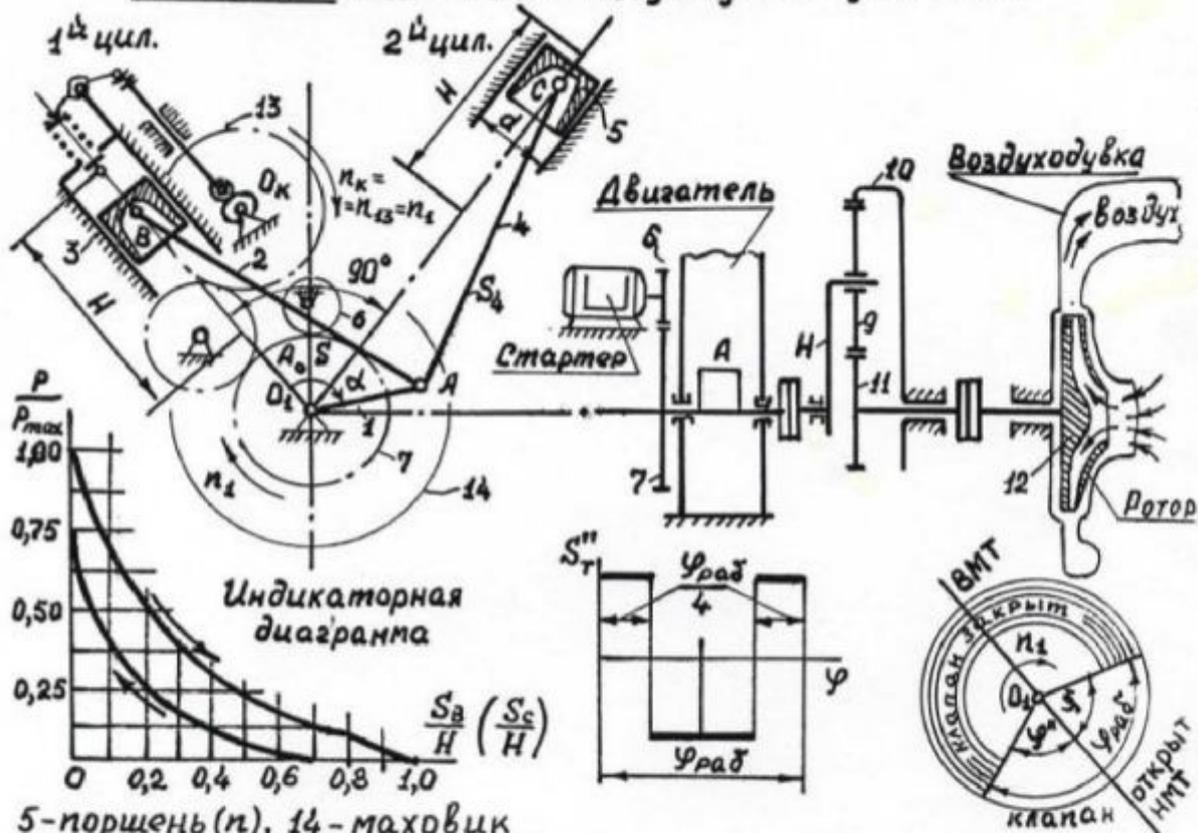
Циклограмма движения ползуну



- Указания
1. Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ;  $n_a^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
  2. Количество сателлитов - 3.
  3. Маховик установлен на вал  $O_2$ .
  4. Принять  $\delta = 1/15$ .
  5. Коэффициент трения  $f = 0,18$ .
  6. Диаметры цапф шарниров  $d_ц = 65$  мм.

Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$n_1$ , об/мин	45	50	60	55	48
$Z_4$	15	14	12	16	13
$m_{4,5}$ , мм	10	11	12	14	15
$Z_5$	45	42	36	48	39
$H_1$ , мм	150	200	250	300	350
$S_{Tmax} = H_2$ , мм	50	60	90	100	120
$l_2/r_2$	3	4	3	4	3
$\beta^*$ , град	35	30	28	30	32
$m_2$ , кг	7	9	12	14	16
$m_3$ , кг	20	22	25	30	32
$m_4$ , кг	42	50	60	65	70
$I_{S_2}$ , кг м <sup>2</sup>	0,03	0,05	0,06	0,07	0,08
$P_{1max}$ , кН	24	30	32	35	36
$P_{2max}$ , кН	0,6	0,75	0,8	1,0	1,2

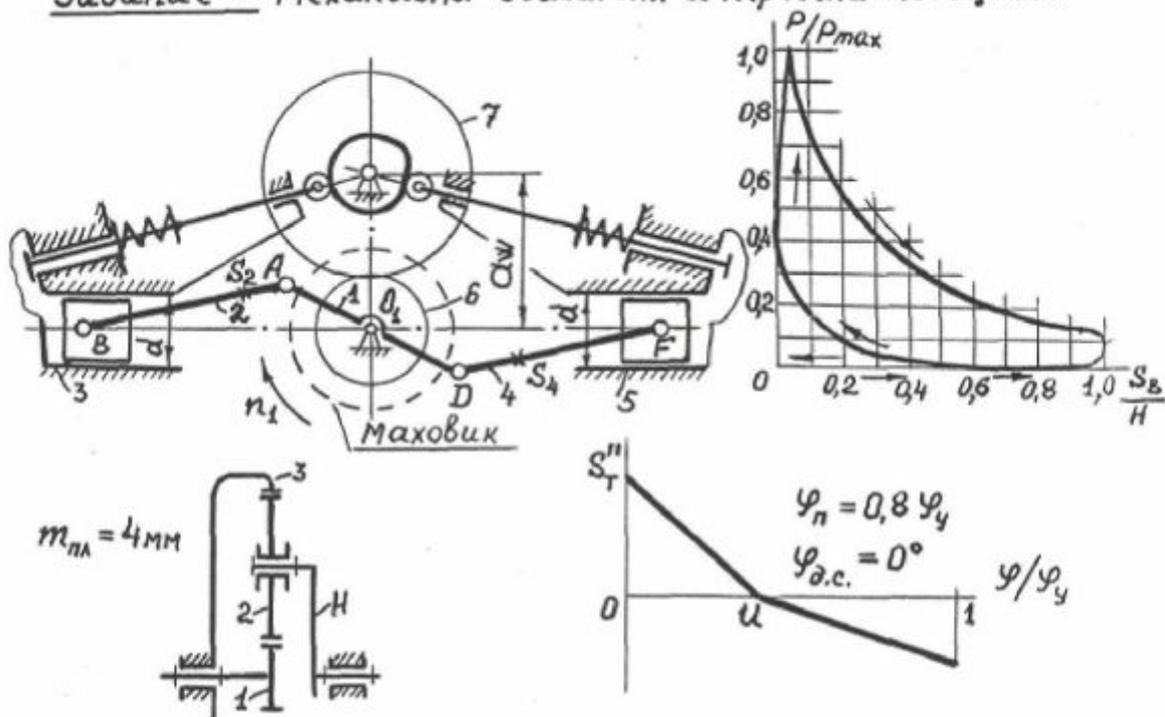
## Задание 7. Механизмы воздуходувной установки



вариант величина	А	Б	В	Г	Д	Е
$n_1$ , об/мин	2200	2100	2000	1800	2100	2200
$Z_6$	10	10	12	12	13	13
$i_{67}$	2,5	2,6	2,8	3,0	2,7	2,9
$m$ , мм	3	3,5	4	4	3,2	3
$i_{n1}$	0,33	0,32	0,25	0,30	0,28	0,26
$\varphi'$ , град	95	90	85	80	75	90
$\varphi''$ , град	60	55	55	50	65	50
$\beta^*$ , град	24	25	26	27	28	25
$m_T$ , кг	1,0	1,2	1,4	1,5	1,2	1,3
$r_T$ , мм	10	11	12	13	14	12
$S_{Tmax}$ , мм	9	10	11	12	13	11
$V_{n\text{ ср}}$ , м·с <sup>-1</sup>	6,0	6,4	6,5	6,8	7,0	7,1
$P_{max}$ , МПа	6,6	6,4	6,5	6,2	6,0	6,5
$d$ , мм	98	103	108	113	118	115
$m_n$ , кг	2,5	2,6	2,7	3,0	3,3	3,2
$I_{O_1}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,14	0,13	0,14	0,13	0,15	0,14
$q$ , кг/м <sup>3</sup>	60	55	50	57	58	54
$\delta$	0,02	0,02	0,01	0,01	0,02	0,01

- Указания
- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $n_a^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
  - Принять:  $Z_{13} = Z_7$ , количество сателлитов планетарного механизма  $K = 3$ , длины шатунов 2 и 4 в 4 раза больше длины кривошипа, центры масс шатунов  $S_2$  и  $S_4$  отстоят от  $A$  на расстояние 0,3 от длины шатунов.
  - Двигатель - двухтактный дизель.
  - Массы шатунов определить по формуле  $m = qL$  ( $L$  - м), моменты инерции определить по формуле  $I = 0,1mL^2$ .
  - Коэффициент трения  $f = 0,1$ .
  - Диаметры цапф шарниров  $d_4 = 50$  мм.

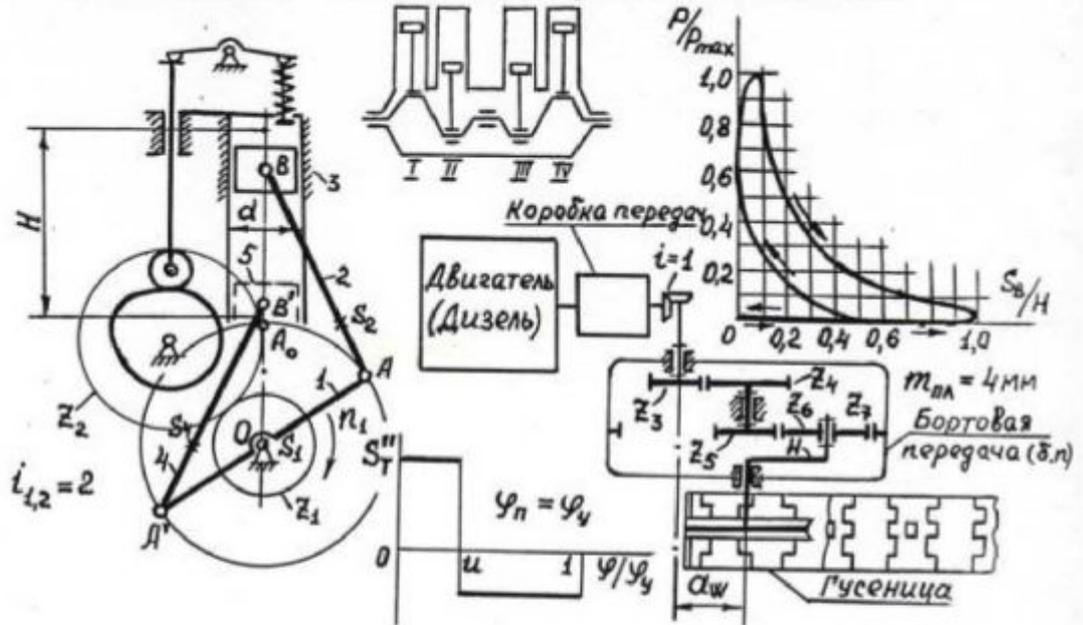
### Задание 8. Механизмы двигателя и передачи мотоцикла



Обозначение величин	В а р и а н т ы					Обозначение величин	В а р и а н т ы				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$a_{ш}, мм$	90	80	85	75	88	$m_{2,4}, кг$	0,34	0,35	0,32	0,30	0,38
$m_{6,7}, мм$	4,5	4,0	4,5	4,0	4,0	$m_{3,5}, кг$	0,36	0,34	0,35	0,28	0,30
$Z_6 + Z_7$	39	39	36	36	42	$I_{S_2}, I_{S_4}, кгм^2$	0,002	0,002	0,003	0,003	0,004
$i_{1H}$	3,6	4,0	3,8	4,2	3,4	$I_{O_1}, кгм^2$	0,007	0,006	0,005	0,008	0,009
Кол-во сателл.	3	3	3	4	4	$I_{O_1}^*, кгм^2$	0,25	0,15	0,18	0,20	0,28
$S_{Tmax}, мм$	7	6	8	9	10	$\delta$	$1/18$	$1/17$	$1/16$	$1/15$	$1/20$
$\varphi_{раб}, град$	120	128	140	136	130	<b>Указания</b> 1. Исходный контур: $\alpha = 20^\circ$ , $h_a^* = 1, c^* = 0,25$ . 2. Принять $i_{67} = 2$ . 3. Двигатель четырёхтактный. 4. $r_1 = 0,5 \cdot AD$ . 5. Коэффициент трения $f = 0,08$ . 6. Диаметры цапф шарниров $d_4 = 30 мм$ .					
$u$	0,4	0,5	0,6	0,4	0,6						
$m_T, кг$	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4						
$\beta^*, град$	30	27	26	28	30						
$V_n^{cp}, мс^{-1}$	12	12,5	13	11	11,5						
$l_2/r_1, l_4/r_1$	3,8	3,6	3,4	3,5	3,3						
$n_1, об/мин$	4600	5200	4800	5000	4100						
$AS_2/l_2, AS_4/l_4$	0,3	0,28	0,26	0,32	0,3						
$p_{max}, МПа$	2,8	3,5	3,2	2,6	3,0						
$d, мм$	78	73	74	68	75						

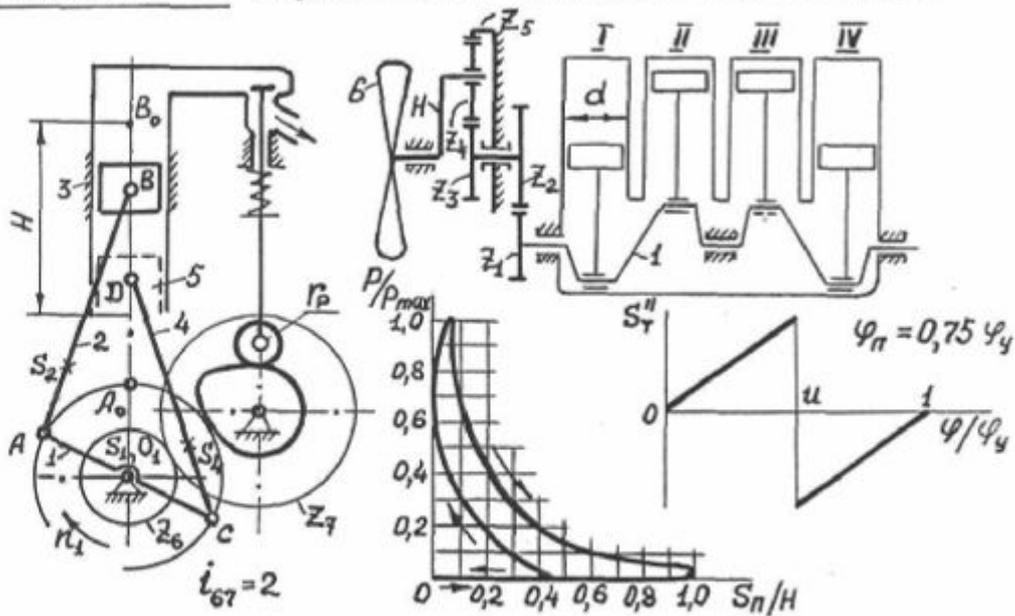


### Задание 10. Механизмы гусеничной машины



Обозначение величин	В а р и а н т ы					Обозначение величин	В а р и а н т ы				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$i_{\delta.n.}$	11	12	14	15	10	$m_2, \text{кг}$	2,85	3,56	4,48	5,28	5,0
Коллч. сател.	3	4	3	4	3	$m_3, \text{кг}$	3,02	3,20	4,5	5,6	5,0
$Z_3$	14	12	11	12	13	$I_{S_2}, \text{кгм}^2$	0,017	0,018	0,020	0,025	0,030
$Z_4$	24	18	22	24	20	$I_{O_1}, \text{кгм}^2$	0,039	0,036	0,040	0,045	0,040
$m_{3,4}, \text{мм}$	5	5	5,5	6,5	7	$\delta$	$1/27$	$1/30$	$1/25$	$1/32$	$1/30$
$\alpha_w, \text{мм}$	100	78	95	120	120	<p style="text-align: center;">Указания</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>Исходный контур: <math>\alpha = 20^\circ</math>, <math>k_a^* = 1</math>, <math>c^* = 0,25</math>.</li> <li>Кривошипно-шатунные группы всех цилиндров одинаковы.</li> <li>Маховик установлен на валу кривошипа.</li> <li>Двигатель – четырёхтактный дизель.</li> <li>Коэф. трен. <math>f = 0,12</math>, <math>d_ц = 50 \text{ мм}</math>.</li> </ol>					
$\varphi_{раб}, \text{град}$	130	120	135	125	130						
$\mu$	0,4	0,3	0,5	0,6	0,3						
$S_{T \max}, \text{мм}$	12	13	14	15	10						
$\beta^*, \text{град}$	28	30	32	25	30						
$V_B^{cp}, \text{мс}^{-1}$	9,4	8,0	8,2	6,5	7,5						
$n_1, \text{об/мин}$	2000	1600	1200	1500	1400						
$l_2/r_1$	3,72	3,74	3,70	3,50	3,60						
$AS_2/l_2$	0,26	0,28	0,25	0,30	0,33						
$P_{\max}, \text{МПа}$	5,8	7,0	4,4	5,3	6,2						
$\alpha, \text{мм}$	120	130	145	125	150						
$m_T, \text{кг}$	1,0	1,2	1,3	1,5	1,25						

