

Министерство образования Российской Федерации  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра «Основы проектирования машин»

621.01.(07)  
П 464

**В.И. Пожбелко, П.Г. Веницкий, Н.И. Ахметшин**

# **КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Учебное пособие

Часть 1

Под редакцией В.И. Пожбелко

Челябинск  
Издательство ЮУрГУ  
2003

Пожбелко В.И., Веницкий П.Г., Ахметшин Н.И. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебное пособие./Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003. – Часть 1. – 108 с.

Учебное пособие содержит методику и последовательность выполнения отдельных листов курсового проекта, а также краткие сведения по основам проектирования плоских шарнирно-рычажных механизмов, их структуре, кинематическому анализу, силовому расчету и расчету маховика.

Рассмотрены синтез и анализ шарнирно-рычажных механизмов как аналитически на ЭВМ путем использования разработанной на кафедре ОПМ программы комплексного компьютерного моделирования их структуры, кинематики и динамики; так и графоаналитически путем построения планов скоростей, ускорений и сил, а также исследования движения машинного агрегата с помощью диаграммы энергомасс.

Даны основные требования по оформлению графического материала и расчетно-пояснительной записки согласно стандарта СТП ЮУрГУ.

Приведены образцы оформления расчетно-пояснительной записки, 1-го и 2-го листов курсового проекта, а также типовые вопросы для самоподготовки и защиты проекта. Подробно рассмотрены типовые задания и даны варианты для курсового проектирования механизмов машин различного назначения.

Пособие предназначено для самостоятельной работы студентов механических специальностей дневной, вечерней и заочной форм обучения, изучающих курсы «Теория механизмов и машин» и «Прикладная (техническая) механика» и выполняющих соответствующий курсовой проект.

Ил. 16, табл. 15, список лит. – 13 назв.

**Одобрено учебно-методической комиссией  
механико-технологического факультета.**

Рецензенты: Федулов А.П., Созыкин Г.Г.

## ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

*Курс «Теория механизмов и машин» (ТММ)* содержит научные основы проектирования различных типовых механизмов, входящих в состав машин различного назначения и поэтому имеет четкую инженерную направленность [1-3]. Изучение курса ТММ при подготовке инженеров-конструкторов позволяет освоить общие методы синтеза новых машин и механизмов и уметь определять параметры механизмов аналитически с применением ЭВМ и графоаналитически. Для студентов технических специальностей изучение курса ТММ дает знание основных типов, принципов работы, кинематических и динамических свойств механизмов а также методов компьютерного моделирования их структуры, кинематики и динамики. Это позволяет выбрать наиболее целесообразные пути их создания, регулирования, настройки на заданные режимы работы и устранения неполадок, возникающих в процессе эксплуатации любой машины. Важное место в курсе ТММ занимает курсовой проект, для подготовки к выполнению которого следует использовать пособия по программированному обучению и самоконтролю [4 – 6].

*Курсовой проект по теории механизмов и машин* является первой самостоятельной проектной работой студента, выполняемой на основе специальных учебных пособий [7 – 13]. В процессе выполнения проекта закрепляются и углубляются знания, полученные на лекциях, практических и лабораторных занятиях по ТММ, приобретаются профессиональные навыки решения инженерных задач проектирования и исследования конкретных механизмов. Курсовой проект по ТММ также закрепляет знания, полученные в предшествующих дисциплинах, и подготавливает студента к выполнению проектов по деталям машин, по специальным дисциплинам на выпускающей кафедре и к дипломному проектированию.

Объем и содержание курсового проекта составлены в соответствии с учебной программой курса ТММ для машиностроительных специальностей и охватывают основные разделы теоретического курса. В задачу проекта входят исследование и проектирование машинного агрегата, включающего в себя основные типы механизмов – шарнирно-рычажный, кулачковый и зубчатый.

*Курсовой проект по ТММ* содержит графическую часть (4 листа на ватмане формата А 1) и расчетно-пояснительную записку (объем 30 ... 40 страниц текста), требования к оформлению которых по стандарту СТП ЮУрГУ и *пример содержания курсового проекта* (с показательными листами и вопросами для их защиты) даны в разделах 5 и 6.

# 1. СОДЕРЖАНИЕ И МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Работа над курсовым проектом начинается с ознакомления с заданием и его оформлением. Преподаватель назначает каждому студенту номер задания (номер схемы рабочей машины) из приведенных в разделе 7 данных, а также номер варианта в этом задании с необходимыми для выполнения проекта параметрами. После этого необходимо ознакомиться с описанием рабочей машины, уяснить назначение машинного агрегата в целом, каждого механизма в отдельности оформить бланк задания на курсовой проект согласно образцу (см. раздел 6).

Содержание курсового проекта и порядок выполнения каждого из 4-х листов курсового проекта приведены ниже.

## 1.1. Структурная схема проектируемого машинного агрегата

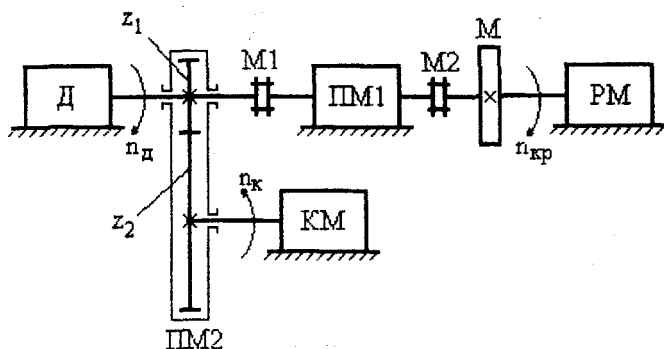


Рис. 1.1. Структурная схема машинного агрегата

Проектируемый машинный агрегат содержит двигатель **Д**, передаточные механизмы **ПМ1** и **ПМ2**, рабочую машину **РМ**, маховик **М** и кулачковый механизм **КМ**. Механизм **ПМ1** является планетарным зубчатым механизмом, механизм **ПМ2** состоит из пары зубчатых колёс с числами зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$ , первое из которых закреплено на валу двигателя, а второе - на валу кулачка механизма **КМ**. Рабочая машина выполнена на базе шарнирно-рычажного механизма, маховик **М** установлен на вращающемся валу этого механизма (на валу кривошипа). Кулачковый механизм содержит вращающийся кулачок и ведомое звено,

совершающее заданный закон движения. Вал двигателя жестко соединен с ведущим валом механизма ПМ1 муфтой М1, а ведомый вал этого механизма – с ведущим валом рабочей машины РМ муфтой М2.

Принцип работы машинного агрегата состоит в следующем. Вращение от двигателя Д передается на ведущий вал механизма ПМ1, который, преобразуя вращательное движение, изменяет число оборотов двигателя  $n_d$  до требуемого числа оборотов кривошипа  $n_{кр}$  рабочей машины РМ. Рабочая машина выполняет основной процесс (например, транспортировку материалов) за счёт преобразования шарнирно-рычажным механизмом вращательного движения кривошипа в возвратно-поступательное движение ведомого звена, на котором закреплен исполнительный орган. Маховик М, установленный на валу кривошипа, является накопителем кинетической энергии и за счет этого снижает до заданного уровня амплитуду периодических колебаний его угловой скорости. Кроме того, вращение от двигателя Д передается на вал кулачкового механизма КМ с помощью передаточного механизма ПМ2, который изменяет число оборотов двигателя  $n_d$  до требуемого числа оборотов кулачка  $n_k$ . Кулачковый механизм КМ выполняет вспомогательные функции в машинном агрегате (например, осуществляет периодическую смазку узлов).

Конкретная схема рабочей машины РМ устанавливается заданием на курсовой проект (см. раздел 7). Размеры звеньев шарнирно-рычажного механизма рабочей машины задаются или определяются при выполнении курсового проекта и должны удовлетворять условиям его работоспособности (см. п. 1.2.2). Схема кулачкового механизма КМ также устанавливается заданием, а размеры его звеньев определяются при выполнении курсового проекта (см. п.1.4). Числа зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  механизма ПМ2 определяются из условия обеспечения заданного числа оборотов кулачка  $n_k$  после выбора двигателя с определенным числом оборотов  $n_d$ . Схема планетарного механизма ПМ1 и числа зубьев его колёс определяются из условия обеспечения заданного числа оборотов кривошипа  $n_{кр}$  при выбранном числе оборотов двигателя (см. п. 1.5).

#### *Примечания:*

1. Роль маховой массы в машинном агрегате могут выполнять якорь электродвигателя и массивные звенья планетарного механизма ПМ1, что проверяется специальным расчётом (в данном пособии не приводится). В этом случае установка отдельного маховика в машинный агрегат (как показано на рис. 1.1) не требуется.

2. При установке в машинный агрегат передаточного механизма ПМ2, состоящего из одной пары зубчатых колёс предполагается, что соотношение оборотов этих колёс не превышает 5 ... 7.

## 1.2. Синтез и анализ шарнирно-рычажного механизма

Графическая часть данного раздела выполняется на *листе 1* курсового проекта (типовой образец листа дан на вклейке в конце пособия). Первая страница расчётно-пояснительной записки по этому разделу должна содержать заданную структурную схему шарнирно-рычажного механизма и исходные данные согласно варианту.

### 1.2.1. Метрический синтез

При выполнении метрического синтеза и проверке работоспособности механизма требуется (методика дана в п.п. 2.1. и 2.2):

1. Определить размеры звеньев механизма, (в прилагаемых в разделе 7 заданиях размеры подвижных звеньев считаются предварительно известными и определяется только длина стойки  $O_1O_3$ ).

2. Построить механизм в масштабе  $K_L$  в двух крайних положениях, соответствующих началу и концу рабочего хода (построение производится тонкими линиями). Для нахождения указанных крайних положений кривошип и шатун следует расположить на одной прямой линии.

3. По известным размерам звеньев определить относительные параметры механизма  $P_1, P_2, P_3$ .

4. Для вычисленного параметра  $P_1$  и заданного максимального угла давления  $\varphi_{\max} = 45^\circ$  построить на листе проекта в системе координат  $P_2 - P_3$  зону кинематической и силовой работоспособности (зону заштриховать) и в этой же системе координат нанести точку  $M$  с конкретными координатами  $P_2, P_3$ , отображающую проектируемый механизм (см. рис. 2.2 в следующем разделе 2).

5. При попадании точки  $M$  в указанную зону следует перейти к дальнейшему расчету механизма, в противном случае следует изменить размеры звеньев (в соответствии с рекомендациями – см. п. 2.2) и повторить проверку работоспособности.

### 1.2.2. Структурный анализ

При выполнении структурного анализа исследуемого шарнирно-рычажного механизма требуется (методика дана в пп. 2.3. и 4.1):

1. Определить количество подвижных звеньев и кинематических пар, установить класс каждой кинематической пары.

2. Подсчитать число степеней свободы механизма.

3. Разделить исследуемый сложный механизм на группы Ассура и механизмы первого класса с последующим изображением их на листе 1 курсового проекта.

4. Записать формулу строения механизма и из ее анализа установить класс исследуемого сложного механизма, а также последовательность его кинематического анализа и силового расчета.

### 1.2.3. Кинематический анализ

При кинематическом анализе шарнирно-рычажного механизма требуется (методика дана в пп. 2.4 и 4.2):

1. На листе 1 проекта дополнить крайние положения механизма 12 равноотстоящими положениями, которые строятся через  $30^\circ$  по углу поворота кривошипа, начиная с начала рабочего хода (см. п. 2.1 и пример на рис. 2.1).

2. Выбрать одно из этих положений механизма за расчётное (по указанию преподавателя) и выделить его сплошной контурной линией (см. рис. 2.1).

3. Для расчётного положения механизма построить план скоростей и план ускорений, с помощью которых определить скорости и ускорения всех указанных на схеме точек звеньев (включая центры масс), а также угловые скорости и ускорения звеньев, направления которых определить в записке и потом указать круговыми стрелками на схеме механизма на листе 1.

4. Составить таблицу исходных данных для расчета механизма на ЭВМ (методика расчета дана в разделе 3).

5. Провести на ЭВМ полный кинематический анализ и определение приведенных факторов механизма в соответствии с пунктом 4 (приведенные факторы из распечатки используются затем в п. 1.3).

6. Сравнить результаты кинематического анализа на ЭВМ с результатами расчёта по планам скоростей и ускорений (для рассматриваемого расчётного положения) и представить их в пояснительной записке в виде таблицы сравнения (см. разделы 3 и 6).

### 1.2.4. Силовой расчёт

При силовом расчёте шарнирно-рычажного механизма требуется (методика дана в пп. 2.5 и 4.3):

1. На листе проекта изобразить заданную диаграмму силы сопротивления, совместив её границы с двумя крайними положениями ведомого звена механизма (ползуна). Для расчётного положения ведомого звена механизма указать на диаграмме величину силы сопротивления.

2. Для расчётного положения механизма (рассмотренного при кинематическом анализе) определить силы инерции  $P_{ин}$  и моменты сил инерции  $M_{ин}$  каждого звена по величине и направлению (массы и моменты инерции звеньев следует взять из распечатки на ЭВМ).

3. Определить реакции во всех кинематических парах механизма по величине, направлению и точке приложения, а также уравновешивающий момент  $M_{ур}^c$ . При решении данной задачи на листе проекта изображаются схемы нагружения групп Ассура и начального звена, а также необходимые для определения реакций планы сил.

4. Провести силовой расчет механизма на ЭВМ (выполняется одновременно с кинематическим анализом), после чего сравнить

полученные результаты с графоаналитическим силовым расчётом (в виде таблицы сравнения – см. п. 3.5).

*Примечание.*

Для проверки полученной в ходе силового расчёта по группам Ассура величины уравнивающего момента, можно построить "рычаг" Н.Е.Жуковского [1].

### 1.3. Расчёт маховой массы машины

Графическая часть данного раздела выполняется на *листе 2* проекта (типовой образец листа дан на вклейке в конце пособия). При этом расчёт приведенных факторов (силовых и массовых) механизма для каждого из 12 положений был совмещен на ЭВМ с кинематическим анализом (см. распечатку).

При расчете маховой массы машины (маховика) требуется (методика дана в п.п. 2.6 и 4.4):

1. Заменить исследуемый шарнирно-рычажный механизм одномассовой динамической моделью в виде звена приведения с распределенной массой, за которое принимается начальное звено (кривошип).

2. Определить параметры динамической модели механизма в виде приведенного момента инерции  $I_{пр}$  и приведенного момента сил сопротивления  $M_{пр}^Q$  также для рассмотренного на листе 1 расчётного положения механизма (при расчёте  $M_{пр}^Q$  использовать построенный план скоростей). Полученные значения сравнить с результатами расчёта  $M_{пр}^Q$  и  $I_{пр}$  на ЭВМ для данного положения.

3. Используя результаты расчётов на ЭВМ, построить на листе графики  $M_{пр}^Q$  и  $I_{пр}$ .

4. Построить на листе графики изменения работы силы сопротивления  $A_Q$ , работы движущей силы  $A_p$ , изменения кинетической энергии  $\Delta E$ , после чего определить величину движущего момента  $M_{пр}^P = const$ .

5. Используя графики  $\Delta E$  и  $I_{пр}$ , построить на листе диаграмму энерго масс.

6. С помощью диаграммы энерго масс определить требуемый момент инерции маховой массы  $I_m$  и необходимые основные размеры маховика. На листе проекта изобразить динамическую модель и эскиз маховика (в чертежном масштабе).

### 1.4. Динамический синтез кулачкового механизма

Графическая часть данного раздела выполняется на *листе 3*.

По заданному преподавателем номеру варианта из пособия [12] определяются исходные данные и схема кулачкового механизма для проектирования.



При динамическом синтезе кулачкового механизма требуется (методика дана в [10, 12]):

1. На листе проекта построить графики требуемых законов движения ведомого звена кулачкового механизма и рассчитать их масштабы.

2. Определить основные размеры кулачкового механизма из условия ограничения угла давления.

3. Используя метод обращения движения, на листе проекта построить профиль кулачка.

4. На листе проекта построить график изменения угла давления на профиле кулачка в зависимости от угла его поворота, а затем в записке выполнить анализ этого графика и проверку силовой работоспособности спроектированного кулачкового механизма.

### 1.5. Синтез и анализ зубчатых передаточных механизмов

Графическая часть данного раздела выполняется на *листе 4* проекта.

Исходными данными для синтеза зубчатых передаточных механизмов (методика проектирования дана в [8] и [13]) являются следующие параметры, указанные в задании на курсовой проект:

а) число оборотов кривошипа рабочей машины  $n_{кр}$ ;

б) число оборотов кулачка  $n_k$ ;

а также одно из выбираемых стандартных значений оборотов вала двигателя  $n_d = 720, 920, 1420$  или  $2880$  об/мин. При этом чем ближе будет величина  $n_d$  выбрана к  $n_{кр}$ , тем меньше потребуются передаточное отношение планетарного механизма ПМ1 (см. рис. 1.1).

Кроме того, известны единые для всех заданий значения параметров стандартного производящего реечного контура: коэффициент высоты головки зуба  $h_a^* = 1$ ; коэффициент радиального зазора  $c^* = 0,25$ ; угол профиля  $\alpha = 20^\circ$ , а также принятые для всех зубчатых колёс величины коэффициентов смещения инструмента  $x = 0$ .

#### 1.5.1. Синтез и анализ планетарного механизма

На данном этапе производится проектирование передаточного механизма ПМ1, связывающего двигатель Д и вал кривошипа рабочей машины РМ (см. рис. 1.1).

При синтезе и анализе планетарного механизма требуется (методика дана в [8] и [13]):

1. Определить требуемое передаточное отношение планетарного механизма

$$i_{пл} = \frac{n_d}{n_{кр}}$$

2. По полученной величине  $i_{пл}$  согласно рекомендациям [13] выбрать структурную схему планетарного механизма. Если величина  $i_{пл}$  реализуется различными схемами, то выбирается механизм с наибольшим КПД (а при равенстве КПД - более простая схема) - в этом случае наиболее целесообразно последовательно установить один (при  $i_{пл} \leq 9$ ) или два (при  $i_{пл} > 9$ ) однорядных планетарных механизма.

3. По выбранной структурной схеме и величине  $i_{пл}$  провести синтез планетарного механизма [8, 13].

4. По результатам синтеза с целью их проверки проводится кинематический анализ спроектированного планетарного механизма аналитическим и графическим способами [13]. Для этого проекта изображаются в масштабе две проекции планетарного механизма, картины линейных и угловых скоростей всех его звеньев.

### 1.5.2. Синтез эвольвентного зубчатого зацепления

На данном этапе проводится проектирование зубчатого передаточного механизма ПМ2, связывающего двигатель Д и вал кулачкового механизма КМ (см. рис. 1.1) в следующем порядке:

1. Определить передаточное отношение механизма ПМ2 с учётом выбранных оборотов вала двигателя

$$i_d = \frac{n_d}{n_k}$$

2. Задать число зубьев шестерни  $Z_1 = 17 \dots 20$  и определить число зубьев колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot i_d$  с последующим его округлением до ближайшего целого (рассматривается случай  $n_d > n_k$ , т.е.  $i_d > 1$ ).

3. Произвести расчёт основных геометрических параметров зубчатых колёс  $Z_1, Z_2$  и передачи в целом [13]. Для наглядности дальнейших графических построений при расчёте принимается модуль зацепления  $m = 20$  мм.

4. На листе проекта вычертить зацепление данной пары зубчатых колёс с обозначением всех основных параметров (пример построения с требуемыми обозначениями дан в [13]).

### 1.6. Расчёт потребной мощности двигателя

Потребная мощность двигателя рассчитывается как произведение  $M_{пр}^p$  (см. п. 1.3) на угловую скорость кривошипа  $\omega_{кр}$  с учётом общего КПД планетарного механизма  $\eta_1$  и шарнирно-рычажного механизма  $\eta_3$  в следующем порядке:

1. По выбранной схеме и величине  $i_{пл}$  планетарного механизма рассчитать его КПД согласно рекомендациям [5,8]. При этом ориентировочно принимается  $\eta_3 = 0,8$ .

2. Определить требуемую мощность двигателя (ориентировочно принимая  $\eta_3 = 0,8$ )

$$N_{\text{потр}} = \frac{M_{\text{пр}}^p \cdot \omega_{\text{кр}}}{\eta_1 \cdot \eta_3} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт.}$$

### 1.7. Оформление кинематической схемы машинного агрегата

По результатам выполнения отдельных листов курсового проекта составляется кинематическая схема машинного агрегата с изображением всех звеньев и кинематических пар отдельных механизмов, которая помещается в конце расчётно-пояснительной записки (перед списком использованной литературы).

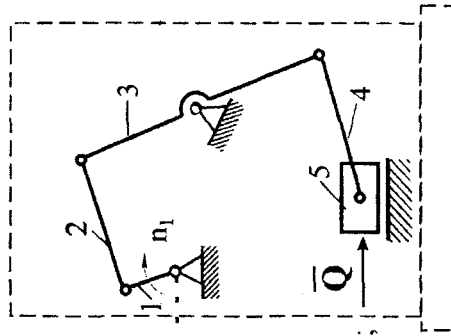
Пример оформления кинематической схемы машинного агрегата приведен на рис. 1.2.

На кинематической схеме машинного агрегата (см. рис. 1.2) изображаются:

1. Двигатель Д с указанием его типа, оборотов и требуемой мощности.
2. Схема передаточного механизма ПМ1, выбранная в процессе его синтеза с указанием чисел зубьев колёс и числа сателлитов.
3. Схема шарнирно-рычажного механизма, соответствующая заданию на проект с указанием размеров всех звеньев.
4. Маховик М с указанием его момента инерции и основных размеров.
5. Схема передаточного механизма ПМ2 с указанием чисел зубьев его колёс.
6. Схема кулачкового механизма (согласно заданию на проект) с указанием рассчитанных радиусов кулачковой шайбы, ролика и величины эксцентриситета.
7. Схематично (согласно рис. 1.1) указывается соединение вала двигателя с ведущим валом механизма ПМ1 муфтой М1, а ведомого вала механизма ПМ1 с кривошипом рабочей машины РМ – муфтой М2.

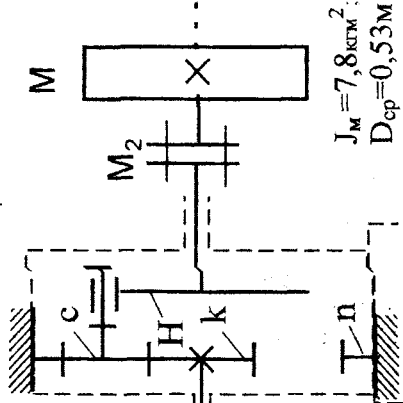
Кинематическая схема (см. рис. 1.2) является конечным результатом выполнения курсового проекта и содержит исходные данные для дальнейшего проектирования машинного агрегата (расчётов на прочность, разработки конструкции механизмов и т.п.).

ИМ



$N_1 = 260 \text{ об./мин.}$ ,  
 $P_1 = 0,24$ ;  $P_2 = 0,93$ ;  $P_3 = 0,79$

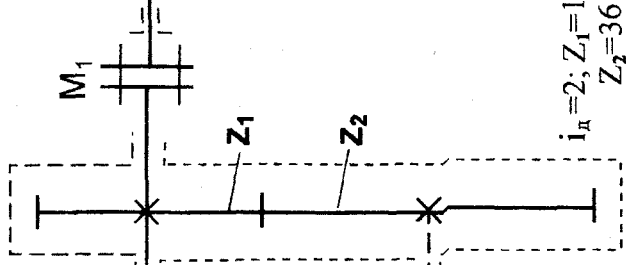
ПМ<sub>1</sub>



$J_M = 7,8 \text{ кгм}^2$ ;  
 $D_{cp} = 0,53 \text{ м}$ ;  
 $B = 0,05 \text{ м}$ ;  
 $h = 0,1 \text{ м}$

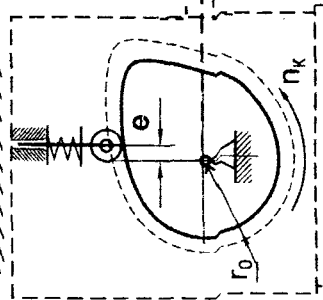
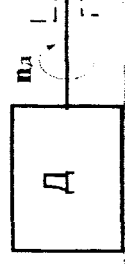
$i_{пл} = 3,5$ ;  
 $Z_k = 40$ ;  $Z_c = 30$ ;  
 $Z_{пл} = 100$ ;  $\lambda = 3$

ПМ<sub>2</sub>



$i_d = 2$ ;  $Z_1 = 18$ ;  
 $Z_2 = 36$

$n_d = 920 \text{ об./мин.}$ ;  
 $N_d = 4,5 \text{ кВт}$



$n_k = 460 \text{ об./мин.}$   
 $r_0 = 0,2 \text{ м}$ ;  $e = 0,03 \text{ м}$

Рис. 1.2

## 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

### 2.1. Определение крайних и промежуточных положений проектируемого механизма

Для решения данной задачи необходимо в соответствии с размерами звеньев (указанными в варианте задания) вычертить в масштабе кинематическую схему проектируемого шарнирно-рычажного механизма в 2-х крайних и 12 промежуточных положениях.

Необходимые для этого расчеты и графические построения (на листе 1 проекта) производятся в следующем порядке:

1. Выбирается масштабный коэффициент графических построений  $K_L$ , равный отношению действительной длины звена  $L$  (в метрах) к длине изображающего его на чертеже отрезка  $\bar{l}$  (в миллиметрах):

$$K_L = \frac{L}{\bar{l}}, \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Рекомендуется выбирать величину  $K_L$  таким образом, чтобы чертежная длина звена  $AB$  (шатун) была примерно 200 мм, а  $K_L$  был равен  $0,01 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$  или  $0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ . Например, если задано  $L_{AB} = 1,9 \text{ м}$ , то

выбираем  $\bar{l}_{AB} = 190 \text{ мм}$  и тогда  $K_L = \frac{L}{\bar{l}} = \frac{1,9}{190} = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ .

2. Определяются чертежные размеры  $\bar{l}_i$  всех остальных звеньев ( $O_1A$ ,  $O_3B$ ,  $O_3C$ ,  $CD$ ), а также чертежные размеры координат точки  $O_3$  ( $\bar{x}_{03}$ ,  $\bar{y}_{03}$ ) и направляющей ползуна ( $\bar{y}_{05}$ ):

$$\bar{l}_i = \frac{L_i}{K_L}, \text{ мм.}$$

3. Выбирается система координат  $X, Y$ , начало которой совмещается с точкой  $O_1$  вращения кривошипа  $O_1A$  (рис. 2.1).

4. От точки  $O_1$  (см. рис. 2.1) по координатам в масштабе  $K_L$  строится точка  $O_3$  и линия направляющей ползуна.

5. Строятся два крайних положения механизма, в которых кривошип  $O_1A$  и шатун  $AB$  будут расположены на одной прямой.

Для этого сначала на пересечении радиусов  $R2$  и  $R3$  - определяется крайнее левое положение точки  $B$  (обозначено  $B''$ ), затем на пересечении радиусов  $R1$  и  $R3$  - определяется крайнее правое

## Исходные данные для ЭВМ

$NG1 = 1$ ;  $NG2 = 2$ ;  $PS1 = \underline{\quad}$ ;  $PS2 = \underline{\quad}$ ;  $L1 = LO1A = \dots\dots\dots M$ ;  $L2 = LAB = \dots\dots\dots M$ ;  $L3 = LO3B = \dots\dots\dots M$ ;  
 $L4 = LCD = \dots\dots\dots M$ ;  $LO3 = LO3C = \dots\dots\dots M$ ;  $XO3 = \dots\dots\dots M$ ;  $YO3 = \dots\dots\dots M$ ;  $YO5 = \dots\dots\dots M$ ;  
 $D1N = \dots\dots\dots$ ;  $DO3 = \dots\dots\dots$ ;  $D5 = \dots\dots\dots$ ;  $n1 = \dots\dots\dots об/мин$ ;  $G5 = 150 H$ ;  $Q1 \dots Q12 = \dots\dots\dots H$ .

$$R2 = (L2 - L1)/K_L$$

$$R1 = (L2 + L1)/K_L$$

$K_L \frac{M}{MM}$

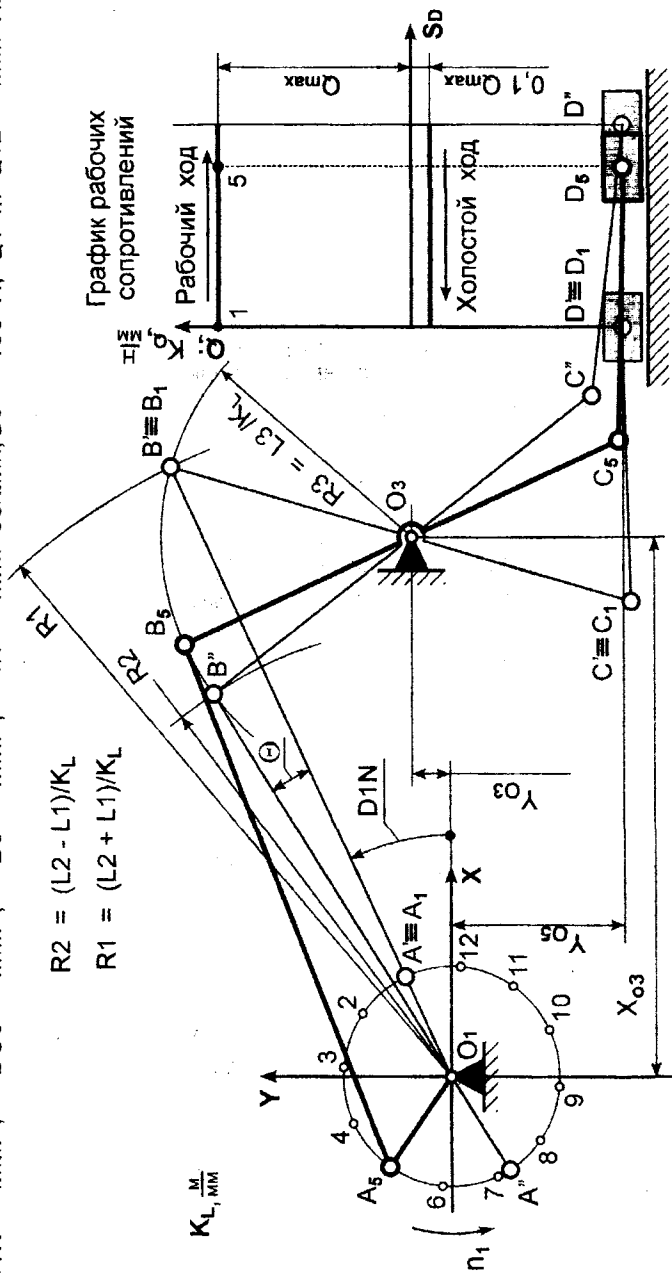


Рис. 2.1. Построение двух крайних и исследуемого положений механизма

положение точки  $B$  (обозначено  $B'$ ), после чего достраивается полная схема проектируемого механизма (в тонких линиях).

6. Заданный график рабочих сопротивлений совмещается с найденными (см. рис.2.1) крайними положениями рабочего органа (точки  $D$  и  $D''$ ).

7. Точка  $A$  начала рабочего хода принимается за  $A_1$  и от нее в направлении  $\omega_1$  через каждые  $30^\circ$  на окружности  $O_1A$  наносятся 12 промежуточных положений точки  $A$ , одно из которых (по указанию преподавателя) принимается за расчетное (на рис.2.1 это положение 5) и в этом положении механизм выделяется контурной линией.

8. В графике рабочих сопротивлений указывается (точка 5) сила сопротивления, соответствующая расчетному положению ползуна  $D_5$ .

## 2.2. Построение диаграммы относительных параметров и проверка работоспособности проектируемого механизма

При решении в ходе метрического синтеза комплекса задач по определению основных геометрических размеров (длин звеньев) проектируемого механизма необходимо обеспечить:

1. *Кинематическую работоспособность* механизма, т.е. возможность целенаправленного перехода его звеньев из одного требуемого положения в другое (в данном случае – возможность полного вращения кривошипа  $O_1A$  на  $360^\circ$ );

2. *Силовую работоспособность* механизма, т.е. благоприятные условия передачи усилий от ведущих звеньев к ведомым, характеризующиеся углом давления в кинематической паре (угол  $\vartheta$ ), который не должен превышать заданное значение  $\vartheta_{\max}$  (обычно  $\vartheta_{\max} = 35 \div 45^\circ$ ).

3. *Динамическую работоспособность* – звенья динамически работоспособного механизма не должны развивать излишне большие ускорения или обладать повышенной инертностью (что приведет к возникновению дополнительных инерционных нагрузок).

Для проверки в ходе метрического синтеза выполнения кинематической и силовой работоспособности спроектированного по исходным данным шарнирно-рычажного механизма строится диаграмма относительных параметров (рис. 2.2).

Относительные (безразмерные) параметры  $P_1, P_2, P_3$  представляют собой отношение длин соответствующих звеньев ( $L_1 = L_{O_1A}, L_2 = L_{AB}, L_3 = L_{BO_3}$ ) к длине стойки ( $L_0 = L_{O_1O_3}$ ):

$$P_1 = \frac{L_1}{L_0}; P_2 = \frac{L_2}{L_0}; P_3 = \frac{L_3}{L_0}.$$

На диаграмме (см. рис. 2.2.) площадь между граничными прямыми (линии 1,2,3) представляет собой область существования кинематически работоспособных кривошипно-коромысловых механизмов; а площадь между двумя эллипсами (кривые 4 и 5) – это область существования механизмов, у которых выполняется условие силовой работоспособности  $\vartheta_1 \leq \vartheta_{\max}$ .

Таким образом, если точка  $M$  с конкретными значениями  $P_2, P_3$  проектируемого механизма попадает в область между эллипсами, то данный механизм является работоспособным как в кинематическом, так и в силовом отношении. В таком механизме звено  $O_1A$  может поворачиваться на  $360^\circ$ , а угол давления в шарнире  $B$  не превышает  $\vartheta_{\max}$  и, следовательно, механизм не заклинивается при передаче нагрузок.

