



Министерство науки и высшего образования
Российской Федерации

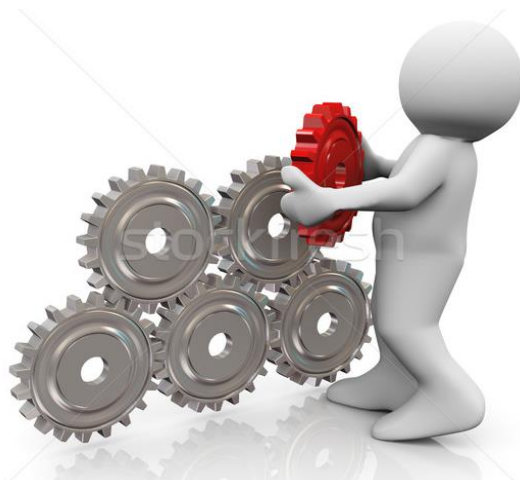
Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего образования
«Санкт-Петербургский государственный университет
промышленных технологий и дизайна»

Кафедра машиноведения

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Контрольная работа и курсовой проект

*Практикум для студентов направления подготовки
15.03.02 – Технологические машины и оборудование профилей:
«Компьютерный инжиниринг лифтового оборудования»,
«Компьютерный инжиниринг технологических машин»
(всех форм обучения)*



Составитель
И. А. ШАРАПИН

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2023

Утверждено
на заседании кафедры
машиноведения
15 февраля 2023 г.,
протокол № 2

Рецензент В. В. Васильева

Практикум содержат материалы по отдельным разделам программы изучения курса ТММ: структуре пространственных рычажных механизмов и кинематическому анализу сложных зубчатых механизмов. К каждой рассматриваемой теме предлагается практическое задание. Наличие вариантов заданий с рекомендациями по их выполнению и примеры выполненных работ позволяют использовать практикум для организации учебной работы.

Для самостоятельного выбора варианта контрольной и курсовой работ в задания включены 10 вариантов схем механизмов; к каждой схеме приложены 10 вариантов числовых данных. В приложении даны варианты выполнения графической части курсового проекта – листы формата А1.

Предназначены для студентов всех форм подготовки, обучающихся в первую очередь по направлению 15.03.02 – Технологические машины и оборудование.

Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве практикума

Учебное электронное издание сетевого распространения
Издано в авторской редакции

Системные требования:
электронное устройство с программным обеспечением
для воспроизведения файлов формата PDF

Режим доступа: http://publish.sutd.ru/tp_get_file.php?id=2023240, по паролю. –
Загл. с экрана.

Дата подписания к использованию 14.12.2023 г. Рег. № 240/23

ФГБОУВО «СПбГУПТД»
Юридический и почтовый адрес: 191186, Санкт-Петербург,
ул. Большая Морская, 18.
<http://sutd.ru>

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	4
Часть 1. Контрольная работа. Структурный и кинематический анализ механизмов.....	4
Раздел 1	6
Раздел 2.....	13
Часть 2. Курсовой проект. Анализ и синтез плоских механизмов.....	33
Вопросы для самоконтроля по курсу «Теория механизмов и машин»	72
Заключение.....	74
Библиографический список.....	74
Приложение А. Структура механизмов. Кинематические пары и их классификация.....	76
Приложение Б. Пространственные системы координат перемещения схвата манипулятора	86
Приложение В. Кулачковые механизмы. Общие сведения	101
Основные определения и обозначения в кулачковых механизмах.....	106
Структура закона движения и безразмерные характеристики	110
Свойства безразмерных характеристик	115
Синтез закона перемещения толкателя.....	118
Синтез профиля кулачка для различных видов кулачковых механизмов.....	125
Аналитический метод построения профиля кулачка для различных видов кулачковых механизмов	132
Графоаналитический метод определения углов давления для различных типов кулачковых механизмов	136
Определение основных размеров кулачка исходя из условий ограничений угла давления	142
Приложение Г. Пример выбора задания для контрольной работы и курсового проекта и бланки для оформления	155
Приложение Д. Результаты расчета параметров кулачка на ПК и примеры оформления графической части курсового проекта	162

ВВЕДЕНИЕ

При изучении дисциплины «Теория механизмов и машин» помимо лекционных занятий студентам предлагается выполнение определенного количества самостоятельных работ и курсовое проектирование.

Представленные материалы позволят студентам заочной формы обучения самостоятельно (в соответствии с шифром зачетной книжки) выполнить оригинальную контрольную работу – две задачи на предложенные темы (**часть I** на с. 4), а также выбрать задание и числовые данные к нему для выполнения курсового проекта (**часть 2** на с. 33).

Для самостоятельной проработки предложенных тем в *приложениях А, Б, В* даны необходимые методические материалы. Сформулированное условие индивидуального задания (пример) для выполнения работы представлено в *приложении Г*. Вопросы для самоконтроля по курсу ТММ – на с. 72 – 73.

Приложения А и Б содержат иллюстрации видов и классов кинематических пар, общие сведения о конструкциях манипуляторов, областях их применения. В *приложении В* приведены методы исследования кулачковых механизмов (структура закона движения толкателя, синтез оптимального профиля кулачка с применением аппарата безразмерных характеристических функций, определение допустимых величин углов давления, примеры расчетов).

В *приложении Г* представлен пример выбора варианта задания, подлежащего выполнению в качестве контрольной работы и курсового проекта по дисциплине (с. 155).

В *приложении Д* представлена распечатка расчетов кулачка с ПК (ЭВМ) и примеры оформления графической части курсового проекта.

Выполнению курсового проекта должно предшествовать тщательное ознакомление с требованиями к работе и ее содержанию. Для этого рекомендуется посещение занятий по расписанию сессии, а также самостоятельная работа с литературой, представленной в списке (с. 74). С содержанием дисциплины, ее месте в учебном процесс и т. д. можно ознакомиться на сайте *; с методическими рекомендациями к выполнению курсового проекта – на сайте **.

ЧАСТЬ 1

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Контрольная работа состоит из двух заданий (*задачи 1 и 2*), в первой из которых проводится структурный анализ схемы пространственного механизма манипулятора (промышленного робота), а во второй выполняется кинематический анализ сложного зубчатого механизма.

* <http://tpm.sutd.ru/docs/tmm/tmm.pdf>

** http://tpm.sutd.ru/docs/tmm/metodi/tmm_zo.pdf

Выбор варианта заданий 1 и 2

Шифром, по которому выбирается тот или иной вариант контрольной работы, является номер зачетной книжки (студенческого билета). Схему задания (вариант) следует выбирать по **последней** цифре шифра, вариант числовых значений определяется из таблицы данных по **предпоследней** цифре шифра.

Цифра «0» в шифре соответствует цифре «10» варианта работы (с. 24).

Оформление работы

1. Контрольная работа выполняется на листах белой бумаги формата А4 (односторонняя печать). Её оформление – в соответствии с требованиями ГОСТ 7.32-2001 с изменениями от 01.12.2005 г.

2. Титульный лист работы должен соответствовать образцу, приведённому в *приложении Г*. На титуле указывают номер контрольной работы, название дисциплины, тему контрольной работы, фамилию и инициалы студента.

3. Там же четко указывают свой полный шифр; на последней странице всей работы – полное наименование литературных источников, их авторов, года издания, по которым выполнялась контрольная работа. Все страницы работы следует пронумеровать.

4. Решение каждого задания начинается на новой странице. Условие задания полностью переносится в текст работы вместе с полученным рисунком и числовыми данными из таблицы. Далее пишется заголовок «Решение задания» и ниже выполняется все, что требуется для его решения.

5. Для записи возможных замечаний по работе вдоль любой боковой стороны листов её текста следует оставлять поле шириной 25 – 30 мм.

6. В конце работы ставятся дата её выполнения и подпись исполнителя.

Исправление ошибок в контрольной работе после рецензирования выполняется на оставшихся свободных листах той же работы. При этом необходимо представить подробные пояснения по замечаниям, сделанным рецензентом.

На защите контрольной работы, проводимой до сдачи зачета (экзамена), студент должен показать хорошие знания по материалам (тематике) выполненной работы и умение самостоятельно решать подобные задачи.

При составлении данного сборника заданий за основу были взяты «Методические указания и задания для контрольных работ и курсового проекта» по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов-заочников высших учебных заведений инженерно-технических специальностей, выпущенные издательством «Высшая школа» в 1997 г.

РАЗДЕЛ 1

Основные понятия и определения

Машина – (от древнегреческого μηχανή – «двигать») – устройство, создаваемое человеком и предназначенное для осуществления механических движений и силовых воздействий в целях выполнения технологических (технологические машины) и транспортных операций (транспортные машины), а также преобразования материалов, энергии и информации (энергетические и информационные машины).

Технологические машины – ткацкий станок, прядильная и швейная машины и т. д.;

транспортные машины – трамвай, троллейбус, автобус и т. д.;

энергетические машины – ДВС, ГТД, авиационная турбина и т. д.;

информационные машины – арифмометр, калькулятор, ЭВМ, телефон и т. д.

Первая механическая счетная машина сконструирована в 1642 г. (в его 19 лет) Блезом Паскалем. Подобное вычислительное устройство, работающее по *заданной программе*, изобретено английским математиком Чарльзом Бэббиджем в 1834 г.

Электрическая машина может быть электродвигателем, преобразующим электрическую энергию в механическую, или, наоборот, – генератором.

Машина состоит из взаимосвязанных функциональных частей. Функциональная схема такой машины включает в себя (в виде цепочки) двигатель, передаточный и исполнительный механизмы (*рис. 1.1*). Двигатель и передаточный механизм составляют привод машины. Передаточный и исполнительный механизмы – рабочую машину (по Л. Эйлеру).

Конструктивно машина состоит из деталей, узлов и агрегатов.

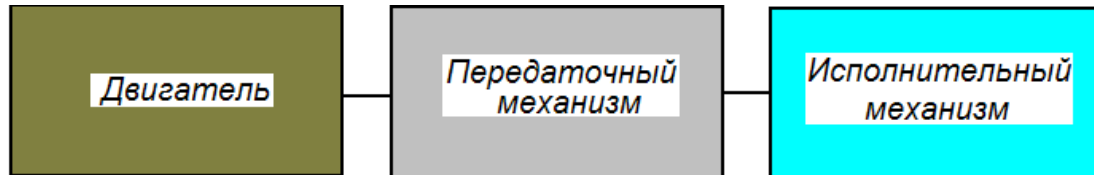


Рис. 1.1. Функциональная схема машины

Механизм – часть машины – совокупность подвижных звеньев, в которой движение одних звеньев преобразуется в заданное движение других звеньев.

Звено – твердое тело или совокупность твёрдых тел (отдельных деталей), жестко связанных между собой.

Деталь – простейшая часть механизма, изготовленная без применения сборочных операций.

Кинематическая пара (КП) – подвижное соединение двух (или нескольких) звеньев. Для всех КП необходим постоянный контакт между их элементами, это достигается либо с помощью определённых усилий, либо приданием элементам определённой геометрической формы.

По количеству связей, наложенных на относительное движение звеньев, все КП подразделяются на 5 основных классов – см. *приложение А*.

Кинематический элемент (КЭ) – точка, линия или поверхность, по которой происходит контакт звеньев КП.

По виду *кинематического элемента* (КЭ) КП делятся на высшие и низшие.

Кинематическая цепь (КЦ) – последовательность звеньев, соединенных посредством кинематических пар (КП). Конфигурация звеньев может быть разнообразной (рис. 1.2).

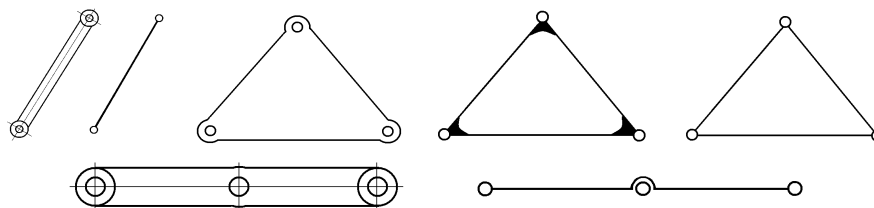


Рис. 1.2. Виды звеньев

В открытой КЦ звенья входят только в одну КП (рис. 1.3, а). В замкнутой КЦ звенья входят хотя бы в две КП (рис. 1.3, б). Если звено входит больше, чем в две КП, КЦ называется сложной (рис. 1.3, в). Все эти цепи относят к *плоским*. Пространственная КЦ (рис. 1.3, г) обеспечивает движение звеньев в пространстве; от предыдущих отличается наличием в своем составе высших пар.

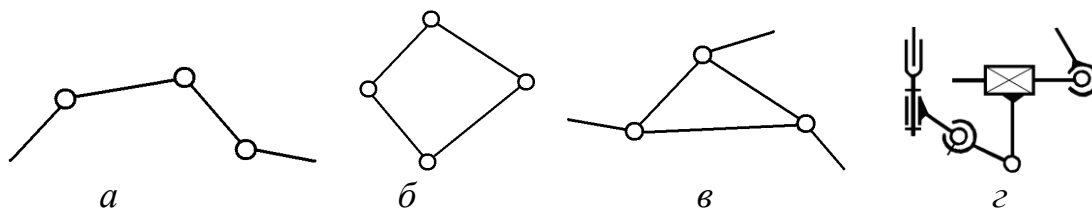


Рис. 1.3. Виды КЦ

Механизм, таким образом, можно представить как замкнутую КЦ, у которой одно звено обращено в неподвижное (стойку), а остальные звенья перемещаются строго определенным образом (рис. 1.4).

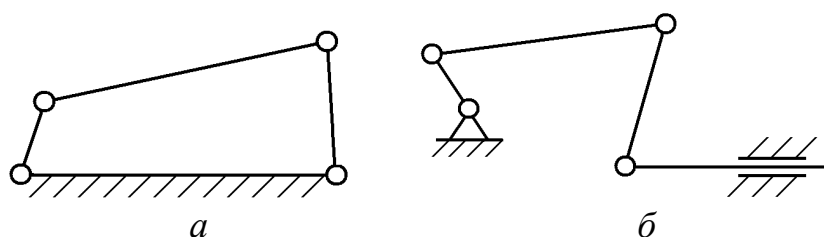


Рис. 1.4. Виды механизмов

Степень подвижности КЦ, из которой образован механизм, должна быть равна числу одновременно входных (ведущих) звеньев. Входное звено – звено, которому как-либо извне задаётся движение. Для механизма на рис. 1.4, а запишем

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1;$$

для механизма на рис. 1.4, б запишем

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2.$$

Указания к выполнению задания 1

Дана некоторая схема манипулятора.

Следует определить количество степеней подвижности руки (схвата) манипулятора (W), а также пространственную (m) и базовую (m_6) маневренности схвата. Сделать выводы о работоспособности (функциональности) рассмотренной схемы. При необходимости (полученный вариант неработоспособен) предложить способы ее усовершенствования.

Манипулятор – механическое устройство, близкое по своей структуре и функциям к руке человека, способное выполнять сложные перемещения различных объектов в трехмерном пространстве. Манипулятор имеет, как правило, открытую кинематическую цепь.

Одними из основных этапов проектирования манипуляторов являются структурный анализ и синтез его кинематической цепи, в результате которого выбирается рациональная схема механизма и задаются его определенные кинематические свойства. Предлагаемое задание дает возможность усвоить и практически закрепить понятия и термины, положенные в основу структурного анализа (синтеза) механизмов манипуляторов.

О степени подвижности кинематической цепи

В пространстве каждое не ограниченное в движениях (свободное) тело имеет 6 степеней свободы ($H = 6$); k звеньев будут иметь $6k$ степеней свободы.

Обозначим H – степень свободы КЦ, тогда

$$H = \sum V - \sum S = 6k - \sum S,$$

где $\sum V$ – суммарное число степеней свободы несвязанных звеньев КЦ;

$\sum S$ – сумма связей всех звеньев КЦ.

После подстановок получим

$$H = 6k - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - 1p_1.$$

Здесь p_1 – число КП I-го класса, $1p_1$ – число связей в механизме для всех КП I-го класса, $2p_2$ – число связей в механизме для всех КП 2-го класса, $3p_3$ – число связей в механизме для всех КП 3-го класса, $4p_4$ – число связей в механизме для всех КП 4-го класса, $5p_5$ – число связей в механизме для всех КП 5-го класса.

Степенью подвижности (W) КЦ принято называть число степеней свободы цепи относительно звена, принятого за неподвижное – *стойку*. Обозначим число подвижных звеньев как $n = k - 1$, тогда структурная формула кинематической цепи общего вида определится из выражения (формула Сомова-Малышева)

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - 1p_1. \quad (1.1)$$

Если аналогичные рассуждения провести для плоских КЦ, то получим структурную формулу для плоской кинематической цепи

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4. \quad (1.2)$$

Эта формула впервые была предложена П. Л. Чебышевым.

Общее число степеней подвижности манипулятора складывается из подвижности устройства для позиционирования и устройства ориентации детали.

Менее шести степеней подвижности манипулятору достаточно иметь при симметрии перемещаемой детали, например, при захвате предмета, являющегося телом вращения.

Для работы с объектами, произвольно ориентированными в пространстве, манипулятору достаточно *шести степеней* подвижности. В этом случае возможно произвольное позиционирование центра тяжести детали и ее ориентация в некоторой области трехмерного пространства. Такой подвижностью обычно довольствуются в конструкциях самых сложных манипуляторов.

Механическая рука, обладающая семью степенями подвижности, в сочетании с движением схватывания становится механизмом, способным во многих случаях выполнять функции руки человека.

Подвижности, имеющиеся у руки человека (без учета подвижности пальцев), можно обеспечить (в первом приближении) с помощью пространственной цепи, приведенной на *рис. 1.5*. Рука имеет в плече и запястье сферические вращательные пары III класса (сферические шарниры), в локте – вращательную пару V класса (плоский шарнир). Используя для оценки подвижности руки человека формулу (1.1), без учета движения кисти (фаланг и пальцев руки), получим $W = 7$; с учетом работы механизма схвата $W = 8$; с учетом подвижности всех звеньев и в самой кисти (в том числе фаланг и пальцев руки) получим $W = 27$ – при неподвижном корпусе человека.

Этот результат достигается, в частности, тем, что скелет руки человека состоит из 30 костей, из которых 26 образуют кисть. Средний вес одной человеческой руки составляет около 7 кг. Моторика руки уникальна. Ее строение позволяет перемещать предметы в пространстве несколькими способами*.

Опыт работы с неориентированными объектами показывает, что манипулятор должен иметь не менее 7 степеней подвижности. Три степени необходимы для перемещения инструмента в любую точку зоны обслуживания, еще три – для ориентации инструмента, например, электрододержателя, краскопульта и т. д. И, как минимум, одна степень свободы должна быть у схвата.

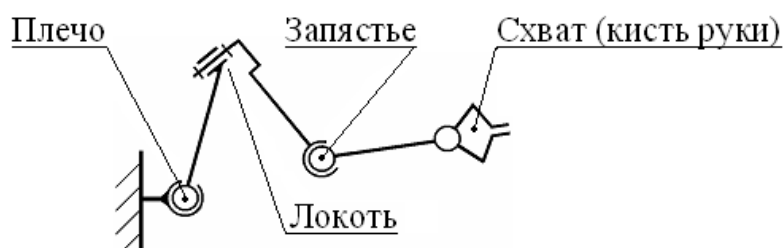


Рис. 1.5. Пространственная кинематическая цепь – аналог руки человека

* <https://ru.wikipedia.org/wiki/Рука>

Каждая степень подвижности управляется индивидуальным приводом; в результате их работы исполнительный орган (схват) получает вполне определенное направленное движение.

Большинство универсальных манипуляторов имеют (без учета движения схватывания) пять-шесть степеней подвижности и маневренность (см. ниже), равную нулю. Численность парка манипуляторов с $W > 7$ в настоящее время (на вторую половину 10–20-х годов XXI в.) составляла не более 10 %.

В целях упрощения всей работы в отдельных случаях удобно применять раздельное управление каждым движением (приводом). Однако при работе с предметами, образующими кинематическую связь с неподвижным объектом, шести степеней подвижности при раздельном управлении может оказаться недостаточно. *Например:* требуется вставить болт K в резьбовое отверстие и завернуть этот болт (рис. 1.6).

В таких случаях для выполнения заданной ориентации предмета и выполнения всей операции необходимо использовать сложную комбинацию из шести движений или оснастить манипулятор дополнительными подвижными звеньями с приводом (дополнительное вращение – ротацию, звенья переменной длины и т. д.) – рис. 1.7. Эти приводы будут включаться только в случае необходимости, в связи с чем вводится понятие *маневренности* манипулятора.

Маневренность манипулятора определяется таким количеством степеней свобод движения, которое дает возможность манипулировать звеньями при жестком соединении губок схвата с неподвижным предметом.

Различают *пространственную* (общую) – m – и *базовую* – m_6 – маневренности, определяемые по формулам

$$m = \sum f_{\text{пр}} - 6 = W - 6; \quad (1.3)$$

$$m_6 = \sum f_6 - 3. \quad (1.4)$$

Они изначально были предложены профессором Латвийского университета (г. Рига) О. Г. Озолем (1914 – 1976).

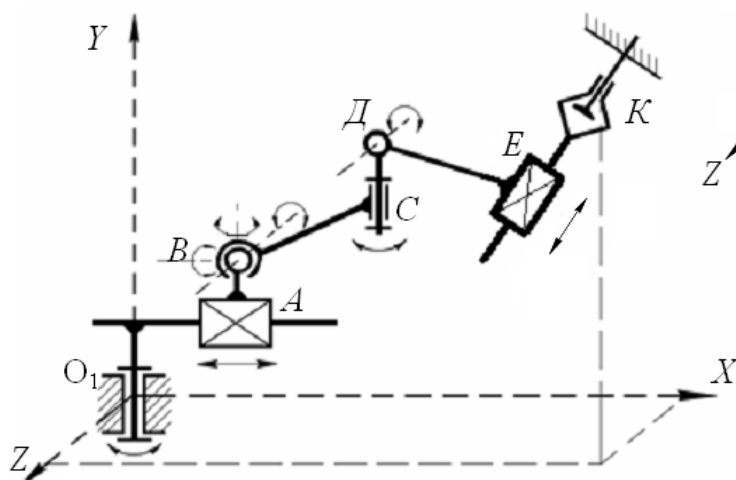


Рис. 1.6. Схема пространственной кинематической цепи манипулятора

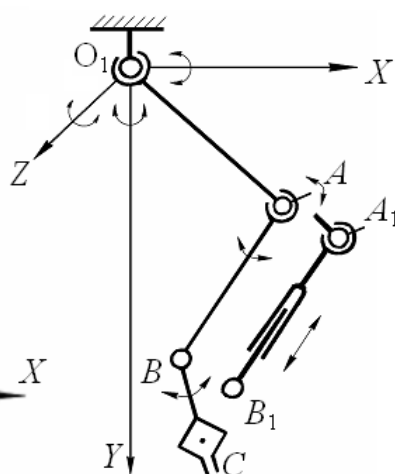


Рис. 1.7. Манипулятор с дополнительными подвижными звеньями

Здесь $\Sigma f_{\text{пр}}$ – сумма свобод движения всех кинематических пар, обеспечивающих *пространственную* ориентацию схвата (общее число свобод = W);

Σf_6 – сумма свобод движения кинематических пар, обеспечивающих движение звеньев *в базовой плоскости* (например, в плоскости YO_1X – рис. 1.6) при неподвижном схвате.

Маневренность манипулятора (базовая) определяется таким количеством свобод движения, которые позволяют манипулировать звеньями *в базовой плоскости* (например, в плоскости YO_1X) при жестком соединении губок схвата с неподвижным предметом. При этом возможны следующие варианты:

1. Если $m > 0$ и $m_6 > 0$, причем $m = m_6$, то манипулятор обладает маневренностью только в базовой плоскости и способен на произвольную ориентацию схвата в пространстве в пределах конструктивных параметров схемы.

2. Если $m > 0$ и $m_6 > 0$, причем $m < m_6$, то манипулятор обладает маневренностью в базовой плоскости, но имеет ограниченную общую маневренность и не способен обеспечить ряд положений схвата в пространстве. В этом случае необходимо изменить ориентацию носителя – основания манипулятора (подвижного и неподвижного).

3. Если $m > 0$ и $m_6 > 0$, причем $m > m_6$, то манипулятор наиболее универсален, он обладает маневренностью как в базовой плоскости, так и в пространстве и способен работать при неподвижном схвате.

4. Если $m \leq 0$ и $m_6 \leq 0$, то манипулятор способен выполнить ограниченные перемещения как в плоскости, так и в пространстве, но не способен работать с объектами, кинематически связанными с неподвижной базой, так как схема манипулятора в этом случае теряет всякую подвижность и превращается в жесткую ферму.

Во всех остальных случаях по показателям маневренности манипулятор своих функций не выполняет.

Повышенная маневренность увеличивает возможность выполнения сложных операций с объектом манипулирования наиболее рациональным путем при наличии препятствий в рабочей зоне, однако усложняет задачу управления таким манипулятором, поскольку приводит к неоднозначному решению задачи определения движения схвата.

Примечание. Выбор вида и комбинаций кинематических пар привода механической руки является компромиссным решением между различными требованиями, предъявляемыми к манипулятору.

В зависимости от назначения и вида роботов-манипуляторов их движения удобно рассматривать в той или иной системе координат. Прямоугольная система координат (рабочая зона – параллелепипед) в устройствах позиционирования применяется в схемах специализированных роботов, выполняющих технологические операции, в частности сборочные. Здесь существенное значение имеет простота полного движения, представленного его составляющими по ко-

ординатам (*приложение А*), а также простота реализации этого движения (например, пневматикой).

Наибольшее распространение среди промышленных роботов, созданных для целей транспортировки, получили конструкции в цилиндрических координатных осях (рабочая зона – цилиндрический сегмент).

Сферическая система позиционирования (рабочая зона – сферический сегмент) позволяет сочетать компактность и повышенную жесткость, допускающие высокие динамические нагрузки.

Пример 1. На *рис. 1.6* приведена кинематическая схема манипулятора, содержащая шесть подвижных звеньев, образующих пять кинематических пар пятого класса (вращательные – $O_1, C, Д$; поступательные – A и E) и сферическую трехподвижную пару B .

1. Для рассматриваемой схемы имеем $n = 6$, $p_5 = 5$ и $p_3 = 1$. В этом случае количество свобод движения манипулятора составит

$$W = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 5 - 3 \cdot 1 = 8.$$

2. Маневренность манипулятора в пространстве при неподвижном схвате (количество подвижных звеньев примем равным $n - 1$)

$$m = \sum f_{np} - 6 = (1p_5 + 3p_3) - 6 = (1 \cdot 5 + 3 \cdot 1) - 6 = W - 6 = 8 - 6 = 2.$$

3. Маневренность манипулятора в базовой плоскости (например, в плоскости YO_1X) при неподвижном схвате будет обеспечиваться подвижностью кинематических пар $A, Д, E$ и одним из трех вращений сферической пары B .

$$m_6 = \sum f_6 - 3 = 4 - 3 = 1.$$

4. Исследование структуры манипулятора дает основание сделать вывод о том, что при $m = 2$ и $m_6 = 1$ манипулятор обладает маневренностью в пространстве и способен работать при неподвижном схвате (вариант 3 на *с. 11*).

Пример 2. Для трехзвенной цепи манипулятора, приведенной на *рис. 1.7*, звенья которого соединены парами третьего (O_1), четвертого (A) и пятого (B) классов, выполним следующие вычисления:

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 6;$$

$$m = (1p_5 + 2p_4 + 3p_3) - 6 = (1 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 1) - 6 = W - 6 = 0;$$

$$m_6 = 3 - 3 = 0.$$

Таким образом, данный манипулятор способен ориентировать схват C в рабочем объеме, но не способен работать с предметами, кинематически связанными с неподвижными объектами (вариант 4 на *с. 11*).

Введение в цепь звена A_1B_1 переменной длины (дополнительная кинематическая пара E – телескопический разъем со своим приводом) дает возможность повысить маневренность этого манипулятора, выполнять более сложные движения в ограниченном рабочем объеме, уменьшить энергозатраты при перемещении объекта из одной точки в другую при наличии препятствий в зоне обслуживания (вариант 1 на *с. 11*).

В этом случае $W = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 7$;

$$m = (1p_5 + 2p_4 + 3p_3) - 6 = (1 \cdot 2 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 1) - 6 = W - 6 = 1; \quad m_6 = 4 - 3 = 1.$$

РАЗДЕЛ 2

Указания к выполнению задания 2

Дана схема сложного зубчатого механизма (СЗМ). Следует определить его основные кинематические параметры на основе данных, указанных в *табл. 2.1*.

О работоспособности зубчатых механизмов с неподвижными осями

Кинематическое исследование зубчатых механизмов заключается в определении угловых скоростей и ускорений зубчатых колес, а также линейных скоростей и ускорений отдельных точек звеньев механизмов. Эти задачи могут решаться аналитическим или графическим методами.

Кинематический анализ любого, в том числе зубчатого механизма любой сложности, следует начинать с определения работоспособности данного механизма. Критерием работоспособности здесь является показатель его *подвижности*. Степень подвижности кинематических цепей, из которых образован механизм, равна числу его входных (ведущих) звеньев. Для определения степени подвижности плоского зубчатого механизма относительно неподвижного звена, называемого стойкой, воспользуемся формулой (1.2)

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4,$$

где $3n$ – общее число степеней свободы в плоскости для n подвижных звеньев механизма;

$2p_5$ – общее число условий связи, налагаемое в плоскости на p_5 – число кинематических пар пятого класса (одноподвижных); здесь p_5 трактуется как схематическое количество подшипниковых опор всей кинематической цепи;

$1p_4$ – общее число условий связи, налагаемое в плоскости на p_4 – число кинематических пар четвертого класса (двухподвижных); здесь p_4 трактуется как общее число всех зацеплений исследуемой кинематической цепи.

Для получения достоверного результата каждое подвижное звено *условно* считается опирающимся на одну опору.

Зубчатые механизмы с неподвижными осями колес всегда имеют степень подвижности $W = 1$.

Для последовательного рядового зубчатого механизма, представленного на *рис. 2.1*, запишем

$$\begin{aligned} n &= 3; \quad p_5 = 3; \quad p_4 = 2; \\ W &= 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 \cdot 2 = 1. \end{aligned}$$

Для последовательного ступенчатого зубчатого механизма, представленного на *рис. 2.2*, запишем

$$\begin{aligned} n &= 4; \quad p_5 = 4; \quad p_4 = 3; \\ W &= 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 3 = 1. \end{aligned}$$

Здесь колеса 1 – 6 образуют последовательный ступенчатый ряд.

Понятие о передаточном отношении в зубчатых механизмах

Основной кинематической характеристикой зубчатого механизма является его *передаточное отношение* (*передаточное число* – i). Передаточным отношением механизма, передающего вращательное движение, принято называть отношение угловой скорости входного (ведущего) звена ω_1 к угловой скорости выходного (ведомого) звена ω_k и обозначать через u_{1-k} , т. е.

$$|u_{1-k}| = \omega_1 / \omega_k = n_1 / n_k \neq i_{1-k}.$$

В иностранной литературе понятие «передаточное число» отсутствует.

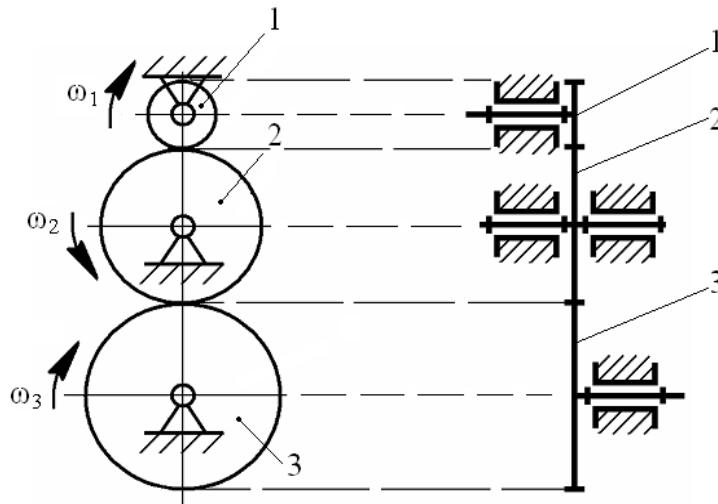


Рис. 2.1. Схема последовательного рядового зубчатого механизма

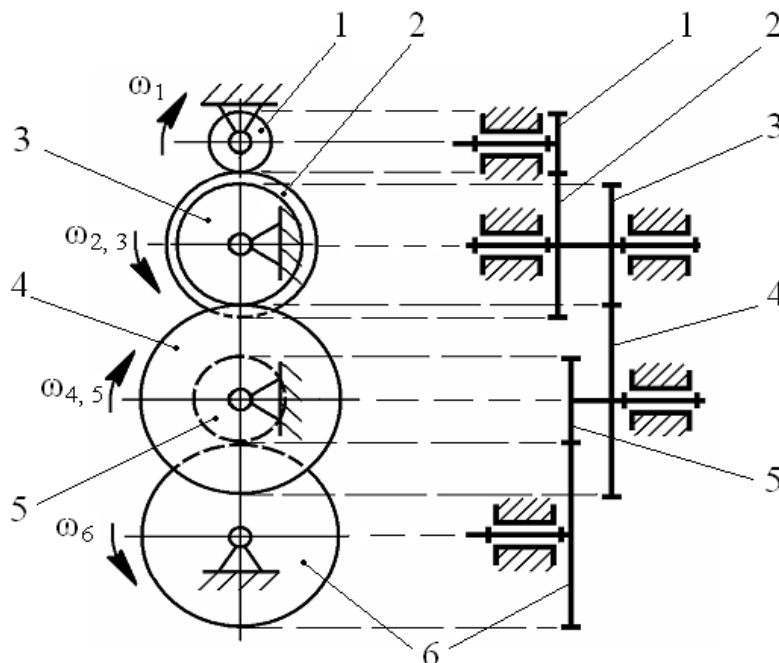


Рис. 2.2. Схема последовательного ступенчатого зубчатого механизма

В технической литературе меньшее колесо любой передачи (как правило, ведущее) называют *шестерней*, а большее – *колесом* (зубчатым колесом).

Отношение числа зубьев колеса z_2 к числу зубьев шестерни z_1 принято называть *передаточным числом* (i_{1-2}) зубчатой передачи. Если ведущим зубчатым колесом является шестерня, то для такой передачи передаточное отношение (u_{1-2}) и передаточное число (i_{1-2}) являются одной и той же величиной*.

В одной ступени для цилиндрической зубчатой пары можно записать

$$|u_{1-2}| = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = r_{w2} / r_{w1} = z_2 / z_1 = i_{1-2} = \text{const},$$

где n_i – частоты вращения колёс, r_{wi} – радиусы начальных окружностей колёс, z_i – числа зубьев колес.

Передаточное отношение – *величина безразмерная* – более общее понятие механики; оно применимо как к механической передаче с одной ступенью, так и к передачам с множеством ступеней. При этом передаточное отношение всей механической передачи равно произведению передаточных отношений всех её отдельных ступеней.

Если зубчатая передача состоит из нескольких последовательных пар зацеплений (ступенчатая или рядовая передача), то ее передаточное отношение от 1 до k колеса будет определяться произведением частных передаточных отношений, т. е.

$$|u_{1-k}| = \omega_1 / \omega_k = n_1 / n_k \neq z_k / z_1; \quad u_{1-k} = u_{1-2} u_{2-3} \cdots u_{(k-1)-k}.$$

Направление вращения ведущего и ведомого колес для плоских зубчатых механизмов с параллельными осями учитывается знаком передаточного отношения – множителем $(-1)^q$. Здесь параметр q учитывает количество *только внешних зацеплений** в конкретной кинематической цепи, меняющих знак этого передаточного отношения. При $q = 0, 2, 4$ и т. д. знак передаточного отношения положителен – зубчатые колёса в такой передаче вращаются в одну и ту же сторону; в остальных случаях (при $q = 1, 3, 5$ и т. д.) – отрицателен (колёса вращаются в разные стороны).

Учет знака передаточного отношения *обязателен* при расчете кинематики простых и сложных передач.

Передаточное число всегда только положительно.

На основании вышеизложенного для схемы на *рис. 2.1* с двумя внешними зацеплениями** запишем

$$u_{\text{вх-вых}} = u_{1-3} = n_1 / n_3 = (-1)^2 z_2 z_3 / z_1 z_2 = z_3 / z_1.$$

Для схемы на *рис. 2.2* с тремя внешними зацеплениями запишем

* Гузенков П. Г. Детали машин. – Москва: Высшая школа, 1986. – 358 с.

** При внешнем зацеплении зубчатые колеса располагаются по разные стороны от точки их зацепления; при внутреннем – по одну её сторону.

$$u_{\text{вх-вых}} = u_{1-6} = \frac{n_1}{n_6} = (-1)^3 \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5} = - \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$$

Полученные знаки отношений соответствуют направлениям вращения, показанным на этих же рисунках.

Формально механизм с передаточным отношением больше единицы называют редуктором; с передаточным отношением меньше единицы – мультипликатором. Фактически тот и другой механизмы в обиходе принято называть редуктором, добавляя лишь определение «*понижающий*» в случае с ($u > 1$) и «*повышающий*» в случае с ($u < 1$).

Понятие о модуле зацепления и делительной окружности

Для существования зацепления двух зубчатых колес необходимо обеспечить равенство толщины их зубьев и ширины впадин между зубьями, определяемые равенством делительных окружных шагов (p) – расстоянием между двумя одноименными точками соседних зубьев, измеренным на дуге делительной окружности.

Окружной шаг закрепляется государственным стандартом. Делительной является окружность, на которой этот шаг равен стандартному. Из расчёта длины этой окружности $L_i = 2\pi R_i = \pi D_i = pz_i$ её диаметр $D_i = \frac{p}{\pi} z_i$ или $D_i = mz_i$,

где $m = \frac{p}{\pi}$ – модуль зацепления (мм); z_i – число зубьев колеса.

Таким образом, для осуществления зацепления колес (как правило, с различными z_i) они должны иметь *одинаковый* стандартный модуль. Его величина напрямую зависит от передаваемой зубчатым механизмом мощности.

От величины модуля зацепления зависят:

- вся геометрия зуба (его высота, толщина, ширина, радиусы сопряжения поверхностей зуба; диаметры всех окружностей и т. д.);
- межосевое расстояние передачи.

Подробнее геометрия зацепления, свойства эвольвенты, размеры колес и передачи, виды коррекции зацепления, способы изготовления колес, стандартный ряд модулей и т. д. приведены в [8].

Кинематический анализ зубчатых механизмов с подвижными (бегающими) осями

Всевозможные простые и сложные зубчатые механизмы нашли самое широкое применение как в точных (*кинематических*) передачах – передаваемая мощность не превышает 15 Вт, – так и во всевозможных *силовых* передачах.

Планетарными или эпициклическими механизмами называются механизмы, составленные из ряда сцепляющихся между собой колес, среди которых имеется хотя бы одно колесо, ось которого *подвижна*. Колеса могут быть зубчатыми или фрикционными, а также могут выполняться в виде шкивов ременных или звездочек цепных передач. Исторически название таких механизмов связано с тем,

что характер движения колёс напоминает движение планет вокруг солнца (рис. 2.3, а, б).

Его элементами являются: *колесо 1* – *центральное (солнечное)*; *колесо 2* – *сателлит*, совершающее сложное плоское движение вокруг 2-х осей; *колесо 3* – *корончатое (опорное, эпицикл)*; *рычаг*, поддерживающий сателлит в зацеплении с центральным колесом (*H*) – *водило* или поводок (от англ. *handspike* – рычаг). В отличие от простых рядовых зубчатых механизмов такие механизмы являются сложными зубчатыми (СЗМ).

Сателлиты выполняют сложное плоское движение, что обеспечивает возможность получения разнообразных траекторий точек, принадлежащих сателлитам. В механике машин эпициклические механизмы с одной степенью свободы ($W = 1$) – по Чебышеву – принято называть *планетарными*, а с двумя и более степенями свободы ($W \geq 2$) – *дифференциальными*.

Такой механизм в общем случае является дифференциальным (две степени свободы) – рис. 2.4, а в случае неподвижного колеса 3 – планетарным (одна степень свободы) – рис. 2.3.

Степень его подвижности (работоспособность) определим выражением

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

Распределение линейных скоростей приведено на рис. 2.3, в.

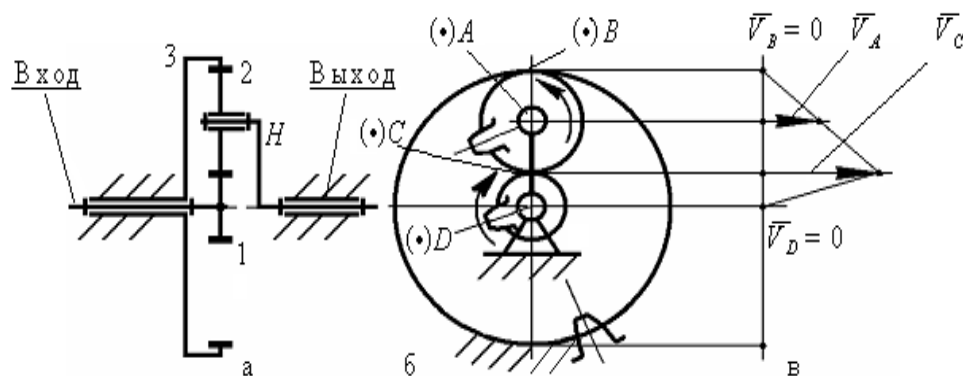


Рис. 2.3. Редуктор Джеймса – простейший механизм с одновенцовым сателлитом

Достоинства эпициклических силовых передач:

- малый вес, надёжность и компактность (экономия до 50 % по весу и объёму при равенстве мощностей) в сравнении с обычными зубчатыми передачами;
- возможность передачи больших крутящих моментов колесами с относительно малым модулем – колёса имеют $m = (3 \div 5)$, до 6 мм против (10 ÷ 14) мм в обычных рядовых передачах. При передаче значительных нагрузок используется, как правило, несколько сателлитов; в одной планетарной передаче можно поставить до 24 сателлитов);
- на опоры звеньев с неподвижными осями действует только вес этих звеньев (радиальные и осевые нагрузки на них отсутствуют);
- высокий КПД, достигающий значений 0,95 и более;
- возможность регулировок в приводах, использующих СЗМ.

Недостатки:

- высокая сложность и точность изготовления и сборки СЗМ;
- если число сателлитов не равно 3, то необходим механизм, выравнивающий нагрузку между сателлитами. Он утяжеляет и удорожает всю конструкцию.

Самое слабое место этих передач – подвижный подшипниковый узел.

В этих передачах (рис. 2.3) входным является колесо 1, выходным – водило, вращающееся с угловой скоростью ω_H . Общее передаточное отношение запишем в виде $u_{\text{вх-вых}} = u_{1-H} = \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{n_1}{n_H}$.

Здесь при подвижной оси (оси водила) $u_{1-2} \neq (-1)^1 \frac{z_2}{z_1}$ и $u_{1-3} \neq (-1)^1 \frac{z_3}{z_1}$.

По этой причине обычная методика расчёта передаточного отношения в данном случае **не работает**.

Кинематика СЗМ решается с помощью метода Виллиса.

Его суть состоит в том, что для определения $u_{\text{вх-вых}}$ в СЗМ условно всем звеньям этого механизма дополнительно сообщается так называемое *обращенное движение* с угловой скоростью $(-\omega_H)$ или частотой вращения $(-n_H)$.

В результате такого движения водило остановилось, т. е. теперь можно воспользоваться формулами для зубчатых механизмов с неподвижными осями – решать поставленную задачу через отношение чисел зубьев колёс.

Результаты всех предположений сведём в таблицу.

Номер звена	Угловая скорость в фактическом движении	Угловая скорость в <i>обращенном</i> движении
1	ω_1	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
2	ω_2	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
3	$\omega_3 = 0$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H \neq 0$
<i>H</i>	ω_H	$\omega_H^H = \omega_H - \omega_H = 0$

Далее при условно остановленном водиле (значок *H* в надстрочнике расчётной формулы) запишем

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-H}^3 = (-1)^1 \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

С учетом $\omega_3 = 0$ это соотношение приводим к виду

$$u_{1-H}^3 = 1 - u_{1-3}^H = 1 + \frac{z_3}{z_1} = u_{1-H}.$$

Основные элементы дифференциала (рис. 2.4, а, б) те же, что и планетарного механизма. Степень его подвижности (работоспособность) определяется из

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 2 = 2.$$

Для кинематического расчета этого механизма также при условно остановленном его водиле запишем

$$u_{1-3}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = (-1)^1 \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

С учетом $\omega_3 \neq 0$ и заданных значениях ω_1 и ω_H (при $W = 2$) получим

$$\omega_3 = \frac{\omega_1 - \omega_H (1 - u_{1-3}^H)}{u_{1-3}^H} \quad \omega_3 = \frac{\omega_1 - \omega_H (1 - u_{1-3}^H)}{u_{1-3}^H}.$$

Здесь при 2-х заданных входных параметрах определяем 3-й или при одном заданном входном имеем 2 выходных параметра.

Из полученного выражения видно, что основной особенностью такой передачи является возможность суммирования (вычитания) с её помощью двух независимых друг от друга движений, что позволяет получать более разнообразные и сложные типы движений в сравнении с рядовыми механизмами. При этом можно за счет алгебраического суммирования получать как редукторы (замедлители вращения), так и мультипликаторы (ускорители вращения).

При одинаковых направлениях вращения входных звеньев распределение линейных скоростей точек контакта зубьев представлено на *рис. 2.4, в*; при противоположных – на *рис. 2.4, г*.

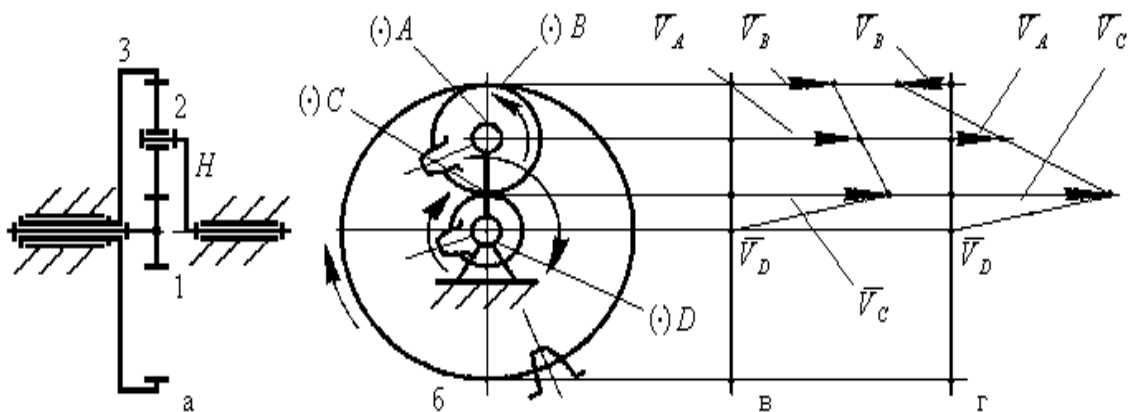


Рис. 2.4. Механизм с $W = 2$

Дифференциальная передача (от лат. *differentia* – разность, различие) используется как механический сумматор – механический счетчик для регулировок, а также при решении задач, когда необходима дополнительная степень свободы (например, в межосевых дифференциалах автотранспорта для разделения потока подаваемой на ведущие колёса мощности).

При выполнении задания 2 для предложенной исполнителю схемы зубчатого механизма следует определить:

- его общую степень подвижности;
- неизвестное число зубьев какого-либо колеса;
- передаточное отношение от входа до выхода механизма;
- частоты вращения отдельных его звеньев.

Для каждой схемы перечень неизвестных параметров содержится в конце варианта задания в *табл. 2.1*.

При определении неизвестных чисел зубьев в зубчатом механизме необходимо учесть условие соосности входа и выхода дифференциальной части механизма, а также то, что модули всех колес дифференциала (для упрощения учебного задания) приняты одинаковыми.

Пример 1. Кинематический расчёт открытого сложного зубчатого механизма

Решение задачи по определению кинематических параметров комбинированного зубчатого механизма (КЗМ) следует начать с выяснения структуры этого механизма. В нем необходимо выделить дифференциальную часть (ДЧ) и зубчатые ряды (ЗР), а затем составить выражения для передаточных отношений каждой из этих выделенных частей.

На рис. 2.5 в качестве примера представлена схема зубчатого механизма, предлагаемая для его кинематического анализа. Этот механизм относится к плоским, поэтому степень его подвижности определим по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4,$$

где n – количество подвижных звеньев плоской кинематической цепи; p_5 – количество кинематических пар пятого класса (одноподвижных) – подшипниковых опор; p_4 – количество кинематических пар четвертого класса (двухподвижных) – внешних и внутренних зубчатых зацеплений.

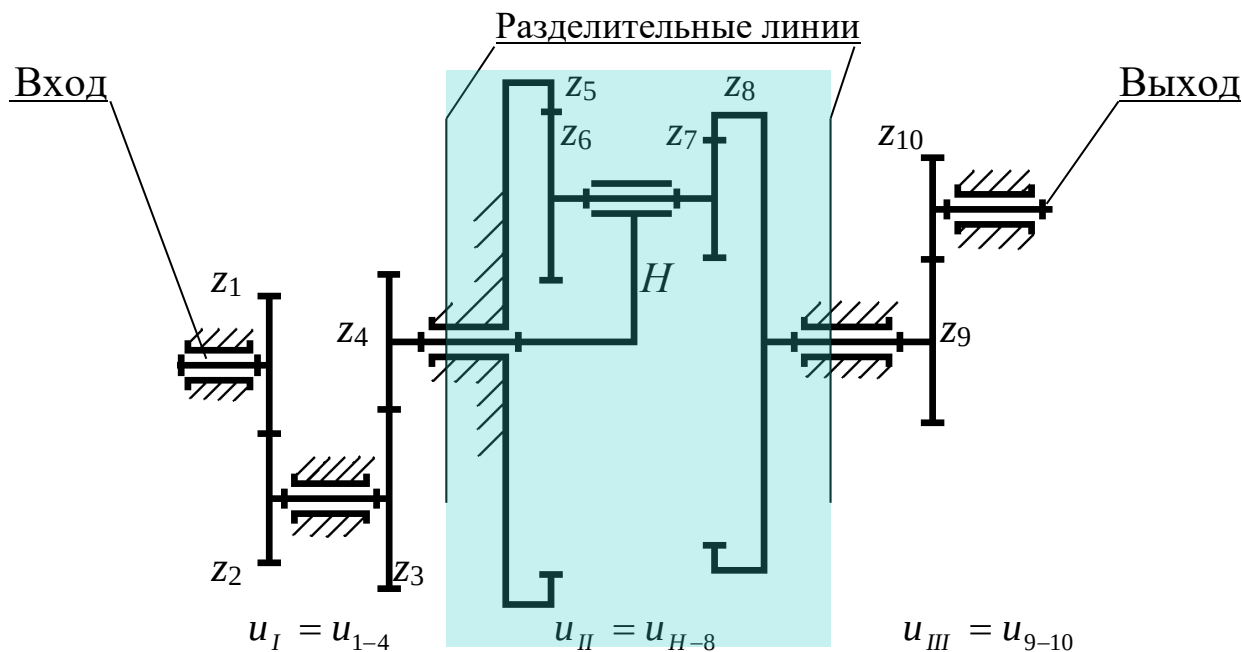


Рис. 2.5. Открытый комбинированный (ЗР + ДЧ + ЗР) зубчатый механизм

Для расчетной схемы

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

Напоминание. Для получения достоверного результата каждое подвижное звено (вал) условно считаем опирающимся только на одну опору.