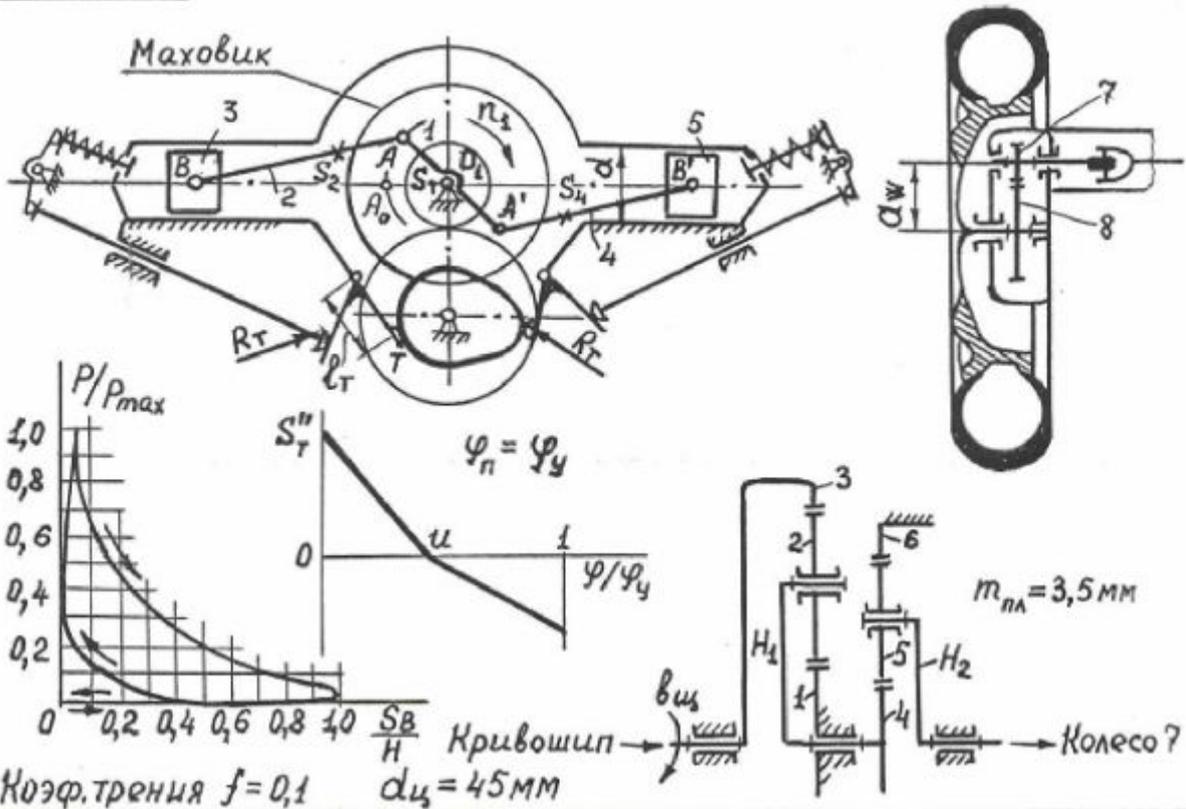
### Задание 11. Механизмы движения автомобиля



3 – поршень, б – крыльчатка вентилятора

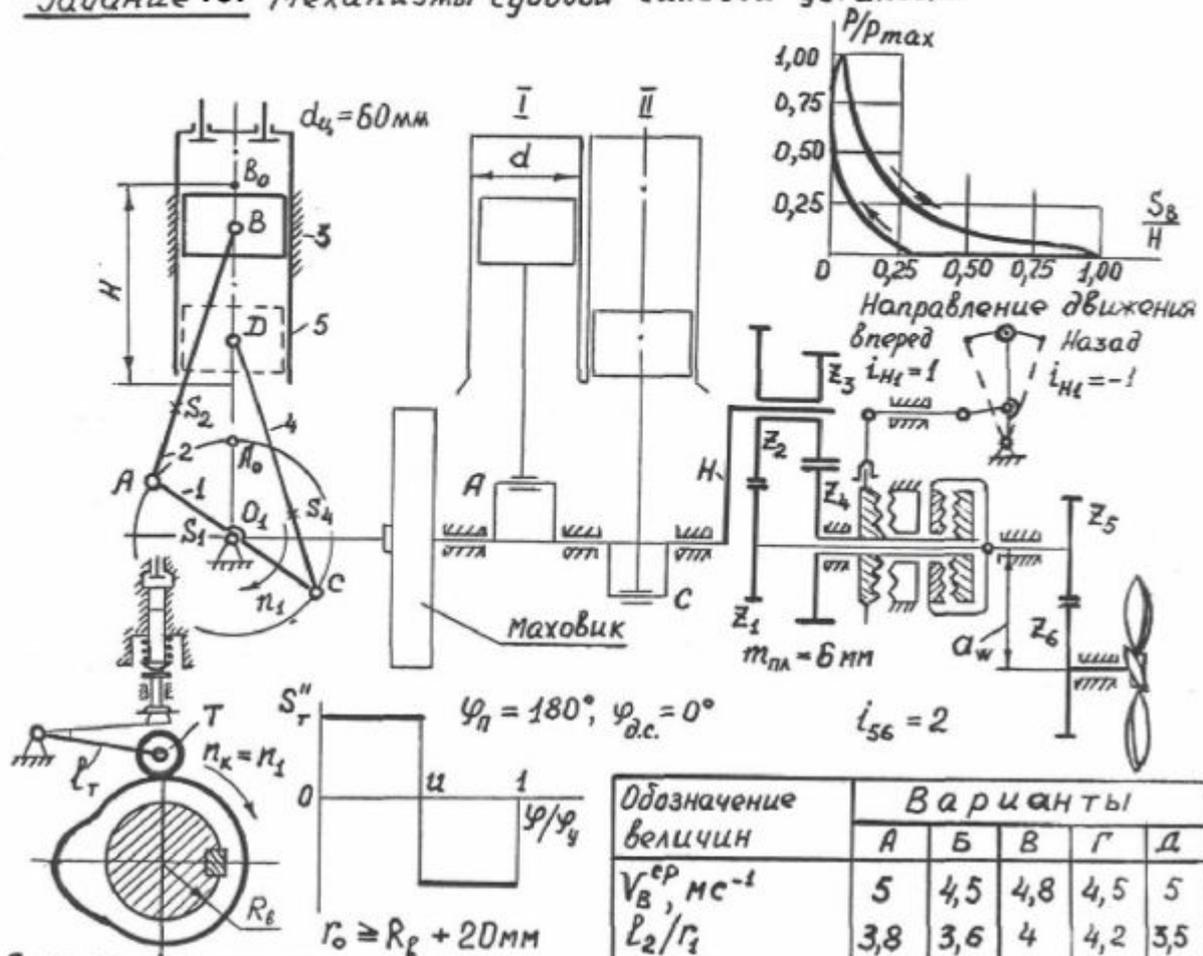
Обозначение величин	Варианты					Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$i_{12}$	1,5	1,56	1,92	1,52	2,0	$d$ , мм	98	96	94	90	86
$z_1$	14	15	13	12	11	$p_{max}$ , МПа	6,1	6,0	6,2	5,8	5,5
$m$ , мм	3,5	4,0	3,5	4,0	4,0	$m_2$ , кг	0,8	1,1	1,0	1,2	0,9
$n_{вент}$ , об/мин	420	440	480	400	450	$m_3$ , кг	0,75	0,92	0,8	1,1	0,9
Колич. сател.	3	4	3	4	3	$I_{S_2}$ , кгм <sup>2</sup>	0,015	0,014	0,016	0,015	0,015
$h_a^*$	1	0,8	1	0,8	1	$I_{o_1}$ , кгм	0,036	0,038	0,028	0,037	0,035
$c^*$	0,25	0,3	0,25	0,3	0,25	$I_{o_1}^*$ , кгм <sup>2</sup>	6,2	5,5	6,0	5,8	6,0
$\varphi_{раб}$ , град	110	112	108	110	120	$\delta$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{22}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{30}$
$u$	0,5	0,4	0,5	0,4	0,4	<p style="text-align: center;">Указания</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Угол профиля исходного контура <math>\alpha = 20^\circ</math></li> <li>2. Двигатель четырехтактный.</li> <li>3. Кривошипно-шатунные группы всех цилиндров одинаковы.</li> <li>4. Маховик установлен на валу кривошипа.</li> <li>5. Коэф трен. <math>f = 0,12</math>; <math>d_4 = 50</math> мм.</li> </ol>					
$\varphi_{д.с.}$ , град	0	16	20	20	16						
$S_{Tmax}$ , мм	10	9	8	8	10						
$r_p$ , мм	10	10	12	12	15						
$m_T$ , кг	0,5	0,6	0,7	0,8	0,5						
$\beta^*$ , град	30	28	28	30	30						
$V_B^{ср}$ , мс <sup>-1</sup>	8,6	7,2	7,5	8,2	8,0						
$n_1$ , об/мин	2400	2000	2100	2200	2250						
$l_2/r_1$	3,5	3,6	3,4	3,3	4,0						
$AS_2/l_2$	0,26	0,28	0,27	0,30	0,33						

## Задание 12. Механизмы автомобиля повышенной проходимости



Обозначение Величин	В а р и а н т ы					Обозначение Величин	В а р и а н т ы				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$i_{3H_2} = i_{3H_1} \times i_{4H_2}$	1,33	3,24	1,42	3,02		$P_{max}, \text{ МПа}$	2,88	2,54	2,65	2,68	2,75
Колич. сател.	3+3	3+3	4+3	4+3	3+4	$m_2, \text{ кг}$	0,36	0,35	0,34	0,38	0,34
$i_{78}$	2,8	2,5	2,7	2,6	2,3	$m_3, \text{ кг}$	0,38	0,36	0,35	0,40	0,40
$m_{7,8}, \text{ мм}$	4	3,5	3,5	4	4	$I_{S_2}, \text{ кгм}^2$	0,010	0,008	0,007	0,010	0,009
$d_{ш}, \text{ мм}$	80	65	68	75	70	$I_{O_1}, \text{ кгм}^2$	0,006	0,008	0,011	0,012	0,010
$\varphi_{раб}, \text{ град}$	116	106	108	110	120	$d, \text{ мм}$	80	80	78	82	85
$u$	0,4	0,5	0,4	0,5	0,4	$\delta$	1/25	1/20	1/30	1/20	1/25
$S_{Tmax}(\text{подузе}), \text{ мм}$	6,8	7,5	7,0	6,7	8,0	Указания					
$l_T, \text{ мм}$	70	75	68	70	75	1. Исходный контур: $\alpha = 20^\circ, k_a^* = 1$ .					
$R_T, \text{ мм}$	10	8	12	10	8	2. Кривошипно-шатунные группы обоих цилиндров одинаковы.					
$\beta^*, \text{ град}$	28	30	35	32	28	3. Двигатель четырёхтактный.					
$I_T, \text{ кгм}^2$	0,01	0,02	0,03	0,02	0,01	4. Маховик установлен на валу кривошипа.					
$V_B^{\text{ср}}, \text{ мс}^{-1}$	10	9	8	8,5	9,5	5. Принять $I_{O_1}^* = 1,0 \text{ кгм}^2$ .					
$l_2/r_2$	3,6	3,5	3,4	3,3	3,2						
$n_1, \text{ об/мин}$	4400	4000	4100	4200	4000						
$A S_2 / l_2$	0,28	0,27	0,26	0,30	0,33						

Задание 13. Механизмы судово́й силовой установки



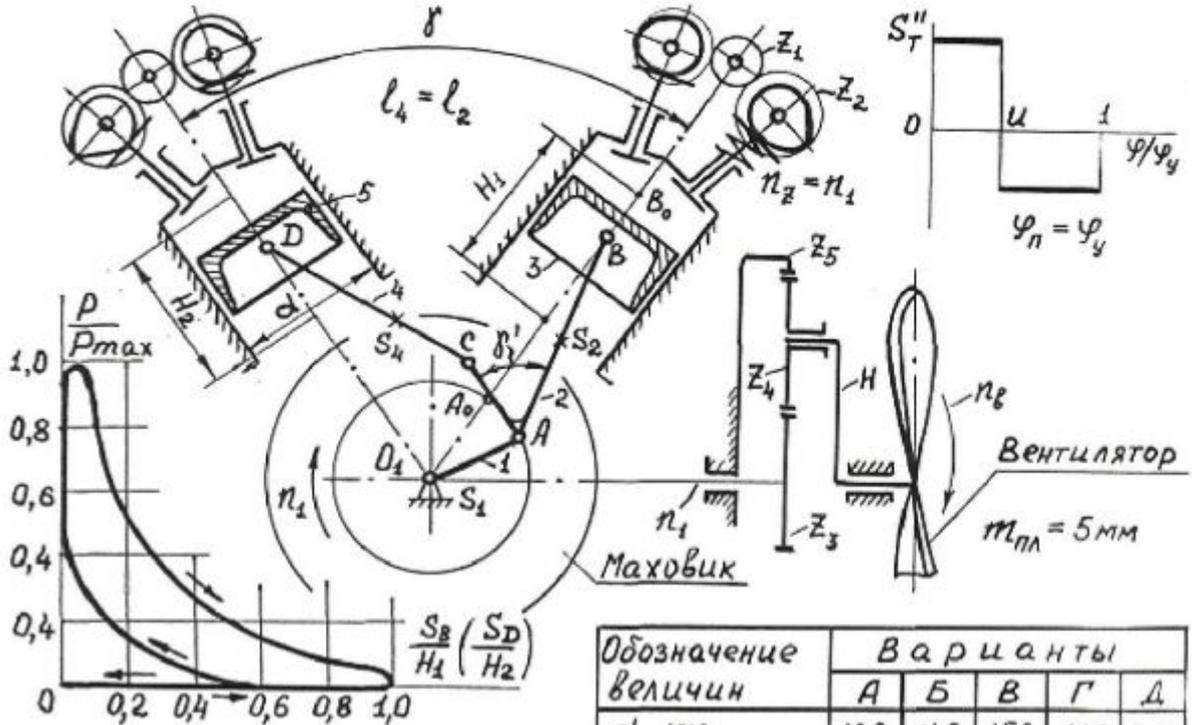
Плунжерный насос Коэф. трен.  $f = 0,12$

Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
Длина водила, мм	135	165	238	234	198
Колич. сател.	3	4	3	4	3
$\alpha_w$ , мм	150	170	225	175	190
$m_{5,6}$ , мм	8	9	12	9	10
$\varphi_{рад}$ , град	216	225	216	220	200
$u$	0,5	0,4	0,5	0,4	0,5
$S_{Tmax}$ (по дуге), мм	10	12	15	10	15
$l_T$ , мм	60	80	120	100	110
$\beta^*$ , град	38	40	35	42	38
$R_6$ , мм	50	60	75	65	80
$I_T$ , кгм <sup>2</sup>	0,002	0,001	0,002	0,001	0,002

Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$V_B^{cp}$ , мс <sup>-1</sup>	5	4,5	4,8	4,5	5
$l_2/r_2$	3,8	3,6	4	4,2	3,5
$n_1$ , об/мин	750	780	500	550	600
$AS_2/l_2$	0,37	0,36	0,34	0,35	0,32
$P_{max}$ , МПа	5	4,8	6	4,5	5,5
$\alpha$ , мм	165	160	180	200	175
$m_1$ , кг	36	38	48	40	45
$m_2$ , кг	19	18	24	20	25
$m_3$ , кг	16	15	20	19	30
$I_{O_1}$ , кгм <sup>2</sup>	1,25	1,4	1,85	2,2	2,5
$I_{S_2}$ , кгм <sup>2</sup>	0,5	0,6	0,8	1,2	1,0
$\delta$	0,01	0,02	0,01	0,02	0,01

- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $s^* = 0,25$ .
- Двигатель двухтактный.
- Кривошипно-шатунные группы обоих цилиндров одинаковы.