Построение диаграммы относительных параметров (см. рис.2.2) и проверка по ней работоспособности спроектированного рычажного механизма производится в следующем порядке:

1. По чертежу на построенной кинематической схеме механизма определяется длина стойки ( $O_1O_3 = L_0$ ) и рассчитывается величина параметра  $P_1 = L_1/L_0$ .

$$P_1 = \frac{L_1}{L_0}.$$

2. В системе координат  $P_2 - P_3$  через расположенные на осях координат  $P_2$  и  $P_3$  точки  $(1+P_1)$  и  $(1-P_1)$  проводят взаимно перпендикулярные граничные прямые 1, 2 и 3.

3. Рассчитываются координаты малых и больших полуосей эллипсов:

$$(P_2)a_1 = \frac{1+P_1}{\sqrt{2(1+\sin\vartheta_{\max})}}; \quad (P_2)b_1 = \frac{1+P_2}{\sqrt{2(1-\sin\vartheta_{\max})}};$$

$$(P_2)a_2 = \frac{1-P_1}{\sqrt{2(1-\sin\vartheta_{\max})}}; \quad (P_2)b_2 = \frac{1-P_1}{\sqrt{2(1+\sin\vartheta_{\max})}},$$

по которым затем определяются точки  $a_1, a_2, b_1, b_2$  (см. рис. 2.2.) и строятся эллипсы (кривые 4 и 5).



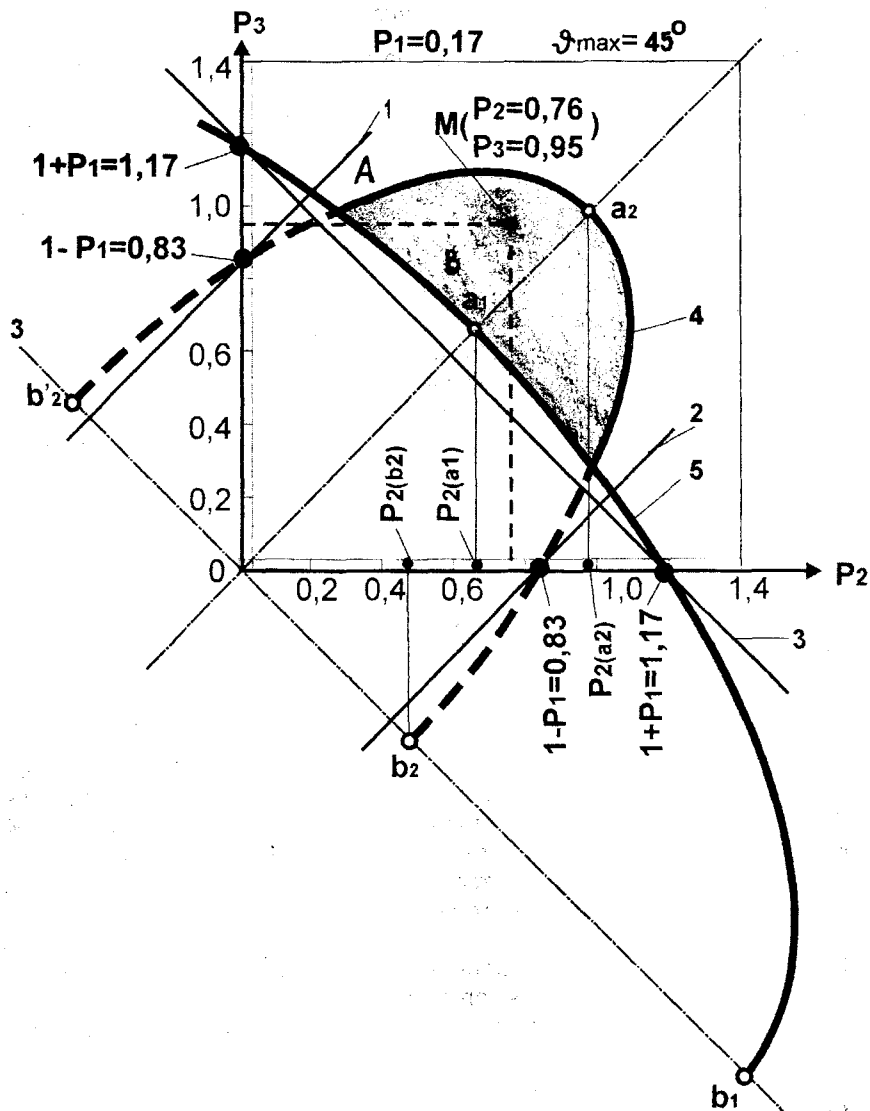


Рис. 2.2. Диаграмма относительных параметров

Отметим, что на осях координат  $P_2$  и  $P_3$  эллипсы (4 и 5) и граничные прямые (1, 2 и 3) имеют общие точки  $(1+P_1)$  и  $(1-P_1)$ .

4. Для спроектированного механизма рассчитываются конкретные значения  $P_2 = \frac{L_2}{L_0}$ ;  $P_3 = \frac{L_3}{L_0}$ , после чего проверяют попадание точки

$M(P_2, P_3)$  в заштрихованную область между эллипсами и делают вывод о работоспособности спроектированного шарнирно-рычажного механизма.

Примечание.

1. Если точка  $M(P_2, P_3)$  не попадает в заштрихованную область диаграммы (см. рис. 2.2), то нужно изменить длины звеньев, от которых зависит величина  $P_2$  и  $P_3$  (или увеличить  $\vartheta_{\max}$ ) – и повторить проверку.

2. Попадание точки  $M(P_2, P_3)$  в любые области за пределами заштрихованной между эллипсами 4 и 5 зоны означает, что в спроектированном механизме не выполняется:

а) только силовая работоспособность (область А);

б) как кинематическая, так и силовая работоспособность (например, область В).

### 2.3. Краткие сведения по структуре механизмов

*Механизмом* называется искусственно созданная система тел, подвижно соединенных между собой, предназначенная для преобразования движений. Механизм состоит из звеньев, соединенных кинематическими парами. Звеном является система из одного или нескольких твердых тел, в которой расстояние между любыми двумя точками остается неизменным.

*Кинематическая пара* (КП) – подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, обеспечивающее их движение относительно друг друга. Если звенья контактируют по точке или линии, то КП называется высшей; при контакте звеньев по поверхности – КП называют низшей. Класс КП определяется числом условий связи (ограничений), которые данная КП накладывает на относительное движение звеньев.

Механизм называется плоским, если его звенья могут двигаться только в одной или параллельных плоскостях. Звенья плоского механизма могут соединяться только тремя видами КП:

а) вращательной (шарниром) – низшая КП с числом условий связи  $S = 5$  (V класс);

б) поступательной – низшая КП с числом условий связи  $S = 5$  (V класс);

в) высшей – КП с числом условий связи  $S = 4$  (IV класс).

Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле П.Л.Чебышева:

$$W = 3n - 2p_V - p_{IV}, \quad (2.5)$$

где  $n$  – количество подвижных звеньев;  $p_V$  – количество КП V класса;  $p_{IV}$  – количество КП IV класса. Степень подвижности указывает на количество начальных звеньев механизма.

Плоским шарнирно-рычажным механизмом (ПШРМ) называют механизм, звенья которого соединяются только вращательными и поступательными КП, причем оси всех вращательных КП параллельны между собой и перпендикулярны плоскости движения механизма. Поскольку в ПШРМ  $p_{IV} = 0$ , то степень его подвижности определяется по «усеченной» формуле П.Л.Чебышева:

$$W = 3n - 2p_V. \quad (2.6)$$

Группой Ассура называется неделимая кинематическая цепь нулевой подвижности ( $W = 0$ ), входящая в состав механизма (под неделимостью понимается невозможность разбиения группы Ассура на более простые цепи с  $W = 0$ ). Начальное звено механизма вместе со стойкой являются механизмом I класса. Группы Ассура подразделяются на классы. Большинство ПШРМ имеют  $W = 1$  и образуются путем присоединения к механизму I класса групп Ассура II класса; последние содержат два звена и три КП. Группы Ассура II класса подразделяются на виды в зависимости от количества и взаимного расположения вращательных и поступательных КП (пять видов). Внешними называются те КП, которыми группа Ассура присоединяется к механизму; КП, которыми звенья группы соединяются между собой, называются внутренними.

*Задача структурного анализа ПШРМ* состоит в выявлении механизмов I класса и групп Ассура, из которых образован механизм, а также в определении последовательности соединения этих элементов при образовании механизма.

Структурный анализ рекомендуется проводить в такой последовательности:

1) определяется степень подвижности механизма  $W$  по формуле (2.6); если начальные звенья не назначены, то они назначаются (причем число их должно быть равно  $W$ );

2) начиная с группы звеньев, наиболее удаленных от начальных отделяется группа Ассура II класса (если это не получается, то выделяются группы более высоких классов – III, IV и т.д.) – при этом характер движения оставшихся звеньев должен быть определенным и неизменяемым;

3) операции по п. 2 проводятся до тех пор, пока в «остатке» не получатся начальные звенья, это является признаком правильности разбиения; другие признаки:

а) отсутствие звеньев и КП, не принадлежащих ни одной группе Ассура (или механизмам I класса);

б) отсутствие звеньев и КП, одновременно принадлежащих разным группам Ассура (или механизмам I класса);

- 4) записывается формула строения механизма, в которой:
- римскими цифрами указываются классы групп Ассура;
  - индексами указываются виды групп Ассура II класса;
  - в скобках арабскими цифрами указываются номера звеньев структурной схемы механизма, входящих в данную группу;
  - полученные записи соединяются стрелками, указывающими порядок присоединения групп Ассура при образовании механизма.

## 2.4. Краткие сведения по кинематическому анализу

Исходными данными при кинематическом анализе являются:

1) кинематическая схема механизма и ее размеры, т.е. размеры, определяющие взаимное расположение КП и неизменяемые при движении механизма;

2) закон движения начального звена (начальных звеньев при  $W > 1$ , в дальнейшем рассматриваются механизмы с  $W = 1$ ). Чаще всего этот закон задается в виде постоянной частоты вращения кривошипа  $n_1$  [об./мин], при этом угловая скорость кривошипа  $\omega_1$  [рад./с] определяется по выражению:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}. \quad (2.7)$$

Задачами кинематического анализа являются:

1) определение положений звеньев при заданном положении начального звена (задача положений);

2) определение скоростей точек звеньев и угловых скоростей звеньев (задача скоростей);

3) определение ускорений точек звеньев и угловых ускорений звеньев (задача ускорений).

Для ПШРМ наиболее пригодным к инженерной практике методом кинематического анализа является метод планов, реализуемый путем построения планов скоростей и ускорений. *Планом скоростей (ускорений)* называется векторный многоугольник, в котором векторы абсолютных скоростей (ускорений) имеют началом единую точку, называемую полюсом плана  $p$  ( $\pi$ ).

При графическом решении любой задачи (в том числе при построении планов скоростей и ускорений) используется обобщенное понятие масштаба. Масштабом  $k_i$  некоторой физической величины  $i$  называется отношение численного значения этой величины к длине отрезка в миллиметрах, изображающего данную величину на чертеже. Например, если скорость  $V_A = 5$  м/с и вектор этой скорости на плане скоростей изображен отрезком  $\overline{pa} = 50$  мм, то масштаб плана скоростей

$$k_v = \frac{V_A}{pa} = \frac{5}{50} = 0,1 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

При построении планов скоростей и ускорений используются в основном приводимые ниже соотношения кинематики плоского движения.

Соотношения между скоростями и ускорениями двух точек одного звена. Если на звене  $i$  (рис. 2.3, а), совершающем в общем случае плоскопараллельное движение, имеются точки  $A$  и  $B$ , то скорости этих точек связаны векторным уравнением:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}. \quad (2.8)$$

Вектор относительной скорости  $V_{BA}$  известен по линии действия

$$\vec{V}_{BA} \perp AB.$$

и связан с угловой скоростью звена  $\omega_i$  соотношением:

$$\omega_i = \frac{V_{BA}}{L_{AB}}. \quad (2.9)$$

Уравнению (2.8) отвечает план скоростей, изображенный на рис. 2.3, б и построенный в масштабе

$$k_v = \frac{V_A}{pa}$$

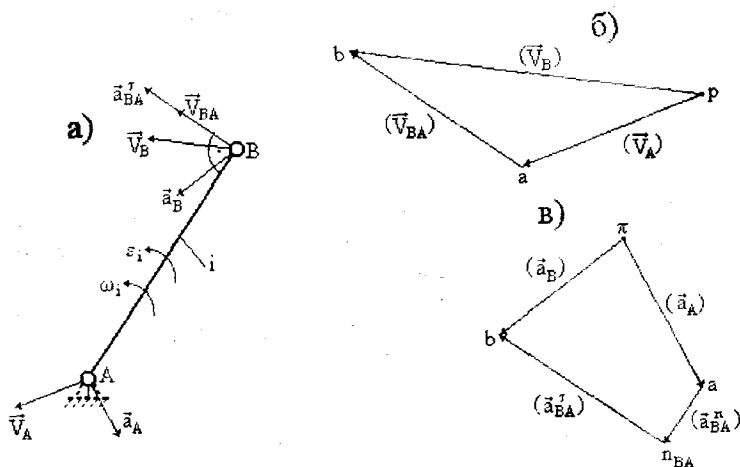


Рис. 2.3

При известном направлении вектора  $\vec{V}_{BA}$  можно найти направление  $\omega_i$ . Для этого следует данный вектор мысленно установить в точку, стоящую первой в индексе скорости, а точку, стоящую второй в индексе, мысленно закрепить неподвижно. Полученная при этом модель в виде вращательного движения однозначно определяет направление  $\omega_i$ . Данное правило иллюстрируется на рис. 2.3, а.

Ускорения двух точек  $A$  и  $B$  одного звена связаны векторным уравнением:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r, \quad (2.10)$$

где  $\vec{a}_{BA}^n$  и  $\vec{a}_{BA}^r$  – соответственно нормальная и тангенциальная составляющие вектора относительного ускорения точки  $B$  в ее вращении вокруг точки  $A$ . Первая из них всегда известна по направлению: она направлена от точки, стоящей первой в индексе, к точке, стоящей второй в индексе (такое направление иллюстрируется записью « $B \rightarrow A$ »), т.е.  $\vec{a}_{BA}^n \parallel AB$ . Величина этого ускорения определяется следующим образом:

$$k_a = \frac{a_A}{\pi a}. \quad (2.11)$$

Уравнению (2.10) отвечает план ускорений, изображенный на рис. 2.3, в и построенный в масштабе

Составляющая  $\vec{a}_{BA}^r$  известна по линии действия –  $\vec{a}_{BA}^r \parallel AB$  и связана с угловым ускорением звена  $\varepsilon_i$  соотношением:

$$\varepsilon_i = \frac{a_{BA}^r}{L_{AB}}. \quad (2.12)$$

При известном направлении вектора  $\vec{a}_{BA}^r$  с его помощью можно найти направление углового ускорения звена  $\varepsilon_i$  аналогично определению угловой скорости – это иллюстрируется на рис. 2.3, а.

**Теорема подобия.** Согласно данной теореме фигура, образованная соединением точек на звене, и фигура, образованная соединением концов векторов скоростей (ускорений) этих точек на плане скоростей (ускорений) подобны и сходственно расположены. Теорема подобия позволяет наиболее просто (и с меньшей вероятностью ошибки) определить скорость (ускорение) любой точки звена при известных скоростях (ускорениях) двух точек звена. Следует иметь в виду, что теорема подобия применима лишь для точек *одного и того же* звена.

Наиболее часто теорема подобия используется при расположении точек звена на одной прямой. Допустим на звене  $i$  (рис. 2.4, а) имеются

точки  $A, B, C$ , причем скорости и ускорения точек  $A$  и  $B$  известны и изображены на плане скоростей (ускорений) отрезками  $\overline{pa}$  ( $\overline{\pi a}$ ) и  $\overline{pb}$  ( $\overline{\pi b}$ ), что показано на рис. 2.4, б и в. Поскольку положения точек  $a$  и  $b$  на плане скоростей (ускорений) известны, то известна и длина отрезка  $\overline{ab}$ .

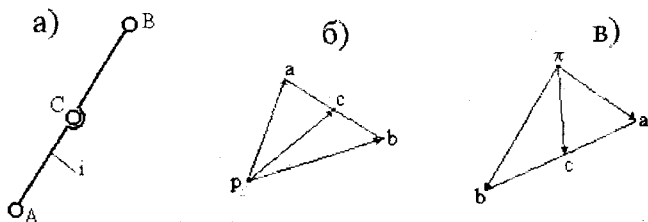


Рис. 2.4

На основании теоремы подобия можно составить пропорцию, связывающую отрезки на звене механизма и отрезки на плане скоростей (ускорений):

$$\frac{AC}{AB} = \frac{\overline{ac}}{\overline{ab}},$$

откуда

$$\overline{ac} = \overline{ab} \frac{AC}{AB}.$$

Отложив на отрезке  $\overline{ab}$  плана скоростей (ускорений) отрезок  $\overline{ac}$ , можно получить точку «с» – конец вектора скорости (ускорения) точки  $C$ . Поскольку начала векторов скоростей (ускорений) находятся в полюсе плана  $p$  ( $\pi$ ), то соединением точки  $p$  ( $\pi$ ) с точкой «с» можно получить вектор скорости (ускорения) точки  $C$ .

На планах скоростей и ускорений приняты следующие обозначения:

а) концы векторов скоростей (ускорений) точек обозначаются теми же буквами, что и точки, но строчными;

б) концы векторов нормальных ускорений обозначаются буквой «п» с теми же индексами, что и ускорение.

Одним из свойств групп Ассуря является их «кинематическая определенность». Это свойство заключается в том, что при известных положениях, скоростях и ускорениях внешних точек группы можно определить:

а) положение, скорость и ускорение внутренней точки группы;

б) положение, скорость и ускорение любой точки группы (последние два – с использованием теоремы подобия);

в) угловые скорости и угловые ускорения звеньев группы.

Данное свойство весьма полезно при кинематическом анализе ПШРМ, поскольку позволяет сложную задачу исследования многозвенного

механизма разбить а ряд простых задач исследования групп Ассура. При этом оказывается, что формула строения механизма является алгоритмом его кинематического анализа: порядок рассмотрения групп Ассура совпадает с направлением стрелок в формуле строения.

## 2.5. Краткие сведения по силовому расчету

Исходными данными при силовом расчете являются:

а) размеры  $L_i$ , веса  $G_i$ , положения центров масс  $S_i$  и моменты инерции относительно центров масс  $I_{si}$  всех звеньев механизма ( $i$  – номер звена);

б) закон движения начального звена (обычно  $n_1 = const$ );

в) внешние силы и моменты, действующие на звенья механизма (чаще всего – сила полезного сопротивления  $\bar{Q}$ , приложенная к ведомому звену и направленная

противоположно его скорости, и веса звеньев, приложенные к их центрам масс);

г) ускорения центров масс  $a_{si}$  и угловые ускорения звеньев  $\varepsilon_i$ , последнее означает, что силовому расчету механизма обязательно должен предшествовать его кинематический анализ.

Задачами силового расчета являются:

1. Определение реакций в кинематических парах механизма  $\bar{R}_{ij}$  по величине, направлению и точке приложения ( $i$  – номер звена, со стороны которого действует реакция,  $j$  – номер звена, на которое действует реакция, согласно третьему закону Ньютона  $\bar{R}_{ji} = -\bar{R}_{ij}$ ;

2. Определение уравновешивающего момента  $M_{yp}$ , который обеспечивает начальному звену движение с заданным законом  $n_1 = const$ .

Наиболее рациональным методом силового расчета является метод кинетостатики, основанный на принципе Даламбера: если к механизму помимо действующих на него внешних сил дополнительно приложить инерционные силовые факторы (силы инерции и их моменты), то механизм можно рассматривать находящимся в условном равновесии. Метод кинетостатики существенно облегчает силовой расчет механизма, поскольку позволяет сложную задачу динамики (связанную, как правило, с решением дифференциальных уравнений) заменить простой задачей статики (известно, что уравнения равновесия, т.е. статики являются алгебраическими уравнениями, более того – линейными).

Инерционные силовые факторы звена с номером  $i$  определяются следующим образом:

а) сила инерции звена

$$P_{mi} = -m_i \cdot a_{si} = \frac{G_i}{g} a_{si}, \quad (2.13)$$



где  $m_i$  – масса звена,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – ускорение свободного падения; вектор силы инерции прикладывается в центре масс звена  $i$ , как следует из (2.13), направлен противоположно вектору ускорения центра масс звена  $a_{si}$ ;

б) момент пары сил инерции (если рассматривать  $M_{инi}$  и  $\varepsilon_i$  как алгебраические величины, т.е. величины со знаком)

$$M_{инi} = -I_{si} \cdot \varepsilon_i, \quad (2.14)$$

где из (2.14) следует, что момент  $M_{инi}$  направлен противоположно угловому ускорению звена  $\varepsilon_i$ .

Как отмечалось выше (п. 2.3) звенья ПШРМ соединяются только шарнирами и поступательными парами. При этом реакция в шарнире  $\vec{R}_{ijш}$  (рис. 2.5, а) известна по точке приложения (центр шарнира  $O$ ) и неизвестна по модулю и направлению (определяемому, например, углом  $\varphi_{ijш}$ ). Реакция в поступательной паре  $\vec{R}_{ijп}$  (рис. 2.5, б) известна по направлению (перпендикулярна оси пары) и неизвестна по модулю и положению линии действия (определяемому, например, расстоянием  $h_{ijп}$  между линией действия и неподвижной системой отсчета). Таким образом, каждая КП, входящая в состав ПШРМ, дважды неизвестна.

Одно из важнейших свойств групп Ассуря заключается в том, что они являются наиболее простыми статически определимыми кинематическими цепями механизма: число уравнений равновесия, которые можно составить для группы, равно числу неизвестных, входящих в эти уравнения.

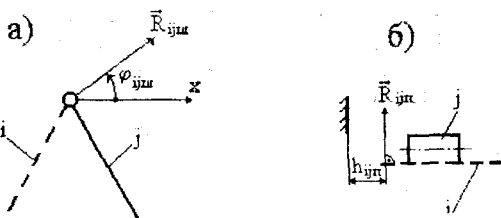


Рис. 2.5

Данное свойство позволяет сложную задачу силового расчета многозвенного механизма перевести в ряд простых задач силового расчета групп Ассуря.

При силовом расчете групп Ассуря прежде всего необходимо построить схему нагружения группы. *Порядок построения:*

а) группа изображается в том положении, которое она занимает в механизме;

б) к звеньям группы прикладываются внешние силовые факторы, как правило – веса звеньев  $\vec{G}_i$ , и их силы инерции  $P_{ин}$  (в центрах масс), моменты сил инерции  $M_{ин}$ , сила сопротивления  $Q$  (к ведомому звену, противоположно его скорости);

в) звенья, к которым присоединяется группа, отбрасываются и их действие заменяется реакциями во внешних КП; если внешняя КП является шарниром, то реакция в ней представляется в виде двух составляющих – нормальной (с верхним индексом « $n$ »), направленной по звену, и тангенциальной (с верхним индексом  $\tau$ ), направленной перпендикулярно звену;

г) графически определяются плечи сил, как длины перпендикуляров, опущенных из точки (относительно которой предполагается составлять уравнение моментов) на линии действия сил.

Силовой расчет групп Ассура удобно проводить графоаналитическим способом: уравнения моментов сил решаются аналитически, а уравнения векторной суммы сил – графически путем построения планов сил. Уравнение моментов составляется, как правило, отдельно для каждого звена группы относительно **внутреннего** шарнира, в этом случае уравнение имеет одну неизвестную величину и легко решается. При составлении векторной суммы сил, действующих на группу, рекомендуется придерживаться следующих правил:

а) известные по направлению, но неизвестные по величине силы ставятся первым и последним слагаемыми суммы;

б) нормальная « $n$ » и тангенциальная « $\tau$ » составляющие одной и той же реакции ставятся рядом;

в) сначала записываются силы, действующие на одно из звеньев группы, затем на другое.

При составлении векторной суммы сил, действующих на звено группы рекомендуется сохранять ту же очередность сил, что и в уравнении для группы, а неизвестную реакцию во внутренней КП ставить последним слагаемым суммы. Соблюдение изложенных рекомендаций дает следующие преимущества:

а) внешний вид уравнения сил «подсказывает» последовательность построения плана сил;

б) неизвестные реакции определяются при минимуме графических построений.

При фиксации направлений сил, определяемых в результате построения плана сил, необходимо помнить, что вследствие равенства векторной суммы сил нулю (на основании принципа Даламбера) векторный многоугольник должен быть замкнутым. Внешним признаком замкнутости векторного многоугольника является наличие одной стрелки в каждой его вершине.

Силовой расчет механизма I класса состоит из двух этапов:

а) составляется уравнение моментов сил относительно шарнира, которым начальное звено присоединяется к стойке; из этого уравнения определяется уравнивающий момент  $M_{ур}$ , обеспечивающий начальному звену движение с заданным законом  $n_1 = \text{const}$ ;

б) составляется векторная сумма сил, действующих на начальное звено; путем построения плана сил по этому уравнению определяется реакция в КП, соединяющей начальное звено со стойкой.

Анализ структуры любого ПШРМ показывает, что в начале силового расчета статически определимой является только группа Ассура, стоящая *последней* в формуле строения. После ее силового расчета статически определимой становится группа, к которой присоединяется последняя группа и т.д.; последним силовому расчету подлежит механизм I класса. Таким образом, формула строения механизма является алгоритмом его силового расчета: последовательность рассмотрения условного равновесия групп Ассура *противоположна* направлению стрелок в формуле строения.

## 2.6. Анализ движения машинного агрегата и расчет маховика

Целью *второй (обратной) задачи динамики* является определение закона движения механизма под действием сил, приложенных к его звеньям.

В курсовом проекте рассматриваются механизмы, имеющие одну степень подвижности, и решается частный случай второй задачи динамики – расчет маховика по заданному коэффициенту неравномерности  $\delta$ .

В качестве допущения момент движущих сил принимается  $M_{пр}^p = \text{const}$ .

Структурной особенностью шарнирно-рычажных механизмов является изменение их передаточного отношения по положению механизма. Это вызывает колебание скоростей движения его звеньев. Поэтому *целью* проводимых расчетов являются выявление причин, вызывающих неравномерность движения и определение параметров маховика, снижающего эту неравномерность до заданного уровня.

При динамическом исследовании машин с одной степенью подвижности реальный механизм заменяют *эквивалентной динамической моделью*, состоящей из одного звена – звена приведения, за которое обычно принимают начальное звено. Динамическая модель механизма характеризуется приведенным моментом инерции и приведенным моментом сил сопротивления.

*Приведенный момент инерции*  $J_{пр}$  механизма есть условная расчетная величина момента инерции тела, вращающегося совместно со звеном приведения, кинетическая энергия которого  $E_i$  в каждом рассматриваемом положении равна сумме кинетических энергий всех звеньев механизма  $E_i^M$ .

*Приведенный момент сил сопротивления*  $M_{пр}^Q$  это условная расчетная величина момента, приложенного к звену приведения, работа

которого  $\Delta E_i$  равна сумме работ  $\Delta E_i^M$ , всех приводимых сил и моментов сопротивления.

Приведенный момент сопротивления, так же, как и приведенный момент инерции, являются функциями лишь положения механизма (передаточного отношения). Они не зависят от времени и абсолютных значений скорости движения звена приведения.

Закон движения динамической модели зависит от соотношения работ приведенных сил движущих  $A^P$  и сопротивления  $A^Q$  (суммарной работы  $\Delta E = A^P + A^Q$ ), которые в общем случае работы машины не равны между собой.

Если на некотором участке движения механизма работа приведенного момента движущих сил  $A^P$  постоянно больше (меньше) работы приведенного момента сопротивления  $A^Q$  – происходит увеличение (уменьшение) кинетической энергии и скорости системы, и ее движение оказывается неустановившимся ( $\varphi_p$  – разбег,  $\varphi_b$  – выбег) (см. рис. 2.6).

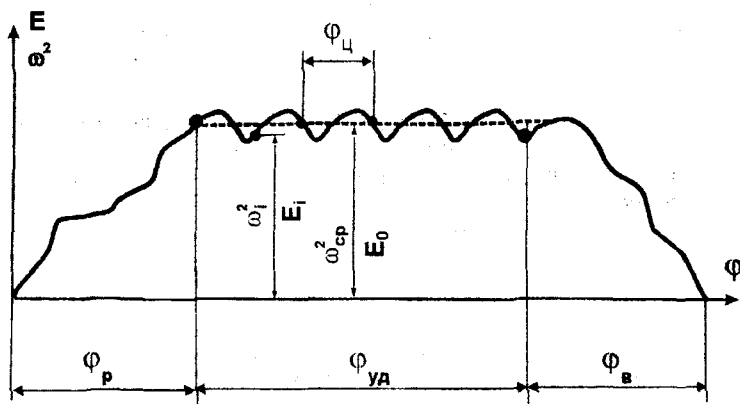


Рис.2.6. Режимы движения механизма

При равенстве работ  $A^P + A^Q = 0$  приведенных моментов сил движущих и сопротивления изменение кинетической энергии и скорости системы не происходит, и такой режим называется равномерно установившимся ( $\varphi_{уд}$ –пунктир). Этот режим свойственен машинам, у которых момент сопротивления можно принять неизменным, а их механизмы обеспечивают постоянство передаточного отношения, и, следовательно, постоянство приведенных моментов инерции и сил сопротивления.

Если за цикл (или за целое число циклов) суммарная работа равна нулю:  $\Delta E_{\text{ц}} = A_{\text{ц}}^P + A_{\text{ц}}^Q = 0$ , то режим движения механизма называют периодически установившимся ( $\varphi_{\text{уд}}$  – контурная линия). В течение цикла движения такого механизма изменение передаточного отношения вызывает изменение приведенных моментов инерции и сил сопротивления при этом изменяется суммарная работа и неизбежны колебания угловой скорости звена привода:

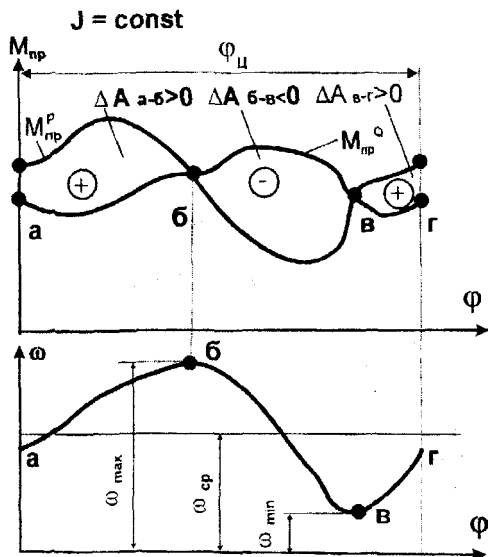


Рис. 2.7. Изменение  $\Delta A$ , и  $\omega$ , внутри цикла установившегося режима

- на участках «а–б» и «в–г», на которых  $A^P > A^Q$  работа приведенного момента движущих сил больше работы приведенного момента сопротивления, скорость ведущего звена возрастает.
- на участке «б–в»  $A^P < A^Q$  и скорость ведущего звена снижается,

Текущее значение угловой скорости  $\omega$ , колеблется около среднего значения

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}}{2}, \quad \delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{ср}}}, \quad \delta = \frac{\Delta E_{\text{max}}}{J_{\text{пр}} \omega_{\text{ср}}^2}.$$

Неравномерность внутри цикла периодически установившегося режима движения характеризуется коэффициентом неравномерности  $\delta$ .

Коэффициент неравномерности будет тем меньше, чем больше приведенный момент инерции механизма  $J_{\text{пр}}$  и средняя угловая скорость звена приведения  $\omega_{\text{ср}}$  и чем меньше максимальная величина избыточной работы  $\Delta A_{\text{max}}$ .

Максимально допустимое значение коэффициента неравномерности задается при проектировании и практически обеспечивается установкой дополнительной, так называемой маховой массы (маховика)  $J_{\text{м}}$  с рассчитываемым моментом инерции.

Маховик накапливает кинетическую энергию на участках цикла «а–б» и «в–г», на которых работа приведенного момента движущих сил больше работы приведенного момента сопротивления, когда скорость ведущего звена возрастает. На участках «б–в», с обратным соотношением этих величин скорость ведущего звена снижается, и маховые массы, играя роль аккумулятора кинетической энергии, отдают накопленную энергию в систему, чем способствуют преодолению сил сопротивления и снижению неравномерности хода.

Маховик предназначен для работы на периодически установившимся режиме движения и устанавливается на машину:

1) с целью снижения амплитуды колебаний угловой скорости ведущего звена механизма до заданного уровня  $\delta$ .

2) с целью выравнивания нагрузок на двигатель, что позволяет устанавливать двигатель меньшей мощности, чем требуется для преодоления пиковой нагрузки.

На неустановившихся режимах маховик сопротивляется разгону и торможению системы.

Скорость системы  $\omega_i^2 = \frac{2E_i}{J_i}$  определяется ее кинетической энергией

$E_i$  и моментом инерции  $J_i$ . Построив зависимость  $E = E(J)$ , называемую графиком энергомасс, мы можем исследовать закон движения системы (рис. 2.8).

Частным случаем второй задачи динамики является расчет маховика, выполняемый в два этапа:

1. Прежде всего для исследуемого механизма по полученной диаграмме энергомасс находим экстремальные величины скоростей начального звена механизма  $\omega_{\text{max}}$ ,  $\omega_{\text{min}}$ ; определяем положения механизма, соответствующие  $\omega_{\text{max}}$ ,  $\omega_{\text{min}}$  и рассчитываем коэффициент неравномерности хода (на рис. 2.8. пунктиром рассмотрен случай при отсутствии дополнительных маховых масс  $J_{\text{м}}=0$ );

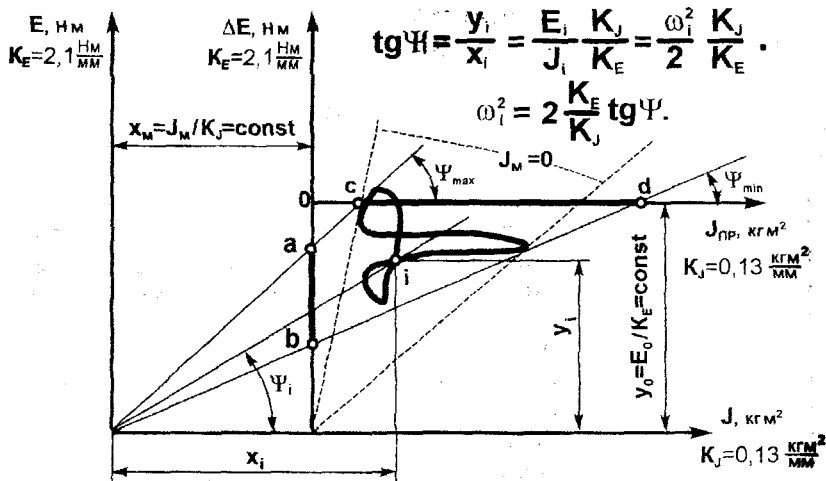


Рис. 2.8. Исследование закона движения системы по диаграмме энергомасс

2. Сравнивая затем рассчитанное значение коэффициента неравномерности с заданным, решаем вопрос о целесообразности установки маховика; при необходимости выбираем место его установки и рассчитываем его размеры.