Расчетная схема механизма (рис. 2.5) состоит из двух простых рядов и дифференциальной части. Первый зубчатый ряд включает зубчатые колеса 1 – 4. Дифференциальный ряд (ДР) – сложный зубчатый механизм (СЗМ) – состоит из зубчатых колес 5 – 8 и водила H (рычага, удерживающего сателлит в зацеплении). Второй зубчатый ряд состоит из колес 9 – 10.

Из кинематической цепи механизма выделим **цветом** его **дифференциальную часть**. Это деление на части показано вертикальными линиями, проводимыми по *неподвижным* опорам – стойкам. Весь механизм теперь представим в виде трех фрагментов, имеющих свои передаточные отношения

$$u_{\text{ВХ-ВЫХ}} = u_{1-10} = u_I u_{II} u_{III} = u_{1-4} u_{H-8} u_{9-10} = \frac{n_1}{n_{10}} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}}. \quad (2.1)$$

Передаточное отношение первой части – ЗР – определим отношением чисел зубьев колес, вошедших в этот ряд

$$u_{1-4} = (-1)^q \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{n_1}{n_4},$$

где q – число *внешних* зацеплений в зубчатом ряду (здесь $q = 2$),

n_1 и n_4 – частоты вращения колес 1 и 4, с^{-1} .

Множитель $(-1)^q$ в зубчатых механизмах с *параллельными осями вращения* звеньев определяет знак передаточного отношения.

Для определения передаточного отношения второй части – ДР – при условно остановленном водиле (по методу Виллиса) составим выражение передаточного отношения от крайнего левого до крайнего правого зубчатых колес дифференциала. Здесь колеса внутреннего зацепления 5 и 8 – *центральные (солнечные)*; колеса внешнего зацепления 6 и 7 – *сателлиты*.

$$u_{5-8}^H = (-1)^0 \frac{z_6 z_8}{z_5 z_7} = \frac{n_5 - n_H}{n_8 - n_H} = \frac{-n_H}{n_8 - n_H}. \quad (2.2)$$

Фактически в СЗМ $n_5 = 0$. Разделив числитель и знаменатель правой части выражения (2.2) на n_8 , получим

$$u_{5-8}^H = \frac{-n_H / n_8}{1 - n_H / n_8}, \quad \text{где } \frac{n_H}{n_8} = u_{H-8}.$$

Теперь после преобразований имеем

$$u_{H-8} = \frac{u_{5-8}^H}{u_{5-8}^H - 1}.$$

Передаточное отношение второй части – ДР – можно получить иным способом, записав для него следующее выражение:

$$u_{8-5}^H = \frac{n_8 - n_H}{n_5 - n_H} = \text{(при значении } n_5 = 0 \text{ и после деления числителя и знаменателя на } (-n_H)) = \frac{n_8 - n_H}{-n_H} = 1 - \frac{n_8}{n_H} = 1 - u_{8-H} = (-1)^0 \frac{z_7 z_5}{z_8 z_6} \quad (2.3)$$

$$\text{Отсюда } u_{8-H} = 1 - \frac{z_7 z_5}{z_8 z_6} \text{ или } u_{H-8} = (u_{8-H})^{-1}. \quad (2.4)$$

Естественно, что после выполнения расчётов любым из предложенных способов полученные результаты в обоих случаях должны быть идентичны.

Передаточное отношение третьей части – ЗР – определим отношением чисел зубьев колес 9 и 10, вошедших в этот ряд

$$u_{9-10} = (-1)^1 \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{n_9}{n_{10}}.$$

При определении числа оборотов сателлита (колес 6 и 7) следует в дифференциальном ряду исключить все колеса до сателлита (с любой его стороны) – сделать сателлит конечным колесом дифференциала (рис. 2.6).

Для представленной схемы при решении этой задачи ($n_6 = n_7 = ?$) должны быть заданы числа зубьев всех колес и частота вращения водила.

Передаточное отношение от 5 к 6 колёсам при остановленном водиле H

$$u_{5-6}^H = (-1)^0 \frac{z_6}{z_5} = \frac{n_5 - n_H}{n_6 - n_H} = \frac{-n_H}{n_6 - n_H}. \quad (2.5)$$

Численное значение n_H определим из выражений

$$n_H = n_4; \quad u_{1-4} = \frac{n_1}{n_4}; \quad n_4 = n_H = \frac{n_1}{u_{1-4}};$$

полученное n_H подставим в формулу (2.5) для вычисления $n_6 = n_7$.

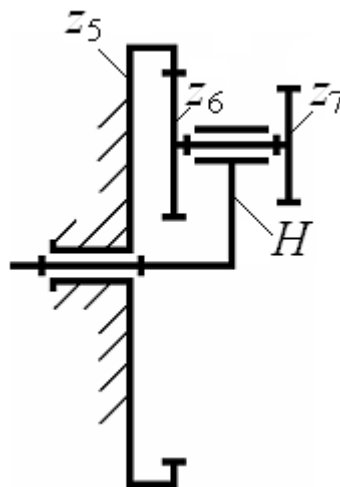


Рис. 2.6. К определению числа оборотов сателлита

Пример 2. Кинематический расчёт замкнутого комбинированного зубчатого механизма

Схема механизма представлена на *рис. 2.7*. Заданы числа зубьев колес $1 - 2$ и $4 - 6$. Определению подлежит величина передаточного отношения от входного вала к корпусу барабана u_{1-3} и количество зубьев, нарезанных на торцевой части перегородки корпуса барабана (z_3).

Этот механизм представляет собой замкнутый комбинированный редуктор грузоподъемного устройства. Колеса $1 - 3$ и водило H образуют дифференциальную часть (дифференциал), а колеса $4 - 6$ – простой зубчатый ряд.

Степень подвижности этого механизма определим из выражения

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 5 - 1 \cdot 4 = 1.$$

Неизвестное число зубьев колеса 3 определим из условия соосности дифференциальной части, т. е.

$$r_3 = r_1 + 2r_2, \quad (2.6)$$

где r_1, r_2, r_3 – радиусы делительных окружностей колес $1 - 3$.

Эти радиусы далее следует заменить известным соотношением

$$r_i = \frac{mz_i}{2} \quad r_i = \frac{mz_i}{2},$$

где m – модуль зубчатого зацепления; z_i – число зубьев колеса с номером i .

При равенстве модулей всех колес (предположение, допустимое только для решения учебной задачи) выражение (10) представим в виде

$$z_3 = z_1 + 2z_2.$$

Передаточное отношение дифференциальной части определим из соотношения

$$u_{1-3}^H = (-1)^1 \frac{z_3}{z_1} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}. \quad (2.7)$$

Здесь $n_3 = n_6$, $n_H = n_4$.

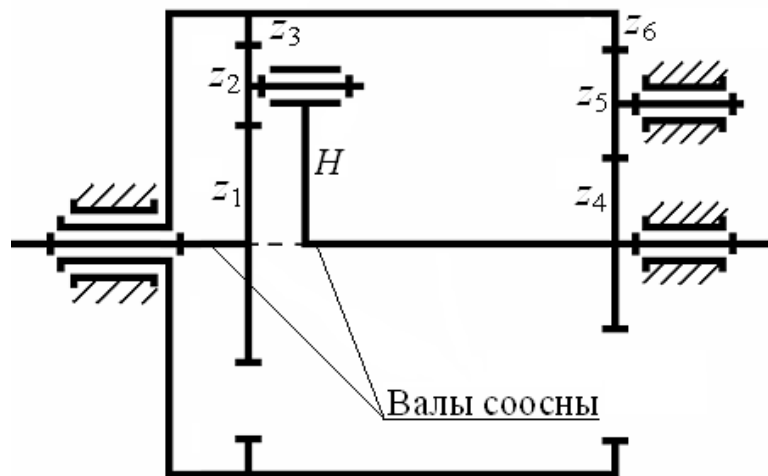


Рис. 2.7. Замкнутый комбинированный зубчатый механизм

Искомое соотношение u_{1-3} запишем в виде $u_{1-3} = \frac{n_1}{n_3}$.

Разделим правую часть равенства (11) на n_3 и получим

$$u_{1-3}^H = -\frac{z_3}{z_1} = \frac{\frac{n_1}{n_3} - \frac{n_H}{n_3}}{1 - \frac{n_H}{n_3}} = \frac{u_{1-3} - u_{4-6}}{1 - u_{4-6}}. \quad (2.8)$$

Из (2.8) искомая величина будет равна

$$u_{1-3} = u_{1-3}^H (1 - u_{4-6}) + u_{4-6}.$$

Неизвестную на данный момент величину u_{4-6} – передаточное отношение простого зубчатого ряда – определим из выражения

$$u_{4-6} = (-1)^1 \frac{z_5 z_6}{z_4 z_5} = -\frac{z_6}{z_4}$$

и затем подставим в (2.8). Полученное уравнение решим относительно одного оставшегося неизвестного – u_{1-3} .

Далее приведены варианты заданий для выполнения контрольной работы.

Пример выбора исходных данных.

Общий принцип выбора варианта – на с. 5.

Шифр студента заканчивается цифрами **XX...XX03**.

В этом случае следует брать:

- для задачи 1 вариант схемы манипулятора – **3** (рис. 2.8, вар. **3**);
- для задачи 2 вариант схемы зубчатого механизма – **3** (рис. 2.9, вар. **3**);
- для этой же задачи 2 вариант числовых значений исходных данных для кинематического анализа зубчатого механизма – **10** (табл. 2.1, задание **3**).

Варианты 1 – 10

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (рис. 2.8, вариант по шифру студенческого билета – см. с. 5) **определить** количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых **сделать выводы** о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, **предложить способы** ее усовершенствования.

Задача 2. В комбинированном зубчатом механизме (рис. 2.9, вариант по шифру студенческого билета – см. с. 5) **определить** неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в табл. 2–1.

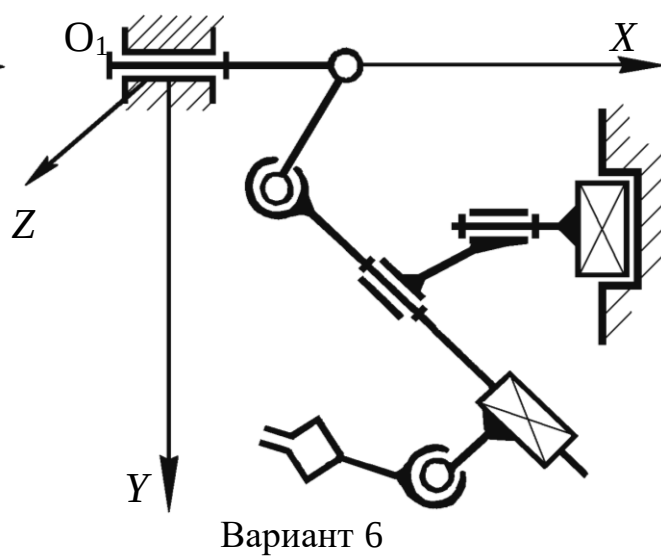
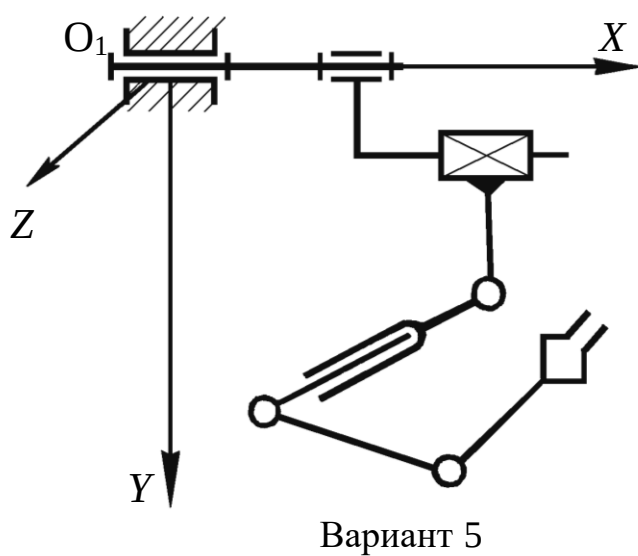
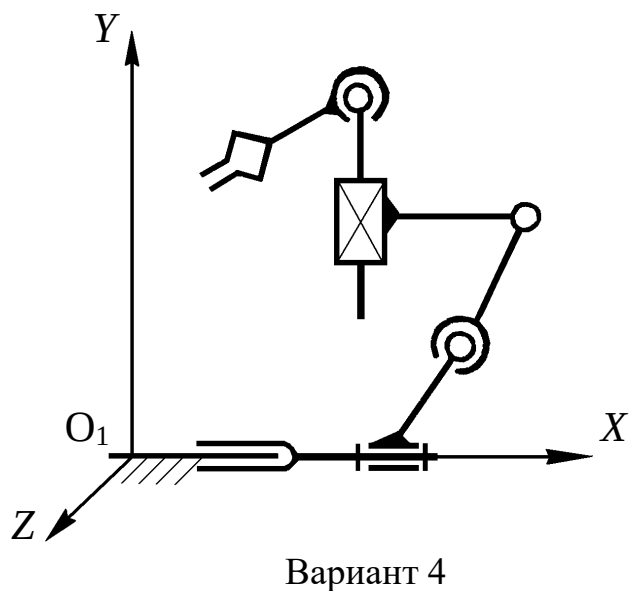
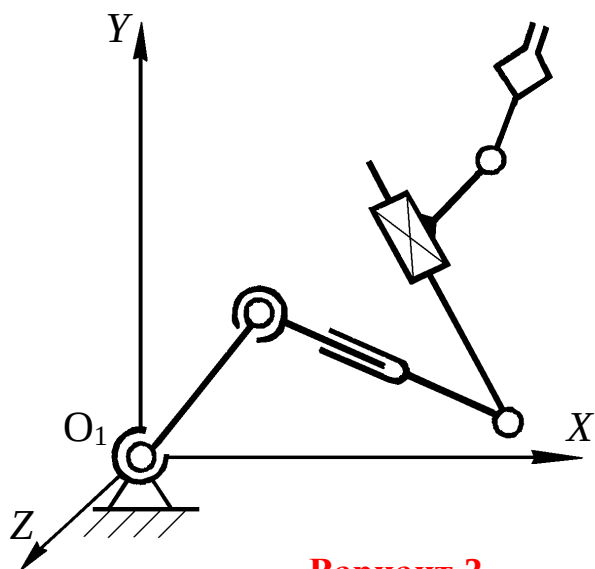
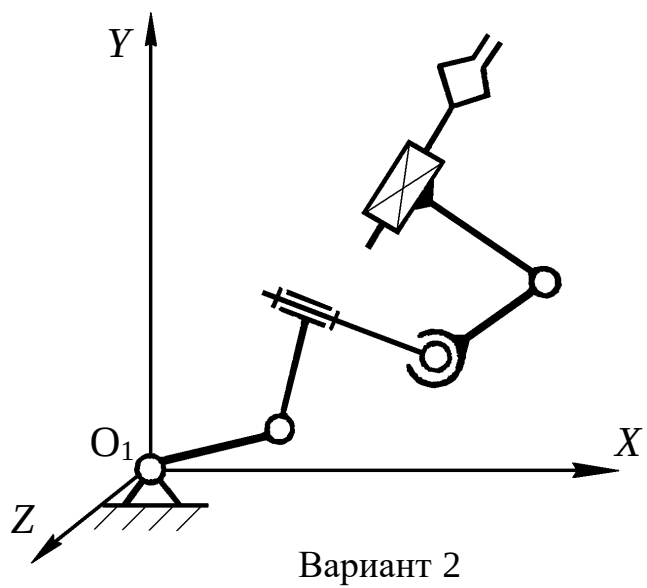
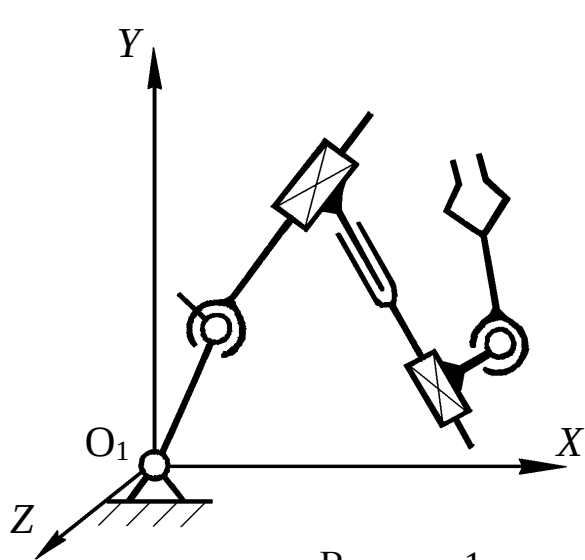


Рис. 2.8. Схемы манипуляторов

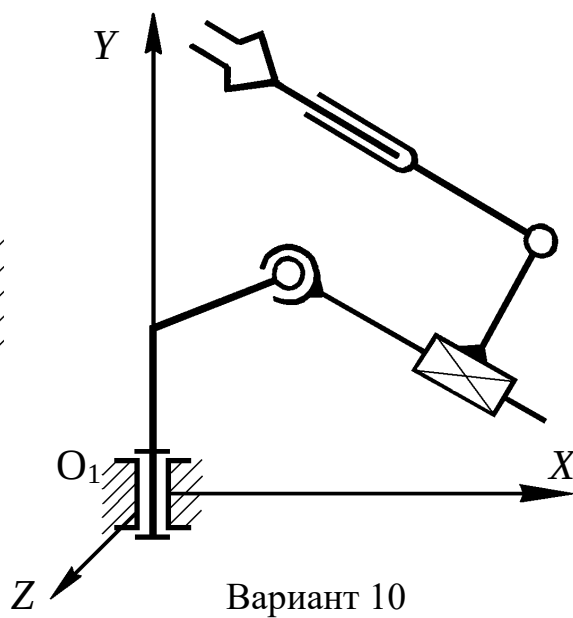
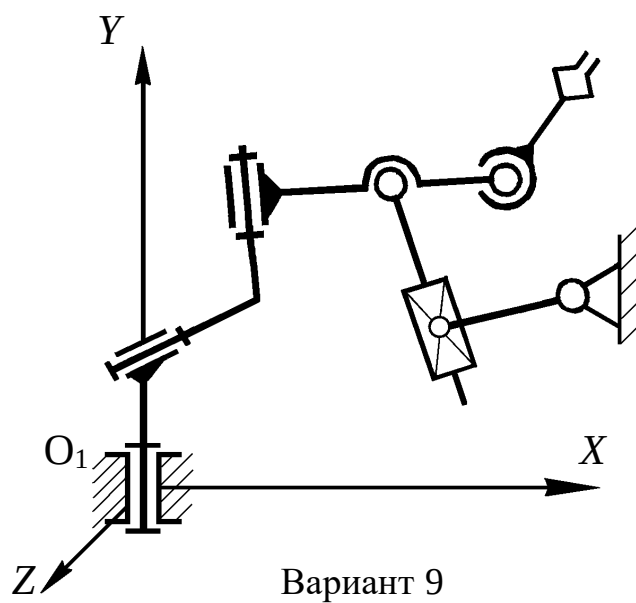
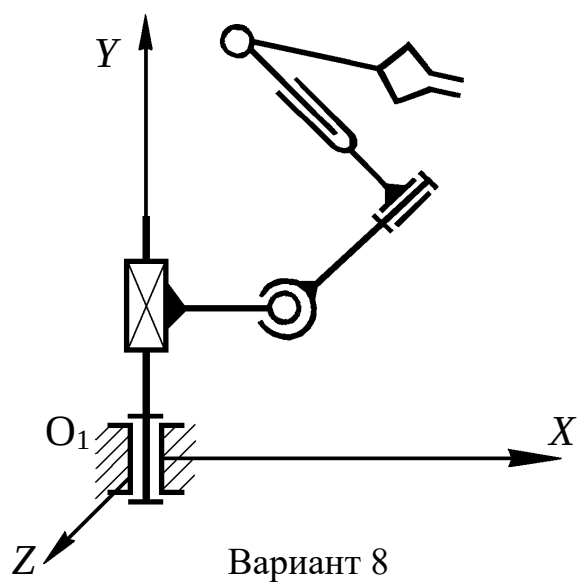
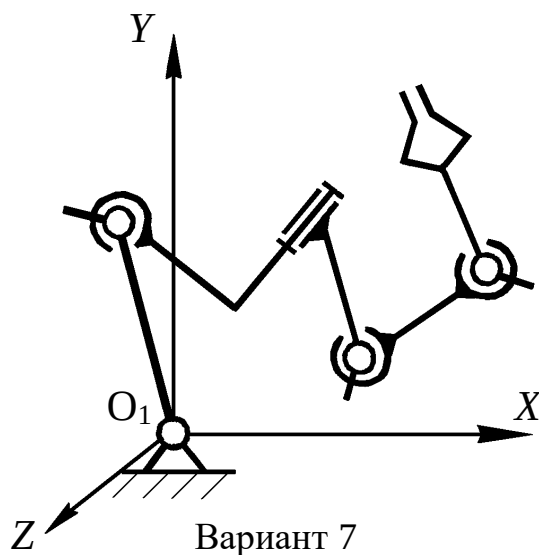
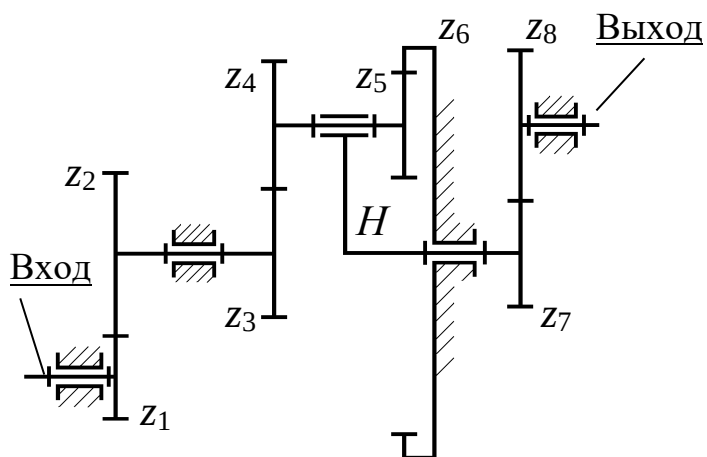
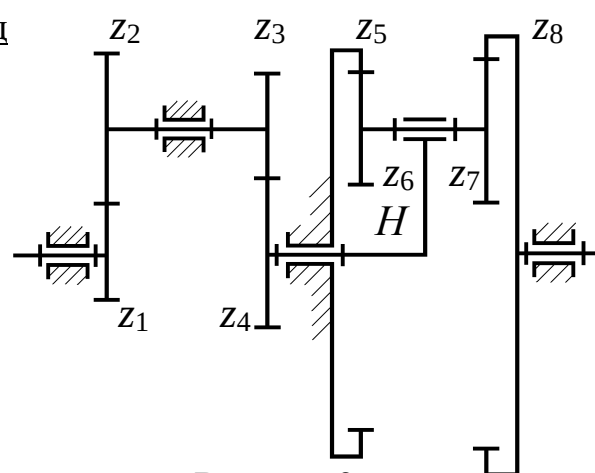


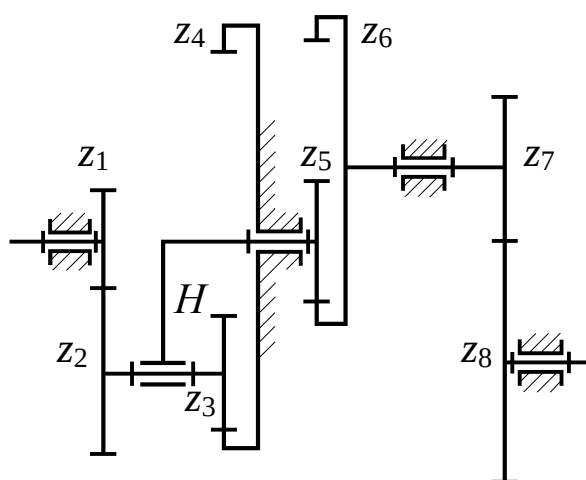
Рис. 2.8. Окончание



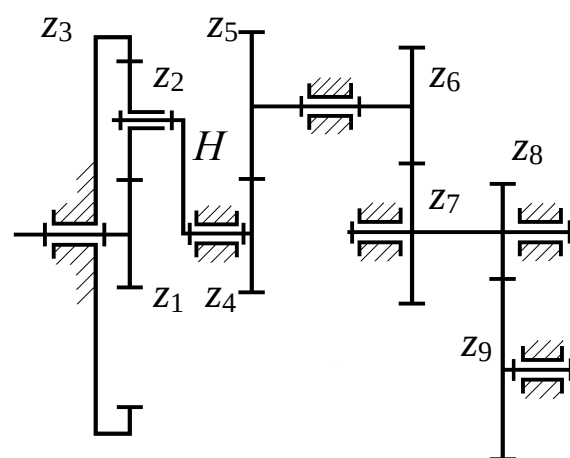
Вариант 1



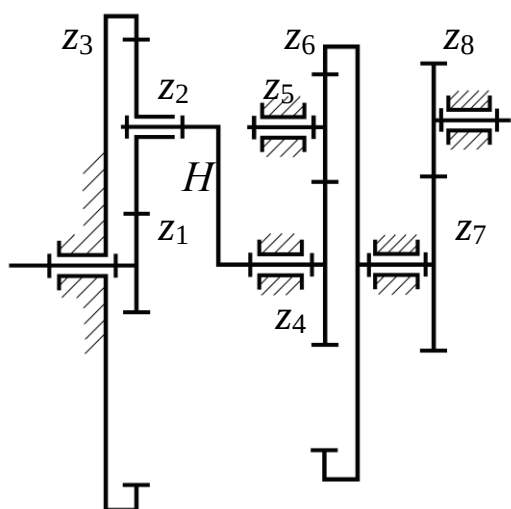
Вариант 2



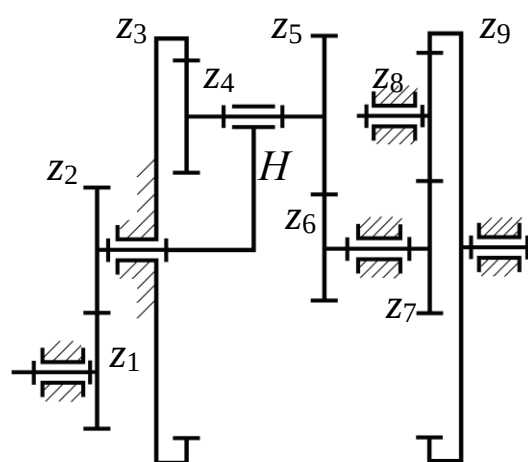
Вариант 3



Вариант 4



Вариант 5



Вариант 6

Рис. 2.9. Схемы планетарных зубчатых механизмов

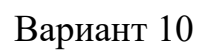
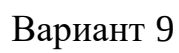


Рис. 2.9. Окончание

Т а б л и ц а 2.1. Исходные данные для решения задачи по кинематике зубчатых механизмов

Вариант схемы (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант числовых значений (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Частота вращения $n_1 \text{ с}^{-1}$ (об/с)	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
1	1	8	50	60	40	60	40	?	35	50	—	—
	2	11	40	60	45	50	40	?	40	45	—	—
	3	9	35	50	40	45	40	?	35	40	—	—
	4	6	38	57	45	50	25	?	30	45	—	—
	5	4	35	45	50	75	35	?	25	40	—	—
	6	7	18	24	32	36	18	?	21	32	—	—
	7	8	19	27	20	32	21	?	18	38	—	—
	8	10	21	29	23	27	19	?	24	35	—	—
	9	5	23	42	31	25	22	?	21	43	—	—
	10	7	24	39	31	29	26	?	23	34	—	—
В варианте 1 определить: W , неизвестное число зубьев (z_6), u_{1-8} , n_H , n_4 , n_8 .												
2	1	11	40	60	50	60	100	40	?	110	—	—
	2	14	45	50	40	60	90	45	?	100	—	—
	3	10	40	45	35	50	120	40	?	140	—	—
	4	9	45	50	38	57	140	35	?	155	—	—
	5	8	50	75	35	45	120	40	?	125	—	—
	6	5	19	31	24	27	95	25	?	100	—	—
	7	4	21	27	24	36	97	26	?	90	—	—
	8	12	22	34	21	33	102	22	?	98	—	—
	9	17	24	37	32	41	94	24	?	93	—	—
	10	13	20	28	18	37	106	26	?	104	—	—
В варианте 2 определить: W , неизвестное число зубьев (z_7), u_{1-8} , n_H , n_6 , n_8 .												
3	1	14	19	24	?	64	21	97	23	34	—	—
	2	15	22	29	?	69	23	68	24	29	—	—
	3	9	18	27	?	68	25	71	22	31	—	—
	4	11	24	31	?	82	19	44	25	33	—	—
	5	12	27	34	?	88	25	72	27	40	—	—
	6	8	35	50	?	125	30	120	32	48	—	—
	7	11	40	60	?	135	35	105	35	50	—	—
	8	13	20	45	?	100	40	140	38	57	—	—
	9	7	45	35	?	120	45	120	42	49	—	—
	10	6	30	55	?	115	50	120	45	55	—	—
В варианте 3 определить: W , неизвестное число зубьев (z_3), u_{1-8} , n_H , n_3 , n_8 .												

Вариант схемы (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант числовых значений (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Частота вращения $n_1 \text{ с}^{-1}$ (об/с)	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
4	1	7	30	?	110	50	60	40	60	45	49	—
	2	9	20	?	110	40	60	45	50	47	53	—
	3	11	40	?	140	35	50	40	45	42	48	—
	4	10	30	?	120	38	57	45	50	40	46	—
	5	13	35	?	115	35	45	50	75	50	62	—
	6	12	19	?	73	23	49	26	34	31	52	—
	7	17	22	?	78	21	34	26	41	23	38	—
	8	16	24	?	88	25	29	21	38	25	36	—
	9	11	27	?	99	24	32	27	35	31	39	—
	10	9	18	?	70	21	29	24	31	24	38	—
В варианте 4 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_2 , n_9 .												
5	1	6	?	24	67	22	32	83	23	36	—	—
	2	7	?	27	75	20	23	64	27	35	—	—
	3	5	?	29	81	19	25	63	21	36	—	—
	4	9	?	32	82	18	25	65	24	29	—	—
	5	11	?	37	98	22	25	71	26	31	—	—
	6	12	?	30	85	30	50	120	32	48	—	—
	7	13	?	35	90	32	45	112	36	45	—	—
	8	9	?	35	104	40	48	126	38	57	—	—
	9	14	?	40	110	35	42	109	42	49	—	—
	10	15	?	45	130	25	39	98	45	50	—	—
В варианте 5 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-8} , n_H , n_2 , n_8 .												
6	1	11	18	24	72	19	?	29	21	24	66	—
	2	12	19	31	74	21	?	28	19	23	63	—
	3	9	21	27	82	23	?	32	22	27	72	—
	4	8	24	29	73	22	?	27	25	29	81	—
	5	7	18	26	76	18	?	32	20	27	71	—
	6	8	32	48	120	30	?	50	25	40	135	—
	7	11	36	45	125	25	?	60	35	45	135	—
	8	12	38	57	120	40	?	50	40	50	140	—
	9	9	42	49	115	35	?	50	50	45	145	—
	10	10	45	50	110	30	?	45	55	40	150	—
В варианте 6 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_4 , n_9 .												

Вариант схемы (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант числовых значений (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Частота вращения $n_1 \text{ с}^{-1}$ (об/с)	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
7	1	11	21	27	73	21	24	?	21	25	32	—
	2	12	22	32	88	24	29	?	23	27	34	—
	3	13	24	29	75	19	25	?	19	26	34	—
	4	7	19	27	81	22	27	?	23	34	39	—
	5	14	25	33	90	25	28	?	18	29	37	—
	6	12	32	41	115	35	32	?	32	42	60	—
	7	13	42	49	125	35	36	?	36	37	60	—
	8	9	37	63	130	25	42	?	38	32	50	—
	9	8	43	54	125	30	38	?	42	30	49	—
	10	5	51	62	115	25	40	?	40	36	63	—
В варианте 7 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_5 , n_9 .												
8	1	7	19	25	?	27	21	24	23	72	—	—
	2	9	20	27	?	31	18	33	24	58	—	—
	3	11	21	28	?	28	20	30	21	65	—	—
	4	12	22	24	?	31	19	37	24	72	—	—
	5	13	23	33	?	32	18	35	25	69	—	—
	6	15	20	32	?	40	34	36	32	81	—	—
	7	12	40	55	?	50	40	55	36	78	—	—
	8	16	35	50	?	45	31	54	45	94	—	—
	9	14	38	57	?	50	42	53	54	96	—	—
	10	17	35	45	?	35	19	40	63	102	—	—
В варианте 8 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-8} , n_H , n_5 , n_8 .												
9	1	11	25	40	25	?	75	30	40	30	42	46
	2	14	30	40	22	?	72	25	35	25	40	44
	3	12	27	36	28	?	78	32	40	28	42	50
	4	5	35	40	30	?	90	40	50	40	52	56
	5	7	32	40	32	?	92	30	44	25	29	36
	6	8	18	26	17	?	57	21	24	19	26	39
	7	9	19	23	18	?	62	22	27	21	25	36
	8	5	21	25	21	?	71	23	29	20	27	31
	9	7	22	26	22	?	76	24	27	22	28	32
	10	8	24	29	23	?	81	23	32	21	26	29
В варианте 9 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-10} , n_H , n_4 , n_{10} .												

Вариант схемы (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант числовых значений (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Частота вращения $n_1 \text{ с}^{-1}$ (об/с)	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
10	1	9	65	20	35	?	30	55	25	60	170	—
	2	11	73	30	32	?	40	40	22	50	175	—
	3	7	66	23	40	?	35	65	28	75	180	—
	4	5	70	20	38	?	40	55	30	60	180	—
	5	4	58	30	42	?	44	46	32	60	180	—
	6	11	43	21	20	?	22	22	17	50	130	—
	7	8	56	18	23	?	20	30	19	23	63	—
	8	12	70	24	17	?	19	31	18	22	60	—
	9	13	64	21	19	?	23	30	22	28	78	—
	10	14	71	23	23	?	18	32	19	27	71	—
В варианте 10 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_5 , n_9 .												

ЧАСТЬ 2

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ **КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ** **ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА**

Курсовой проект состоит из двух заданий, в первом из которых проводится кинематический анализ рычажного механизма, во втором – синтез рабочего профиля кулачка в кулачковом механизме. Объем всего проекта может незначительно корректироваться преподавателем, проводящим аудиторные занятия.

Выбор варианта задания

Шифром, по которому выбирается тот или иной вариант курсового проекта, является номер зачетной книжки (студенческого билета) исполнителя. Вариант задания (схемы) следует выбирать по **последней** цифре шифра, вариант **числовых значений** определяется **предпоследней** цифрой шифра. Цифра «0» в шифре соответствует цифре «10» варианта проекта.

Оформление всей работы

Графическая часть каждого из двух заданий выполняется на отдельных листах формата A1 (594 x 841 мм). Оформление графической части должно соответствовать требованиям ЕСКД.

Расчетная часть в виде пояснительной записки с титульным листом и заданием на проект (образцы – в *приложении Г*) выполняется в свободной форме на одной стороне бумажных листов формата A4.

Содержание работы

Лист 1 – кинематический анализ рычажного механизма – содержит:

- 6 совмещенных планов положений исходного механизма, изображенных относительно неподвижных опор;
- 3 плана скоростей для механизма, изображенные из общего полюса P_v ;
- 3 плана ускорений для механизма, изображенные из общего полюса P_a .

Лист 2 – синтез профиля кулачка – содержит:

- графики функции положения и двух передаточных функций ведомого звена кулачкового механизма;
- построение рабочего (теоретического и практического) профиля кулачка в кулачковом механизме;
- построение на теоретическом профиле кулачка (на рабочем и холостом ходах) углов давления в точках, соответствующих максимальным значениям первой передаточной функции.

Пояснительная записка на проверку сдается в оформленном и сшитом виде. На первом – титульном листе (пример в *приложении Г*) – указываются название учебного заведения, кафедры и дисциплины, тема курсовой работы, шифр,

группа и фамилия студента, дата выполнения работы и подпись автора. Второй лист – двухсторонний бланк задания для исполнителя – пример в *приложении Г* – (копии схем рычажного и кулачкового механизмов) с вписанными в пустые клетки таблиц недостающими исходными данными по всем разделам курсовой работы. На последующих листах с комментариями излагается расчетная часть всей работы. В конце работы даются выводы и список использованной литературы. Все страницы пояснительной записки должны иметь сквозную нумерацию.

Во время защиты курсовой работы студент должен показать хорошие знания по выполненной им работе и умение самостоятельно решать аналогичные задачи.

При составлении пособия за основу брались «Контрольные задания» по теории механизмов и машин и прикладной механике для студентов высших учебных заведений инженерно-технических специальностей всех форм обучения, выпущенные на кафедре ТПМ СПГУТД в 2017 г.

Указания к выполнению листа 1

1. За исходное положение рычажного механизма следует принять положение, при котором его кривошип относительно стойки O_1 расположен горизонтально справа, т. е. угол поворота кривошипа (относительно оси X) $\varphi_1 = 0$. Поворот кривошипа от исходного положения на каждые 60° дает 6 положений ведомой части рычажного механизма.

2. Вращение входного звена следует принимать от исходного положения *против часовой стрелки*.

Указания к выполнению листа 2

1. На одной половине листе с учетом полученного варианта числовых данных изобразить следующие кинематические зависимости:

- функцию положения ведомого звена механизма $\beta_{\text{толк}} = \Pi(\varphi_K)$;
- первую геометрическую передаточную функцию $\beta'_{\text{толк}} = \Pi'(\varphi_K)$;
- вторую геометрическую передаточную функцию $\beta''_{\text{толк}} = \Pi''(\varphi_K)$.

На второй половине этого же листа в соответствии с выбранным вариантом построить профиль самого кулачка. При построении профиля использовать метод обращенного движения (*приложение В*).

2. Выполнение профиля кулачка начать с исходного (стартового) положения механизма – положения, при котором ведомое звено – толкатель начинает перемещение при сколь угодно малом повороте ведущего звена – кулачка.

3. Направление вращения кулачка задается направлением вращения кривошипа рычажного механизма и присутствием в кинематической цепи одной ступени внешнего зубчатого зацепления (*задания 1–10, с. 35 и далее*).

4. На построенном теоретическом профиле в пределах участков с максимальным значением первой передаточной функции (на рабочем и холостом ходах) также построением определить величины углов давления. Полученные

значения углов сравнить с их предельными значениями для данного типа кулачковых механизмов и сделать выводы о работоспособности механизма.

По виду графиков первой и второй геометрических передаточных функций сделать выводы о динамической активности механизма по наличию жестких и мягких ударных нагрузок.

Далее приведены варианты заданий для выполнения курсового проекта.

Пример выбора исходных данных (приложение Г). Общий принцип выбора варианта приведен на с. 33.

Шифр студента заканчивается цифрами **XX...XX03**.

В этом случае следует брать:

- вариант задания рычажного механизма для кинематического анализа – **3** (ЗАДАНИЕ **3** на с. 38), которое копируется на формат А4 или А5;
- вариант числовых значений исходных данных для выполнения кинематического расчета – **10** (схема **3** вар. **10** – табл. 11); эти данные (O_1A и n_1) копируются в пустые графы табл. 3 бланка своего задания;
- вариант схемы кулачкового механизма – **3** (вар. **3** на с. 48);
- вариант параметров кулачкового механизма для задания **3** (вариант схемы механизма **3**, вариант исходных данных **10**, – табл. 13); эти данные (r_0, p, e) вписываются в пустые графы табл. 12 также скопированной оборотной стороны бланка своего задания;
- вариант исходных данных для построения профиля кулачка – **10** (вар. **10** – табл. 23); данные, взятые отсюда (рабочий ход – $s_1, s_2, s_1, s_2, \lambda_{px}, \delta\beta_{px}, \varphi_{px}, \varphi_{дв}, S_{max}$; холостой ход – $s_1, s_2, s_1, s_2, \lambda_{xx}, \delta\beta_{xx}, \varphi_{xx}$), копируются в пустые графы табл. 12 бланка своего задания.

Исполнитель
проекта _____
(Фамилия, И. О.)

Руководитель
проекта _____

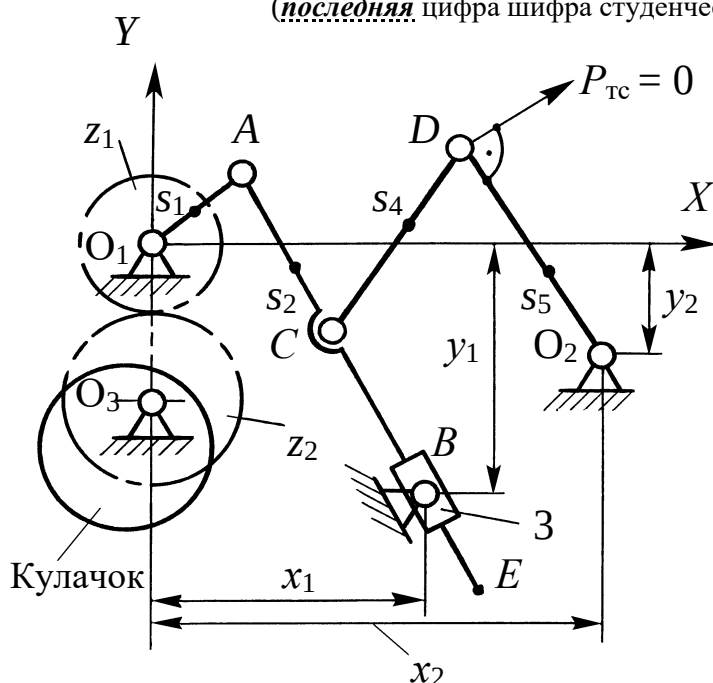
Группа _____

Дата выдачи задания _____ 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 2

(последняя цифра шифра студенческого билета исполнителя)



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1} (\text{об/сек})$$

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).

Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

Т а б л и ц а 2. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AE	AC	CD	DO_2	x_1	x_2	y_1	y_2
0,03÷0,06	0,27	0,08	0,18	0,16	0,15	0,28	0,1	0,08

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

Кафедра «**Машиноведение**» Дисциплина «**Теория механизмов и машин**»

Исполнитель
проекта _____
(Фамилия, И. О.)

Руководитель
проекта _____

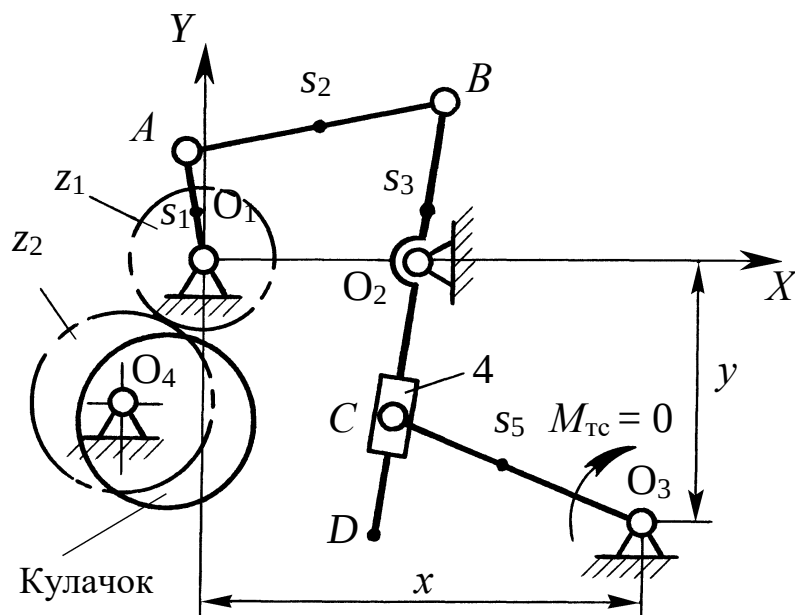
Группа _____

Дата выдачи задания _____ 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 4

(последняя шифра студенческого билета исполнителя)



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1} (\text{об/сек})$$

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).

Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

Т а б л и ц а 4. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	BO_2	DO_2	CO_3	O_1O_2	x	y
0,03÷0,055	0,2	0,09	0,12	0,13	0,22	0,3	0,17

Исполнитель
проекта _____
(Фамилия, И. О.)

Руководитель
проекта _____

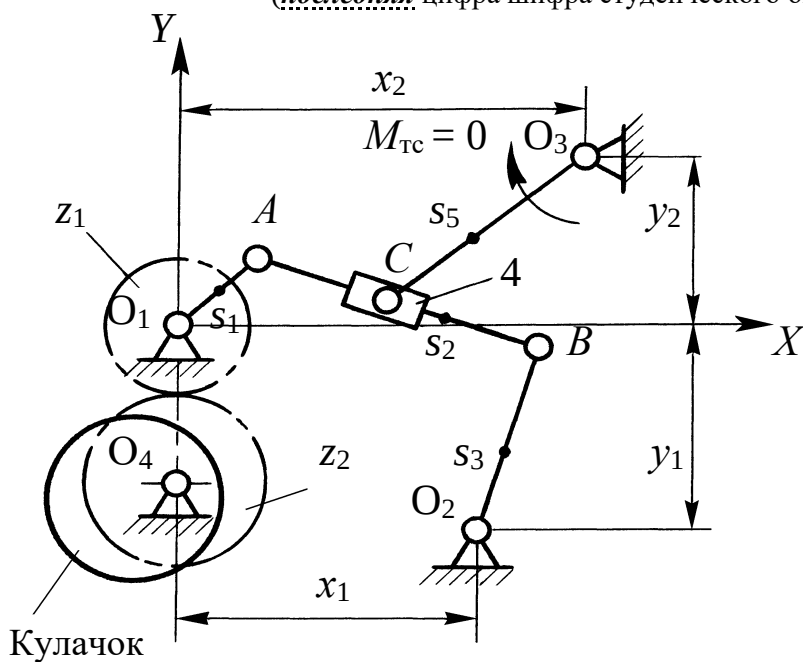
Группа _____

Дата выдачи задания _____ 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 6

(последняя цифра шифра студенческого билета исполнителя)



Частота вращения входного звена
 $n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1} \text{ (об/сек)}$

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).
Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

Т а б л и ц а 6. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	BO_2	CO_3	x_1	x_2	y_1	y_2
0,05÷0,09	0,3	0,3	0,22	0,3	0,26	0,19	0,23

Исполнитель
проекта _____
(Фамилия, И. О.)

Руководитель
проекта _____

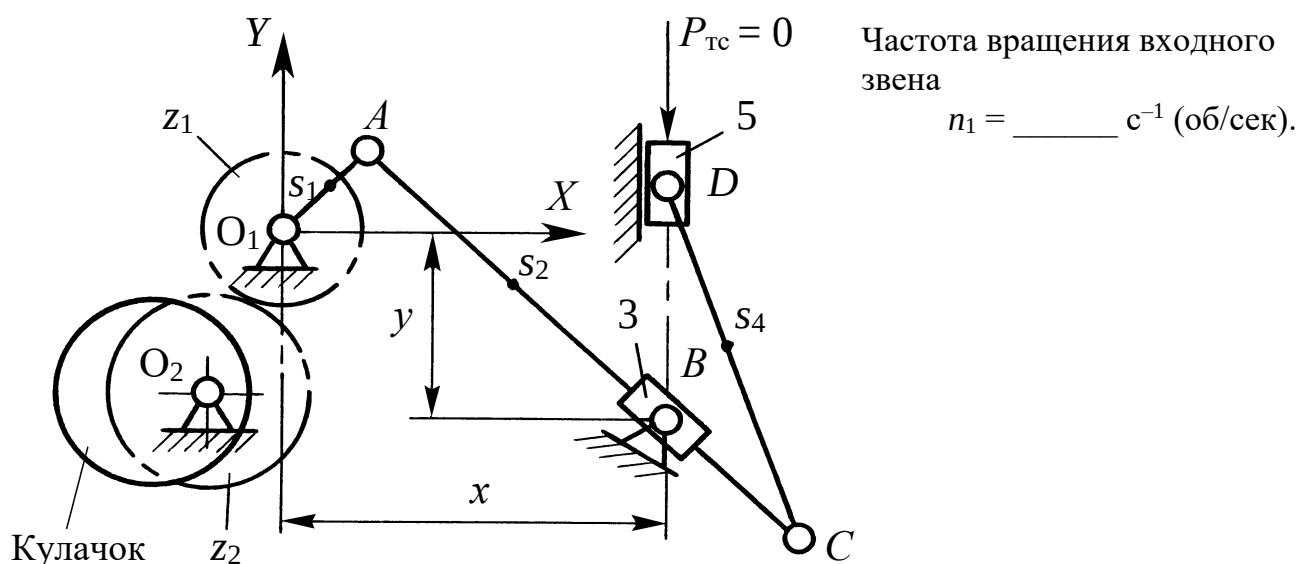
Группа _____

Дата выдачи задания _____ 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 7

(последняя цифра шифра студенческого билета исполнителя)



Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).
Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

Т а б л и ц а 7. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AC	CD	x	y
0,04÷0,08	0,32	0,22	0,2	0,08

Исполнитель
проекта _____
(Фамилия, И. О.)

Руководитель
проекта _____

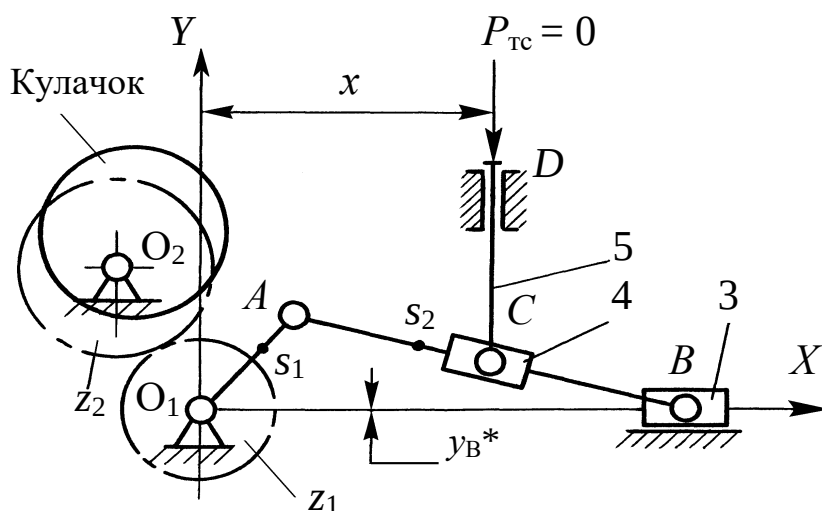
Группа _____

Дата выдачи задания _____ 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 8

(последняя цифра шифра студенческого билета исполнителя)



Частота вращения входного звена
 $n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1} \text{ (об/сек)}$

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).

Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

Т а б л и ц а 8. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	x	y_B^*
0,02÷0,05	0,15	0,1	± 0,04

* Знак y_B – на усмотрение исполнителя.

Исполнитель
проекта _____
(Фамилия, И. О.)

Руководитель
проекта _____

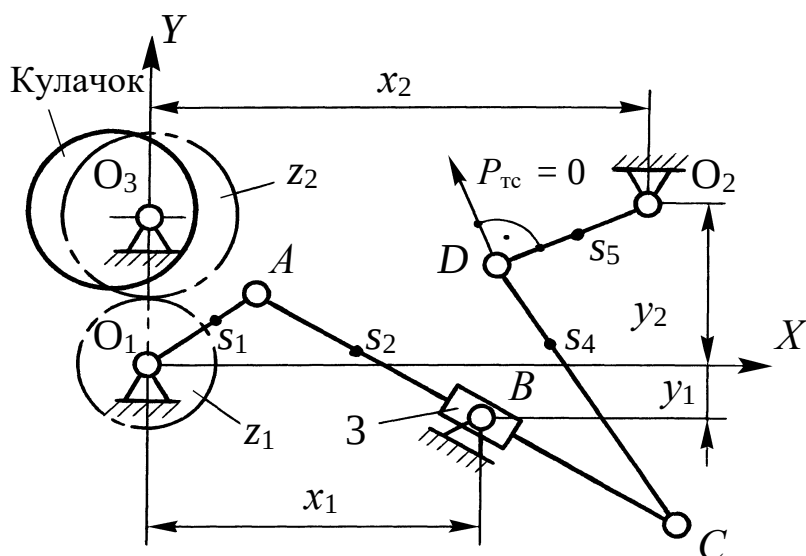
Группа _____

Дата выдачи задания _____ 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 9

(последняя цифра шифра студенческого билета исполнителя)



Частота вращения входного звена

$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1} \text{ (об/сек)}$

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).

Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

Т а б л и ц а 9. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AC	CD	DO_2	x_1	x_2	y_1	y_2
0,03÷0,07	0,32	0,2	0,11	0,2	0,34	0,08	0,09

Исполнитель
проекта _____
(Фамилия, И. О.)

Руководитель
проекта _____

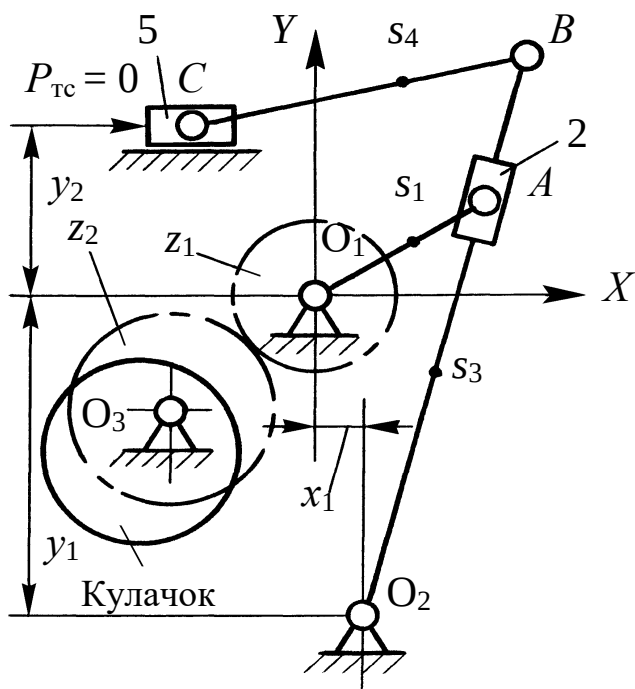
Группа _____

Дата выдачи задания _____ 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 10

(последняя цифра шифра студенческого билета исполнителя)



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1} \text{ (об/сек)}$$

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).
Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

Т а б л и ц а 10. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	BO_2	BC	x_1	y_1	y_2
0,04÷0,07	0,3	0,2	0,02	0,17	0,08

Т а б л и ц а 11. Исходные данные для выполнения кинематического расчета рычажного механизма (лист 1)

Схема (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения кривошипа $n_1 \text{ с}^{-1}$ (об/сек)	Схема (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения кривошипа $n_1 \text{ с}^{-1}$ (об/сек)
1	1	0,032	7,5	2	1	0,033	6,8
	2		7,3		2		6,5
	3	0,04	7,1		3	0,04	6,2
	4		6,6		4		5,7
	5	0,05	6,5		5	0,045	5,3
	6		6,2		6		4,1
3	7	0,05	6	4	7	0,054	4
	8		5,4		8		3,7
	9	0,06	5,2		9	0,06	3,4
	10		4,1		10		3,2
	1	0,04	7,7		1	0,03	6
	2		7,6		2		6,2
5	3	0,06	7,4	6	3	0,032	6,4
	4		6,9		4		5,8
	5	0,07	6,6		5	0,034	5,5
	6		6,3		6		4,3
	7	0,08	6		7	0,036	4,1
	8		5,7		8		3,3
	9	0,09	5,5		9	0,055	3,5
	10		4,7		10		3,2
5	1	0,02	7,3	6	1	0,05	6
	2		7,1		2		6,2
	3	0,03	7		3	0,055	6,4
	4		6,8		4		5,8
	5	0,035	6,5		5	0,06	5,5
	6		6,2		6		4,3
	7	0,045	6		7	0,07	4,1
	8		5,8		8		3,3
	9	0,05	5,5		9	0,09	3,5
	10		4,6		10		3,2

Схема (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения кривошипа n_1 с ⁻¹ (об/сек)	Схема (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения кривошипа n_1 с ⁻¹ (об/сек)
7	1	0,04	7,5	8	1	0,02	6
	2		7,3		2		6,2
	3	0,05	7		3	0,025	6,4
	4		6,7		4		5,8
	5	0,06	6,5		5	0,03	5,5
	6		6,2		6		4,3
9	7	0,07	6		7	0,04	4,1
	8		5,7		8		3,3
	9	0,08	5,5		9	0,05	3,5
	10		4,9		10		3,2
	1	0,03	7,6	10	1	0,04	6,8
	2		7,2		2		6,2
9	3	0,04	7		3	0,045	6,4
	4		6,6		4		5,8
	5	0,05	6,3		5	0,05	5,5
	6		6		6		4,3
	7	0,06	6,1		7	0,06	4,1
	8		5,7		8		3,3
9	9	0,07	5,2		9	0,07	3,5
	10		4		10		3,1

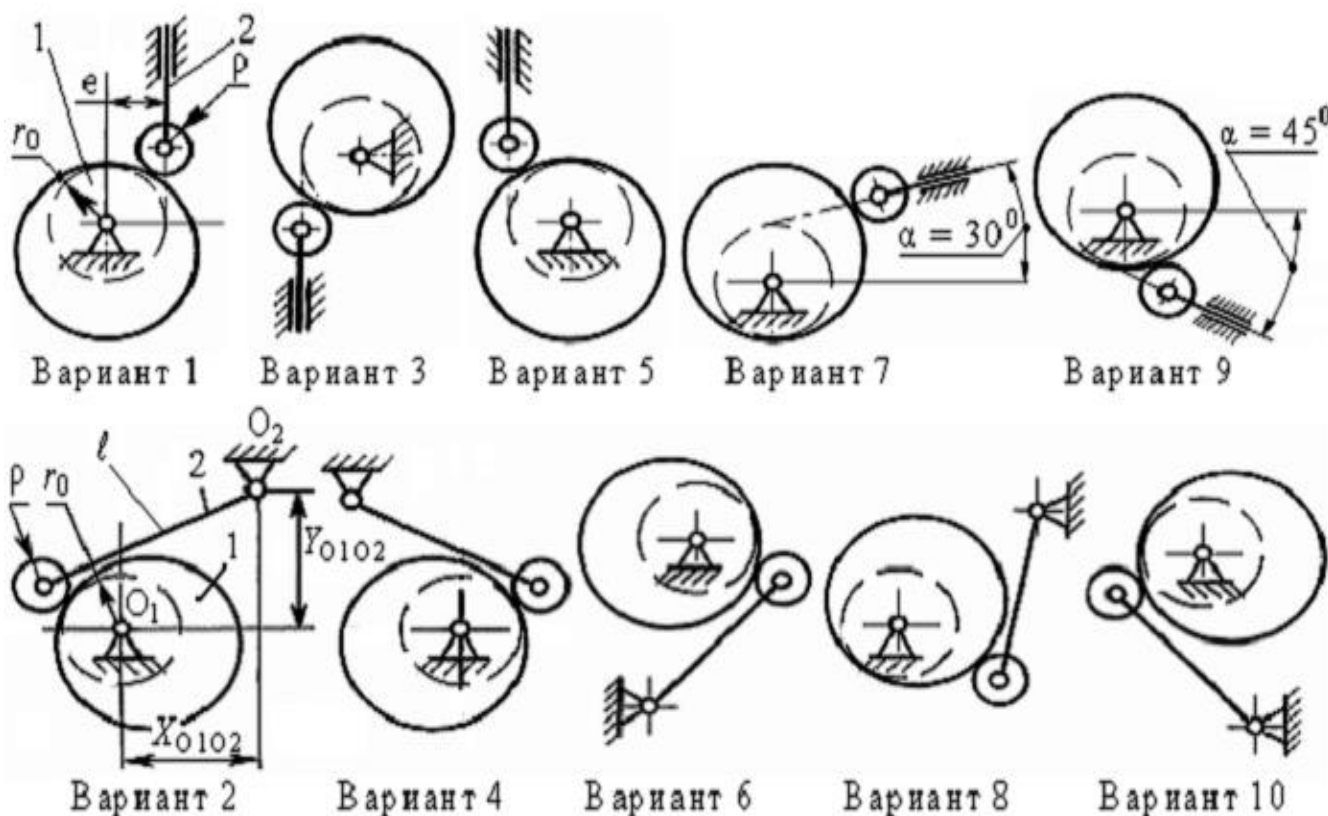
Т а б л и ц а 12. Схемы кулачковых механизмов (лист 2)

Вариант <i>схемы</i> механизма (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант <i>исходных данных</i> (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Размеры механизма, мм							Углы поворота кулачка, угл. градусы		
		X_{O1O2}	Y_{O1O2}	ℓ	r_0	ρ	e	$S_{\max}$ ($\beta_{ш}$)	Рабочий ход, $\varphi_{РХ}$	Дальний выстой, $\varphi_{ДВ}$	Холостой ход, $\varphi_{ХХ}$

Законы безразмерного ускорения ведомого звена; параметры зубчатой пары											
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{РХ}$	$\delta\beta_{РХ}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{ХХ}$	$\delta\beta_{ХХ}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		

Варианты схем механизмов (последняя цифра шифра студенческого билета)



Т а б л и ц а 13. Параметры кулачковых механизмов (КМ)

Вариант <u>схемы</u> механизма (последняя цифра шифра студенческого билета)	Вариант <u>исходных данных</u> (предпоследняя цифра шифра студенческого билета)	Размеры механизма, мм		
		r_0	ρ	e
1	2	3	4	5
1	1	120	8,5	35
	2	124	10	
	3	126	12,5	
	4	114	7,5	
	5	116	8,5	
	6	118	7,5	40
	7	114	12,5	
	8	110	6	
	9	130	12,5	
	10	140	15	
3	1	90	7,5	22
	2	100	8,5	
	3	104	12,5	
	4	95	10	
	5	85	12,5	
	6	92	8,5	18*
	7	88	12,5	
	8	114	15	
	9	102	10	
	10	100*	12,5*	
5	1	120	7,5	26
	2	130	10	
	3	118	8,5	
	4	114	7,5	
	5	116	10	
	6	122	8,5	32
	7	106	12,5	
	8	110	15	
	9	115	10	
	10	107	12,5	

* Данные для расчёта углов давления на рабочем и холостом ходах (см. также с. 70).

Вариант <u>схемы</u> механизма (<u>последняя</u> цифра шифра студенческого билета)	Вариант <u>исходных данных</u> (<u>предпоследняя</u> цифра шифра студенческого билета)	Размеры механизма, мм		
		r_0	ρ	e
1	2	3	4	5
7	1	120	10	22
	2	122	12,5	
	3	116	6	
	4	118	8,5	
	5	114	10	
	6	112	6	32
	7	118	7,5	
	8	117	8,5	
	9	124	15	
	10	110	10	
9	1	114	12,5	24
	2	128	15	
	3	120	10	
	4	124	12,5	
	5	108	10	
	6	114	12,5	32
	7	118	10	
	8	122	8,5	
	9	125	15	
	10	116	8,8	

Вариант <u>схемы</u> механизма (<u>последняя</u> цифра шифра студ. билета)	Вариант <u>исходных данных</u> (<u>предпоследняя</u> цифра шифра студ. билета)	Размеры механизма, мм				
		X_{0102}	Y_{0102}	ℓ	r_0	ρ
1	2	3	4	5	6	7
2	1	250	110	240	120	15
	2		80	260	110	25
	3		110	200	105	20
	4	245	120	280	115	22,5
	5		130			
	6		140			
	7	230	140	220	105	20
	8	220			100	
	9	225	150	215	110	25
	10	240				15

Вариант <u>схемы</u> механизма (последняя цифра шифра студ. билета)	Вариант <u>исходных данных</u> (предпоследняя цифра шифра студ. билета)	Размеры механизма, мм				
		X_{0102}	Y_{0102}	ℓ	r_0	ρ
1	2	3	4	5	6	7
4	1	– 250	120	240	115	25
	2	– 240	130	280	110	
	3	– 245	125	275	120	
	4	– 220	180	250	135	15
	5			240		
	6			220		
	7	– 265	105	250	120	20
	8		100	265	125	30
	9		110	260	135	25
	10		120	240	130	35
6	1	– 200	– 125	230	110	20
	2		– 115	250	130	
	3		– 130	260	120	
	4	– 165	– 250	210	125	25
	5		– 240	220	115	
	6		– 270	245	120	
	7	– 255	– 135	250	120	20
	8	– 240	– 100	210	135	
	9	– 265	– 120	265	125	
	10	– 235	– 110	240	115	
8	1	180	120	200	120	15
	2				115	25
	3				135	20
	4	230	165	230	125	15
	5	210			115	20
	6	225			130	12,5
	7	240	115	250	105	25
	8	260			115	
	9	245			135	
	10	255			120	
10	1	220	– 40	260	105	15
	2	230	– 80	245	100	
	3	245	– 60	270	120	
	4	160	– 200	265	110	30
	5	110	– 245	310		
	6	80	– 280	290		
	7	200	– 240	280	125	15
	8	160	– 250	240	135	12,5
	9	105	– 265	275	100	
	10	115	– 235	260	115	

Варианты исходных данных для построения профиля кулачка

Т а б л и ц а 14. ВАРИАНТ 1 (предпоследняя цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,4	0,3	0,2	0,2	1,7	0,35	1	0	0,4	0,6	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град						$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм	
<u>0</u> – точка 0 (см. рис. В.14)						0		0		0	
4,77						0,03		1,2		27,5	
<u>9,5</u>						0,25		4,5		50,7	
14,3						0,8		9,4		66,3	
<u>19</u>						1,8		15,2		71,7	
23,7						3,4		21,2		71,7	
<u>28,6</u>						5,4		27,2		71,7	
33,4						8		33		71,7	
<u>38,2</u>						11		39		62	
43						14,3		43		36	
<u>47,72</u> – точка I						18		44,6		0	
Участок постоянной скорости											
<u>47,72</u> – точка I						18					
50,9						20,4					
<u>54</u>						23					
57,2						25,3					
<u>60,3</u>						27,8					
63,5						30,2		44,6		0	
<u>66,6</u>						32,7					
69,8						35					
<u>72,9</u>						37,6					
76						40					
<u>79,22</u> – точка II						42,5					

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>79,22</u> – точка II	42,5	44,6	0
86,3	48	42,6	– 29,8
<u>93,4</u>	53	38	– 42,2
100,5	57,3	32,7	– 42,2
<u>107,5</u>	61	27,5	– 42,2
114,6	64	22,3	– 42,2
<u>121,7</u>	66,5	17	– 42,2
128,8	68,3	12	– 42,2
<u>135,8</u>	69,4	6,6	– 42,2
143	69,9	1,9	– 29,8
<u>150</u> = $\varphi_{\text{рх}}$ – точка III	<u>70</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>170</u> = $\varphi_{\text{дв}}$ – точка IV	70	0	0
176	69,9	– 0,9	– 17,6
<u>182</u>	69,7	– 3,7	– 34,8
188	69	– 8,2	– 51
<u>194</u>	68	– 14,3	– 66,2
200	66	– 22	– 79,6
<u>206</u>	63,3	– 31	– 91
212	59,6	– 41	– 100
<u>218</u>	54,7	– 52	– 107
224	48,7	– 63,3	– 111
<u>230</u> – точка V	41,4	– 75	– 113
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>230</u> – точка VI	41,4	– 75	0
236	33,6	– 73,5	29
<u>242</u>	26	– 69	56,3
248	19,3	– 62	79,6
<u>254</u>	13,3	– 52,5	97,5
260	8,3	– 41,7	109
<u>266</u>	4,6	– 30	113
272	2	– 18,5	104
<u>278</u>	0,6	– 9	79,6
284	0,08	– 2,3	43
<u>290</u> = $\varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{хх}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 15. **ВАРИАНТ 2** (*предпоследняя* цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,5	0,5	0,25	0,3	1,25	0,15	0	1	0,3	0,25	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>) 7,4 <u>14,7</u> 22,1 <u>29,5</u> 36,8 <u>44,2</u> 51,6 <u>58,9</u> 66,3 <u>73,67</u> – точка I					0		0		0		
					0,04		0,96		15		
					0,3		3,8		28,3		
					1,1		8,1		39		
					2,5		13,6		45,85		
					4,6		19,7		48,2		
					7,5		25,8		45,85		
					11,2		31,3		39		
					15,5		35,7		28,3		
					20,3		38,5		15		
					25,36		39,46		0		
Участок постоянной скорости											
<u>73,67</u> – точка I 75 <u>76,3</u> 77,6 <u>78,9</u> 80,2 <u>81,5</u> 82,8 <u>84,1</u> 85,4 <u>86,74</u> – точка II					25,36						
					26,3						
					27,2						
					28						
					29						
					30		39,46		0		
					30,8						
					31,7						
					32,6						
					33,5						
					34,36						

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>86,74</u> – точка II	34,36	39,46	0
94	39,4	38,2	– 19,3
<u>101</u>	44	34,7	– 33,4
109	48,2	30	– 38,6
<u>116</u>	51,7	25	– 38,6
123	54,6	20,2	– 38,6
<u>131</u>	56,9	15,2	– 38,6
138	58,5	10,3	– 38,6
<u>145</u>	59,5	5,4	– 36,7
153	59,9	1,5	– 22,7
<u>160</u> = $\varphi_{\text{рх}}$ – точка III	<u>60</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>170</u> = $\varphi_{\text{дв}}$ – точка IV	60	0	– 57,4
177	59,5	– 7,2	– 56,7
<u>184</u>	58,2	– 14,3	– 54,6
192	56	– 21	– 51,2
<u>199</u>	53	– 27,1	– 46,4
206	49	– 32,7	– 40,6
<u>213</u>	44,7	– 37,4	– 33,7
221	39,7	– 41,2	– 26
<u>228</u>	34,3	– 44	– 17,7
235	28,6	– 45,6	– 9
<u>242,4</u> – точка V	22,8	– 46,2	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>242,4</u> – точка VI	22,8	– 46,2	0
248	18,3	– 44,4	33,7
<u>254</u>	14	– 39,8	54,6
260	10,3	– 34	57,4
<u>265</u>	7,1	– 28,3	57,4
271	4,6	– 22,6	57,4
<u>277</u>	2,6	– 16,8	57,4
283	1,2	– 11	57,4
<u>288</u>	0,4	– 5,5	49,7
294	0,05	– 1,5	28,7
<u>300</u> = $\varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{хх}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 16. **ВАРИАНТ 3** (*предпоследняя* цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,4	0,2	1	0	1,2	0,2	0,2	0,4	0,5	0,5	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>)					0		0		0		
6,2					0,04		1		19,7		
<u>12,5</u>					0,3		4,2		36,5		
18,7					1		8,8		47,6		
<u>25</u>					2,3		14,3		51,6		
31,2					4,1		20		51,6		
<u>37,4</u>					6,6		25,5		51,6		
43,7					9,7		31		51,6		
<u>50</u>					13,4		36,8		51,6		
56,1					17,7		41,8		36,5		
<u>62,39</u> – точка I					22,38		43,9		0		
Участок постоянной скорости											
<u>62,39</u> – точка I					22,38						
64					23,6						
<u>65,5</u>					24,8						
67,1					26						
<u>68,6</u>					27,2						
70,2					28,4		43,9		0		
<u>71,8</u>					29,6						
73,3					30,8						
<u>75</u>					32						
76,5					33,2						
<u>78</u> – точка II					34,4						

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>78</u> – точка II	34,4	43,9	– 43
87,2	41	37	– 42,4
<u>96,4</u>	46,3	30,3	– 41
106	50,6	24	– 38,3
<u>115</u>	54	18	– 34,8
124	56,5	13	– 30,4
<u>133</u>	58,2	8,4	– 25,3
142	59,2	4,8	– 19,5
<u>152</u>	59,8	2,1	– 13,3
161	59,9	0,5	– 6,7
<u>170</u> = $\varphi_{\text{рх}}$ – точка III	<u>60</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>190</u> = $\varphi_{\text{дв}}$ – точка IV	60	0	0
196	59,9	– 2,4	– 45,7
<u>202</u>	59,4	– 8,4	– 64,6
208	58,2	– 15	– 64,6
<u>213</u>	56,3	– 21,5	– 64,6
219	53,8	– 28	– 64,6
<u>225</u>	50,6	– 34,7	– 64,6
231	46,7	– 41	– 59,7
<u>237</u>	42,3	– 46,5	– 45,7
243	37,3	– 50	– 24,7
<u>248,34</u> – точка V	32	– 51,4	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>248,34</u> – точка VI	32	– 51,4	0
256	25,8	– 50,2	19,9
<u>263</u>	19,7	– 46,5	37,9
270	14,2	– 40,8	52,2
<u>277</u>	9,6	– 33,6	61,4
284	5,8	– 25,7	64,5
<u>291</u>	3	– 17,8	61,4
299	1,4	– 10,6	52,2
<u>306</u>	0,4	– 4,9	37,9
313	0,05	– 1,3	19,9
<u>320</u> = $\varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{хх}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 17. **ВАРИАНТ 4** (*предпоследняя* цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,25	0,25	0,4	0	1,15	0,12	0	1	0,5	0,5	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>) 8,9 <u>17,9</u> 26,9 <u>35,8</u> 44,8 <u>53,7</u> 62,7 <u>71,6</u> 80,6 <u>89,5</u> – точка I					0		0		0		
					0,08		1,5		18,6		
					0,6		5,4		30		
					1,8		10,3		31,6		
					3,8		15,2		31,6		
					6,6		20,2		31,6		
					10		25		31,6		
					14,4		30		31,6		
					19,5		35		30		
					25,3		39		18,6		
					31,5		40,38		0		
Участок постоянной скорости											
<u>89,5</u> – точка I 90,7 <u>92</u> 93,1 <u>94,3</u> 95,4 <u>96,7</u> 97,8 <u>99</u> 100,2 <u>101,4</u> – точка II					31,5		40,38		0		
					32,4						
					33,2						
					34						
					35						
					35,7						
					36,6						
					37,4						
					38,3						
					39						
					39,9						

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>101,4</u> – точка II	39,9	40,38	– 27,5
111	46,5	35,6	– 27,5
<u>121</u>	52,2	31	– 27,5
131	57	26,2	– 27,5
<u>141</u>	61,2	21,5	– 27,5
151	64,5	16,8	– 27,5
<u>161</u>	67	12	– 27,5
170	68,7	7,4	– 25,4
<u>180</u>	69,6	3,5	– 19,4
190	69,9	0,9	– 10,5
<u>200</u> = $\varphi_{\text{РХ}}$ – точка III	<u>70</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>230</u> = $\varphi_{\text{ДВ}}$ – точка IV	70	0	– 88,2
236	69,5	– 9,2	– 87,1
<u>242</u>	68	– 18,2	– 83,9
248	65,7	– 26,7	– 78,6
<u>254</u>	62,5	– 34,6	– 71,4
260	58,5	– 41,6	– 62,4
<u>266</u>	53,8	– 47,6	– 51,8
272	48,6	– 52,4	– 40
<u>278</u>	43	– 55,9	– 27,3
284	37	– 58,1	– 13,8
<u>290</u> – точка V	30,8	– 58,8	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>290</u> – точка VI	30,8	– 58,8	0
296	24,7	– 57,4	27,3
<u>302</u>	19	– 53,2	51,8
308	13,6	– 46,7	71,4
<u>314</u>	9,1	– 38,5	83,9
320	5,6	– 29,4	88,2
<u>326</u>	3	– 20,3	83,9
332	1,3	– 12,1	71,4
<u>338</u>	0,4	– 5,6	51,8
344	0,05	– 1,4	27,3
<u>350</u> = $\varphi_{\text{РХ}} + \varphi_{\text{ДВ}} + \varphi_{\text{ХХ}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 18. **ВАРИАНТ 5** (*предпоследняя* цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,2	0,3	1	0	1,7	0,25	0,5	0,5	0,4	0,2	1,2	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град						$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм	
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>)						0		0		0	
5,8						0,06		1,8		33,8	
<u>11,6</u>						0,45		6,2		47,8	
17,4						1,3		11		47,8	
<u>23,2</u>						2,7		15,8		47,8	
29						4,5		20,7		47,8	
<u>34,8</u>						6,9		25,5		47,8	
40,6						9,7		30,4		47,8	
<u>46,4</u>						13		35		41,4	
52,2						16,7		38,4		24	
<u>57,98</u> – точка I						20,7		39,6		0	
Участок постоянной скорости											
<u>57,98</u> – точка I						20,7					
60,5						22,4					
<u>63</u>						24,2					
65,6						26					
<u>68</u>						27,7					
70,6						29,4		39,6		0	
<u>73,2</u>						31,2					
75,7						33					
<u>78,2</u>						34,7					
80,8						36,4					
<u>83,31</u> – точка II						38,2					

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>83,31</u> – точка II	38,2	39,6	– 28,1
96	46,3	33,4	– 27,8
<u>108,6</u>	53	27,4	– 26,7
121,3	58,4	21,6	– 25,1
<u>134</u>	62,6	16,3	– 22,8
146,6	65,6	11,6	– 20
<u>159,3</u>	67,7	7,56	– 16,5
172	69	4,32	– 12,8
<u>184,7</u>	69,7	1,94	– 8,7
197,3	69,9	0,487	– 4,4
<u>210</u> = $\varphi_{\text{рх}}$ – точка III	<u>70</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>250</u> = $\varphi_{\text{дв}}$ – точка IV	70	0	0
255	69,9	– 2	– 45,5
<u>260</u>	69,5	– 8	– 86,6
265,2	68,4	– 17	– 119
<u>270,2</u>	66,4	– 28,6	– 140
275,3	63,4	– 41,4	– 147
<u>280,3</u>	59	– 54,2	– 140
285,4	53,8	– 65,8	– 119
<u>290,5</u>	47,6	– 75	– 86,6
295,5	40,7	– 80,8	– 45,5
<u>300,58</u> – точка V	33,4	– 82,8	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>300,58</u> – точка VI	33,4	– 82,8	0
305,5	26,4	– 79	87
<u>310,5</u>	20	– 69,3	123
315,4	14,5	– 58,7	123
<u>320,3</u>	9,9	– 48,2	123
325,3	6,2	– 37,6	123
<u>330,2</u>	3,4	– 27	123
335,2	1,5	– 16,7	113
<u>340</u>	0,5	– 8	87
345	0,06	– 2,05	47
<u>350</u> = $\varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{хх}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 19. **ВАРИАНТ 6** (*предпоследняя* цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,2	0,4	0	1	1,5	0,25	0,5	0,5	1	0	1,2	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>)					0		0		0		
5,3					0,05		1,7		35,2		
<u>10,5</u>					0,4		5,8		49,7		
15,8					1,1		10,4		49,7		
<u>21,1</u>					2,3		15		49,7		
26,4					3,9		19,6		49,7		
<u>31,7</u>					5,9		24,2		49,7		
37					8,3		28,6		45,9		
<u>42,2</u>					11,2		32,4		35,2		
47,5					14,3		35		19		
<u>52,77</u> – точка I					17,6		35,8		0		
Участок постоянной скорости											
<u>52,77</u> – точка I					17,6						
55,8					19,4						
<u>58,8</u>					21,3						
61,8					23,2						
<u>64,8</u>					25						
67,8					27		35,8		0		
<u>70,8</u>					28,8						
73,8					30,7						
<u>76,8</u>					32,6						
79,8					34,4						
<u>82,77</u> – точка II					36,3						

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>82,77</u> – точка II	36,3	35,8	0
92,5	42,4	35,4	– 5,2
<u>102,2</u>	48,3	34	– 10,2
112	54	32	– 15,1
<u>121,7</u>	59	29	– 19,5
131,4	63,7	25,3	– 23,4
<u>141</u>	67,6	21	– 26,8
150,8	70,8	16,3	– 29,5
<u>160,5</u>	73	11	– 31,5
170,3	74,5	5,6	– 32,7
<u>180</u> = $\varphi_{\text{РХ}}$ – точка III	<u>75</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	– 33,2
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>200</u> = $\varphi_{\text{ДВ}}$ – точка IV	75	0	0
205,4	74,9	– 2,1	– 43
<u>211</u>	74,5	– 8	– 81,6
216,4	73,3	– 17,3	– 112
<u>221,8</u>	71	– 29	– 132
227,3	67,7	– 42	– 139
<u>232,7</u>	63	– 55	– 132
238,2	57,3	– 67	– 112
<u>243,6</u>	50,4	– 76	– 81,6
249,1	43	– 82	– 43
<u>254,55</u> – точка V	35	– 84	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>254,55</u> – точка VI	35	– 84	116
261,1	26	– 71	114
<u>267,6</u>	18,7	– 58	110
274,2	12,8	– 46	103
<u>280,7</u>	8,2	– 34,7	93,6
287,3	4,8	– 24,7	81,8
<u>293,8</u>	2,5	– 16	68
300,4	1,1	– 9,2	52,5
<u>307</u>	0,3	– 4	35,8
313,4	0,04	– 1	18,1
<u>320</u> = $\varphi_{\text{РХ}} + \varphi_{\text{ДВ}} + \varphi_{\text{ХХ}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 20. **ВАРИАНТ 7** (предпоследняя цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,5	0,5	0	1	1,2	0,15	1	0	0,25	0,25	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>)					0		0		0		
6,6					0,04		1		17,7		
<u>13,2</u>					0,3		4		33,7		
19,8					1		8,7		46,3		
<u>26,4</u>					2,3		14,5		54,4		
33					4,4		21		57,3		
<u>39,6</u>					7,2		27,5		54,4		
46,2					10,7		33,3		46,3		
<u>52,8</u>					14,8		38		33,7		
59,4					19,4		41		17,7		
<u>66,03</u> – точка I					24		42		0		
Участок постоянной скорости											
<u>66,03</u> – точка I					24						
67,5					25,3						
<u>69</u>					26,4						
70,4					27,4						
<u>72</u>					28,5						
73,4					29,6		42		0		
<u>75</u>					30,7						
76,3					31,8						
<u>77,8</u>					32,8						
79,3					33,9						
<u>80,76</u> – точка II					35						

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>80,76</u> – точка II	35	42	0
88,7	40,8	41,5	– 7,5
<u>96,6</u>	46,4	40	– 14,7
105	51,8	37,4	– 21,7
<u>112</u>	56,7	34	– 28
120	61,2	29,7	– 33,7
<u>128</u>	65	24,7	– 38,6
136	68	19,1	– 42,5
<u>144</u>	70,2	13	– 45,4
152	71,5	6,57	– 47,1
<u>160</u> = $\varphi_{\text{РХ}}$ – точка III	<u>72</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	– 47,7
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>190</u> = $\varphi_{\text{ДВ}}$ – точка IV	72	0	0
197	71,9	– 0,9	– 14,4
<u>205</u>	71,7	– 3,7	– 28,5
212	71	– 8,2	– 42
<u>219</u>	69,5	– 14,3	– 54,3
227	67,2	– 22	– 65,3
<u>234</u>	64	– 31	– 74,7
241	59,3	– 41	– 82,2
<u>248</u>	53,4	– 51,8	– 87,8
256	46	– 63,3	– 91,2
<u>263,1</u> – точка V	37	– 75	– 92,3
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>263,1</u> – точка VI	37	– 75	0
269	30	– 72	54,2
<u>274</u>	23	– 65	87,8
280	17	– 55,8	92,3
<u>286</u>	12	– 46,7	92,3
292	7,8	– 37,5	92,3
<u>297</u>	4,5	– 28,3	92,3
303	2,1	– 19,2	92,3
<u>309</u>	0,7	– 10	87,8
314	0,09	– 2,8	54,2
<u>320</u> = $\varphi_{\text{РХ}} + \varphi_{\text{ДВ}} + \varphi_{\text{ХХ}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 21. **ВАРИАНТ 8** (*предпоследняя* цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
1	0	0,3	0,25	1,25	0,3	0,4	0,2	0,5	0,5	1,1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>) 7,6 <u>15,3</u> 23 <u>30,5</u> 38 <u>45,8</u> 53,4 <u>61</u> 68,7 <u>76,3</u> – точка I					0		0		0		
					0,03		0,6		9,6		
					0,2		2,5		19		
					0,8		5,6		27,7		
					1,8		10		36		
					3,4		15,2		43,2		
					5,9		21,3		49,4		
					9,2		28,3		54,5		
					13,4		35,8		58		
					18,7		43,7		60,4		
					25,1		51,8		61		
Участок постоянной скорости											
<u>76,3</u> – точка I 79 <u>81,9</u> 84,6 <u>87,4</u> 90,2 <u>93</u> 95,8 <u>98,6</u> 101 <u>104,14</u> – точка II					25,1		51,8		0		
					27,6						
					30						
					32,6						
					35						
					37,7						
					40,2						
					42,7						
					45,2						
					47,7						
					50,26						

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>104,14</u> – точка II	50,26	51,8	0
112	57	49,8	– 28,7
<u>119</u>	63,3	44,7	– 46,5
127	68,8	38,3	– 49
<u>134</u>	73,4	31,8	– 49
142	77,2	25,3	– 49
<u>150</u>	80	18,8	– 49
157	82,2	12,4	– 49
<u>165</u>	83,4	6,2	– 42,3
172	83,9	1,7	– 24,4
<u>180</u> = $\varphi_{\text{рх}}$ – точка III	<u>84</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>200</u> = $\varphi_{\text{дв}}$ – точка IV	84	0	0
206	83,9	– 2	– 38,6
<u>211</u>	83,5	– 7,3	– 71,3
217	82,4	– 15,3	– 93,2
<u>222</u>	80,5	– 24,8	– 101
228	77,7	– 34,5	– 101
<u>233</u>	74	– 44,2	– 101
239	69	– 54	– 101
<u>244</u>	63,4	– 63,7	– 101
250	56,8	– 72,5	– 71,3
<u>255,3</u> – точка V	49,6	– 76	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>255,3</u> – точка VI	49,6	– 76	0
263	39,8	– 74,2	28,3
<u>270</u>	30,4	– 68,8	54
278	22	– 60,4	74,2
<u>285</u>	14,7	– 49,8	87,2
293	9	– 38	92
<u>300</u>	4,8	– 26,3	87,2
308	2	– 15,7	74,2
<u>315</u>	0,6	– 7,3	54
322	0,08	– 1,9	28,3
<u>330</u> = $\varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{хх}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 22. **ВАРИАНТ 9** (предпоследняя цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0	1	0,4	0,3	1,6	0,3	0,4	0,4	1	0	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>)					0		0		47,6		
6,2					0,3		5		47		
<u>12,3</u>					1		10		45,3		
18,5					2,4		14,8		42,4		
<u>24,6</u>					4,3		19,2		38,5		
30,8					6,5		23		33,7		
<u>37</u>					9,2		26,4		28		
43					12,2		29		21,6		
<u>49,3</u>					15,4		31		14,7		
55,4					18,8		32,2		7,4		
<u>61,59</u> – точка I					22,3		32,6		0		
Участок постоянной скорости											
<u>61,59</u> – точка I					22,3						
65					24,3						
<u>68,4</u>					26,2						
71,9					28,2						
<u>75,3</u>					30						
78,7					32		32,6		0		
<u>82</u>					34						
85,6					36						
<u>89</u>					38						
92,4					40						
<u>95,86</u> – точка II					41,8						

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>95,86</u> – точка II	41,8	32,6	0
104	46,5	31,5	– 15
<u>113</u>	51	28,4	– 25,8
121	54,8	24,2	– 29,8
<u>129,5</u>	58	20	– 29,8
138	60,7	15,5	– 29,8
<u>146</u>	62,6	11	– 29,8
155	64	6,9	– 27,5
<u>163</u>	64,7	3,3	– 21
171,6	64,9	0,85	– 11,4
<u>180</u> = $\varphi_{\text{рх}}$ – точка III	<u>65</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>200</u> = $\varphi_{\text{дв}}$ – точка IV	65	0	0
204,7	64,9	– 2,4	– 57
<u>209,5</u>	64,5	– 9,1	– 105
214	63,3	– 19,3	– 137
<u>219</u>	61,3	– 31,2	– 150
223,6	58,2	– 43,5	– 150
<u>228,4</u>	54	– 55,8	– 150
233	49	– 67,7	– 137
<u>237,8</u>	43	– 78	– 105
242,6	36,2	– 84,6	– 57
<u>247,3</u> – точка V	29	– 87	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>247,3</u> – точка VI	29	– 87	149
252,6	21,7	– 73,4	147
<u>257,8</u>	15,6	– 60	141
263	10,6	– 47,5	132
<u>268,4</u>	6,8	– 36	120
273,6	4	– 25,5	105
<u>279</u>	2	– 16,6	87
284,2	0,9	– 9,5	67,5
<u>289,5</u>	0,26	– 4,3	46
294,7	0,03	– 1,1	23
<u>300</u> = $\varphi_{\text{рх}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{хх}}$ – точка VII	0	0	0

Т а б л и ц а 23. **ВАРИАНТ 10** (*предпоследняя* цифра шифра студ. билета)

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,5	0,5	1	0	1,8	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{\text{кул}}$, град					$\beta_{\text{толк}}$, мм		$\beta'_{\text{толк}}$, мм		$\beta''_{\text{толк}}$, мм		
<u>0</u> – точка 0 (см. <i>рис. В.14</i>)					0		0		0		
5,46					0,035		1,1		22,7		
<u>10,9</u>					0,27		4,25		43,1		
16,4					0,9		9,18		59,3		
<u>21,8</u>					2,1		15,4		69,8		
27,3					3,9		22,3		73,3		
<u>32,8</u>					6,3		29,1		69,8		
38,2					9,4		35,3		59,3		
<u>43,7</u>					13		40,3		43,1		
49,2					17		43,4		22,7		
<u>54,63</u> – точка I					21,2		44,5		0		
Участок постоянной скорости											
<u>54,63</u> – точка I					21,2						
57,3					23,3						
<u>60</u>					25,4						
62,7					27,5						
<u>65,4</u>					29,6						
68,1					31,7*		44,5*		0		
<u>70,8</u>					33,8						
73,5					36						
<u>76,2</u>					38						
79					40						
<u>81,66</u> – точка II					42,2						

* Данные для расчёта углов давления на рабочем и холостом ходах (см. также с. 49).

Участок выбега			
$\varphi_{\text{кул}}$, град	$\beta_{\text{толк}}$, мм	$\beta'_{\text{толк}}$, мм	$\beta''_{\text{толк}}$, мм
<u>81,66</u> – точка II	42,2	44,5	– 40,7
91,5	49,3	37,6	– 40,2
<u>101,3</u>	55	30,8	– 38,8
111,2	60	24,3	– 36,3
<u>121</u>	63,5	18,4	– 33
130,8	66,2	13	– 28,8
<u>140,7</u>	68	8,5	– 24
150,5	69,2	4,85	– 18,5
<u>160,3</u>	69,7	2,18	– 12,6
170,2	69,9	0,55	– 6,37
<u>180</u> = $\varphi_{\text{РХ}}$ – точка III	<u>70</u> = $S_{\text{max}} (\beta_{\text{III}})$	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
<u>220</u> = $\varphi_{\text{ДВ}}$ – точка IV	70	0	0
225,3	69,9	– 2,7	– 56,8
<u>230,7</u>	69,3	– 10	– 98,3
236	67,9	– 20,2	– 114
<u>241,4</u>	65,6	– 30,8	– 114
246,7	62,2	– 41,4	– 114
<u>252</u>	57,9	– 52	– 114
257,4	52,5	– 62,3	– 105
<u>262,7</u>	46,3	– 71	– 80,3
268,1	39,4	– 77	– 43,4
<u>273,41</u> – точка V	32,1*	– 78,9*	0
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
<u>273,41</u> – точка VI	32,1	– 78,9	0
278,1	25,8	– 75,5	80,3
<u>282,7</u>	20	– 67,2	114
287,4	15	– 57,9	114
<u>292</u>	10,5	– 48,7	114
296,7	7	– 39,5	114
<u>301,4</u>	4,1	– 30,2	114
306	2	– 21	114
<u>310,7</u>	0,7	– 11,8	114
315,3	0,09	– 3,4	80,3
<u>320</u> = $\varphi_{\text{РХ}} + \varphi_{\text{ДВ}} + \varphi_{\text{ХХ}}$ – точка VII	0	0	0

Примечание. Приведенные в табл. 14 – 23 числовые значения параметров для удобства их использования округлены. Примеры фактических расчетных значений с ЭВМ представлены в приложении Д.

ВОПРОСЫ

для самоконтроля по курсу «Теория механизмов и машин»

1. Приведите определение машины, механизма.
2. Приведите определение кинематической пары, кинематической цепи.
3. По какому признаку кинематические пары делятся на классы?
4. В каких механизмах используются незамкнутые кинематические цепи?
5. Объясните термины: кривошип, ползун, шатун, коромысло, кулиса.
6. Назовите виды механических передач.
7. Объясните геометрический смысл коэффициентов в формулах для определения степеней свободы механизма.
8. По какому признаку кинематические пары подразделяются на высшие и низшие классы? Что такое кинематический элемент?
9. Каков физический смысл значения W для плоских и пространственных кинематических цепей?
10. Что такое зона обслуживания манипулятора, сервис манипулятора?
11. Что называется трением скольжения, качения и верчения?
12. Что такое передаточное отношение и передаточное число?
13. Что такое механический коэффициент полезного действия механизма?
14. Опишите принцип действия зубчатой передачи.
15. Что представляет собой модуль зубчатого зацепления?
16. Что такое ступенчатая зубчатая передача (передача с кратным зацеплением)?
17. Что представляет собой планетарный и дифференциальный зубчатые механизмы? Что вам известно о кинематике дифференциальных и планетарных механизмах?
18. Что представляют собой зубчатые передачи с пересекающимися и скрещающимися осями?
19. Как определяется КПД зубчатого зацепления?
20. Что представляют собой винтовые, гидравлические и пневматические механизмы?
21. В чем состоят сходство и различие редукторов, коробок скоростей и вариаторов?
22. Что такое редуктор? Каковы его основные параметры? Приведите примеры их условных обозначений и объясните смысл основных параметров.
23. По каким критериям выбирается редуктор?
24. При помощи каких передач можно соединить валы с параллельными осями, пересекающимися осями или перекрещивающимися осями?
25. Опишите комбинированные передаточные механизмы.

26. Назовите и кратко опишите устройства для плавного регулирования скорости движения машины.

27. Что такое передаточные функции и каков их физический смысл?

28. Назовите и поясните основные критерии работоспособности кулачковых механизмов.

29. В чем состоит оптимизация закона движения выходного звена кулачковых механизмов?

30. Что такое мягкие и жесткие удары в законах движения элементов кулачковых механизмов?

31. Дайте определения угловой скорости и углового ускорения звеньев механизма.

32. Назовите механизмы с передачей движения гибкой связью.

33. Как устроены клиновые ремни?

34. Из каких материалов изготавливаются плоские и круглые ремни?

35. В чем преимущества и недостатки ременных передач в сравнении с другими передачами?

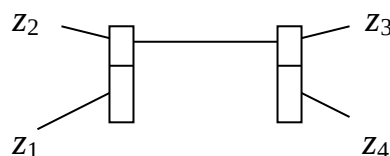
36. Назовите известные Вам способы регулирования угловой скорости рабочего вала машины.

37. Перечислите устройства для ступенчатого регулирования скорости.

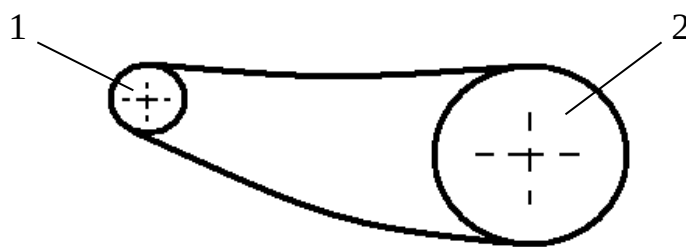
38. Определите частоту вращения (n) колеса 4, если

$$z_1 = 20, z_2 = 40, z_3 = 25,$$

$$z_4 = 50, n_1 = 80 \text{ мин}^{-1}.$$



39. Определите частоту вращения выходного вала n_2 втулочно-роликовой цепной передачи, если дано $n_1 = 60 \text{ мин}^{-1}$, $z_1 = 30$, $z_2 = 75$.



40. Определите угловую скорость ведомого шкива ременной передачи, если $\omega_1 = 10 \text{ рад/с}$, $D_1 = 100 \text{ мм}$, $D_2 = 250 \text{ мм}$.

41. Сформулируйте краткие сведения по следующим темам: основы виброзащиты механизмов и машин, вибротранспорт, динамическое гашение колебаний, балансировка вращающихся деталей (узлов).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В процессе выполнения данной работы предполагается приобретение исполнителем определенного кругозора в вопросах последовательности этапов анализа машины в целом, узлов механических систем и т. д.

За пределами изложенной темы в силу ограничения объема материала остались многие вопросы, в частности, вопросы оптимизации геометрических, кинематических и динамических параметров предложенных к рассмотрению конструкций. Это, в некоторой степени, «бесконечная» тема, связанная в первую очередь с серийностью производства, степенью ответственности узла, технологическим оснащением предприятия-изготовителя, квалификацией исполнителей и многими другими факторами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК **ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА**

1. Теория механизмов и механика машин: учебник для вузов / Г. А. Тимофеев [и др.]. — Москва: Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана, 2017. — 568 с. — ISBN 978-5-7038-4151-8. — Текст: электронный // IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/104587>.

2. Чёрная, Л. А. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / Л. А. Чёрная, Г. А. Тимофеев. — Москва: Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана, 2019. — 176 с. — ISBN 978-5-7038-4939-2. — Текст: электронный // IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/118890>.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА К ЧАСТИ 1

3. Теория машин и механизмов. Часть 1: учебное пособие. — Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна, 2019. — 65 с. — Текст: электронный // IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/102562>. Режим доступа: для авторизир. пользователей. - DOI: <https://doi.org/10.23682/102562>.

4. Теория машин и механизмов. Часть 2: учебное пособие. — Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна, 2019. — 56 с. — Текст: электронный // IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/102563>. Режим доступа: для авторизир. пользователей. - DOI: <https://doi.org/10.23682/102563>.

5. Теория машин и механизмов. Часть 3: учебное пособие. — Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна, 2019. — 84 с. — Текст: электронный // IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/102564>. — Режим доступа: для авторизир. пользователей. - DOI: <https://doi.org/10.23682/102564>.

6. Теория машин и механизмов. Часть 4: учебное пособие. — Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный университет промышлен-

ных технологий и дизайна, 2019. — 64 с. — Текст: электронный // IPR SMART: [сайт]. — URL: <https://www.iprbookshop.ru/102565>. — Режим доступа: для авторизир. пользователей. - DOI: <https://doi.org/10.23682/102565>.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА К ЧАСТИ 2

7. Теория механизмов и машин. Кулачковые механизмы. Синтез законов движения толкателя: учебное пособие для студентов вузов / И. И. Вульфсон и др. — Санкт-Петербург: ФГБОУВПО СПГУПТД, 2015. — 111 с.

8. Теория механизмов и машин. Сборник заданий по разделу «Структурный анализ плоских рычажных механизмов»: методические указания / сост. И. А. Шарапин. — Санкт-Петербург: ИПЦ СПГУТД, 2007. — 39 с.

9. Шарапин, И. А. Теория механизмов и машин. Сборник заданий для выполнения контрольной и курсовой работ: учебное пособие для студентов вузов / И. А. Шарапин. — Санкт-Петербург: ИПЦ СПГУТД, 2007. — 68 с.

10. Шарапин, И. А. Кинематический анализ зубчатых передач: учебное пособие / И. А. Шарапин. — Санкт-Петербург: ИПЦ СПГУТД, 2008. — 90 с.

11. Шарапин, И. А. Расчет элементов зубчатой передачи: учебное пособие / И. А. Шарапин, Т. Г. Шиянова. — Санкт-Петербург: РИЦ СПГУТД, 2011. — 104 с.

СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Механизм представляет собой кинематическую цепь (КЦ), звенья которой обладают полной определенностью движения. В свою очередь последовательно каждые два звена КЦ соединяются между собой кинематическими парами.

Кинематическая пара (КП) – подвижное соединение двух звеньев. Способы соединения звеньев с помощью КП весьма разнообразны. При соединении двух (или нескольких) звеньев посредством КП на их относительное движение накладывается некоторое число ограничений, называемых *связями*, зависящее от характера кинематических элементов звеньев.

Кинематический элемент (КЭ) – точка, линия или поверхность, по которой происходит соединение звеньев КП.

В общем случае всякое свободно движущееся в пространстве абсолютно твердое тело *ABC* (рис. А.1) обладает **шестью степенями свободы**. Движение такого тела может быть представлено как одновременное скольжение вдоль трех произвольно выбранных взаимно перпендикулярных ($\perp$) осей *X*, *Y*, *Z* и вращение вокруг этих же осей.

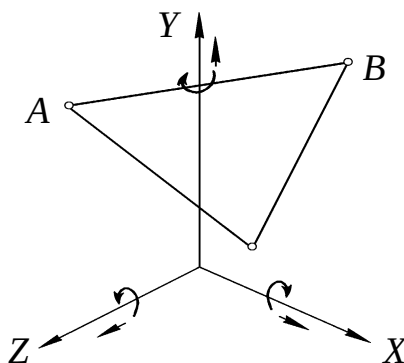


Рис. А.1. Степени свободы абсолютно твердого тела

Вхождение звена в КП с другим звеном налагает на движение этих звеньев друг относительно друга определенные условия связи. Очевидно, что число этих условий связи может быть только целым числом и должно быть менее 6, так как в том случае, когда число условий связи равно числу степеней свободы, звенья теряют относительную подвижность и КП переходит в жесткое соединение двух звеньев (статическую пару).