Задание 14. Механизмы V-образного двигателя



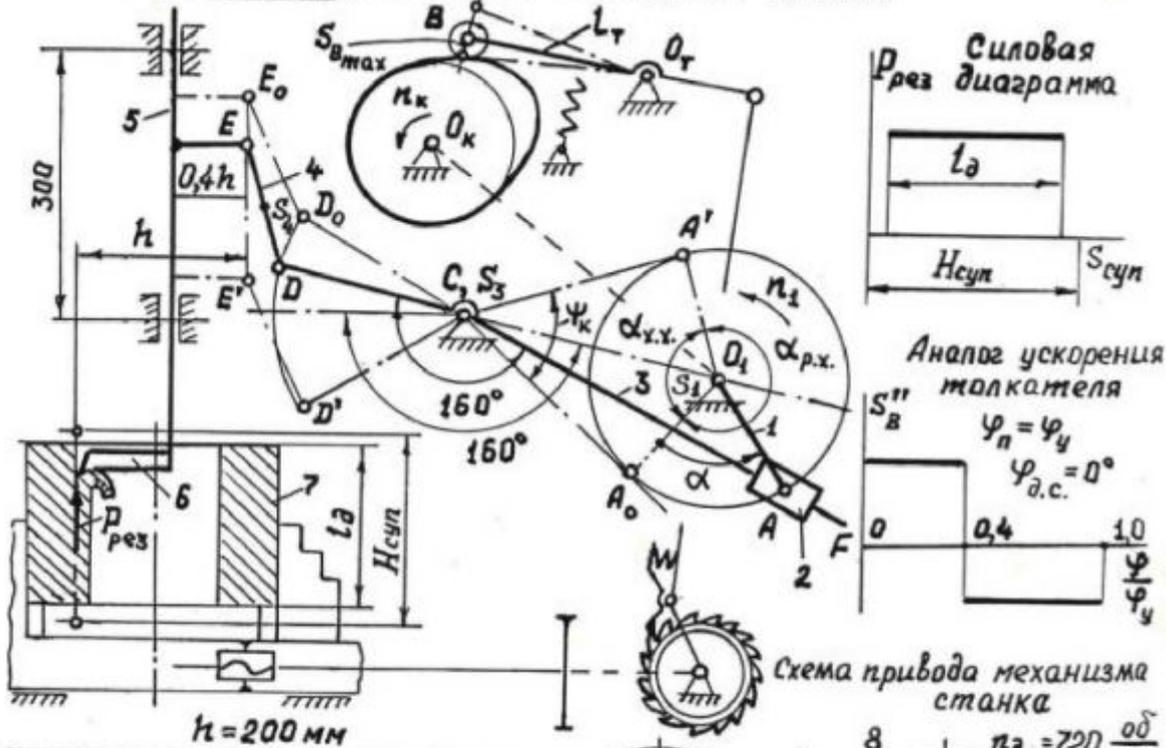
Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$n_1$ , об/мин	2000	2500	3000	2800	2400
$n_2$ , об/мин	500	700	850	800	750
$Z_4$	14	11	13	12	15
$Z_2$	28	22	26	24	30
$m_{1,2}$ , мм	2,5	3	3,5	3	2,5
$\psi_y$ , град	55	60	55	60	65
$\psi_{д.с.}$ , град	5	0	5	0	5
$u$	0,4	0,5	0,4	0,5	0,4
$S_{Tmax}$ , мм	4	5	5	4	6
$m_T$ , кг	0,5	0,6	0,75	0,6	0,75
$\gamma$ , град	60	50	55	60	55
$H_1$ , мм	150	180	200	220	250
$\delta'$ , град	60	55	60	55	60
$l_2/r_1$	3	3,5	3	3,5	4
$l_2/AC$	3	3,2	3,2	3	3,2
$AS_2/l_2, CS_4/l_4$	0,3	0,33	0,35	0,4	0,3

Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$d$ , мм	120	140	150	180	200
$p_{max}$ , МПа	6	5,5	5	4,5	4
$m_1$ , кг	6	7	8	9	10
$m_2$ , кг	4,5	6	7	10	12
$m_4$ , кг	3	5	5,5	8	9
$m_3 = m_5$ , кг	7	9	10,5	13	15
$I_{O_1}$ , кг м <sup>2</sup>	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12
$I_{S_2}$ , кг м <sup>2</sup>	0,04	0,1	0,12	0,3	0,4
$I_{S_4}$ , кг м <sup>2</sup>	0,02	0,03	0,04	0,08	0,1
$\delta$	1/50	1/60	1/75	1/80	1/50

Указания

1. Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ, h_o^* = 1, c^* = 0,25$ .
2. Двигатель четырёхтактный.
3. Коэффициент трения  $f = 0,12$ .
4. Диаметры цапф шарниров  $d_4 = 60$  мм.

### Задание 15 Механизмы долбежного станка



Вариант Величина	А	Б	В	Г	Д
$l_d, \text{ мм}$	170	180	190	160	200
$V_{рез}, \text{ м/мин}$	20	25	30	25	20
$z_1$	11	12	13	14	12
Схема пл. мех.	А	В	Г	Б	А
$i_{1H}$	3	7 <sup>-1</sup>	6 <sup>-1</sup>	8	5
$m, \text{ мм}$	5	4	6	10	5
Число сател. К	4	3	1	2	3
$S_{B \max}, \text{ мм}$	25	30	28	32	35
$L_T, \text{ мм}$	110	90	100	130	120
$\beta^*, \text{ град}$	40	42	45	35	38
$DE/CD$	0,5	0,6	0,7	0,6	0,5
$k = \alpha_{р.х.} / \alpha_{х.х.}$	1,8	1,6	1,5	1,7	1,5
$P_{рез}, \text{ кН}$	1,6	2,0	1,8	2,2	2,5
$m_5, \text{ кг}$	45	40	42	46	48
$I_{O_1}, \text{ кгм}^2$	0,10	0,08	0,05	0,08	0,10
$q, \text{ кг/м}$	50	60	70	75	65
$\delta$	0,04	0,03	0,03	0,04	0,04



5-суппорт, 6-резец, 7-деталь, 8-шкив-маховик, 9-ременная передача

#### Указания

- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $n_o^* = 1$ ,  $s^* = 0,25$ .
- Рабочий угол кулачкового механизма  $\varphi_{раб}$  на  $4^\circ$  меньше угла поворота кривошипа, соответствующего перемещению резца вне зоны резания выше детали.
- Принять  $l_d = 0,85 H_{cup}$ ,  $O_1 C = 250 \text{ мм}$ .
- Массы стержневых звеньев определить по формуле  $m = qL$ , моменты инерции

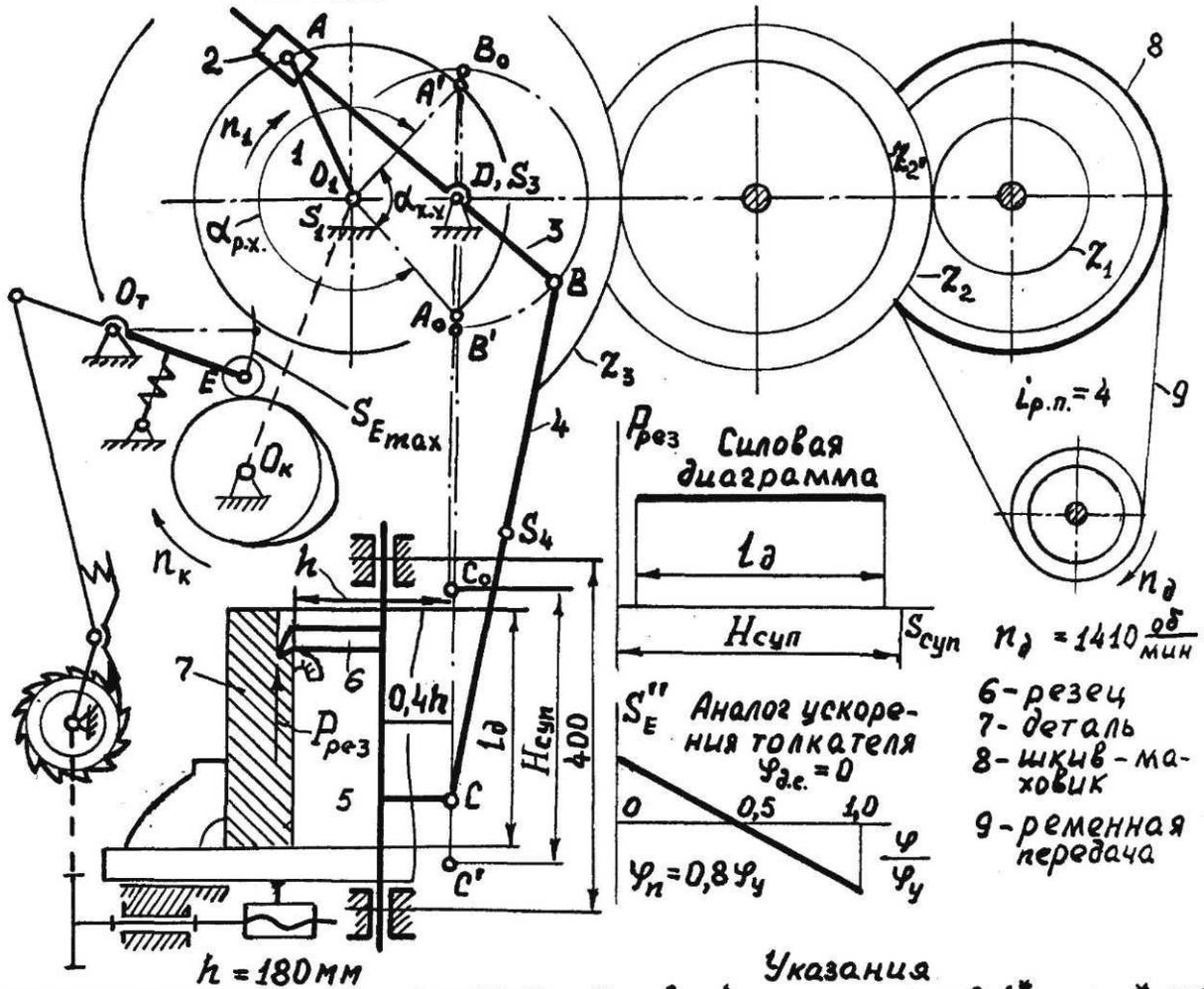
определить по формуле  $I_S = \frac{1}{12} \cdot m L^2$  ( $[m] = \text{кг}$ ,  $[L] = \text{м}$ ).

5. Центр масс  $S_4$  находится в середине длины звена 4.

6. Коэффициент трения  $f = 0,15$ .

7. Диаметры цапф шарниров  $d_{ц} = 45 \text{ мм}$ .

### Задание 16. Механизмы долбежного станка

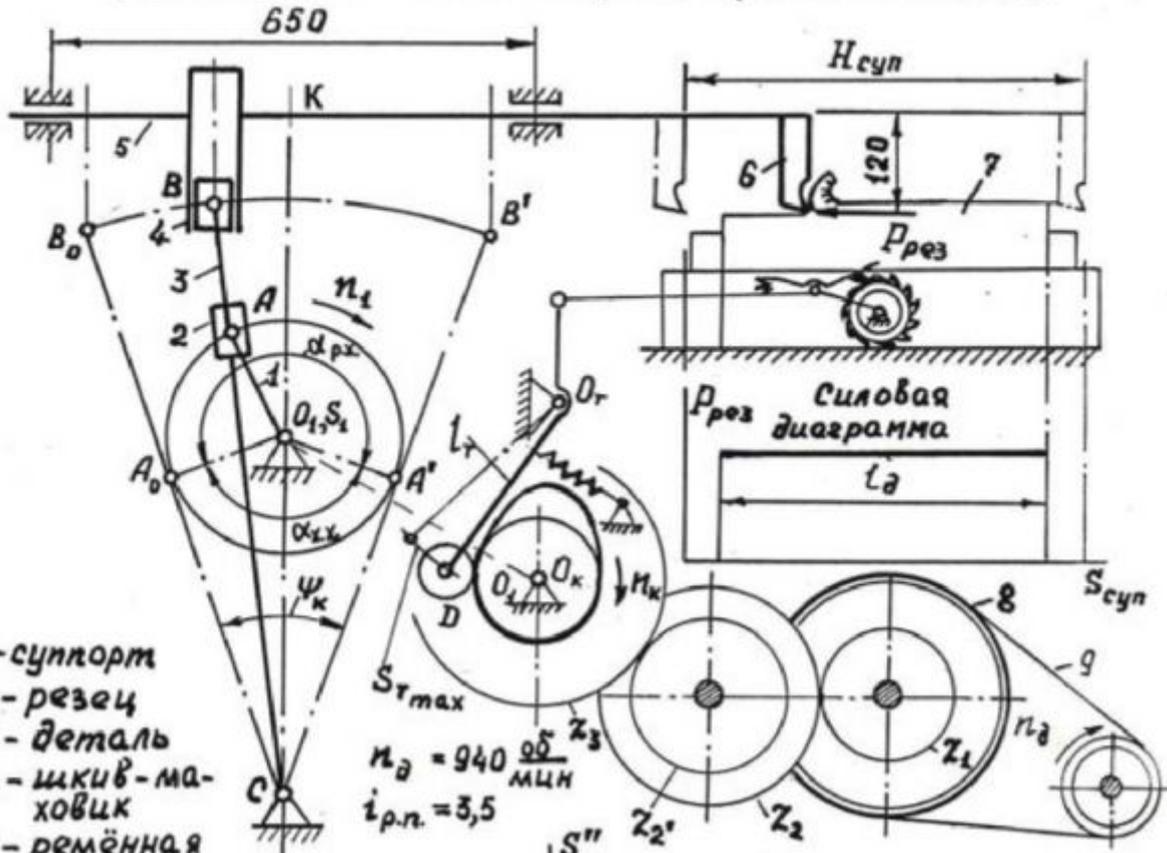


#### Указания

1. Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_o^* = 1,0$ ,  $c^* = 0,25$ .
2. Рабочий угол кулачкового механизма  $\psi_{\text{раб}}$  на  $4^\circ$  меньше угла поворота кривошипа, соответствующего перемещению резца вне зоны резания выше детали.
3. Принять  $L_d = 0,86 H_{\text{суп}}$ .
4. Массы стержневых звеньев определить по формуле  $m = qL$ , моменты инерции определить по формуле  $I_s = \frac{1}{12} m l^2$  ( $[m] = \text{кг}$ ,  $[l] = \text{м}$ ).
5. Центр масс  $S_4$  расположен в середине длины звена 4.
6. Коэффициент трения  $f = 0,12$ .
7. Диаметры цапф шарниров  $d_{\text{ц}} = 50 \text{ мм}$ .