Маховик обычно выполняют в виде диска, имеющего массивный обод, соединенный со ступицей спицами.

С точки зрения уменьшения размеров маховика целесообразно устанавливать его на звеньях, обладающих большими угловыми скоростями.

В случае установки маховика на тихоходном валу его момент инерции, вес и габариты получаются большими. Однако при этом валопровод на участке от маховика до двигателя передает момент, уменьшенный и выровненный действием маховика, следовательно, напряжения, возникающие от неравномерности хода машины, будут соответственно снижены. С этой точки зрения маховик целесообразно ставить ближе к рабочему органу машины. В каждом конкретном случае проектирования этот вопрос решается конструктором особо.

Для предотвращения разрыва маховика центробежными силами инерции, делают проверочный расчет по допустимой величине окружной скорости на его ободе.

### 3. СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПЛОСКИХ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ЭВМ

#### 3.1. Общие положения

Кинематический и силовой анализ плоских шарнирно-рычажных механизмов (ПШРМ) любым способом (графоаналитическим или чисто аналитическим) является достаточно объемной задачей даже для одного положения механизма. Очевидно, что рассмотрение одного положения не дает исчерпывающей информации о кинематических и силовых параметрах механизма.

Например, закон изменения скорости или ускорения какого-либо звена или точки механизма можно определить только в результате рассмотрения нескольких положений в пределах кинематического цикла. Расчет звеньев и кинематических пар механизма на прочность будет корректен только в случае приложения к звеньям механизма максимальных реакций в кинематических парах. При этом положение механизма, в котором реакции в кинематических парах максимальны, можно установить только приближенно, поэтому приходится проводить силовой расчет для нескольких положений. Определение приведенных силовых и массовых факторов механизма (приведенного момента сил сопротивления  $M_{пр}^Q$  и приведенного момента инерции  $I_{пр}$ ), используемых при решении задач динамики механизмов, требуют кинематического анализа механизма на уровне задачи скоростей также для нескольких положений механизма. Из изложенного очевидно, что рациональное решение рассматриваемых задач возможно только при использовании ЭВМ.

Для этой цели на кафедре "Основы проектирования машин" разработана программа `gm.exe` для кинематического анализа и силового расчета достаточно большого класса ПШРМ. Программа разработана с учетом максимального удобства пользования при выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин (ТММ) и представляет собой систему автоматизированного курсового проектирования (САКПР), обеспечивающую комплексное компьютерное моделирование студентом структуры, кинематики и динамики проектируемого рычажного механизма.

Разработанная программа осуществляет:

- а) структурный синтез механизма путем задания групп Ассура, из которых должен быть образован механизм, и параметров их сборки;
- б) построение кинематической схемы для любого из 12 расчетных положений в пределах кинематического цикла;
- в) проверку правильности структурного и метрического синтеза механизма – при наличии ошибок не выполняются условия кинематической работоспособности и программа предупреждает об этом;
- г) полный кинематический и силовой анализ механизма, а также определение его приведенных факторов.



Расчету по программе gm.exe поддаются наиболее распространенные шестизвенные и четырехзвенные (элементарные) ПШРМ, структура которых отвечает следующим условиям:

а) начальное звено 1 является кривошипом и поэтому образует со стойкой вращательную кинематическую пару (КП);

б) механизм относится ко второму классу, т.е. состоит из групп Ассура только второго класса;

в) группы Ассура, входящие в состав механизма, присоединены последовательно, т.е. формула строения механизма имеет линейную структуру:

$$I(1) \rightarrow II_i(2, 3) \rightarrow II_j(4, 5), \quad (3.1)$$

где  $i$  и  $j$  – виды групп Ассура;

г) группа  $II_i(2, 3)$  относится к первому, второму или третьему виду, т.е.  $i = 1, 2, 3$ ;

д) группа  $II_j(4, 5)$  относится ко второму, четвертому или пятому виду, т.е.  $j = 2, 4, 5$ ;

е) из четырехзвенных (элементарных) механизмов ( $j = 0$ ) программа пригодна для шарнирного четырехзвенника ( $i = 1$ ), кривошипно-ползунного ( $i = 2$ ) и кривошипно-кулисного ( $i = 3$ ) механизмов.

Программа определяет следующие параметры:

1. Веса  $G_i$ , моменты инерции относительно центров масс  $I_{si}$  и положения центров масс  $S_i$  звеньев на основании рекомендаций справочных изданий в зависимости от длин звеньев.

2. Определение координат точек звеньев механизма, а также углов наклона звеньев (задача положений кинематического анализа). Расчет проводится в системе ортогональных координат  $XO_1Y$  с началом координат на оси вращения кривошипа 1 (см. рис. 2.1). Расчет по программе производится для 12 равноотстоящих положений кривошипа в пределах кинематического цикла (т.е. одного оборота кривошипа), что соответствует углу поворота кривошипа между соседними положениями, равному  $30^\circ$ . Положения механизма нумеруются от 1 до 12, начиная с начала рабочего хода и в последовательности, соответствующей направлению вращения кривошипа.

3. Скорости и ускорения всех шарнирных точек механизма и центров масс звеньев, а также угловые скорости и угловые ускорения звеньев (задачи скоростей и ускорений); перечисленные параметры определяются по величине и направлению. Расчитываемые положения те же, что и в п.2. Результаты решения выводятся для одного положения, номер которого задается при вводе исходных данных.

4. Реакции в кинематических парах и уравновешивающий момент (силовой расчет); параметры определяются по величине и направлению. Расчитываемые положения и вывод результатов те же, что и при кинематическом анализе (см. пп. 2, 3).

5. По результатам силового расчета выявляются максимальные реакции и соответствующие им положения механизма.

6. Приведенный момент сил сопротивления  $M_{пр}^Q$  и приведенный момент инерции  $I_{пр}$  для 12 положений механизма, описанных в п.2.

7. В программе предусмотрен повторный расчет с изменением небольшого числа исходных данных и сохранения большинства остальных. Это позволяет решать некоторые задачи синтеза механизмов путем подбора его параметров, обеспечивающих заданные требования (в теории оптимизационного синтеза данный метод носит название "метод направленного поиска").

### 3.2. Подготовка исходных данных

ПШРМ являются достаточно сложными для проектирования объектами, которые описываются большим количеством постоянных исходных параметров, в комплексе характеризующих:

- а) структуру проектируемого механизма;
- б) его кинематическую схему в разных расчетных положениях внутри цикла;
- в) требуемые условия работы проектируемого механизма.

Поэтому тщательная подготовка исходных данных в наибольшей степени определяет корректность (а, зачастую, и возможность) расчетов по программе *gm.exe*. Необходимыми исходными данными, задаваемыми проектантом при использовании САКПР и выводимыми программой как запросы, являются следующие:

1. NG1 – вид группы Ассура, присоединяемой к кривошипу; в формуле (3.1) NG1 – величина  $i$ .

2. NG2 – вид второй по формуле строения группы Ассура, т.е. величина  $j$  в формуле (3.1). Для четырехзвенных (элементарных) механизмов на запрос NG2 вводится 0.

3. PS1 – параметр сборки для первой по формуле строения группы Ассура. Этот параметр для конкретного механизма определяется следующим образом:

а) при NG1 = 1: PS1 = 1 при обходе внешнего подвижного шарнира А, внутреннего шарнира В и внешнего неподвижного шарнира  $O_3$  по часовой стрелке (рис. 3.1, а) и PS1 = - 1 при обходе указанных шарниров против часовой стрелки (рис. 3.1, б);

б) при NG1 = 2 величина PS1 вводится в зависимости от направления движения ползуна:

α) при горизонтальном движении ползуна: PS1 = 1 если ползун 3 расположен правее внешнего шарнира А (рис. 3.1, в) и PS1 = - 1, если ползун 3 расположен левее внешнего шарнира А (рис. 3.1, г);

β) при вертикальном движении ползуна:  $PS1 = 1$ , если ползун 3 расположен выше внешнего шарнира А (рис. 3.1, д) и  $PS1 = -1$ , если ползун 3 расположен ниже внешнего шарнира А (рис. 3.1, е);

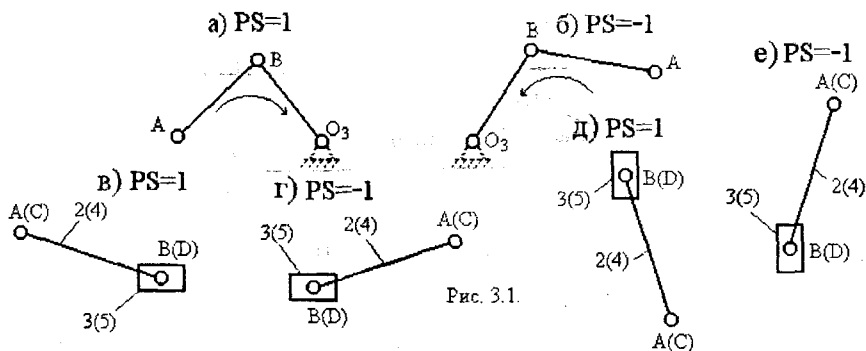


Рис. 3.1. Параметры сборки групп Ассура

в) для кулисных механизмов и механизмов на их основе ( $NG1 = 3$ ) параметры сборки смысла не имеют и программой не запрашиваются.

4.  $PS2$  – параметр сборки для второй по формуле строения группы Ассура. Программа запрашивает этот параметр только при  $NG2 = 2$ . Значение параметра назначается аналогично параметру  $PS1$  для  $NG1 = 2$  (рис. 3.1, в, г, д, е; номера звеньев – 4 и 5, внешний шарнир – С, внутренний – D).

5.  $L1$  – длина кривошипа для всех рассчитываемых механизмов.

6.  $L2$ : при  $NG1 = 1$ ; 2 это длина шатуна; при  $NG1 = 3$  параметр смысла не имеет и программой не запрашивается.

7.  $L3$ : при  $NG1 = 1$  это расстояние от внутреннего шарнира В до внешнего неподвижного шарнира  $O_3$  (рис. 3.2), при  $NG1 \neq 1$  данный параметр переменный или не имеет смысла и потому программой не запрашивается.

8.  $L4$  – при  $NG2 = 2$  это длина шатуна второй группы Ассура (при  $NG2 \neq 2$  параметр не имеет смысла и программой не запрашивается).

9.  $L03$ : при  $NG2 = 2$ ; 5 это расстояние от неподвижного шарнира  $O_3$  (рис. 3.2) до внешнего шарнира С второй группы Ассура (при  $NG2 \neq 2$  параметр не имеет смысла и программой не запрашивается).

10.  $X03$ ,  $Y03$ : при  $NG1 = 1$ ; 3 это координаты неподвижного шарнира  $O_3$  звена 3 (рис. 3.2) (при  $NG1 \neq 1$ , 3 параметры не имеют смысла и программой не запрашиваются).

12.  $X05$ ,  $Y05$  – это координаты точки пересечения Р (рис. 3.3, а, б, в) оси поступательной кинематической пары "звено 5 – стойка" с соответствующей осью координат.

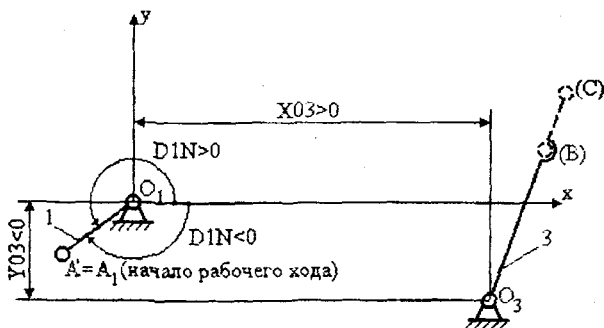


Рис. 3.2. Параметры  $L3$ ,  $X03$ ,  $Y03$ ,  $D1N$ ,  $L03$  механизма

13.  $D1N$  – угол между кривошипом в начале рабочего хода и осью  $O_1x$  (рис.3.2); при замере угла от оси  $O_1x$  до кривошипа *против* часовой стрелки вводится  $D1N > 0$ , при замере этого угла *по* часовой стрелке  $D1N < 0$ .

14.  $DO3$  – угол, определяющий положение точки присоединения второй группы Ассур, т.е. угловой сдвиг  $CO_3$  относительно  $BO_3$  (рис. 3.3, г).

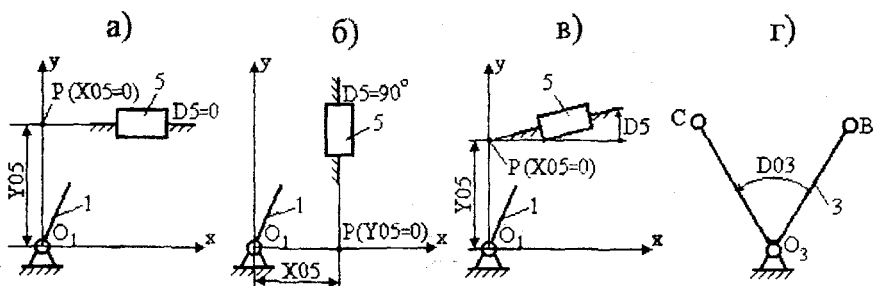


Рис. 3.3. Параметры  $X05$ ,  $Y05$ ,  $D5$ ,  $D03$  механизма

15.  $D5$  – угол между направлением поступательной кинематической пары “звено 5 - стойка” и осью  $O_1x$  (рис. 3.3, а, б, в).

16.  $N1$  – частота вращения кривошипа; при его вращении *против* часовой стрелки вводится  $N1 > 0$ , при вращении *по* часовой стрелке  $N1 < 0$ .

17.  $G5$  – вес звена 5.

18.  $Q1, \dots, Q12$  – абсолютные величины сил сопротивления в каждом из рассчитываемых положений, начиная с начала рабочего хода.

При вводе исходных данных размерности всех линейных величин – метры, углов – градусы, сил – ньютоны. В табл. 3.1 указаны конкретные значения исходных данных для механизмов, используемых в заданиях на курсовой проект.

Исходные данные, вводимые в программу gm.exe

Обозначения в программе	Параметры механизма при задании №										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
NG1	Определяется самостоятельно										
NG2	Определяется самостоятельно										
PS1	Определяется самостоятельно ( см. рис. 3.1)										
PS2	Определяется самостоятельно (см. рис. 3.1)										
L1	$L_1$										
L2	$L_2$							-	$L_2$	-	$L_2$
L3	$L_3$							-	$L_3$	-	$L_3$
L4	$L_4$					-			$L_4$	-	$L_4$
LO3	$1,25 \cdot L_3$				$L_3$	-		$L_3$	$L_{03C}$	$L_3$	$L_{03C}$
XO3	$X_{03}$	$-X_{03}$	$X_{03}$	$-X_{03}$	$X_{03}$	$X_{03}$	0	$X_{03}$	$-X_{03}$	$X_{03}$	
YO3	$-Y_{03}$				$Y_{03}$	$Y_{03}$	$-Y_{03}$		0	$Y_{03}$	
XO5	0				$-X_{03}$	$X_{05}$	0		$X_{05}$	0	
YO5	$Y_{05}$	$-Y_{05}$	$Y_{05}$	$-Y_{05}$	0		$Y_{05}$	0	$Y_{03}$		
D1N	Угол кривошипа в начале рабочего хода (см. рис. 3.2)										
DO3	0	180	0	180	0	180	0				
D5	0				90		0		90	0	
N1	$n_1$ (положительно при вращении кривошипа против часовой стрелки)										
G5	Вес звена 5										
Q1, ..., Q12	Силы сопротивления										
Символ "-" означает, что для данного механизма параметр не запрашивается											

Согласно приведенным в табл. 3.1. обозначениями в программе необходимо заполнить нижеприведенную табл. 3.2. с исходными данными для расчета на ЭВМ шарнирно-рычажного механизма согласно полученному заданию и варианту (см. типовые задания в главе 7).

Таблица 3.2.

Исходные данные для расчета механизма на ЭВМ

NG1	NG2	PS1	PS2	L1	L2	L3	L4	LO3	XO3	YO3	XO5	YO5	D1N	DO3	D5	N1	G5	Q1, Q2, ...

### 3.3. Работа с программой

После запуска программы на дисплей выводится экран решаемых задач, на нем появляется меню:

Решаемая задача:

определение приведенных факторов (ПР)

ПР и задача скоростей (V)

ПР, V и задача ускорений (A)

ПР, V, A и определение реакций

Клавишами ↑ и ↓ следует выбрать один из пунктов (по указанию преподавателя) и нажать Enter.

Если выбрана задача уровнем выше, чем определение приведенных факторов (пункты меню со второго и ниже), то выводится окно с запросом:

Положение механизма, для которого вывести результаты: \_

Следует ввести номер положения (1, ..., 12); обычно это положение, для которого проводится графоаналитический анализ механизма на листе 1 курсового проекта (задается преподавателем).

Далее появляется экран исходных данных, на котором последовательно запрашиваются параметры, рассмотренные в п. 3.2; после ввода значения параметра появляется запрос на следующий. На последней строке экрана выводится подсказка, раскрывающая смысл параметра. При неверном вводе какого-либо параметра следует продолжать вводить остальные (исправление в дальнейшем возможно).

По окончании ввода исходных данных появляется экран их проверки, с помощью которого можно изменить любой из введенных параметров. Для этого следует:

- а) из меню выбрать пункт испр. (исправление);
- б) клавишами ↑, ↓, ←, → выбрать исправляемый параметр и нажать Enter – введенная ранее величина сотрется;
- в) ввести новое значение параметра и нажать Enter;
- г) по окончании просмотра и исправлений выбрать пункт меню расчет;
- д) при возникновении непреодолимых затруднений выбрать пункт меню выход и выйти из программы.

В случае ввода данных, при которых механизм не обладает кинематической работоспособностью, программа выдает сообщение:

При введенных исходных данных задача решения не имеет.

Ошибки при вводе следующих параметров:

(перечисляются параметры, в которых возможна ошибка).

Для продолжения нажмите любую клавишу.

После нажатия любой клавиши выводится описанный выше экран проверки исходных данных. При просмотре исходных данных следует проверить параметры, перечисленные в предыдущем предупреждении.

По окончании расчета появляется окно запроса:

Вывести результаты на экран для просмотра?

(да – 1, нет – 0):

Введенные исходные данные и результаты размещаются на нескольких экранах, переход между которыми осуществляется клавишами ↑ и ↓; по окончании просмотра следует нажать Enter.

При появлении запроса

Распечатать результаты?

(да – 1, нет – 0)

следует выбрать желаемое, при распечатке – подготовить принтер (о чем пользователь уведомляется программой).

В заключении появляется запрос с меню:

Что дальше?

повторить расчет с изменением некоторых данных

повторить расчет с новыми исходными данными

закончить работу с программой

Первый пункт меню рекомендуется выбирать при обнаружении ошибки ввода исходных данных уже по окончании расчета программой; кроме того, данный пункт оказывается полезен при упомянутом выше (п. 3.1) синтезе механизма методом направленного поиска. Второй пункт выбирается в случае работы за одним терминалом нескольких пользователей (второй работает с программой вслед за первым и т.д.).

### 3.4. Результаты анализа механизма на ЭВМ

Протокол результатов (на экране и распечатке) состоит из нескольких таблиц.

1. **Исходные данные** – выдаются исходные данные, введенные перед расчетом с целью их окончательной проверки.

2. **Параметры звеньев** – выдаются веса  $G_i$ , моменты инерции относительно центров масс  $I_{S_i}$  и положения центров масс  $L_{S_i}$  звеньев ( $i = 1, \dots, 5$  – номер звена). Для параметра  $L_{S_i}$  данные распечатки соответствуют параметрам механизмов из заданий на курсовой проект согласно табл. 3.3.

Таблица 3.3

Положения центров масс звеньев по результатам распечатки

	Параметры механизма при задании №													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11			
LS1	$S_1 \equiv O_1$													
LS2	$L_{AS2}$						$S_2 \equiv A$		$L_{AS2}$	$S_2 \equiv A$		$L_{AS2}$		
LS3	$L_{O3S3}$	$S_3 \equiv O_3$		$L_{O3S3}$	$S_3 \equiv O_3$		$L_{O3S3}$							
LS4					$L_{BS4}$				$S_4 \equiv B$		$L_{CS4}$	$L_{BS4}$		$L_{CS4}$
LS5	$S_5 \equiv D$				$S_5 \equiv C$			$S_5 \equiv B$		$S_5 \equiv D$	$S_5 \equiv C$		$S_5 \equiv D$	

3. **Положение ..., угол кривошипа ... град.** – указывается введенный номер положения и угол между кривошипом и осью  $x$  в этом положении.

4. **Задача скоростей** – выводятся модули линейных скоростей точек  $V_i$  и угловые скорости звеньев  $\omega_i$ , последние положительны при направлении против часовой стрелки. Направления векторов скоростей

выводятся как углы  $V_i$  между векторами скоростей  $\vec{V}_i$  и осью  $O_1x$  (рис. 3.4, а).

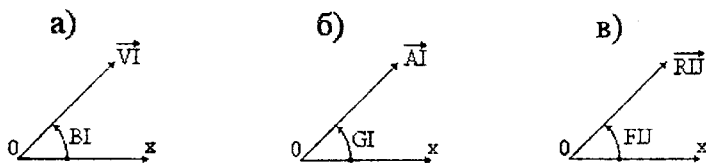


Рис. 3.4. Углы векторов

Обозначения, принятые в распечатке, соответствуют кинематическим параметрам механизмов из заданий на курсовой проект согласно табл. 3.4.

Таблица 3.4.

Параметры задачи скоростей

Распечатка	Параметры задачи скоростей для задания №										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
V1	$V_A$							$V_{A1}$	$V_A$	$V_{A1}$	$V_A$
V2	$V_B$							$V_{A3}$	$V_B$	$V_{A3}$	$V_B$
V3	$V_C$				$V_B$	$V_{C3}$		$V_{B3}$	$V_C$	$V_B$	$V_C$
V5	$V_D$				$V_C$	$V_{C5}$		$V_{B5}$	$V_D$	$V_C$	$V_D$
VS2	$V_{S2}$										
VS3	$V_{S3}$										
VS4	$V_{S4}$										
O2	$\omega_2$										
O3	$\omega_3$										
O4	$\omega_4$										

5. **Задача ускорений** – выводятся модули линейных ускорений точек а, и угловые ускорения звеньев  $\epsilon_i$ , последние положительны при направлении против часовой стрелки. Направления векторов ускорений выводятся как углы  $GI$  между векторами ускорений  $AI$  и осью  $O_1x$  (рис. 3.4, б).

6. **Реакции в кинематических парах** – выводятся модули реакций  $R_{ij}$  ( $i = 0, \dots, 4; j = 1, \dots, 5$ ) и углы  $F_{ij}$  между векторами реакций и осью  $x$  (рис. 3.4, в).

7. **Максимальные реакции** – выводятся модули максимальных реакций, углы между векторами реакций и осью  $x$ , а также положения механизма, в которых эти реакции достигают максимального значения (см. рис. 3.4, б, в).

Обозначения, принятые в распечатке, соответствуют кинематическим параметрам механизмов из заданий на курсовой проект согласно табл. 3.5.

8. **Приведенные факторы** – выводятся величины приведенного момента сил сопротивления  $M_{пр}^0$  и приведенного момента инерции  $I_{пр}$  для 12 положений механизма (рис. 2.1).



Параметры задачи ускорений

Распечатка	Параметры задачи скоростей для задания №										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
A1	$a_A$							$a_{A1}$	$a_A$	$a_{A1}$	$a_A$
A2	$a_B$							$a_{A2}$	$a_B$	$a_{A2}$	$a_B$
A3	$a_C$			$a_B$	$a_{C3}$			$a_{B3}$	$a_C$	$a_B$	$a_C$
A5	$a_D$			$a_C$	$a_{C5}$			$a_{B5}$	$a_D$	$a_C$	$a_D$
AS2	$a_{S2}$										
AS3	$a_{S3}$										
AS4	$a_{S4}$										
E2	$\epsilon_2$										
E3	$\epsilon_3$										
E4	$\epsilon_4$										

*Примечание.* При срыве расчетов на ЭВМ (когда нет вывода результатов) следует проверить и исправить вводимые исходные данные согласно п. 3.3.

### 3.5. Сравнение результатов графоаналитического и компьютерного расчетов

Заключительным этапом выполнения листа 1 курсового проекта является сравнение результатов кинематического анализа и силового расчета, полученных графоаналитическим путем и расчетом на ЭВМ. Сравнению подлежит каждый из определяемых параметров – модули линейных скоростей и ускорений точек, угловые скорости и ускорения звеньев (рассматриваемые как величины со знаком), модули реакций в кинематических парах, углы между векторами скоростей, ускорений, реакций (согласно рис. 3.4). Данный этап выполняется путем заполнения *таблицы сравнения* (см. приведенный ниже бланк табл. 3.6.). Пример заполнения указанной таблицы сравнения приведен в *главе 6* (см. п. 6.1. с фрагментом расчетно-пояснительной записки) данного пособия, на с. 83 и 84.

Общие указания по оставлению и анализу таблицы сравнения:

1. Угловые скорости, угловые ускорения, уравновешивающий момент и все углы векторов (согласно рис. 3.4) указываются со знаком (плюс или минус).

2. При правильно выполненных графоаналитических расчетах расхождение его результатов с результатами расчетов на ЭВМ не должны превышать 15–20%.

3. При значительных расхождениях (более 20%) следует сначала сравнить величины и направления векторов скоростей, затем величины и направления векторов ускорений, и последними – величины и направления реакций. Указанная последовательность объясняется тем, что ошибка в определении скоростей влечет за собой ошибку в определении ускорений, а ошибка в определении ускорений – ошибку в определении реакций.

## Сравнение результатов графоаналитического и «машинного» расчетов

## ЗАДАЧА СКОРОСТЕЙ

П, м/с	$V_A$	$V_B$	$V_C$	$V_D$	$V_{S2}$	$V_{S3}$	$V_{S4}$
$P_{га}$							
$P_M$							
$\Delta, \%$							
П, °	$\beta_A$	$\beta_B$	$\beta_C$	$\beta_D$	$\beta_{S2}$	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$
$P_{га}$							
$P_M$							
$\Delta, \%$							
П, 1/с	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$				
$P_{га}$							
$P_M$							
$\Delta, \%$							

## ЗАДАЧА УСКОРЕНИЙ

П, м/с <sup>2</sup>	$a_A$	$a_B$	$a_C$	$a_D$	$a_{S2}$	$a_{S3}$	$a_{S4}$
$P_{га}$							
$P_M$							
$\Delta, \%$							
П, °	$\gamma_A$	$\gamma_B$	$\gamma_C$	$\gamma_D$	$\gamma_{S2}$	$\gamma_{S3}$	$\gamma_{S4}$
$P_{га}$							
$P_M$							
$\Delta, \%$							
П, 1/с <sup>2</sup>	$\epsilon_2$	$\epsilon_3$	$\epsilon_4$				
$P_{га}$							
$P_M$							
$\Delta, \%$							

## СИЛОВОЙ РАСЧЕТ

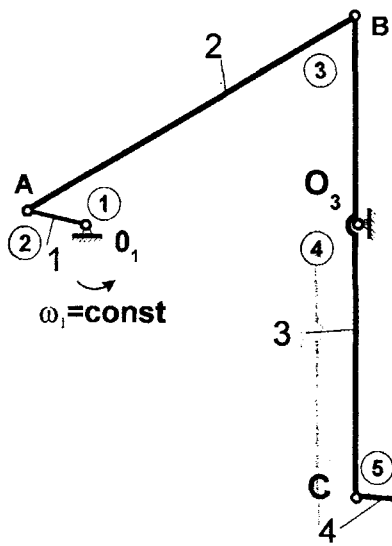
П, Н	$R_{01}$	$R_{12}$	$R_{23}$	$R_{03}$	$R_{34}$	$R_{45}$	$R_{05}$	$M_{пр}, НМ$
$P_{га}$								
$P_M$								
$\Delta, \%$								
П, °	$\varphi_{01}$	$\varphi_{12}$	$\varphi_{23}$	$\varphi_{03}$	$\varphi_{34}$	$\varphi_{45}$	$\varphi_{05}$	
$P_{га}$								
$P_M$								
$\Delta, \%$								

## ПРИВЕДЕННЫЕ ФАКТОРЫ

Положение 3		Расчет		ЭВМ		Погрешность $\Delta$ (%)	
$M_{пр}^Q$							
$I_{пр}$							
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата	МТ-215.01.11.03.00.ПЗ		Лист
							20

## 4. ПОРЯДОК ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА ПЛОСКИХ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ.

### 4.1 Структурный анализ механизма



Определение степени подвижности механизма:

Число подвижных звеньев  $n = 5$ .

Число КП V класса  $p_V = 7$ .

Степень подвижности механизма

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

Число начальных звеньев механизма равно степени его подвижности.

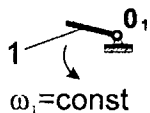
За начальное выбираем 1-е звено.

*Примечание.* Цифрами в кружочках обозначены кинематические пары.

Далее приведен анализ рассматриваемого механизма.

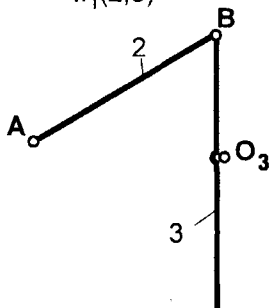
Механизм 1-го класса

$I(0,1)$



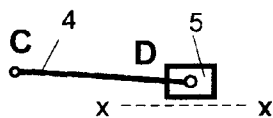
Группа Ассура 2-го класса первого вида

$II_1(2,3)$



Группа Ассура 2-го класса второго вида

$II_2(4,5)$



Формула строения механизма

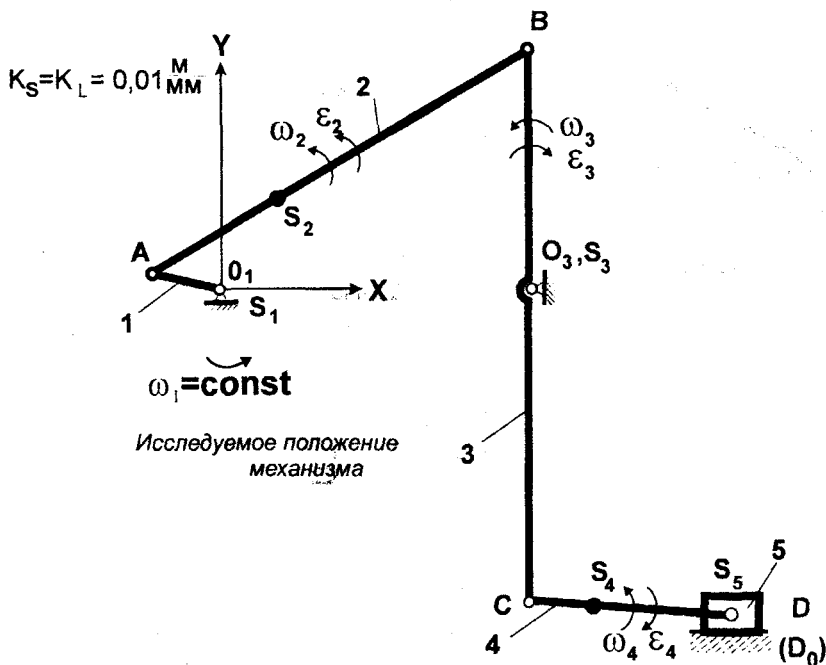
$I(0,1) \rightarrow II_1(2,3) \rightarrow II_2(4,5)$

Вывод:

исследуемый механизм II класса.

## 4.2. Кинематический анализ механизма

Кинематическое исследование сложного механизма проводится по группам Ассур в прямом порядке формулы его строения, начиная с механизма I-го класса в следующей последовательности согласно приведенной ниже блок-схемы.