Точно так же число условий связи не может быть меньше 1, так как в случае, когда число условий связи равно 0, звенья не могут соприкасаться, следовательно, КП перестает существовать и мы будем иметь два свободных тела, движущихся в пространстве независимо друг от друга.

Таким образом, число условий связи, наложенных на относительное движение каждого звена КП, изменяется в пределах от 1 до 5. Следовательно, число степеней свободы звена КП в относительном движении может быть выражено условием

$$H = 6 - S, \quad (A.1)$$

где H – число степеней свободы звена после его присоединения в КП;

S – число условий связи, налагаемых КП.

Из (A.1) следует, что H также может изменяться только от 1 до 5.

Итак, связи, наложенные на относительное движение звеньев КП, ограничивают те возможные относительные движения, которыми обладают звенья.

Рассмотрим пример плоского движения (рис. А.2).

Свободное тело на плоскости обладает 3 степенями свободы, т. е. тело I и тело II (каждое) имеют по 3 степени свободы. Соединим их между собой так, чтобы осталось только одно возможное относительное движение между ними. На теле I , например, наварим шип, а в теле II просверлим отверстие, соответствующее наружному диаметру этого шипа. После соединения этих двух тел у них из общих 6 останется лишь 4 степени свободы: 3 возможные совместные движения и 1 вращение друг относительно друга.

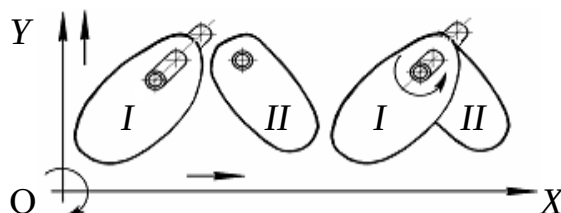


Рис. А.2. Плоское движение тел

Соответствующим подбором соприкасающихся элементов звеньев можно устранить одно из вращательных движений вокруг какой-либо оси или одно из поступательных движений вдоль какой-либо оси, или одно вращательное и одно поступательное одновременно, или два вращательных одновременно и т. д.

Оставшиеся возможные движения могут быть независимыми друг от друга или же могут быть связаны друг с другом каким-либо дополнительным геометрическим условием. Эти дополнительные условия можно выразить в виде некоторых уравнений, позволяющих определить зависимость между связанными движениями.

Оставшиеся независимые возможные движения будут характеризовать число степеней свободы звеньев КП в их относительном движении.

Как уже отмечалось, все КП подразделяются на 5 основных классов по количеству связей, наложенных на относительное движение звеньев.

Рассмотрим КП с различными независимыми возможными движениями.

Кинематические пары I класса – такие КП, в которых на относительное движение каждого звена наложено одно ограничение ($S = 1$) – рис. А.3.

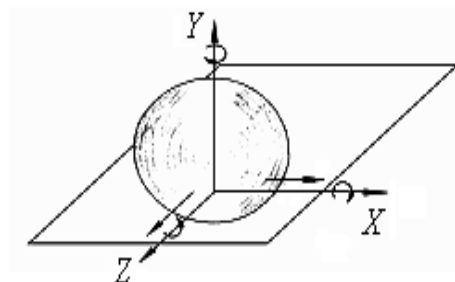


Рис. А.3. КП I класса

Здесь число условий связи (число ограничений) $S = 1$, число степеней свободы (степеней подвижности) $H = 5$, возможные движения: 3 вращения и 2 поступательные движения.

На практике по этому принципу работают, например, опоры валов – шариковые подшипники качения и подшипники скольжения.

2-й вид пары I класса: 2 вращения и 3 поступательные движения создать *нельзя*, так как если мы будем иметь соприкосновение каких-либо двух геометрических элементов, то относительное поступательное движение в направлении нормали к этим элементам уже *является невозможным*. Например, при соприкосновении шара с плоскостью невозможно его поступательное движение в направлении оси Y , которая служит нормалью к соприкасающимся телам. Иначе говоря, нельзя подобрать форму элемента КП, которая при соприкосновении допускала бы наличие трех поступательных движений. Всегда хотя бы одно поступательное движение будет исключено.

КП II класса допускают наложение двух связей ($S = 2$) на взаимное движение звеньев. Пары 1-го вида допускают 3 вращения и 1 поступательное движение каждого из звеньев (рис. А.4). Число степеней свободы $H = 4$.

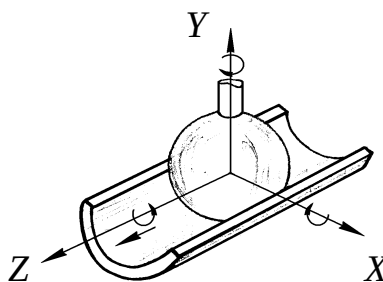


Рис. А.4. КП II класса, 1-й вид

Пары II класса 2-го вида допускают 2 вращения и 2 поступательные движения каждого из звеньев (рис. А.5).

На практике по этому принципу работают, например, опоры валов – роликовые подшипники качения или ядро в гладком оружейном стволе.

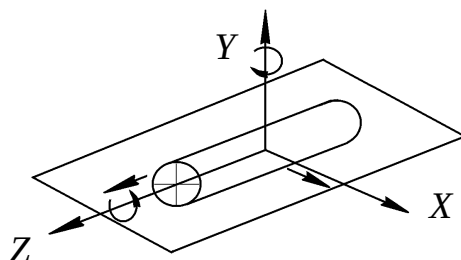


Рис. А.5. КП II класса, 2-й вид

Теоретически возможны пары II класса 3-го вида, допускающие 1 вращение и 3 поступательные движения. На практике же эти пары воспроизведены быть не могут.

Кинематические пары III класса налагают на относительное движение каждого из входящих в них звеньев *три* ограничения (число связей $S = 3$). Число степеней свободы $H = 3$. Пары 1-го вида допускают только 3 вращения каждого из звеньев (пространственный шарнир Гука или сферический шарнир) (рис. А.6).

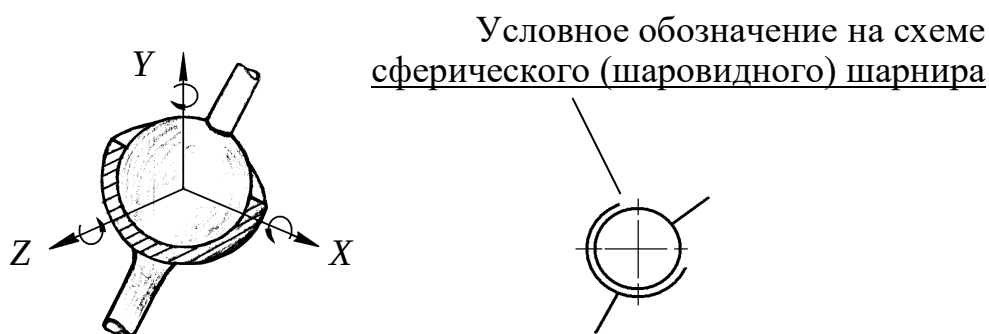


Рис. А.6. КП III класса, 1-й вид

Пары III класса 2-го вида допускают 2 вращения и 1 поступательное движение каждого из звеньев (рис. А.7).

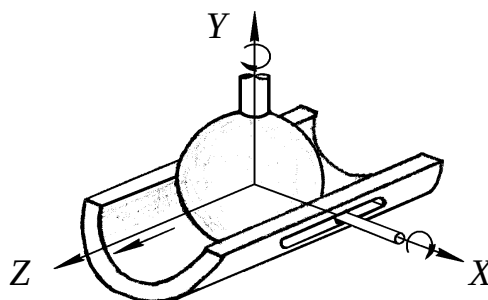


Рис. А.7. КП III класса, 2-й вид

Пары III класса 3-го вида допускают 2 поступательные движения и 1 вращение каждого из звеньев (рис. А.8).

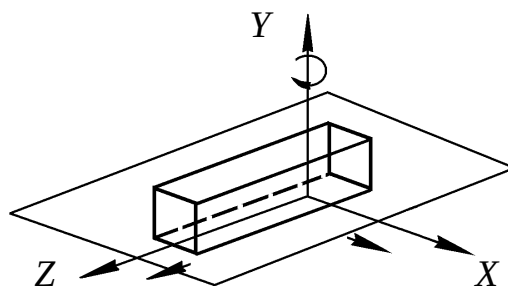


Рис. А.8. КП III класса, 3-й вид

Пары III класса 4-го вида (3 поступательные движения) – клиновой механизм – на практике воспроизведены быть не могут.

Кинематические пары IV класса налагают на относительное движение каждого из входящих в них звеньев *четыре* ограничения ($S = 4$). Число степеней свободы $H = 2$. Пары IV класса 1-го вида допускают 2 вращения каждого из звеньев (рис. А.9).

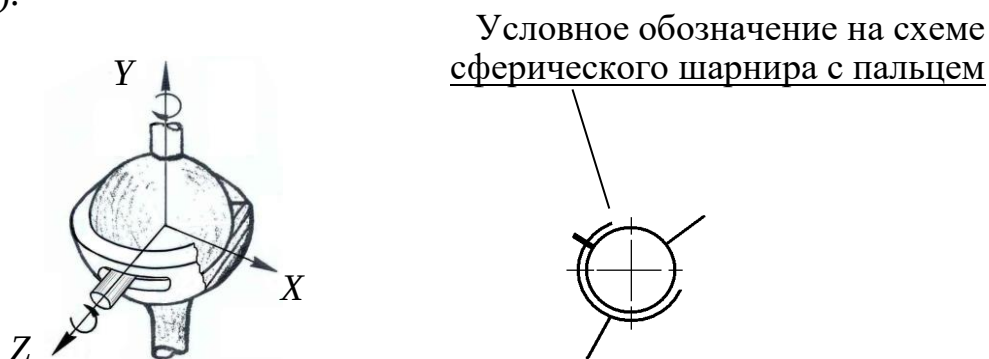


Рис. А.9. КП IV класса, 1-й вид

Пары IV класса 2-го вида допускают 1 вращение и 1 поступательное движение каждого из звеньев (рис. А.10).



Рис. А.10. КП IV класса, 2-й вид

Кинематические пары V класса налагают на относительное движение каждого из входящих в них звеньев *пять* ограничений ($S = 5$). Число степеней свободы $H = 1$. Пары V класса 1-го вида допускают только 1 вращение каждого из звеньев (вращательная пара, плоский шарнир) (рис. А.11).

Пары V класса 2-го вида допускают только 1 поступательное движение каждого из звеньев (поступательная пара) (рис. А.12).



Рис. А.11. КП V класса, 1-й вид

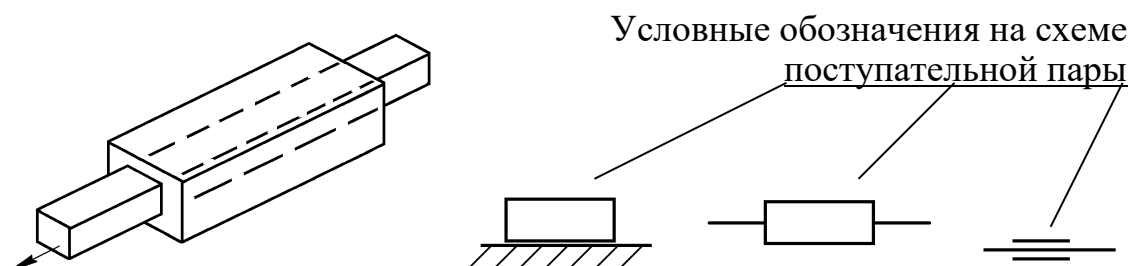


Рис. А.12. КП V класса, 2-й вид

Осуществление заданного относительного движения соединением звеньев в КП так, чтобы один элемент пары находился в непосредственном контакте с другим элементом, в некоторых случаях оказывается нецелесообразным.

Соединяя, например, во вращательную пару два звена, мы часто в качестве промежуточного звена вводим шарикоподшипник в целях уменьшения трения в паре. Так мы получаем соединение, которое, строго говоря, не представляет собой КП, так как имеет в своем составе ряд подвижных звеньев.

Нетрудно увидеть, что если отнести шарикоподшипник к одному из сочленяемых основных звеньев пары, то относительное движение звеньев пары не изменится. Таким образом, это соединение будет парой V класса.

При рассмотрении возможных движений, которыми обладают звенья пар в их относительном движении, необходимо иметь в виду, что эти движения следует рассматривать лишь как возможные для данного момента времени.

Рассмотренные КП относились к парам, для которых мгновенные возможные движения их звеньев не зависят друг от друга.

В технике встречаются КП, для которых относительные движения их звеньев связываются какой-либо дополнительной геометрической зависимостью. В качестве примера рассмотрим случай такой КП, наиболее часто встречающейся в механизмах.

Представим, что некоторому углу поворота (φ) одного звена относительно другого соответствует вполне определенное поступательное движение (S) вдоль той же оси, задаваемое уравнением дополнительной связи вида $S = \frac{hz\varphi}{2\pi}$, где h – шаг винта; z – число заходов винтовой линии. Такая пара является КП V класса (движения являются зависимыми) и носит название *винтовой пары* (рис. А.13).

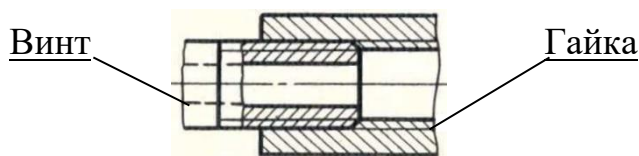


Рис. А.13. Винтовая пара

По виду *кинематического элемента* (КЭ) КП делятся на высшие и низшие.

Высшими КП называют пары, в которых соприкосновение элементов КП происходит в *точке* или по *линии* (рис. А.14, а, б).

Низшими КП называются пары, в которых соприкосновение элементов КП происходит по *поверхности* (рис. А.14, в).

Для постоянного соприкосновения элементов в паре они должны быть замкнуты. Замыкание КП может быть кинематическим или силовым. *Кинематическое замыкание* реализуется конструктивной формой элементов, входящих в пару. *Силовое замыкание* реализуется использованием силы веса, упругости замыкающей пружины и т. д.

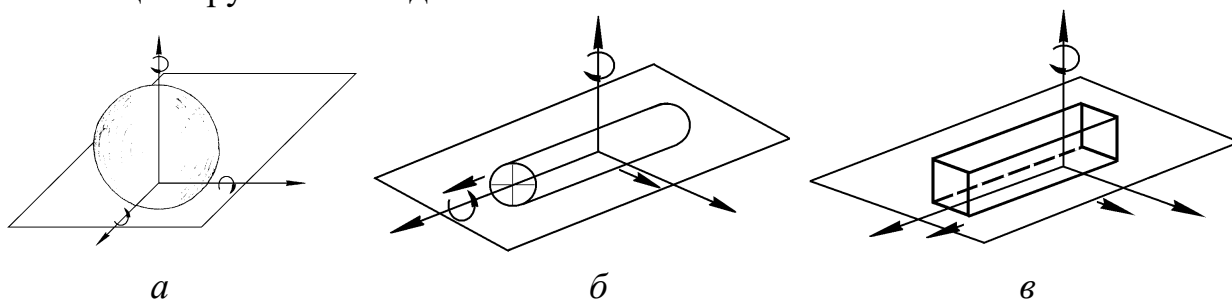


Рис. А.14. Высшие КП: а – контакт в точке; б – контакт по линии;
в – низшая КП – контакт по поверхности

СВОЙСТВА НИЗШИХ КП

Свойство 1. У низших КП относительные траектории совпадающих точек звеньев, входящих в пару, тождественны. Низшие пары, таким образом, обладают обратимостью движения, т. е. вид траектории в относительном движении не зависит от того, какое из звеньев принято за неподвижное. Во вращательной КП траектории точки М (рис. А.15) – окружности одинаковых радиусов независимо от того, какое из звеньев вращается (1 или 2).

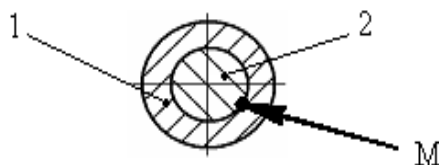


Рис. А.15. Низшая пара

В поступательной паре совпадают отрезки контактных прямых, в винтовой паре совпадают винтовые линии.

Свойство 2. Давление между поверхностями у низших КП распределяется по площадям конечных размеров; удельное давление (следовательно, и поверхностный износ звеньев) оказывается сравнительно меньше, чем у высших пар.

Свойство 3. Низшие пары просты и относительно дешевы в изготовлении.

Свойство 4. Задача синтеза механизмов с низшими парами до настоящего времени в общем виде не решена.

Свойство 5. Трение в низших КП представляет собой трение скольжения; потери на трение в этом случае достигают значительных величин.

Свойство 6. Поверхности соприкосновения низших КП должны быть такой формы, чтобы звенья могли перемещаться друг относительно друга без нарушения их контакта. Однако существуют только 3 формы поверхностей, при которых они могут перемещаться одна относительно другой:

- цилиндрические поверхности могут скользить одна по другой вдоль их образующей;
- поверхности вращения могут вращаться вокруг их общей оси симметрии;
- винтовые поверхности могут перемещаться одна по другой.

Отсюда следует, что низшие пары могут быть только 3-х типов: поступательными, вращательными и винтовыми.

СВОЙСТВА ВЫСШИХ КП

Свойство 1. По отношению к системам отсчета, связанными с различными звеньями траектории совпадающих точек звеньев в высших парах, как правило, различны, т. е. высшие пары не обладают свойством обратимости движения (вид траектории в относительном движении зависит от того, какое из звеньев принято за неподвижное).

Например: 1. Траекторией точки *B*, принадлежащей толкателю (рис. А.16) относительно кулачковой шайбы является профиль этой шайбы; траекторией точки, принадлежащей шайбе в системе отсчета, связанной с толкателем, является некоторая кривая, проходящая через точку *B*.

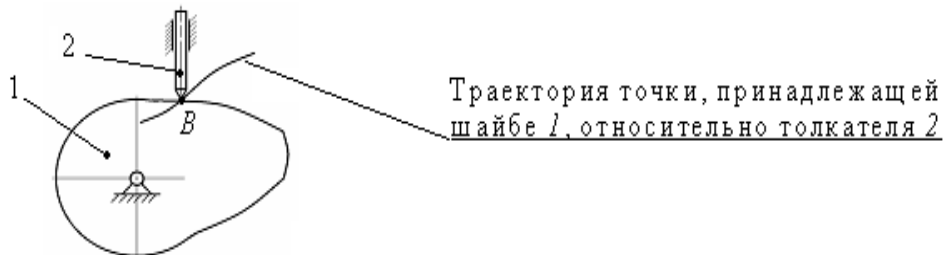
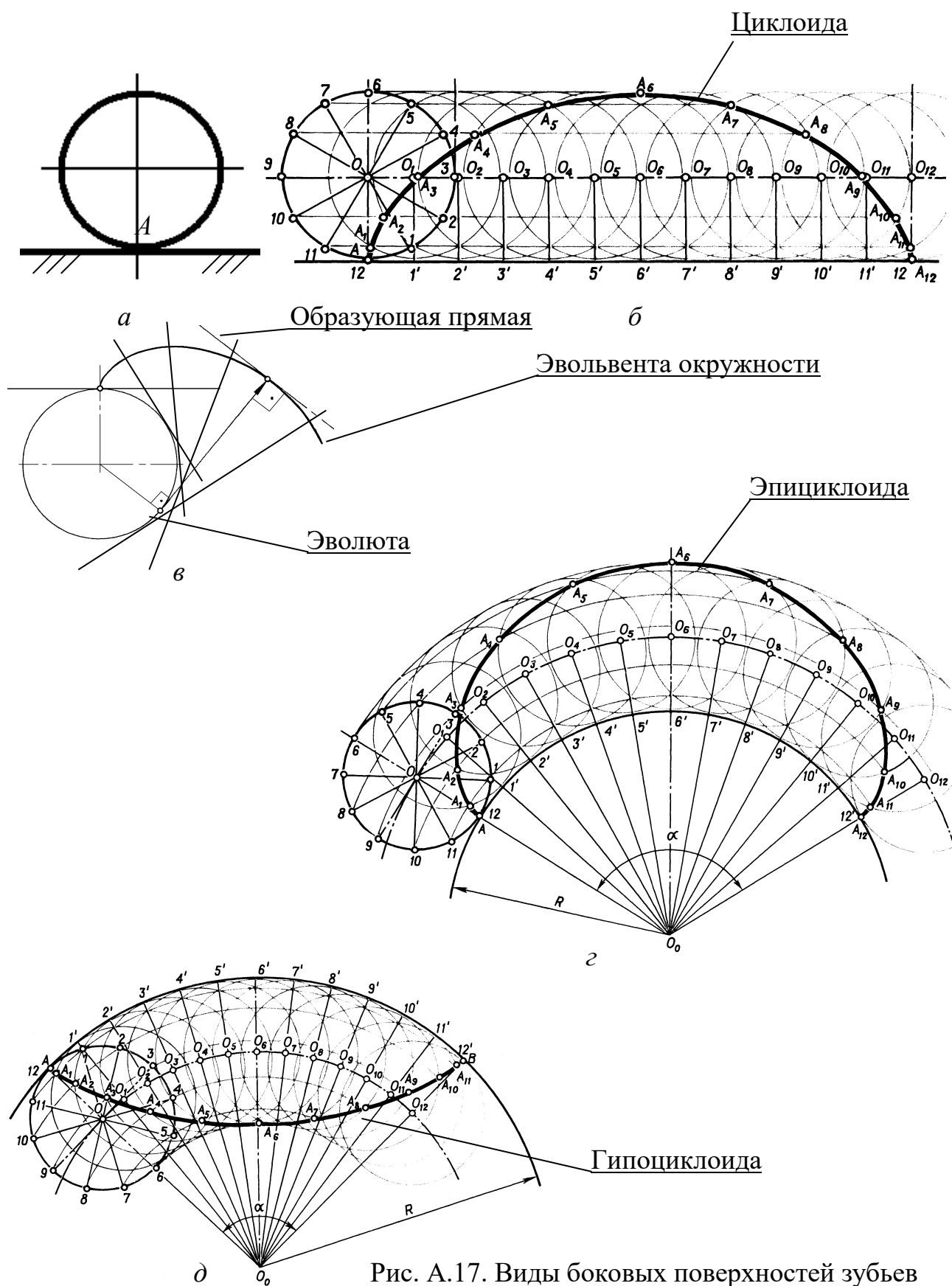


Рис. А.16. Высшая пара

2. Если взять колесо на рельсе, то вместе они представляют собой высшую КП (рис. А.17, а). Точка *A* колеса при качении по рельсу без проскальзывания в системе отсчета, связанной с рельсом, опишет *циклоиду* или ее виды (рис. А.17, б, в, г, д); та же точка *A*, принадлежащая рельсу, при его обкатывании без проскальзывания вокруг колеса опишет *эвольвенту* окружности (рис. А.17, е).



При обкатывании колеса без проскальзывания по выпуклой кривой точка *A* колеса в системе отсчета, связанной с этой кривой, опишет *эпициклоиду*; по вогнутой кривой – *гипоциклоиду*.

Свойство 2. Износ в высших КП весьма велик. Соприкосновение по точкам или линиям ведет к теоретически бесконечно большим удельным давлениям в точках контакта элементов пары.

Свойство 3. Высшие пары сложны и дороги в изготовлении.

Свойство 4. Повышенный износ поверхностей соприкосновения влечет за собой изменение геометрических характеристик деталей механизмов. Это в свою очередь вызывает изменение характера траекторий относительного движения звеньев. В качестве компенсации следует применять методы поверхностного упрочнения элементов КП (азотирование, цементация с последующей закалкой и т. д.), что также вызывает удорожание их изготовления.

Свойство 5. Трение в высших КП меньше, чем в низших (здесь преимущественно имеет место трение качения).

Свойство 6. Высшие КП могут осуществлять более разнообразные виды относительных движений.

По виду связи КП делятся на *удерживающие* и *неудерживающие*.

Для работы КП с неудерживающей связью требуется её силовое (приложение внешней замыкающей пару силы) или кинематическое (геометрическое) замыкание – *рис. А.18 и рис. В.2*.

По виду относительного движения КП делятся на *плоские* и *пространственные*. Все точки звеньев, связанных плоскими КП, перемещаются в одной или параллельных (за счет толщины звеньев) плоскостях; при пространственных КП – в пространстве.

Форма элементов КП и их конструктивное оформление играет большую роль в конструировании машин. В первую очередь возникает вопрос о связи формы элементов пар с их прочностью и износостойкостью. По этим характеристикам предпочтительно применение низших КП. Высшие КП имеют свои значительные достоинства.

Использование не только низших, но и высших КП в большинстве случаев упрощает конструкции механизмов, уменьшает их габариты, позволяет осуществить требуемое движение меньшим количеством звеньев и т. д.

Во многих современных быстроходных машинах широко применяются и, очевидно, будут применяться такие механизмы с высшими парами, как кулачковые, мальтийские кресты, цевочные и многие другие.

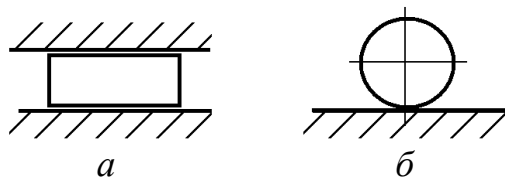


Рис. А.18. Кинематические пары: *a* – удерживающая; *б* – неудерживающая

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ СИСТЕМЫ КООРДИНАТ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СХВАТА МАНИПУЛЯТОРА

Трем степеням подвижности (свободам движения) устройства позиционирования механической руки – схвата манипулятора – соответствуют три обобщенные координаты. В зависимости от выбора этих координат различают устройства манипуляторов с прямоугольной (плоской или пространственной), полярной или ангулярной (цилиндрическими или сферическими) координатными системами [3], [4].

В прямоугольной системе координат точка схвата перемещается вдоль осей X , Y , Z . В цилиндрической системе координат – вдоль радиус-вектора R , управляемого углом его поворота φ в одной из плоскостей системы координат X , Y , Z и перемещением z (или, скажем, h) вдоль одной из осей. В сферической системе координат – вдоль радиус-вектора R , управляемого углом его поворота φ в одной из плоскостей системы координат X , Y , Z и углом его поворота γ в другой плоскости той же системы координат.

При позиционировании в прямоугольных координатах схват не меняет своей ориентации. При позиционировании в цилиндрической и сферической координатах добавляются кинематические пары, компенсирующие повороты схвата. Дополнительные пары, работающие в своей (местной) системе координат, действуют в обратном направлении по отношению к соответствующим кинематическим парам в основной координатной системе. Компенсирующие пары всегда того же типа, что и их «антиподы» (вращение – вращение и т. д.).

Под *рабочим пространством (рабочей зоной)* манипулятора понимаются пределы, в которых возможно управляемое перемещение исполнительного органа (схвата). У манипуляторов различают четыре основных исполнения.

Исполнение П с прямоугольной (декартовой) системой координат. Рабочее пространство выходного звена – *параллелепипед*. Кинематическая схема и конструкция такого манипулятора представлена на *рис. Б.1*.

Для позиционирования схвата используют три поступательных движения, для ориентирования – два вращения. Манипуляторы исполнения П нашли преимущественное применение в технологических операциях, в частности – на сборке, при обслуживании автоматических линий, обеспечивая точное прямолинейное движение детали.

Недостаток исполнения П – чрезмерные габариты устройства. Кроме этого при последовательном перемещении детали по трем координатным осям несколько увеличивается общее время выполнения операции.

Исполнение Ц с цилиндрической системой координат. Рабочее пространство выходного звена – *цилиндрический сегмент* или полый цилиндр. Кинематическая схема и конструкция такого манипулятора представлены на *рис. Б.2*.

Среди промышленных роботов, используемых для выполнения многократно повторяющихся операций, эта схема нашла наибольшее применение.

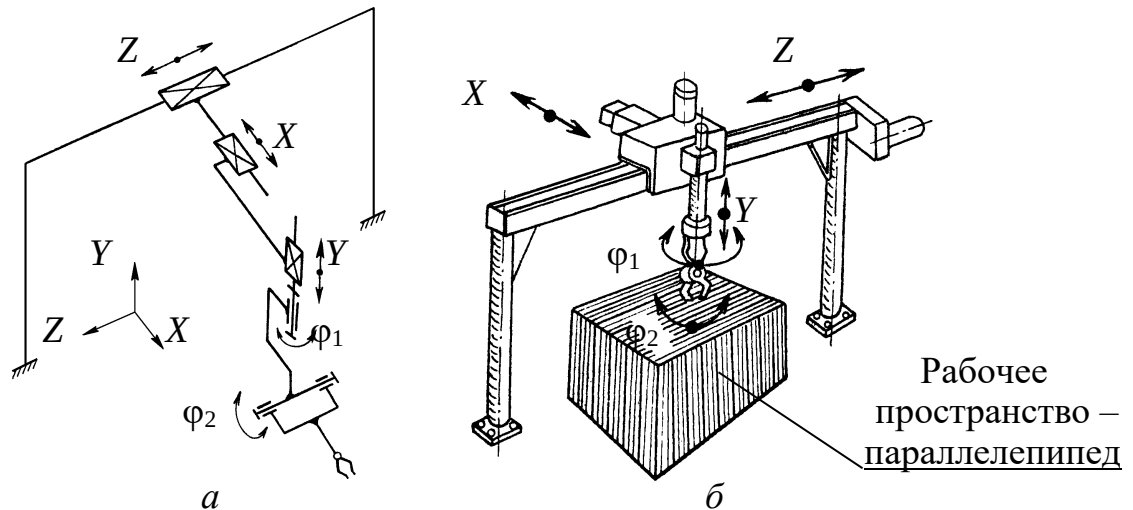


Рис. Б.1. Исполнение II:

a – кинематическая схема; *б* – конструктивное исполнение

В конструкциях таких манипуляторов для позиционирования схвата используются два поступательных и одно вращательное движения, для ориентирования – два вращения. Их программирование максимально упрощено.

Недостаток исполнения II – затрудненность обслуживания при обработке деталей, расположенных на небольшой высоте – уменьшена рабочая зона манипулятора.

Исполнение С со сферической (полярной) системой координат. Рабочее пространство выходного звена – *сферический сегмент*. Кинематическая схема и конструкция такого манипулятора представлена на *рис. Б.3*. Для позиционирования схвата предусмотрены одно поступательное движение и два вращения; для его ориентирования – два вращения. Такие исполнения манипуляторов применяются преимущественно на операциях, не требующих большой точности отработки движений схвата – при окраске, нанесении защитных покрытий и т. д. Используемые схемы сочетают компактность и повышенную жесткость, допуская значительные динамические нагрузки. Манипуляторы с этой системой координат, как правило, сложнее, чем исполнение II, однако они более компактны в сравнении с исполнением II.

Все конструкции (*рис. Б.3*) до схвата имеют пять степеней подвижности; вместе с движением схватывания рука имеет шесть подвижностей.

В настоящее время появилось большое количество новых схем, различным образом реализующих всевозможные движения. В частности, это шарнирные антропоморфные (подобные руке человека) манипуляторы *исполнения У* с угловой (ангулярной) системой координат (*рис. Б.4, а*). Их рабочее пространство в плане – окружность (*рис. Б.4, б*), на виде сбоку – составной сегмент (*рис. Б.4, в*).

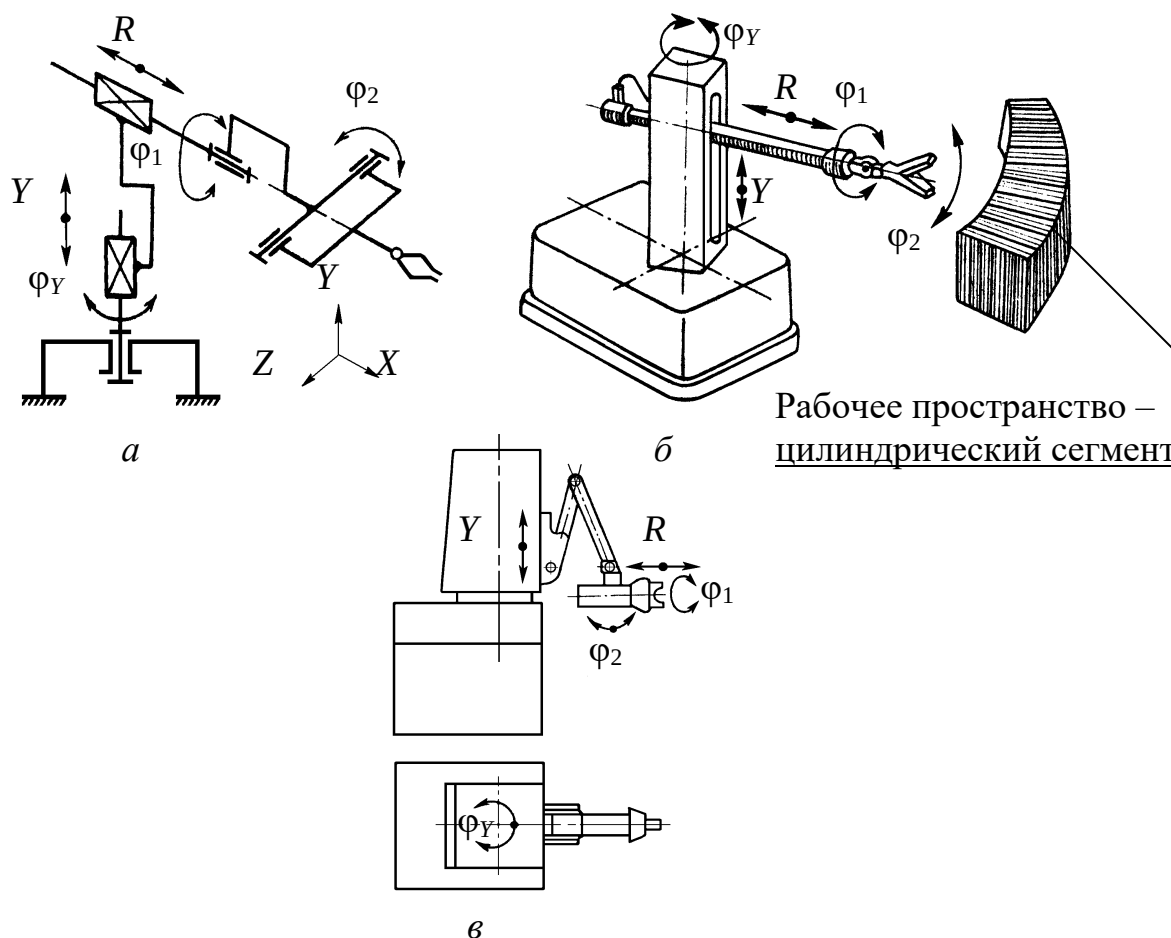


Рис. Б.2. Исполнение Ц:

a – кинематическая схема; *б, в* – конструктивные исполнения

Они имеют только вращательные кинематические пары; по схеме напоминают руку человека (*рис. Б.6*). Благодаря возможности складываться обладают наибольшей компактностью, способны обходить препятствия, однако наиболее сложны в управлении.

На практике манипуляторы механических систем обладают избыточностью числа степеней подвижности; в них чаще всего реализуются различные комбинации упомянутых основных типов исполнений.

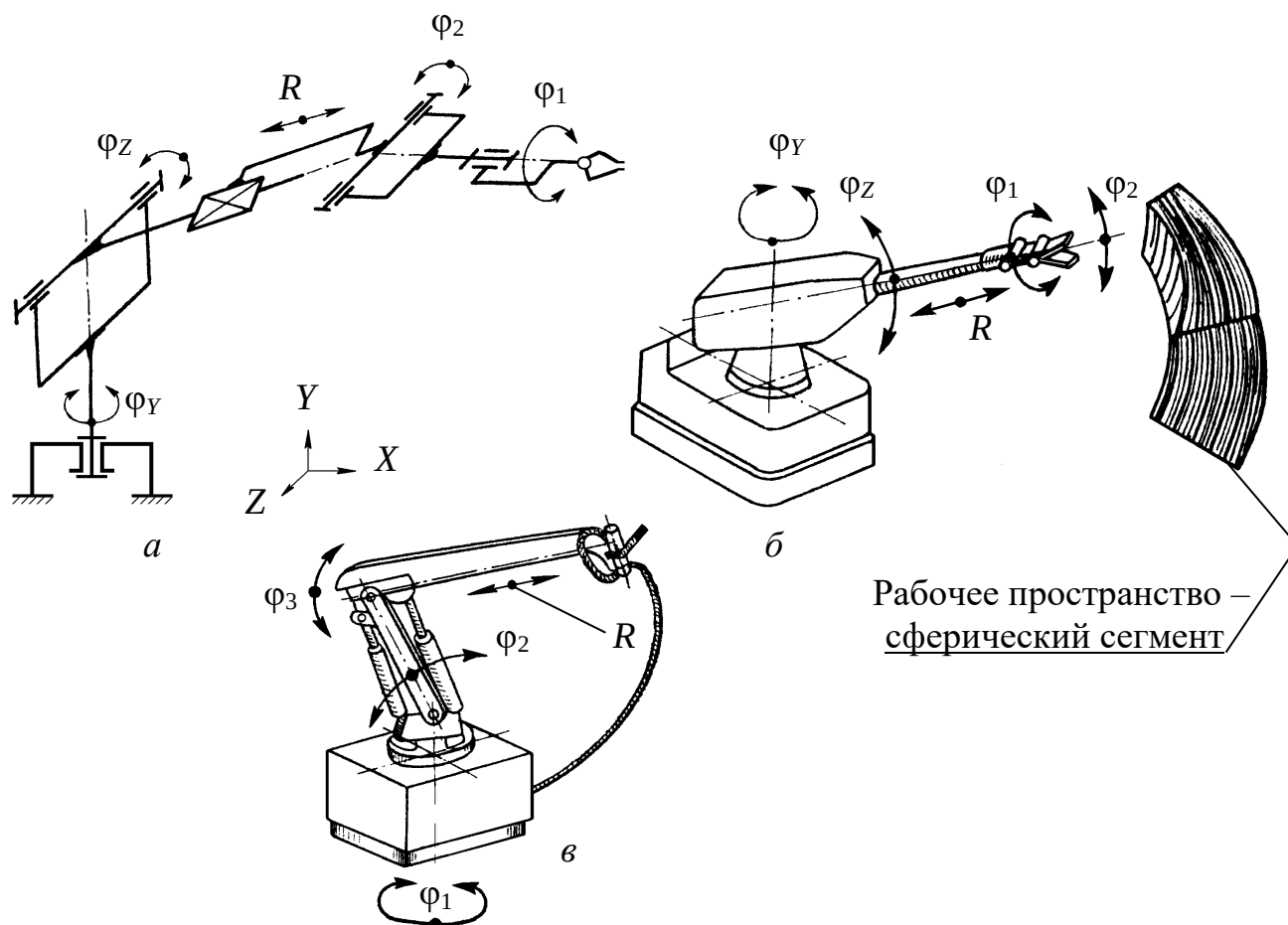


Рис. Б.3. Исполнение С:

a – кинематическая схема; *б, в* – конструктивные исполнения

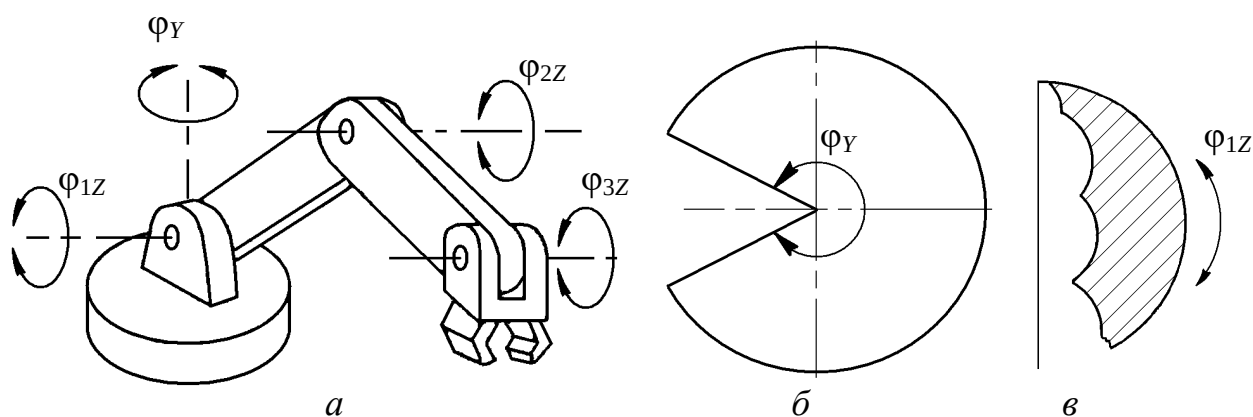


Рис. Б.4. Исполнение У:

a – кинематическая схема; *б* – рабочее пространство в плане;
в – рабочее пространство на боковом виде

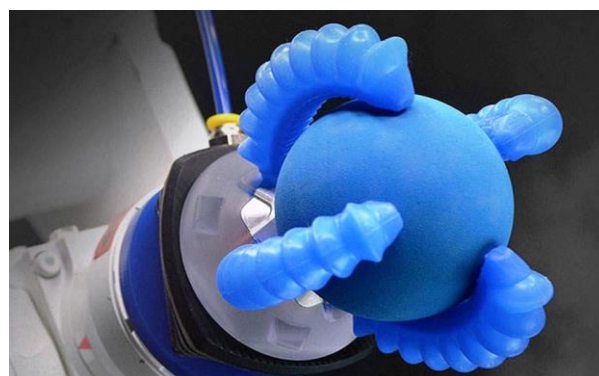
Многозвенные манипуляторы

В идеале эти исполнительные механизмы в трехмерном пространстве могут принимать любую форму, поскольку состоят из множества элементов, способных перемещаться по отношению к соседним с ними элементам (рис. Б.5, а, б).

С появлением непосредственно управляемых манипуляторов такие многозвенные исполнительные механизмы могут в ближайшее время получить широкое применение. Это связано с тем обстоятельством, что существует значительное количество задач, которые не могут быть выполнены манипуляторами обычных типов, таких, например, как проход через ограниченную область типа люка или узкого лаза.



а



б

Рис. Б.5. Многозвенные схемы манипуляторов:

а – исполнительный механизм с множеством сочленений; б – гибкий схват

Маневренность манипулятора

В процессе выполнения различных операций с перемещением объектов наиболее часто манипуляторы имитируют движение рук человека. По этой причине структурная схема манипулятора должна обладать кинематическими характеристиками, аналогичными характеристикам рук человека.

Напомним, что основное предназначение манипулятора – замена физических функций руки человека при выполнении монотонных, опасных и вредных работ, а также работ в среде, недопустимой для жизни человека.

Все движения манипулятора условно можно разделить на три основные группы движений: *глобальные, региональные и локальные*.

Глобальные движения реализуются перемещением подвижного основания манипулятора. В стационарных установках глобальные движения отсутствуют.

Региональные движения – перемещения схвата манипулятора в различные зоны рабочего пространства, определяемого размерами звеньев механизма.

Локальные движения – перемещения схвата манипулятора, соизмеримые с его размерами (ориентация в малой зоне рабочего пространства).

В некоторых случаях глобальные и региональные движения носят названия *транспортирующих*, а локальные – *ориентирующих*.

Возможность совершать независимые движения по шести координатам принципиально обеспечивает минимально необходимые для промышленного робота манипуляции. Увеличение числа степеней подвижности свыше шести придает манипулятору ценное свойство *маневренности*.

Избыточные степени подвижности позволяют выбирать наиболее удобный вариант движения (манипуляция при наличии препятствий). Это свойство характерно для узко специализированных манипуляторов. В промышленных конструкциях увеличение числа управляемых координат связано со значительным усложнением всей конструкции, ведет к возрастанию ее стоимости и снижению точности позиционирования.

Маневренность зависит от количества подвижных звеньев механизма, количества и класса применяемых кинематических пар и их расположения в кинематической цепочке. Она может быть достаточно легко устранена, если вместо одной пары III класса ввести в механизм пару IV класса – повысить номер класса одной из кинематических пар. При этом вместо схемы на *рис. Б.6, а* (аналог руки человека) получим схему *рис. Б.6, б*.

Манипулятор, представленный на *рис. Б.6, а*, имеет число степеней подвижности $W = 7$, подвижность при закрепленном схвате – *маневренность* – $m = 1$. В этом случае остается возможность его вращения относительно оси $k - k$.

Определим теперь, к примеру, маневренность манипулятора, изображенного на *рис. Б.6, б*. При этом имеем $n = 2$, $p_5 = 1$, $p_4 = 1$, $p_3 = 1$, $p_2 = 0$, $p_1 = 0$; тогда

$$m = W - 6 = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 0.$$

Если в первом случае маневренность манипулятора равнялась единице, то во втором случае получим $m = 0$, т. е. возможность вращения относительно оси $k - k$ исчезла.

Маневренность манипулятора зависит не только от класса, но и от взаимного расположения кинематических пар. На маневренность также влияет изменение числа подвижных звеньев механизма.

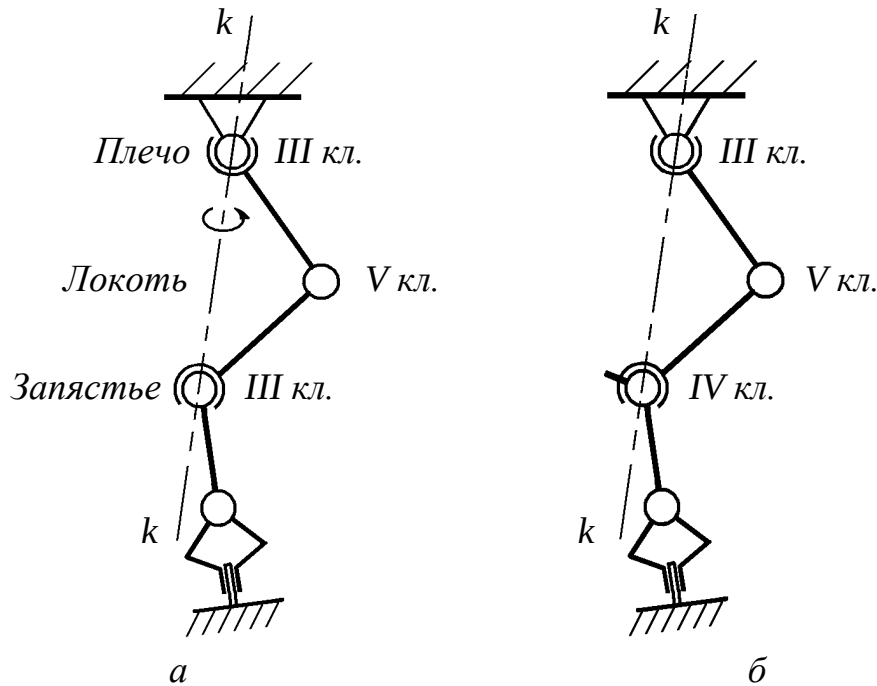


Рис. Б.6. Маневренность манипулятора

Конструктивно наиболее просто осуществить привод вращательных пар V класса. Кинематические цепи с парами I–IV классов можно заменить эквивалентными им цепями (при $W = \text{const}$) с парами только V класса. При этом, однако, существенно увеличивается общее число звеньев цепи (рис. Б.7).

Кинематическую схему механизма, содержащую только пары V класса, иногда называют *основной схемой*, а имеющую высшие пары – *эквивалентной*.

В качестве примера проиллюстрируем основную и эквивалентную схемы механизма манипулятора «Маскот», а также его конструктивное исполнение (рис. Б.8).

Для основной схемы (рис. Б.8, а) число степеней подвижности манипулятора

$$W = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 6;$$

маневренность общая:

$$m = \sum f_{\text{пр}} - 6 = (1p_5) - 6 = 1 \cdot 6 - 6 = W - 6 = 0;$$

маневренность в базовой плоскости (например, в плоскости YO_1X):

$$m_6 = \sum f_6 - 3 = 3 - 3 = 0.$$

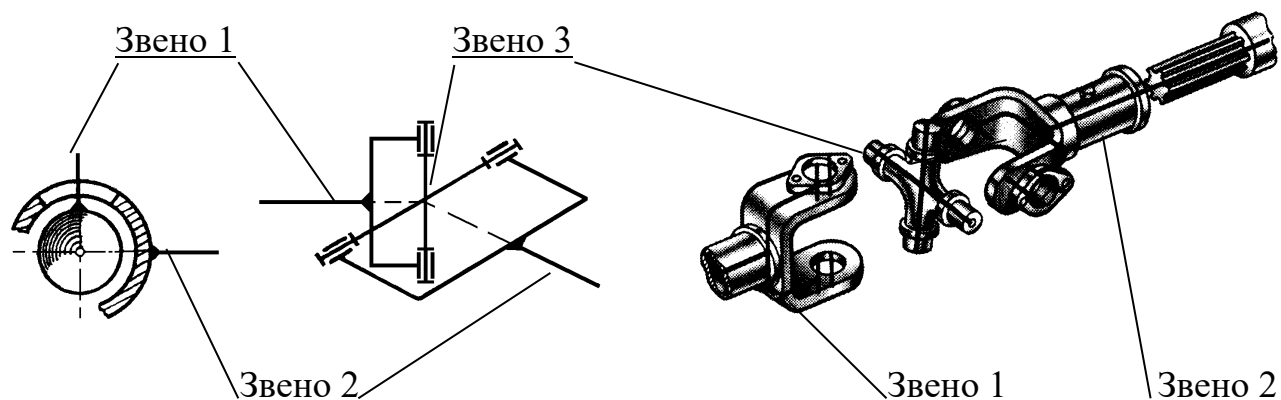


Рис. Б.7. Сферический шарнир с пальцем (p_4), его эквивалентная замена и конструктивное исполнение

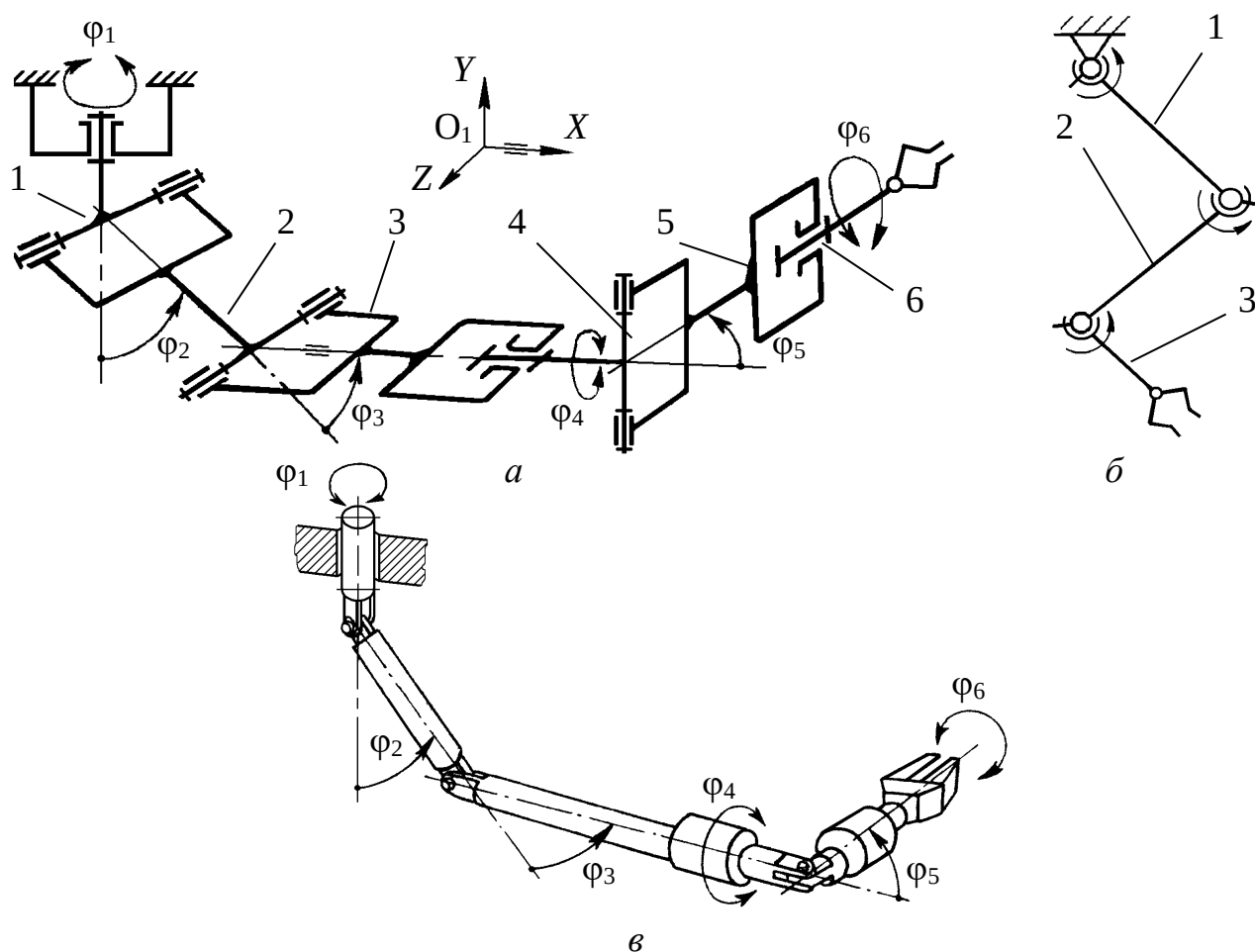


Рис. Б.8. Схемы манипулятора «Маскот»:
а – основная; б – эквивалентная; в – конструктивное исполнение

Для эквивалентной схемы (рис. Б.8, б)

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 0 - 4 \cdot 3 - 3 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 6;$$

$$m = \Sigma f_{\text{пр}} - 6 = (2p_4) - 6 = 2 \cdot 3 - 6 = W - 6 = 0;$$

$$m_6 = \Sigma f_6 - 3 = 3 - 3 = 0.$$

Вывод о работоспособности схемы – вариант 4 на с. 10.