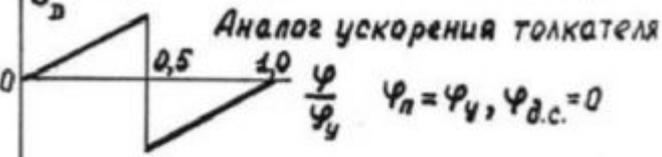
Вариант	А	Б	В	Г	Д
<i>Величина</i>					
$L_d, \text{ мм}$	170	250	240	220	200
$V_{\text{рез}}, \text{ м/мин}$	18	20	25	20	18
$Z_1$	13	12	11	12	14
Схема пл. мех.	Б	Б	А	Г	Б
$z_{1H}$	$10^{-1}$	4	5	$8^{-1}$	5
$m, \text{ мм}$	5	6	4	5	8
Число сател.к	4	3	3	1	4
$S_{E \text{ max}}, \text{ мм}$	35	40	32	40	38
$L_T, \text{ мм}$	300	250	310	270	260
$\beta^*, \text{ град.}$	35	36	35	40	32
$O_2 A, \text{ мм}$	90	100	90	80	70
$BC/BD$	2,5	2,3	2,5	2,4	2,2
$m_5, \text{ кг}$	40	35	45	42	38
$K = \alpha_{\text{р.х.}} / \alpha_{\text{х.х.}}$	1,4	1,3	1,5	1,8	1,6
$Q, \text{ кг/м}$	55	60	65	62	58
$P_{\text{рез}}, \text{ кН}$	2,0	1,8	1,6	1,7	2,2
$\delta$	0,05	0,08	0,06	0,07	0,04

Задание 17 Механизмы поперечно-строгального станка



- 5-суппорт
- 6-резец
- 7-деталь
- 8-шків-маховик
- 9-реємна передача

$n_d = 940 \frac{об}{мин}$   
 $i_{р.п.} = 3,5$



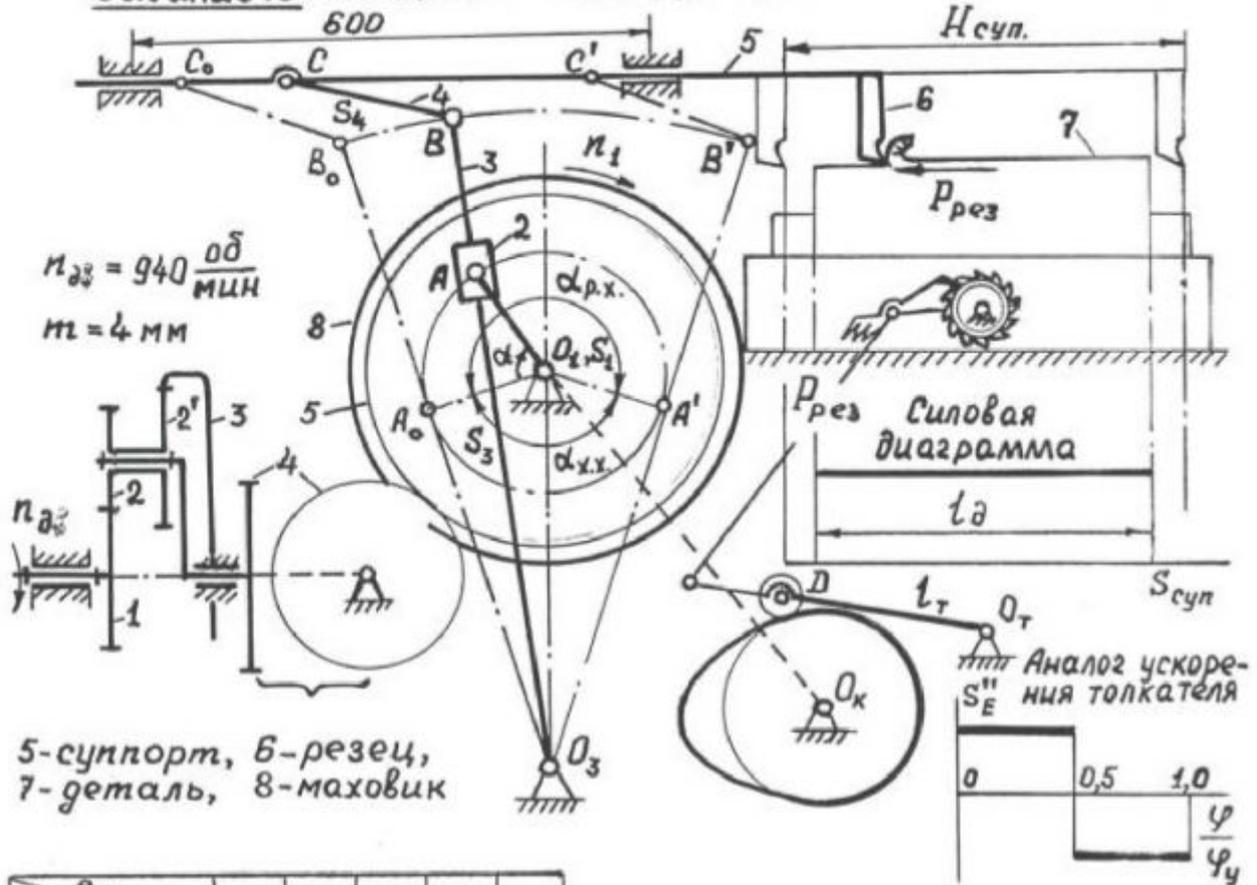
Вариант Величина	А	Б	В	Г	Д
$l_d, мм$	420	450	500	400	480
$n_1, об/мин$	80	75	70	72	68
$z_1$	13	12	11	14	12
Схема пл. мех.	А	Б	В	Г	А
$i_{пл}$	3	5	15	12	5
$m, мм$	4	4,5	5	5,5	5
Число сател. К	4	3	3	2	3
$S_{дmax}, мм$	47	39	45	35	40
$l_γ, мм$	135	120	150	140	145
$β^*, град$	36	30	35	40	32
$k = α_{р.х.}/α_{х.х.}$	1,48	1,50	1,60	1,45	1,40
$P_{рез}, кН$	2,0	1,8	1,7	1,9	2,1
$m_5, кг$	70	72	68	75	65
$δ$	0,04	0,05	0,04	0,05	0,04

- Указания
1. Исходный контур:  $α = 20^\circ, k^* = 1, c^* = 0,25$ .
  2. Рабочий угол кулачкового механизма  $φ_{раб}$  на  $5^\circ$  меньше угла поворота кривошипа, соответствующего перемещению резца вне зоны резания слева от детали.
  3. Принять:  $O_2C = 350 мм$ , центр масс кулисы 3 расположен в середине её длины.
  4. Принять:  $l_d = 0,9 H_{суп}$ .
  5. Массы стержневых звеньев определить по формуле  $m = q \cdot l$  ( $q = 62 кг/м$ ), моменты инерции определить по

формуле  $I_s = 1/12 \cdot m l^2$  ( $[m] = кг, [l] = м$ ).

6. Коэффициент трения  $f = 0,13$ , диаметры цапф шарниров  $d_ш = 45 мм$ .

### Задание 18 Механизмы поперечно-строгального станка



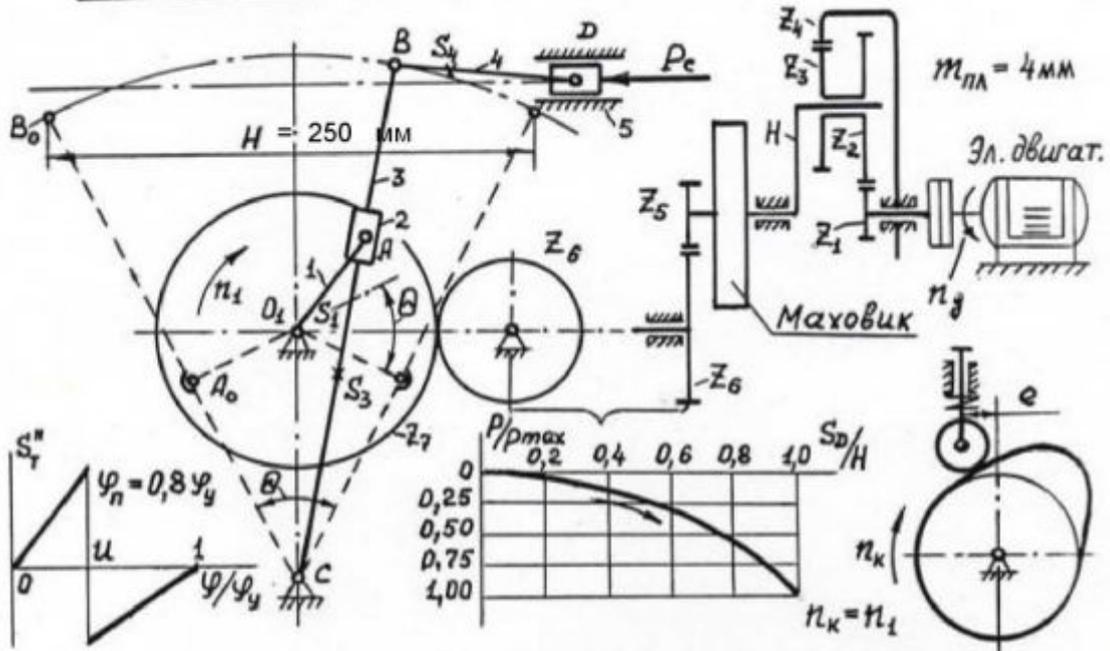
Вариант	А	Б	В	Г	Д
$Z_4$	13	14	12	12	11
$Z_5$	18	19	16	20	24
$n_1, об/мин$	70	72	68	74	70
$S_{дмах}, мм$	43	38	40	39	41
$l_T, мм$	135	120	150	140	145
$\beta^k, град$	30	35	40	30	35
$l_d, мм$	430	400	450	500	520
$K = \alpha_{p.x.} / \alpha_{x.x.}$	1,40	1,48	1,45	1,38	1,35
$BC / O_3B$	0,34	0,30	0,32	0,30	0,35
$P_{рез}, кН$	1,8	2,0	1,6	2,0	1,9
$m_5, кг$	72	68	68	65	70
$q, кг/м$	60	65	63	60	65
$\delta$	0,03	0,04	0,05	0,03	0,05

#### Указания

- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ;  $k_a^* = 1$ ;  $c^* = 0,25$ .
- Рабочий угол кулачкового механизма  $\varphi_{раб}$  на  $3^\circ$  меньше угла поворота кривошипа, соответствующего перемещению резца вне зоны резания слева от детали.
- Принять:  $O_1O_3 = 400 \text{ мм}$ ,  $l_T = 0,85 H_{суп.}$ .
- Число сателлитов планетарного механизма  $K = 3$ .
- Массы стержневых звеньев определить по формуле  $m = q \cdot L$ , моменты инерции определить по формуле  $I_S = \frac{1}{12} \cdot m \cdot l^2$  ( $[m] = \text{кг}$ ,  $[l] = \text{м}$ ).

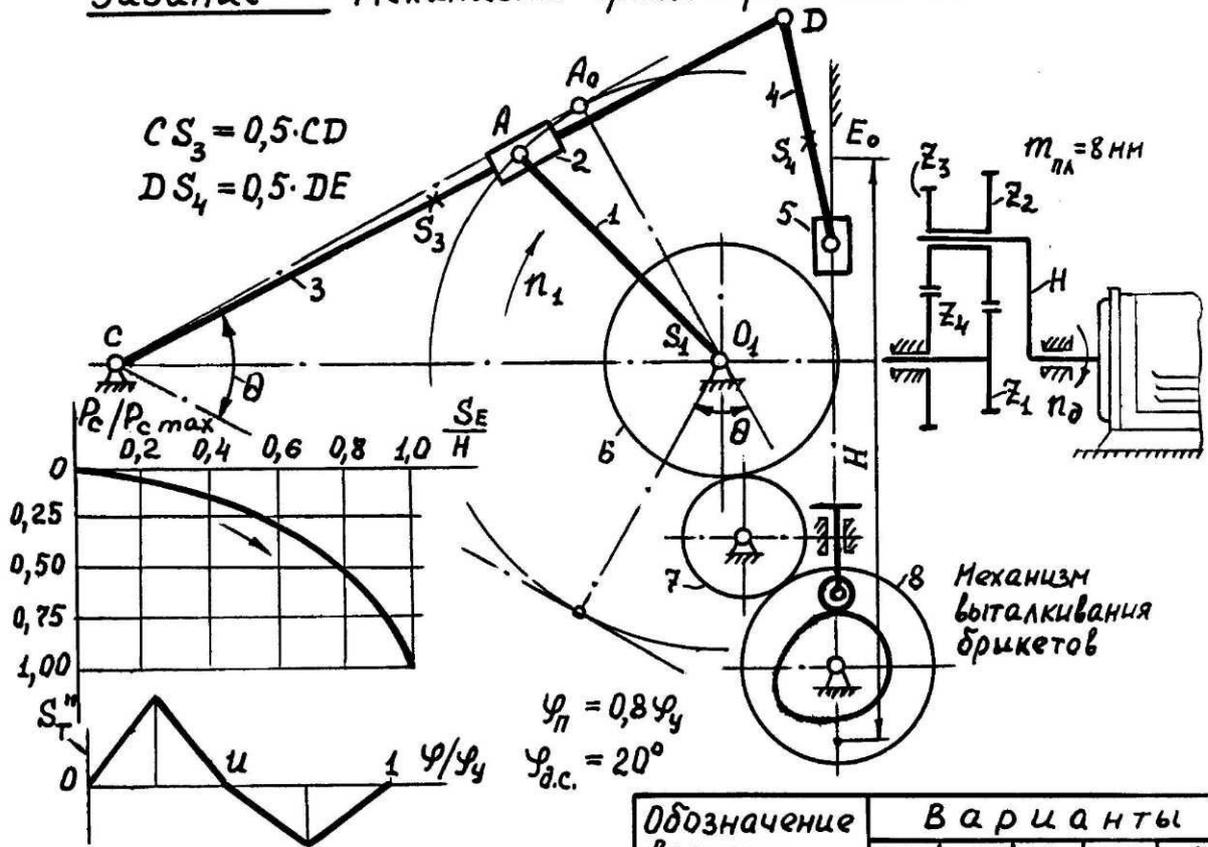
- Центры масс стержневых звеньев расположены в середине их длин.
- Коэффициент трения в кинематических парах  $f = 0,14$ .
- Диаметры цапф шарниров  $d_ц = 45 \text{ мм}$ .