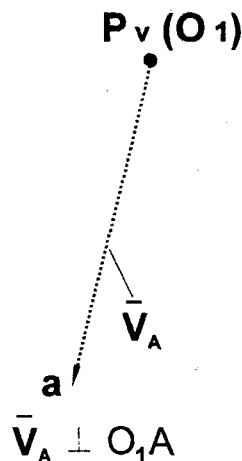
### 4.2.1. Порядок построения плана скоростей

1) Определение вектора скорости точки **A** проводится расчетом :

$$V_A = \omega_1 L_{O_1A} \cdot \frac{M}{C}$$

Вектор  $\vec{V}_A$  откладывается в выбранном масштабе перпендикулярно кривошипу в сторону его угловой скорости

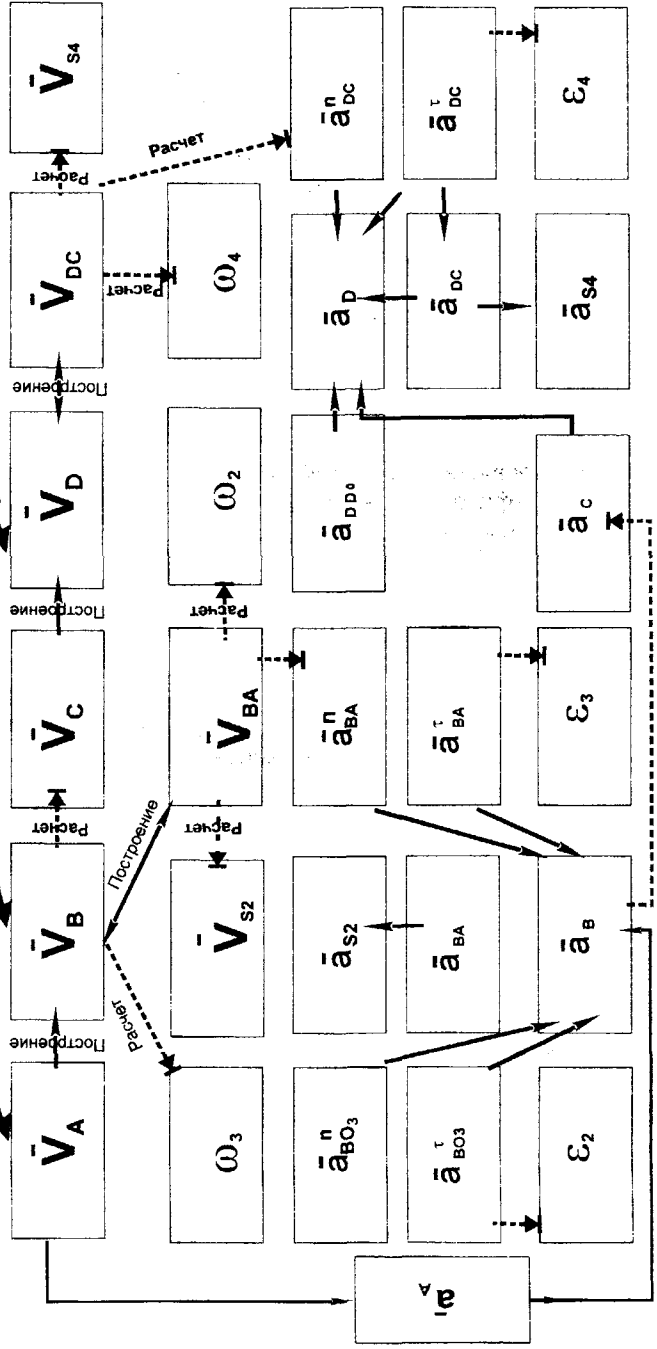
$$K_V = \frac{V_A}{P_V a} \cdot \frac{M}{C \cdot \text{мм}}$$



# БЛОК - СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА МЕХАНИЗМА

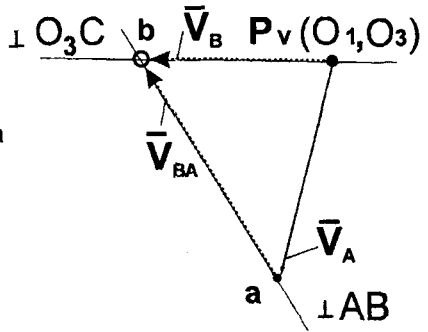
ФОРМУЛА СТРОЕНИЯ МЕХАНИЗМА

$$I(0,1) \rightarrow II_1(2,3) \rightarrow II_2(4,5)$$



2) Определение вектора скорости точки **B** проводится графическим методом с учетом масштаба плана скоростей:

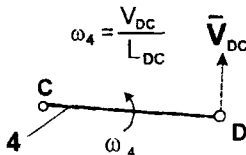
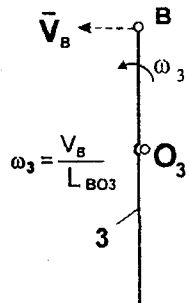
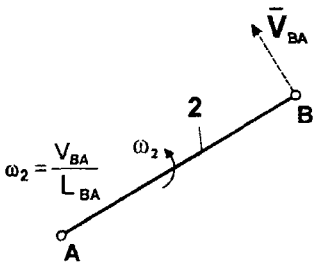
$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{O_3} + \vec{V}_{BO_3}. \end{cases}$$



Точка пересечения линий действия векторов  $\vec{V}_B$  и  $\vec{V}_{BA}$ , являясь графическим решением системы уравнений, определит величины и направления векторов:

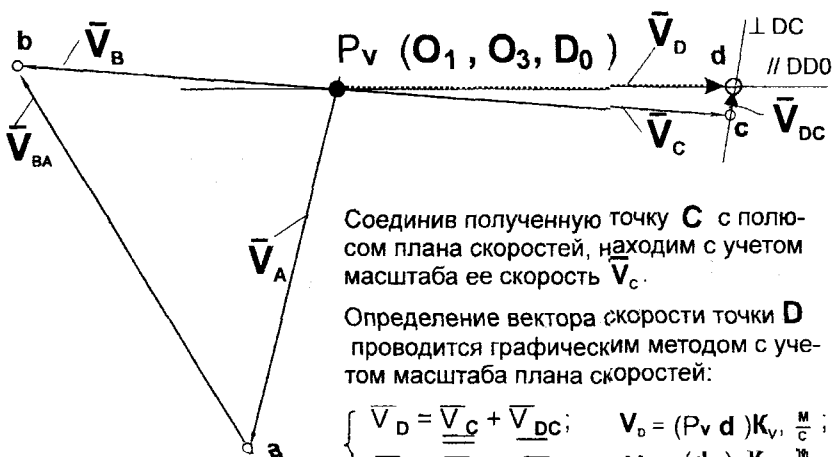
$$\begin{aligned} V_B &= (Pv b) K_v, \frac{m}{c}; \\ V_{BA} &= (a b) K_v, \frac{m}{c}. \end{aligned}$$

3) Приложив найденные по плану скоростей вектора  $\vec{V}_{BA}$  и  $\vec{V}_B$  в соответствующих точках на механизме, получаем направление угловых скоростей 2-го и 3-го звеньев. Величины угловых скоростей рассчитываем по найденным линейным скоростям  $\vec{V}_{BA}$  и  $\vec{V}_B$ .



4) Определение вектора скорости точки **C** проводим "методом подобия":

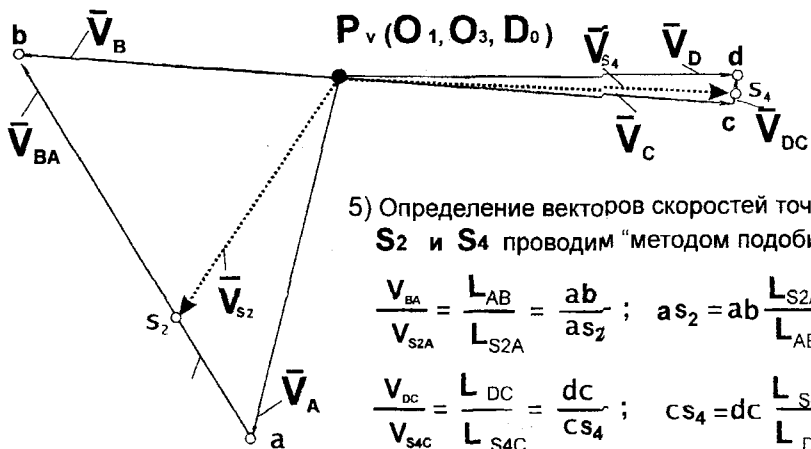
$$\frac{V_b}{V_c} = \frac{L_{O_3B}}{L_{O_3C}} = \frac{(P_v b)}{(P_v c)}; \quad (P_v c) = (P_v b) \frac{L_{O_3C}}{L_{O_3B}}; \quad V_c = (P_v c) K_v, \frac{m}{c}$$



Соединив полученную точку **C** с полюсом плана скоростей, находим с учетом масштаба ее скорость  $\underline{V}_c$ .

Определение вектора скорости точки **D** проводится графическим методом с учетом масштаба плана скоростей:

$$\begin{cases} \underline{V}_D = \underline{V}_C + \underline{V}_{DC}; & V_d = (P_v d) K_v, \frac{m}{c}; \\ \underline{V}_D = \underline{V}_{D0} + \underline{V}_{DD0}; & V_{dc} = (dc) K_v, \frac{m}{c}. \end{cases}$$



5) Определение векторов скоростей точек **S2** и **S4** проводим "методом подобия":

$$\frac{v_{BA}}{v_{S_2A}} = \frac{L_{AB}}{L_{S_2A}} = \frac{ab}{as_2}; \quad as_2 = ab \frac{L_{S_2A}}{L_{AB}}$$

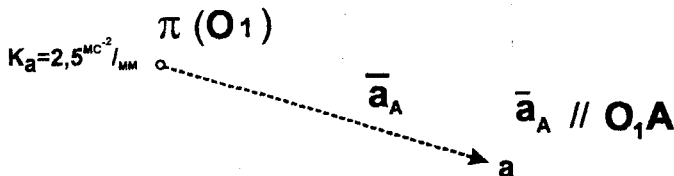
$$\frac{v_{DC}}{v_{S_4C}} = \frac{L_{DC}}{L_{S_4C}} = \frac{dc}{cs_4}; \quad cs_4 = dc \frac{L_{S_4C}}{L_{DC}}$$

Соединив полученные точки **S2** и **S4** с полюсом плана скоростей, находим с учетом масштабов скорости точек  $\underline{V}_{S_2}$  и  $\underline{V}_{S_4}$ :

$$V_{S_2} = (P_v s_2) K_v, \frac{m}{c}; \quad V_{S_4} = (P_v s_4) K_v, \frac{m}{c}.$$

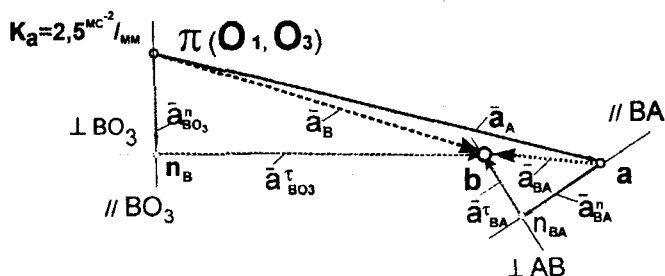
#### 4.2.2. Порядок построения плана ускорений.

- 1) Определение вектора ускорения точки **A** проводится расчетом :  
 так как  $\omega_1 = \text{const}$ , ускорение  $\bar{a}_A = \bar{a}_A^n$ ,  $a_A = \omega_1^2 L_{O_1A}$ ,  $\frac{M}{C^2}$ .



Вектор  $\bar{a}_A$  откладывается в выбранном масштабе  $K_a$  параллельно кривошпупу от точки **A** к центру вращения :

$$K_a = \frac{a_A}{\pi a}, \frac{M}{C^2 \text{MM}}$$



- 2) Определение вектора ускорения точки **B** проводится графическим методом с учетом масштаба плана скоростей:

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau \\ \bar{a}_B = \bar{a}_{O_3} + \bar{a}_{BO_3}^n + \bar{a}_{BO_3}^\tau \end{cases}$$

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{L_{BA}}, \frac{M}{C^2}; \quad a_{BO_3}^n = \frac{V_{BO_3}^2}{L_{BO_3}}, \frac{M}{C^2}$$

Соединив точку пересечения линий действия тангенциальных ускорений  $\bar{a}_{BA}^\tau$  и  $\bar{a}_{BO_3}^\tau$  с полюсом плана ускорений, получим вектор полного ускорения точки **B** и вектора линейных тангенциальных ускорений:

$$\begin{aligned} \bar{a}_B &= (\pi b) K_a \frac{M}{C^2}; & \bar{a}_{BO_3}^\tau &= (n_B b) K_a \frac{M}{C^2}; \\ \bar{a}_{BA} &= (a b) K_a \frac{M}{C^2}; & \bar{a}_{BA}^\tau &= (n_{BA} b) K_a \frac{M}{C^2}. \end{aligned}$$

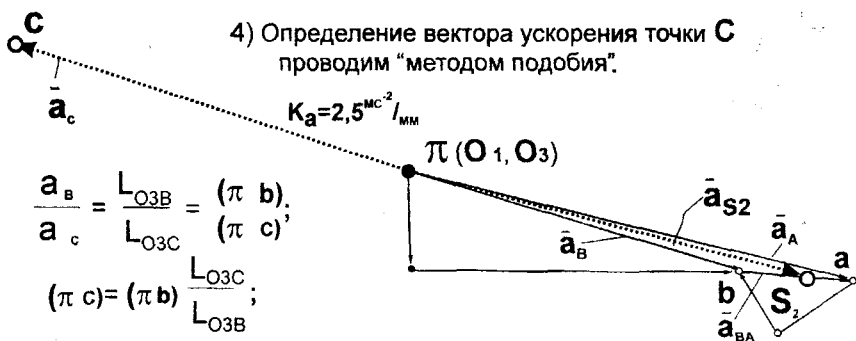
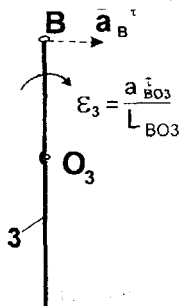
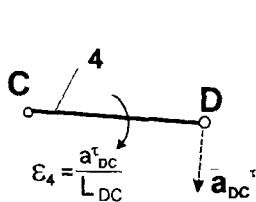
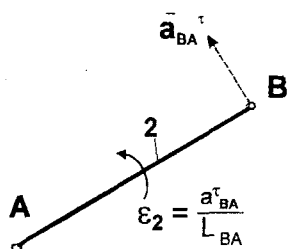


3) Приложив найденные по плану ускорений вектора тангенциальных ускорений  $\bar{a}_{BA}^T$  и  $\bar{a}_B^T$  в соответствующих точках механизма, получаем направление угловых ускорений 2-го и 3-го звеньев.

Величины угловых ускорений рассчитываем по найденным линейным ускорениям  $\bar{a}_{BA}^T$  и  $\bar{a}_B^T$ :

$$\epsilon_2 = \frac{a_{BA}^T}{L_{BA}}, \frac{1}{c^2};$$

$$\epsilon_3 = \frac{a_{BO3}^T}{L_{BO3}}, \frac{1}{c^2}.$$



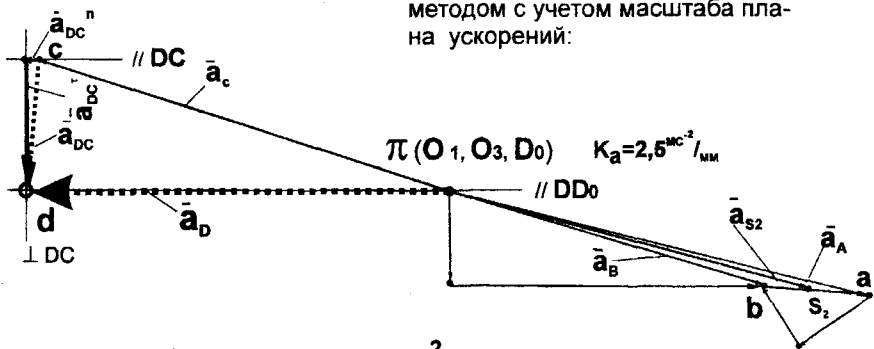
5) Определение вектора ускорения центра масс  $S_2$  проводим "методом подобия"

$$\frac{a_{BA}}{a_{S2A}} = \frac{L_{AB}}{L_{S2A}} = \frac{(ab)}{(a S_2)}; (a s_2) = (ab) \frac{L_{S2A}}{L_{AB}}, \frac{m}{c^2}.$$

Соединив полученные точки C и  $S_2$  с полюсом плана ускорений, находим с учетом масштаба величины их ускорений:

$$a_c = (\pi c) K_a, \frac{m}{c^2}; \quad a_{s_2} = (\pi S_2) K_a, \frac{m}{c^2}.$$

6) Определение вектора ускорения точки **D** проводится графическим методом с учетом масштаба плана ускорений:

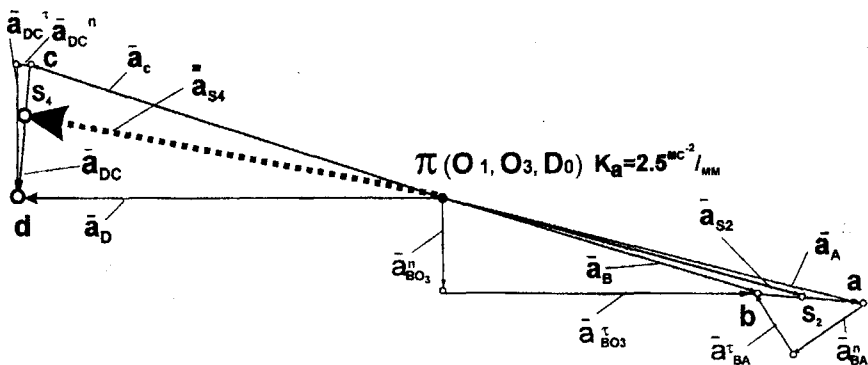


$$\begin{cases} \bar{a}_D = \bar{a}_C + \bar{a}_{DC}^n + \bar{a}_{DC}^t \\ \bar{a}_D = \bar{a}_{D0} + \bar{a}_{DD0} \end{cases} \quad \text{Где } \bar{a}_{DC}^n = \frac{v_{DC}^2}{L_{DC}}, \text{ направлено параллельно звену 4 от D к C;}$$

$\bar{a}_{DD0}$  по линии действия параллельно направляющей.

Величины ускорений  $a_D$  и  $a_{DC}$  находим по плану ускорений с учетом масштабов:

$$a_D = (\pi d) \cdot K_a \cdot \frac{m}{c^2}; \quad a_{DC} = (dc) \cdot K_a \cdot \frac{m}{c^2}$$



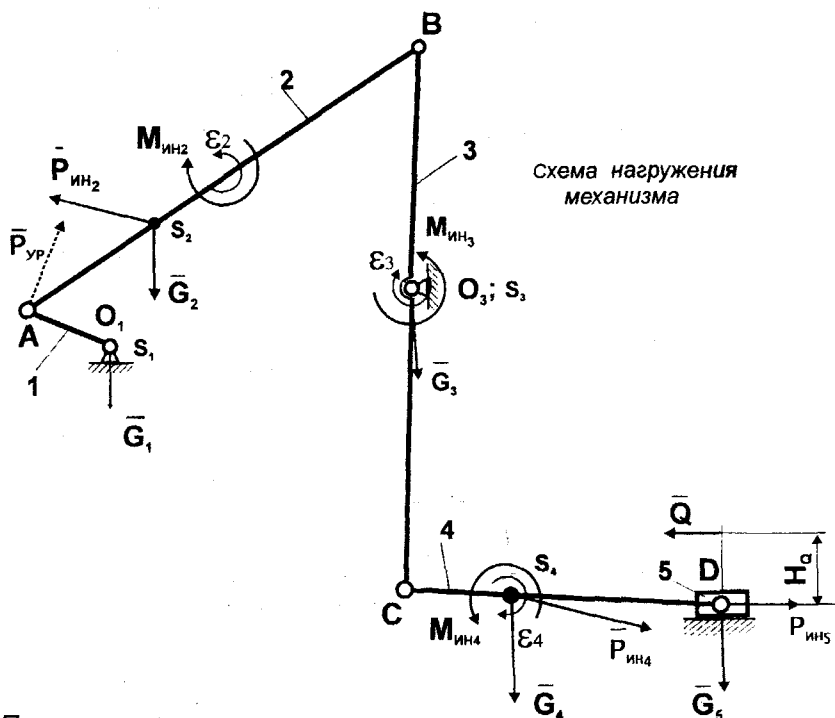
6) Определение вектора ускорения точки **S<sub>4</sub>** проводим "методом подобия"

$$\frac{a_{DC}}{a_{S4C}} = \frac{L_{DC}}{L_{S4C}} = \frac{dc}{cs_4}; \quad cs_4 = dc \cdot \frac{L_{S4C}}{L_{DC}}$$

Соединив полученную точку **S<sub>4</sub>** с полюсом плана ускорений, находим с учетом масштабов ускорение:

$$a_{S4} = (\pi s_4) \cdot K_a \cdot \frac{m}{c^2}$$

### 4.3. Силовой анализ механизма



#### Примечания:

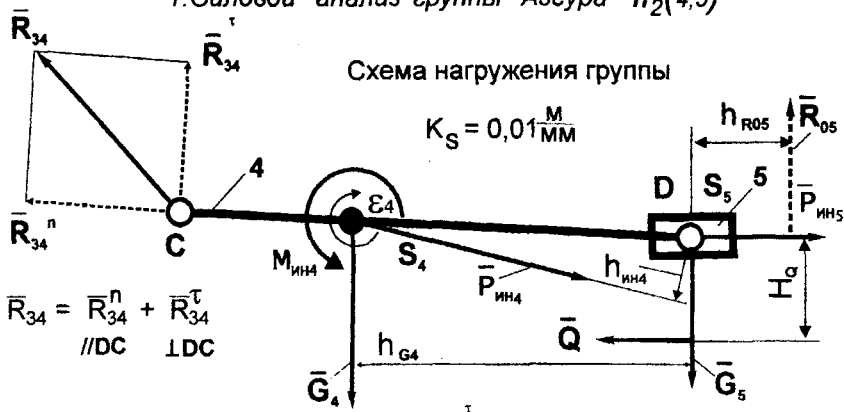
1. В ходе силового анализа для каждой группы Ассур составляются два скалярных уравнения суммы моментов (решаются аналитически) и два векторных уравнения суммы сил (решаются графическим построением в масштабе плана сил).
2. При составлении схемы нагружения искомые реакции во вращательных кинематических парах по линиям действия задаются предварительно произвольно и раскладываются на нормальные и тангенциальные составляющие.
3. Сила сопротивления  $Q$  определяется по графику рабочих сопротивлений в исследуемом положении и прикладывается в обратную сторону вектора скорости точки  $D$ .
4. Силы инерции  $P_{инi} = -m_i a_i$  прикладываются в центрах масс звеньев строго параллельно векторам их ускорений, но в противоположных направлениях (о чем говорит знак минус).
5. Уравновешивающая сила  $P_{ур}$  прикладывается перпендикулярно кривошипу и подлежит определению.

### 4.3.1. Порядок силового анализа механизма

Силовой анализ механизма проводим методом кинестатики по группам Ассур в обратном порядке формулы строения, начиная с группы Ассур, наиболее удаленной от начального звена:

$$I(0,1) - II_1(2,3) - II_2(4,5)$$

#### 1. Силовой анализ группы Ассур $II_2(4,5)$



1) Тангенциальную составляющую  $R_{34}$  рассчитываем по уравнению суммы моментов для 4-го звена, измеряя плечи на схеме нагружения с учетом масштаба:

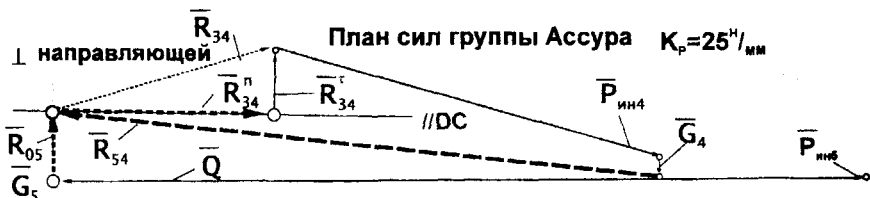
$$\Sigma M_D^{(4)} = -R_{34}^\tau L_{CD} + P_{ин4} \cdot h_{ин4} \cdot K_S + G_4 \cdot h_{G4} \cdot K_S + M_{ин4} = 0$$

$$R_{34}^\tau = \frac{P_{ин4} \cdot h_{ин4} \cdot K_S + G_4 \cdot h_{G4} \cdot K_S + M_{ин4}}{L_{DC}}$$

*Примечание.* Отрицательная величина найденной составляющей реакции указывает, что при построении плана сил ее необходимо направить в направлении, противоположном предварительно выбранному.

2) Величины нормальной составляющей  $\bar{R}_{34}^n$  и реакции  $\bar{R}_{05}$  определяем построением в масштабе плана сил, действующих на всю группу Ассур, согласно векторному уравнению:

$$\Sigma \bar{P}(4,5) = \bar{R}_{34}^n + \bar{R}_{34}^\tau + \bar{P}_{ин4} + \bar{G}_4 + \bar{P}_{ин5} + \bar{Q} + \bar{G}_5 + \bar{R}_{05} = 0$$

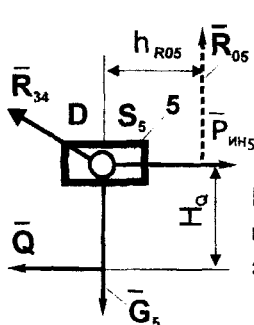


3. Величину и линию действия реакции  $\bar{R}_{54}$  определяем, используя построенный план сил, исходя из векторной суммы сил, действующих, на 4-ое звено:

$$\Sigma \bar{P}(4) = \bar{R}_{34} + \bar{P}_{ин4} + \bar{G}_4 + \bar{R}_{54} = 0$$

*Примечание.* При построении плана сил векторы сил должны быть направлены последовательно один за другим.

Для определения точки приложения реакции  $R_{05}$  рассматриваем сумму моментов сил, действующих на 5-ое звено:



$$\Sigma M_D^{(5)} = R_{05} \cdot h_{R05} - Q \cdot H_Q = 0;$$

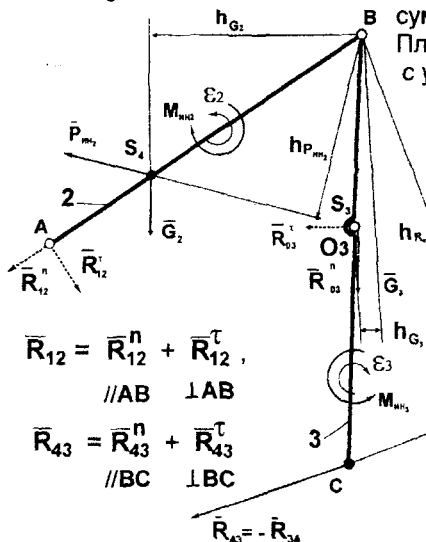
$$h_{R05} = H_Q \frac{Q}{R_{05}}.$$

Если линия действия силы  $Q$  проходит через центр шарнира  $D$ , с которым совпадает центр масс 5-го звена, реакция  $R_{05}$  проходит также через точку  $D$ .

## 2. Силовой анализ группы Ассура II<sub>1</sub>(2,3)

Схема нагружения группы

$$K_S = 0,01 \frac{M}{MM}$$



1) Тангенциальные составляющие  $\bar{R}_{12}^T$  и  $\bar{R}_{03}$  рассчитываем по уравнениям суммы моментов для звена 2, а затем 3. Плечи измеряем на схеме нагружения с учетом масштаба:

$$\Sigma M_B^{(2)} = R_{12}^T L_{AB} - P_{ин2} \cdot h_{ин2} \cdot K_S + G_2 \cdot h_{G2} \cdot K_S - M_{ин2} = 0;$$

$$R_{12}^T = \frac{P_{ин2} h_{ин2} K_S - G_2 h_{G2} K_S + M_{ин2}}{L_{AB}}$$

$$\bar{R}_{12} = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^T, \quad //AB \perp AB$$

$$\bar{R}_{43} = \bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{43}^T, \quad //BC \perp BC$$

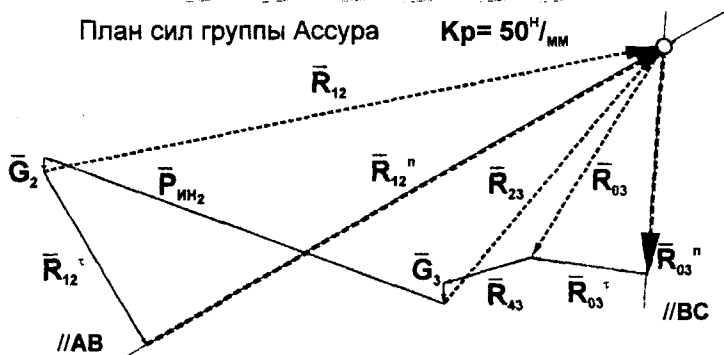
$$\bar{R}_{43} = -\bar{R}_{34}$$

$$\Sigma M_B^{(3)} = -R_{03}^T L_{03B} + G_3 h_{G3} K_S - R_{43} h_{R43} K_S + M_{ин3} = 0;$$

$$R_{03}^T = \frac{G_3 h_{G3} K_S + M_{ин3} - R_{43} h_{R43} K_S}{L_{BC}}$$

2) Величины нормальных составляющих реакций  $R_{12}^n$  и  $R_{03}^n$  определяем построением в масштабе плана сил, действующих на всю группу Ассура, согласно векторному уравнению:

$$\Sigma \bar{P}(2,3) = \bar{R}_{03}^n + \bar{R}_{03}^t + \bar{R}_{43} + \bar{G}_3 + \bar{P}_{ин2} + \bar{G}_2 + \bar{R}_{12}^t + \bar{R}_{12}^n = 0$$

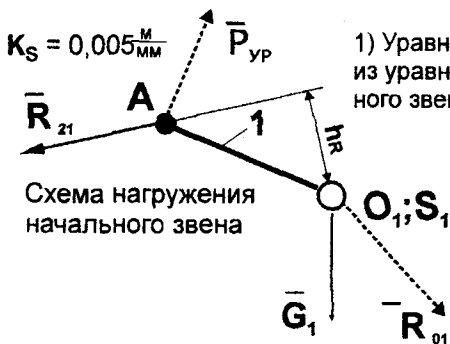


3) Величину и линию действия реакции  $R_{23}$  определяем, используя построенный план сил, исходя из векторной суммы сил, действующих на звено 3 (или 2 для реакции  $R_{32}$ )

$$\Sigma \bar{P}(3) = \bar{R}_{03} + \bar{R}_{43} + \bar{G}_3 + \bar{R}_{23} = 0.$$

*Примечание.* Полные реакции  $R_{12}$ ,  $R_{32}$  и  $R_{03}$  определяем векторным сложением найденных нормальных и тангенциальных их составляющих.

### 3. Силовой анализ механизма I-го класса $I(0,1)$

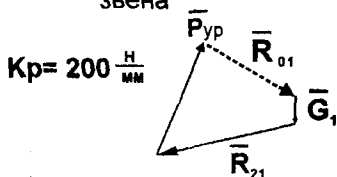


1) Уравновешивающую силу рассчитываем из уравнения суммы моментов для начального звена:

$$\Sigma M_{O1}^{(1)} = R_{21} h_R K_S - P_{уп} L_{O1A} = 0;$$

$$P_{уп} = \frac{R_{21} h_R K_S}{L_{O1A}}.$$

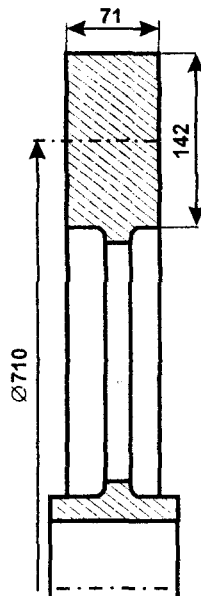
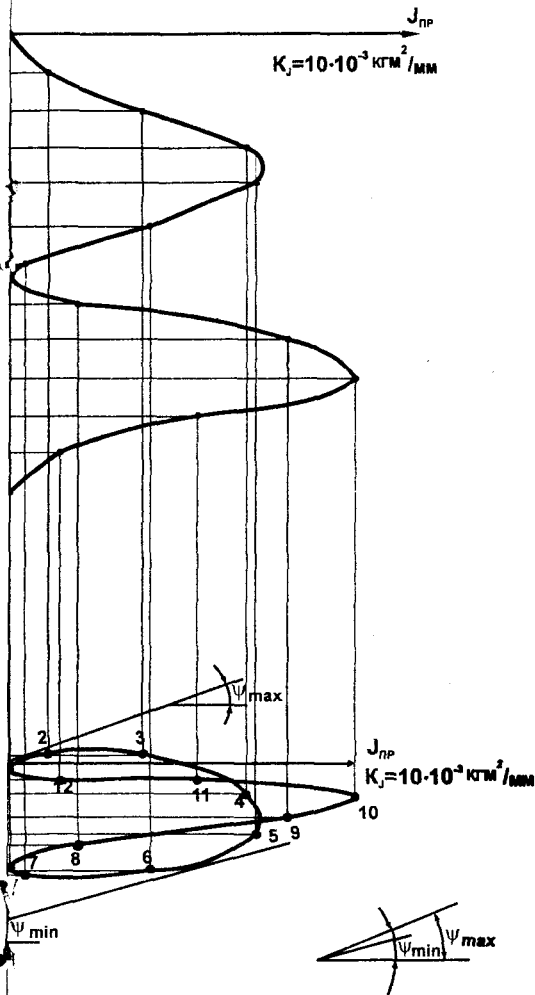
План сил начального звена



2) Величину и линию действия реакции  $R_{01}$  определяем построением в масштабе плана сил, действующих на начальное звено, согласно векторному уравнению:

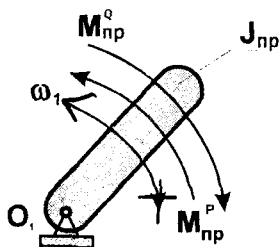
$$\Sigma \bar{P}(1) = \bar{G}_1 + \bar{R}_{21} + \bar{P}_{уп} + \bar{R}_{01} = 0$$

# РИВЕДЕННОГО МОМЕНТА ИНЕРЦИИ



ЭСКИЗ МАХОВИКА

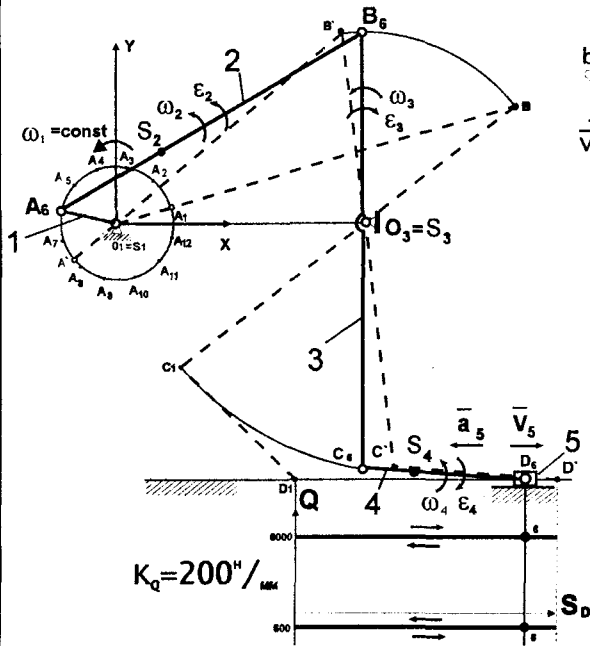
# ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ



# АММА ЭНЕРГОМАСС

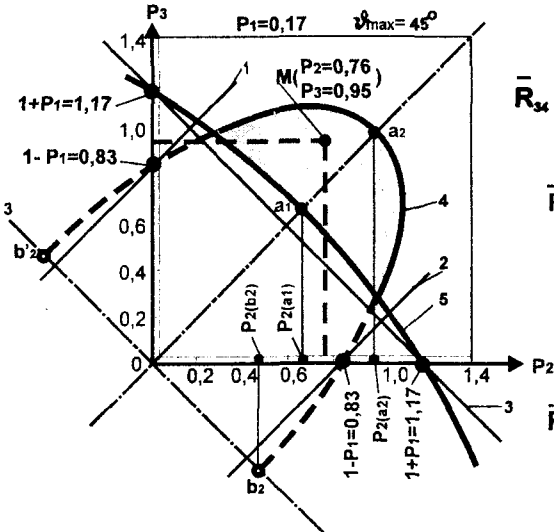
						АТ-243.03.08.00.00.ТЧ				
Имя	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Расчет маховой массы машинного агрегата			Лист	Масса	Масштаб
Разработ	Удмурт И.И.							K		
Проект	Иванов В.А.							Лист 1		Листов 4
Т. контрол.								ЮУрГУ		
И. контрол.								Кафедра ОГМ		
Уточ.										