Сервис манипулятора

Незамкнутая кинематическая цепь манипулятора с несколькими степенями подвижности позволяет схвату занимать различные положения в некотором объеме рабочего пространства, ограниченном длинами звеньев и конструкциями кинематических пар.

Рабочим объемом манипулятора принято называть объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения схвата. Классификация возможных движений руки манипулятора представлена в табл. Б.1 и показана на рис. Б.9.

Идеальная форма рабочего объема манипулятора – сфера. Движению схвата в полном рабочем объеме всегда препятствуют некоторые структурные и конструктивные ограничения в кинематических парах, габариты, характеристики приводов и т. д. Эти ограничения не позволяют подводить схват к заданной точке рабочего пространства под любым углом. В результате в рабочем объеме появляются так называемые зоны сервиса (зоны обслуживания).

Для каждой точки рабочего объема манипулятора можно определить некоторый телесный угол ψ , внутри которого схват можно подвести к этой точке.

Угол ψ принято называть *углом сервиса*, а отношение $\Theta = \psi / 4\pi$ – *коэффициентом сервиса* в данной точке. Здесь 4π – полный телесный угол.

Т а б л и ц а Б.1. Классификация движений руки манипулятора

Номер класса движения схвата (класс КП)	Ограничения, накладываемые на движение схвата в рабочем объеме
I	Ограничения отсутствуют (рис. Б.9, а)
II	Имеется посторонний объект, который необходимо обойти произвольным образом (рис. Б.9, б)
III	Схват должен двигаться по заданной плоской или пространственной кривой (рис. Б.9, в)
IV	Имеется посторонний объект, а также необходимость движения схвата по заданной траектории (рис. Б.9, г)

Значения Θ могут меняться от нуля (для точек, расположенных на границе рабочего пространства) до единицы (для точек зоны 100 % или полного сервиса), в которых схват совершает полное сферическое движение.

Полным коэффициентом сервиса манипулятора называется средняя величина коэффициента сервиса в рабочем пространстве.

У реального манипулятора с ограничениями на движение во всех шарнирах величина коэффициента сервиса всегда меньше единицы. Однако оценка кинематических свойств манипулятора с помощью коэффициента сервиса позволяет выбрать наиболее выгодный вариант конструкции.

В состав любого робота (от чешского *robota* – тяжелый подневольный труд) помимо исполнительного устройства, как правило, одного или нескольких манипуляторов – механических рук, входит система их автоматического управления. Эта система включает в себя чувствительные (сенсорные) устройства – «органы чувств» робота, устройство обработки и хранения информации (вычислитель) – «мозг» робота, устройство управления приводами манипуляторов, а также устройства передвижения (у подвижных роботов).

Робот – машина автоматического действия, которая объединяет свойства машин рабочих и информационных, являясь, таким образом, принципиально новым видом машин. Один из предшественников робота – автопилот, изобретенный в 1913 г.; устройство управляло полетом самолета. При отклонении самолета от заданного маршрута автопилот вносил необходимые коррективы.

В наши дни роботы совершенствуются; многие адаптивные конструкции реагируют на изменение условий внешней среды и воспринимают словесные команды.

Гибкие автоматизированные производства (ГАПы), создаваемые на базе промышленных роботов, позволяют решать задачи автоматизации на предприятиях с широкой номенклатурой продукции, в том числе при мелкосерийном и штучном производствах. Копирующие манипуляторы (КМ), управляемые человеком-оператором, необходимы при выполнении работ с радиоактивными материалами. Подобные устройства незаменимы при выполнении работ в космическом пространстве, под водой, в химически агрессивных средах.

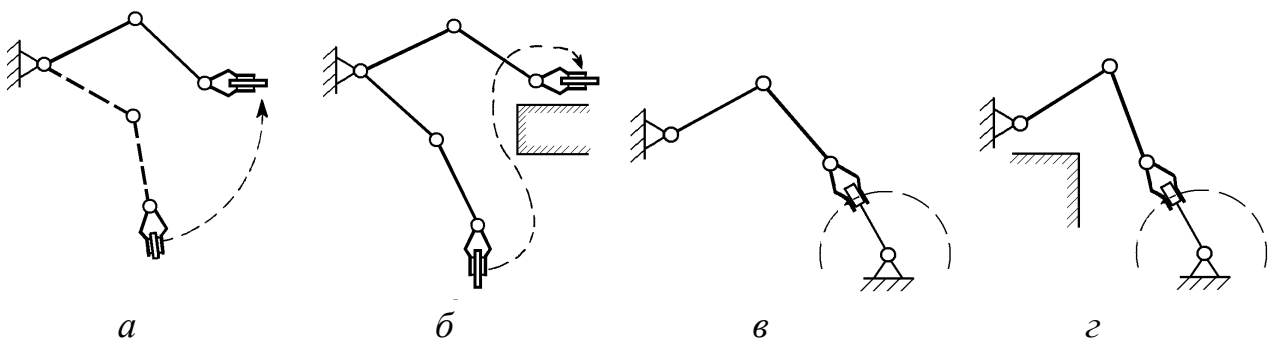


Рис. Б.9. Возможные движения руки манипулятора

Промышленные роботы и копирующие манипуляторы, таким образом, являются важными составными частями современного промышленного производства.

Распределение подобных механизмов по отраслям приведено в *табл. Б.2*.

Одна из основных задач робототехники – замена рабочих, занятых в первую очередь на вспомогательных операциях. Притом, что стоимость вспомогательных операций в 3–4 раза ниже, чем основных, степень их автоматизации также почти вдвое ниже, чем основных. В результате около половины рабочих, занятых в промышленности, работают на таких наименее престижных и не требующих высокой квалификации ручных операциях.

Высвобождение занятых на подсобных операциях рабочих за счет применения ПР является не только одним из основных путей решения проблемы трудовых ресурсов, но и наиболее рациональным их использованием, т. е. имеет большое социальное значение.

Роботизированные технологические комплексы, в которых ПР используются на вспомогательных операциях по обслуживанию основного технологического оборудования, как и сами ПК, классифицируются по виду основного технологического процесса или выполняющего его основного технологического оборудования. Основными по значению, таким образом, становятся ПР механообработки, штамповки, прессования пластмасс, горячейковки и штамповки, литья под давлением, внутрицехового транспорта и т. д.

Т а б л и ц а Б.2. Распределение парка промышленных роботов (ПР) в мире по областям применения, % (основное производство)

Всего в мире	Сварка	Окраска, отделка	Сборка	Литье	Загрузо-разгрузочные работы	Прочие
	24,5	14	8,2	6	40,3	7

Распределение ПР по вспомогательным операциям в различных областях их применения в машиностроении следующее, %:

- механообработка – 33;
- штамповка холодная – 46;
- литье – 2;
- гальваника – 3;
- транспортирование – 10;
- прочие – 6.

Подобным образом ПР классифицируются в отраслях, где роботы применяются на вспомогательных операциях и в немашиностроительных отраслях. Некоторые примеры этого приведены в *табл. Б.3*.

Т а б л и ц а Б.3. Примеры использования средств робототехники в немашиностроительных областях

Операция	Основные требования к манипуляторам
<i>Угольная и горнодобывающая промышленности</i>	
Установка крепи в забое	Подвижный робот с техническим зрением и двумя манипуляторами
Бурение шурпов	Многоманипуляторный подвижный робот-бурильщик с навигационной системой
Отделение угля от породы	Робот с техническим зрением и другими средствами осязания
Погрузка горной массы. Погрузо-разгрузочные работы в обогательном производстве	Подвижный робот-погрузчик
<i>Металлургия</i>	
Загрузка чушек и металлолома в печь	Манипулятор с ручным управлением
Ремонт огнеупорной кладки печей, домен. Пробивка корки шлака и устранение анодного эффекта при электролизе алюминия. Извлечение штырей в электролизерах и их перестановка. Укладка и обвязка пакетов чушек, их погрузка и доставка	Подвижный робот
<i>Сельское хозяйство</i>	
Уборка овощей и фруктов. Прополка и прореживание овощей	Робот с техническим зрением для работы в комплексе с прореживателем
Обслуживание теплиц	Подвижный робот (для выращивания рассады, уборки продукции и т. д.)
Товарная доработка плодоовощной продукции (сортировка и загрузка в контейнеры). Обслуживание свиноводческих комплексов и комплексов для крупного рогатого скота	—

Операция	Основные требования к манипуляторам
<i>Сельское хозяйство</i>	
Дойка и санитарная обработка вымени коров. Стрижка овец. Погрузо-разгрузочные работы сельскохозяйственной продукции, сена, силоса, удобрений и т. д. Вождение тракторов и других сельскохозяйственных машин	— Робот-тракторист
<i>Лесозаготовительное производство</i>	
Валочно-пакетирующие работы для лесосек	Наличие специализированного манипулятора
<i>Деревообрабатывающее производство</i>	
Погрузочные работы	Роботы, аналогичные применяемым в машиностроительном производстве
<i>Строительная промышленность</i>	
Укладка кирпичей. Сортировка кирпичей на конвейере. Загрузка и выгрузка печей кирпичом	Робот-каменщик. Робот с техническим зрением и дальномерной системой
Облицовочные работы	Робот для монтажа облицовочных плиток (в том числе по определенному рисунку)
Монтаж металлоконструкций (зданий, мостов, резервуаров и т. п.). Окрасочные работы	Робот-монтажник-высотник. Робот-маляр
<i>Легкая и пищевая промышленность</i>	
Обслуживание основного технологического оборудования (прядильных и швейных машин, агрегатов, формирующих синтетические нити, прессов горячей вулканизации, печей для обжига керамических изделий и т. д.). Внутрицеховые погрузо-разгрузочные и транспортные работы. Раскрой кожи и других материалов. Укладка в тару конфет, овощей (при консервировании) и т. д. Погрузо-разгрузочные работы в холодильниках	—

Операция	Основные требования к манипуляторам
<i>Транспорт</i>	
Погрузо-разгрузочные работы. Регламентное обслуживание железнодорожных путей. Шагающие транспортные машины	—
<i>Медицина</i>	
Хирургия (микрохирургия, дистанционная хирургия, стерильная хирургия, хирургия внутренних органов с введением внутрь манипулятора или мини-робота). Протезирование конечностей. Уход за больными и инвалидами. Помощь при передвижении слепых людей, при реабилитации инвалидов и больных	Робот-сиделка. Робот-поводырь, робот для массажа, физических упражнений и тренировки
<i>Сфера обслуживания</i>	
Погрузо-разгрузочные работы. Уборка помещений. Мойка окон высотных зданий. Уход за детьми	Робот-домохозяйка. Робот-нянька и игрушка
<i>Специальные виды работ</i>	
Подводные, космические и иные	—

Некоторые примеры использования средств робототехники в различных отраслях промышленности, сельского хозяйства и в быту приведены на *рис. Б.10*.



Рис. Б.10. Некоторые примеры использования манипуляторов

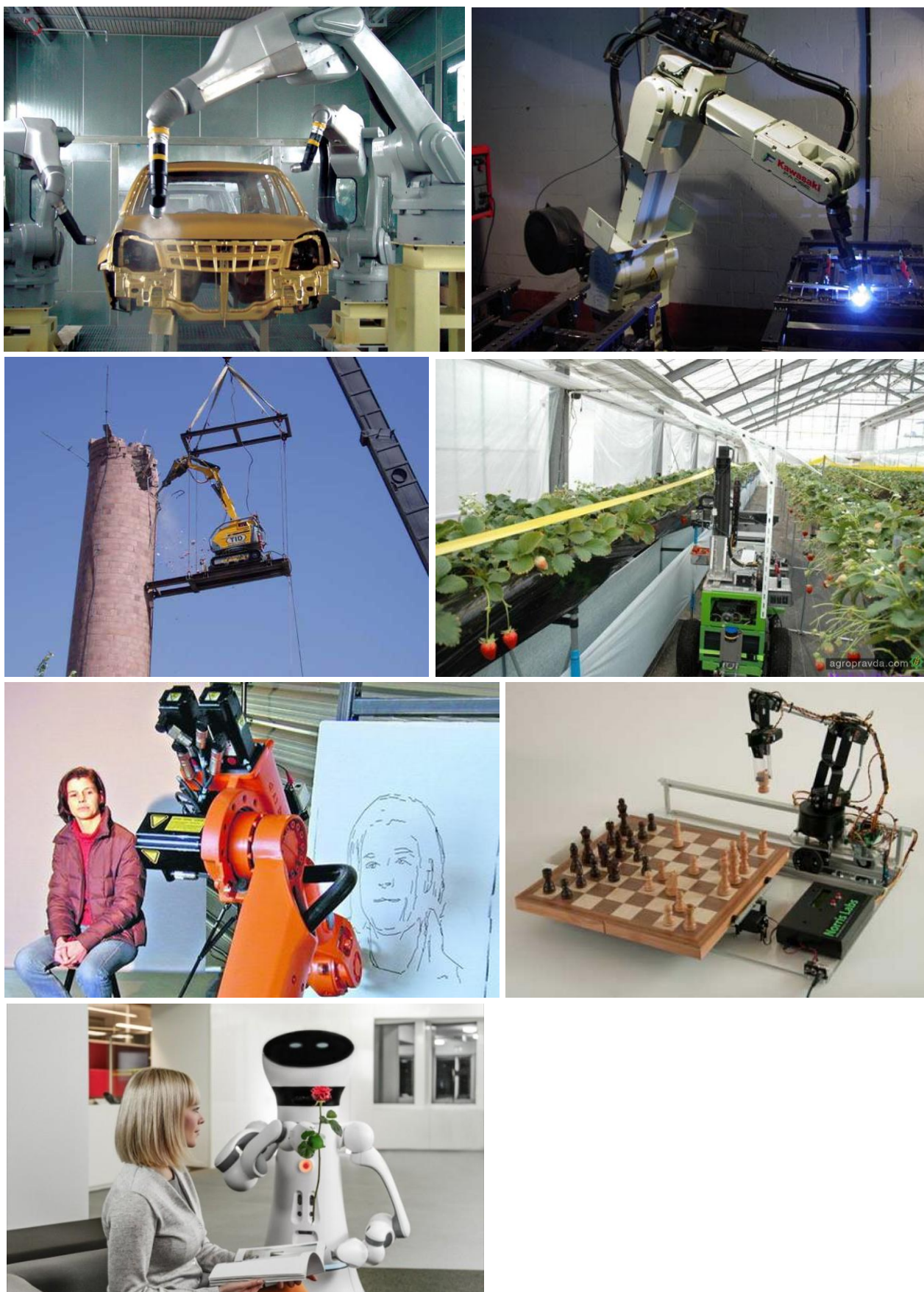


Рис. Б.10. Окончание

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При проектировании машин механизмы подбирают так, чтобы выходное звено (звенья) совершало движение по заданному закону. Рабочие процессы многих машин вызывают необходимость иметь в их составе механизмы, движение выходных звеньев которых следует выполнять с паузами и согласовывать с движением других механизмов. Наиболее надежными, простыми и компактными для выполнения такой задачи являются *кулачковые механизмы* (КМ); воспроизведение движения выходного звена – *толкателя* (*коромысла*) – они реализуют теоретически точно. Их входное звено называется *кулачком*.

Эти механизмы обладают широкими возможностями выполнения сложных законов движения выходных звеньев. Кулачковыми механизмами можно осуществить точный выстой (остановку толкателя при движущемся кулачке) или несколько выстоев на определенных участках цикла работы машины, что практически исключается при работе рычажных механизмов. Заданная функция положения реализуется профилированием рабочих поверхностей кулачка. Чем сложнее реализуемый закон движения, тем ощутимее преимущества кулачковых механизмов в сравнении с рычажными аналогами.

Все кулачковые механизмы по характеру движения точек звеньев можно разделить на две основные группы: механизмы *плоские* и *пространственные*. Проектирование и изготовление пространственных механизмов более сложно в сравнении с плоскими, но их применение часто упрощает общую кинематическую схему автоматического устройства, так как при этом отпадает необходимость применения дополнительных пространственных передач.

В машинах-автоматах с жесткими связями кулачковые механизмы реализуют «жесткое» программирование выполняемого технологического процесса. В машинах-автоматах с электрическими, гидравлическими и пневматическими связями кулачковые механизмы часто выполняют функции управления с помощью следящих устройств. Однако, несмотря на явные преимущества, ограниченное применение кулачковых механизмов связано с рядом их недостатков.

Кинематическая пара «кулак-толкатель» относится к «вышним» парам, где контакт между соприкасающимися звеньями теоретически происходит по линии или в точке, но практически с учетом упругости звеньев – по площадке. При этом в зоне контакта возникают значительные удельные давления и, следовательно, большой износ поверхностей; поэтому рабочая поверхность кулачка подлежит упрочнению химическим, химико-термическим либо механическим способами.

Основным требованием качественной работы механизмов является непрерывный контакт в кинематической паре «кулак-толкатель». При работе кулачковых механизмов в высокоскоростных машинах возможна потеря контакта (отрыв) за счет значительных величин сил инерции при движении толкателя. Это обстоятельство ведет к нарушению технологического цикла, а, следовательно, к снижению качества конечного продукта.

Такой недостаток можно исправить оптимальным выбором закона ускорения толкателя, при котором следует учитывать колебательные процессы, происходящие в кулачковых механизмах. Выбор закона движения толкателя достаточно часто осуществляется с помощью метода безразмерных характеристических функций [9].

Из всего многообразия сведений о кулачковых механизмах остановимся лишь на исследовании геометрии профиля вращающегося кулачка (анализе или синтезе закона движения толкателя). Это в свою очередь связано с одной из тем выполняемого студентами курсового проекта (работы) «Синтез профиля кулачка и выбор оптимальных конструктивных размеров кулачкового механизма при заданных в безразмерной форме законах ускорения толкателя»*.

Кулачковый механизм представляет собой трехзвенный механизм, состоящий из стойки, входного (ведущего) звена – кулачка и выходного (ведомого) звена – толкателя (рис. В.1).

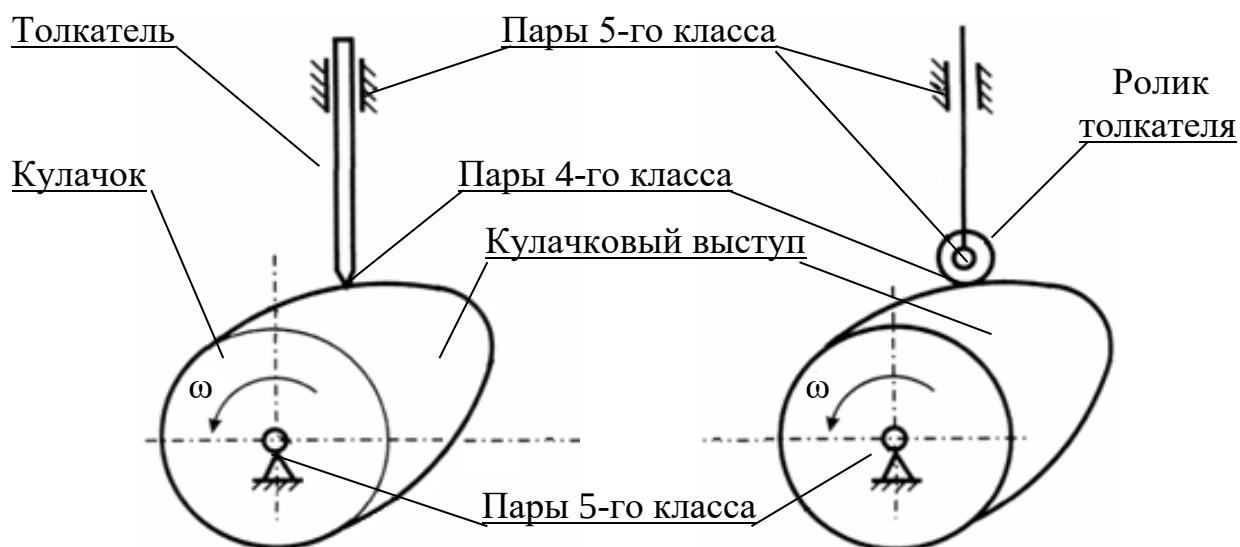


Рис. В.1. Кулачковые механизмы общего вида

На рис. В.1 представлены механизмы с поступательным движением толкателя, оканчивающегося острием или роликом (пассивным звеном).

Степень подвижности кулачкового механизма без учета присутствия ролика определяется формулой Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 1 = 1,$$

где n – число подвижных звеньев ($n = 2$);

p_5 – число кинематических пар 5-го класса – подшипниковых опор ($p_5 = 2$);

p_4 – число кинематических пар 4-го класса – высших пар ($p_4 = 1$).

* http://tpm.sutd.ru/docs/tmm/metodi/sintez_kp.pdf

Согласно теории построения машин механизм (в том числе кулачковый), у которого $W = 1$, имеет *одновременно* только одно входное звено. На *рис. В.2* приведены различные типы подобных кулачковых механизмов.

Ролик кулачкового механизма – пассивное звено, служащее только для уменьшения потерь на трение в p_4 (увеличение КПД). *Учет подвижности ролика в формуле Чебышева даст заведомо неверный результат.*

Профиль кулачка выполняется по некоторой криволинейной поверхности, задающей движение толкателю. Одной из самых простых и наименее трудоемких в изготовлении подобных криволинейных поверхностей кулачка является окружность (*эксцентрик* – окружность со смещенным центром ее вращения).

Кулачковые механизмы могут быть плоскими (*рис. В.2, а – ж*) и пространственными (*рис. В.2, з*). При этом толкатель кулачкового механизма может совершать следующие виды движения:

- поступательное,
- вращательное,
- сложное (плоское или пространственное).

На *рис. В.3* представлены механизмы с поступательным движением толкателя (*рис. В.3, а, в, г, д, ж, з, к*) и вращательным движением толкателя – коромысла (*рис. В.3, б, е, и*).

Для исключения отскока выходного звена (толкателя) постоянный контакт толкателя и кулачка в высшей КП (p_4) обеспечивается ее силовым или кинематическим замыканием. Силовое замыкание реализуется действием пружины, силой тяжести или давлением жидкости (*рис. В.2, а, б, г, д; рис. В.3, и*). Кинематическое – установкой контркулака (*рис. В.2, ж*), толкателя в виде рамки (*рис. В.2, в*) или пазовых кулачков (*рис. В.2, е, з; рис. В.3, б, в, г, д, е, к*).

На *рис. В.3, л* приведен многокулачковый (распределительный) вал ДВС.

Виброактивность любого механизма определяется колебательной нагрузкой, передаваемой со стороны этого механизма на привод машины и через опоры на ее корпус. Снижение виброактивности механической системы и динамических ошибок – одна из центральных проблем динамического синтеза, решение которой во многом определяет производительность и техническое совершенство машинного оборудования. Одно из направлений решения этой проблемы связано с рациональным синтезом законов движения, обладающих оптимальными свойствами, выбранных с учетом динамического критерия.

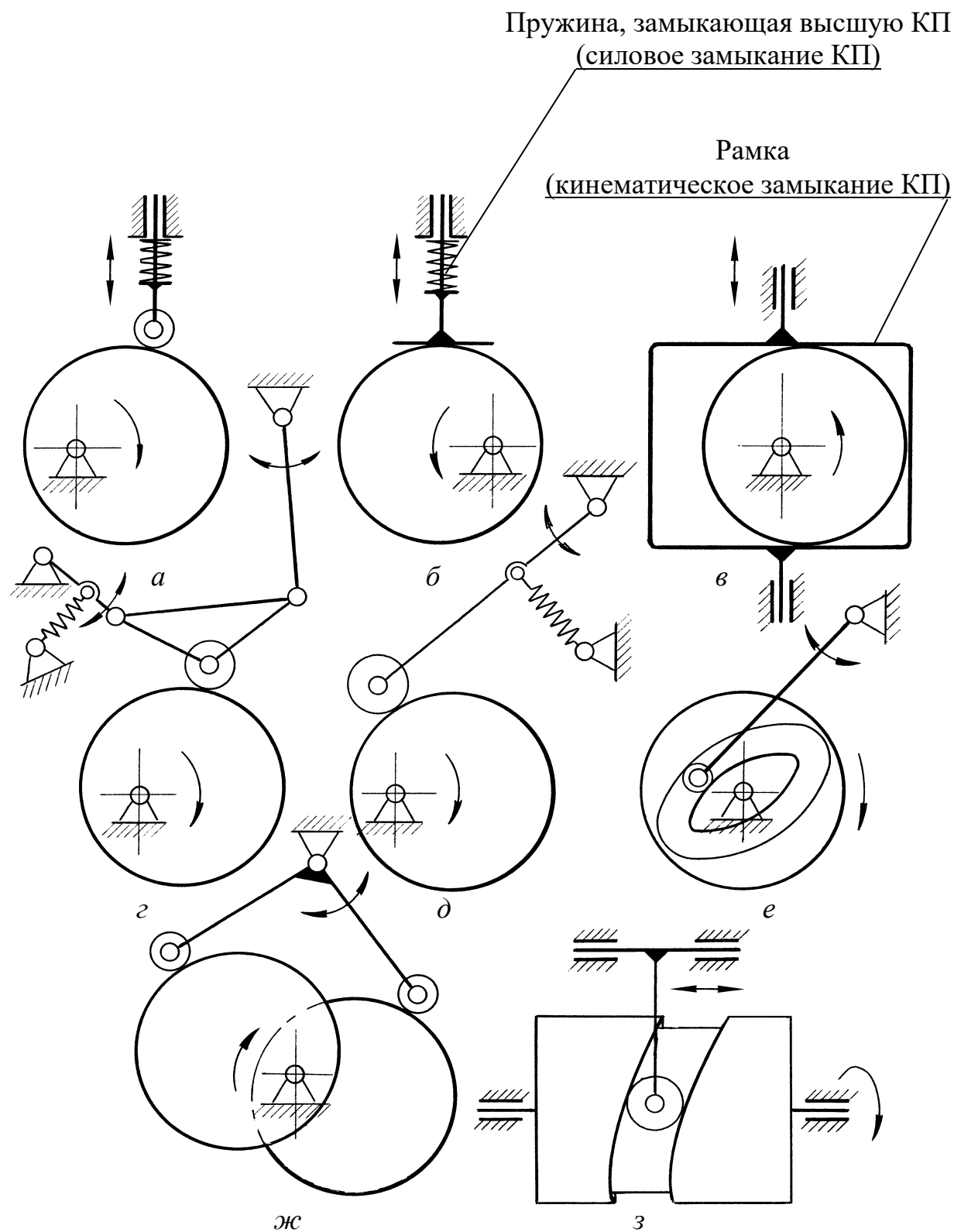


Рис. В.2. Основные типы кулачковых механизмов

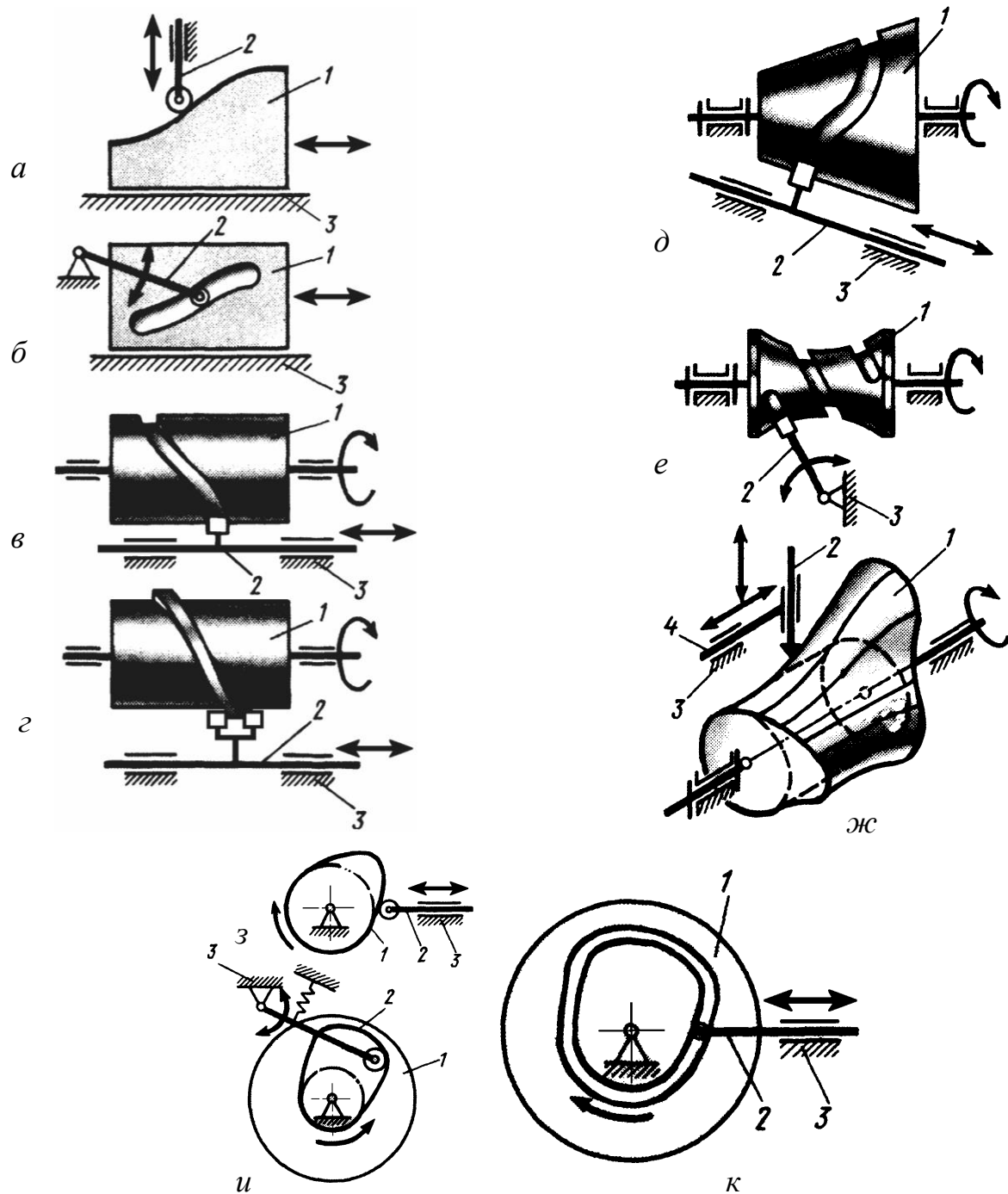


Рис. В.3. Модели кулачковых механизмов и кулачковый вал:
1 – кулак; 2 – толкатель; 3 – стойка; 4 – направляющая толкателя

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ В КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

Далее приведем основные определения и обозначения, используемые при анализе и синтезе кулачковых механизмов.

Ввиду значительного многообразия существующих конструкций в данной работе подробно рассмотрим лишь два типа плоских кулачковых механизмов: механизмы с поступательным и вращательным движениями толкателя.

Механизмы с поступательным толкателем – центральные и внецентренные.

Центральный кулачковый механизм – механизм с поступательно движущимся толкателем, при этом линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка (рис. В.4).

Нецентральный (внецентренный) кулачковый механизм – механизм с поступательным движением толкателя, при этом линия движения толкателя смещена в какую-либо сторону относительно оси вращения кулачка (рис. В.5). Это смещение называется *эксцентриситетом* и обозначается символом «е». В координатных осях эксцентриситет может принимать как положительное, так и отрицательное значения.

Закон движения толкателя определяется профилем кулачка. Если толкатель оканчивается роликом, то различают *практический* и *теоретический* профили кулачка:

практический профиль – кривая, ограничивающая внешнюю поверхность тела кулачка, на которой происходит контакт толкателя (ролика толкателя) с кулачком;

теоретический профиль – кривая, проходящая через центр ролика и проведенная эквидистантно (равноудалено) по нормали к практическому профилю на расстоянии, равном радиусу ролика (ρ).

Начальная шайба – окружность с наименьшим радиусом профиля кулачка, проведенная из его центра вращения;

r_0 – радиус начальной шайбы *практического* профиля;

$R_0 = r_0 + \rho$ – радиус начальной шайбы *теоретического* профиля, где ρ – радиус ролика.

Профиль кулачка, обеспечивающий закон движения толкателя, делится на участки с соответствующими профильными углами.

Профильные углы:

- *угол профиля удаления* ($\gamma_{уд}$) – под действием этого профиля происходит удаление толкателя из нулевого в крайнее дальнее положение;
- *угол профиля дальнего выстоя* ($\gamma_{дст}$) – под действием этого профиля происходит выстой толкателя в крайнем дальнем положении. Кривая профиля

представляет собой дугу, проведенную из центра вращения кулачка;

- *угол профиля возвращения* ($\gamma_{\text{ВОЗ}}$) – под действием этого профиля толкатель возвращается в нулевое (исходное) положение;

- *угол профиля ближнего выстоя* ($\gamma_{\text{БСТ}}$) – под действием этого профиля толкатель выстаивает в нулевом положении. Кривая профиля представляет собой дугу окружности радиуса начальной шайбы.

Сумма профильных углов (γ) равна 2π или 360° :

$$\gamma_{\text{УД}} + \gamma_{\text{ДСТ}} + \gamma_{\text{ВОЗ}} + \gamma_{\text{БСТ}} = 360^\circ.$$

При изготовлении профиля кулачка, в частности, на станках с ЧПУ в расчет принимаются его профильные углы (γ); при анализе и синтезе механизма – *поворотные углы* (ϕ) кулачка.

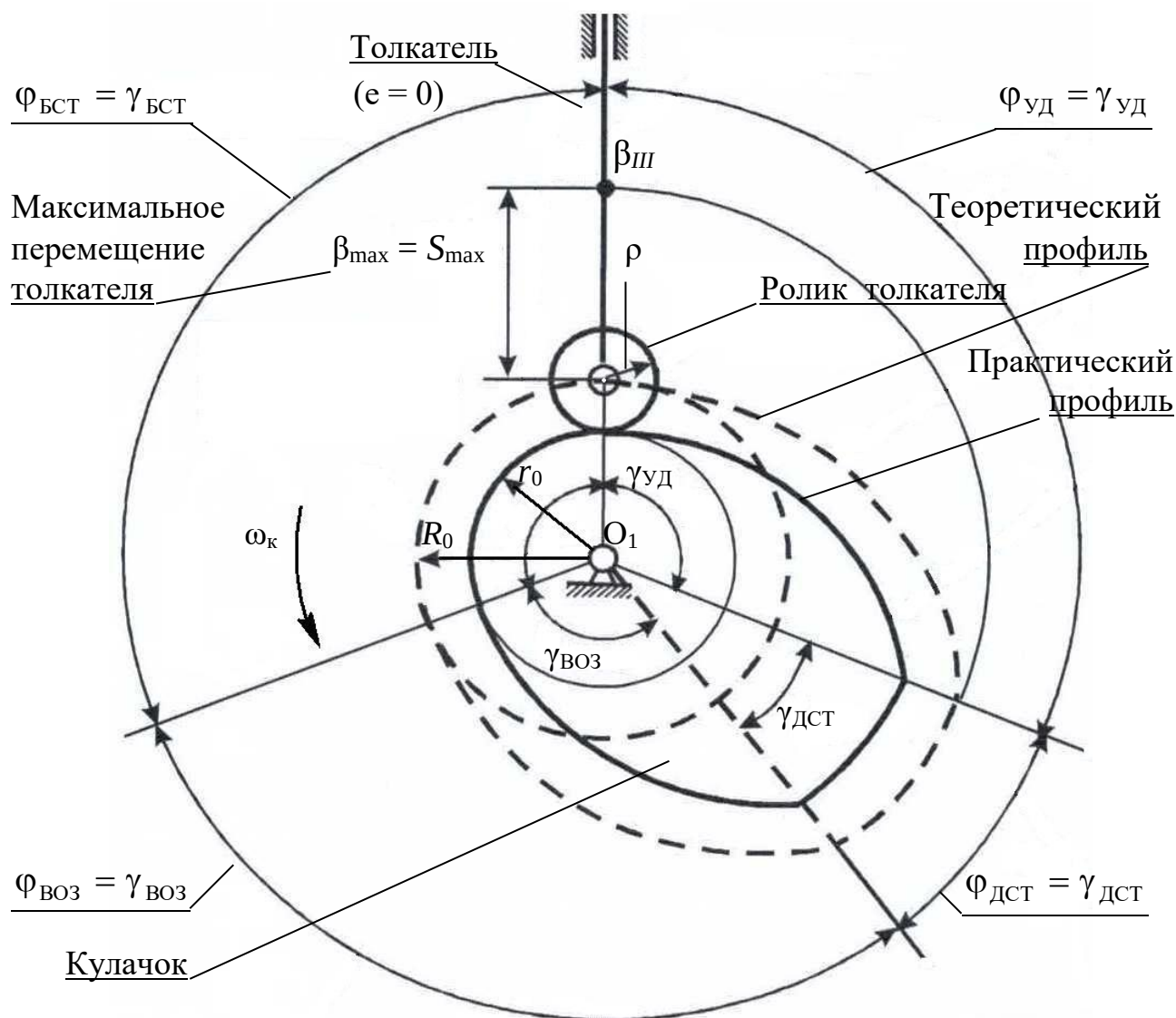


Рис. В.4. Центральный кулачковый механизм

Поворотные углы:

- *поворотный угол удаления* ($\varphi_{уд}$) – при повороте кулачка на этот угол происходит удаление толкателя из нулевого положения в крайнее дальнее;
- *поворотный угол дальнего выстоя* ($\varphi_{дст}$) – при повороте кулачка на этот угол происходит выстой толкателя в крайнем дальнем положении;
- *поворотный угол возвращения* ($\varphi_{воз}$) – при повороте кулачка на этот угол толкатель возвращается в нулевое (исходное) положение;
- *поворотный угол ближнего выстоя* ($\varphi_{бст}$) – при повороте кулачка на этот угол толкатель выстаивает в нулевом положении.

Сумма поворотных углов так же, как и углов профильных, равна 360° :

$$\varphi_{уд} + \varphi_{дст} + \varphi_{воз} + \varphi_{бст} = 360^\circ.$$

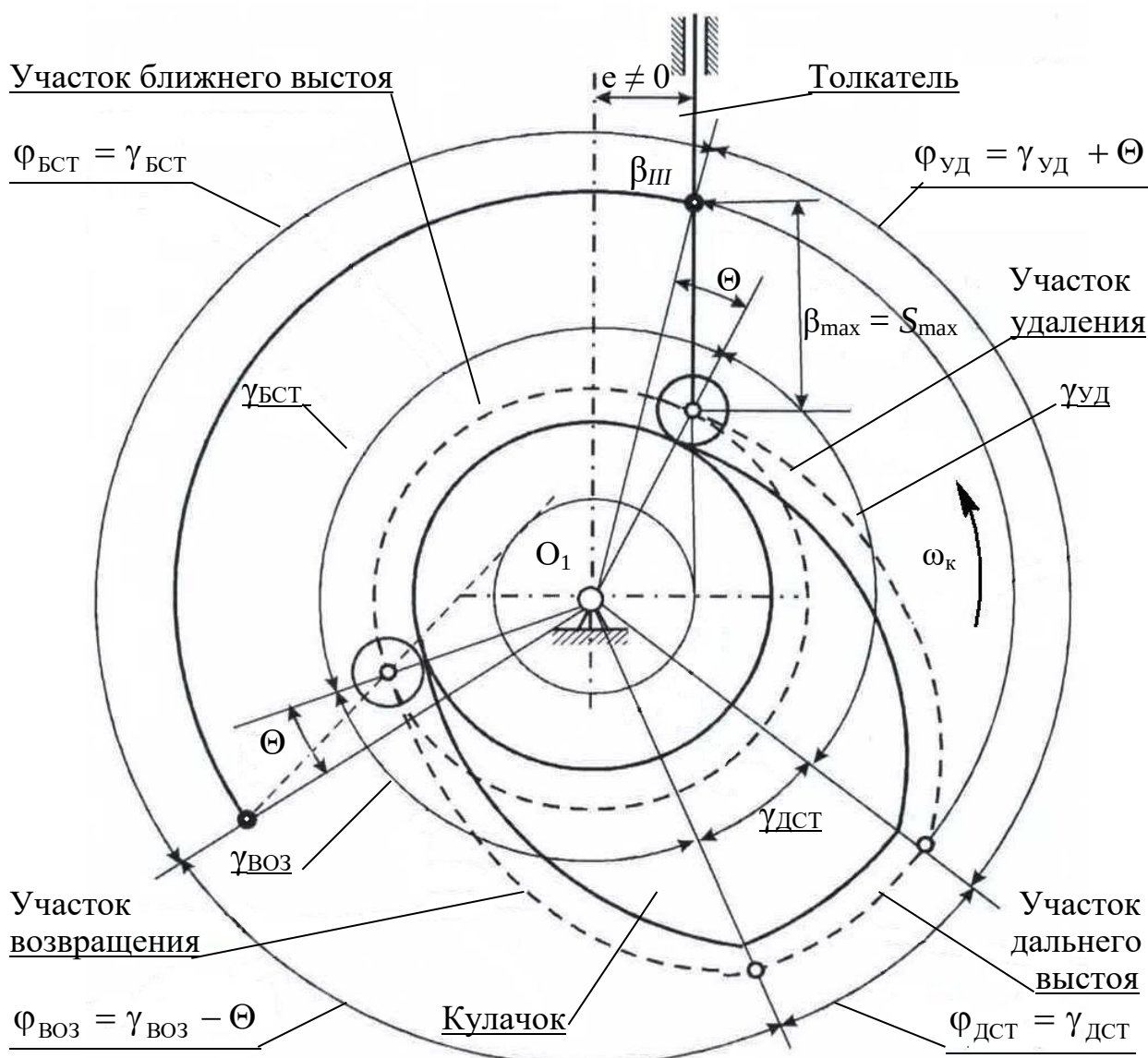


Рис. В.5. Нецентральный (внецентренный) кулачковый механизм

В центральной кулачковом механизме поворотные и профильные углы равны между собой:

$$\varphi_{уд} = \gamma_{уд}, \quad \varphi_{дст} = \gamma_{дст}, \quad \varphi_{воз} = \gamma_{воз}, \quad \varphi_{бст} = \gamma_{бст}.$$

Во внецентральной кулачковом механизме поворотные и профильные углы на участках удаления и возвращения отличаются на некоторый дополнительный угол Θ (рис. В.5).

При положительном эксцентриситете (см. рис. В.21, а)

$$\varphi_{уд} = \gamma_{уд} + \Theta, \quad \varphi_{воз} = \gamma_{воз} - \Theta.$$

При отрицательном эксцентриситете (см. рис. В.21, б)

$$\varphi_{уд} = \gamma_{уд} - \Theta, \quad \varphi_{воз} = \gamma_{воз} + \Theta.$$

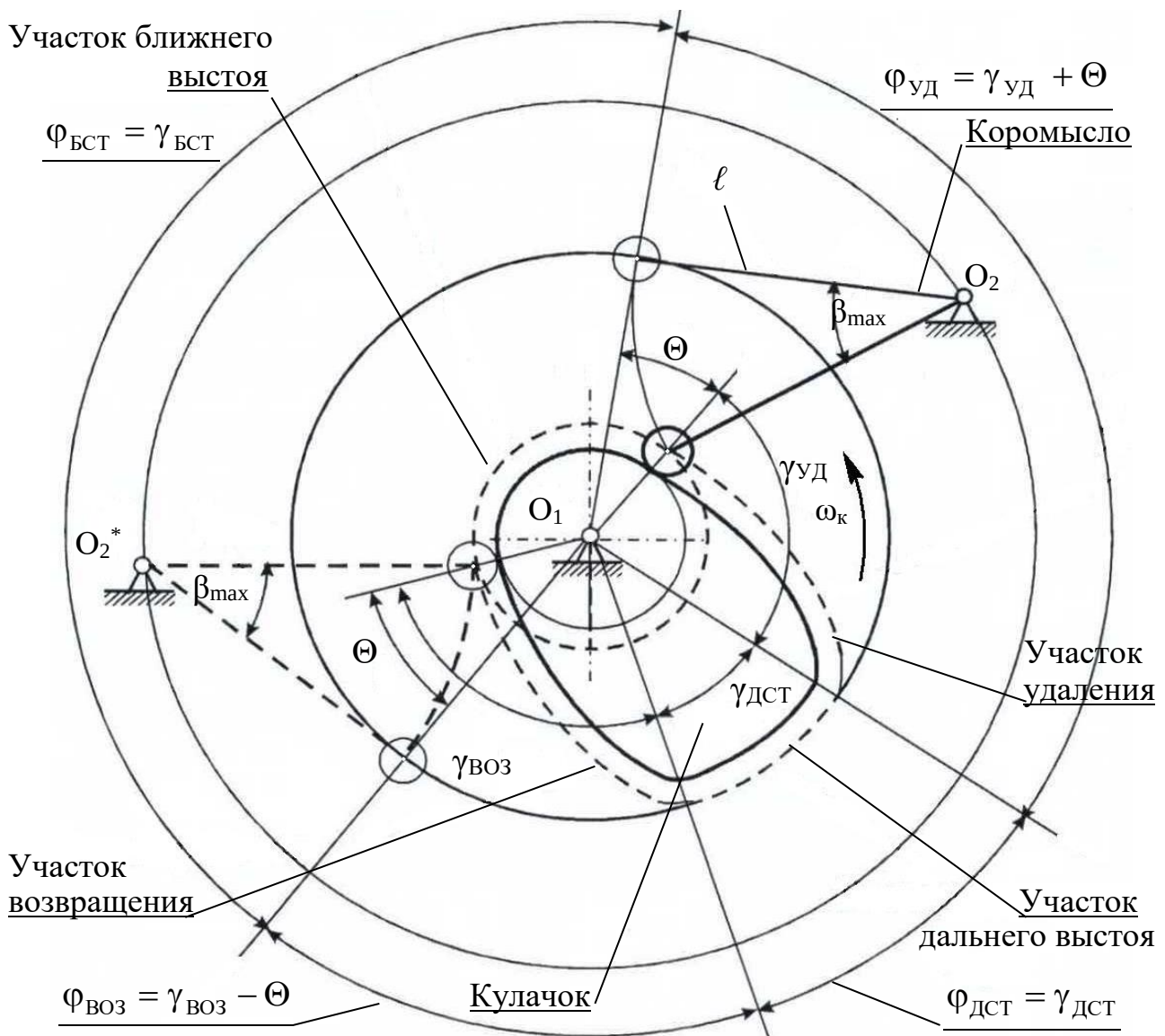


Рис. В.6. Коромысловый кулачковый механизм

На участках дальнего и ближнего выстоев поворотные и профильные углы равны между собой:

$$\varphi_{\text{дст}} = \gamma_{\text{дст}}, \quad \varphi_{\text{бст}} = \gamma_{\text{бст}}.$$

Коромысловый кулачковый механизм – механизм с вращающимся на некоторый угол вокруг O_2 толкателем – коромыслом (рис. В.6). В коромысловом механизме поворотные и профильные углы также отличаются на дополнительный угол θ .

СТРУКТУРА ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ И БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Инженерная практика в настоящее время широко использует всевозможные аналитические методы синтеза (исследования) кулачковых механизмов, опирающиеся, в том числе, на использование аппарата безразмерных характеристик (безразмерных характеристических функций) законов движения.

Применение этого метода существенно облегчает процесс выполнения расчетов и дает возможность сопоставлять кинематические и динамические свойства различных законов движения выходного звена.

Функция положения $\Pi = \Pi(\varphi)$ кулачкового механизма связывает перемещение толкателя β с углом поворота кулачка φ (рис. В.7):

$$\beta = \Pi(\varphi). \quad (\text{В.1})$$

При поступательном движении толкателя координата β имеет размерность длины, при коромысловом толкателе – размерность угла его поворота. Продифференцируем (В.1) по времени:

$$\frac{d\beta}{dt} = \frac{d\Pi}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt}; \quad \frac{d^2\beta}{dt^2} = \frac{d^2\Pi}{d\varphi^2} \left[\frac{d\varphi}{dt} \right]^2 + \frac{d\Pi}{d\varphi} \frac{d^2\varphi}{dt^2},$$

где $\frac{d\beta}{dt} = \dot{\beta}$ и $\frac{d^2\beta}{dt^2} = \ddot{\beta}$ – соответственно скорость и ускорение толкателя;

$\frac{d\Pi}{d\varphi} = \Pi'(\varphi)$ и $\frac{d^2\Pi}{d\varphi^2} = \Pi''(\varphi)$ – соответственно первая и вторая передаточные функции.

Как и в рычажных механизмах, $\Pi'(\varphi)$ обозначается как *аналог скорости*, а $\Pi''(\varphi)$ – как *аналог ускорения*.