### Задание 19. Механизмы брикетировочного автомата



Обозначение величин	Варианты					Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$n_2$ , об/мин	1440	1450	970	1420	950	$P_{max}$ , кН	7	6,5	6	7,5	7
$n_1$ , об/мин	90	98	80	85	100	$m_5$ , кг	40	38	35	42	45
$Z_6$	12	13	14	12	13	$\delta$	$1/30$	$1/25$	$1/20$	$1/30$	$1/25$
$Z_7$	24	25	24	20	18	<b>Указания</b>					
$m_{6,7}$ , мм	5	6	5	6	5	1. Исходный контур: $\alpha = 20^\circ$ , $n_a^* = 1$ , $c^* = 0,25$ .					
Колич. сател.	3	4	3	4	3	2. Центры масс звеньев 3 и 4 принять в середине их длин.					
$\varphi_{аб}$ , град	180	150	160	180	170	3. Массы звеньев 3 и 4 определить по формуле $m = q \cdot l$ , $[l] = м$ .					
$\varphi_{ас}$ , град	10	20	30	20	30	4. Моменты инерции звеньев 3 и 4 определить по формуле $I_s = 0,1 m l^2$ .					
$u$	0,3	0,4	0,5	0,33	0,4	5. Коэф. трен. $f = 0,16$ ; $d_4 = 55$ мм.					
$S_{Tmax}$ , мм	50	60	55	45	40						
$\beta^*$ , град	30	28	30	25	26						
$m_T$ , кг	1,5	2	2,5	2	2,5						
$k = \frac{180 + \theta}{180 - \theta}$	1,65	1,55	1,60	1,70	1,58						
$O_1C$ , мм	230	180	200	210	190						
$l_4/l_3$	0,35	0,30	0,35	0,40	0,32						
$q$ , кг/м	70	75	80	82	78						

## Задание 20. Механизмы брикетировочного автомата



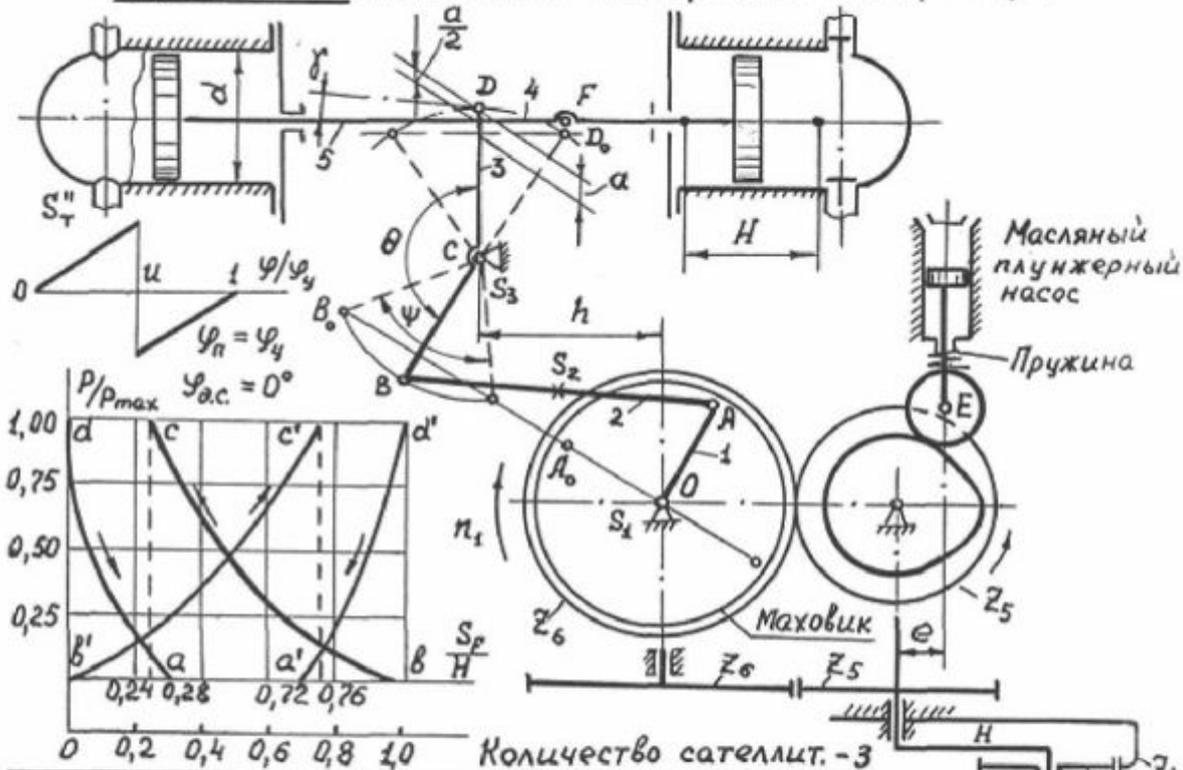
Обозначение величин	В а р и а н т ы				
	А	Б	В	Г	Д
$n_d$ , об/мин	2800	2650	2700	2850	2550
$n_1$ , об/мин	200	240	190	220	250
$z_7$	15	14	12	14	13
$z_8 = z_6$	21	21	18	20	22
$m_{7,8}$ , мм	5	6	5,5	5	5,5
Колич. сател.	4	3	4	3	4
$\varphi_{раб}$ , град	190	200	180	210	220
$u$	0,5	0,4	0,33	0,5	0,33
$\beta^*$ , град	20	25	24	26	28
$S_{Tmax}$ , мм	30	35	40	38	32
$m_T$ , кг	5	6	5,5	7	7,5
$H$ , мм	380	360	340	400	320
$K = \frac{180 + \theta}{180 - \theta}$	2	1,8	1,9	1,7	1,5
$O_1C$ , мм	180	200	210	220	190

Обозначение величин	В а р и а н т ы				
	А	Б	В	Г	Д
$L_4/L_3$	0,3	0,33	0,35	0,36	0,32
$m_5$ , кг	50	60	55	65	70
$P_c$ , кН	34	36	35	33	40
$\delta$	$1/10$	$1/14$	$1/15$	$1/12$	$1/10$

### Указания

1. Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
2. Массы звеньев определить по формуле  $m = q \cdot l$ ,  $q = 60 \dots 80$  кг/м.
3. Моменты инерции определить по формуле  $I = \frac{1}{12} m l^2$ .
4. Коэффициент трения  $f = 0,16$ .
5. Диаметр цапф шарниров  $d_{ц} = 45$  мм.

### Задание 21. Механизмы кислородного компрессора



Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$n_1$ , об/мин	140	120	135	130	145
$Z_5$	12	11	10	13	14
$Z_6$	18	20	21	20	22
$m_{5,6}$ , мм	5	6	5	6	5
$\varphi_{раб}$ , град	180	160	240	200	220
$u$	0,4	0,5	0,33	0,4	0,5
$S_{Tmax}$ , мм	35	40	45	30	35
$\beta^*$ , град	30	25	32	28	26
$m_T$ , кг	0,5	0,4	0,45	0,5	0,55
$H$ , мм	70	65	60	75	80
$\psi$ , град	36	30	40	38	40
$\theta$ , град	165	160	155	160	170
$h$ , мм	118	120	125	120	125
$\gamma_{max}$ , град	8	6	8	6	8
$P_{max}$ , МПа	15	12	14	15,5	13
$d$ , мм	75	80	70	82	75

$m_{пл} = 3 \text{ мм}$

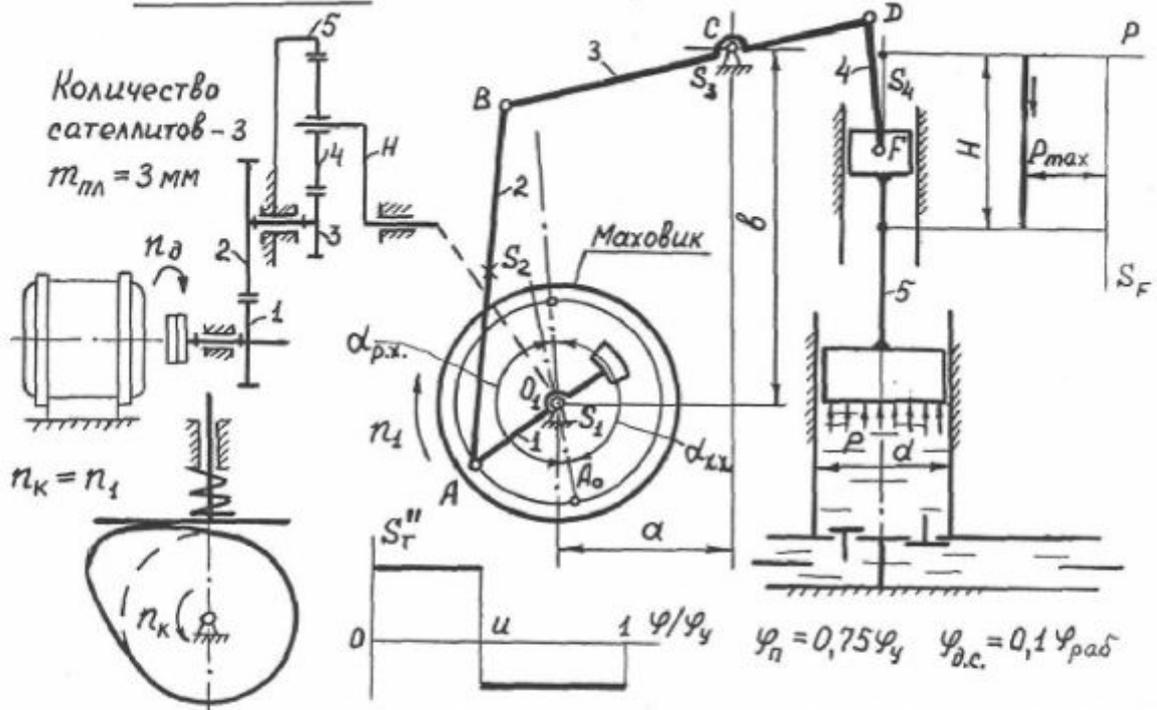
$n_d = 2820 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$

Обозначение величины	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$m_s$ , кг	4,9	5	4,8	4,5	5,2
$q$ , кг/м	50	55	60	65	50
$\delta$	$\frac{1}{15}$	$\frac{1}{16}$	$\frac{1}{18}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{15}$

#### Указания

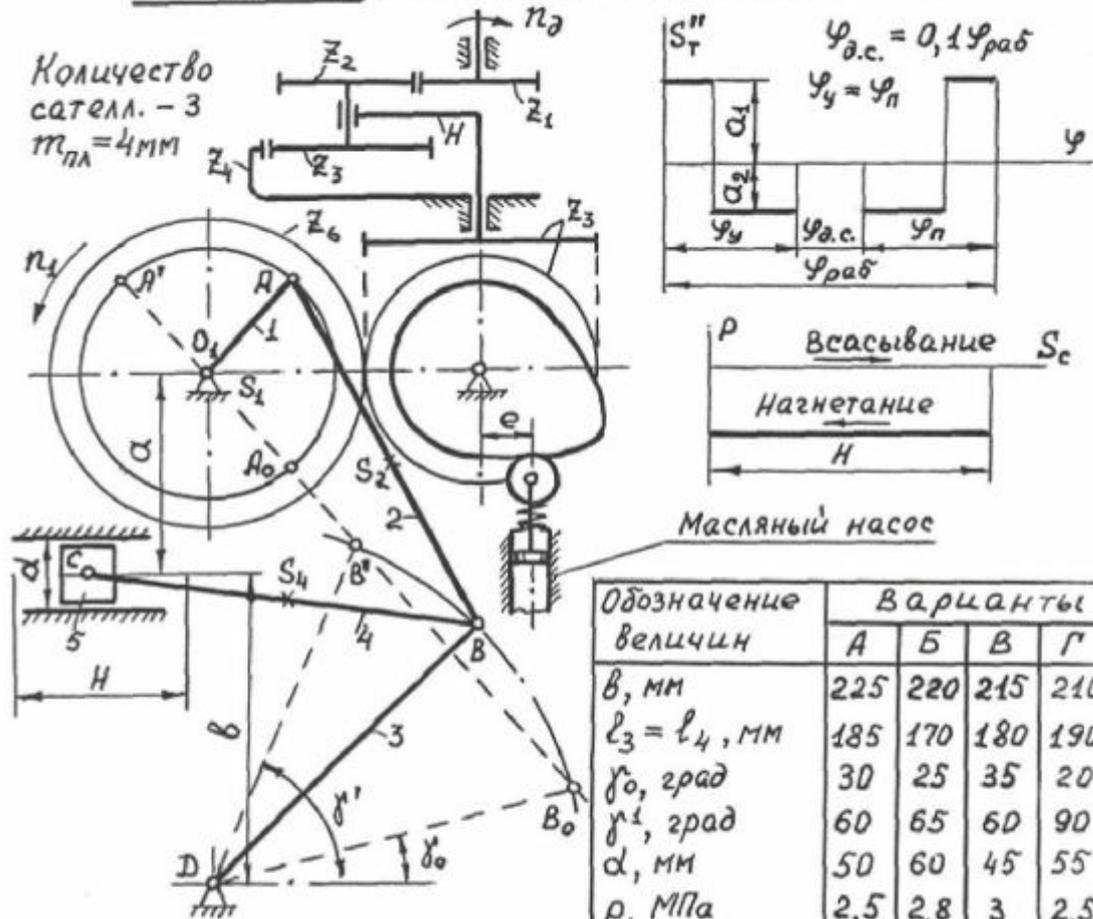
1. Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $n_a^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
2. Массы звеньев равны:  $m = q \cdot l$ , моменты инерции  $I_s = 0,1 l^2$ .
3. Коэффициент трения  $f = 0,16$ .
4. Диаметры цапф шарниров  $d_{ц} = 40 \text{ мм}$ .

Задание 22. Механизмы поршневого насоса



Обозначение величин	Варианты					Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д		А	Б	В	Г	Д
$n_d, \text{об/мин}$	960	965	950	1420	1440	$m_5, \text{кг}$	4	4,5	5	4,5	4
$n_1, \text{об/мин}$	100	105	110	120	125	$q, \text{кг/м}$	30	35	40	35	45
$z_1$	11	14	12	15	13	$\delta$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$
$z_2$	17	19	20	21	22	<p>Указания</p> <p>1. Исходный контур: <math>\alpha = 20^\circ, k_a^* = 1, c^* = 0,25</math>.</p> <p>2. Принять: <math>l_4 = 100 \text{ мм}, I_1 = 0,04 \text{ кг м}^2</math>.</p> <p>3. Массы стержневых звеньев равны: <math>m = q \cdot l</math>, моменты инерции <math>I_S = \frac{1}{10} m l^2</math>.</p> <p>4. Коэффициент трения <math>f = 0,18</math>.</p> <p>5. Диаметры цапф шарниров <math>d_4 = 45 \text{ мм}</math>.</p>					
$m_{1,2}, \text{мм}$	2,5	3	3,5	3	2,5						
$\varphi_{раб}, \text{град}$	180	160	240	220	200						
$u$	0,3	0,4	0,5	0,4	0,3						
$S_{rmax}, \text{мм}$	35	40	45	30	45						
$m_r, \text{кг}$	2,2	2,5	2	2,2	2,4						
$H, \text{мм}$	120	130	140	150	160						
$k = \alpha_{р.х.} / \alpha_{х.х.}$	1,2	1,25	1,2	1,25	1,2						
$Q, \text{мм}$	100	110	115	95	90						
$BC, \text{мм}$	170	180	190	200	210						
$CD, \text{мм}$	160	170	180	190	200						
$d, \text{мм}$	110	115	120	125	130						
$P_{max}, \text{МПа}$	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5						