Положения механизма  $K_L=0,005^H/мм$

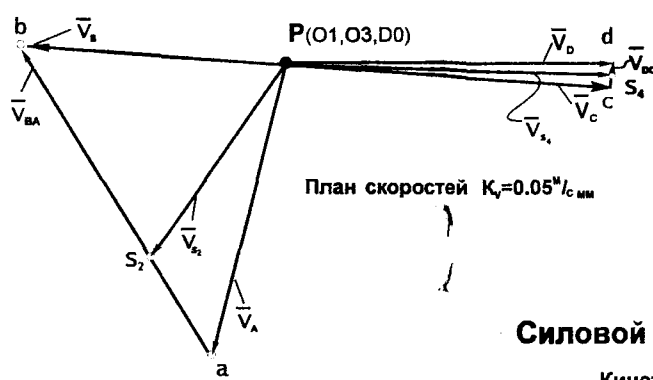


$K_Q=200^H/мм$

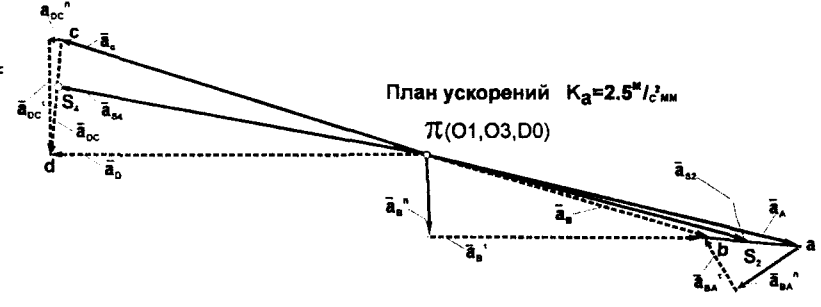
Диаграмма относительных параметров



Кинематический анализ.



План скоростей  $K_v=0,05^H/с·мм$

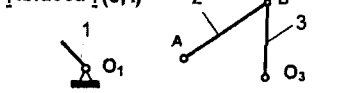


План ускорений  $K_a=2,5^H/с²·мм$

Силовой анализ механизма

Структурный анализ

Механизм I класса (0,1) Группа Ассра II(2,3)



Группа Ассра II(4,5) n=5; p=7  
 $W=3n-2p=1$

Формула строения механизма  
I(0,1) → II(2,3) → II(4,5)

Кинестатика группы Ассра II(2,3)

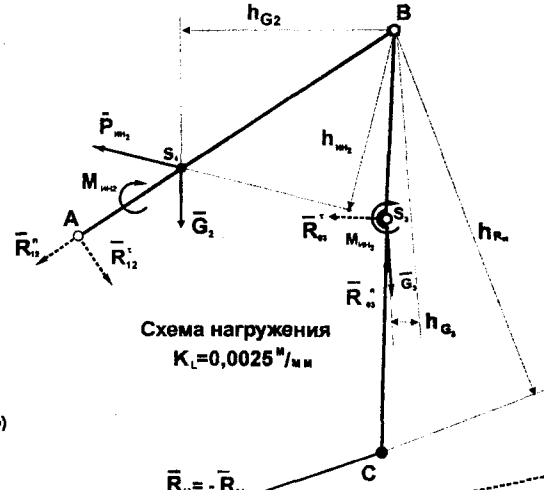


Схема нагружения  $K_L=0,0025^H/мм$

Кинестатика начального звена

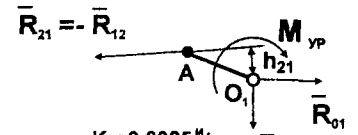


Схема нагружения начального звена

Кинестатика группы Ассра II(4,5)

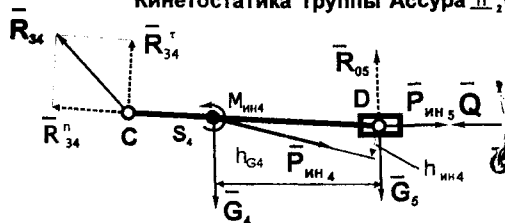
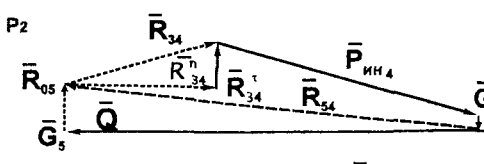
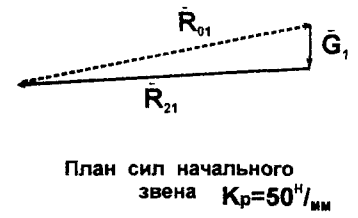


Схема нагружения  $K_L=0,0025^H/мм$



План сил группы Ассра II(2,3)  $K_p=50^H/мм$



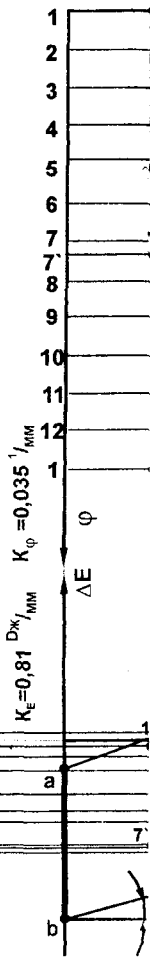
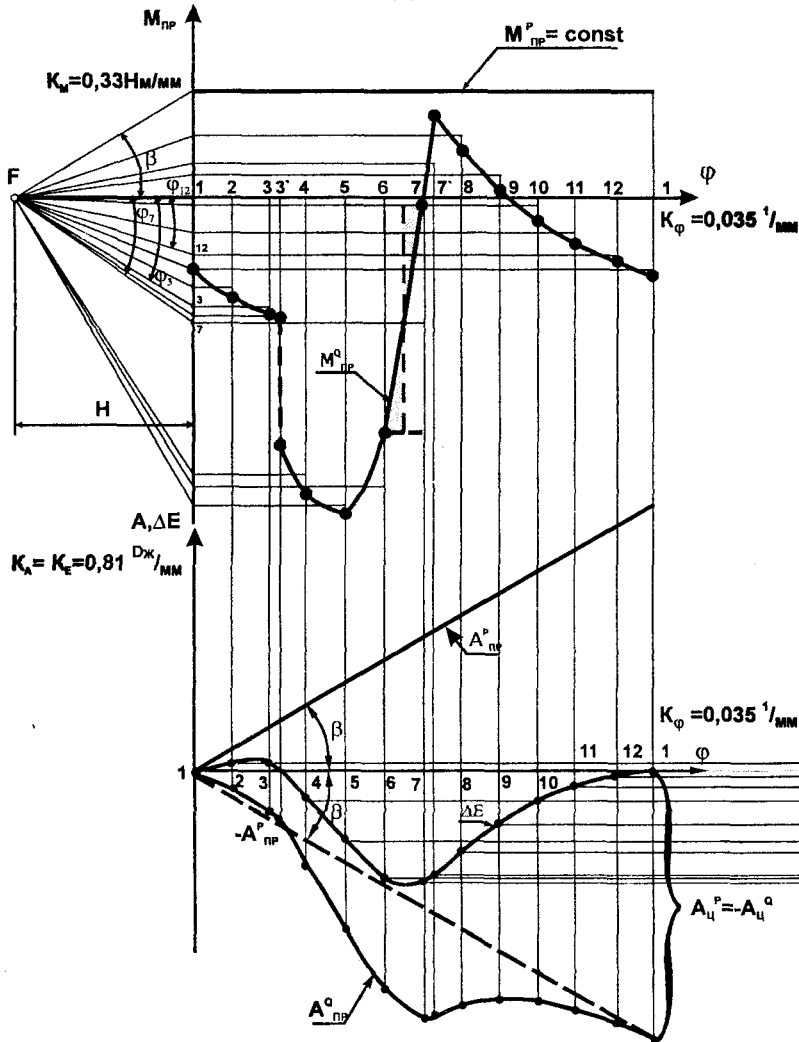
План сил начального звена  $K_p=50^H/мм$

Лист № докум.		Лист №		Дата		АТ-243.03.08.00.00.ТЧ					
Разработ.		Литовин И.И.				Синтез и анализ шарнирно-рычажного механизма					
Госпр.		Иванов В.А.				Лист 1 из 4					
Т. контрол.						ЮуРГУ					
Н. контрол.						Кафедра ОПМ					
Умк											



# ГРАФИКИ ПРИВЕДЕННЫХ МОМЕНТОВ

# ГРАФИК П



# ДИАГР

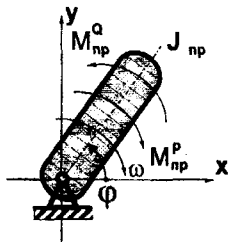
# ГРАФИКИ РАБОТ И ИЗМЕНЕНИЯ ЭНЕРГИИ

#### 4.4. Расчет маховика

Расчет маховика, снижающего колебания скорости системы до заданного уровня  $\delta$ , является частным случаем второй задачи динамики.

Расчет проводим графо-аналитическим методом на основе использования диаграммы энергомасс в следующей последовательности:

1. Выбираем схему динамической модели с распределенными параметрами. За звено приведения выбираем кривошип :



$\omega = \omega_1$  - угловая скорость звена приведения ;

$J_{пр}$  - приведенный момент инерции звена приведения ;

$M_{пр}^p; M_{пр}^q$  - приведенные моменты сил движущих и сопротивления.

2. Строим график изменения приведенного момента инерции  $J_{пр}$  за цикл периодически установившегося режима движения :

- 1) Записываем выражение  $J_{пр}$  для исследуемого механизма:

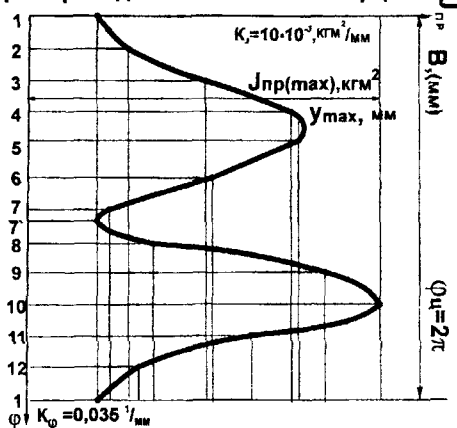
$$J_{пр} = J_1 + m_2 \left( \frac{V_{s2}}{\omega} \right)^2 + J_2 \left( \frac{\omega_2}{\omega} \right)^2 + J_3 \left( \frac{\omega_3}{\omega} \right)^2 + m_4 \left( \frac{V_{s4}}{\omega} \right)^2 + J_4 \left( \frac{\omega_4}{\omega} \right)^2 + m_5 \left( \frac{V_{s5}}{\omega} \right)^2$$

- 2) Используя результаты кинематического анализа, рассчитываем  $J_{пр}$  для исследуемого положения механизма.

- 3) По результатам расчетов на ЭВМ для 12 положений механизма строим в выбранном масштабе график  $J(\varphi)$  за цикл движения:

$$K_J = \frac{J_{пр(max)}}{y_{max}}, \quad \frac{\text{кгм}^2}{\text{мм}}; \quad K_\varphi = \frac{2\pi}{B} \cdot \frac{1}{\text{мм}}$$

График приведенного момента инерции



3. Строим график приведенного момента сил сопротивления  $M_{пр}^Q$  за цикл периодически установившегося режима движения:

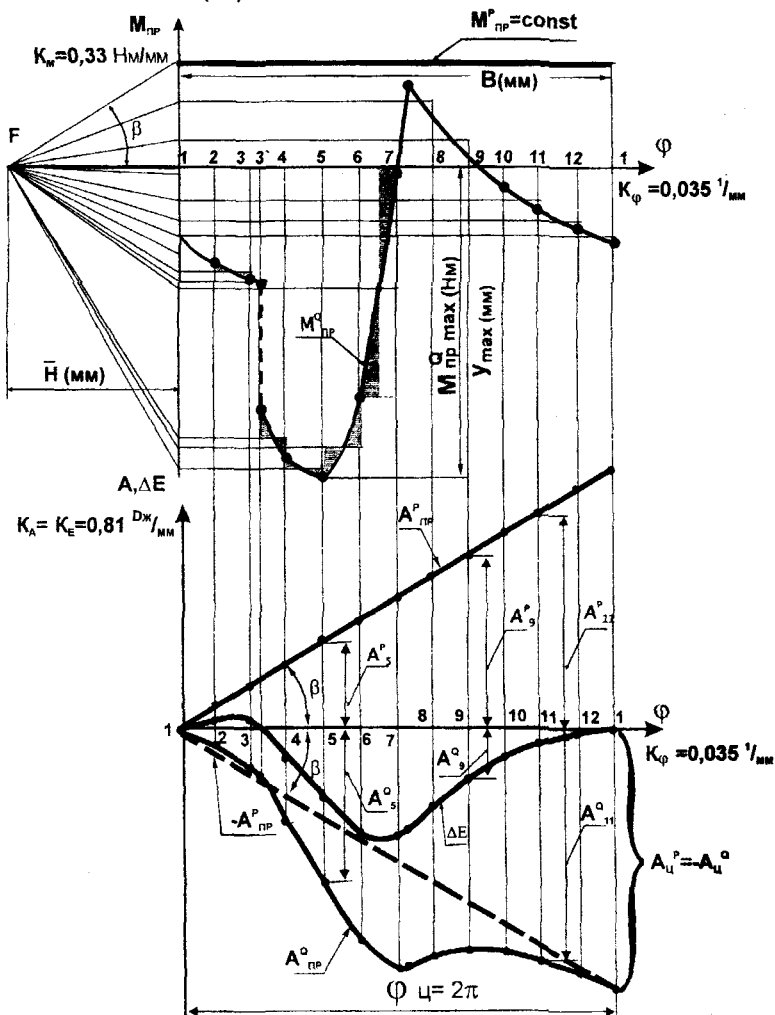
1) Записываем выражение  $M_{пр}^Q$  для исследуемого механизма:

$$M_{пр}^Q = G_2 \frac{V_{s2} \cos(G_2 V_{s2})}{\omega} + G_4 \frac{V_{s4} \cos(G_4 V_{s4})}{\omega} + Q \frac{V_D \cos(Q V_D)}{\omega}$$

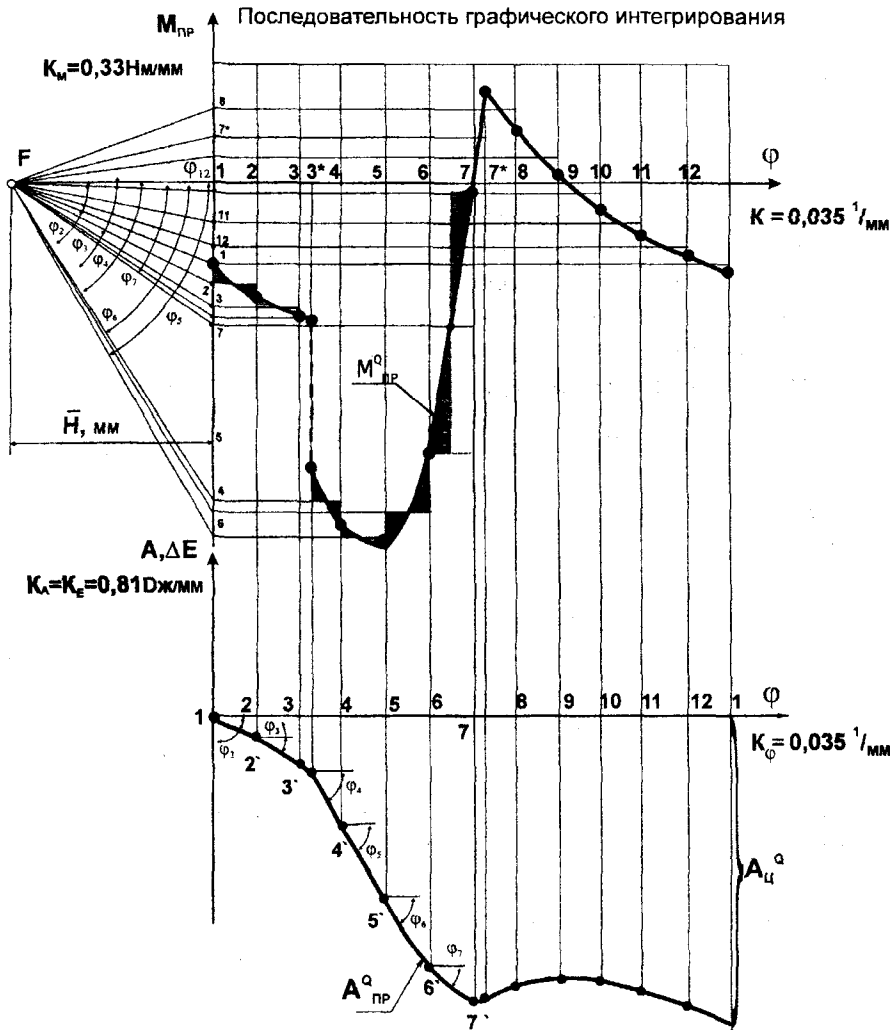
2) Используя результаты кинематического анализа, рассчитываем  $M_{пр}^Q$  для исследуемого положения механизма.

3) По результатам расчетов на ЭВМ для 12 положений механизма строим график  $M_{пр}^Q(\varphi)$  за цикл движения.

$$K_Q = \frac{M_{пр}^Q \max(H_m)}{Y_{\max}(mm)} ; K_{\varphi} = \frac{2\pi}{B} \frac{1}{mm}$$



Последовательность графического интегрирования



- 1) График  $M_{пр}^Q$  делим на последовательные участки (не менее 12);
- 2) Полученные криволинейные трапеции заменяем равновеликими по площади прямоугольниками, высоты которых сносим на ось абсцисс 2, 3, 4...;
- 3) Полюс интегрирования F соединяем с точками 2, 3, ..., получим углы  $\phi_2, \phi_3, \phi_4$ ;
- 4) Из начала графика работ  $A, \Delta E$  проводим прямую под углом  $\phi_2$ , получаем точку 2', из точки 2' проводим прямую под углом  $\phi_3$  - получаем точку 3', из которой проводим прямую под углом  $\phi_4$ , получая точку 4' и так далее;
- 5) Соединив полученные точки 2', 3', 4' и т.д., получаем работу сил сопротивления за цикл движения  $A_{ц}^Q$  и график этой работы внутри цикла  $A_{пр}^Q(\phi)$ .

Масштаб графика работ :  $K_A = K_E = \bar{H} \cdot K_\phi \cdot K_M$ .

4. Методом графического интегрирования графика  $M_{пр}^Q$  (см. выше) строим график изменения работы приведенного момента сил сопротивления  $A_{пр}^Q(\varphi)$  и работу сил сопротивления за полный цикл  $A_{ц}^Q$ .  
Масштаб графика работ  $A(\varphi)$  и изменения кинетической энергии  $\Delta E(\varphi)$  рассчитываем как:  $K_A = K_E = \bar{H} K_\varphi \cdot K_M$ , Дж/мм.
5. График работ движущих сил  $A_{пр}^P(\varphi)$  строится из условия равенства нулю изменения кинетической энергии  $\Delta E_{ц} = A_{ц}^P + A_{ц}^Q = 0$  за полный цикл периодически установившегося режима работы.  
Учитывая принятое допущение  $M_{пр}^P = \text{const}$  и равенство  $A_{ц}^Q = -A_{ц}^P$ , соединяем прямой начало и конец графика  $A_{пр}^Q(\varphi)$  и получаем график работ сил движущих -  $A_{пр}^P(\varphi)$ , построенный в отрицательной области.
6. Строим истинное положение графика сил движущих  $A_{пр}^P(\varphi)$  в положительной области.
7. График приведенного момента сил движущих  $M_{пр}^P$  строим методом графического дифференцирования графика  $A_{пр}^P(\varphi)$ : из полюса интегрирования  $F$  проводим прямую под углом  $\beta$ , которая отсечет на оси абсцисс отрезок, определяющий в масштабе  $M_{пр}^P$ .
8. Диаграмма изменения кинетической энергии  $\Delta E(\varphi)$  внутри цикла строится как алгебраическая сумма работ сил движущих  $A_i^P$  и сил сопротивления  $A_i^Q$  для каждого исследуемого положения механизма:

$$\Delta E_i = A_i^P + A_i^Q.$$

9. Диаграмму энергомасс  $\Delta E(J_{пр})$  строим методом графического исключения параметра  $\varphi$  из графиков  $\Delta E(\varphi)$  и  $J_{пр}(\varphi)$ .

Закон движения системы определяется ее кинетической энергией  $E_i = E_0 + \Delta E_i$  и приведенным моментом инерции системы  $J_i = J_0 + J_{пр}i$ .

При установившемся режиме движения  $E_0 = \text{const}$ ,  $J_0 = \text{const}$ , и построенная нами диаграмма энергомасс  $\Delta E(J_{пр})$  отличается от истинной  $E(J)$  смещением осей истинной системы координат вниз на величину  $E_0 = \text{const}$ , а влево на величину  $J_0 = \text{const}$  (в масштабах).

Диаграмма энергомасс позволяет не только исследовать закон движения системы, но и решить частный случай второй задачи динамики: *рассчитать момент инерции маховых масс, снижающих колебания скорости системы до заданного уровня  $\delta$ .*

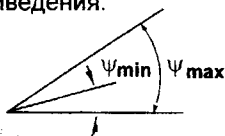
Порядок построения диаграммы энергомасс и расчета маховика приведены на следующей странице.

*Примечание.* Так как начало истинных координат обычно находится далеко за пределами чертежа, расчет момента инерции маховика ведется по точкам пересечения касательных с осями координат (см. ниже).

10) Расчет момента инерции маховика  $J_M$ .

- По исходным данным (коэффициенту неравномерности  $\delta$  и угловой скорости звена привода  $\omega$ ) рассчитываем углы, соответствующие экстремальным значениям скорости звена привода:

$$\operatorname{tg} \Psi_{\max} = \frac{\omega_{\text{ср}}^2}{2} \cdot \frac{K_J}{K_E} \cdot (1 \pm \delta).$$



- Под найденными углами  $\Psi_{\max}$  и  $\Psi_{\min}$  проводим касательные к диаграмме энергомасс соответственно сверху и снизу.
- Замеряем в мм отрезок  $ab$  или рассчитываем его величину по выражению

$$ab = od \cdot \operatorname{tg} \Psi_{\min} - oc \cdot \operatorname{tg} \Psi_{\max}.$$

- Рассчитываем требуемую величину момента инерции маховика  $J_M$ , снижающего колебания скорости системы до заданного уровня  $\delta$ :

$$J_M = \frac{ab K_E}{\omega_{\text{ср}}^2 \delta}, \text{ кгм}^2.$$

- Рассчитываем геометрические размеры маховика:

$$D_{\text{ср}} = \sqrt[5]{0.085 J_M}, \text{ м}$$

Эскиз маховика

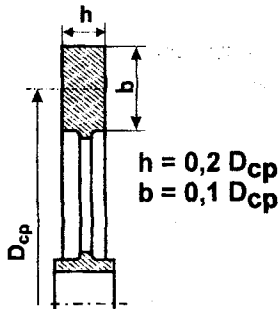
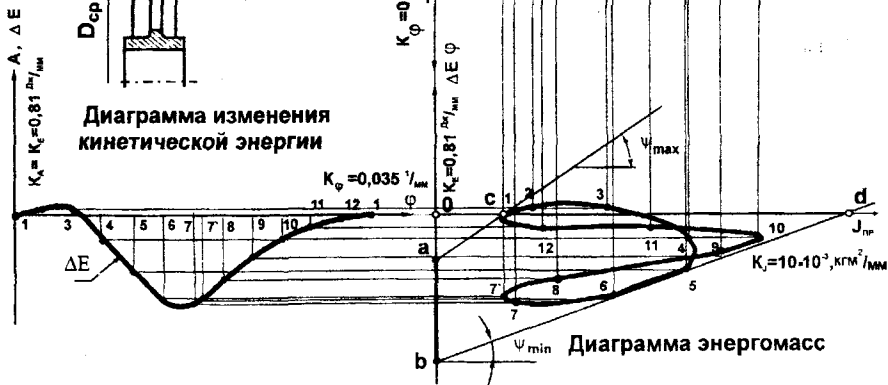


Диаграмма изменения кинетической энергии



## 5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Ниже приводятся указания по оформлению курсового проекта по ТММ (далее – курсового проекта) в соответствии со стандартом университета СТП ЮУрГУ 04-2001. Данный стандарт разработан в строгом соответствии с государственными стандартами по оформлению технической документации.

В соответствии с ГОСТ 2.102-68 конструкторские документы подразделяются на текстовые (в курсовом проекте – расчетно-пояснительная записка) и графические (чертежи).

### 5.1. Оформление чертежей

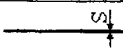
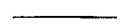


ГОСТ 2.301-68 устанавливает форматы чертежей, которые определяются размерами внешней рамки, выполненной тонкой линией. Линии рамки чертежа наносятся на расстоянии 5 мм от внешней рамки основной линией (см. ниже). Для брошюровки чертежей в альбом оставляют у левого края листа (в пределах формата) свободное поле шириной 20 мм. В том же ГОСТ устанавливаются основные и дополнительные форматы чертежей; графическая часть курсового проекта выполняется на листах формата А1 (594 × 841 мм).

Поскольку в курсовом проекте используется графическое изображение различных физических величин, то величины масштабов изображений не регламентируются и выбираются исходя из оптимальной компоновки графических построений.

Начертание, основное применение и толщины линий чертежей определены ГОСТ 2.303-68; виды линий, используемых в курсовом проекте, приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Виды линий и их применение

Наименование	Начертание	Толщина	Применение
Сплошная основная		$S=(0,5-1,4)$ мм	Рамка чертежа, контуры звеньев механизмов, диаграммы
Сплошная тонкая		От $S/3$ до $S/2$	Оси диаграмм, линии построений, векторы, размерные линии
Штрих-пунктирная		То же	Оси звеньев и кинематических пар
Штриховая		То же	Различные вспомогательные линии

Выбор конкретной толщины  $S$  сплошной основной линии зависит от величины и сложности изображения.

Основная надпись на конструкторских документах (в дальнейшем – штамп чертежа) регламентирована стандартами ЕСКД и выполняется по ГОСТ 2.104-68. Размеры штампа и образец заполнения граф для листа 1 проекта приведены на рис. 5.1. Ниже приводятся пояснения к заполнению:

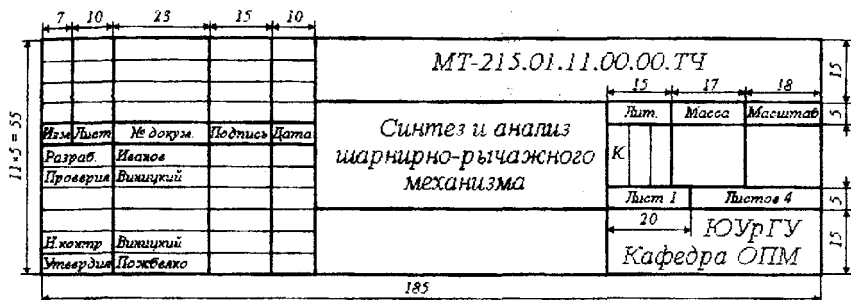


Рис. 5.1. Штамп чертежа

а) верхняя правая графа – обозначение документа; для листа курсового проекта структура обозначения следующая:

[гр].[зад].[вар].[се].[нд].[кч],

где [гр] – шифр факультета и номер академической группы;

[зад] – номер задания (для листов по кулачковому и зубчатым механизмам – 00);

[вар] – номер варианта;

[се] – номер сборочной единицы (для курсового проекта – 00);

[нд] – номер детали (для курсового проекта – 00);

[кч] – код чертежа (для курсового проекта – ТЧ, т.е. теоретический чертеж);

б) средняя графа – наименование листа;

в) графа «Лит.» – буквенное обозначение литеры документа; для курсового проекта – «К»;

г) графы «Масса» и «Масштаб» не заполняются;

д) нижняя средняя графа – материал детали (не заполняется).

## 5.2. Оформление расчетно-пояснительной записки

Требования к содержанию пояснительной записки регламентируются ГОСТ 2.106-96. В состав пояснительной записки курсового проекта включаются следующие материалы:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- аннотация по проекту;
- содержание (оглавление);



- введение;
- основной материал;
- заключение (кинематическая схема спроектированного машинного агрегата с результатами расчета отдельных механизмов – см. 1.7 и рис. 1.2);
- список использованной литературы.

Текст пояснительной записки выполняется по ГОСТ 2.304-81 на одной стороне листа белой бумаги формата А4 (210 × 297 мм) черной или синей пастой. При компьютерном наборе для основного текста рекомендуется шрифт Times New Roman или Arial размером 14 пт. Расстояние от начала текста на странице до верхней линии рамки должно быть не менее 15 мм; расстояние от текста до боковых линий рамки – 5 мм.

Все листы пояснительной записки (кроме титульного листа и задания) снабжаются рамкой. Рамку на листах пояснительной записки следует выполнять по форме 5 и 5а ГОСТ 2.106.96:

- сверху, справа и снизу – 5 мм от края листа;
- слева – 20 мм от края листа (поле для брошюровки).

Каждая страница записки (кроме титульного листа и задания) снабжается штампом. Для страницы аннотации следует использовать штамп, изображенный на рис. 5.2.

№ лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб. Исаков			
Проверил. Виларский			
Н. контр. Виларский			
Утвердил. Пожвако			

МТ-215.00.00.00.00.ПЗ

Курсовой проект по ТММ

Лит.	Лист	Листов
15	17	18
1	3	27

ЮУрГУ  
Кафедра ОПМ

Рис. 5.2. Штамп листа аннотации расчетно-пояснительной записки

Для последующих страниц расчетно-пояснительной записки используется штамп, изображенный на рис. 5.3.

№ лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разраб. Исаков			
Проверил. Виларский			
Н. контр. Виларский			
Утвердил. Пожвако			

МТ-215.01.11.00.00.ПЗ

Курсовой проект по ТММ

Лит.	Лист	Листов
15	17	18
1	3	27

ЮУрГУ  
Кафедра ОПМ

Рис. 5.3. Штамп листов расчетно-пояснительной записки

Записка должна состоять из разделов и подразделов. Каждому разделу присваивается номер, обозначаемый арабской цифрой. При наличии подразделов их номера состоят из номера раздела и порядкового номера подраздела в разделе с точкой между ними (например 2.3). Подраздел

допускается разбивать на пункты, нумерация которых выполняется аналогично, например 1.2.3 (раздел первый, подраздел второй, пункт третий). Допускается также и более мелкое разбиение с аналогичной структурой нумерации.

Наименования разделов и подразделов должны быть краткими и соответствовать содержанию; оформляются эти наименования в виде заголовков. Рекомендуется наименование раздела представлять прописными буквами, наименование подраздела – только с первой прописной (остальные строчные). Точка в конце наименования раздела не ставится; если раздел именуется несколькими предложениями, то они разделяются точкой. Переносы и аббревиатуры в наименованиях не допускаются.

При оформлении расчетов значения символов, входящих в формулы, должны быть приведены непосредственно под соответствующими формулами, например:

$$P_{ини} = - m_i \cdot a_{si}, \quad (1.4)$$

где  $P_{ини}$  – сила инерции звена с номером  $i$ , Н;

$m_i$  – масса звена, кг;

$a_{si}$  – ускорение центра масс звена,  $m/c^2$ .

Формулы (только те, на которые делается ссылка в тексте) нумеруются двумя цифрами через точку, где первая цифра – номер данного раздела, а вторая цифра – номер формулы в этом разделе (примеры даны в разделе 6). Номера располагаются на правом краю листа в той же строке, что и формула. Ссылки в тексте на номер формулы дается в скобках, например, «... в формуле (1.4) ...».

Рисунки (только те, на которые делается ссылка в тексте) также нумеруются двумя цифрами через точку, где первая цифра – номер данного раздела, а вторая цифра – номер рисунка в этом разделе (примеры даны в разделе 6).

За аннотацией расчетно-пояснительной записки помещается ее содержание, на лист содержания вносятся номера и наименования разделов и подразделов с указанием соответствующих страниц, список литературы.

В конце расчетно-пояснительной записки приводится список литературы. Литература приводится и нумеруется в порядке ее упоминания в тексте. Согласно ГОСТ 7.1-84 в списке литературы приводятся фамилия и инициалы автора, название книги, издательство, место издания и год издания.

## 6. ОБРАЗЦЫ ОФОРМЛЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ТИПОВЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПОДГОТОВКИ И ЗАЩИТЫ

### 6.1. Фрагмент расчетно-пояснительной записки и типовые образцы 1-го и 2-го листов курсового проекта

Оформление записки и листов курсового проекта выполняются по стандарту университета СТП ЮУрГУ 04-2001 (требования см. раздел 5):

1. При составлении расчетно-пояснительной записки нужно обратить внимание:

1. Необходимый перечень и последовательность расположения материалов в записке даны в п.5.2.

2. Нумеруются только те рисунки и формулы, на которые в тексте записки даются ссылки (в круглых скобках).

3. В список литературы включаются только использованные в курсовом проекте источники с указанием ссылок на них – для этого в тексте приводится (в квадратных скобках) номер из списка литературы.

4. При расчете каких-либо величин вначале записывается расчетное выражение в *индексах* затем в него подставляются численные значения каждого параметра, после чего записывается результат расчета (с указанием размерности).

5. В штампе на каждой странице записки следует указывать номер страницы и его затем переносить в оглавление.

6. Текст расчетно-пояснительной записки начинается с описания структурной схемы проектируемого машинного агрегата (пример дан в п. 1.1) и принципа его работы (согласно конкретного задания в разделе 7); а заканчивается – кинематической схемой спроектированного машинного агрегата с конкретными результатами проектирования (пример дан в п. 1.7).