При установившемся движении угловая скорость кулачка $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ является величиной постоянной, поэтому скорость и ускорение толкателя изменяются по законам, определяемым функциями $\Pi'(\varphi)$ и $\Pi''(\varphi)$, т. е.

$$\dot{\beta}_2 = V_2 = \omega \Pi'(\varphi); \quad \ddot{\beta}_2 = a_2^{\tau} = \omega^2 \Pi''(\varphi).$$

Синтез закона движения выходного звена предполагает определение функций $\Pi(\varphi)$, $\Pi'(\varphi)$ и $\Pi''(\varphi)$, на основании которых появляется возможность рассчитать и построить профиль кулачка, обеспечивающий заданное программное перемещение толкателя.

Перемещение толкателя может соответствовать прямому ($\Pi'(\varphi) > 0$) или обратному ($\Pi'(\varphi) < 0$) ходам. Алгоритмы расчетов прямого и обратного ходов идентичны, расчетные формулы – также, поэтому подробно остановимся лишь на прямом ходу толкателя.

В настоящее время в кулачковом механизме наиболее прогрессивным считается трехпериодная структура закона перемещения ведомого звена $\beta(\varphi)$. Она предполагает наличие последовательности трех участков – *разбега* толкателя (1), его *равномерного движения* (2) – постоянной скорости и *выбега* (3) выходного звена. При этом подразумевается отсутствие ударов на границах этих участков.

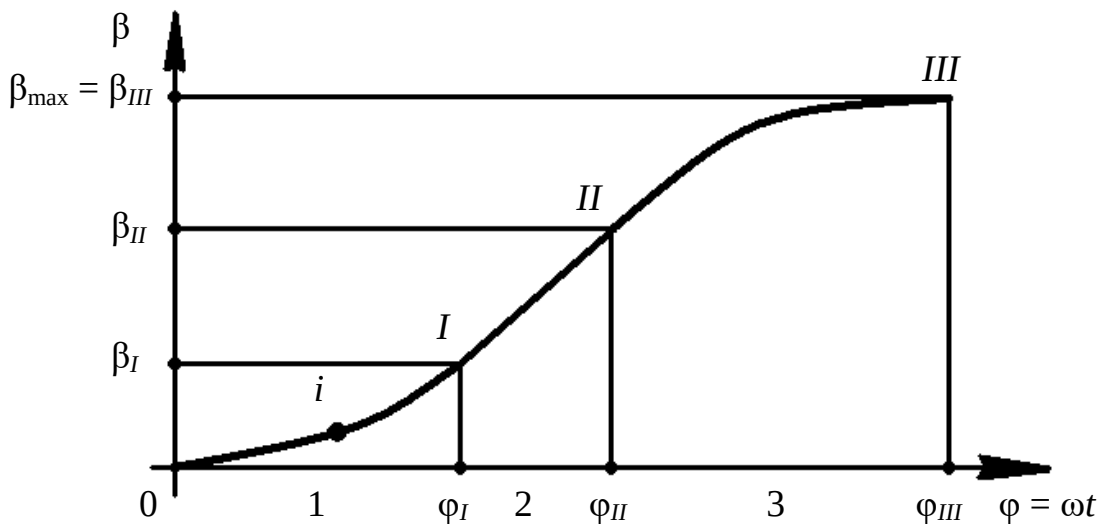


Рис. В.7. Трехпериодный закон перемещения толкателя (коромысла)

Участок разбега

Здесь $0 \leq \beta_1 \leq \beta_I$ и $0 \leq \varphi_1 \leq \varphi_I$; $\Pi'(\varphi) > 0$, $\Pi''(\varphi) > 0$.

Рассмотрим некоторое текущее значение β на участке разбега, соответствующее, например, точке i (рис. В.7).

Далее запишем

$\frac{\varphi_i}{\varphi_I} = \tau_1$; $\frac{\beta_i}{\beta_I} = \Theta_1(\tau_1)$ – безразмерная характеристическая функция (типичное безразмерное перемещение) – закон движения толкателя на участке его разбега, изменяющаяся по координатным осям в пределах от 0 до 1 (рис. В.8).

Параметр $\tau_1 \in [0;1]$ – безразмерное время движения на участке разбега.

При $\varphi = 0$ получим $\beta = 0$; при $\varphi = \varphi_1$ имеем $\beta = \beta_1$. По этой причине при изменении τ в пределах от 0 до 1 функция $\Theta_1(\tau_1)$ меняется в тех же пределах.

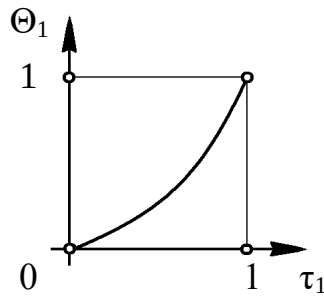


Рис. В.8. Безразмерное перемещение ведомого звена

Если функция $\Theta_1(\tau_1)$ задана, текущее перемещение толкателя $\beta_i = \beta_1$ и соответствующий ему угол поворота кулачка $\varphi_i = \varphi_1$ определим из выражений:

$$\beta_1 = \beta_I \Theta_1(\tau_1) \text{ и } \varphi_1 = \varphi_I \tau_1.$$

Для определения передаточных функций $\Pi'(\varphi_1)$ и $\Pi''(\varphi_1)$ продифференцируем $\beta_1 = \beta_I \Theta_1(\tau_1)$ как сложную функцию:

$$\Pi'(\varphi_1) = \frac{d\beta_1}{d\varphi_1} = \beta_I \frac{d\Theta_1}{d\tau_1} \frac{d\tau_1}{d\varphi_1} = \frac{\beta_I}{\varphi_I} \Theta_1'(\tau_1);$$

$$\Pi''(\varphi_1) = \frac{d\Pi'}{d\varphi_1} = \frac{\beta_I}{\varphi_I} \frac{d\Theta_1'}{d\tau_1} \frac{d\tau_1}{d\varphi_1} = \frac{\beta_I}{\varphi_I^2} \Theta_1''(\tau_1).$$

Функция $\Theta_1'(\tau_1)$ монотонно возрастает от 0 до $\Theta_1'_{\max} = \Theta_1'(1)$.

Максимальное значение $\Theta_1'_{\max}$ называют **пиком безразмерной скорости**. Эта постоянная показывает, во сколько раз максимальная скорость на данном участке больше ее среднего значения на этом же участке.

Типовой график безразмерной скорости представлен на рис. В.9.

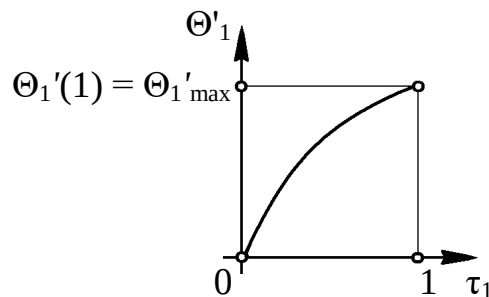


Рис. В.9. Безразмерная скорость движения ведомого звена

По аналогии постоянную $\Theta_1''_{\max}$ называют **пиком безразмерного ускорения**.

Эта постоянная показывает, во сколько раз максимальное ускорение на данном участке больше его среднего значения на этом же участке.

Расположение максимального значения (пики) $\Theta_1''_{\max}$ относительно границ участка может быть различным и зависит от вида выбранной безразмерной характеристики. Разновидности законов безразмерного ускорения выходного звена достаточно многообразны; некоторые их варианты представлены на с. 116 – 117 и на рис. В.10.

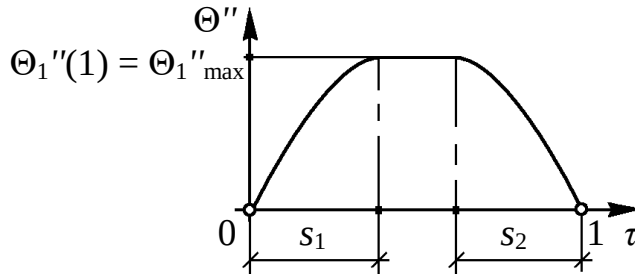


Рис. В.10. Безразмерное ускорение (модифицированная трапеция общего вида) при движении ведомого звена

Участок постоянной скорости

Здесь $\beta_I \leq \beta_2 \leq \beta_{II}$ и $\varphi_I \leq \varphi_2 \leq \varphi_{II}$ (см. рис. В.7).

Рассуждая аналогично предыдущему, запишем

$$\beta_2 = \beta_I + \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\varphi_{II} - \varphi_I} (\varphi_2 - \varphi_I); \quad \Pi'(\varphi_2) = \frac{d\beta_2}{d\varphi_2} = \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\varphi_{II} - \varphi_I} = \text{const};$$

$$\Pi''(\varphi_2) = 0.$$

Участок выбега

Здесь $\beta_{II} \leq \beta_3 \leq \beta_{III}$ и $\varphi_{II} \leq \varphi_3 \leq \varphi_{III}$ (см. рис. В.7).

На этом участке промежуточная точка проходит отрезок кривой от II до III.

В качестве безразмерных характеристик примем

$$\frac{\beta_{III} - \beta_3}{\beta_{III} - \beta_{II}} = \Theta_3(\tau_3), \quad \frac{\varphi_{III} - \varphi_3}{\varphi_{III} - \varphi_{II}} = \tau_3.$$

Далее получим $\beta_3 = \beta_{III} - (\beta_{II} - \beta_I)\Theta_3(\tau_3)$, $\varphi_3 = \varphi_{III} - (\varphi_{II} - \varphi_I)\tau_3$,

$$\Pi'(\varphi_3) = \frac{d\beta_3}{d\varphi_3} = \frac{\beta_{III} - \beta_{II}}{\varphi_{III} - \varphi_{II}} \Theta_3'(\tau_3),$$

$$\Pi''(\varphi_3) = \frac{d^2\beta_3}{d\varphi_3^2} = -\frac{\beta_{III} - \beta_{II}}{(\varphi_{III} - \varphi_{II})^2} \Theta_3''(\tau_3).$$

Смысл функций Θ_3 , Θ_3' , Θ_3'' и Θ_1 , Θ_1' , Θ_1'' между собой одинаков, поэтому подробный анализ, проведенный для участка разбега, относится и к выбегу.

Функциями положения и передаточными функциями на участках разбега и выбега управляет безразмерная характеристика $\Theta(\tau)$ и ее производные $\Theta'(\tau)$ и

$\Theta''(\tau)$. Множители, стоящие перед ними, исполняют роль масштабных коэффициентов. Безразмерные характеристические функции можно задавать аналитически или в виде таблиц, что существенно облегчает процесс синтеза искомого профиля кулачка.

Анализ работы кулачковых механизмов позволяет сделать вывод, что во многих случаях проектирования (синтеза) профиля кулачка хорошие результаты дает использование закона ускорений в виде «модифицированной трапеции общего вида» (см. также Фурье-анализ). Для этого типа закона движения график функции $\Theta''(\tau)$ представляет собой трапецию, боковые стороны которой образованы отрезками синусоиды (рис. В.10).

Проекции боковых сторон определяются параметрами s_1 и s_2 , с помощью которых можно эффективно управлять законом программного движения.

Варьирование числовых значений абсцисс этих синусоид s_1 и s_2 позволяет синтезировать множество рациональных видов безразмерных характеристик.

При $s_1 = 0$ и $s_2 = 0$ имеем прямоугольный закон ускорений; при $s_1 = s_2 = 0,5$ – синусоидальный; при $s_1 = 0$ и $s_2 = 1$ – косинусоидальный. В настоящее время для быстроходных механизмов большое распространение получил закон равнобокой трапеции (например, при $s_1 = s_2 = 0,25$).

При абсолютно жестких звеньях наиболее рациональным законом изменения ускорения является прямоугольный закон, так как ему соответствует наименьшее значение $\Theta''_{\max} = 2$. В реальных механизмах звенья всегда обладают определенными упругими свойствами. Скачкообразное изменение ускорения (его разрыв на некоторую величину) – **мягкий удар** – возбуждает свободные колебания системы звеньев как упругой системы, в результате чего закон изменения ускорения может оказаться значительно искаженным (рис. В.11).

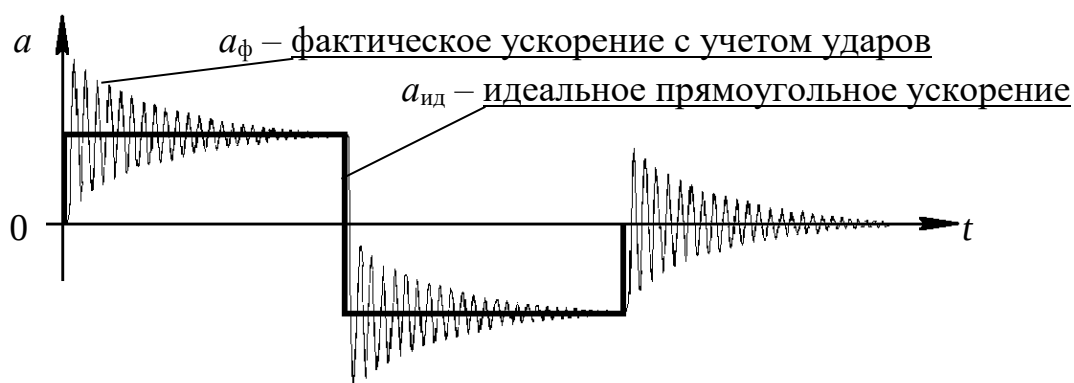


Рис. В.11. Мягкий удар

При скачках скорости (**жестких ударах**) дополнительные ускорения достигают еще более значительных величин.

Динамический эффект при наличии жесткого удара возрастает с ростом угловой скорости входного звена и величины собственной частоты системы. Жесткие удары могут наблюдаться в механизме, например, при его переключе-

ниях, связанных с выборкой зазоров, подключению дополнительных кинематических цепей с помощью муфт, а также при фиксации каких-либо промежуточных положений выходного звена.

При скачке ускорения (*мягких ударов*) в начале движения максимальное ускорение возрастает практически *в два раза*, а при скачке, связанном с изменением знака, оно может возрасти *втрое*. Представленные цифры ориентировочны; они не учитывают эффект от сопровождающих колебаний, возбуждаемых в предыдущих циклах движения. В быстроходных механизмах текстильных машин (машин легкой промышленности) следует использовать законы движения без мягких и тем более без жестких ударов, т. е. при s_1 и $s_2 > 0$.

Ввиду того, что при малых значениях s_i плавное изменение ускорения толкателя на практике эквивалентно мягкому удару, с запасом следует принимать время прохождения $s_i \rightarrow \Delta t > (2 \div 3)T$, где $T = 2\pi/k$ – период свободных колебаний. В дополнение к этому в диаграмме ускорения ведомого звена следует, по возможности, устранять скачки производных более высоких порядков.

При всем этом нельзя предложить закон движения, который был бы оптимальным во всех случаях независимо от частотных характеристик механизма.

Множество вариантов синтеза, связанное с различными значениями максимальных перемещений толкателя, углами поворота кулачка с разными соотношениями между участками движения и скоростными режимами, отражается постоянными множителями, стоящими перед безразмерными функциями.

СВОЙСТВА БЕЗРАЗМЕРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

На участках разбега и выбега толкателя его движение задается в виде некоторого закона безразмерного ускорения. Константы безразмерных характеристик $\Theta_1'_{\max}$ и $\Theta_1''_{\max}$ – основные параметры, учитываемые при синтезе оптимальных законов движения. Значениями $\Theta_1'_{\max}$ и $\Theta_3'_{\max}$ характеризуются максимальные скорости; значениями $\Theta_1''_{\max}$ и $\Theta_3''_{\max}$ – максимальные ускорения толкателя на разбеге и выбеге.

Постоянные, заложенные в безразмерных характеристиках, определяются из свойств (теорем) 1 и 2.

Свойство 1

Пик безразмерной скорости $\Theta'_{\max}$ обратно пропорционален значению $1 - \tau_{Ц}$, где $\tau_{Ц}$ – абсцисса центра тяжести эпюры безразмерного ускорения, т. е.

$$\Theta'_{\max} = \frac{1}{1 - \tau_{Ц}}.$$

Следствия

- для всех симметричных эпюр безразмерных ускорений пик безразмерной скорости $\Theta'_{\max} = 2$, так как эпюры $\Theta''(\tau)$ такого вида всегда имеют $\tau_{Ц} = 0,5$;
- несимметричным эпюрам безразмерных ускорений соответствуют значения $\Theta'_{\max}$, отличные от 2, где при $\tau_{Ц} < 0,5$ $\Theta'_{\max} < 2$. При $\tau_{Ц} > 0,5$ $\Theta'_{\max} > 2$.

Свойство 2

Пик безразмерного ускорения $\Theta''_{\max}$ прямо пропорционален значению пика безразмерной скорости $\Theta'_{\max}$ и обратно пропорционален коэффициенту заполнения (μ), т. е.

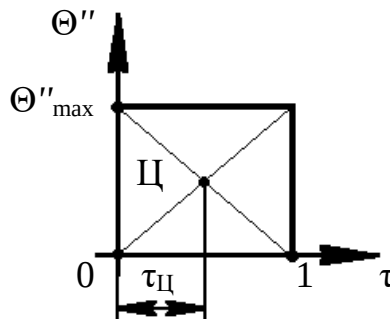
$$\Theta''_{\max} = \frac{\Theta'_{\max}}{\mu} = \frac{1}{\mu(1-\tau_{\text{Ц}})}, \quad \mu = \frac{\Theta'_{\max}}{\Theta''_{\max}} = \frac{F_{\Phi}}{F_{\text{ОП}}},$$

где F_{Φ} – фактическая площадь фигуры безразмерного ускорения $\Theta''(\tau)$;

$F_{\text{ОП}}$ – площадь прямоугольника, описанного вокруг фигуры безразмерного ускорения (см. примеры).

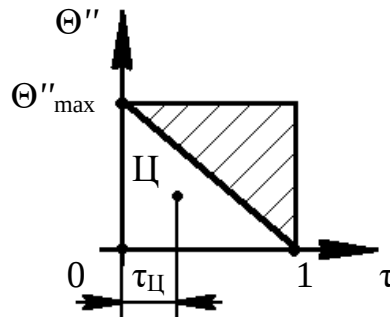
ПРИМЕРЫ

- **прямоугольный закон** изменения безразмерного ускорения



Здесь $\tau_{\text{Ц}} = 0,5$, $\mu = 1$, откуда $\Theta'_{\max} = 2$; $\Theta''_{\max} = 2$ (с. 105).

- **треугольный закон** изменения безразмерного ускорения



Здесь $\tau_{\text{Ц}} = 1/3$, $\mu = 1/2$, откуда $\Theta'_{\max} = 1/(1-1/3) = 3/2$; $\Theta''_{\max} = 3/(2 \cdot 0,5) = 3$.

- **косинусоидальный закон** изменения безразмерного ускорения

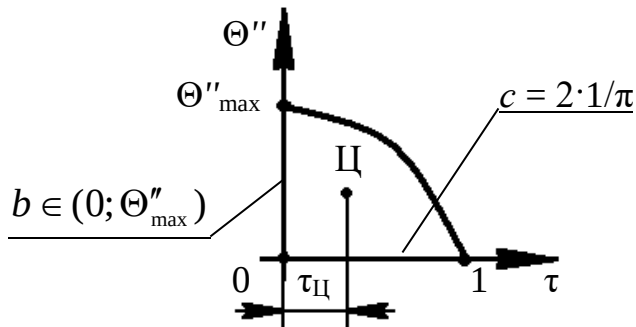
Примечание. Если какая-либо площадка ограничена функцией $\sin$ или $\cos$, аргумент которой изменяется в пределах от 0 до $\pi/2$, то параметры этой площадки определяются соотношениями

$$F_{\Phi} = 2ab/\pi; \quad c = 2a/\pi,$$

где a – длина основания эпюры ($a = 1$); b – наибольшая ордината ($b = \Theta''_{\max}$);

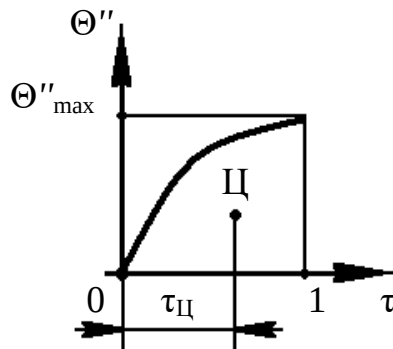
c – расстояние по оси $0-\tau$ от центра тяжести эюры (Π) до точки, в которой ордината кривой обращается в 0. Координата центра тяжести такой фигуры определим из

$$\tau_{\Pi} = 1 - \frac{2}{\pi}.$$



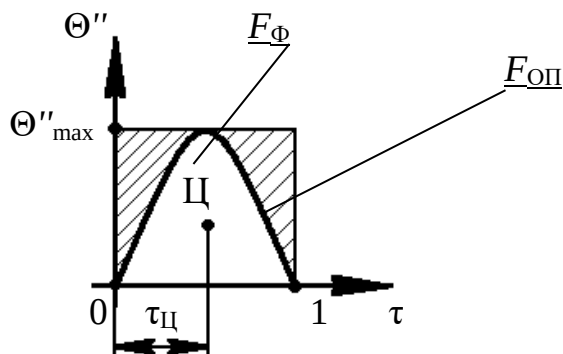
Здесь $\tau_{\Pi} = 1 - c = 1 - (2 \cdot 1/\pi)$; $F = 2 \cdot 1 \cdot \Theta''_{\max}/\pi$, откуда $\Theta'_{\max} = \pi/2 = 1,5708$; $\Theta''_{\max} = \pi^2/4 = 2,467$.

- полусинусоидальный закон изменения безразмерного ускорения



Здесь $\tau_{\Pi} = 2 \cdot 1/\pi$; $F = 2 \cdot 1 \cdot \Theta''_{\max}/\pi$, откуда $\Theta'_{\max} = 2,752$; $\Theta''_{\max} = 4,323$.

- синусоидальный закон изменения безразмерного ускорения



Здесь $\tau_{\Pi} = 0,5$; $\Theta'_{\max} = 2$; $\Theta''_{\max} = \pi$.

СИНТЕЗ ЗАКОНА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

Кроме безразмерных характеристик $\Theta_1(\tau_1)$ и $\Theta_3(\tau_3)$ закон движения толкателя характеризуется *шестью* структурными параметрами: $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}, \beta_{III}, \varphi_{III}$. Параметры эти не могут задаваться произвольно – они в свою очередь связаны двумя условиями безударного перехода на границах участка постоянной скорости:

$$\frac{\beta_I}{\varphi_I} \Theta'_{1\max} = \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\varphi_{II} - \varphi_I} \quad \text{и} \quad \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\varphi_{II} - \varphi_I} = \frac{\beta_{III} - \beta_{II}}{\varphi_{III} - \varphi_{II}} \Theta'_{3\max}.$$

При синтезе закона движения толкателя можно задать таким образом всего *четыре* дополнительных условия, диктуемые требованиями конкретной задачи. Эти условия достаточно разнообразны, и здесь имеет смысл ограничиться только тремя типовыми задачами, имеющими наибольшее применение в инженерной практике. Решая эти типовые задачи, рассмотрим синтез закона движения толкателя лишь для рабочего (прямого) хода.

Задача 1

$$\text{Дано: } \beta_{III}, \varphi_{III}, \Theta_1(\tau_1), \Theta_3(\tau_3), \delta\beta = \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\beta_{III}}, f = \frac{\varphi_{III} - \varphi_{II}}{\varphi_I},$$

где β_{III} – максимальное перемещение (ход) толкателя при его поступательном движении, задаваемое в линейных размерах, мм; при вращении толкателя (ко-ромысла) – в угловых размерах, угл. градусах, рад;

φ_{III} – угол поворота кулачка, соответствующий этому максимальному перемещению толкателя;

$\Theta_1(\tau_1), \Theta_3(\tau_3)$ – безразмерные характеристики на участках разбега и выбега.

Параметр $\delta\beta$ – безразмерная функция, определяющая относительную величину участка постоянной скорости (*долю постоянной скорости по перемещению*).

Параметр f – *коэффициент асимметрии* – отношение углов поворота кулачка (или времени) выбега и разбега. Если $f = 1$, то разбег и выбег происходят за одно и то же время.

Помимо заданных условий для исключения возможных жестких ударов при $\varphi = \varphi_I$ и $\varphi = \varphi_{II}$ необходимо обеспечить непрерывность закона движения и его производных.

Требуется определить структурные параметры $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}$.

Для решения *задачи 1* обозначим

$$v_1 = \frac{\Theta'_{1\max}}{\Theta'_{3\max}}.$$

Используя предыдущие соотношения, получим расчетные зависимости

$$\beta_I = \frac{(1 - \delta\beta)\beta_{III}}{1 + fv_1}, \quad \beta_{II} = \frac{(1 + fv_1\delta\beta)\beta_{III}}{1 + fv_1}.$$

Параметр $\delta\varphi$ – доля *постоянной скорости* – безразмерная характеристика участка постоянной скорости (*по углу поворота кулачка*)

$$\delta\varphi = \frac{\varphi_{II} - \varphi_I}{\varphi_{III}} = \frac{(1 + v_1 f)\delta\beta}{(1 + v_1 f)\delta\beta + (1 - \delta\beta)(1 + f)\Theta'_{1\max}},$$

откуда

$$\varphi_I = \frac{(1 - \delta\varphi)\varphi_{III}}{1 + f} \quad \text{и} \quad \varphi_{II} = \frac{(1 + f\delta\varphi)\varphi_{III}}{1 + f}.$$

Порядок выполнения расчетов:

- определить $\delta\varphi$;
- определить β_I , φ_I , β_{II} , φ_{II} .

Задача 2

$$\text{Дано: } \beta_{III}, \varphi_{III}, \Theta_1(\tau_1), \Theta_3(\tau_3), \delta\beta = \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\beta_{III}}, \lambda = \frac{\ddot{\beta}_{1\max}}{|\ddot{\beta}_{3\max}|} = \frac{\Pi''_{1\max}}{|\Pi''_{3\max}|},$$

где $\ddot{\beta}_{1\max}(\Pi''_{1\max})$ и $|\ddot{\beta}_{3\max}(\Pi''_{3\max})|$ – максимальные значения ускорений (второй передаточной функции) на разбеге и выбеге.

Требуется определить структурные параметры β_I , φ_I , β_{II} , φ_{II} .

Для решения *задачи 2* обозначим

$$v_2 = \frac{\Theta''_{1\max}}{\Theta''_{3\max}} \quad \text{и} \quad f = \frac{\varphi_{III} - \varphi_{II}}{\varphi_I} = \lambda \frac{v_1}{v_2}.$$

Теперь *задача 2* сводится к условиям *задачи 1*.

Порядок выполнения расчетов:

- определить v_1 и v_2 ;
- определить f ;
- определить $\delta\varphi$;
- определить β_I , φ_I , β_{II} , φ_{II} .

Задача 3

$$\text{Дано: } \beta_{III}, \varphi_{III}, \lambda, \Pi'_{\max} = 1/K.$$

Требуется определить структурные параметры β_I , φ_I , β_{II} , φ_{II} .

Эта задача синтеза возникает в случае, когда толкатель должен перемещаться на некотором участке с заданной постоянной скоростью или с заданным постоянным соотношением скоростей входного и выходного звеньев.

Пример – синтез профиля кулачка в механизме раскладчика нити, в механизмах металлорежущих станков-автоматов и т. д.

Решение *задачи 3* выполним по следующему алгоритму:

- при заданном значении $\Pi'_{\max}$ фиксируем угол наклона прямой *I-II* (см. рис. В.7), отображающий функцию перемещения $\beta(\varphi)$ на участке постоянной скорости.

При этом $\frac{\Delta\beta}{\Delta\varphi} = \Pi'_{\max} = \frac{1}{K}$, где $\Delta\beta = \beta_{II} - \beta_I$, $\Delta\varphi = \varphi_{II} - \varphi_I$.

Отсюда $\Delta\varphi = K\Delta\beta$. Обозначим далее $U = \frac{1 + \lambda v_1/v_2}{1 + \lambda v_1^2/v_2}$.

При $\lambda \rightarrow 0$ имеем $U \rightarrow 1$, а при $\lambda \rightarrow \infty$ функция U стремится к значению $1/v_1$.

В тех случаях, когда на разбеге и выбеге приняты безразмерные характеристики с одинаковыми значениями $\Theta'_{\max}$ (например, $\Theta'_{1\max} = \Theta'_{3\max}$ или $v_1 = 1$), функция U независимо от значения λ обращается в 1;

- далее запишем

$$\delta\varphi = \frac{\Delta\varphi}{\varphi_{III}} = \frac{\beta_{III} K \Theta'_{1\max} U - \varphi_{III}}{(\Theta'_{1\max} U - 1) \varphi_{III}}, \quad \delta\beta = \frac{\Delta\beta}{\beta_{III}} = \frac{\beta_{III} K \Theta'_{1\max} U - \varphi_{III}}{\beta_{III} K (\Theta'_{1\max} U - 1)}.$$

Приведенные соотношения позволяют свести данную задачу к исходным условиям *задачи 2*. Существование решений *задачи 3* возможно при учете следующих требований:

- $\Delta\beta \geq 0$ и $\Delta\varphi \geq 0$;
- значения $\Delta\beta$ и $\Delta\varphi$ должны быть меньше значений β_{III} и φ_{III} ; только в этом случае участки разбега и выбега отличны от нуля, т. е.

$$\beta_{III} K < \varphi_{III} \leq \beta_{III} K \Theta'_{1\max} U.$$

Для решения *задачи 3* сформулируем порядок выполнения расчетов:

- определить v_1 и v_2 ;
- определить U ;
- проверить возможность решения по последнему неравенству;
- определить $\delta\varphi$ и $\delta\beta$;
- определить f ;
- определить β_I , φ_I , β_{II} , φ_{II} .

Пример выполнения расчетов по синтезу профиля кулачка

Рассмотрим синтез закона движения толкателя на примере, подобном *задаче 2*. Такой пример с числовыми данными представлен в работе [9].

Заданы следующие параметры (см. табл. 12 и 13):

– тип проектируемого кулачкового механизма с основными размерами (по заданию на кулачковый механизм);

- угловая скорость кулачка – ω ;
- максимальный ход толкателя – β_{III} или S_{max} ;
- угол удаления (рабочий ход) – φ_{PX} ;
- угол дальнего выстоя (дальнего стояния) – $\varphi_{ДВ}$;
- угол возврата (холостой ход) – $\varphi_{ХХ}$.

Отдельно для рабочего и холостого ходов задаются:

- $\delta\beta_{PX}$ и $\delta\beta_{ХХ}$ – параметры, характеризующие относительную величину участка постоянной скорости на рабочем и холостом ходах;
- λ_{PX} и $\lambda_{ХХ}$ – параметры, характеризующие отношение максимальных значений ускорений (вторых передаточных функций) на разбеге и выбеге РХ и ХХ;
- $\Theta''_1(\tau_1)$ и $\Theta''_3(\tau_3)$ для *рабочего хода* – законы ускорения толкателя для участков разбега и выбега в виде эпюр модифицированной трапеции (рис. В.12) с соответствующими значениями s_1 и s_2 (для *рабочего хода*);
- s_1 и s_2 для *разбега* рабочего хода и s_1 и s_2 (для *выбега* рабочего хода);
- $\Theta''_1(\tau_1)$ и $\Theta''_3(\tau_3)$ для *холостого хода* – законы ускорения толкателя для участков разбега и выбега в виде эпюр модифицированной трапеции (рис. В.13) с соответствующими значениями s_1 и s_2 (для *холостого хода*);
- s_1 и s_2 для *разбега* холостого хода и s_1 и s_2 (для *выбега* холостого хода).

Для других типовых задач решение выполняется аналогичным способом при задании соответствующих исходных данных.

В связи с тем, что методика расчета для рабочего и холостого ходов одна и та же, пример приведем только для рабочего хода толкателя механизма.

При решении *примера* выполним следующие этапы:

1. Определим постоянные $\Theta'_{1max}(\tau_1)$, $\Theta'_{3max}(\tau_3)$, $\Theta''_{1max}(\tau_1)$ и $\Theta''_{3max}(\tau_3)$ – величины пиков безразмерных скоростей и ускорений выходного звена.
2. Определим вспомогательные параметры v_1 , v_2 , f , $\delta\varphi$.
3. Определим структурные параметры β_I , β_{II} , φ_I , φ_{II} .
4. Построим диаграммы $\beta = \Pi(\varphi)$, $\beta' = \Pi'(\varphi)$ и $\beta'' = \Pi''(\varphi)$.
5. Построим профиль кулачка.

Здесь все определяемые величины зависят от вида эпюры безразмерного ускорения, т. е. от параметров s_1 и s_2 для рабочего и холостого ходов.

Этап 1. Определение пиков безразмерных скоростей и ускорений

$$\Theta'_{1max}(\tau_1), \quad \Theta'_{3max}(\tau_3), \quad \Theta''_{1max}(\tau_1), \quad \Theta''_{3max}(\tau_3).$$

На участке *разбега* рабочего хода эпюру безразмерного ускорения представим, например, в виде асимметричной модифицированной трапеции (рис. В.12).

При заданных s_1 и s_2 площадь всей эпюры состоит из трех площадей:

F_1 – площадь фигуры, ограниченной синусоидой с основанием, равным s_1 ;

F_2 – площадь прямоугольника с основанием, равным $1 - (s_1 + s_2)$;

F_3 – площадь фигуры, ограниченной косинусоидой с основанием s_2 .

Общая площадь эпюры безразмерных ускорений определится из формулы

$$F_{\Sigma} = F_1 + F_2 + F_3.$$

Для определения пика безразмерной скорости $\Theta'_{1\max}(\tau_1)$ используем соотношения

$$\Theta'_{1\max} = \frac{1}{1 - \tau_{Ц1}}, \quad \tau_{Ц1} = \frac{F_1 \tau_{C1} + F_2 \tau_{C2} + F_3 \tau_{C3}}{F_1 + F_2 + F_3}, \quad (B.2)$$

где $\tau_{Ц1}$ – абсцисса центра тяжести эпюры безразмерного ускорения $\Theta''_1(\tau_1)$.

Определим площади отдельных фигур и абсциссы их центров тяжести:

$$\begin{aligned} F_1 &= 2ab/\pi = 2s_1\Theta''_{1\max}/\pi; & \tau_{C1} &= 2a/\pi = 2s_1/\pi; \\ F_2 &= [1 - (s_1 + s_2)]\Theta''_{1\max}; & \tau_{C2} &= \left[\frac{1 - (s_1 + s_2)}{2} \right] + s_1; \\ F_3 &= 2ab/\pi = 2s_2\Theta''_{1\max}/\pi; & \tau_{C3} &= 1 - 2a/\pi = 1 - 2s_2/\pi. \end{aligned}$$

Полученные значения подставим в (B.2) и найдем $\Theta'_{1\max}$.

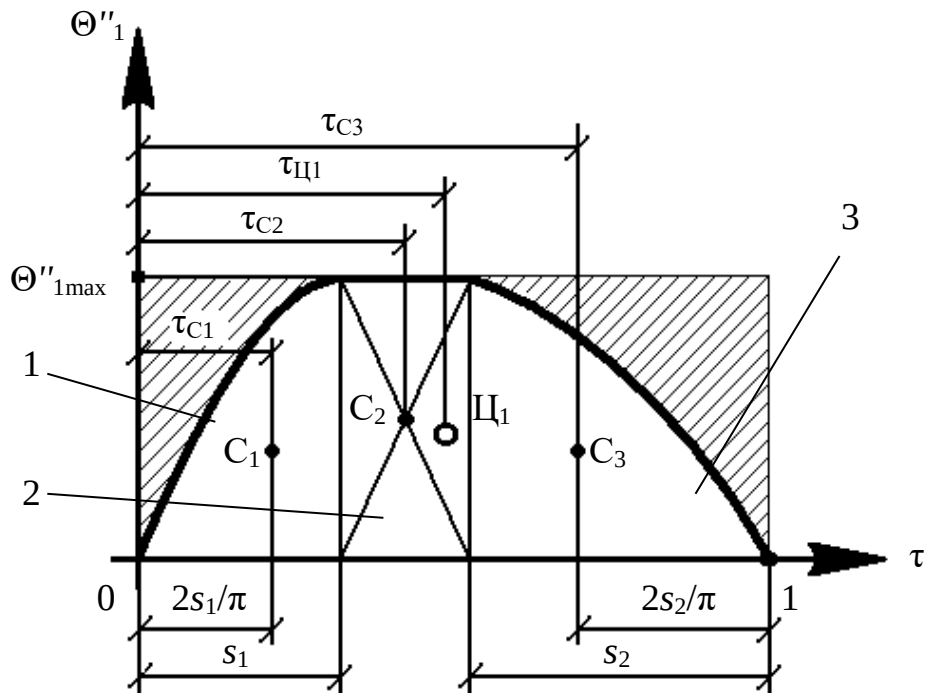


Рис. В.12. Эпюра безразмерного ускорения на участке разбега рабочего хода

Для расчета пика безразмерного ускорения предварительно определим величину коэффициента заполнения μ :

$$\mu = \frac{F_{\Phi}}{F_{\text{оп}}} = \frac{F_{\Sigma}}{F},$$

где $F = 1 \cdot \Theta''_{1\text{max}}$ – площадь описанного около эюры $\Theta''_1(\tau_1)$ прямоугольника.

Затем рассчитаем

$$\Theta''_{\text{max}} = \frac{\Theta'_{\text{max}}}{\mu} = \frac{1}{\mu(1 - \tau_{\text{ц}})}.$$

На участке *выбега* рабочего хода эюру безразмерного ускорения представим, например, в виде «урезанной» модифицированной трапеции, состоящей всего лишь из двух участков (рис. В.13).

Основными расчетными зависимостями здесь будут

– общая площадь эюры безразмерных ускорений $F_{\Sigma} = F_1 + F_2$;

– пик безразмерной скорости $\Theta'_{3\text{max}} = \frac{1}{1 - \tau_{\text{цз}}}$, где $\tau_{\text{цз}} = \frac{F_1 \tau_{\text{c1}} + F_2 \tau_{\text{c2}}}{F_1 + F_2}$.

Найдем площади отдельных фигур и абсциссы их центров тяжести из

$$F_1 = 2ab/\pi = 2s_1 \Theta''_{3\text{max}}/\pi; \quad \tau_{\text{c1}} = 2a/\pi = 2s_1/\pi;$$

$$F_2 = (1 - s_1) \Theta''_{3\text{max}}; \quad \tau_{\text{c2}} = \frac{1 - s_1}{2} + s_1.$$

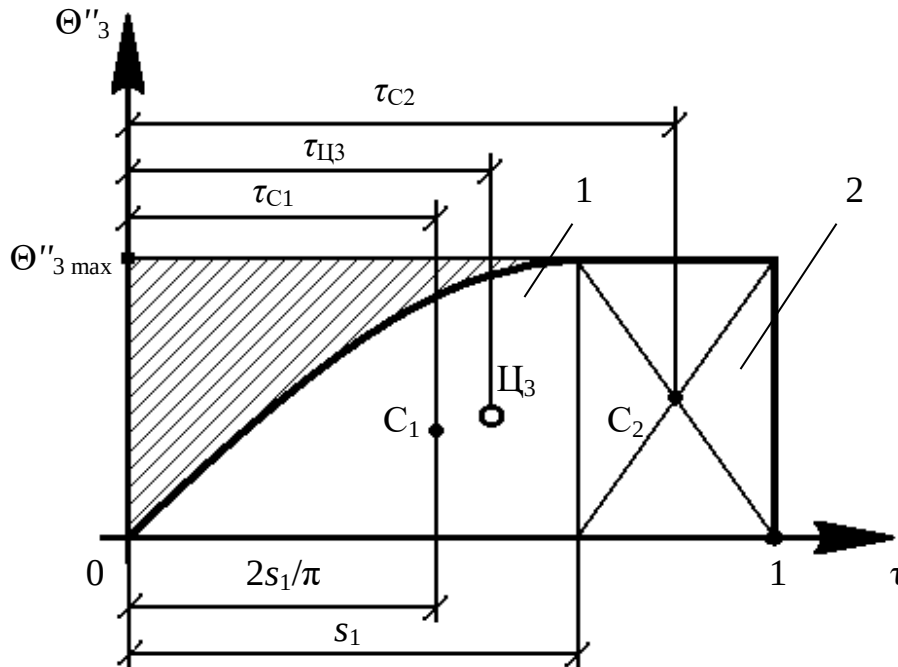


Рис. В.13. Эюра безразмерного ускорения на участке *выбега* рабочего хода

Для расчета пика безразмерного ускорения предварительно определим коэффициент заполнения μ :

$$\mu = \frac{F_{\Phi}}{F_{\text{оп}}} = \frac{F_{\Sigma}}{F},$$

где $F = 1 \cdot \Theta''_{3\max}$ – площадь описанного около эпюры $\Theta''_3(\tau_3)$ прямоугольника.

Затем рассчитаем

$$\Theta''_{3\max} = \frac{\Theta'_{3\max}}{\mu}.$$

Этап 2. Определение вспомогательных параметров $v_1, v_2, f, \delta\varphi$.

Эти параметры определим по формулам

$$v_1 = \frac{\Theta'_{1\max}}{\Theta'_{3\max}}; \quad v_2 = \frac{\Theta''_{1\max}}{\Theta''_{3\max}}; \quad f = \lambda \frac{v_1}{v_2};$$

$$\delta\varphi = \frac{(1 + v_1 f) \delta\beta}{(1 + v_1 f) \delta\beta + (1 - \delta\beta)(1 + f) \Theta'_{1\max}}.$$

Этап 3. Определение структурных параметров $\beta_I, \beta_{II}, \varphi_I, \varphi_{II}$.

Эти параметры определим по формулам

$$\beta_I = \frac{(1 - \delta\beta) \beta_{III}}{1 + f v_1} \text{ мм}; \quad \beta_{II} = \frac{(1 + f v_1 \delta\beta) \beta_{III}}{1 + f v_1} \text{ мм};$$

$$\varphi_I = \frac{(1 - \delta\varphi) \varphi_{III}}{1 + f} \text{ угл. град}; \quad \varphi_{II} = \frac{(1 + f \delta\varphi) \varphi_{III}}{1 + f} \text{ угл. град}.$$

Максимальное перемещение толкателя ($\beta_{III} = S_{\max}$) и рабочий угол поворота кулачка при дальнем выстое толкателя (φ_{III}) **заложены** в исходных данных.

Этап 4. Построение диаграмм $\beta = \Pi(\varphi)$, $\beta' = \Pi'(\varphi)$ и $\beta'' = \Pi''(\varphi)$.

Для построения диаграмм используем распечатку, полученную с ПК после проверки основных параметров расчета. В распечатке для участков разбега, постоянной скорости и выбега на рабочем и холостом ходах выдаются по 10 значений определяемых параметров (φ_i, β_i), а также значения углов давления в этих же точках.

Этап 5. Построение профиля кулачка.

Этот этап на примерах будет пояснен далее.

СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Профиль кулачка можно спроектировать каким-либо из двух методов: графоаналитическим или аналитическим. Графоаналитический метод – приближенный. Он применим для проверки расчетов, выполненных аналитическим методом, когда при расчете и изготовлении кулачка используется ПК (ЭВМ).

Для синтеза профиля кулачка необходимы кинематическая схема механизма и закон перемещения толкателя $\beta = \Pi(\varphi)$, который в настоящее время наиболее рационально можно получить с использованием аппарата безразмерных характеристических функций.

Основные параметры диаграммы $\beta = \Pi(\varphi)$

На рис. В.14 представлена диаграмма перемещения толкателя $\beta = \Pi(\varphi)$, где β – линейное (или угловое) перемещение толкателя, φ – угол поворота кулачка.

Диаграмму перемещения толкателя представим в виде последовательности трех участков:

- участка рабочего (прямого) хода;
- участка дальнего выстоя;
- участка холостого (обратного) хода.

(Участок ближнего выстоя, как правило, не рассматривается).

Эти участки характеризуются следующими особенностями:

- на участке разбега скорость толкателя изменяется от нуля до максимума;
- на участке постоянной скорости величина скорости толкателя постоянна;
- на участке выбега скорость толкателя изменяется от максимума до нуля.

На участке холостого хода (для уменьшения объема работы студенту) интервал движения толкателя с постоянной скоростью исключается.

Закон движения толкателя (ведомого звена) определяется следующими данными:

- β_{III} – максимальным ходом толкателя (S_{max});
- $(0 \div \varphi_{III})$ – углом рабочего хода (φ_{PX});
- $(\varphi_{III} \div \varphi_{IV})$ – углом дальнего выстоя ($\varphi_{дст}$);
- $(\varphi_{IV} \div \varphi_{VII})$ – углом холостого хода ($\varphi_{ХХ}$);
- законами ускорения толкателя для участков рабочего и холостого ходов.

В результате выполнения расчетов по методике (с. 121 – 124), изложенной ранее, студент определяет структурные параметры диаграммы $\beta = \Pi(\varphi)$ – координаты основных граничных точек диаграммы:

$I(\beta_I \varphi_I)$; $II(\beta_{II} \varphi_{II})$; $III(\beta_{III} \varphi_{III})$; $IV(\beta_{IV} \varphi_{IV})$; $V(\beta_V \varphi_V)$; $VI(\beta_{VI} \varphi_{VI})$; $VII(\beta_{VII} \varphi_{VII})$.

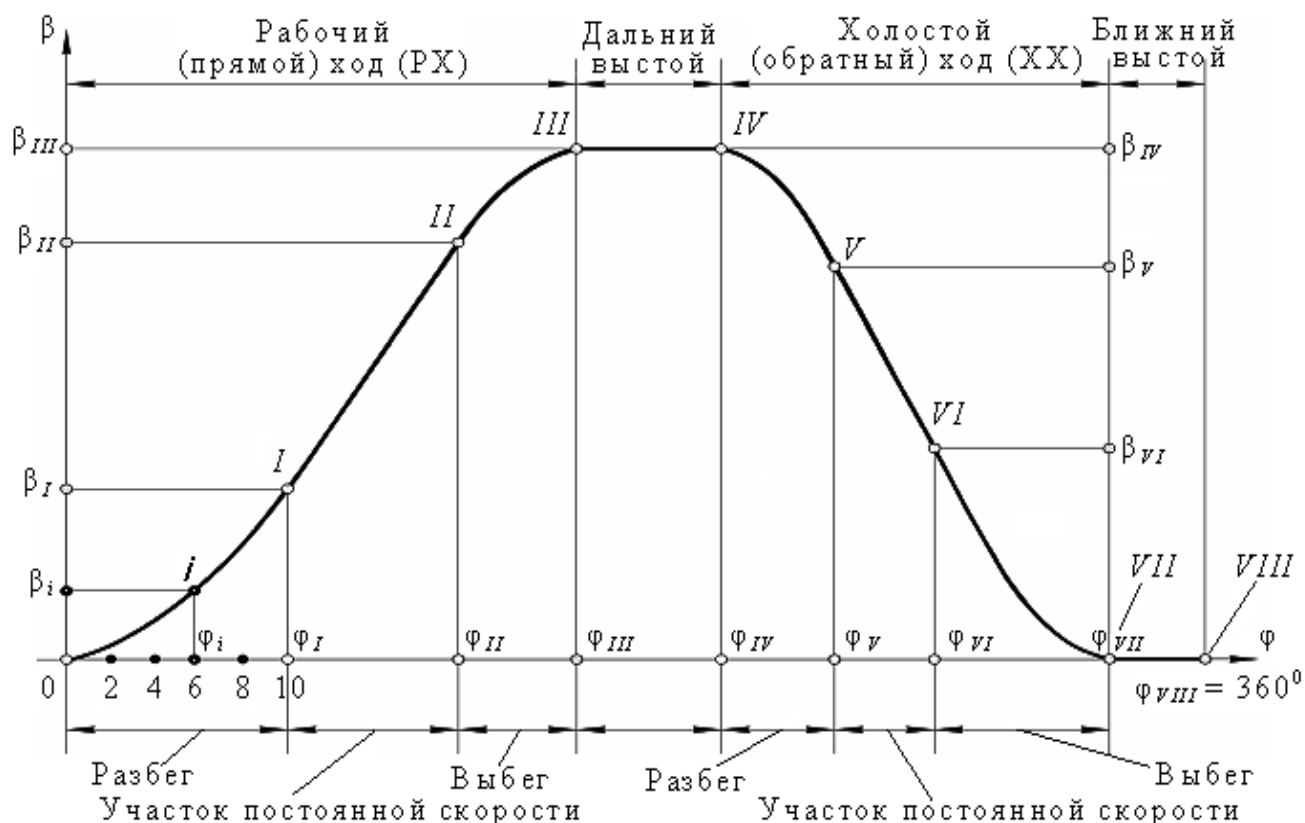


Рис. В.14. Общий вид закона перемещения толкателя

После проверки на ПК контрольного примера студент получает распечатку данных для диаграмм:

$\beta = \Pi(\varphi)$ – перемещения толкателя;

$\beta' = \Pi'(\varphi)$ – первой передаточной функции (аналога скорости);

$\beta'' = \Pi''(\varphi)$ – второй передаточной функции (аналога ускорения).

Студенты заочной формы обучения используют готовые расчетные данные, приведенные в табл. 14 – 23 этого практикума.

Как уже отмечалось, каждый из участков рабочего и холостого ходов в распечатке по оси абсцисс разделен на 10 равных частей, т. е. имеются 10 точек с соответствующими координатами, по которым строят диаграммы $\beta(\varphi)$, $\beta'(\varphi)$, $\beta''(\varphi)$. Образец подобной распечатки представлен в прил. Д.

Пример подобных диаграмм приведен на рис. В.15.