### Задание 23. Механизмы плунжерного насоса

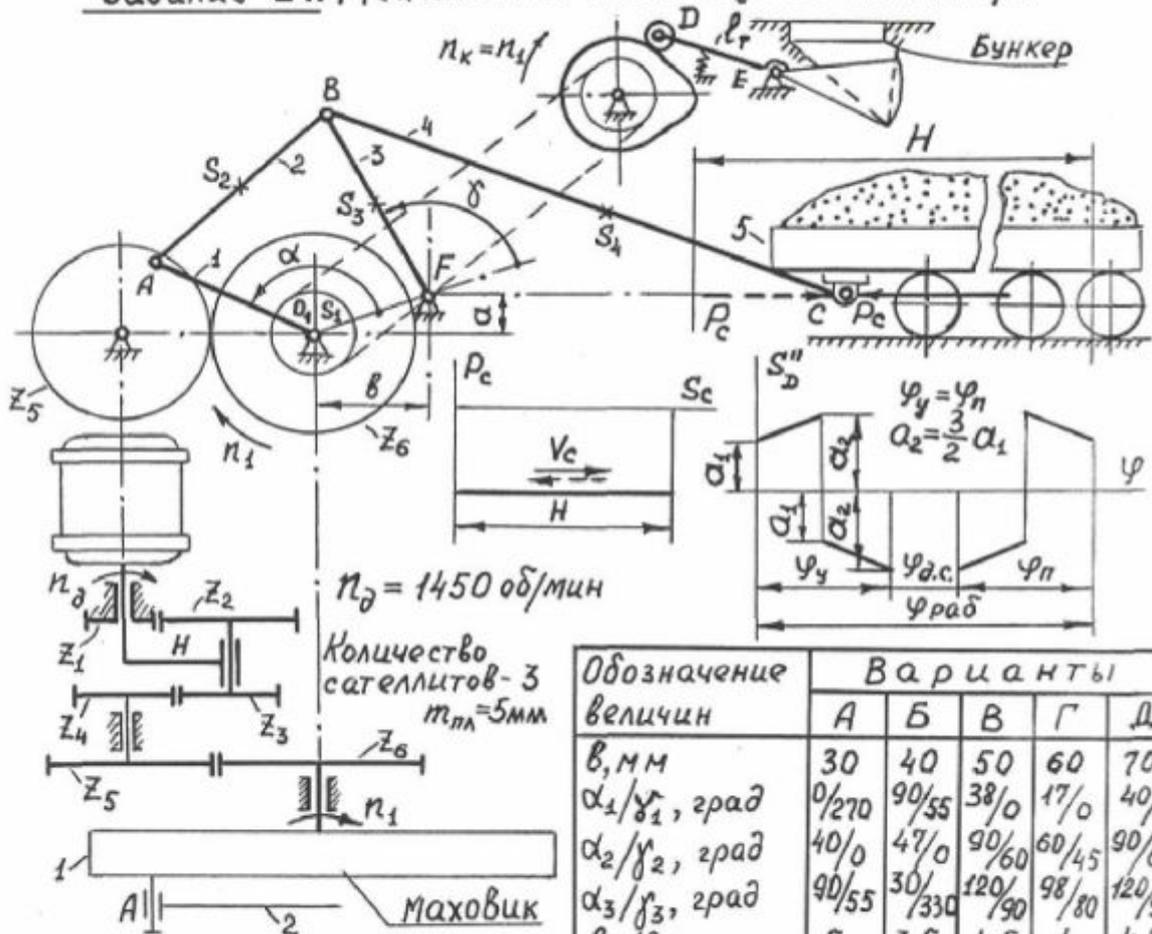


Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$\nu$ , мм	225	220	215	210	230
$l_3 = l_4$ , мм	185	170	180	190	200
$\gamma_0$ , град	30	25	35	20	25
$\gamma_1$ , град	60	65	60	90	75
$d$ , мм	50	60	45	55	65
$p$ , МПа	2,5	2,8	3	2,5	3,2
$m_5$ , кг	5	5,5	4,5	5,5	5
$I_{D_1}$ , кгм <sup>2</sup>	0,010	0,012	0,009	0,015	0,008
$\delta$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{11}$	$\frac{1}{10}$
$q$ , кг/м	40	45	42	42	45

Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$n_3$ , об/мин	975	1420	975	1420	975
$n_1$ , об/мин	100	120	130	100	120
$z_5$	12	11	12	13	14
$z_6$	24	16	18	20	22
$m_{5,6}$ , мм	5	4,5	5	4,5	5
$\varphi_{раб}$ , град	240	250	200	180	220
$\alpha_1/\alpha_2$	3	2,5	2	1,5	2
$S_{тmax}$ , мм	20	25	30	22	25
$\beta^*$ , град	30	25	30	28	24
$e$ , мм	7	8	10	12	15
$m_T$ , кг	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
$a$ , мм	135	130	120	125	140

- Указания**
- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ$ ,  $n_a^* = 1$ ,  $c^* = 0,25$ .
  - Массы звеньев равны  $m = qL$ , моменты инерции  $I_S = 0,1 m L^2$ .
  - Центры масс звеньев в середине их длин.
  - Коэффициент трения  $f = 0,15$ .
  - Диаметры цапф шарниров  $d_{ц} = 40$  мм.

### Задание 24. Механизмы качающегося конвейера



Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$b, \text{мм}$	30	40	50	60	70
$\alpha_1/\delta_1, \text{град}$	0/270	90/55	38/0	17/0	40/0
$\alpha_2/\delta_2, \text{град}$	40/0	47/0	90/60	60/45	90/60
$\alpha_3/\delta_3, \text{град}$	90/55	30/130	120/190	98/80	120/90
$\ell_4/\ell_3$	5	3,5	4,5	4	4,2
$m_5, \text{кг}$	1500	1600	1650	1700	2000
$q, \text{кг/м}$	40	42	44	45	50
$P_c, \text{кН}$	1,5	1,7	1,9	2,3	2,5
$\delta$	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08

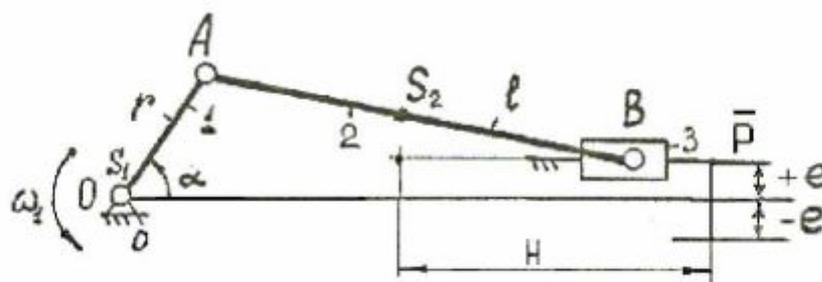
Обозначение величин	Варианты				
	А	Б	В	Г	Д
$n_1, \text{об/мин}$	60	95	75	80	100
$z_5$	16	15	14	13	12
$z_6$	45	42	40	39	40
$m_{5,6}, \text{мм}$	8	7	9	10	8
$\varphi_{\text{раб}}, \text{град}$	170	140	160	175	150
$\varphi_{\text{д.с.}}, \text{град}$	30	20	35	25	20
$S_{\text{д.мах}}, \text{мм}$	42	50	44	45	48
$\ell_r, \text{мм}$	120	100	110	125	140
$\beta^*, \text{град}$	40	43	42	38	35
$I_r, \text{кгм}^2$	0,010	0,009	0,008	0,012	0,015
$r_1, \text{мм}$	60	75	90	100	120
$\alpha, \text{мм}$	25	20	40	45	35

- Указания
- Исходный контур:  $\alpha = 20^\circ, n^* = 1$ ,
  - Массы звеньев равны  $m = q \cdot \ell$ , моменты инерции  $I_s = 0,1 m \ell^2$ ,
  - Коэффициент трения  $f = 0,16$ ,
  - Диаметры цапф шарниров  $d_ц = 50 \text{ мм}$ .

**СБОРНИК УПРОЩЕННЫХ ЗАДАНИЙ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ  
(КУРСОВУЮ РАБОТУ)**

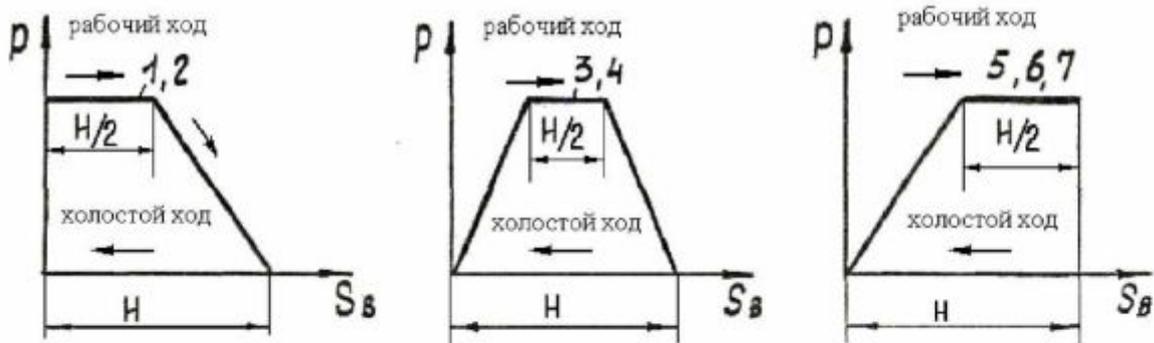
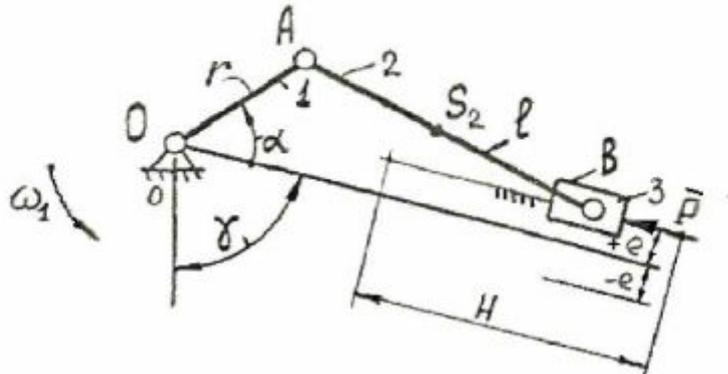
**Задания У-1, ... ,У- 12**

Кривошипно – ползунный механизм рабочей машины



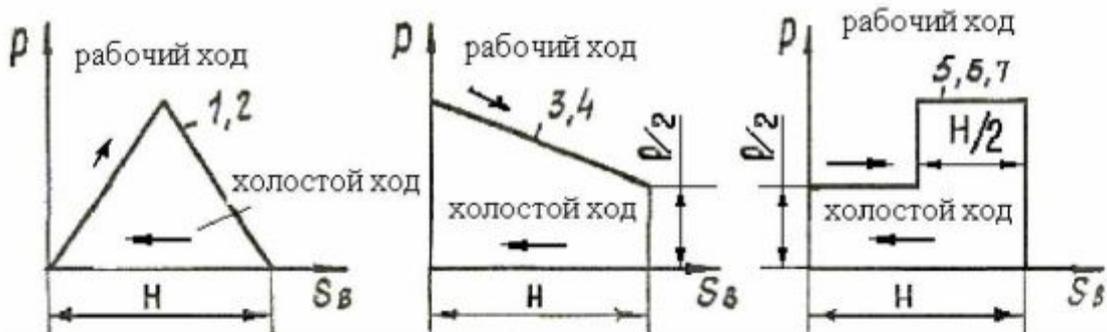
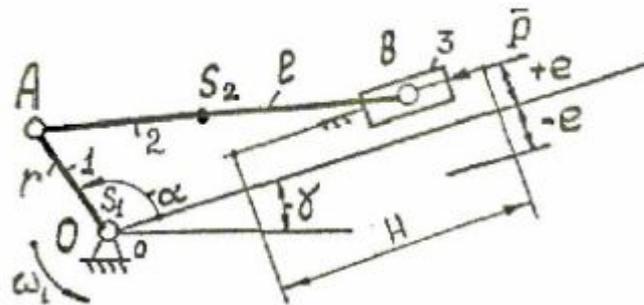
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
$\omega_2$ , рад/с	30	25	20	35	10	15	12
$r$ , м	0,105	0,115	0,135	0,155	0,178	0,210	0,230
$l$ , м	0,370	0,410	0,430	0,450	0,615	0,710	0,730
$l_{AS}$ , м	0,120	0,140	0,150	0,160	0,200	0,230	0,280
$e$ , м	0	+0,08	+0,09	- 0,09	- 0,105	+0,06	- 0,10
$m_1$ , кг	4,7	5,1	5,3	5,8	6,3	7,1	7,6
$m_2$ , кг	11,2	12,3	13,7	14,9	15,8	17,4	19,3
$m_3$ , кг	10,5	11,2	11,9	12,3	13,4	14,5	15,1
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,01	0,012	0,015	0,018	0,02	0,04	0,09
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,16	0,235	0,295	0,350	0,545	0,730	0,915
$P_{max}$ , Н	1300	1450	1500	1570	1680	1920	2150
$\delta$	1/20	1/25	1/23	1/26	1/28	1/21	1/22

Кривошипно – ползунный механизм рабочей машины



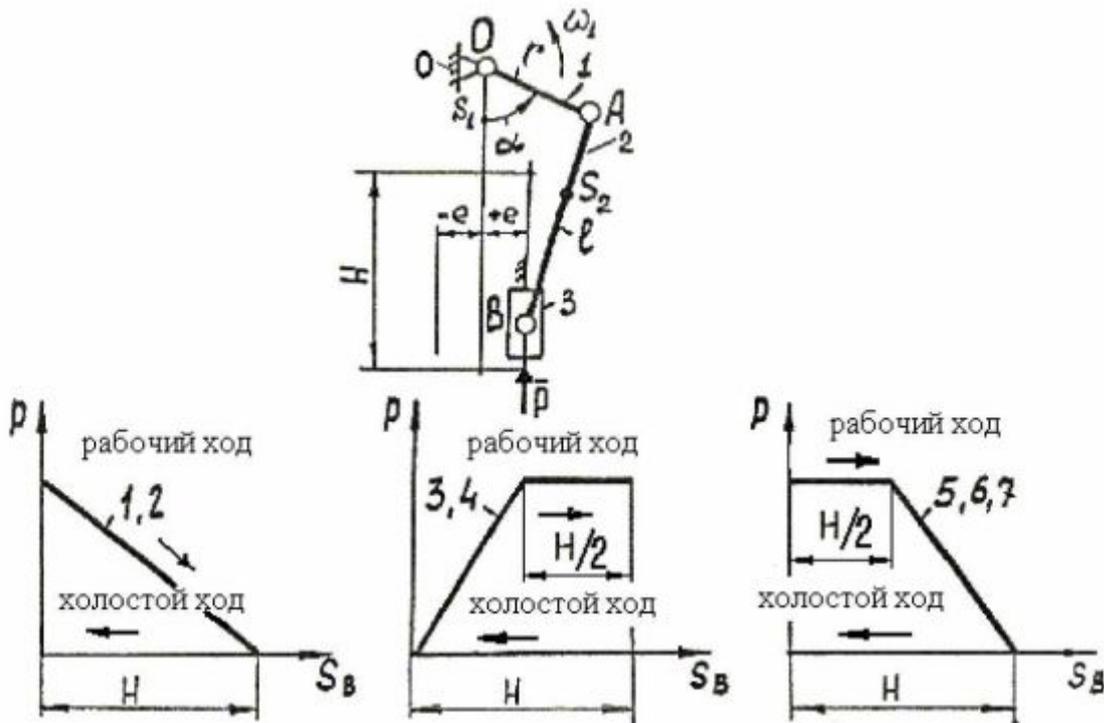
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
$\omega_1$ , рад/с	200	180	150	100	80	60	50
$r$ , м	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,040	0,050
$l$ , м	0,060	0,075	0,085	0,120	0,125	0,130	0,180
$l_{AS}$ , м	0,018	0,025	0,028	0,030	0,030	0,040	0,060
$e$ , м	+0,01	+0,012	-0,012	-0,014	+0,02	-0,02	+0,03
$\gamma$ , град.	20	40	60	30	50	40	60
$m_1$ , кг	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20
$m_2$ , кг	0,39	0,42	0,44	0,46	0,48	0,51	0,56
$m_3$ , кг	0,16	0,17	0,18	0,19	0,21	0,23	0,27
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-4</sup>	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,7	1,8
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-4</sup>	3,3	3,6	3,9	4,2	4,6	4,9	5,1
$P_{max}$ , Н	210	220	230	240	250	260	270
$\delta$	1/15	1/17	1/18	1/20	1/21	1/23	1/25