II. При оформлении чертежей проекта нужно обратить внимание:

1. Основные заголовки – шрифтом № 10, дополнительные – № 5.

2. При построении на листах 1 и 2 графиков, планов скоростей и ускорений, а также планов сил – величину их масштабов следует выбирать из простых чисел (например,  $K_v = 0,2 \text{ м/с/мм}$ ).

3. На всех листах проекта **звенья** проектируемых шарнирно-рычажного, кулачкового и зубчатых механизмов выделяются контурной линией (около 1 мм), все векторы – 1/2 контурной линии, а все остальные вспомогательные построения – 1/3 контурной линии.

III. Подготовка к защите курсового проекта.

1. Листы ватмана скрепляются между собой по порядку.

2. Прорабатываются типовые вопросы (даны в конце раздела 6) и учебные пособия для самостоятельной работы студентов [4, 5].

---

Типовые образцы 1-го и 2-го листов проекта даны на наклейке.

Министерство образования Российской Федерации  
Южно-Уральский государственный университет  
Кафедра «Основы проектирования машин»

## **Синтез и анализ машинного агрегата (инерционный конвейер)**

**Пояснительная записка к курсовому проекту  
по курсу «Теория механизмов и машин»**

МТ-251.01.11.00.00.ПЗ

Нормоконтролер  
Виницкий П.Г.

« \_ » \_\_\_\_\_ 2003 г.

Руководитель  
Виницкий П.Г.

« \_ » \_\_\_\_\_ 2003 г.

Автор проекта –  
студент группы МТ-215  
Иванов Н.Ф.

Проект защищен  
с оценкой

« \_ » \_\_\_\_\_ 2003 г.

Челябинск  
2003

## ЗАДАНИЕ

**на курсовой проект по теории механизмов и машин  
студента Иванова Н.Ф. группы МТ-215**

1. Тема курсового проекта – «Синтез и анализ машинного агрегата (инерционный конвейер)».

2. Исходные данные к проекту:

рычажный механизм – задание \_\_, вариант \_\_, положение механизма \_\_;

кулачковый механизм – вариант \_\_;

зубчатый механизм – вариант \_\_.

3. Содержание пояснительной записки (перечень вопросов, подлежащих разработке):

синтез и анализ рычажного механизма;

расчет маховика;

синтез кулачкового механизма;

синтез и анализ зубчатых механизмов.

4. Перечень графического материала:

рычажный механизм (лист 1);

расчет маховика (лист 2);

кулачковый механизм (лист 3);

зубчатые механизмы (лист 4).

5. Руководитель проекта (подпись) \_\_\_\_\_

6. Дата выдачи задания на проект «\_\_» \_\_\_\_\_ 2003 г.

7. Подпись студента \_\_\_\_\_

## Аннотация

Иванов Н.Ф. Синтез и анализ машинного агрегата (инерционный конвейер): Курсовой проект по теории механизмов и машин. – Челябинск: ЮУрГУ, 2003. – 27с., 12 илл., библиография литературы – 7 наименований, 4 листа чертежей ф. А1.

В проекте проведен структурный и кинематический анализ, а также проверка работоспособности спроектированного рычажного механизма, расчет маховика по заданному коэффициенту неравномерности, определены основные размеры и построен профиль кулачка кулачкового механизма, проведен синтез эвольвентного зубчатого зацепления с предварительным определением чисел зубьев колес, проведен синтез планетарной зубчатой передачи с предварительным определением ее передаточного отношения, а также кинематический анализ указанной передачи с целью проверки правильности синтеза.

Решение перечисленных задач позволило построить кинематическую схему машинного агрегата, как итог выполнения курсового проекта.

					<b>МТ-215.00.00.00.00.ПЗ</b>		
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата			
Разраб		Иванов			Лит	Лист	Листов
Проверил		Виницкий			К	3	27
Нормоконт		Виницкий			ЮУрГУ		
Утвердил		Пожбелко			Кафедра ОПМ		
<b>Курсовой проект по ТММ</b>							

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. СИНТЕЗ И АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА .....	6
1.1. Исходные данные .....	6
1.2. Построение планов положений .....	6
1.3. Построение диаграммы относительных параметров и проверка работоспособности проектируемого механизма .....	7
1.4. Структурный анализ .....	8
1.5. Синтез и анализ механизма на ЭВМ .....	9
1.6. Кинематический анализ методом планов .....	11
1.6.1. Построение плана скоростей .....	11
1.6.2. Построение плана ускорений .....	13
1.7. Силовой расчет .....	16
1.7.1. Определение инерционных факторов .....	16
1.7.2. Силовой расчет группы Ассура $II_2(4, 5)$ .....	16
1.7.3. Силовой расчет группы Ассура $II_1(2, 3)$ .....	17
1.7.4. Силовой расчет механизма I класса .....	18
1.8. Сравнение результатов графоаналитического и «машинного» расчетов .....	19
2. РАСЧЕТ МАХОВИКА .....	
2.1. Определение приведенных факторов .....	
2.2. Построение диаграмм .....	
2.3. Определение момента инерции маховика и его размеров .....	
3. СИНТЕЗ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА .....	
3.1. Построение диаграмм движения толкателя .....	
3.2. Определение основных размеров механизма .....	
3.3. Построение профиля кулачка .....	
3.4. Построение и анализ графика угла давления .....	
4. СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ .....	
4.1. Синтез эвольвентного зубчатого зацепления .....	
4.1.1. Расчет геометрических параметров .....	
4.1.2. Построение зацепления .....	
4.1.3. Расчет и анализ коэффициента торцевого перекрытия .....	
4.2. Планетарная передача .....	
4.2.1. Синтез планетарной передачи .....	
4.2.2. Кинематический анализ передачи .....	
ЗАКЛЮЧЕНИЕ (кинематическая схема спроектированного машинного агрегата) .....	
ЛИТЕРАТУРА .....	

					МТ-215.00.00.00.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		4

## ВВЕДЕНИЕ

Теория механизмов и машин (ТММ) является основой проектирования работоспособных технических объектов. Основные задачи ТММ – анализ механизмов с заданными параметрами и проектирование механизмов (определение его параметров), удовлетворяющих заданным требованиям. Результаты решения задач ТММ являются исходными данными для более детального проектирования объектов методами деталей машин, сопротивления материалов и специальных дисциплин.

Объектом данного курсового проекта является машинный агрегат, структурная схема которого приведена на рис. 1.

... (перечертить рис. 1.1 из раздела 1) ...

Рис. 1. Структурная схема машинного агрегата

Вращение от двигателя  $D$  через муфту  $M1$  передается на ведущий вал передаточного механизма  $PM1$  (планетарной передачи), который изменяет частоту вращения  $D$   $n_d$  до заданной частоты вращения кривошипа  $n_{кр}$  рабочей машины  $PM$ . Ведомый вал  $PM1$  соединяется с валом кривошипа  $PM$  муфтой  $M2$ . Вращение от  $D$  на вал кулачка кулачкового механизма  $KM$  передается передаточным механизмом  $PM2$ , состоящим из зубчатых колес  $z_1$  и  $z_2$  и преобразующим  $n_d$  в заданную частоту вращения кулачка  $n_k$ .  $PM$  выполнена на базе плоского рычажного механизма; плоский  $KM$  состоит из вращающегося кулачка и толкателя.

$PM$  выполняет заданную технологическую операцию,  $KM$  выполняет вспомогательные функции. Маховик  $M$  устанавливается на валу кривошипа  $PM$  и служит для снижения коэффициента неравномерности вращения  $\delta$  при установившемся движении до заданной величины.

Задача курсового проекта состоит в определении параметров, кинематических и силовых характеристик механизмов машинного агрегата, а также в определении некоторых его кинематических и силовых характеристик.

Проектируемый машинный агрегат работает следующим образом.

... (привести описание конкретного задания из раздела 7) ...

					MT-215.00.00.00.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		5



# 1. АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

## 1.1. Исходные данные

Кинематическая схема заданного механизма приведена на рис. 2, где механизм изображен в крайних и заданном положениях (соответственно тонкие и толстые линии). Геометрические размеры и другие заданные постоянные параметры приведены в табл. 1.1. Согласно рекомендациям в заданиях вес звена 5 принят  $G_5 = 0,5Q_{\max} = 0,5 \cdot 2000 = 1000 \text{ Н}$ .

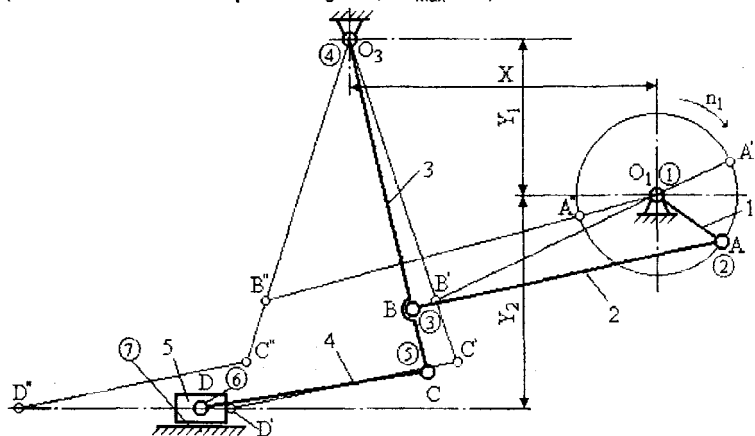


Рис. 2. Кинематическая схема рычажного механизма

Таблица 1.1

Заданные параметры механизма

$L_{O_1A}$ , м	$L_{AB}$ , м	$L_{O_3B}$ , м	$L_{CD}$ , м	$L_{O_3C}$ , м	$X$ , м	$Y_1$ , м	$Y_2$ , м	$n_1$ , об./мин	$Q_{\max}$ , Н	$\delta$
0,145	0,565	0,480	0,410	0,600	0,540	0,275	0,365	60	2000	0,25

## 1.2. Построение планов положений

Для построения планов положений механизма принимается масштаб

$$k_s = \frac{L_{O_1A}}{O_1A} = \frac{0,145}{29} = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

Заданные размеры механизма  $L_i$  в принятом масштабе  $k_s$  изображаются чертежными размерами  $l_i$ , определяемыми по выражению:

$$l_i = \frac{L_i [\text{м}]}{k_s} [\text{мм}]. \quad (1.1)$$

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		6

Чертежные размеры механизма, определенные по (1.1), приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2.

Чертежные размеры звеньев механизма

O <sub>1</sub> A	AB	O <sub>3</sub> B	O <sub>3</sub> C	CD	x	y <sub>1</sub>	y <sub>2</sub>
29	113	96	120	82	108	55	73

Используя найденные чертежные размеры, на листе 1 проекта построены крайние и заданное положения механизма.

### 1.3. Построение диаграммы относительных параметров и проверка работоспособности механизма

Межцентровое расстояние (расстояние между точками O<sub>1</sub> и O<sub>3</sub>):

$$L_0 = \sqrt{X^2 + Y_1^2} = \sqrt{0,54^2 + 0,275^2} = 0,606 \text{ м.}$$

Относительные параметры механизма

$$P_1 = \frac{L_{O_1A}}{L_0} = \frac{0,145}{0,606} = 0,24; \quad P_2 = \frac{L_{AB}}{L_0} = \frac{0,565}{0,606} = 0,93;$$

$$P_3 = \frac{L_{O_3B}}{L_0} = \frac{0,48}{0,606} = 0,79.$$

Координаты точек пересечения прямых и эллипсов с осями координат:

$$1 - P_1 = 1 - 0,24 = 0,76; \quad 1 + P_1 = 1 + 0,24 = 1,24.$$

Используя эти координаты, на листе 1 проекта построены прямые 1, 2 и 3, ограничивающие зону кинематической работоспособности.

Принимая допустимый угол давления  $\vartheta_{\max} = 45^\circ$ , определяются координаты малых и больших полуосей эллипсов:

$$P_2(a_1) = \frac{1 + P_1}{2\cos(45^\circ - \vartheta_{\max}/2)} = \frac{1,24}{2\cos 22,5^\circ} = 0,67;$$

$$P_2(b_1) = \frac{1 + P_1}{2\sin(45^\circ - \vartheta_{\max}/2)} = \frac{1,24}{2\sin 22,5^\circ} = 1,62;$$

$$P_2(a_2) = \frac{1 - P_1}{2\sin(45^\circ - \vartheta_{\max}/2)} = \frac{0,76}{2\sin 22,5^\circ} = 0,99;$$

$$P_2(b_2) = \frac{1 - P_1}{2\cos(45^\circ - \vartheta_{\max}/2)} = \frac{0,76}{2\cos 22,5^\circ} = 0,41.$$

Используя эти координаты, на листе 1 построены эллипсы 4 и 5, между которыми расположена зона силовой работоспособности механизма.

Строится точка с координатами  $P_2 = 0,93$  и  $P_3 = 0,79$ . Она оказывается

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		7

расположенной в зоне. Следовательно, заданный механизм обладает кинематической и силовой работоспособностью.

#### 1.4. Структурный анализ

Структурная схема механизма приведена на рис. 2, где подвижные звенья обозначены арабскими цифрами (1 – кривошип, 2 и 4 – шатуны, 3 – коромысло, 5 – ползун). Кинематические пары V класса также обозначены арабскими цифрами, обведенными кружками.

Поскольку механизм плоский, то, согласно п. 2.3, его степень подвижности определяется по формуле П.Л.Чебышева

$$W = 3n - 2p_V - p_{IV}, \quad (1.2)$$

где  $n = 5$  – количество подвижных звеньев,  $p_V = 7$  – количество кинематических пар V класса,  $p_{IV} = 0$  – количество кинематических пар IV класса. Таким образом, степень подвижности рассматриваемого механизма

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

Механизму необходимо одно начальное звено для полной определенности его движения. В качестве начального принято звено 1, закон его движения – вращение с частотой  $n_1 = \text{const}$ .

Структурно в состав механизма входят (рис. 3):

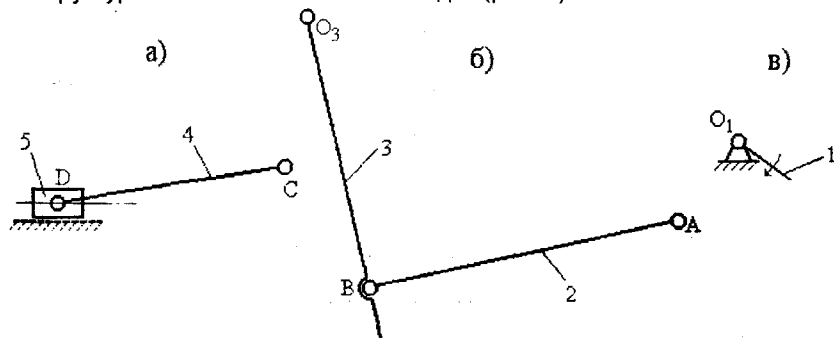


Рис. 3. Структурные элементы механизма

- а) группа Ассур 2-го класса 2-го вида (рис. 3, а);
- б) группа Ассур 2-го класса 1-го вида (рис. 3, б);
- в) механизм 1-го класса (рис. 3, в).

Таким образом, формула строения механизм имеет вид:

$$I(1) \rightarrow II_1(2,3) \rightarrow II_2(4,5). \quad (1.3)$$

Поскольку наивысший класс групп Ассур, входящих в состав механизма – второй, то и механизм в целом относится ко второму классу.

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		8

## 1.5. Расчет механизма на ЭВМ

Для расчета механизма на ЭВМ подготовлена таблица исходных данных (табл. 1.3).

Таблица 1.3.

**Исходные данные для расчета механизма на ЭВМ**

Обозначения в программе	Обозначения в механизме	Численные значения (ввод)
NG1	$l_1(2,3)$	1
NG2	$l_2(4,5)$	2
PS1	параметр сборки $l_1(2,3)$	1
PS2	параметр сборки $l_2(4,5)$	- 1
L1	$L_{O_1A}$	0.145
L2	$L_{AB}$	0.565
L3	$L_{O_3B}$	0.48
L4	$L_{CD}$	0.41
LO3	$L_{O_3C}$	0.6
XO3	- X	-0.54
YO3	$Y_1$	0.275
XO5	0	0
YO5	- $Y_2$	-0.365
D1N	см. п. 3.2	24
DO3	$\angle BO_3C$	0
D5	0	0
N1	- $p_1$	-60
G5	$0,5Q_{max}$	1000
Q1,...,Q7	$Q_{max}$	2000
Q8,...,Q12	$1,2Q_{max}$	2400

По результатам расчетов на ЭВМ получена распечатка (см. следующую страницу), расшифровка обозначений которой и сравнение с результатами «ручного» счета приведено ниже (п. 1.8). Строка «Положение центров масс» таблицы «Параметры звеньев» распечатки необходима для дальнейших расчетов и построений и расшифровывается следующим образом (точки  $S_i$  – центры масс звеньев):

$$LS_1 = L_{O_1S_1} = 0 \text{ (т.е. } S_1 \equiv O_1); LS_2 = L_{AS_2} = 0,188 \text{ м; } LS_3 = L_{O_3S_3} = 0,2 \text{ м; } LS_4 = L_{CS_4} = 0,137 \text{ м.}$$

Чертежные размеры, определяющие положения центров масс:

$$AS_2 = 37,6 \text{ мм; } O_3S_3 = 40 \text{ мм; } CS_4 = 27,4 \text{ мм.}$$

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		9

### АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

#### Исходные данные

NG1	NG2	PS1	PS2	L1	L2	L3	L4	LO3	XO3
1	2	1	-1	0.145	0.565	0.48	0.41	0.6	-0.54
YO3	XO5	YO5	D1N	DO3	D5	N1	G5	Q1	Q2
0.275	0	-0.365	24	0	0	-60	1000	2000	2000
Q3	Q4	Q5	Q6	Q7	Q8	Q9	Q10	Q11	Q12
2000	2000	2000	2000	2000	2400	2400	2400	2400	2400

#### Результаты расчета

##### Параметры звеньев

Номер звена	1	2	3	4	5
Вес G, Н	100,000	113,000	120,000	82,000	1000,00
Момент инерции $I_x$ , кгм <sup>2</sup>	0,107	0,642	0,769	0,245	0,000
Положение центра масс $L_s$ , м	0,000	0,188	0,200	0,137	0,000

Положение 3, угол кривошипа -36.0 град.

##### Задача скоростей:

V1, м/с	V2, м/с	V3, м/с	V5, м/с	VS2, м/с	VS3, м/с	VS4, м/с
0.91	0.67	0.83	0.84	0.79	0.28	0.83
B1, град.	B2, град.	B3, град.	B5, град.	BS2, град.	BS3, град.	BS4, град.
-126.00	-167.63	-167.63	180.00	-136.82	-167.63	-171.76
O2, p/c	O3, p/c	O4, p/c				
-1.07	-1.39	-0.44				

##### Задача ускорений:

A1, м/с <sup>2</sup>	A2, м/с <sup>2</sup>	A3, м/с <sup>2</sup>	A5, м/с <sup>2</sup>	AS2, м/с <sup>2</sup>	AS3, м/с <sup>2</sup>	AS4, м/с <sup>2</sup>
5.72	3.36	4.20	4.08	4.80	1.40	4.16
G1, град.	G2, град.	G3, град.	G5, град.	GS2, град.	GS3, град.	GS4, град.
144.00	176.33	176.33	180.00	151.17	176.33	177.54
E2, p/c <sup>2</sup>	E3, p/c <sup>2</sup>	E4, p/c <sup>2</sup>				
5.91	-6.73	0.69				

##### Реакции в кинематических парах:

R01, Н	R12, Н	R23, Н	R03, Н	R34, Н	R45, Н	R05, Н	Мур, Нм
3077,68	3092,00	3064,84	724,56	2464,54	2440,58	1349,45	-317,89
F01, гр.	F12, гр.	F23, гр.	F03, гр.	F34, гр.	F45, гр.	F05, гр.	
-172,68	-170,85	-168,13	-42,17	-173,80	-171,77	90,00	

##### Максимальные реакции:

Реакция	R01	R12	R23	R03	R34	R45	R05
Модуль, Н	5256.9	5219.5	5111.6	2005.0	3598.9	3500.6	1497.1
Угол, град.	-152.7	149.2	106.7	21.8	177.2	127.2	90.0
Положение	8	8	8	9	8	8	1

##### Приведенные факторы

Положение	1	2	3	4	5	6
	7	8	9	10	11	12
M <sub>опр</sub> , Нм	5,1	-130,2	-254,6	-343,0	-359,5	-274,6
	-85,8	-233,5	-499,8	-516,1	-355,3	-164,9
I <sub>пр</sub> , кгм <sup>2</sup>	0,26	0,86	2,33	3,81	3,97	2,32
	0,42	1,30	5,21	5,51	2,77	0,83

MT-215.01.11.03.00.ПЗ

Лист

10

Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата

## 1.6. Кинематический анализ методом планов

Поскольку одним из свойств групп Ассура является их кинематическая определенность, то кинематический анализ проводится последовательно по группам Ассура, причем порядок их рассмотрения совпадает с направлением стрелок в формуле строения (1.3).

### 1.6.1. Построение плана скоростей

Механизм I класса (звено 1).

Угловая скорость кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 60}{30} = 6,28 \text{ 1/с.}$$

Вектор скорости точки А перпендикулярен звену 1 и направлен в соответствии с направлением  $\omega_1$ . Модуль скорости

$$V_A = \omega_1 \cdot L_{O_1A} = 6,28 \cdot 0,145 = 0,91 \text{ м/с.}$$

На плане скоростей этот вектор изображается отрезком  $pa = 91$  мм. Тогда масштаб плана скоростей

$$k_v = \frac{V_A}{pa} = \frac{0,91}{91} = 0,01 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Группа Ассура II<sub>1</sub>(2,3).

Внешними точками группы являются точки А и  $O_3$ , внутренней – точка В. Составляется система векторных уравнений, связывающих скорость внутренней точки со скоростями внешних точек:

$$\begin{aligned} \vec{V}_B &= \underbrace{\vec{V}_A}_{\perp O_1A} + \underbrace{\vec{V}_{BA}}_{\perp AB} \\ \vec{V}_B &= \underbrace{\vec{V}_{O_3}}_{=0} + \underbrace{\vec{V}_{BO_3}}_{\perp BO_3} \end{aligned}$$

По этой системе строится план скоростей, замеряются длины найденных отрезков ( $pb = 67$  мм,  $ab = 60,5$  мм) и определяются модули скоростей:

$$V_B = (pb) \cdot k_v = 67 \cdot 0,01 = 0,67 \text{ м/с;}$$

$$V_{BA} = (ab) \cdot k_v = 60,5 \cdot 0,01 = 0,605 \text{ м/с.}$$

Скорости точек  $S_2, C$  и  $S_3$  находятся с помощью теоремы подобия. Составляется пропорция, связывающая чертежные размеры звена 2 ( $AB, AS_2$ ) с отрезками плана скоростей:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}$$

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		11

откуда определяется длина неизвестного отрезка

$$as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 60,5 \frac{37,6}{113} = 20 \text{ мм.}$$

Этот отрезок откладывается на отрезке  $ab$  плана скоростей. Точка  $s_2$  является концом вектора  $\vec{V}_{S_2}$ , начала всех векторов – в полюсе  $p$ . Поэтому отрезок  $ps_2 = 78,5 \text{ мм}$  (определено замером) изображает вектор  $\vec{V}_{S_2}$ . Модуль вектора

$$V_{S_2} = (ps_2) \cdot k_v = 78,5 \cdot 0,01 = 0,785 \text{ м/с.}$$

Скорости точек  $S_3$  и  $C$  определяются аналогично по принадлежности звену 3 ...

Определяются величины угловых скоростей звеньев 2 и 3:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{L_{AB}} = \frac{0,605}{0,565} = 1,07 \text{ 1/с;} \quad \omega_3 = \frac{V_B}{L_{O_3B}} = \frac{0,67}{0,48} = 1,4 \text{ 1/с.}$$

Для определения направления  $\omega_2$  отрезок  $ab$  плана скоростей устанавливается в точку  $B$ , а точка  $A$  закрепляется неподвижно (рис. 4, а); тогда становится очевидным, что  $\omega_2$  направлена по часовой стрелке. Для определения направления  $\omega_3$  отрезок  $pb$  плана скоростей устанавливается в точку  $B$ , точка  $O_3$  неподвижна (рис. 4, б), поэтому  $\omega_3$  также направлена по часовой стрелке.

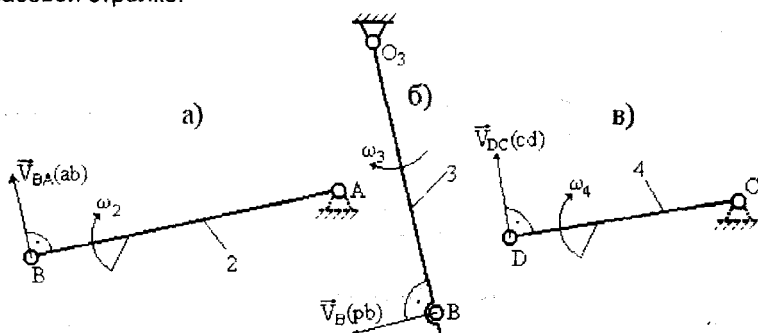


Рис. 4. Определение направлений угловых скоростей

Группа Ассура II(2,4,5):

Внешними точками группы являются точки  $C$  и  $D_0$  (точка  $D_0$  принадлежит стойке, внутренней – точка  $D$ , принадлежащая звеньям 4 и 5 (в дальнейшем обозначается без индексов).

По принадлежности точки  $D$  звену 5 вектор ее скорости известен по направлению:  $\vec{V}_D \parallel x-x$ . Поэтому для построения плана скоростей для данной группы Ассура достаточно одного векторного уравнения:

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		12





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

$\begin{matrix} A \rightarrow O_1 & B \rightarrow A & \perp AB \end{matrix}$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{O_3} + \vec{a}_{BO_3}^n + \vec{a}_{BO_3}^t$$

$\begin{matrix} =0 & B \rightarrow O_3 & \perp BO_3 \end{matrix}$

В этой системе модули нормальных ускорений

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 L_{AB} = 1,07^2 \cdot 0,565 = 0,647 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BO_3}^n = \omega_3^2 L_{O_3B} = 1,4^2 \cdot 0,48 = 0,941 \text{ м/с}^2.$$

На плане ускорений векторы  $\vec{a}_{BA}^n$  и  $\vec{a}_{BO_3}^n$  изображаются отрезками

$$a_{n_{BA}} = \frac{a_{BA}^n}{k_a} = \frac{0,647}{0,05} = 13 \text{ мм}; \quad \pi_{n_{BO_3}} = \frac{a_{BO_3}^n}{k_a} = \frac{0,941}{0,05} = 19 \text{ мм}.$$

В результате построения плана ускорений определяются отрезки  $\pi_{BA}b = 64,5 \text{ мм}$ ,  $\pi_{BO_3}b = 66,5 \text{ мм}$ ,  $\pi b = 69 \text{ мм}$  и определяются модули ускорений:

$$a_B = (\pi b) \cdot k_a = k_a \cdot 69 \cdot 0,05 = 3,45 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BA}^t = (\pi_{BA}b) \cdot k_a = 64,5 \cdot 0,05 = 3,225 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BO_3}^t = (\pi_{BO_3}b) \cdot k_a = 66,5 \cdot 0,05 = 3,325 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки  $S_2$  определяется с помощью теоремы подобия, на основании которой составляется пропорция, связывающая чертежные длины звена 2 с отрезками плана скоростей:

$$\frac{as_2}{ab} = \frac{AS_2}{AB}$$

откуда определяется длина неизвестного отрезка:

$$as_2 = ab \frac{AS_2}{AB} = 66 \frac{37,6}{113} = 22 \text{ мм}.$$

Этот отрезок откладывается на отрезке  $ab$  плана ускорений. Соединением полюса  $\pi$  с точкой  $s_2$  получается отрезок  $\pi s_2 = 96,5 \text{ мм}$  (определено замером). Модуль ускорения точки  $S_2$

$$a_{S_2} = (\pi s_2) \cdot k_a = 96,5 \cdot 0,05 = 4,83 \text{ м/с}^2.$$

Ускорения точек  $S_3$  и  $C$  определяются аналогично ...

Определяются величины угловых ускорений звеньев 2 и 3:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{L_{AB}} = \frac{3,225}{0,565} = 5,71 \text{ 1/с}^2; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BO_3}^t}{L_{O_3B}} = \frac{3,325}{0,48} = 6,92 \text{ 1/с}^2$$

Для определения направления  $\varepsilon_2$  отрезок  $\pi_{BA}b$  плана ускорений устанавливается в точку  $B$ , а точка  $A$  закрепляется неподвижно (рис. 5, а).

Для определения направления  $\varepsilon_3$  отрезок  $\pi_{BO_3}b$  устанавливается в точку  $B$  (рис. 5, б).

					МТ-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		14

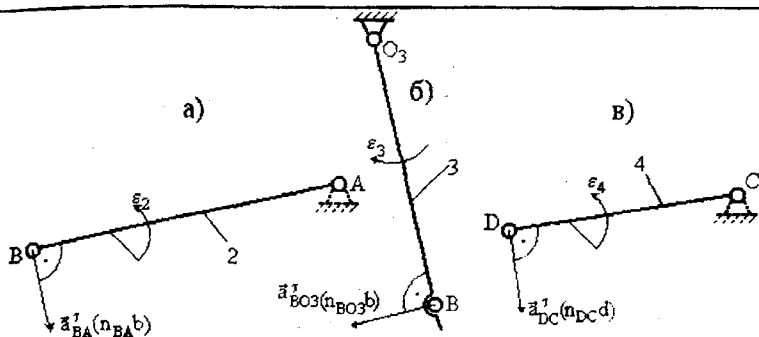


Рис. 5. Определение направлений угловых ускорений

Группа Ассура II<sub>2</sub>(4, 5)

По принадлежности точки D звену 5 вектор ее ускорения известен по направлению:  $\vec{a}_D \parallel x-x$ . Поэтому для построения плана ускорений для данной группы достаточно одного векторного уравнения:

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

$D \rightarrow C$        $\perp CD$

В этом уравнении модуль нормального ускорения

$$a_{DC}^n = \omega_4^2 L_{CD} = 0,47^2 \cdot 0,41 = 0,09 \text{ м/с}^2;$$

на плане это ускорение изображается отрезком

$$cp_{DC} = \frac{a_{DC}^n}{k_a} = \frac{0,09}{0,05} = 1,8 \text{ мм.}$$

В результате построения плана ускорений определяются отрезки  $\pi d = 83 \text{ мм}$  и  $\pi_{DCd} = 5,5 \text{ мм}$  и определяются модули ускорений:

$$a_D = (\pi d) \cdot k_a = 83 \cdot 0,05 = 4,14 \text{ м/с}^2;$$

$$a_{DC}^t = (\pi_{DCd}) \cdot k_a = 5,5 \cdot 0,05 = 0,275 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки  $S_4$  находится по теореме подобия ...

Величина углового ускорения звена 4

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^t}{L_{CD}} = \frac{0,275}{0,41} = 0,67 \text{ 1/с}^2;$$

Для определения направления  $\varepsilon_4$  отрезок  $\pi_{DCd}$  плана ускорений устанавливается в точку D, а точка C закрепляется неподвижно (рис. 5, в). Поскольку звено 5 совершает поступательное движение, то  $\varepsilon_5 = 0$ .

						MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата			15

## 1.7. Силовой расчет

### 1.7.1. Определение инерционных факторов

Инерционные силовые факторы – силы инерции звеньев  $P_{иi}$  и моменты сил инерции  $M_{иi}$  определяются по выражениям:

$$\vec{P}_{иi} = -m_i \cdot \vec{a}_{si} = \frac{G_i}{g} \vec{a}_{si}; \quad (1.4)$$

$$M_{иi} = -I_{si} \cdot \varepsilon_i. \quad (1.5)$$

Расчет инерционных силовых факторов сведен в табл. 1.4.

Таблица 1.4.

Определение инерционных силовых факторов механизма

Звено (i)	1	2	3	4	5
$G_i$ , Н	100	113	120	82	1000
$I_{si}$ , кгм <sup>2</sup>	0,107	0,642	0,769	0,245	–
$a_{si}$ , м/с <sup>2</sup>	0	4,83	1,44	4,25	4,15
$\varepsilon_i$ , 1/с <sup>2</sup>	0	5,71	6,92	0,67	0
$P_{иi}$ , Н	0	55,6	17,6	35,5	423,0
$M_{иi}$ , Нм	0	3,67	5,32	0,16	0

Силовой расчет проводится в последовательности, противоположной направлению стрелок в формуле строения (1.3).

### 1.7.2. Силовой расчет группы Ассур II<sub>2</sub>(4, 5)

На листе 1 проекта построена схема нагружения группы в масштабе  $k_s = 0,005$  м/мм. Силовой расчет группы состоит из четырех этапов.

1. Составляется сумма моментов сил, действующих на звено 4, относительно шарнира D:

$$\sum M_D = R_{34}^T \cdot L_{CD} - G_4 \cdot h_{G4} \cdot k_s - P_{и4} \cdot h_{и4} \cdot k_s - M_{и4} = 0,$$

где  $h_{G4} = 54$  мм,  $h_{и4} = 35,5$  мм – чертежные плечи сил  $G_4$  и  $P_{и4}$ , определяемые замером на схеме нагружения группы. Из уравнения имеем:

$$R_{34}^T = \frac{G_4 \cdot h_{G4} \cdot k_s + P_{и4} \cdot h_{и4} \cdot k_s + M_{и4}}{L_{CD}} = \frac{82 \cdot 54 \cdot 0,005 + 35,5 \cdot 9 \cdot 0,005 + 0,16}{0,41} = 58,2 \text{ Н.}$$

Т.к.  $R_{34}^T > 0$ , то ее действительное направление соответствует предварительно выбранному.

2. Составляется векторная сумма сил, действующих на группу:

$$\sum \vec{P} = \vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{34}^T + \vec{P}_{и4} + \vec{G}_4 + \vec{P}_{и5} + \vec{G}_5 + \vec{Q} + \vec{R}_{05} = 0.$$

				MT-215.01.11.03.00.ПЗ		Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		
					16	

Для построения плана сил по этому уравнению принимается масштаб  $k_p = 10 \text{ Н/мм}$ . Определяются длины отрезков (табл. 1.5).

Таблица 1.5.