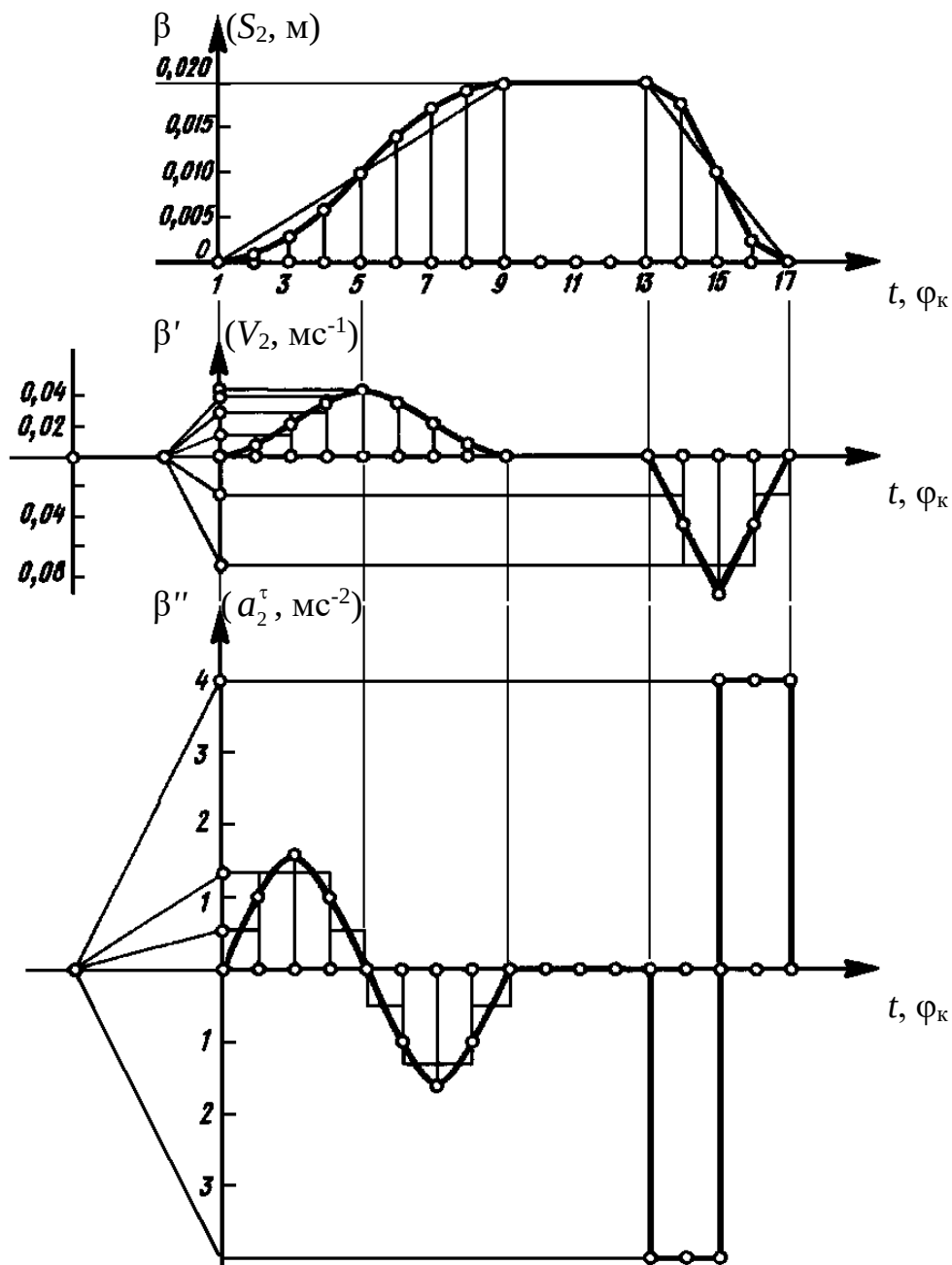


Рис. В.15. Диаграммы функций положения $\beta = \Pi(\varphi)$, первой $\beta' = \Pi'(\varphi)$ и второй $\beta'' = \Pi''(\varphi)$ передаточных функций

Понятие о методе обращенного движения

Для нахождения профиля кулачка любой конструкции механизма удобно использовать метод *обращенного движения*. Суть метода состоит в том, что всей системе (кулачок и толкатель) задается дополнительное движение вокруг оси вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_k)$. Кулачок, имея фактическую угловую скорость $(-\omega_k)$ и получив дополнительную угловую скорость $(-\omega_k)$,

останавливается, а толкатель движется вокруг кулачка в противоположном ему направлении со скоростью $(-\omega_k)$.

При обратном движении характер относительных перемещений между кулачком и толкателем остается таким же, как и при обычном движении.

Графоаналитический метод синтеза профиля кулачка. Синтез профиля кулачка при поступательном движении толкателя

Рассмотрим синтез профиля кулачка для *нецентрального* (внецентренного) кулачкового механизма.

При синтезе профиля кулачка используются следующие данные:

- r_0 – радиус начальной шайбы практического профиля;
- ρ – радиус ролика;
- $R_0 = r_0 + \rho$ – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- e – эксцентриситет;
- $\beta = \Pi(\varphi)$ – данные диаграммы перемещения толкателя (см. распечатку).

Синтез профиля кулачка начнем с выбора масштаба чертежа μ_L исходя из планируемого размера этого чертежа (рис. В.16, б). Из центра O_1 строим окружность радиусом R_0 . От O_1 на расстоянии, равном эксцентриситету « e », проведем линию движения центра ролика толкателя. На пересечении этой прямой и проведенной окружности получаем точку β_0 .

Эта точка соответствует нулевому (исходному) положению центра ролика толкателя. От точки β_0 на траектории центра ролика отложим в масштабе μ_L максимальный ход толкателя и обозначим точку β_{III} . Соединим точку β_{III} с центром O_1 .

Зададим системе «кулак-толкатель» обратное движение вокруг центра с угловой скоростью $(-\omega_k)$. При этом кулак останавливается, а толкатель будет вращаться вокруг центра O_1 со скоростью $(-\omega_k)$. Точка β_{III} будет двигаться по окружности радиуса $O_1\beta_{III}$, последовательно проходя углы φ_i . Отметим на построенной окружности концы дуг соответствующих углов поворота как φ_i^* .

Линия движения центра ролика должна всегда находиться на расстоянии эксцентриситета « e » от центра O_1 . Для выполнения этого условия проведем из центра O_1 окружность радиусом $O_1K_0 = e$. Касательные к этой окружности в обратном движении будут являться линиями движения центра ролика толкателя.

Далее в качестве примера рассмотрим построение фрагмента профиля кулачка только для одного положения механизма (рис. В.16, а).

При реверсе кулачка для построения его профиля рис. В.16 переворачиваем зеркально относительно вертикальной оси.

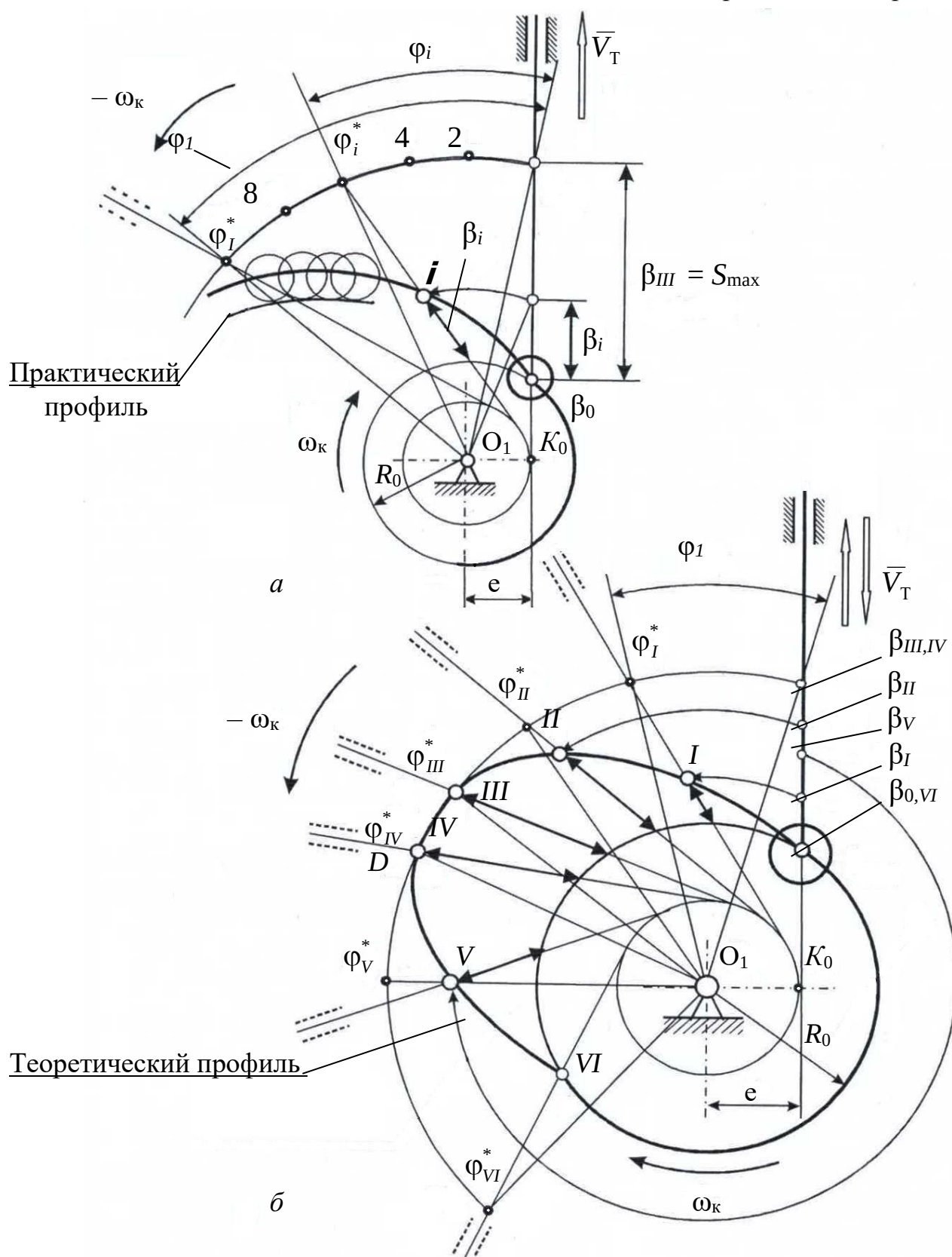


Рис. В.16. Построение профиля в нецентральной кулачковом механизме:
a – фрагмент построения i -й точки профиля; *б* – построение всего профиля

Построение профиля кулачка для i -го положения внецентренного кулачкового механизма производится в следующей последовательности:

1) на окружности, проведенной радиусом $O_1\beta_{III}$, от точки β_{III} в направлении $(-\omega_k)$ отложим дугу, соответствующую поворотному углу φ_i . и обозначим ее конец φ_i^* ;

2) из этой точки проведем касательную к окружности радиуса $O_1K_0 = e$;

3) от точки β_0 вдоль траектории толкателя отложим его перемещение β_i . Затем из O_1 проведем дугу радиусом $O_1\beta_i$ в направлении угловой скорости $(-\omega_k)$ до пересечения с касательной. Полученная точка пересечения – текущая точка теоретического профиля кулачка для положения i .

Здесь следует отметить, что точку i можно построить, отложив расстояние $\beta_0\beta_i$ на касательной от точки ее пересечения с окружностью начальной шайбы. Этот способ точнее, так как исключает графическую погрешность при построении дуги большого радиуса (при вычерчивании возможен сдвиг циркуля, игла которого поставлена в центр окружности радиуса $O_1\beta_i$).

При вычерчивании рекомендуется сначала построить основные точки профиля кулачка, которые будут соответствовать границам участков разбега, постоянной скорости и выбега для рабочего и холостого ходов, а затем, согласно распечатке, достроить промежуточные точки на этих участках.

Для построения основных точек профиля кулачка (рис. В.16, б) на траектории точки β_{III} , принадлежащей толкателю при движении ее в обратном движении вокруг центра O_1 , отложим дуги, соответствующие поворотным углам $\varphi_I, \varphi_{II}, \varphi_{III}, \varphi_{IV}, \varphi_V, \varphi_{VI}, \varphi_{VII}$. Концы этих дуг обозначим символами

$$\varphi_I^*, \varphi_{II}^*, \varphi_{III}^*, \varphi_{IV}^*, \varphi_V^*, \varphi_{VI}^*, \varphi_{VII}^*.$$

Из полученных точек проведем касательные к окружности радиуса эксцентриситета «е». Эти прямые будут линиями движения центра ролика толкателя в обратном движении. Здесь максимальный ход толкателя – до $(\cdot) D$.

Затем на траектории центра ролика от точки β_0 отложим в масштабе μ_L перемещения $\beta_I, \beta_{II}, \beta_{III}, \beta_{IV}, \beta_V, \beta_{VI}, \beta_{VII}$ и проведем из центра O_1 дуги радиусами $O_1\beta_I, O_1\beta_{II}, O_1\beta_{III}, O_1\beta_{IV}, O_1\beta_V, O_1\beta_{VI}, O_1\beta_{VII}$ до пересечения с соответствующими линиями действия толкателя в обратном движении. Полученные точки пересечения I, II, III, IV, V, VI – основные точки теоретического профиля кулачка. На каждом из участков профиля кулачка (согласно распечатке) можно получить 10 промежуточных точек, построение которых аналогично построению точки i .

Для получения кривой теоретического профиля построенные точки соединяют лекальной кривой и затем методом обкатки получают эквидистантный (равноудаленный) практический профиль (рис. В.17).

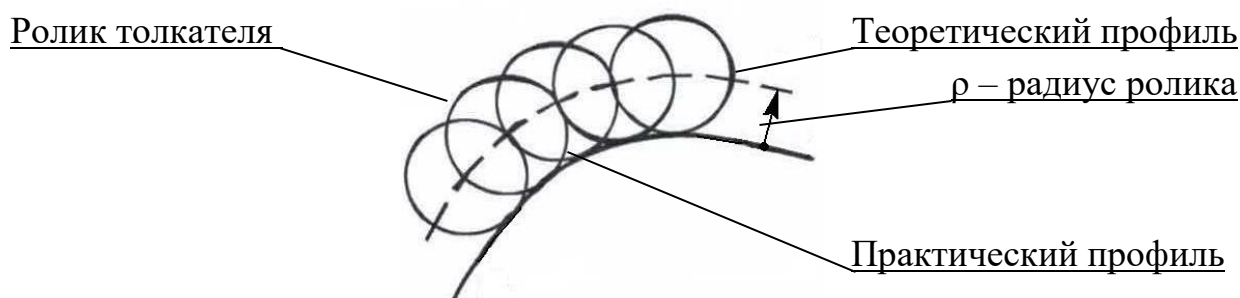


Рис. В.17. Применение метода обкатки

Синтез профиля кулачка при вращательном движении толкателя

Рассмотрим синтез профиля кулачка для коромыслового механизма.

При синтезе профиля кулачка используются следующие данные:

- r_0 – радиус начальной шайбы практического профиля;
- ρ – радиус ролика;
- $R_0 = r_0 + \rho$ – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- ℓ – длина коромысла;
- X_{02}, Y_{02} – координаты оси вращения толкателя-коромысла;
- $\beta(\varphi)$ – данные диаграммы перемещения толкателя (см. распечатку).

В зависимости от условий поставленной задачи перемещение толкателя может быть выражено в градусах, радианах или длиной дуги траектории центра ролика толкателя. Рассмотрим случай, когда перемещение толкателя (коромысла) задано в градусах.

Синтез профиля кулачка начинаем с выбора масштаба μ_L исходя из планируемого размера чертежа (рис. В.18, б). Из центра O_1 проводим окружность радиусом R_0 . Из центра O_2 проводим дугу радиусом, равным длине коромысла ℓ . На пересечении этой дуги и окружности получаем точку β_0 . Данная точка соответствует нулевому положению центра ролика толкателя. Соединив точку β_0 с центром O_2 , получим нулевое положение толкателя.

Зададим системе «кулак-толкатель» обращенное движение вокруг центра O_1 с угловой скоростью $(-\omega_k)$. При этом кулачок останавливается, а толкатель вместе со стойкой O_2 будет вращаться вокруг центра O_1 со скоростью $(-\omega_k)$. Точка O_2 будет, проходя последовательно дуги, соответствующие поворотным углам φ_i , перемещаться по окружности радиуса O_1O_2 .

Построение профиля кулачка для i -го положения коромыслового механизма производится в следующей последовательности:

1) на окружности, проведенной радиусом O_1O_2 , от точки O_2 отложим дугу в направлении $(-\omega_k)$, соответствующую поворотному углу φ_i и обозначим ее конец O_{2*}^i ;

2) из точки O_{2*}^i проведем дугу радиусом, равным длине коромысла ℓ . На этой дуге должна будет находиться точка теоретического профиля кулачка;

3) от нулевого положения толкателя $O_2\beta_0$ отложим перемещение толкателя β_i , в данном случае в градусах, и проведем дугу радиусом $O_1\beta_i$ до пересечения с дугой, проведенной из точки O_{2*}^i радиусом, равным длине коромысла ℓ .

Полученная точка пересечения дуг – точка теоретического профиля кулачка для положения i (рис. В.18, а).

При вычерчивании также рекомендуется сначала построить основные точки профиля кулачка для рабочего и холостого ходов, которые должны соответствовать границам участков разбега, постоянной скорости и выбега на рабочем и холостом ходах, а затем согласно распечатке получить промежуточные точки на данных участках.

Для построения основных точек профиля воспользуемся правилом построения i -й точки профиля, описанным выше.

1. На окружности, проведенной радиусом O_1O_2 в направлении $(-\omega_k)$ от прямой O_1O_2 , отложим дуги, соответствующие поворотным углам

$$\varphi_I, \varphi_{II}, \varphi_{III}, \varphi_{IV}, \varphi_V, \varphi_{VI}, \varphi_{VII}$$

и обозначим концы их дуг как

$$O_{2*}^I, O_{2*}^{II}, O_{2*}^{III}, O_{2*}^{IV}, O_{2*}^V, O_{2*}^{VI}.$$

2. Из точек O_{2*}^i проведем дуги радиусом, равным длине коромысла ℓ . На этих дугах должны находиться точки теоретического профиля кулачка.

3. От нулевого положения толкателя $O_2\beta_0$ отложим перемещения толкателя $\beta_I, \beta_{II}, \beta_{III}, \beta_{IV}, \beta_V, \beta_{VI}, \beta_{VII}$ и проведем дуги радиусом $O_1\beta_i$ до пересечения с дугами, проведенными из точки O_{2*}^i радиусом, равным длине коромысла ℓ . Полученные точки пересечения этих дуг – основные точки теоретического профиля кулачка I, II, III, IV, V, VI .

АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

При проектировании кулачка для ряда последовательных точек его профиля необходимо найти координаты – определить величины *радиус-векторов* R_i и соответствующих им значений *профильных углов* γ_i .

Ввиду того, что анализ и синтез профиля кулачка выполняется по его теоретическому профилю, радиус-векторы следует рассчитывать непосредственно для этого профиля. Аналитический метод используется для построения алгоритма вычислений, подготовки данных и последующего изготовления профилей кулачков на фрезерных станках с ЧПУ.

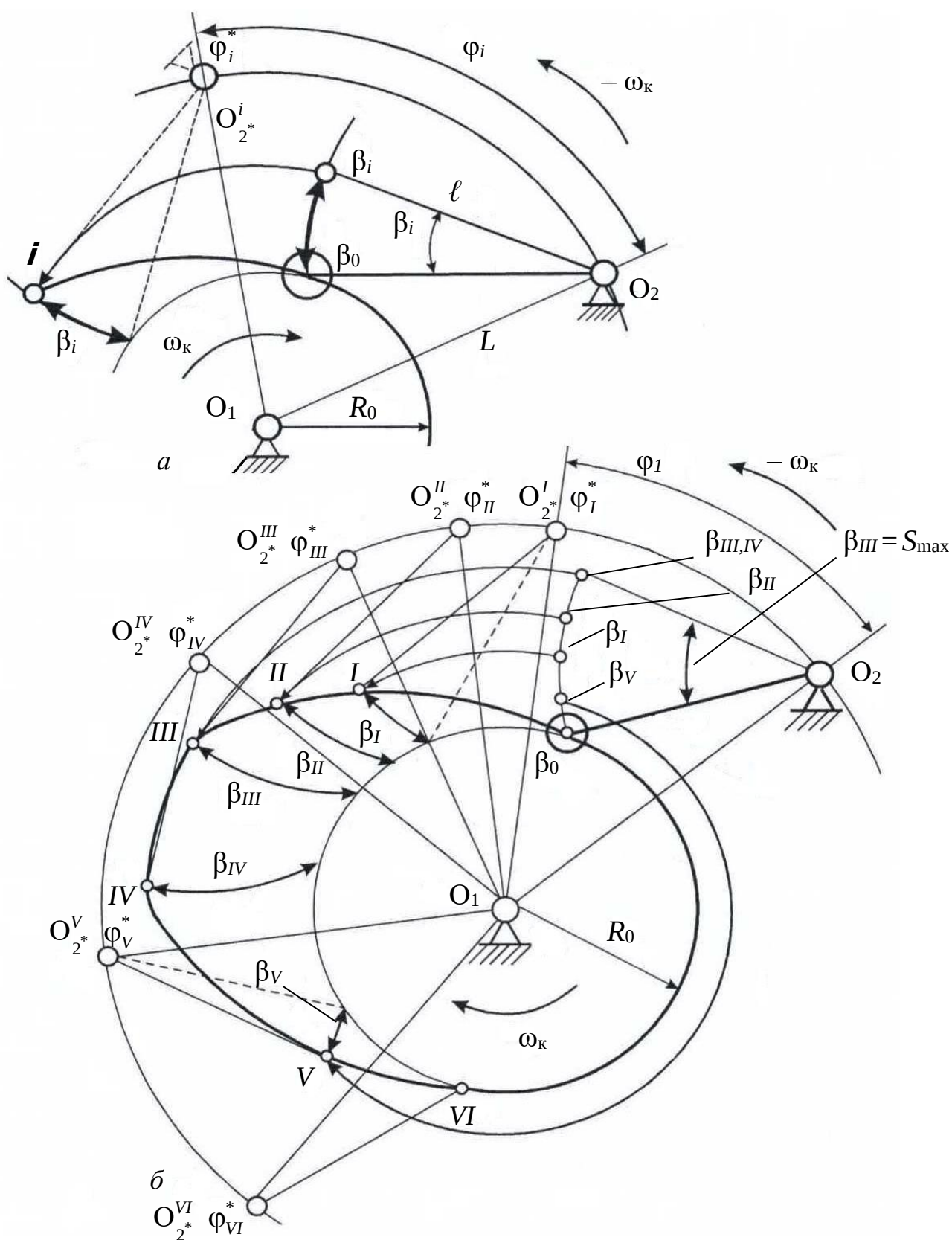


Рис. В.18. Построение профиля в коромысловом кулачковом механизме:
 а – фрагмент построения i -й точки профиля; б – построение всего профиля

Нецентральный кулачковый механизм

Для расчета параметров профиля кулачка введем следующие обозначения:

- R_i – искомый радиус-вектор профиля кулачка;
- γ_i – искомый профильный угол;
- β_i – перемещение толкателя из положения «0» в положение « i »;
- φ_i – поворотный угол;
- θ_i – дополнительный угол;
- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- e – эксцентриситет.

Радиус-вектор R_i определим при рассмотрении треугольника O_1A_iC , откуда (рис. В.19)

$$R_i = \sqrt{(O_1C)^2 + (CA_i)^2},$$

где $O_1C = e$; $CA_i = \beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}$.

В этом случае $R_i = \sqrt{e^2 + (\beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2})^2}$.

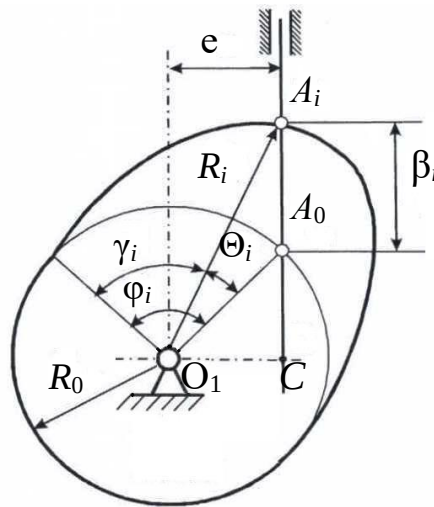


Рис. В.19. К аналитическому расчету профиля кулачка *нецентрального* (внецентренного) кулачкового механизма

Профильный угол γ_i зависит от поворотного угла φ_i и добавочного угла θ_i . Поворотный угол φ_i соответствует тому положению механизма, для которого производится расчет. Здесь

$$\gamma_i = \varphi_i \pm \Theta.$$

В этом выражении для участка удаления толкателя принимаем знак «+», для участка его возвращения в исходное положение – знак «-».

Добавочный угол Θ_i определим из зависимости

$$\Theta_i = \arccos \frac{R_i^2 + R_0^2 - \beta_i^2}{2R_i R_0}.$$

Коромысловый кулачковый механизм

Для расчета параметров профиля кулачка примем следующие обозначения:

- R_i – искомый радиус-вектор профиля кулачка;
- γ_i – искомый профильный угол;
- β_i – перемещение толкателя из положения «0» в положение «i»;
- φ_i – поворотный угол;
- θ_i – дополнительный угол;
- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- ℓ – длина толкателя-коромысла;
- L – межосевое расстояние;
- ψ – угол между нулевым положением коромысла (A_0O_2) и межосевым расстоянием O_1O_2 ;
- $\beta_i^* = \beta_i + \psi$ – угол между линией, соответствующей межосевому расстоянию O_1O_2 , и коромыслом в положении «i».

Радиус-вектор R_i определим из треугольника $O_1A_iO_2$ (рис. В.20).

$$R_i = \sqrt{L^2 + \ell^2 - 2L\ell \cos \beta_i^*},$$

где β_i – известный угол поворота кулачка для рассматриваемого положения механизма. Угол ψ определим из треугольника $O_1A_0O_2$ как

$$\psi = \arccos \frac{\ell^2 + L^2 - R_0^2}{2\ell L}.$$

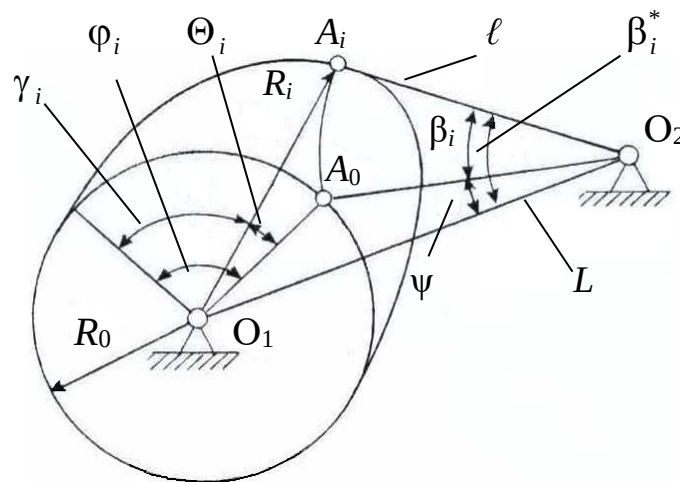


Рис. В.20. К аналитическому расчету профиля кулачка коромыслового кулачкового механизма

Профильный угол γ_i определим как сумму двух углов

$$\gamma_i = \varphi_i \pm \Theta_i.$$

В этом выражении для участка удаления коромысла принимаем знак «+», для участка его возвращения в исходное положение – знак «-».

Добавочный угол Θ_i определим из условия, при котором, приравнявая длины хорд A_0-A_i , определенные из двух треугольников, получим соотношение вида

$$\Theta_i = \arccos \frac{R_i^2 + R_0^2 - 4\ell^2 \sin^2(\beta_i/2)}{2R_i R_0}.$$

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

При конструировании кулачковых механизмов существуют определенные ограничения по КПД и конструктивным размерам. КПД зависит, в основном, от сил трения в кинематических парах. Габариты механизма определяются радиусом начальной шайбы и длиной подшипниковой опоры (для механизмов с поступательным движением толкателя). Как КПД, так и габариты механизма связаны с максимальными углами давления в нем.

При работе механизма движение передается от кулачка 1 к толкателю 2. В высшей кинематической паре (кулак–ролик толкателя) возникает реакция R_{1-2} , которая без учета сил трения направлена по нормали $n-n$ к профилю кулачка. Разложим эту реакцию на две составляющие (рис. В.21):

P – *полезная составляющая* преодолевает сопротивление, связанное с выполнением технологического процесса и является величиной известной;

H – *вредная составляющая* вызывает повышенное трение в опорах толкателя, что, в частности, способствует его возможному заклиниванию. Большие величины вредных составляющих могут привести к деформации и последующему разрушению деталей кулачкового механизма. Эффект при этом напоминает пиление материала пилой-ножовкой в случае её перекоса и зажима в пазу.

Угол α , заключенный между нормалью $n-n$ к профилю кулачка и «линией действия» скорости толкателя, называется углом давления в кулачковом механизме.

При проектировании кулачковых механизмов необходимо принимать меры к уменьшению составляющей H , т. е. к минимизации значений угла α .

При *силовом* замыкании входное звено (кулачок) является ведущим только на фазе удаления. На фазе возвращения кулачок является либо ведомым, либо ведущим в зависимости от соотношения между замыкающей силой, силой инерции и внешними факторами, действующими на кулачок. В этом случае угол давления целесообразно определять только на участке удаления.

При *геометрическом* замыкании входное звено может быть ведущим как на фазе удаления, так и на фазе возвращения. В этом случае угол давления определяется на обеих фазах.

В настоящее время различают два основных случая выбора допустимого угла давления в кулачковом механизме:

- требуется получить малые габариты механизма;
- требуется получить высокий КПД (η).

Для получения малых габаритов следует уменьшить радиус начальной шайбы теоретического профиля R_0 , но при этом увеличивается угол давления, а, следовательно, возрастают реакции в кинематических парах. Оценить это возрастание реакций можно коэффициентом возрастания усилий ν , определяемым из выражения

$$v = R_{1-2} / p,$$

где R_{1-2} – величина реакции со стороны кулачка (ролика) на ведомый толкатель;

P – величина силы сопротивления, действующей на толкатель, и включающей силу полезного сопротивления, вес, силу инерции и силу упругости замыкающей пружины (*полезная составляющая*).

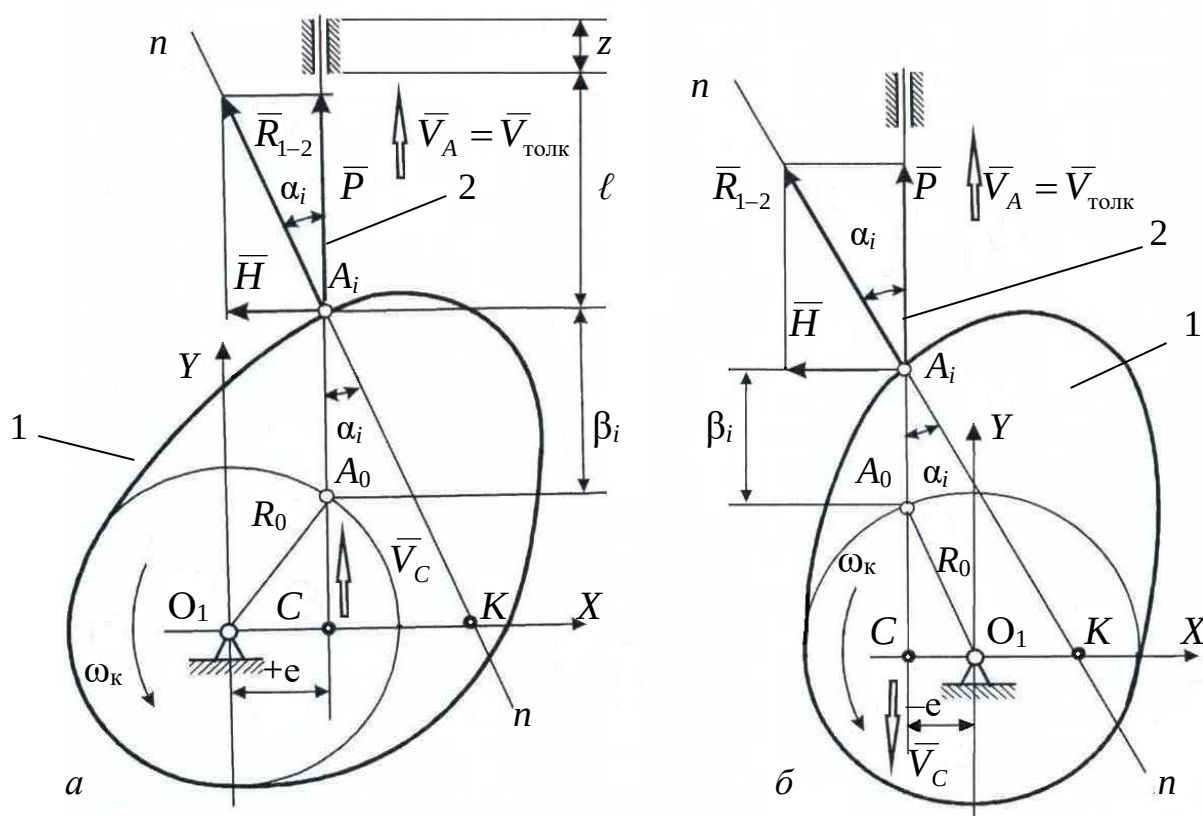


Рис. В.21. К определению углов давления при поступательном движении толкателя:

a – при положительном эксцентриситете; $\bar{b}$ – при отрицательном эксцентриситете

Силовой расчет кулачкового механизма позволяет определить коэффициент возрастания усилий из выражения

$$v = [\cos\alpha - f(1 + 2z/l)\sin\alpha]^{-1},$$

где α – угол давления;

f – коэффициент трения скольжения в паре;

z, l – длины опоры и консоли – линейные размеры механизма (рис. В.21, а).

Отсюда, задаваясь предельным значением коэффициента возрастания усилия $v_{\max}$, получим выражение для определения допускаемого угла давления

$$v_{\max}^{-1} = \cos\alpha_{\text{доп}} - f(1 + 2z/l)\sin\alpha_{\text{доп}}.$$

Для получения достаточно высокого КПД при небольших габаритах выберем оптимальное значение мгновенного КПД ($\eta_{\text{опт}}$) и после подстановок при $\alpha = \alpha_{\text{доп}}$ получим

$$\alpha_{\text{доп}} = \arctg \frac{1 - \eta_{\text{опт}}}{f(1 + 2z/l)}.$$

Например, при $\eta_{\text{опт}} = 0,85$, $f = 0,3$ и $z = 0$ получим $\alpha_{\text{доп}} \approx 28^\circ$.

В первом случае выбора допускаемого угла давления (наименьшие габариты) можно принять довольно большие значения допускаемого угла давления, которые, однако, значительно меньше угла, соответствующего самоторможению.

Во втором случае (получение высокого КПД) допускаемый угол давления не должен превышать 30° . Это значение угла давления обычно и считается допустимым.

На практике в кулачковом механизме с поступательным толкателем потери на трение в кинематической паре толкатель-стойка достаточно велики. Для исключения заклинивания и последующего излома толкателя допускаемое значение угла давления здесь следует принимать в пределах $[\alpha] = 30 \div 40^\circ$.

Для коромыслового кулачкового механизма потери на трение в паре (коромысло-стойка) значительно меньше, поэтому здесь $[\alpha] = 45 \div 50^\circ$.

Нецентральный (внецентренный) кулачковый механизм (с поступательным движением толкателя)

Для расчета угла давления необходимо наличие следующих параметров:

- профиль кулачка известен;
- β_i – перемещение толкателя из нулевого положения в положение « i »;
- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля, мм;
- $e (\pm)$ – эксцентриситет с учетом знака, мм;
- $\Pi'(\varphi)$ – первая передаточная функция, мм.

Рассмотрим случаи расчета угла давления с учетом знака «е».

Случай 1. Эксцентриситет «е» > 0 (рис. В.21, а)

Для кулачка с известным профилем построим систему координат с ее началом в центре вращения кулачка O_1 . На расстоянии эксцентриситета «е» от O_1 проведем линию действия толкателя. Для определения угла давления α_i проведем нормаль $n-n$ через i -ю точку контакта толкателя и теоретического профиля кулачка. Далее из центра O_1 проведем прямую перпендикулярно линии действия толкателя до пересечения её с нормалью $n-n$. Точку пересечения прямых обозначим «К». Точку пересечения линии действия толкателя с прямой O_1K обозначим «С». В этом случае направления $\bar{V}_A$ и $\bar{V}_C$ совпадают.

В курсе ТММ доказывается, что отрезок O_1K , выполненный в масштабе схемы μ_L , численно равен величине первой передаточной функции $\Pi'(\varphi)$.

Из треугольника ACK имеем

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{CK}{AC},$$

где $CK = O_1K - O_1C = \Pi'(\varphi) - e$; $AC = \beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}$.

Теперь формула для расчета угла давления ($al'fa$) примет вид

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi'_i(\varphi)| - e}{\beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}}.$$

В зависимости от знака эксцентриситета «е» числитель дроби может быть разностью или суммой. Для доказательства рассмотрим случай 2.

Случай 2. Эксцентриситет «е» < 0 (рис. В.21, б)

Из треугольника ACK имеем

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{CK}{AC},$$

где $CK = O_1K + O_1C = \Pi'(\varphi) - (-e) = \Pi'(\varphi) + e$; $AC = \beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}$;

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi'_i(\varphi)| + e}{\beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}}.$$

Знак "–" в числителе принимают в том случае, если точки "С" и "К" расположены *по одну сторону* от точки O_1 ($e > 0$). Если точки "С" и "К" расположены *по разные стороны* от точки O_1 , то в числителе принимают знак "+" ($e < 0$).

Одно лишь изменение знака эксцентриситета в одном и том же механизме существенно влияет на значения углов давления. Примеры на эту тему даны в *приложении Д*.

Коромысловый кулачковый механизм
(с вращательным движением толкателя – коромысла)

Для расчета угла давления необходимо знать следующие величины:

- профиль кулачка и, следовательно, β_i – перемещение толкателя из нулевого положения в положение « i »;
- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля, мм;
- ℓ – длину коромысла, мм;
- L – межосевое расстояние, мм;
- $\Pi'(\varphi)$ – первую передаточную функцию.

Коромысловый кулачковый механизм представлен на рис. В.22. Для определения угла давления проведем нормаль $n-n$ в i -й точке контакта толкателя и теоретического профиля кулачка. Из точки O_1 проведем прямую перпендикулярно линии действия вектора скорости толкателя, т. е. параллельно коромыслу $AO_2 = \ell$ до ее пересечения с нормалью $n-n$. Точку пересечения этих прямых обозначим "K".

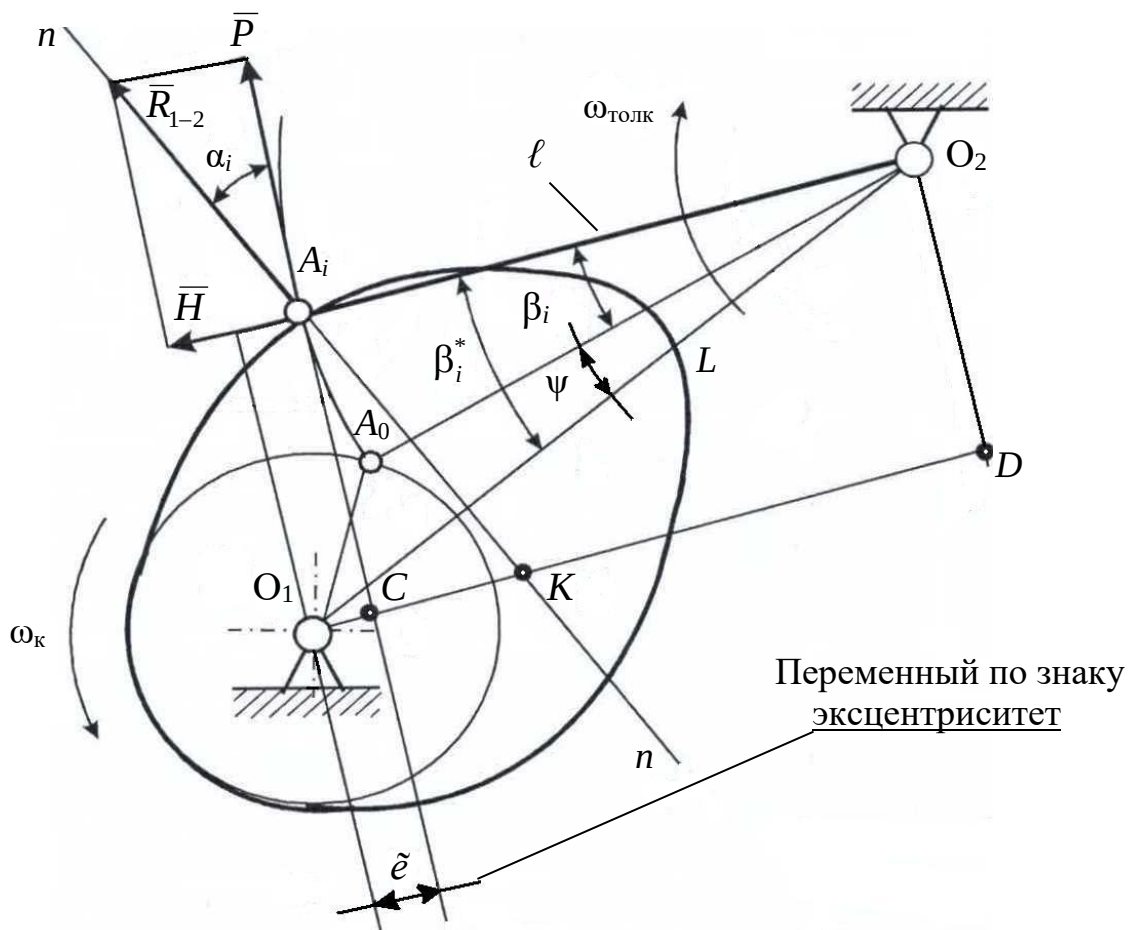


Рис. В.22. К определению углов давления при вращательном движении толкателя (коромысла)

Точку пересечения линии действия вектора скорости толкателя с прямой O_1K обозначим "С". Из треугольника ACK имеем

$$\operatorname{tg} \alpha_i = \frac{CK}{AC}.$$

Для определения отрезков CK и AC соединим центры вращения кулачка и толкателя и обозначим межцентровое расстояние $O_1O_2 = L$.

Опустим перпендикуляр из центра вращения толкателя O_2 на продолжение прямой O_1K и поставим точку "D". Далее запишем

$$AC = O_2D = L \sin \beta_i^*; \quad CK = O_1K - O_1C,$$

где $O_1K = \Pi_i' \ell$; $O_1C = L \cos \beta_i^* - \ell = \tilde{\epsilon}$.

β_i^* – угол между коромыслом и прямой, соединяющей O_1 и O_2 , определяемый суммой

$$\beta_i^* = \beta_i + \psi.$$

Угол ψ определим с помощью теоремы косинусов из треугольника $O_1A_0O_2$.

Для коромыслового кулачкового механизма отрезок O_1C является *переменным эксцентриситетом* $\tilde{\epsilon}$, который может принимать как положительное, так и отрицательное значения, т. е. находится слева или справа от точки O_1 ,

$$CK = O_1K - O_1C = \Pi_i' \ell - \tilde{\epsilon}.$$

С учетом полученных выражений и последующих подстановок получим расчетную формулу для определения угла давления « α » в « i » положении механизма

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi_i' \ell - (L \cos \beta_i^* - \ell)|}{L \sin \beta_i^*} = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi_i' \ell - \tilde{\epsilon}|}{L \sin \beta_i^*}.$$

При $\tilde{\epsilon} > 0$ в числителе будет разность, при $\tilde{\epsilon} < 0$ – сумма, т. е.

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi_i' \ell \pm \tilde{\epsilon}|}{L \sin \beta_i^*}.$$

Знак "+" в числителе принимают в том случае, когда точки "С" и "К" расположены по разные стороны от точки O_1 ; знак "-" там же в случае, когда точки С и К расположены по одну сторону от точки O_1 .

Возрастание углов давления в коромысловых механизмах ведет к нагружению коромысла вдоль его продольной оси (его растяжению или сжатию). Но, как правило, коромысло за счет размеров поперечного сечения имеет значительный запас продольной устойчивости. Продольная сила (*вредная составляющая Н*) в этом случае лишь увеличивает момент трения во вращательной паре O_i , незначительно уменьшая механический КПД всего механизма.

Этот момент определим из формулы

$$M_{\text{тр}} = fH\rho^*,$$

где f – коэффициент трения скольжения в трущейся паре;
 H – величина вредной составляющая полной реакции R_{1-2} ;
 ρ^* – радиус цапфы шарнира (рис. В.23).

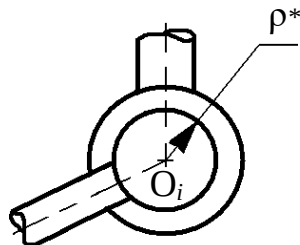


Рис. В.23. К определению момента трения во вращательной паре

Следует заметить, что значения фактических углов давления можно корректировать подбором материалов кинематических пар, шероховатостью и твёрдостью поверхностей, дающими меньший коэффициент трения, а также обеспечением обильной смазки в трущейся паре.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КУЛАЧКА ИСХОДЯ ИЗ УСЛОВИЙ ОГРАНИЧЕНИЙ УГЛА ДАВЛЕНИЯ

Проектируя новый механизм и выбирая его габаритные размеры, необходимо учитывать допускаемые значения углов давления. При исследовании работы существующего механизма может появиться необходимость определения максимальных углов давления и сравнения их с допускаемыми значениями. Превышение допускаемых углов ведет к резкому росту сил сопротивления в механизме, затрудненной его работе и остановке (заклиниванию).

Кулачковый механизм с поступательным движением толкателя

Случай 1. Определение минимального радиуса начальной шайбы $R_{0 \min}$ и эксцентриситета «е» при известных значениях углов давления $[\alpha]$.

Определению подлежат:

- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- e – эксцентриситет.

Для выполнения расчета необходимо иметь:

- β_{III} – максимальное перемещение толкателя;
- $\beta(\varphi)$ – график перемещения центра ролика толкателя;
- $\beta' = \Pi'(\varphi)$ – график изменения первой передаточной функции;
- $[\alpha]$ – допускаемые углы давления;
- μ_L – масштаб схемы механизма (мм/мм черт).

Предположим, что для кулачкового механизма с поступательным движением толкателя в результате выполнения его кинематического анализа построен график $\beta' = \Pi'(\varphi)$ для шести положений (рис. В.24). На траектории движения центра ролика толкателя от точек A_i перпендикулярно к направлению движения толкателя (горизонтально) из точек 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 ($A_0 - A_6$) отложим отрезки h_i , представляющие собой численные значения функции $\Pi'(\varphi)$, мм, в масштабе схемы механизма μ_L (рис. В.25).

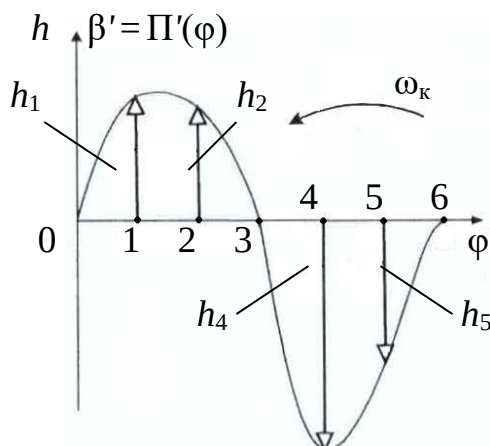


Рис. В.24. График первой передаточной функции $\beta' = \Pi'(\varphi)$

Искомые отрезки определим из данных в табл. 14÷23 ($\beta' = \Pi'(\varphi)$)

$$h_1 = \frac{\Pi'_1(\varphi)}{\mu_L}, \quad h_2 = \frac{\Pi'_2(\varphi)}{\mu_L}, \quad \dots, \quad h_i = \frac{\Pi'_i(\varphi)}{\mu_L}.$$

Отрезки h_i отложим согласно правилу:

на фазах удаления и возврата толкателя h_i следует повернуть по отношению к вектору его скорости на 90° в сторону угловой скорости кулачка ω_k .

В примере (рис. В.25) на участке удаления (прямой ход толкателя) отрезки h_i отложим влево, на участке возвращения (обратный ход толкателя) — вправо.

Соединим концы отрезков h_i плавной кривой в замкнутую фигуру (годограф). Затем проведем к этой кривой две касательные под углами $[\alpha]$ к линии действия вектора скорости толкателя для участков удаления и возвращения толкателя.

Пересечение проведенных касательных определит новое положение центра вращения кулачка O_1 , величину радиуса начальной шайбы теоретического профиля кулачка $R_{0\min}$ и эксцентриситета «е», обеспечивающих работу механизма с углами давления, не превышающими допустимых значений.

В данном случае получается нецентральный (внецентренный) кулачковый механизм с эксцентриситетом «е».

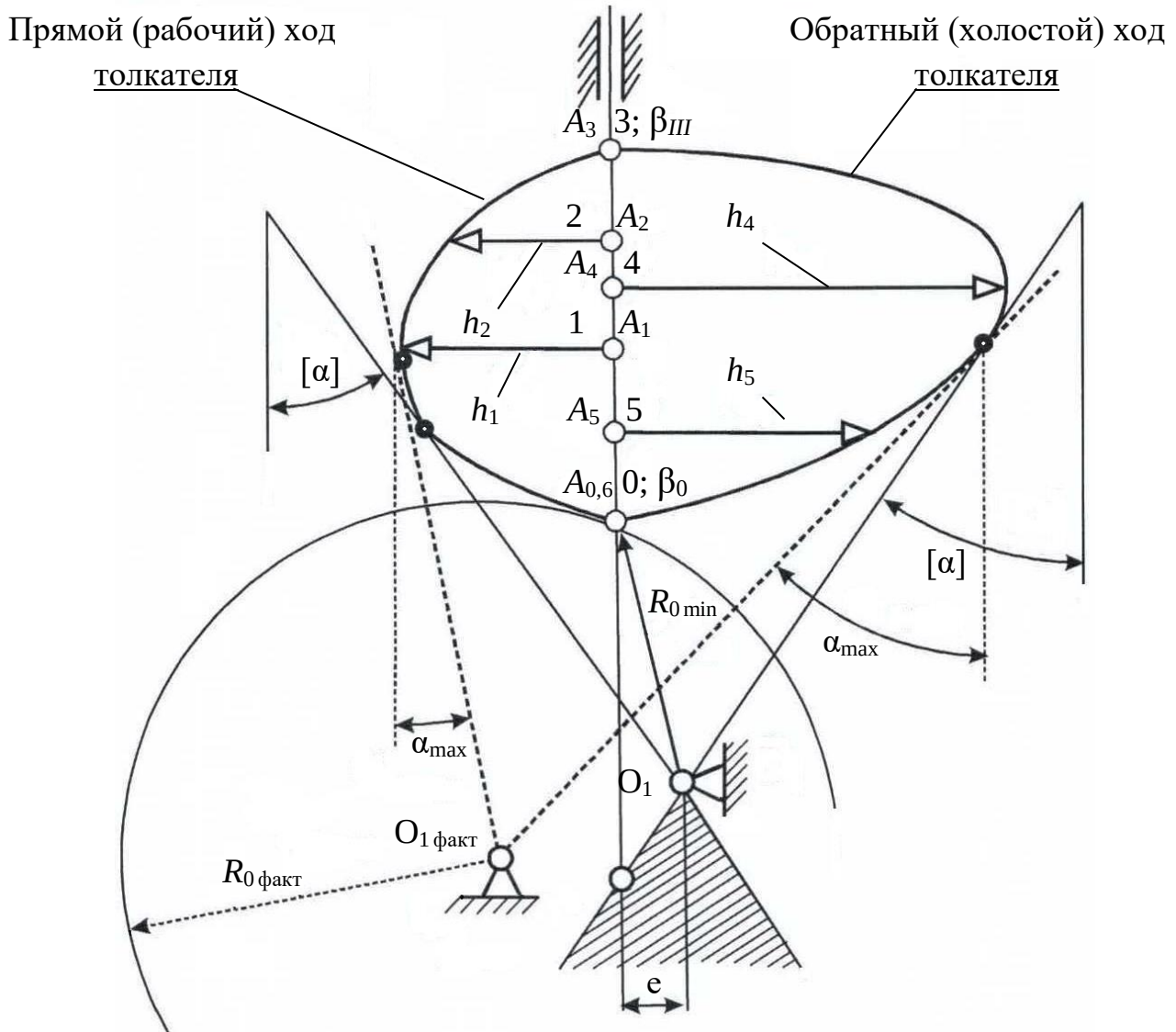


Рис. В.25. К определению габаритов кулачкового механизма с поступательным движением толкателя

Для получения центрального кулачкового механизма необходимо центр вращения кулачка выбрать в заштрихованной области на линии движения толкателя. При этом радиус начальной шайбы увеличивается в сравнении с предыдущим вариантом. При выборе центра вращения кулачка в заштрихованной области получим механизм, в котором углы давления также не превышают допустимых значений.