Кривошипно – ползунный механизм рабочей машины



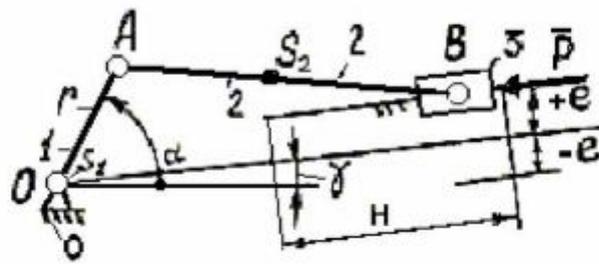
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
$\omega_1$ , рад/с	100	80	60	45	30	35	22
$r$ , м	0,050	0,060	0,070	0,080	0,090	0,100	0,150
$l$ , м	0,160	0,180	0,220	0,280	0,320	0,350	0,450
$l_{AS}$ , м	0,050	0,060	0,070	0,080	0,130	0,120	0,150
$e$ , м	+0,02	+0,022	-0,032	-0,044	+0,05	-0,06	+0,09
$\gamma$ , град.	30	40	50	30	40	50	60
$m_1$ , кг	0,65	0,75	0,96	1,17	1,38	1,85	2,50
$m_2$ , кг	0,90	1,42	2,44	2,60	2,80	3,51	3,80
$m_3$ , кг	0,46	0,75	0,88	0,95	1,21	1,40	2,10
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	1,1	2,2	5,3	8,4	12	17	21,8
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	3,3	6,8	18,9	30,2	46	64	115
$P_{max}$ , Н	210	220	230	240	250	260	270
$\delta$	1/17	1/13	1/11	1/23	1/22	1/18	1/20

Кривошипно – ползунный механизм рабочей машины



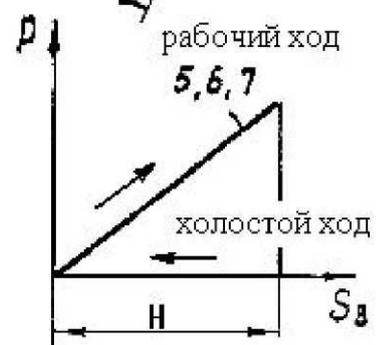
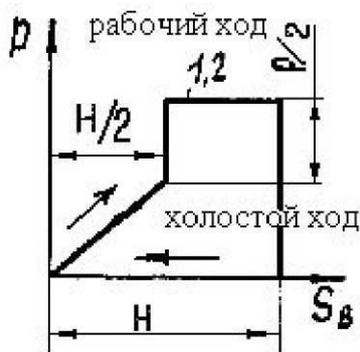
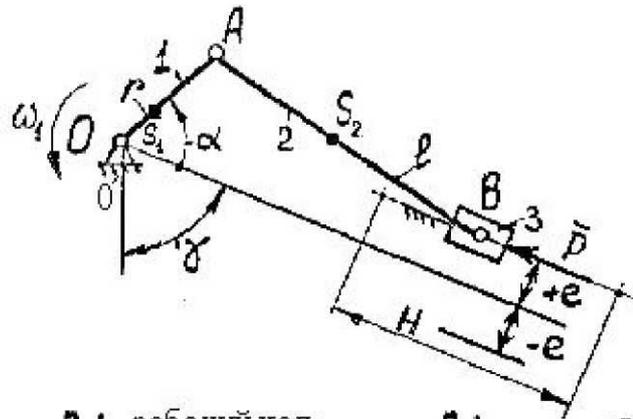
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
$\omega_1$ , рад/с	50	40	30	25	24	30	36
$r$ , м	0,063	0,074	0,086	0,100	0,110	0,120	0,090
$l$ , м	0,200	0,220	0,250	0,290	0,330	0,370	0,290
$l_{AS}$ , м	0,075	0,080	0,090	0,100	0,110	0,140	0,095
$e$ , м	+0,034	+0,035	-0,037	-0,039	+0,04	-0,05	+0,03
$m_1$ , кг	0,55	0,75	0,80	1,27	1,58	1,8	2,40
$m_2$ , кг	1,00	1,42	2,44	2,60	2,80	3,51	3,80
$m_3$ , кг	0,86	1,25	1,80	1,90	2,20	2,80	2,40
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-2</sup>	4,1	5,2	6,3	8,4	9,6	10,7	7,8
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-2</sup>	7,3	7,6	7,9	8,2	8,6	9,9	6,8
$P_{max}$ , Н	210	220	230	240	250	260	270
$\delta$	1/19	1/21	1/23	1/25	1/18	1/20	1/22

Кривошипно – ползунный механизм рабочей машины



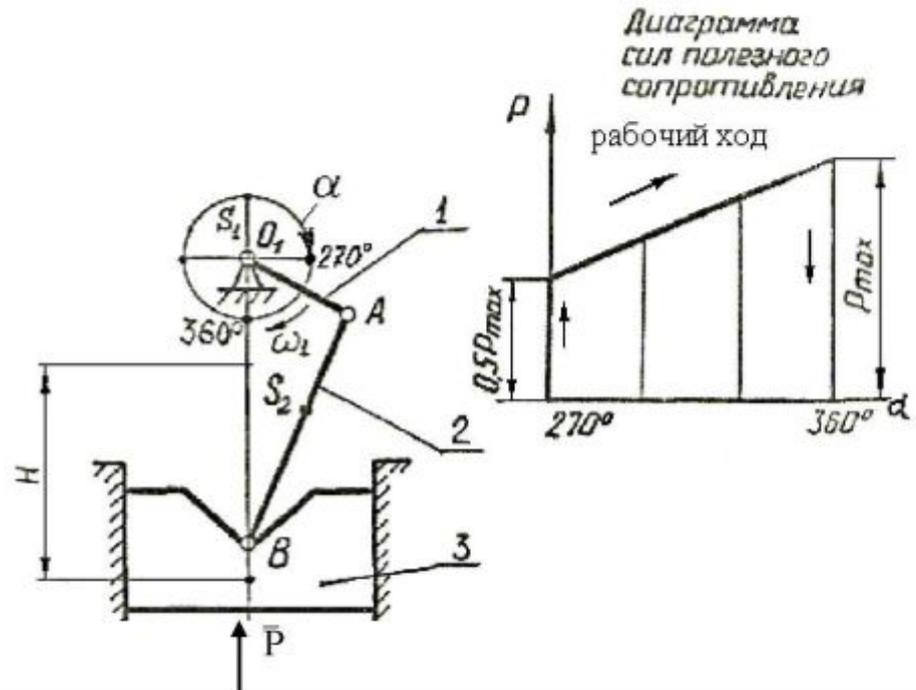
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
$\omega$ , рад/с	120	100	80	75	60	45	30
$r$ , м	0,041	0,045	0,05	0,055	0,065	0,080	0,1
$l$ , м	0,150	0,160	0,140	0,175	0,210	0,280	0,300
$l_{AS}$ , м	0,050	0,060	0,070	0,080	0,070	0,090	0,100
$e$ , м	+0,02	+0,022	-0,032	-0,044	+0,05	-0,06	+0,05
$\gamma$ , град.	20	30	40	20	40	30	40
$m_1$ , кг	0,45	0,55	0,66	0,87	1,08	1,8	2,20
$m_2$ , кг	0,90	1,42	2,44	2,60	2,80	3,51	3,80
$m_3$ , кг	0,46	0,75	0,88	0,95	1,21	1,40	2,10
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,7	1,8
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	3,3	3,6	3,9	4,2	4,6	4,9	5,1
$P_{max}$ , Н	215	230	245	250	275	290	310
$\delta$	1/30	1/28	1/20	1/23	1/25	1/11	1/8

Кривошипно – ползунный механизм рабочей машины



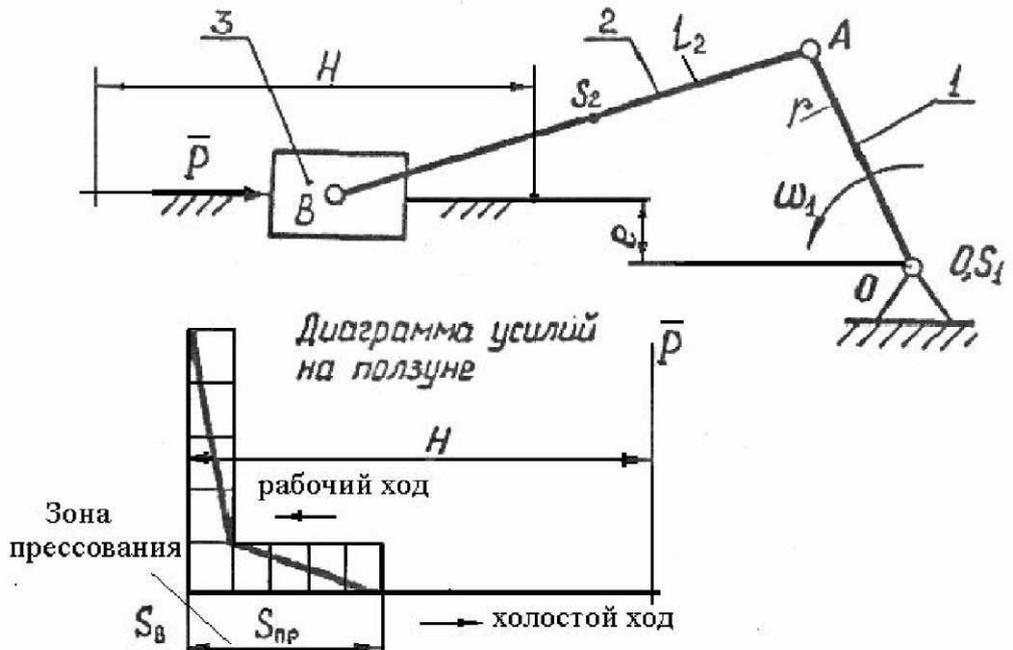
Исходные данные	Варианты						
	1	2	3	4	5	6	7
$\omega_1$ , рад/с	120	100	80	75	60	45	30
$r$ , м	0,060	0,065	0,070	0,075	0,080	0,085	0,090
$l$ , м	0,240	0,260	0,280	0,320	0,340	0,360	0,390
$l_{AS}$ , м	0,110	0,125	0,135	0,165	0,175	0,180	0,185
$e$ , м	-0,03	+0,020	-0,035	-0,040	+0,05	-0,06	+0,05
$\gamma$ , град.	60	70	50	60	70	65	50
$m_1$ , кг	0,21	0,22	0,24	0,25	0,27	0,29	0,31
$m_2$ , кг	0,63	0,69	0,79	0,81	0,85	0,95	0,98
$m_3$ , кг	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,32	0,35
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	1,9	2,1	2,5	2,8	3,1	3,6	3,9
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup> ·10 <sup>-3</sup>	4,9	5,1	5,3	6,1	6,3	6,8	7,1
$P_{max}$ , Н	1550	1750	1950	2150	2400	2600	2800
$\delta$	1/20	1/21	1/18	1/19	1/21	1/24	1/25

Механический однокривошипный пресс КА - 262

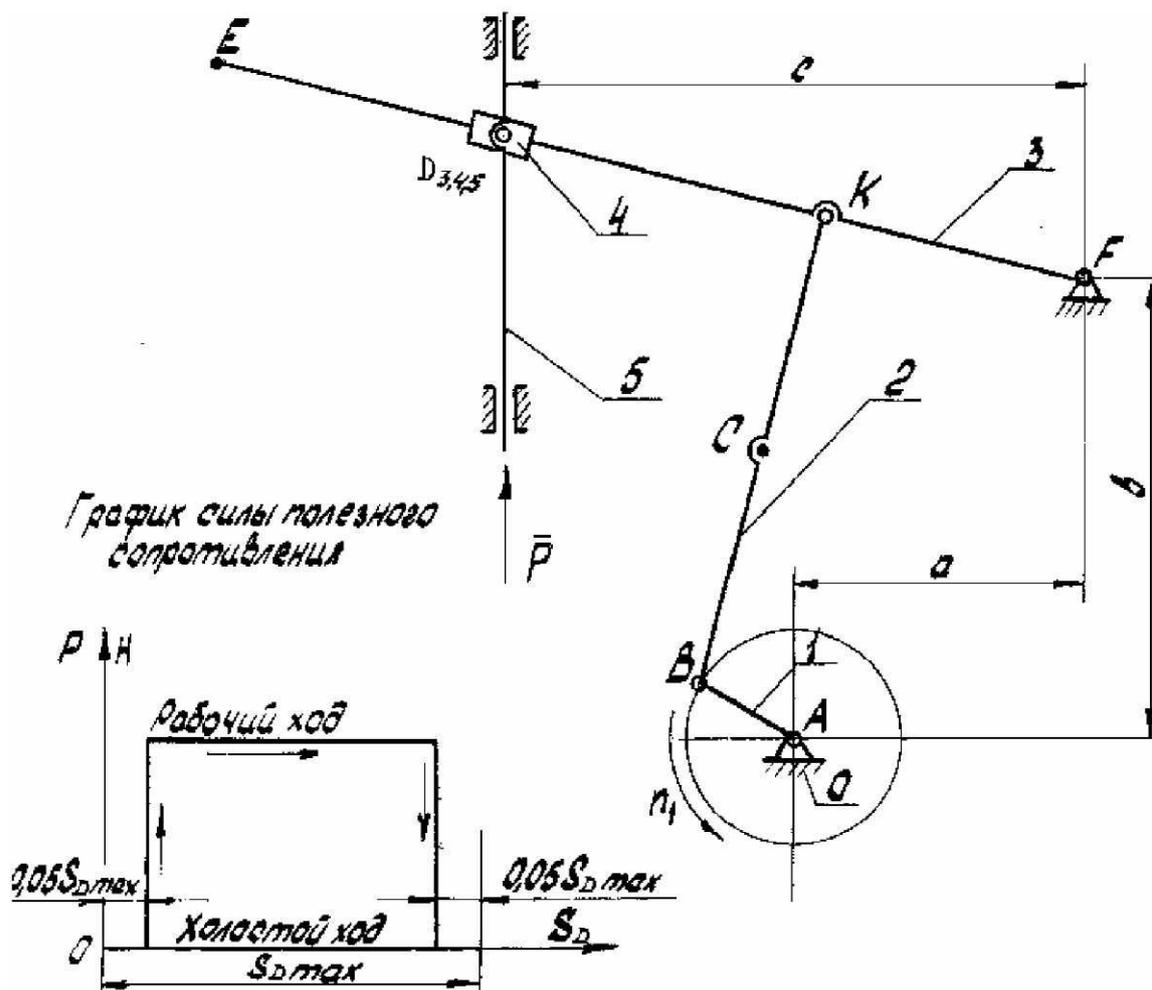


Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$n_2$ , об/мин	320	350	380	300	320	340	400	380	300	320
$H$ , мм	160	170	180	190	200	165	175	185	195	210
$l_{AB}$ , мм	820	850	880	910	940	960	980	1000	840	800
$l_{AS2}$ , мм	270	280	290	300	310	320	325	330	275	285
$m_1$ , кг	49	50	51	52	53	52,5	53,5	54	55	68
$m_2$ , кг	13,0	12,5	12,0	13,5	14,0	14,5	15,0	15,5	16,0	16,5
$m_3$ , кг	124	125	126	127	128	129	130	132	134	130
$P_{max}/10^5$ , Н	16,0	16,5	17,0	17,5	18,0	18,5	19,0	19,5	20,0	20,5
$\delta$	0,10	0,08	0,07	0,07	0,08	0,10	0,08	0,05	0,05	0,08
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup>	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup>	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	3,5	4,0	4,2	4,5	3,0
Примечание: $\omega_1 = \pi \cdot n_1$ (об/мин) / 30 = ... (рад/с); $r_1 = O_1A = H/2$ ;										