Длины отрезков, изображающих известные силы

Сила	$R_{34}^i$	$P_{и4}$	$G_4$	$P_{и5}$	$G_5$	$Q$
Модуль, Н	58,2	35,5	82	423	1000	2000
Отрезок	ab	bc	cd	de	ef	fg
Длина, мм	5,82	3,55	8,2	42,3	100	200

В результате построения плана сил находятся длины отрезков (замером)  $gh = 135 \text{ мм}$ ,  $ha = 247 \text{ мм}$ ,  $hb = 247 \text{ мм}$  и определяются модули реакций

$$R_{05} = (gh) \cdot k_p = 135 \cdot 10 = 1350 \text{ Н}; R_{34}^n = (ha) \cdot k_p = 247 \cdot 10 = 2470 \text{ Н}; R_{34} \approx R_{34}^n.$$

3. Составляется векторная сумма сил, действующих на звено 5:

$$\sum \vec{P} = \vec{P}_{и5} + \vec{G}_5 + \vec{Q} + \vec{R}_{05} + \vec{R}_{45} = 0.$$

По этому уравнению достраивается план сил группы и определяется отрезок  $hd = 244 \text{ мм}$ , тогда модуль неизвестной реакции

$$R_{45} = (hd) \cdot k_p = 244 \cdot 10 = 2440 \text{ Н}.$$

4. Для определения точки приложения реакции  $R_{05}$  в общем случае следует составить сумму моментов сил, действующих на звено 5, относительно шарнира D. Однако в рассматриваемом механизме в этом нет необходимости: силы, действующие на звено 5, образуют сходящуюся систему, поэтому линия действия реакции  $R_{05}$  проходит через шарнир D.

### 1.7.3. Силовой расчет группы Ассур II<sub>1</sub>(2, 3)

На листе 1 проекта построена схема нагружения группы в масштабе  $k_s = 0,005 \text{ м/мм}$ . Силовой расчет группы состоит из четырех этапов.

1. Составляется сумма моментов сил, действующих на звено 2, относительно шарнира B:

$$\sum M_B = R_{12}^T \cdot L_{AB} - G_2 \cdot h_{G2} \cdot k_s - P_{и2} \cdot h_{и2} \cdot k_s - M_{и2} = 0,$$

где  $h_{G2} = 74 \text{ мм}$ ,  $h_{и2} = 46 \text{ мм}$  – чертежные плечи сил  $G_2$  и  $P_{и2}$ , определяемые замером на схеме нагружения группы. Из уравнения имеем:

$$R_{12}^T = \frac{G_2 \cdot h_{G2} \cdot k_s + P_{и2} \cdot h_{и2} \cdot k_s + M_{и2}}{L_{AB}} = \frac{113 \cdot 74 \cdot 0,005 + 55,6 \cdot 46 \cdot 0,005 + 3,67}{0,565} = 103,1 \text{ Н}.$$

2. Составляется сумма моментов сил, действующих на звено 3, относительно шарнира B:

$$\sum M_B = -R_{03}^T \cdot L_{03B} + G_3 \cdot h_{G3} \cdot k_s - P_{и3} \cdot h_{и3} \cdot k_s + R_{43} \cdot h_{43} \cdot k_s + M_{и3} = 0,$$

откуда

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		17

$$R_{03}^{\tau} = \frac{G_3 \cdot h_{G3} \cdot k_s - P_{из} \cdot h_{из} \cdot k_s + R_{43} \cdot h_{43} \cdot k_s + M_{из}}{L_{03B}} = \frac{120 \cdot 13 \cdot 0,005 - 17,6 \cdot 52 \cdot 0,005 + 2740 \cdot 23 \cdot 0,005 + 3,67}{0,48} = 670,8 \text{ Н}$$

3. Составляется векторная сумма сил, действующих на группу:

$$\sum P = \underbrace{R_{12}^n}_{\parallel AB} + \underbrace{R_{12}^{\tau}} + \underbrace{P_{из}} + \underbrace{G_2} + \underbrace{P_{из}} + \underbrace{G_3} + \underbrace{R_{43}} + \underbrace{R_{12}^{\tau}} + \underbrace{R_{12}^n}_{\parallel O3B} = 0.$$

Для построения плана сил по этому уравнению принимается масштаб  $k_p = 10 \text{ Н/мм}$ . Определяются длины отрезков (табл. 1.6).

Таблица 1.6.

**Длины отрезков, изображающих известные силы**

Сила	$R_{12}^{\tau}$	$P_{из}$	$G_2$	$P_{из}$	$G_3$	$R_{43}$	$R_{03}^{\tau}$
Модуль, Н	103,1	55,6	113	17,6	120	2470	670,8
Отрезок	kl	lm	mn	no	op	pq	qr
Длина, мм	10,3	5,6	11,3	1,8	12,0	247	67,1

В результате построения плана сил находятся длины отрезков (замером)  $rs = 36 \text{ мм}$ ,  $sk = 314 \text{ мм}$ ,  $sl = 314 \text{ мм}$ ,  $qs = 76 \text{ мм}$  и определяются модули реакций

$$R_{03}^n = (rs) \cdot k_p = 36 \cdot 10 = 360 \text{ Н}; \quad R_{12}^n = (sk) \cdot k_p = 314 \cdot 10 = 3140 \text{ Н};$$

$$R_{03}^{\tau} = (qs) \cdot k_p = 76 \cdot 10 = 760 \text{ Н}; \quad R_{12}^{\tau} = (sl) \cdot k_p = 314 \cdot 10 = 3140 \text{ Н}.$$

4. Составляется векторная сумма сил, действующих на звено 3:

$$\sum P = \underbrace{P_{из}} + \underbrace{G_3} + \underbrace{R_{43}} + \underbrace{R_{03}^{\tau}} + \underbrace{R_{23}} = 0.$$

По этому уравнению достраивается план сил группы и определяется отрезок  $sn = 312 \text{ мм}$ , изображающий реакцию  $R_{23}$ , тогда модуль неизвестной реакции

$$R_{23} = (sn) \cdot k_p = 312 \cdot 10 = 3120 \text{ Н}.$$

#### 1.7.4. Силовой расчет механизма I класса

На листе 1 проекта построена схема нагружения начального звена. Его силовой расчет состоит из двух этапов.

1. Составляется сумма моментов сил, действующих на звено, относительно шарнира  $O_1$ :

$$\sum M_{O1} = R_{21} \cdot h_{21} \cdot k_s - M_{yp} = 0,$$

откуда

$$M_{yp} = R_{21} \cdot h_{21} \cdot k_s = 3140 \cdot 21 \cdot 0,005 = 329,7 \text{ Нм}.$$

2. Составляется векторная сумма сил, действующих на звено 1:

					MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		18

$$\sum \vec{P} = \vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{01} = 0.$$

По этому уравнению на листе 1 проекта строится план сил в масштабе  $k_p = 10 \text{ Н/мм}$  и определяется отрезок  $vt = 312 \text{ мм}$ . Модуль искомой реакции

$$R_{01} = (vt) \cdot k_p = 312 \cdot 10 = 3120 \text{ Н}$$

На этом силовой расчет механизма завершен.

### 1.8. Сравнение результатов графоаналитического и «машинного» расчетов

В распечатке результатов расчета на ЭВМ (в дальнейшем называемого «машинный» приняты обозначения, которым соответствуют параметры механизма, приведенные в табл. 1.7.

Таблица 1.7

Соответствие обозначений распечатки и обозначений механизма

V1	V2	V3	V5	VS2	VS3	VS4	BI	O2	O3	O4
$V_A, \text{м/с}$	$V_B, \text{м/с}$	$V_C, \text{м/с}$	$V_D, \text{м/с}$	$V_{S2}, \text{м/с}$	$V_{S3}, \text{м/с}$	$V_{S4}, \text{м/с}$	$\beta_i, ^\circ$	$\omega_2, 1/\text{с}$	$\omega_3, 1/\text{с}$	$\omega_4, 1/\text{с}$
A1	A2	A3	A5	AS2	AS3	AS4	G1	E2	E3	E4
$a_A, \text{м/с}^2$	$a_B, \text{м/с}^2$	$a_C, \text{м/с}^2$	$a_D, \text{м/с}^2$	$a_{S2}, \text{м/с}^2$	$a_{S3}, \text{м/с}^2$	$a_{S4}, \text{м/с}^2$	$\gamma_i, ^\circ$	$\varepsilon_2, 1/\text{с}^2$	$\varepsilon_3, 1/\text{с}^2$	$\varepsilon_4, 1/\text{с}^2$
R01	R12	R23	R03	R34	R45	R05	FIJ	Myp		
$R_{01}, \text{Н}$	$R_{12}, \text{Н}$	$R_{23}, \text{Н}$	$R_{03}, \text{Н}$	$R_{34}, \text{Н}$	$R_{45}, \text{Н}$	$R_{05}, \text{Н}$	$\phi_{IJ}, ^\circ$	$M_{yp}, \text{Нм}$		

В таблице 1.7:

$\beta_i$  – угол между вектором скорости  $\vec{V}_i$  и осью x;

$\gamma_i$  – угол между вектором ускорения  $\vec{a}_i$  и осью x;

$\phi_{ij}$  – угол между вектором реакции  $\vec{R}_{ij}$  и осью x.

Сравнение результатов графоаналитического и «машинного» расчетов приведено в табл. 1.8, где приняты следующие обозначения:

$\Pi$  – обозначение параметра;

$\Pi_{га}$  – величина параметра по результатам графоаналитического расчета;

$\Pi_{м}$  – величина параметра по результатам «машинного» расчета;

$\Delta$  – относительное расхождение результатов, определяемое по выражению

$$\Delta = \frac{|\Pi_{га} - \Pi_{м}|}{|\Pi_{м}|} 100\%$$

						MT-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата			19

## Сравнение результатов графоаналитического и «машинного» расчетов

## ЗАДАЧА СКОРОСТЕЙ

$\Pi$ , м/с	$V_A$	$V_B$	$V_C$	$V_D$	$V_{S2}$	$V_{S3}$	$V_{S4}$
$\Pi_{га}$	0,91	0,67	0,837	0,84	0,785	0,279	0,835
$\Pi_M$	0,91	0,67	0,83	0,84	0,79	0,28	0,83
$\Delta$ , %	0	0	0,8	0	0,6	0,3	0,6
$\Pi$ , °	$\beta_A$	$\beta_B$	$\beta_C$	$\beta_D$	$\beta_{S2}$	$\beta_{S3}$	$\beta_{S4}$
$\Pi_{га}$	-125	-165	-165	180	-130	-165	-170
$\Pi_M$	-126,00	-167,63	-167,63	180	-136,82	-167,63	-171,76
$\Delta$ , %	0,8	1,6	1,6	0	4,9	1,6	1,0
$\Pi$ , 1/с	$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$				
$\Pi_{га}$	-1,07	-1,4	-0,47				
$\Pi_M$	-1,07	-1,39	-0,44				
$\Delta$ , %	0	0,7	6,8				

## ЗАДАЧА УСКОРЕНИЙ

$\Pi$ , м/с <sup>2</sup>	$a_A$	$a_B$	$a_C$	$a_D$	$a_{S2}$	$a_{S3}$	$a_{S4}$
$\Pi_{га}$	5,72	3,36	4,11	4,08	4,80	1,35	4,05
$\Pi_M$	5,72	3,45	4,20	4,14	4,83	1,40	4,16
$\Delta$ , %	0	2,6	2,1	1,4	0,6	3,6	2,6
$\Pi$ , °	$\gamma_A$	$\gamma_B$	$\gamma_C$	$\gamma_D$	$\gamma_{S2}$	$\gamma_{S3}$	$\gamma_{S4}$
$\Pi_{га}$	145	178	178	180	153	178	175
$\Pi_M$	144,08	176,33	176,33	180,00	151,17	176,33	177,54
$\Delta$ , %	0,6	0,9	0,9	0	1,2	0,9	1,4
$\Pi$ , 1/с <sup>2</sup>	$\varepsilon_2$	$\varepsilon_3$	$\varepsilon_4$				
$\Pi_{га}$	5,71	-6,92	0,67				
$\Pi_M$	5,91	-6,73	0,69				
$\Delta$ , %	3,3	2,8	2,9				

## СИЛОВОЙ РАСЧЕТ

$\Pi$ , Н	$R_{01}$	$R_{12}$	$R_{23}$	$R_{03}$	$R_{34}$	$R_{45}$	$R_{05}$	$M_{уп}$ , Нм
$\Pi_{га}$	3120	3140	3120	760	2470	2440	1350	-329,7
$\Pi_M$	3077,68	3092,00	3064,84	724,56	2464,54	2440,58	1349,45	-317,89
$\Delta$ , %	1,3	1,6	1,8	4,8	0,2	0	0	3,7
$\Pi$ , °	$\varphi_{01}$	$\varphi_{12}$	$\varphi_{23}$	$\varphi_{03}$	$\varphi_{34}$	$\varphi_{45}$	$\varphi_{05}$	
$\Pi_{га}$	-175	-168	-163	-45	-176	-174	90	
$\Pi_M$	-172,68	-170,85	-168,13	-42,27	-173,80	-171,77	90	
$\Delta$ , %	1,1	1,8	3,0	6,4	1,1	1,1	0	

## ПРИВЕДЕННЫЕ ФАКТОРЫ

Положение 3	Расчет	ЭВМ	Погрешность $\Delta$ (%)
$M_{пр}^0$	-240	-254,6	5,6
$I_{пр}$	2,15	2,33	7,5

					МТ-215.01.11.03.00.ПЗ	Лист
Изм	Лист	№ докум	Подпись	Дата		20

## 6.2. Вопросы для самоподготовки и защиты 1-го листа курсового проекта

### 6.2.1. Метрический синтез механизма

1. Дайте определение механизма. Какие звенья механизмов называются: кривошип, коромысло, шатун, ползун, кулиса?
2. Какие задачи решаются при метрическом синтезе механизмов?
3. Что называется кинематической работоспособностью механизмов и как ее обеспечить на этапе метрического синтеза шарнирного четырехзвенных механизмов?
4. Что называется углом давления в кинематической паре, и в каких кинематических парах кривошипно-коромыслового и кривошипно-ползунного механизмов возникает угол давления, не равный нулю?
5. Как влияет на работу механизма увеличение угла давления в кинематической паре и как его уменьшить в кривошипно-ползунном механизме за счет изменения длин звеньев?
6. Что называется заклиниванием механизма, почему оно происходит и как его предотвратить еще на этапе проектирования механизма?
7. Запишите условие силовой работоспособности любого механизма и дайте обоснованные рекомендации по выбору максимально допустимого угла давления на рабочем ходу и на холостом ходу.
8. Что называется относительными параметрами механизма и как строится диаграмма относительных параметров шарнирных четырехзвенных механизмов?
9. В какой области построенной диаграммы относительных параметров выполняется:
  - а) кинематическая работоспособность проектируемого механизма;
  - б) силовая работоспособность;
  - в) одновременно как кинематическая, так и силовая работоспособность.

### 6.2.2. Структурный и кинематический анализ механизма

1. Что называется кинематической парой, и по каким признакам они классифицируются?
2. Что называется звеном, и на какие виды они подразделяются в механизмах? Что называется стойкой?
3. Как определить величину степени подвижности плоских механизмов, и какой физический смысл она представляет при проектировании данного механизма?
4. Запишите условие статической определимости плоских кинематических цепей и дайте примеры таких цепей.



5. Что называется группами Ассура, на какие классы и виды они подразделяются и какими свойствами обладают?

6. Какие задачи решаются при структурном анализе механизма, и в каком порядке он производится при исследовании сложного механизма?

7. Что называется формулой строения механизма и как на ее основе определить:

а) класс проектируемого сложного механизма;

б) последовательность его кинематического анализа и силового расчета?

8. Какие задачи решаются при кинематическом анализе механизма, и какие графические построения нужно при этом выполнить?

9. Какую систему векторных уравнений нужно составить при кинематическом анализе любой группы Ассура II класса и как из нее определить скорость и ускорение какой-либо точки механизма?

10. Что называется планом скоростей и планом ускорений механизма, и какая теорема подобия используется при их построении?

11. Как с помощью плана скоростей и плана ускорений механизма определить:

а) скорость и ускорение центра тяжести любого звена;

б) угловую скорость и угловое ускорение любого звена?

### 6.2.3. Силовой анализ механизма

1. Классификация сил, действующих на звенья механизмов машины.

2. Чем отличаются движущие силы и моменты от сил и моментов полезного сопротивления?

3. Как определить величину, направление и точку приложения сил инерции и инерционных моментов отдельных звеньев с учетом характера их движения?

4. Какие задачи решаются при силовом анализе механизма, и какой метод для этого используется?

5. Что называется реакциями в кинематических парах, и для какой цели при конструировании механизма нужно знать реакции во всех его кинематических парах?

6. Какие из трех факторов (величина, направление, точка приложения) реакции во вращательной и поступательной парах V класса требуется определить при силовом анализе механизма?

7. Почему силовой расчет сложного механизма следует проводить по группам Ассура, и с какой из них нужно начинать рассмотрение?

8. Сколько звеньев и кинематических пар V класса должны содержать статически определимые плоские кинематические цепи? Приведите примеры таких цепей.

9. Какие уравнения равновесия нужно составить при силовом анализе каждой из групп Ассура II класса, и каким образом они решаются?

10. Что называется планом сил и почему он должен представлять собой замкнутый векторных многоугольник?
11. Как строятся план сил группы Ассура и план сил начального звена, и что из них определяется?
12. Что называется уравнивающим моментом, к какому звену он приложен, и как определить его величину и направление действия в расчетном положении механизма?
13. Что является заключительным этапом силового анализа механизма, какие задачи и каким способом при этом решаются?

### **6.3. Вопросы для самоподготовки и защиты 2-го листа курсового проекта**

1. В чем заключается вторая задача динамики, решаемая при исследовании движения машинного агрегата?
2. Какие условия эквивалентности используются при переходе от проектируемого реального механизма к его динамической модели?
3. Что называется звеном приведения? Какое из звеньев проектируемого механизма выбирается за звено приведения?
4. Что называется приведением сил и масс в машинах, и с какой целью оно выполняется?
5. Что называется приведенным моментом инерции и как его определить для конкретного механизма?
6. Что называется приведенным моментом сил сопротивления и как его определить для конкретного механизма?
7. Как определить приведенный момент движущих сил и затем рассчитать требуемую мощность приводного двигателя?
8. Перечислите режимы движения машинного агрегата, и какой из них является основным при расчете маховика?
9. Какое обязательное условие необходимо выполнить для обеспечения установившегося движения машины? Что произойдет с машинным агрегатом при нарушении этого условия?
10. Приведите примеры конкретных механизмов, у которых приведенный момент инерции в течении цикла является:
  - а) постоянной величиной;
  - б) переменной величиной.
11. Что называется диаграммой энергомасс, и какие задачи можно решать на ее основе?
12. Как определить положение механизма, в которых он имеет экстремальные значения угловой скорости звена приведения?
13. Как рассчитать экстремальные и среднее значения угловой скорости звена приведения?
14. Как по диаграмме энергомасс определить закон движения начального звена механизма внутри одного цикла установившегося движения машины?

15. Почему возникающие периодические колебания угловой скорости являются вредными как для механизма, так и для рабочего процесса, выполняемого данной машиной?

16. Что оценивает коэффициент неравномерности хода машины и как его рассчитать с помощью диаграммы энергомасс?

17. Укажите причины возникновения периодических колебаний угловой скорости звена приведения, и как можно уменьшить амплитуду этих колебаний?

18. Какой вид должна иметь диаграмма энергомасс, чтобы не возникали периодические колебания угловой скорости звена приведения?

19. Как по диаграмме энергомасс рассчитать момент инерции маховика?

20. Какой конкретный эффект обеспечивает установка в машинный агрегат маховика с определенным моментом инерции и соответствующих размеров?

21. Как изменится работа машинного агрегата при увеличении (уменьшении) диаметра маховика?

22. Как влияет на размеры маховика величина угловой скорости вала, на который он будет установлен для обеспечения заданной величины коэффициента неравномерности хода машины?

23. Какие подвижные узлы машинного агрегата могут выполнять функции маховой массы машины?

24. В каких случаях при решении второй задачи динамики в проектируемый машинный агрегат не требуется установка маховика?

25. Для каких механизмов (приведите конкретные примеры) возможна постоянная угловая скорость движения звена приведения и какой вид для них будет иметь диаграмма энергомасс?

## 7. Типовые задания к курсовому проекту

Таблицы к типовым заданиям 1 – 11 с рисунком проектируемого шарнирно-рычажного механизма, диаграммой рабочих сопротивлений и исходными данными по вариантам даны в конце данной главы.

### Задание 1. Инерционный конвейер

Инерционный (см. таблицу с рисунком) конвейер предназначен для перемещения материала (сыпучего или штучного) в горизонтальном направлении слева направо. Материал подается специальным питателем на лоток, жестко соединенный с ползуном 5. Лоток приводится в движение с помощью привода, состоящего из электродвигателя, планетарного редуктора (на рисунке не показаны) и шестизвенного кривошипно-коромыслового механизма (кривошип 1, два шатуна 2 и 4, коромысло 3). Смазку механизмов конвейера обеспечивает масляный насос на основе кулачкового механизма, имеющий привод от того же электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1).

Особенность привода конвейера заключается в обеспечении возвратно-поступательного движения рабочего органа (ползун 5) с несимметричным законом изменения ускорения. В результате этого сила инерции материала при движении лотка вправо меньше силы трения покоя материала о лоток, и материал вместе с лотком перемещается вправо (рабочий ход). Перемещение лотка в обратном направлении (справа налево) происходит с большей скоростью, чем слева направо, и сила трения покоя материала о лоток становится меньше силы инерции, действующей на материал. Поэтому во время обратного хода движения лоток как бы «выдергивается» из-под материала, перемещающегося налево на меньшую величину, чем длина лотка, в результате чего происходит постепенное перемещение груза в горизонтальном направлении слева направо. Силы сопротивления в таком механизме при обратном ходе (справа налево) больше, чем при прямом, из-за возникающей дополнительной силы трения скольжения материала о лоток. Сила сопротивления  $Q$  всегда противоположна скорости движения ползуна 5.

Исходные данные к заданию 1 приведены в отдельной таблице.

### Задание 2. Насос двойного действия

Насос (см. таблицу с рисунком) предназначен для перекачивания жидкости под воздействием прямого и обратного ходов поршня 5, который приводится в движение шестизвенным кривошипно-коромысловым механизмом, состоящим из кривошипа 1, шатунов 2 и 4 и

коромысла 3. Привод кривошипа 1 включает в себя электродвигатель и планетарный редуктор (на рисунке не показаны). Система смазки насоса снабжена плунжерным насосом, на основе кулачкового механизма, имеющего привод от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1).

При движении поршня справа налево в левой части полости цилиндра происходит увеличение давления и при  $Q_{\max}$  (верхняя линия индикаторной диаграммы) жидкость через нижний клапан нагнетается в сеть. В правой части полости одновременно идет процесс всасывания через верхний клапан при давлении  $0,1Q_{\max}$  ниже атмосферного (нижняя линия индикаторной диаграммы). При обратном движении поршня в левой части полости цилиндра открывается верхний клапан и происходит всасывание при давлении  $0,1Q_{\max}$  ниже атмосферного (нижняя линия индикаторной диаграммы), а в правой – открывается нижний клапан и происходит нагнетание в сеть (верхняя линия индикаторной диаграммы). Сила сопротивления, действующая на поршень насоса, будет равна сумме сил ( $Q_{\max} + 0,1Q_{\max}$ ), действующих в обеих частях полости цилиндра (т.е. оба хода поршня будут рабочими), и всегда направлена против скорости движения поршня.

Исходные данные к заданию 2 приведены в отдельной таблице.

### Задание 3. Шаговый транспортер

Шаговый (см. таблицу с рисунком) транспортер выполнен с приводом от шестизвенного кривошипно-коромыслового механизма, состоящего из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, коромысла 3 и ползуна 5 (рабочий орган). Кривошип 1 получает вращение от электродвигателя через планетарный редуктор (на рисунке не показаны).

При движении ползуна 5 слева направо механизм перемещает заготовки в зону обработки и сборки. При движении ползуна 5 справа налево происходит холостой ход без заготовок и ползун 5 возвращается в исходное положение для осуществления следующего цикла. Для удаления готовых изделий из зоны обработки используется кулачковый механизм, имеющий привод от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1). В начале каждого рабочего хода до контакта ползуна с заготовкой сопротивление на рабочем органе определяется (так же, как и во время холостого хода), только силами трения, возникающими в механизме, и составляет  $0,1Q_{\max}$  (см. график рабочих сопротивлений). В дальнейшем, после того как ползун начнет перемещение заготовок, сила сопротивления возрастает до величины  $Q_{\max}$  и всегда противоположна скорости ползуна.

Исходные данные к заданию 3 приведены в отдельной таблице.

## Задание 4. Компрессор

Компрессор (см. таблицу с рисунком) предназначен для наполнения воздухом емкостей до необходимого давления, превышающего атмосферное и соответствующего силе сопротивления  $Q_{\max}$ .

Основным механизмом компрессора является шестизвенный кривошипно-коромысловый механизм, состоящий из коленчатого вала (кривошипа) 1, шатуна 2, коромысла 3, прицепного шатуна 4 и ползуна (плунжера) 5. Привод кривошипа состоит из электродвигателя и планетарного редуктора (на рисунке не показаны).

При движении плунжера 5 из крайнего левого положения направо оба клапана компрессора закрыты. Происходит сжатие кислорода, содержащегося в цилиндре воздуха от давления  $0,1Q_{\max}$  выше атмосферного до заданного давления  $Q_{\max}$  (участок «а – б» индикаторной диаграммы). Затем выпускной клапан (нижний на схеме) открывается и газ под заданным давлением поступает в емкость (участок «б – с», такт нагнетания). В точке «с» клапан закрывается, плунжер начинает двигаться справа налево. Происходит расширение оставшегося в цилиндре воздуха, при котором давление понижается, оставаясь выше атмосферного (участок «с – d», такт расширения). Затем открывается впускной клапан (верхний на схеме) и воздух при постоянном давлении также выше атмосферного поступает в цилиндр компрессора (участок «d – а», такт всасывания). Рабочий цикл совершается за время одного оборота коленчатого вала компрессора и повторяется после достижения плунжером крайнего левого положения. Таким образом, за время рабочего цикла сила  $Q$  сначала в тактах сжатия и нагнетания (участок «а – б – с») направлена против скорости ползуна 5 (т.е. является силой сопротивления), а затем при всасывании (участок «с – d – а») – сила  $Q$  совпадает по направлению со скоростью ползуна 5.

Управление клапанами осуществляется кулачковым механизмом, имеющим привод от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1).

Исходные данные к заданию 4 приведены в отдельной таблице.

## Задание 5. Пресс

Пресс (см. таблицу с рисунком) предназначен для изготовления деталей узлов машин.

Для возвратно-поступательного перемещения рабочего органа прессы (пуансон) используется шестизвенный кривошипно-коромысловый механизм, состоящий из кривошипа 1, шатунов 2 и 4, коромысла 3 и ползуна (пуансона) 5. В приводе кривошипа использованы

электродвигатель и планетарный редуктор (на рисунке не показаны).

При движении пуансона сверху вниз происходит формообразование готовой детали, сопровождающееся постепенным увеличением рабочего усилия от  $0,1Q_{\max}$  до  $Q_{\max}$  (левая линия на графике рабочих сопротивлений). Максимальное значение рабочего усилия достигается при нахождении пуансона в крайнем нижнем положении. При обратном ходе пуансона (снизу вверх) сила сопротивления определяется только силами трения в механизме и может быть принята постоянной и равной  $0,1Q_{\max}$ . Рабочий цикл формообразования детали осуществляется за время одного оборота кривошипа машины и повторяется после достижения пуансоном крайней верхней точки. Сила сопротивления  $Q$  всегда противоположна направлению скорости пуансона.

Готовая деталь выталкивается с помощью кулачкового механизма, кулачок которого получает движение от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1).

Исходные данные к заданию 5 приведены в отдельной таблице.

### Задание 6. Насос простого действия

Вертикальный одноцилиндровый насос простого действия (см. таблицу с рисунком) предназначен для повышения давления жидкости в гидросистеме и подачи ее в напорный трубопровод. Насос приводится в движение асинхронным электродвигателем, который через планетарный редуктор (на схеме не показаны) приводит во вращение вал 1 шестизвенного кривошипно-коромыслового механизма 1-2-3-4-5. Для смазки деталей служит плунжерный насос, на основе кулачкового механизма, кулачок которого получает движение от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1).

Всасывание жидкости в цилиндр при ходе поршня 5 вверх осуществляется через впускной клапан (левый на схеме) при давлении жидкости  $0,1Q_{\max}$  ниже атмосферного (правая линия на индикаторной диаграмме). Нагнетание жидкости в напорный трубопровод под давлением  $Q_{\max}$  (левая линия на индикаторной диаграмме) осуществляется через выпускной клапан (правый на схеме) при движении поршня 5 вниз. Применение кривошипно-коромыслового механизма дает возможность обеспечить движение поршня в период всасывания жидкости с большей средней скоростью, чем в период нагнетания, что увеличивает производительность насоса. Сила сопротивления  $Q$  при работе насоса всегда направлена против скорости движения поршня.

Исходные данные к заданию 6 приведены в отдельной таблице.

## Задание 7. Сталкиватель

Сталкиватель (см. таблицу с рисунком) предназначен для перемещения деталей и узлов с одного рольганга на другой при сборке машин.

Основным механизмом сталкивателя является кривошипно-коромысловый шестизвенный механизм, в который входит кривошип 1, шатун 2, коромысло 3, ползун (камень) 4 и штанга 5. Электродвигатель и планетарный редуктор привода кривошипа на рисунке не показаны. Для подачи смазки к трущимся деталям используется диафрагменный насос на основе кулачкового механизма, кулачок которого получает вращение от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1).

При движении штанги 5 из крайнего левого положения направо вначале происходит выборка зазора между штангой и подаваемой деталью, при которой сила сопротивления определяется только трением, возникающим в механизме, и может быть принята равной  $0,1Q_{\max}$ . Затем совершается процесс передвижения детали и сила сопротивления возрастает до  $Q_{\max}$  (верхняя линия графика рабочих сопротивлений). При движении штанги в обратном направлении происходит холостой ход и сила сопротивления равна  $0,1Q_{\max}$  (нижняя линия графика рабочих сопротивлений). Сила сопротивления  $Q$  всегда направлена в сторону, противоположную движению штанги.

Исходные данные к заданию 7 приведены в отдельной таблице.

## Задание 8. Поперечно-строгальный станок

Поперечно-строгальный станок предназначен для обработки плоских металлических поверхностей.

Основным механизмом таких станков является кривошипно-кулисный шестизвенник, состоящий из кривошипа 1, качающейся кулисы 3, ползунков (камней) 2 и 4, а также резцовой призмы (ползуна) 5. Электродвигатель и планетарный редуктор привода кривошипа 1 на рисунке не показаны. Для подачи смазки к трущимся деталям используется плунжерный насос с кулачковым приводом, где кулачок приводится в движение от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1).

При движении резцовой призмы слева направо происходит рабочий ход — обработка детали. Рабочие сопротивления при этом определяются на графике линиями, лежащими выше оси абсцисс: при резании  $Q_{\max}$ , при подводе и выбеге резца —  $0,1Q_{\max}$ . Движение резцовой призмы справа налево — холостой ход. Холостому ходу отвечает на графике рабочих сопротивлений линия, лежащая ниже оси абсцисс — эта нагрузка определяется только трением в направляющих и подшипниках



станка и она равна  $0,1Q_{\max}$ . Сила сопротивления  $Q$  направлена всегда в сторону, противоположную движению резцовой призмы.

И сходные данные к заданию 8 приведены в отдельной таблице.

### **Задание 9. Инерционный конвейер**

Назначение конвейера (см. таблицу с рисунком), последовательность рабочего процесса и возникающие рабочие сопротивления, описаны в пояснении к заданию 1.

Исходные данные к заданию 9 приведены в отдельной таблице.

### **Задание 10. Долбежный станок**

Долбежный станок (см. таблицу с рисунком) предназначен для долбления пазов и внутренних канавок в отверстиях деталей.