Кузнечно – штамповочный автомат

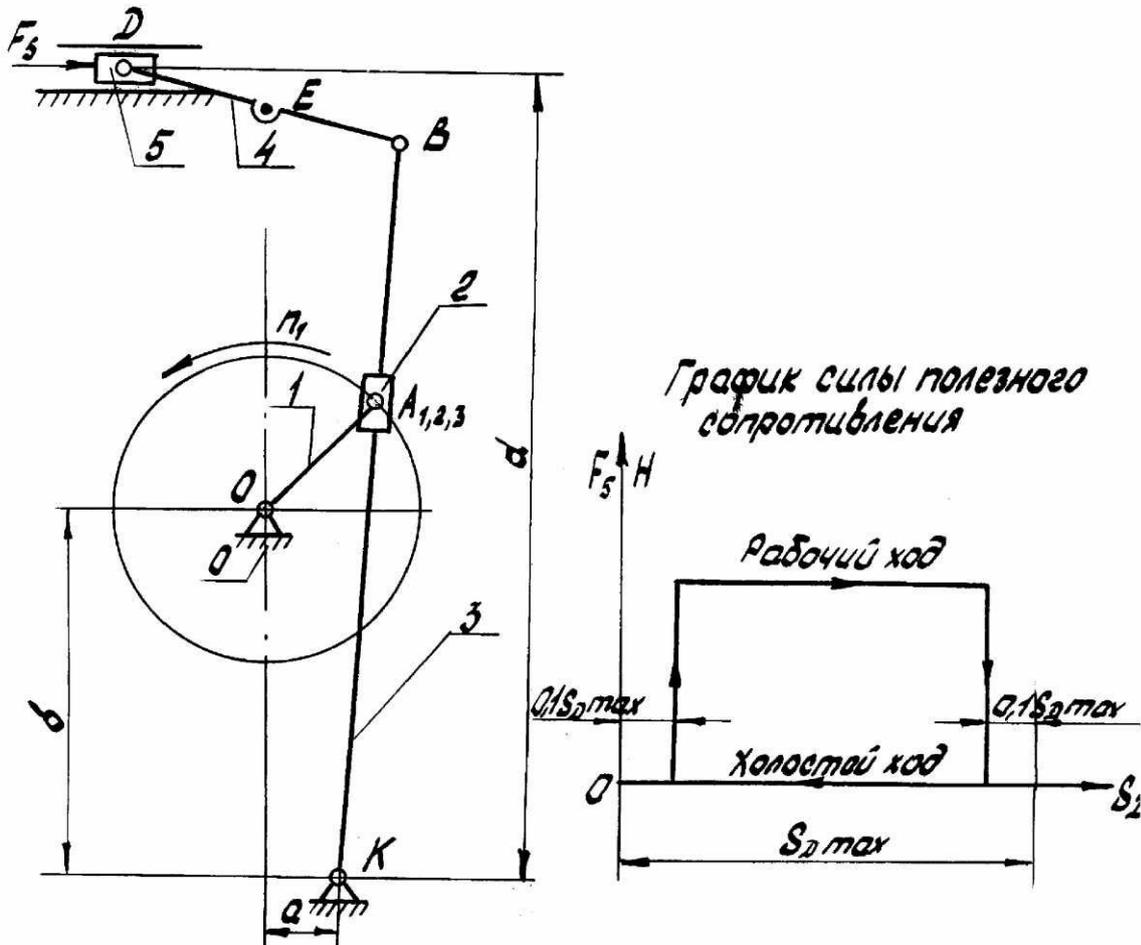


Исходные данные	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\omega_1$ , рад/с	20	18	18	15	12	22	14	18	16	20
$r$ , м	0,05	0,08	0,07	0,05	0,09	0,05	0,06	0,12	0,08	0,06
$l_2$ , м	0,3	0,50	0,40	0,30	0,50	0,25	0,35	0,60	0,40	0,24
$l_{AS2}$ , мм	0,12	0,25	0,20	0,15	0,25	0,10	0,15	0,20	0,20	0,12
$e$ , м	0,01	0,02	0,02	0,01	0,02	0,01	0,02	0,03	0,01	0,01
$m_2$ , кг	60	70	90	110	50	80	100	120	95	60
$m_3$ , кг	220	250	300	350	200	240	260	400	320	380
$I_{S1}$ , кг·м <sup>2</sup>	3,0	6,0	5,0	6,0	4,0	3,5	6,5	5,5	4,5	7,0
$I_{S2}$ , кг·м <sup>2</sup>	1,3	0,22	1,8	1,3	2,3	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7
$P_{max}/10^5$ , Н	4	5	6	7	3	4,5	5,5	6,5	5,2	6,3
$S_{пр}$ , м	0,05	0,07	0,06	0,04	0,06	0,03	0,05	0,09	0,07	0,05
$\delta$	0,10	0,09	0,08	0,07	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10



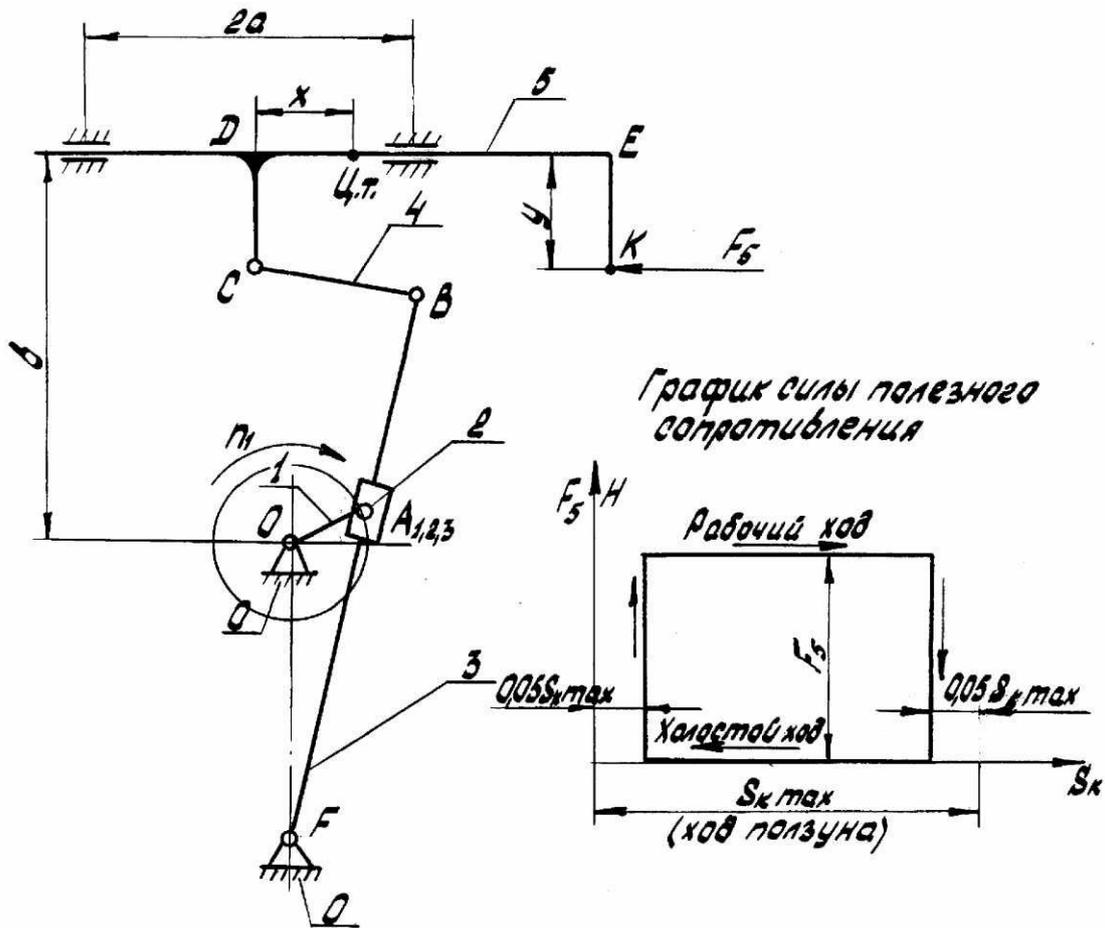
Вариант	a	b	c	$l_{AB}$	$l_{BK}$	$l_{BC}$	$l_{KF}$	$n_1$	P
	мм							об/мин	Н
1	460	500	700	120	550	200	450	200	1000
2	450	550	700	100	560	200	410	240	1200
3	460	580	710	90	580	300	430	230	1300
4	460	600	720	90	600	250	460	220	1400
5	400	600	760	100	620	240	500	250	1100
6	380	580	740	100	620	200	490	240	1000
7	420	600	750	110	610	250	480	190	1100
8	410	590	770	100	600	300	440	260	1200

Примечание: Длина участка EF определяется конструктивно ( $l_{EF} \approx 1.2c$ ). Массы звеньев 1, 2, 3 определить по формуле  $m_i = q \cdot l_i$ , где  $q = 60$  кг/м,  $m_4$  принять равной нулю,  $m_5 = 2m_3$ . Моменты инерции звеньев 1, 2, 3 относительно их центров масс найти по формуле  $I_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 12$ . Центры масс этих звеньев находятся соответственно в точках А, С и К.  $\omega_1 = \pi \cdot n_1$  (об/мин) / 30 = ... (рад/с).



Вариант	a	b	c	$l_{OA}$	$l_{KB}$	$l_{BD}$	$l_{BE}$	$n_1$	$F_5$
	мм								об/мин
1	80	310	550	110	460	250	150	200	1000
2	45	400	640	100	500	350	160	190	1200
3	35	300	590	100	480	270	130	180	1400
4	40	310	600	90	500	300	160	170	1600
5	55	280	560	90	450	320	180	160	1800
6	60	270	550	80	470	280	180	150	2000
7	65	250	520	70	450	260	120	220	2200
8	40	260	580	60	440	300	140	230	1900

Примечание: Массы звеньев 1, 3, 4 определить по формуле  $m_i = q \cdot l_i$ , где  $q = 60$  кг/м,  $m_2$  принять равной нулю,  $m_5 = 2m_3$ . Моменты инерции звеньев 1, 3, 4 относительно их центров масс найти по формуле  $I_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 12$ . Центры масс находятся соответственно в точке O, середине длины звена 3 и в точке E. Центр масс ползуна находится в точке D.  $\omega_1 = \pi \cdot n_1$  (об/мин) / 30 = ... (рад/с).



Вариант	a	b	$l_{OF}$	$l_{OA}$	$l_{FB}$	$l_{BC}$	$l_{CD}$	y	x	$n_1$	$G_5$	$F_5$
	мм										об/мин	Н
1	0.6S <sub>к</sub>	420	570	200	950	380	80	130	180	60	500	6000
2		340	470	160	750	290	60	120	120	80	450	5200
3		290	410	140	670	280	60	110	110	95	400	4500
4		270	380	130	620	240	50	100	100	100	400	4000
5		250	350	120	570	220	50	100	100	110	350	3500
6		380	530	180	850	320	75	150	160	70	800	5000
7		200	290	100	470	180	40	80	100	115	350	3200
8		310	440	150	700	280	60	110	110	90	450	4500

Примечание: Массы звеньев 1, 3, 4 определить по формуле  $m_i = q \cdot l_i$ , где  $q = 60$  кг/м,  $m_2$  принять равной нулю,  $m_5 = G_5 / 9.81$ . Моменты инерции звеньев 1, 3, 4 относительно их центров масс найти по формуле  $I_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 12$ . Центры масс находятся в середине длины звеньев. Центр масс звена 5 находится на расстоянии  $x$  от точки  $D$ .  
 $\omega_1 = \pi \cdot n_1$  (об/мин) / 30 = ... ( рад/с);

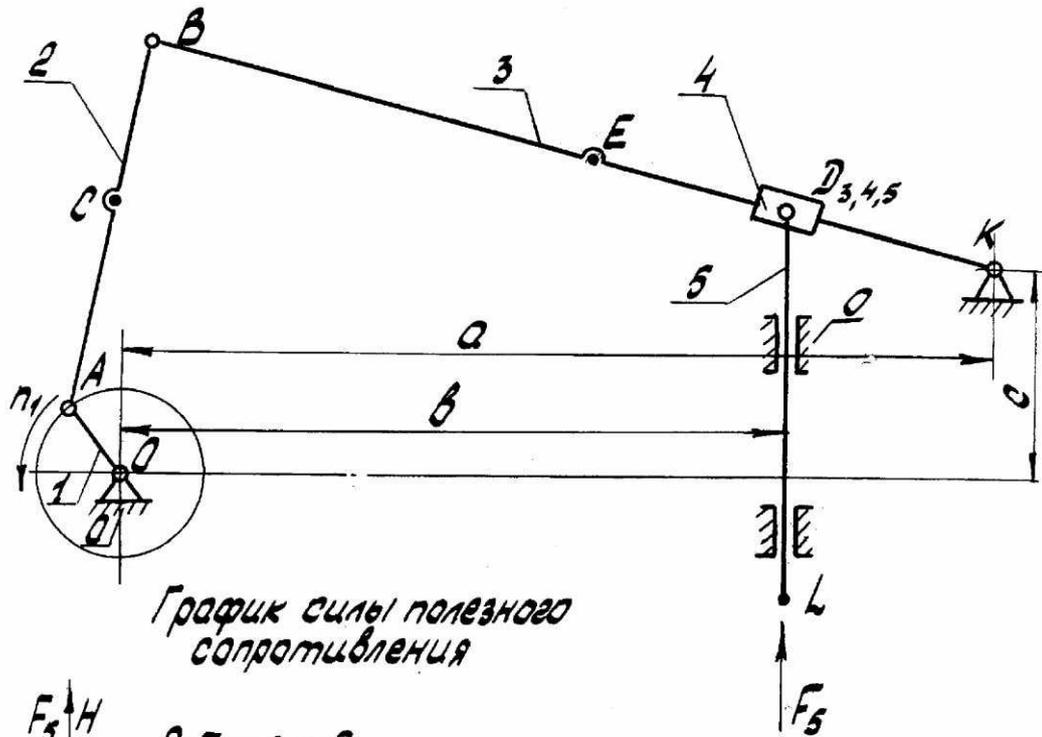
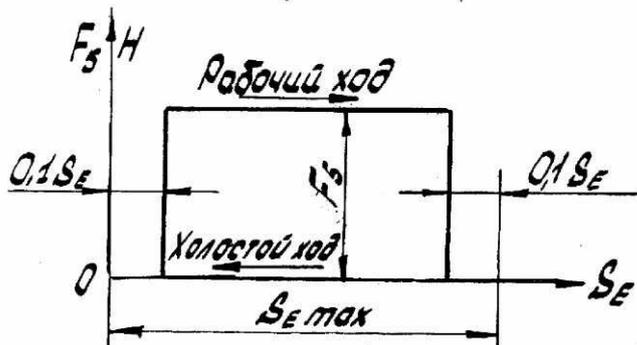


График силы полезного сопротивления



Вариант	a	b	c	$l_{OA}$	$l_{AB}$	$l_{KB}$	$l_{AC}$	$l_{BE}$	$n_1$	$F_5$
	мм									об/мин
1	720	480	250	160	460	800	1/3 AB	1/3 KB	70	4800
2	630	450	220	140	400	700			100	2800
3	540	380	190	120	340	600			120	2000
4	450	300	150	100	290	500			120	2500
5	950	650	250	170	480	1000			70	5000
6	840	570	220	150	420	880			75	4600
7	720	500	190	130	360	760			80	4400
8	620	420	160	110	310	650			80	4000

Примечание: Массы звеньев 1, 2, 3 определить по формуле  $m_i = q \cdot l_i$ , где  $q = 60$  кг/м,  $m_4$  принять равной нулю,  $m_5 = 2m_3$ . Моменты инерции звеньев 1, 2, 3 относительно их центров масс найти по формуле  $I_{Si} = m_i \cdot l_i^2 / 12$ . Центры масс находятся соответственно в точках O, C и E. Центр масс звена 5 считать в середине длины звена, его положение при расчете не востребовано.  $\omega_1 = \pi \cdot n_1$  (об/мин) / 30 = ... (рад/с).