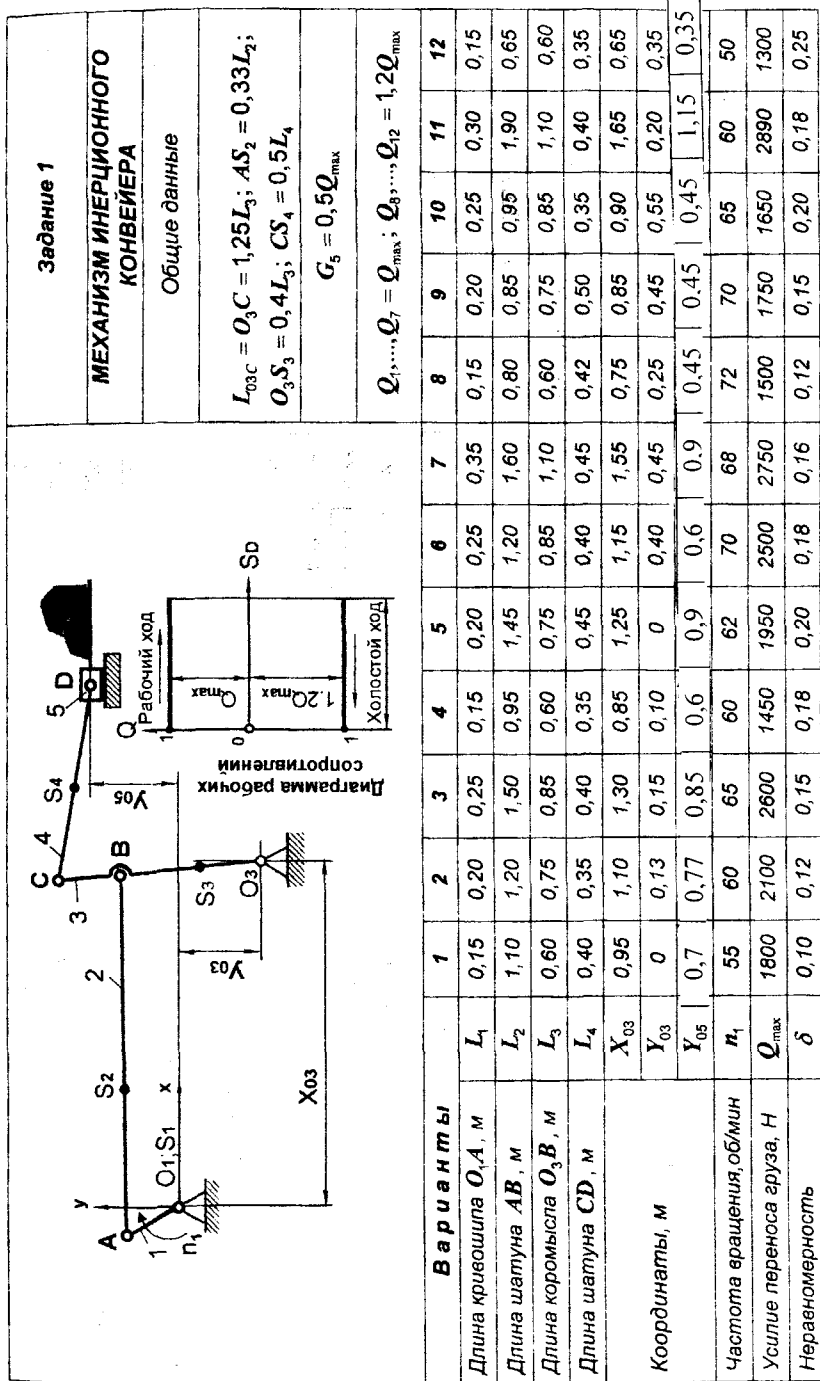
Для привода в движение резца используется шестизвенный кривошипно-кулисный механизм с качающейся кулисой, состоящий из кривошипа 1, камня 2, кулисы 3, шатуна 4 и ползуна 5. Привод кривошипа 1 включает в себя электродвигатель и планетарный редуктор (на рисунке не показаны). Для подачи смазки к деталям станка используется диафрагменный насос с кулачковым приводом, где кулачок приводится в движение от электродвигателя через пару зубчатых колес (см. рис. 1.1). Рабочее сопротивление при движении ползуна 5 сверху вниз определяется на рабочем ходу – силой трения  $0,1Q_{\max}$  (подвод резца к детали и выход из нее), а также усилием резания  $Q_{\max}$  (в пределах длины обрабатываемой детали); а при обратном движении (на холостом ходу) – силой трения  $0,1Q_{\max}$ . Сила сопротивления  $Q$  всегда направлена против скорости движения ползуна 5.

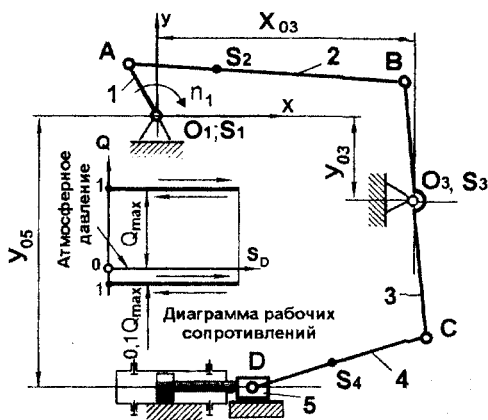
Исходные данные к заданию 10 приведены в отдельной таблице.

### **Задание 11. Инерционный конвейер**

Назначение конвейера (см. таблицу с рисунком), последовательность рабочего процесса и возникающие рабочие сопротивления, описаны в пояснении к заданию 1. В отличие от заданий 1 и 9, шарнирно-рычажный механизм в данном инерционном конвейере выполнен двухкривошипным.

Исходные данные к заданию 11 приведены в отдельной таблице.





### Задание 2

#### МЕХАНИЗМ НАСОСА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ

Общие данные

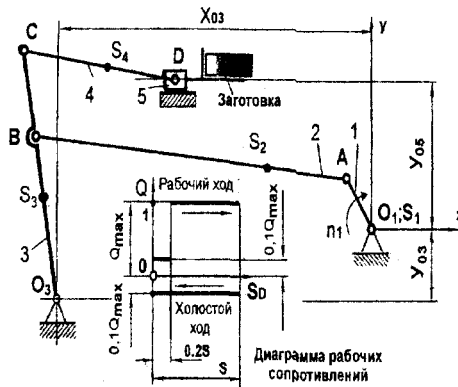
$$L_{O_3C} = O_3C = 1,25L_3; AS_2 = 0,33L_2;$$

$$CS_4 = 0,33L_4$$

$$G_5 = 60H$$

$$Q_1, \dots, Q_{12} = 1,1Q_{max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,10	0,13	0,17	0,12	0,15	0,18	0,23	0,10	0,13	0,17	0,20	0,10
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	0,73	0,80	1,00	0,63	0,97	0,80	1,06	0,54	0,56	0,63	1,25	0,43
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	0,40	0,50	0,55	0,48	0,50	0,60	0,75	0,40	0,50	0,55	0,75	0,40
Длина шатуна $CD$ , м	$L_4$	0,25	0,27	0,30	0,32	0,24	0,26	0,25	0,30	0,32	0,35	0,32	0,30
Координаты, м	$X_{O_3}$	0,63	0,73	0,87	0,56	0,83	0,78	1,03	0,52	0,58	0,65	1,10	0,43
	$Y_{O_3}$	0	0,08	0,10	0,07	0	0,27	0,30	0,17	0,32	0,37	0,13	0,23
	$Y_{O_5}$	0,50	0,72	0,82	0,60	0,60	0,97	1,20	0,72	0,92	1,00	1,05	0,73
Частота вращения, об/мин	$n_1$	380	325	300	430	400	280	250	360	380	350	330	500
Сила давления, Н	$Q_{max}$	2400	2800	3400	1900	2650	3300	2000	2250	2190	3100	3700	1800
Неравномерность	$\delta$	0,15	0,18	0,20	0,22	0,25	0,18	0,22	0,27	0,25	0,20	0,18	0,25



### Задание 3

#### МЕХАНИЗМ ШАГОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

Общие данные

$$L_{O_3C} = O_3C = 1,25L_3; AS_2 = 0,33L_2;$$

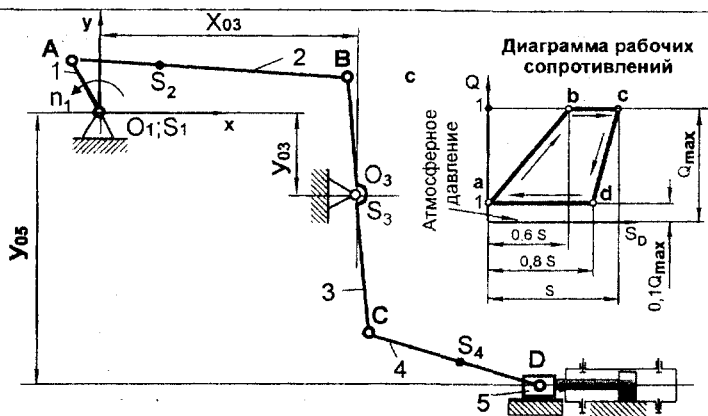
$$O_3S_3 = 0,4L_3; CS_4 = 0,5L_4$$

$$G_5 = 0,5Q_{max}$$

$$Q_1, \dots, Q_2 = 0,1Q_{max}; Q_3, \dots, Q_7 = Q_{max};$$

$$Q_8, \dots, Q_{12} = 0,1Q_{max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,30	0,40	0,50	0,30	0,40	0,50	0,70	0,30	0,40	0,50	0,60	0,30
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	2,20	2,40	3,00	1,90	2,90	2,40	3,20	1,60	1,70	1,90	3,80	1,30
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	1,20	1,50	1,70	1,20	1,50	1,70	2,20	1,20	1,50	1,70	2,20	1,20
Длина шатуна $CD$ , м	$L_4$	0,80	0,70	0,75	0,65	0,90	0,85	0,95	0,75	0,65	0,70	0,80	0,60
Координаты, м	$X_{O_3}$	1,90	2,20	2,60	1,70	2,50	2,35	3,10	1,55	1,75	1,95	3,30	1,30
	$Y_{O_3}$	0	0,25	0,30	0,20	0	0,80	0,90	0,50	0,95	1,10	0,40	0,70
	$Y_{O_5}$	1,60	1,75	1,90	1,40	2,00	1,40	2,00	1,10	2,05	1,10	2,50	0,90
Частота вращения, об/мин	$n_1$	38	32	30	45	40	28	25	35	38	35	33	50
Усилие перемещения, Н	$Q_{max}$	5400	6300	7800	4350	5000	7500	8200	4500	5200	4900	8400	3900
Неравномерность	$\delta$	0,40	0,42	0,45	0,50	0,52	0,55	0,60	0,48	0,52	0,50	0,40	0,38



## Задание 4

## МЕХАНИЗМ КОМПРЕССОРА

Общие данные

$$L_{O_3C} = O_3C = 1,25L_3; AS_2 = 0,33L_2;$$

$$CS_4 = 0,33L_4$$

$$G_5 = 60H$$

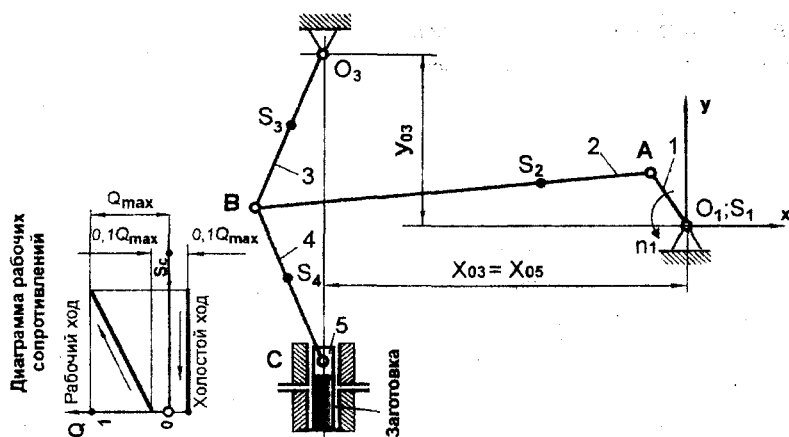
$$Q_1 = 0,1Q_{\max}; Q_2 = 0,2Q_{\max};$$

$$Q_3 = 0,5Q_{\max}; Q_4 = 0,9Q_{\max};$$

$$Q_5, \dots, Q_7 = Q_{\max}; Q_8 = -0,9Q_{\max};$$

$$Q_9 = -0,4Q_{\max}; Q_{10}, \dots, Q_{12} = -0,1Q_{\max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,07	0,10	0,13	0,08	0,11	0,12	0,17	0,09	0,12	0,13	0,15	0,07
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	0,55	0,50	0,75	0,48	0,75	0,60	0,80	0,40	0,45	0,48	0,95	0,32
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	0,30	0,38	0,42	0,30	0,38	0,42	0,56	0,30	0,38	0,42	0,56	0,30
Длина шатуна $CD$ , м	$L_4$	0,25	0,30	0,32	0,26	0,32	0,35	0,40	0,25	0,30	0,32	0,28	0,30
Координаты, м	$X_{O_3}$	0,48	0,55	0,65	0,43	0,63	0,58	0,78	0,37	0,42	0,48	0,82	0,32
	$Y_{O_3}$	0	0,06	0,08	0,05	0	0,20	0,23	0,12	0,23	0,27	0,10	0,17
	$Y_{O_5}$	0,40	0,56	0,63	0,45	0,50	0,55	1,00	0,52	0,73	0,82	0,85	0,57
Частота вращения, об/мин	$n_1$	500	550	575	600	625	650	675	700	575	600	625	610
Сила давления газа, Н	$Q_{\max}$	7200	8400	9000	6000	6500	7000	7500	8000	8200	6500	9000	9500
Неравномерность	$\delta$	0,15	0,20	0,25	0,22	0,18	0,16	0,22	0,25	0,28	0,22	0,20	0,18



## Задание 5

## МЕХАНИЗМ ПРЕССА

Общие данные

$$AS_2 = 0,33L_2; O_3S_3 = 0,33L_3;$$

$$BS_4 = 0,33L_4$$

$$G_5 = 0,6Q_{\max}$$

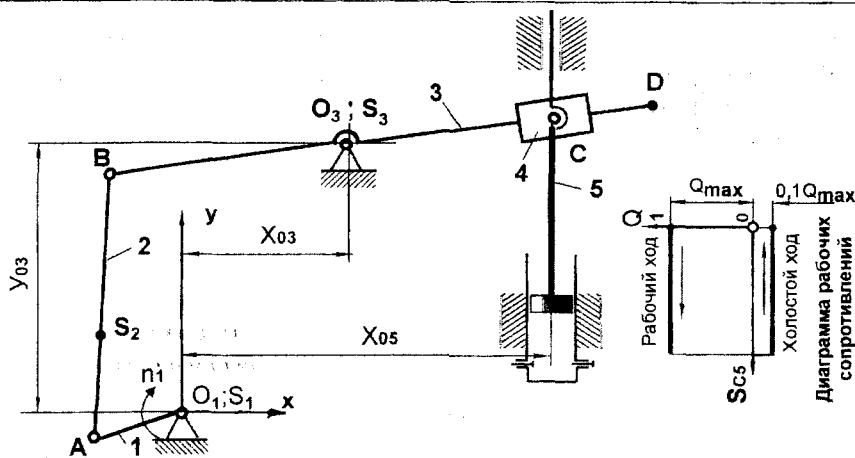
$$Q_1 = 0,1Q_{\max}; Q_2 = 0,15Q_{\max};$$

$$Q_3 = 0,2Q_{\max}; Q_4 = 0,35Q_{\max};$$

$$Q_5 = 0,5Q_{\max}; Q_6 = 0,7Q_{\max};$$

$$Q_7 = Q_{\max}; Q_8, \dots, Q_{12} = 0,1Q_{\max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,44	0,43	0,42	0,41	0,40	0,39	0,38	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	2,08	2,04	2,00	1,96	1,92	1,88	1,83	1,79	1,75	1,71	1,67	1,63
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	1,56	1,53	1,50	1,47	1,44	1,41	1,37	1,34	1,31	1,28	1,25	1,22
Длина шатуна $BC$ , м	$L_4$	1,56	1,53	1,50	1,47	1,44	1,41	1,37	1,34	1,31	1,28	1,25	1,22
Координаты, м	$X_{O_3}$	1,64	1,61	1,58	1,55	1,52	1,49	1,45	1,41	1,38	1,35	1,32	1,29
	$Y_{O_3}$	1,56	1,53	1,50	1,47	1,44	1,41	1,37	1,34	1,31	1,28	1,25	1,22
Частота вращения, об/мин	$n_1$	90	95	60	50	70	75	72	60	65	75	80	85
Рабочее усилие, Н	$Q_{\max}$	6000	5800	5500	5000	4800	4600	4500	4000	3800	3500	3200	3000
Неравномерность	$\delta$	0,20	0,18	0,20	0,16	0,15	0,12	0,10	0,12	0,14	0,18	0,15	0,12



**Задание 6**  
**МЕХАНИЗМ НАСОСА ПРОСТОГО ДЕЙСТВИЯ**

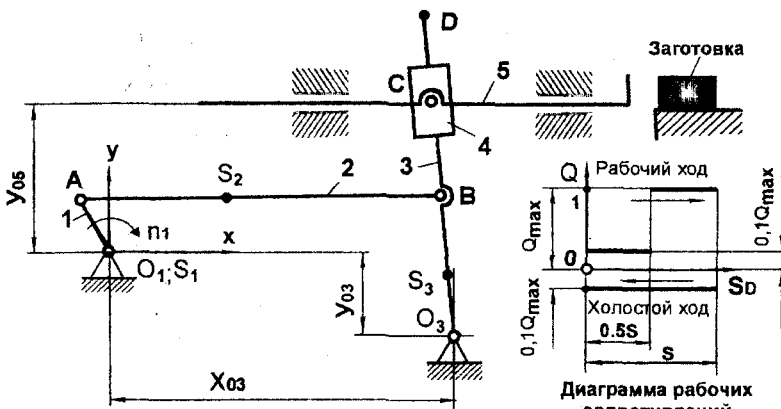
Общие данные

$$O_3D = 1,7L_3; AS_2 = 0,33L_2$$

$$G_5 = 300H$$

$$Q_1, \dots, Q_7 = Q_{\max}; Q_8, \dots, Q_{12} = 0,1Q_{\max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,51	0,50	0,48	0,47	0,46	0,44	0,42	0,41	0,40	0,38	0,37	0,35
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	2,14	2,09	2,02	1,96	1,90	1,84	1,78	1,72	1,66	1,59	1,54	1,47
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	1,51	1,48	1,43	1,38	1,35	1,30	1,25	1,22	1,17	1,12	1,09	1,04
Координаты, м	$X_{03}$	0,93	0,91	0,88	0,85	0,83	0,80	0,77	0,75	0,72	0,69	0,67	0,64
	$X_{05}$	1,86	1,82	1,76	1,7	1,66	1,6	1,54	1,5	1,44	1,38	1,34	1,28
	$Y_{03}$	2,10	2,04	1,98	1,92	1,86	1,80	1,74	1,68	1,62	1,56	1,50	1,44
Частота вращения, об/мин	$n_1$	90	95	100	105	110	115	120	125	130	140	145	150
Сила действия, Н	$Q_{\max}$	5000	4800	4600	4400	4200	4000	3800	360	3400	3200	3000	2800
Неравномерность	$\delta$	0,20	0,22	0,25	0,18	0,20	0,25	0,16	0,15	0,20	0,22	0,25	0,16



**Задание 7**

**МЕХАНИЗМ СТАЛКИВАТЕЛЯ**

Общие данные

$$O_3D = 1,3(Y_{03} + Y_{05}); AS_2 = 0,33L_2;$$

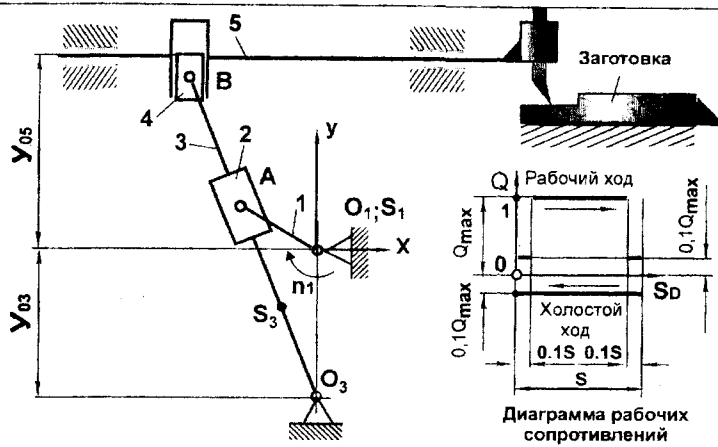
$$O_3S_3 = 0,33O_3D$$

$$G_5 = 0,3Q_{\max}$$

$$Q_1, \dots, Q_4 = 0,1Q_{\max}; Q_5, \dots, Q_7 = Q_{\max};$$

$$Q_8, \dots, Q_{12} = 0,1Q_{\max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,22	0,22	0,21	0,20	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,17	0,16	0,15
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	1,65	1,61	1,56	1,51	1,40	1,42	1,37	1,32	1,28	1,23	1,18	1,13
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	0,95	0,93	0,90	0,87	0,85	0,82	0,79	0,76	0,74	0,71	0,68	0,65
Координаты, м	$X_{03}$	1,59	1,55	1,50	1,46	1,41	1,37	1,32	1,27	1,23	1,18	1,14	1,09
	$Y_{03}$	0,48	0,46	0,45	0,44	0,42	0,41	0,40	0,38	0,37	0,35	0,34	0,33
	$Y_{05}$	0,95	0,93	0,9	0,87	0,85	0,82	0,80	0,76	0,74	0,71	0,68	0,65
Частота вращения, об/мин	$n_1$	20	22	25	28	30	32	30	28	26	24	22	20
Усилие сталкивания, Н	$Q_{\max}$	8000	7800	7600	7400	7200	7000	6800	6600	6400	6200	6000	5600
Неравномерность	$\delta$	0,20	0,21	0,22	0,24	0,25	0,20	0,22	0,24	0,25	0,30	0,25	0,22



**Задание 8**

**МЕХАНИЗМ ПОПЕРЕЧНО-СТРОГАЛЬНОГО СТАНКА**

Общие данные

$$O_3S_3 = 0,33L_3$$

$$G_5 = 0,8Q_{max}$$

$$Q_1 = 0,1Q_{max}; Q_2, \dots, Q_6 = Q_{max};$$

$$Q_7, \dots, Q_{12} = 0,1Q_{max}$$

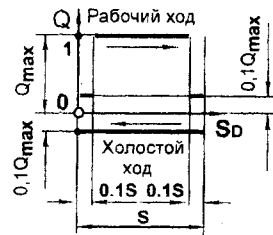


Диаграмма рабочих сопротивлений

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,15	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,12	0,13	0,11	0,12	0,11	0,10
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	0,93	0,90	0,87	0,84	0,81	0,78	0,75	0,72	0,69	0,66	0,63	0,60
Координаты, м	$Y_{03}$	0,47	0,45	0,44	0,42	0,41	0,39	0,38	0,36	0,35	0,33	0,32	0,30
	$Y_{05}$	0,43	0,42	0,41	0,39	0,38	0,36	0,35	0,34	0,32	0,31	0,29	0,28
Частота вращения, об/мин	$n_1$	40	42	45	48	50	52	40	42	45	48	50	52
Усилие сталкивания, Н	$Q_{max}$	6000	5800	5600	5400	5200	5000	4800	4600	4400	4200	4000	3800
Неравномерность	$\delta$	0,15	0,18	0,16	0,20	0,22	0,25	0,15	0,18	0,20	0,22	0,25	0,18

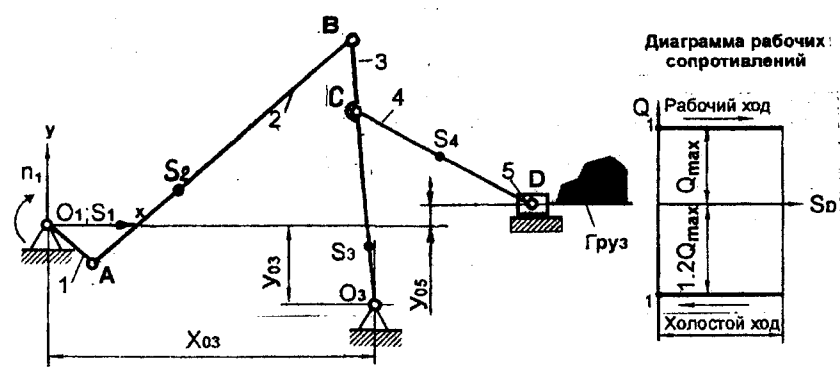
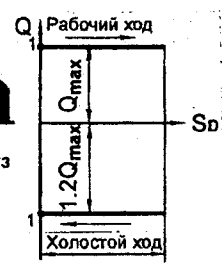


Диаграмма рабочих сопротивлений



**Задание 9**

**МЕХАНИЗМ ИНЕРЦИОННОГО КОНВЕЙЕРА**

Общие данные

$$L_{03C} = O_3C = 0,8L_3; AS_2 = 0,33L_2;$$

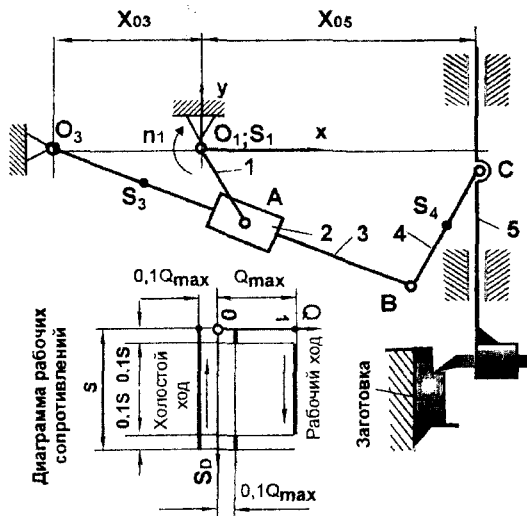
$$O_3S_3 = 0,33L_3; CS_4 = 0,5L_4$$

$$G_5 = 0,5Q_{max}$$

$$Q_1, \dots, Q_7 = 1Q_{max};$$

$$Q_8, \dots, Q_{12} = 1,25Q_{max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,18	0,13	0,25	0,17	0,20	0,26	0,18	0,36	0,27	0,20	0,36	0,17
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	0,80	0,63	1,56	1,04	0,95	1,26	0,92	1,62	1,20	1,25	1,48	0,82
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	0,74	0,53	1,40	0,93	0,80	1,05	0,82	1,48	1,10	1,12	1,64	0,89
Длина шатуна $CD$ , м	$L_4$	0,40	0,35	0,75	0,45	0,53	0,70	0,52	0,80	0,70	0,60	1,04	0,46
Координаты, м	$X_{03}$	0,73	0,54	1,35	0,90	0,81	1,08	0,82	1,46	1,10	1,08	1,64	0,70
	$Y_{03}$	0,40	0,20	0,57	0,38	0,30	0,40	0,40	0,80	0,60	0,46	0,82	0,26
	$Y_{05}$	0,13	0,18	0,47	0,31	0,27	0,36	0,20	0,26	0,20	0,37	0,38	0,24
Частота вращения, об/мин	$n_1$	70	65	62	50	55	75	65	60	50	75	62	80
Усилие сталкивания, Н	$Q_{max}$	2200	2100	1300	1500	1800	1200	1500	1300	2000	1750	1650	1550
Неравномерность	$\delta$	0,18	0,20	0,16	0,10	0,12	0,22	0,10	0,14	0,18	0,20	0,14	0,12



## Задание 10

МЕХАНИЗМ ДОЛБЕЖНОГО  
СТАНКА

Общие данные

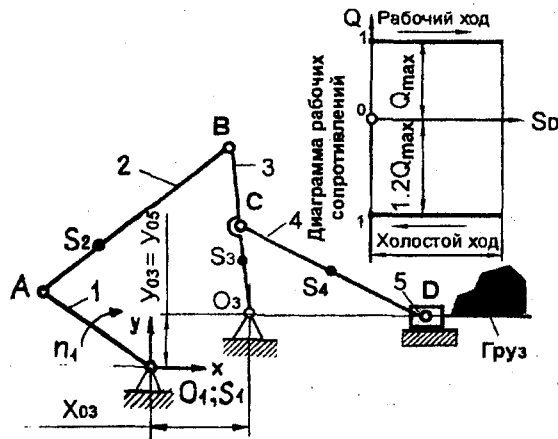
$$O_3S_3 = 0,33L_3; BS_4 = 0,33L_4$$

$$G_5 = 0,8Q_{\max}$$

$$Q_1 = 0,1Q_{\max}; Q_2, \dots, Q_6 = Q_{\max};$$

$$Q_7, \dots, Q_{12} = 0,1Q_{\max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,16	0,16	0,15	0,14	0,14	0,13	0,13	0,12	0,12	0,11	0,11	0,10
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	1,13	1,09	1,05	1,01	0,97	0,93	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,70
Координаты, м	$X_{O3}$	0,64	0,62	0,60	0,58	0,56	0,53	0,51	0,49	0,47	0,44	0,42	0,40
	$X_{O5}$	0,56	0,54	0,53	0,51	0,49	0,47	0,44	0,43	0,41	0,39	0,37	0,35
Частота вращения, об/мин	$n_1$	30	32	35	38	40	42	40	38	36	34	32	30
Усилие столкновения, Н	$Q_{\max}$	5000	4800	4600	4400	4200	4000	3800	3600	3400	3200	3000	2800
Неравномерность	$\delta$	0,20	0,22	0,25	0,22	0,26	0,24	0,20	0,28	0,30	0,25	0,22	0,20



## Задание 11

МЕХАНИЗМ ИНЕРЦИОННОГО  
КОНВЕЙЕРА

Общие данные

$$I_{O_3C} = O_3C = 0,8L_3; AS_2 = 0,33L_2;$$

$$O_3S_3 = 0,33L_3; CS_4 = 0,5L_4$$

$$G_5 = 0,5Q_{\max}$$

$$Q_1, \dots, Q_7 = Q_{\max}; Q_8, \dots, Q_{12} = 1,2Q_{\max}$$

Варианты		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Длина кривошипа $O_1A$ , м	$L_1$	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38
Длина шатуна $AB$ , м	$L_2$	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38
Длина коромысла $O_3B$ , м	$L_3$	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,28	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38
Длина шатуна $CD$ , м	$L_4$	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,3	1,40	1,50	1,60	1,70	1,80	1,90
Координаты, м	$X_{O3}$	0,048	0,054	0,060	0,066	0,072	0,078	0,084	0,090	0,096	0,102	0,108	0,114
	$Y_{O3}$	0,040	0,045	0,050	0,055	0,060	0,065	0,070	0,075	0,080	0,085	0,090	0,095
Частота вращения, об/мин	$n_1$	80	90	100	110	120	60	65	70	75	85	95	115
Усилие столкновения, Н	$Q_{\max}$	3000	3200	3500	3800	4000	4200	4500	4250	4100	3900	3700	3400
Неравномерность	$\delta$	0,10	0,12	0,14	0,15	0,10	0,12	0,10	0,18	0,15	0,16	0,17	0,13

## ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов., А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1998. – 496 с.
2. Механика машин: Учебное пособие для вузов/ И.И. Вульфсон, М.Л. Ерихов, М.З. Коловский. и др.; Под ред. Г.А. Смирнова. – М.: Высш. шк., 1996. – 511 с.
3. Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: Учебное пособие для вузов/ Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1999. – 351 с.
4. Теория механизмов и машин. Часть 1. Механизмы с низшими кинематическими парами: Учебное пособие для самостоятельной работы студентов/ В.И. Пожбелко, В.А. Буевич, В.А. Лившиц и др.; Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧПИ, 1988. – 79 с.
5. Пожбелко В.И., Буевич В.А., Лившиц В.А. Теория механизмов и машин. Часть 2. Механизмы с высшими кинематическими парами: Учебное пособие для самостоятельной работы студентов/ Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 86 с.
6. Теория механизмов и машин. Материалы для контроля самостоятельной работы студентов: Метод. указания /Сост.: В.И. Пожбелко, В.А. Лившиц, В.А. Буевич., Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: ЧГТУ, 1990. – 165 с.
7. Веницкий П.Г., Пермяков В.А., Колесников А.Л. Расчет маховика: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2000. – 39 с.
8. Артемьев М.Н., Ахметшин Н.И., Пожбелко В.И.. Многозвенные зубчатые механизмы: Учебное пособие/ Под ред. В.И. Пожбелко. – Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1996. – 113 с.
9. Пожбелко В.И., Артемьев М.Н., Лившиц В.А. Синтез рычажных механизмов: Учебное пособие/ Под ред. В.И. Пожбелко.– Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1996. – 58 с.
10. Кулачковые механизмы: Учебное пособие/ Н.И. Ахметшин, В.А. Пермяков, Н.Ф. Родиков, П.В. Пискаков; Под ред. Н.И. Ахметшина. – Изд-во Челябинск: ЧГТУ, 1996. – 69 с.
11. Пожбелко В.И., Ахметшин Н.И., Лившиц В.А. Методы решения задач синтеза механизмов. Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЧГТУ, 1993. – 94 с.
12. Динамический синтез кулачковых механизмов.: Метод. указания/ Сост.: В.А. Пермяков, Н.Ф. Родиков – Челябинск: ЧПИ, 1985. – 36 с.
13. Синтез эвольвентных зубчатых механизмов: Метод. указания/ Сост.: А.С. Гамова, Н.И. Ахметшин. – Челябинск: ЧПИ, 1984. – 44 с.



<b>ЗАДАЧИ И ОБЪЕМ КУРСОВОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН .....</b>	<b>3</b>
<b>1. СОДЕРЖАНИЕ И МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА</b>	
1.1. Структурная схема проектируемого машинного агрегата ...	4
1.2. Синтез и анализ шарнирно-рычажного механизма .....	6
1.3. Расчет маховой массы машины .....	8
1.4. Синтез и анализ кулачкового механизма .....	8
1.5. Синтез и анализ зубчатых механизмов .....	9
1.6. Расчет потребной мощности двигателя .....	10
1.7. Оформление кинематической схемы машинного агрегата .....	11
<b>2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЛОСКИХ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ</b>	
2.1. Определение крайних и промежуточных положений проектируемого механизма .....	13
2.2. Построение диаграммы относительных параметров и проверка работоспособности проектируемого механизма .....	14
2.3. Краткие сведения по структуре механизмов .....	18
2.4. Краткие сведения по кинематическому анализу механизмов .....	20
2.5. Краткие сведения по силовому расчету .....	24
2.6. Анализ движения машинного агрегата и расчет маховика... 27	27
<b>3. СИНТЕЗ И АНАЛИЗ ПЛОСКИХ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ НА ЭВМ</b>	
3.1. Общие положения .....	32
3.2. Подготовка исходных данных .....	34
3.3. Работа с программой .....	37
3.4. Результаты анализа механизма на ЭВМ .....	39

3.5. Сравнение результатов графоаналитического и компьютерного расчетов .....	41
<b>4. ПОРЯДОК ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ПЛОСКИХ ШАРНИРНО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ</b>	
4.1. Структурный анализ механизмов .....	43
4.2. Кинематический анализ механизмов .....	45
4.3. Силовой расчет механизмов .....	51
4.4. Построение диаграммы энергомасс. Расчет маховика .....	55
<b>5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА</b>	
5.1. Оформление чертежей .....	60
5.2. Оформление расчетно-пояснительной записки .....	61
<b>6. ОБРАЗЦЫ ОФОРМЛЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА И ТИПОВЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ ЗАЩИТЫ И САМОПОДГОТОВКИ</b>	
6.1. Фрагмент расчетно-пояснительной записки и типовые образцы 1-го и 2-го листов курсового проекта .....	64
6.2. Вопросы для самоподготовки и защиты 1-го листа курсового проекта .....	85
6.3. Вопросы для самоподготовки и защиты 2-го листа курсового проекта .....	87
<b>7. ТИПОВЫЕ ЗАДАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ</b> .....	89
<b>ЛИТЕРАТУРА</b> .....	106

Техн.редактор *А.В. Миних*

Издательство Южно-Уральского государственного университета

---

ИД № 00200 от 28.09.99. Подписано в печать 17.03.2003. Формат 60x84 1/16.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 6,28. Уч.-изд. л. 7,07. Тираж 500 экз. Заказ 47/43. Цена С.

---

Группа МЭНП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.