Следует заметить, что в практике (ввиду наличия некоторых трудноучитываемых и случайных факторов) максимальные углы давления не всегда соответствуют максимальным значениям первой передаточной функции.

Случай 2. При исследовании работы существующих механизмов может возникнуть задача определения фактических максимальных углов давления и сравнения их с допускаемыми значениями.

Рассмотрим вариант, когда известно положение центра кулачка $O_{1 \text{ факт}}$ и необходимо определить максимальные значения углов давления α_{max} .

Для этого из центра вращения кулачка $O_{1 \text{ факт}}$ проведем касательные к замкнутой фигуре, построение которой рассмотрено выше. Затем через эти точки касания проведем прямые параллельные между собой линии, соответствующие направлению движения толкателя. Углы, образованные этими прямыми и касательными, – максимальные углы давления α_{max} на участках удаления и возврата толкателя.

Данное построение на *рис. В.25* выполнено штриховыми линиями.

Кулачковый механизм с вращательным движением толкателя

При вращательном движении толкателя определяются:

- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- $L = O_1O_2$ – межосевое расстояние.

Для выполнения расчета необходимо знать следующие величины:

- β_{III} – максимальное перемещение толкателя;
- $\beta(\varphi)$ – функцию положения центра ролика толкателя;
- $\beta' = \Pi'(\varphi)$ – график изменения первой передаточной функции;
- ℓ – длину коромысла;
- $[\alpha]$ – допускаемые углы давления;
- μ_L – масштаб схемы механизма.

Методика расчёта здесь та же, что и для нецентрального механизма. Передаточные функции для этого механизма являются величинами безразмерными. Чтобы отрезки h_i имели размерность «мм», необходимо значения первой передаточной функции умножить на длину коромысла в мм, т. е.

$$h_1 = \frac{\Pi'_1(\varphi)\ell}{\mu_L}, \quad h_2 = \frac{\Pi'_2(\varphi)\ell}{\mu_L}, \quad \dots, \quad h_i = \frac{\Pi'_i(\varphi)\ell}{\mu_L}.$$

Отрезки h_i откладываются на траектории движения (дуге) свободного конца коромысла с учетом правила их поворота вдоль продольной оси этого коромысла в ту или иную стороны.

Для схемы механизма, изображенной на *рис. В.26*, на участке удаления коромысла (рабочий ход) отрезки h_i отложим влево, на участке возвращения (холостой ход) – вправо.

Если максимальные углы давления α_{max} фиксированы, то центр вращения кулачка $O_{1 \text{ факт}}$ находится на пересечении касательных. Тем самым определяют величину $R_{0 \text{ факт}}$ и межосевое расстояние $O_1O_2 = L_{\text{факт}}$.

Данное построение выполнено также на *рис. В.26* штриховыми линиями.

Прямой (рабочий) ход
коромысла

Обратный (холостой) ход
коромысла

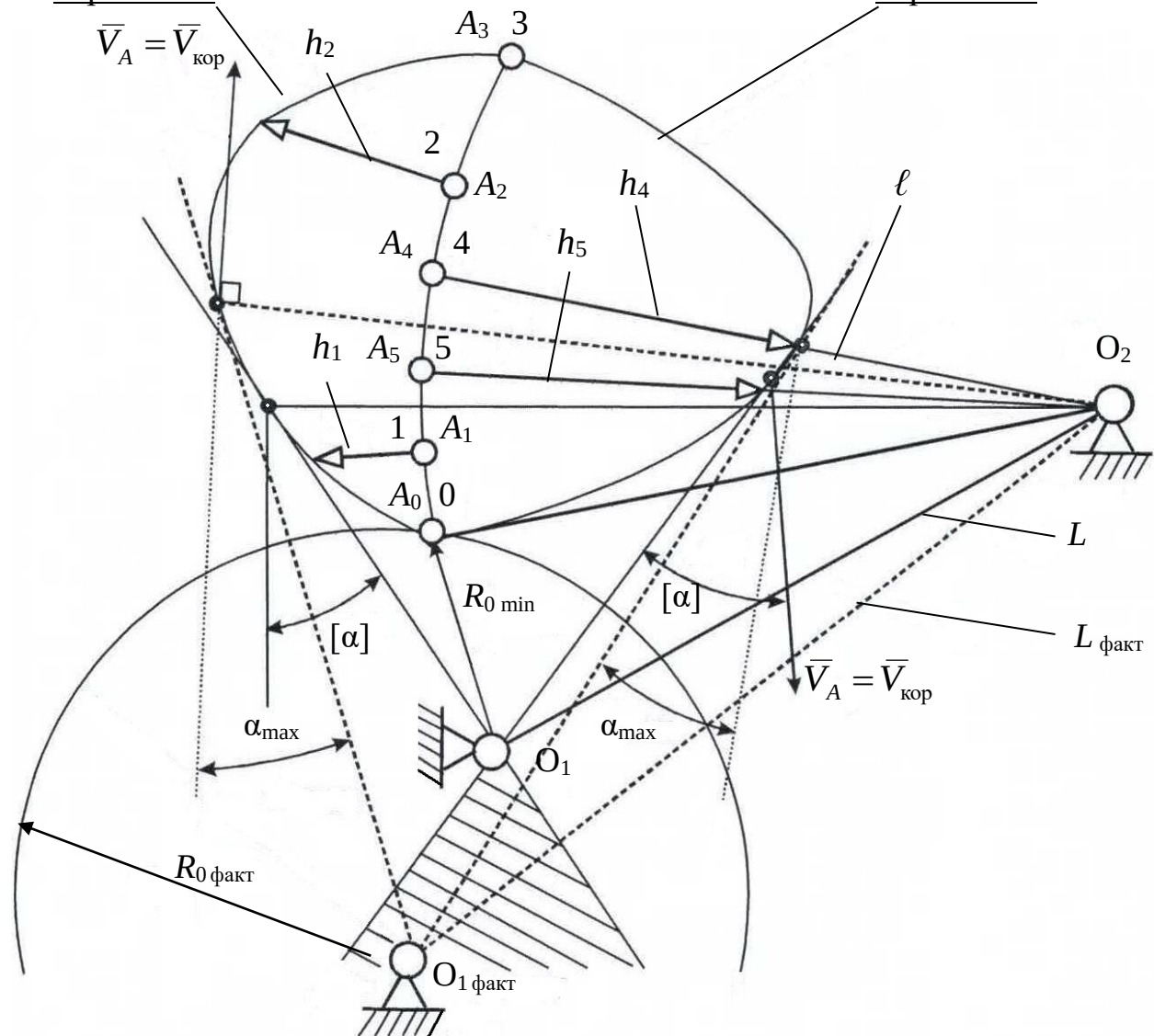


Рис. В.26. К определению габаритов кулачкового механизма с вращательным движением толкателя

Выбор радиуса ролика

Радиус ролика (радиус скругления рабочего участка толкателя) « r » чаще всего выбирают по условию контактной прочности с учетом непрерывности контакта между роликом и кулачком, толщины ролика, механических характеристик материалов рабочих поверхностей и заданной долговечности всего механизма.

Геометрическим ограничением в передачах являются допустимые ошибки воспроизведения функции положения (отскок ролика от профиля кулачка) и отсутствие самопересечения профиля кулачка в случае, когда радиус ролика на

каком-либо участке профиля назначается больше, чем минимальный радиус кривизны ($\rho_{\min}^{\text{кр}}$) профиля кулачка.

На рис. В.27 приведены 3 варианта выбора радиуса ролика ρ :

1. $\rho_1 < \rho_{\min}^{\text{кр}}$ – кривизна профиля не достигает некоторого предельного значения (*профиль 1*);
2. $\rho_2 = \rho_{\min}^{\text{кр}}$ – имеет место теоретическое заострение профиля (*профиль 2*);
3. $\rho_3 > \rho_{\min}^{\text{кр}}$ – в этом случае возникает самопересечение профиля (*профиль 3*) на рис. В.27 выполнен тонкой штрих-пунктирной линией).

В практике обычно принимают

$$\rho \leq 0,7\rho_{\min}^{\text{кр}},$$

где $\rho_{\min}^{\text{кр}}$ – минимальный радиус кривизны профиля кулачка, определяемый экспериментально на отсутствие его заострения.

В дополнение к этому радиус ролика ограничивается условием

$$\rho \leq 0,4(r_0 + \rho),$$

по которому величина « ρ » не должна превышать 40 % величины радиуса начальной шайбы теоретического профиля кулачка (R_0).

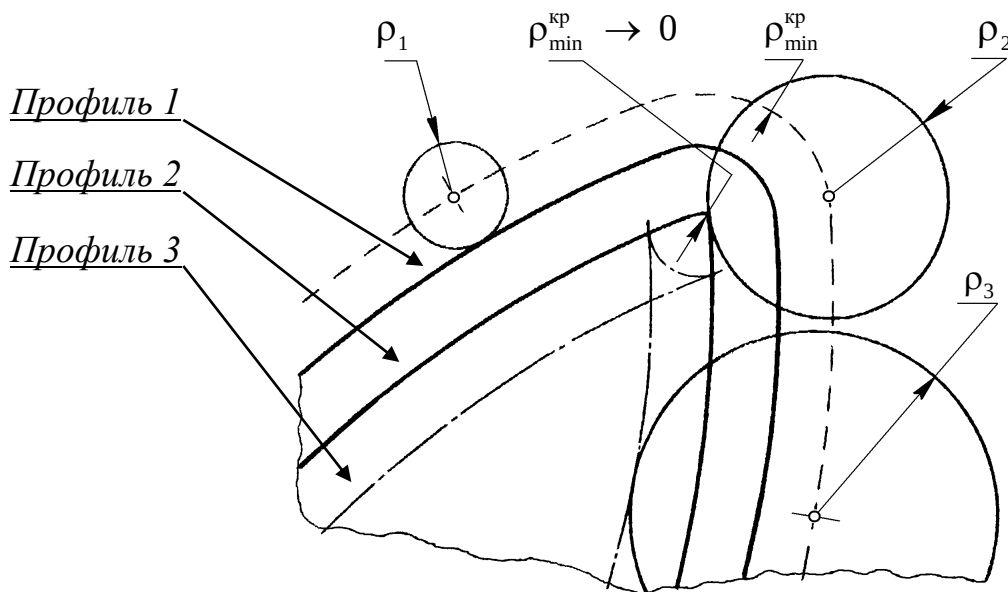


Рис. В.27. К определению минимального размера радиуса ролика

В окончательном варианте « ρ » выбирают как меньшее из двух заданных условий в соответствии со стандартным рядом диаметров и длин, принятым в машиностроении.

Некоторые примеры использования кулачковых механизмов в узлах и деталях машин представлены на рис. В.28 – В.46.

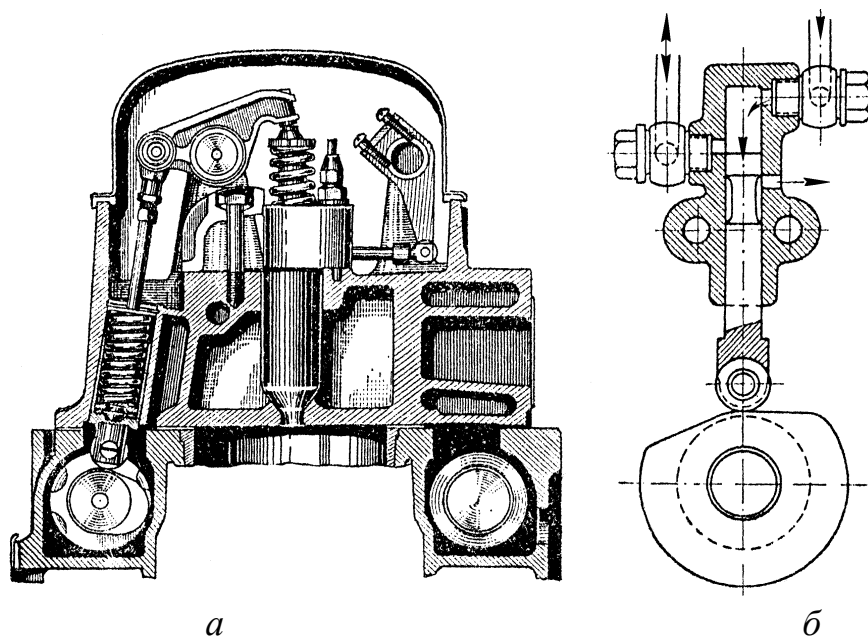


Рис. В.28. Кулачковый механизм (КМ):
a – в ДВС со средним расположением распределительного вала;
б – в механизме пускового золотника

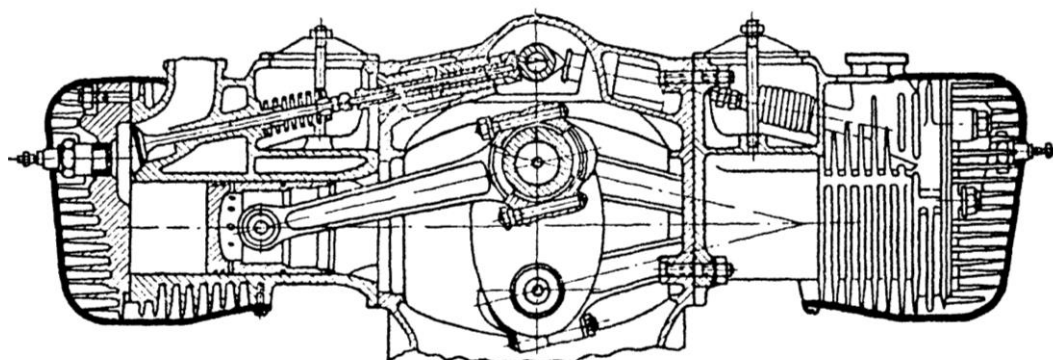


Рис. В.29. Привод боковых клапанов горизонтального ДВС мотоцикла

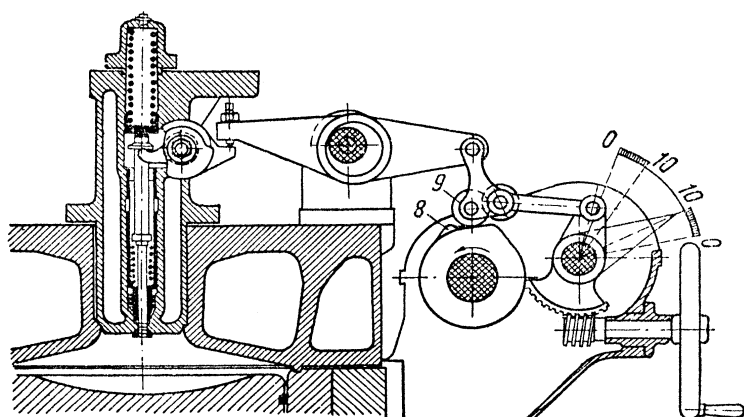


Рис. В.30. Реверсивный механизм с двумя комплектами роликов

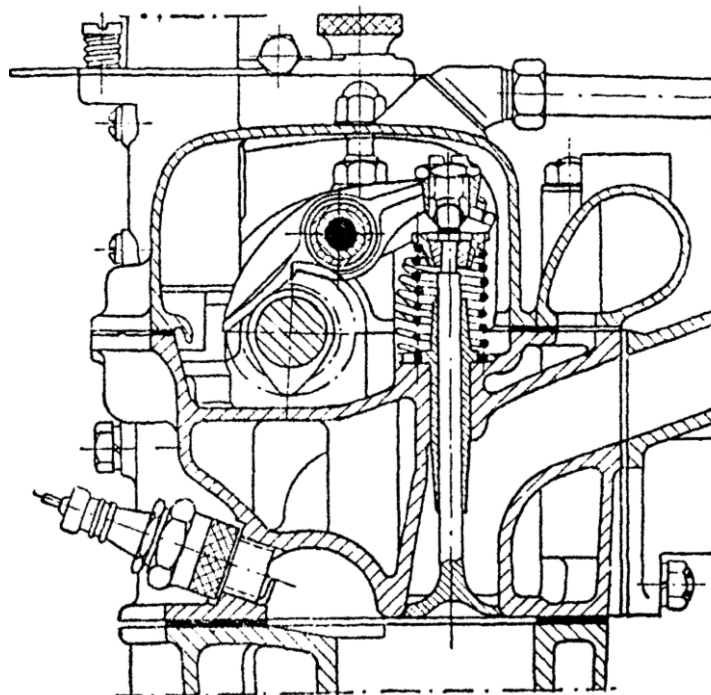


Рис. В.31. Привод подвесных клапанов с плоским вращающимся толкателем

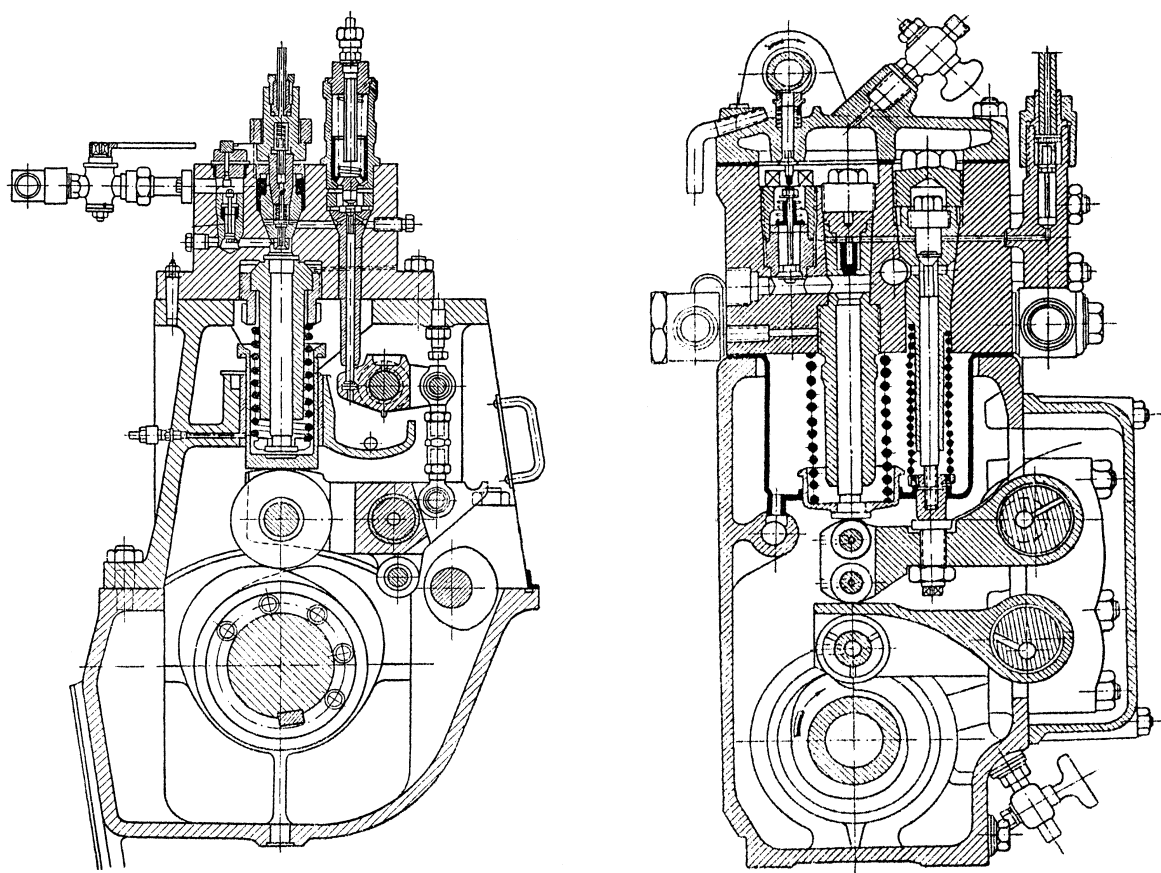


Рис. В.32. КМ в топливных насосах

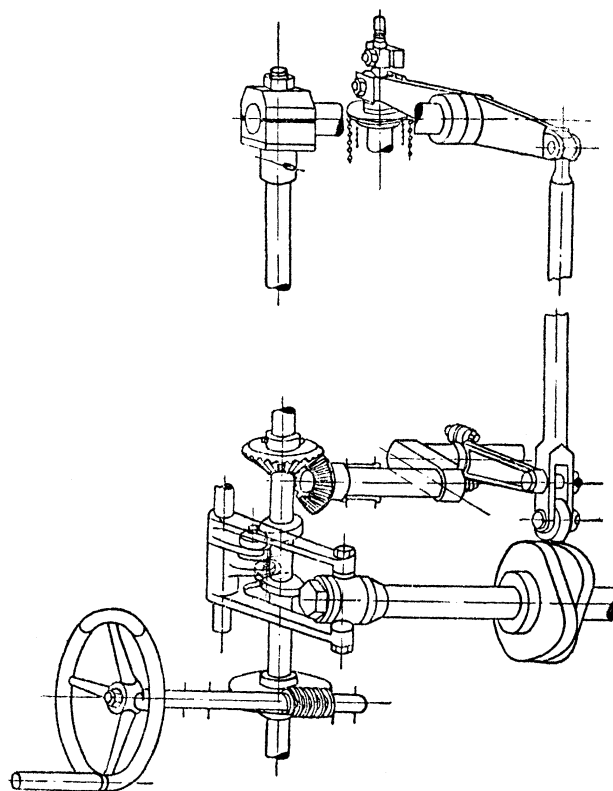


Рис. В.33. Реверсирование осевым передвижением кулачков в машинах малой и средней мощностей

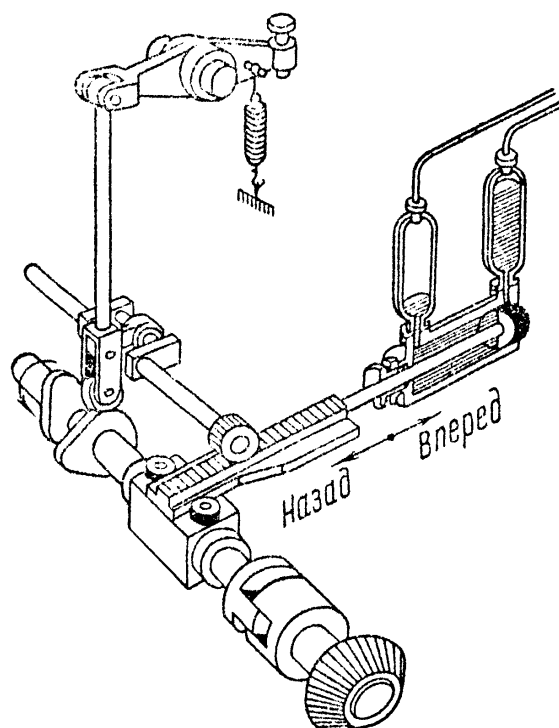


Рис. В.34. Реверсирование осевым передвижением кулачков в машинах большой мощности

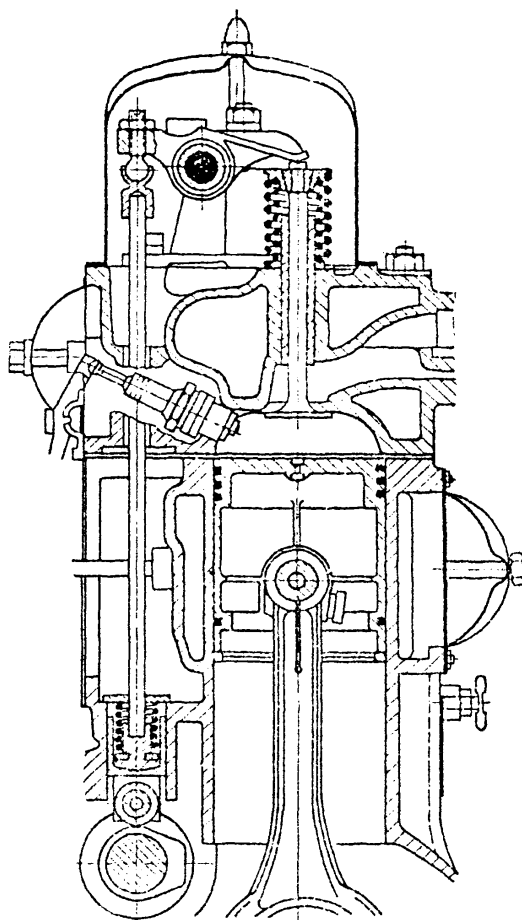


Рис. В.35. Привод подвесных клапанов с роликовым толкателем

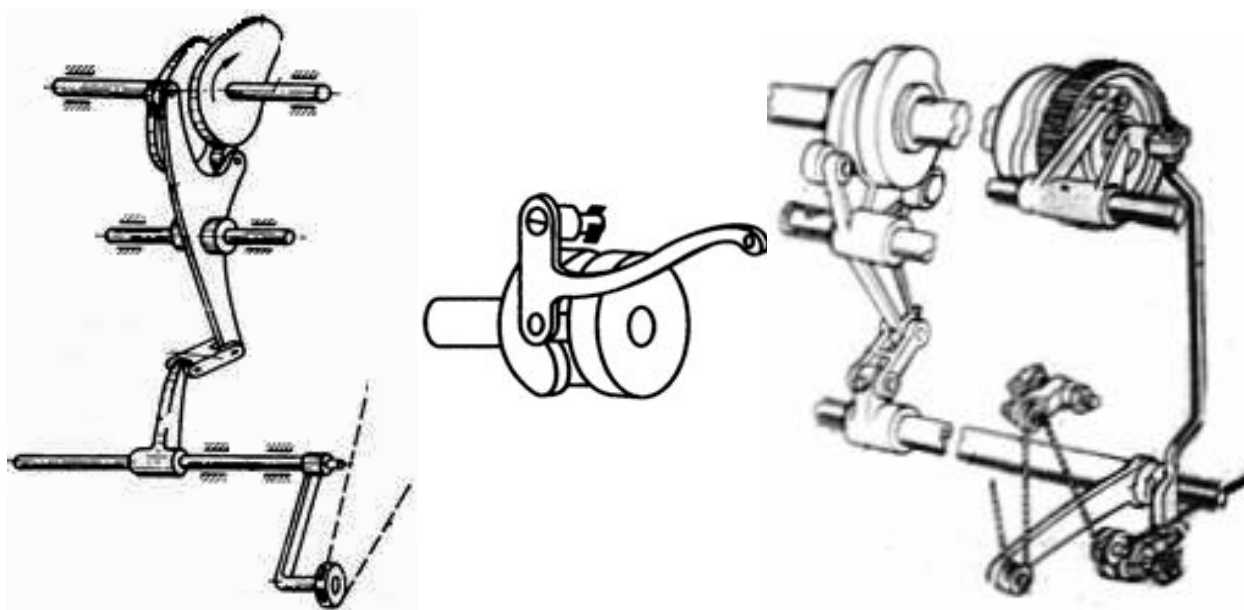


Рис. В.36. КМ в текстильных машинах



Рис. В.37. Кулачковая муфта



Рис. В.38. Пломбиратор с КМ сжатия



Рис. В.39. Пространственный КМ

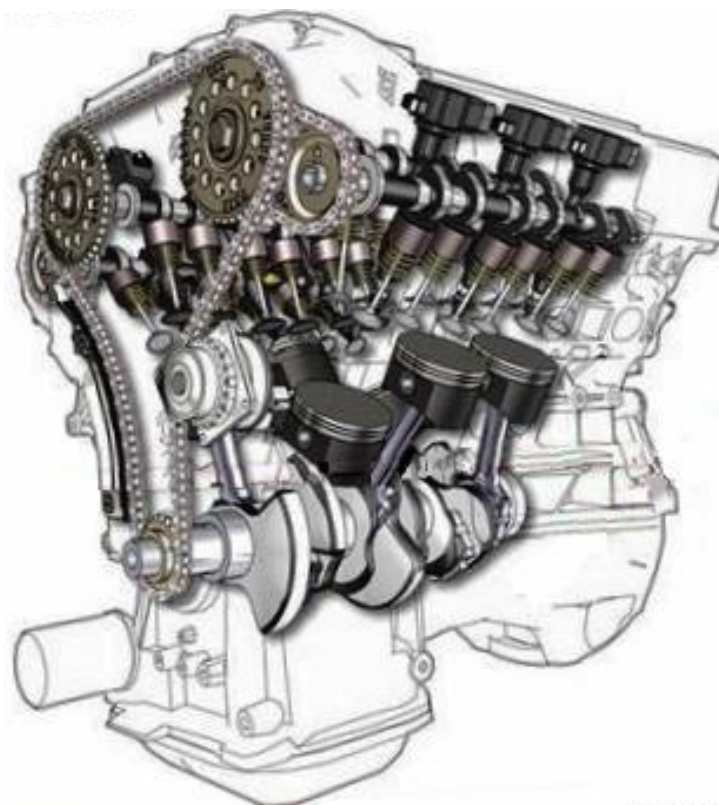


Рис. В.40. V-образная схема расположения цилиндров ДВС, в которой цилиндры и КМ размещаются в ряд с развалом от 10° до 120° в форме латинской буквы «V»

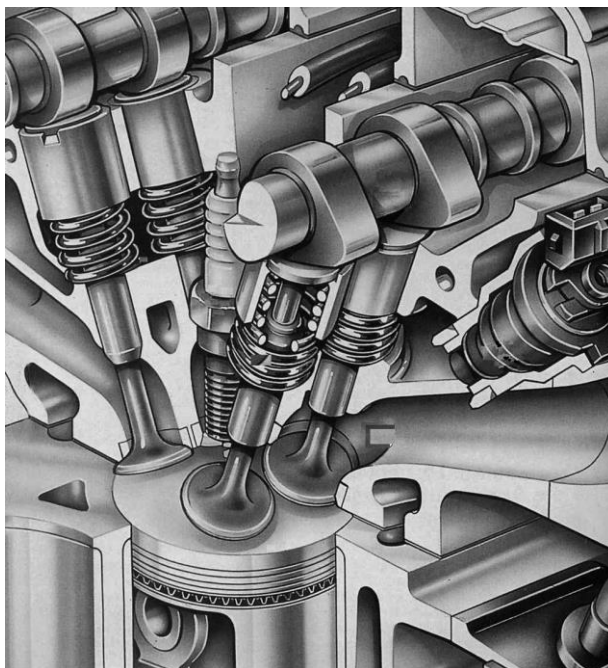


Рис. В.41. КМ газораспределения в ДВС



Рис. В.42. Кулачковая коробка передач



Рис. В.43. Слесарный инструмент и приспособления с КМ

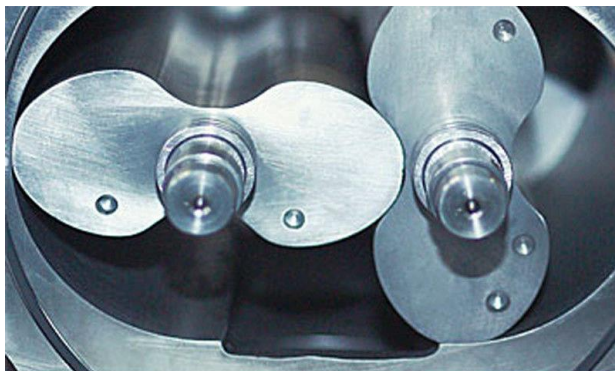


Рис. В.44. Кулачковый (зубчатый) механизм в насосах



Рис. В.45. Молот, приводимый в движение с помощью кулачка.
Музей Леонардо да Винчи в Риме



Рис. В.46. КМ в музыкальных инструментах

Приложение Г

*Пример выбора задания для контрольной работы и курсового проекта
и бланки для их оформления*

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

Кафедра _____ машиноведения

Контрольная работа № _____

По дисциплине _____ Теория механизмов и машин

На тему _____ «Структурный и кинематический анализ механизмов»

Студента (ки) _____
(Ф.И.О.)

Направление подготовки _____

Курс, группа _____

Номер студенческого билета _____ **XX....XX03** _____

Санкт-Петербург
202__ г.

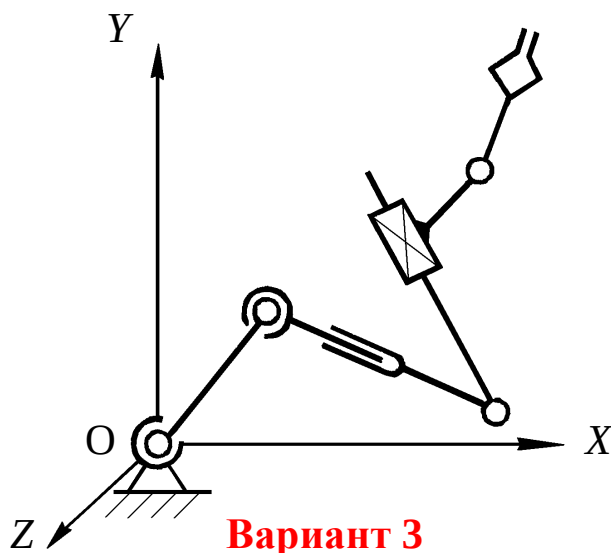
ПРИМЕР

выбора задания для контрольной работы и курсового проекта

Шифр студента **XX...XX03**.

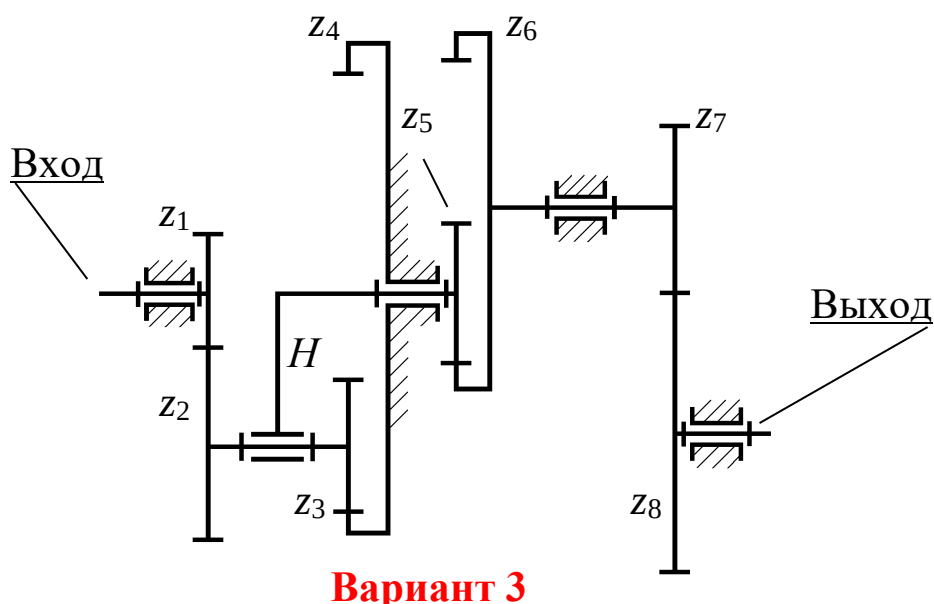
Задание 1 (контрольная работа)

Расчетная схема манипулятора (рис. 2.8, с. 25)



Задание 2 (контрольная работа)

Расчетная схема планетарного зубчатого механизма (рис. 2.9, с. 27)



Числовые значения исходных данных для решения задачи по кинематике зубчатых механизмов – 10 (табл. 2.1, вар. задания 3 – с. 29):

$n_1 = 6 \text{ с}^{-1}$; $z_1 = 30$; $z_2 = 55$; $z_3 = ?$; $z_4 = 115$; $z_5 = 50$; $z_6 = 120$; $z_7 = 45$; $z_8 = 55$.

Определению подлежат: W , z_3 , u_{1-8} , n_H , n_3 , n_8 .



Продолжение прил. Г

Министерство науки и высшего образования Российской
Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

«Санкт-Петербургский государственный университет промышленных
технологий и дизайна»

Институт информационных технологий и автоматизации

Направление 15.03.02 – Технологические машины и оборудование

Профиль подготовки: «Лифты и эскалаторы»

Кафедра «Машиноведение»

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

(пояснительная записка)

по дисциплине: «Теория механизмов и машин»

на тему: «Кинематическое и динамическое исследование
исполнительного механизма»

Исполнитель – обучающийся уч. группы 2 – МДА – 29 «С»

Калинина Н. Г.

(Фамилия, И., О., подпись)

Номер студенческого билета исполнителя: 242912Z

Руководитель: _____ к. т. н., доц. И.А. Шарапин
(Ученая степень, звание, Фамилия, И., О., подпись)

Оценка _____ Дата _____

Санкт-Петербург

202__ г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования

«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПРОМЫШЛЕННЫХ
ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»

Кафедра «Машиноведение» Дисциплина «Теория механизмов и машин»

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

Обучающемуся YYYYYYYYYY
группы XXXXXX
Тема проекта: «Кинематическое и динамическое исследование исполнительного
механизма»

Содержание задания

Задача проекта (работы):

1. Выполнить кинематический расчет плоского рычажного механизма (6 планов положений, 3 плана скоростей и 3 плана ускорений).

2. Выполнить синтез профиля кулачка и выбрать оптимальные размеры кулачкового механизма при заданных в безразмерной форме законах ускорения толкателя, определить максимальные значения углов давления на рабочем и холостом ходах.

Исходные данные:

а) технологические параметры: не предусмотрены

б) конструктивные параметры: вариант задания № 3 – 10
(схема прилагается)

в) особые условия: отсутствуют

г) объем проекта (работы):

пояснительная записка (ориентировочный объем 30 ÷ 40 стр.);

графическая часть – 2 листа ф. А1

Пособия и рекомендуемые материалы:

1. Теория механизмов и машин: учебник для втузов / К.В. Фролов и др.; под ред. К.В. Фролова. – 5-е изд. – Москва: Высшая школа, 2005. – 496 с.

2. Шарапин, И.А. Теория механизмов и машин. учеб. пособие для втузов. Ч. 1 и 2 / И.А. Шарапин. – Санкт-Петербург: ФГБОУВПО «СПГУТД», ИПЦ, 2016. – 151 с.

3. Теория механизмов и машин. Кулачковые механизмы. Синтез законов движения толкателя. учеб. пособие для втузов / И.И. Вульфсон, Т.С. Грибкова, А.В. Орестова, М.В. Преображенская. – Санкт-Петербург: ФГБОУВПО «СПбГУТД», 2015. – 111 с.

Дата выдачи задания: (указать фактическую дату)

Сроки выполнения задания: по учебному графику

Подготовительный этап (срок): не предусмотрен

Пояснительная записка (содержание и количество листов):

1. Введение.

2. Основная часть – структура механизма; кинематический анализ рычажного механизма; синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

3. Заключение. Выводы по работе. Список использованных литературных источников.

Общее количество листов (ф. А4) пояснительной записки – XX

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Кинематический анализ рычажного механизма – 1 лист ф. А1

2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме – 1 лист ф. А1

Руководитель:

Исполнитель
проекта YYYYYYYYYYYY
(Фамилия, И. О.)

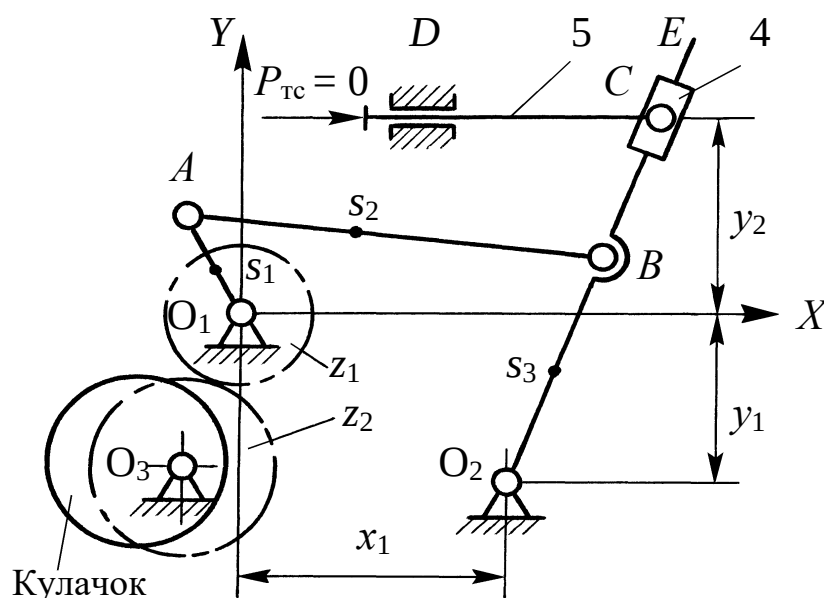
Руководитель
проекта _____

Группа XXXXXX

Дата выдачи задания 202 г.

Принял к исполнению _____
(Подпись и шифр студента)

ЗАДАНИЕ 3 (последняя цифра шифра зачетной книжки)



Частота вращения входного звена

$$n_1 = 4,7 \text{ с}^{-1}. (\text{об/сек})$$

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма (6 полож.+3 пл. скор.+3 пл. ускор.).

Лист 2. Синтез профиля кулачка в кулачковом механизме.

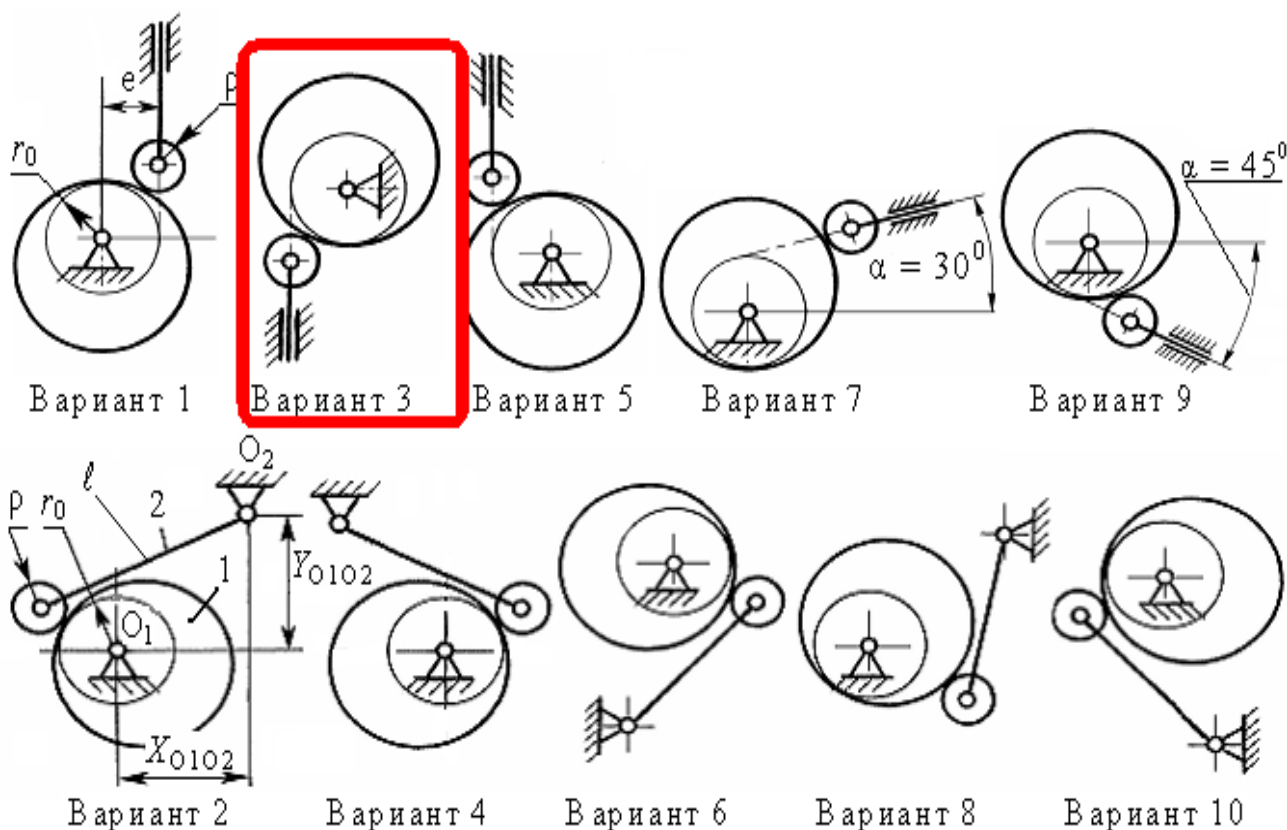
Т а б л и ц а 3. Параметры рычажного механизма, м (с. 38 и 46)

[illegible]

Таблица 12. Схемы кулачковых механизмов (КМ) для шифра 03
(с. 48, табл. 12; с. 49, табл. 13 и с. 70 – 71, табл. 23)

Вариант <u>схем</u> механизма (<u>последняя</u> цифра шифра студ. билета)	Вариант <u>исходных данных</u> (<u>предпоследняя</u> цифра шифра студ. билета)	Размеры механизма, мм							Углы поворота кулачка, угл. градусы		
		X_{O1O2}	Y_{O1O2}	ℓ	r_0	ρ	e	$S_{\max} (\beta_{\text{ш}})$	Рабочий ход, $\varphi_{\text{РХ}}$	Дальний выстой, $\varphi_{\text{ДВ}}$	Холостой ход, $\varphi_{\text{ХХ}}$
3	10	—	—	—	67	7	15	70	180	40	100
Законы безразмерного ускорения ведомого звена; параметры зубчатой пары											
Рабочий (прямой) ход (РХ)						Холостой (обратный) ход (ХХ)					
Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{РХ}}$	$\delta\beta_{\text{РХ}}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{\text{ХХ}}$	$\delta\beta_{\text{ХХ}}$
s_1	s_2	s_1	s_2			s_1	s_2	s_1	s_2		
0,5	0,5	1	0	1,8	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	1	0

Варианты схем механизмов (последняя цифра шифра студенческого билета)



Результаты расчета параметров кулачка на ПК и примеры оформления графической части курсового проекта

22/12/2015 16:06:19 Кулачковый механизм (толкатель поступательный beta(метры))

Исходные данные: B3= 0.06 fds= 10.0 R0=0.082 e = 0.020
Прямой ход: fi3=160.0 lam=1.250 db= 0.150 s11= 0.50 s21= 0.50 s13= 0.25 s23= 0.30
Обратный ход: fi3=130.0 lam=1.000 db= 0.000 s11= 0.00 s21= 1.00 s13= 0.30 s23= 0.25

Рабочий (прямой) ход толкателя
Teta1'max = 2.00000 Teta3'max = 1.96812 Teta1''max = 3.14159 Teta3''max = 2.45972
fi1 = 73.66640 fi2 = 86.73558 beta1 = 0.02536 beta2 = 0.03436

fi	beta	beta'	beta''	al'fa
Участок разбега				
+0.00e+000	+0.0000e+000	+0.00000e+000	+0.00000e+000	-1.41e+001
+9.21e+000	+8.0865e-005	+1.50172e-003	+1.84472e-002	-1.31e+001
+1.84e+001	+6.3212e-004	+5.77824e-003	+3.40859e-002	-1.01e+001
+2.76e+001	+2.0525e-003	+1.21785e-002	+4.45354e-002	-5.48e+000
+3.68e+001	+4.6086e-003	+1.97282e-002	+4.82047e-002	-1.85e-001
+4.60e+001	+8.3938e-003	+2.72778e-002	+4.45354e-002	+4.73e+000
+5.52e+001	+1.3315e-002	+3.36781e-002	+3.40859e-002	+8.38e+000
+6.45e+001	+1.9105e-002	+3.79546e-002	+1.84472e-002	+1.03e+001
+7.37e+001	+2.5365e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+1.05e+001
Участок постоянной скорости				
+7.37e+001	+2.5365e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+1.05e+001
+7.53e+001	+2.6490e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+1.04e+001
+7.69e+001	+2.7615e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+1.03e+001
+7.86e+001	+2.8740e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+1.02e+001
+8.02e+001	+2.9865e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+1.01e+001
+8.18e+001	+3.0990e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+9.98e+000
+8.35e+001	+3.2115e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+9.89e+000
+8.51e+001	+3.3240e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+9.79e+000
+8.67e+001	+3.4365e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+9.69e+000
Участок выбега				
+8.67e+001	+3.4365e-002	+3.94563e-002	-0.00000e+000	+9.69e+000
+9.59e+001	+4.0566e-002	+3.75102e-002	-2.34761e-002	+8.30e+000
+1.05e+002	+4.6189e-002	+3.24760e-002	-3.72498e-002	+5.67e+000
+1.14e+002	+5.0891e-002	+2.63401e-002	-3.85638e-002	+2.78e+000
+1.23e+002	+5.4609e-002	+2.01761e-002	-3.85638e-002	+7.52e-002
+1.33e+002	+5.7341e-002	+1.40122e-002	-3.85638e-002	-2.51e+000
+1.42e+002	+5.9088e-002	+7.84820e-003	-3.85638e-002	-5.01e+000
+1.51e+002	+5.9875e-002	+2.29869e-003	-2.72687e-002	-7.24e+000
+1.60e+002	+6.0000e-002	+0.00000e+000	-0.00000e+000	-8.16e+000

Холостой (обратный) ход толкателя
Teta1'max = 1.57080 Teta3'max = 2.03293 Teta1''max = 2.46740 Teta3''max = 2.54071
fi1 = 72.39780 fi2 = 72.39780 beta1 = 0.03716 beta2 = 0.03716

fi	beta	beta'	beta''	al'fa
Участок разбега				
+1.70e+002	+6.0000e-002	-0.00000e+000	-5.74216e-002	-8.16e+000
+1.79e+002	+5.9286e-002	-9.01143e-003	-5.63182e-002	-1.18e+001
+1.88e+002	+5.7172e-002	-1.76766e-002	-5.30506e-002	-1.54e+001
+1.97e+002	+5.3738e-002	-2.56624e-002	-4.77443e-002	-1.89e+001
+2.06e+002	+4.9117e-002	-3.26620e-002	-4.06032e-002	-2.23e+001
+2.15e+002	+4.3486e-002	-3.84065e-002	-3.19017e-002	-2.54e+001
+2.24e+002	+3.7062e-002	-4.26750e-002	-2.19743e-002	-2.83e+001
+2.33e+002	+3.0092e-002	-4.53035e-002	-1.12024e-002	-3.08e+001
+2.42e+002	+2.2843e-002	-4.61911e-002	-0.00000e+000	-3.29e+001
Участок выбега				
+2.42e+002	+2.2843e-002	-4.61911e-002	+0.00000e+000	-3.29e+001
+2.50e+002	+1.7153e-002	-4.35000e-002	+4.06032e-002	-3.33e+001
+2.57e+002	+1.2073e-002	-3.70033e-002	+5.74216e-002	-3.19e+001
+2.64e+002	+7.8759e-003	-2.97872e-002	+5.74216e-002	-2.97e+001
+2.71e+002	+4.5860e-003	-2.25711e-002	+5.74216e-002	-2.68e+001
+2.78e+002	+2.2029e-003	-1.53550e-002	+5.74216e-002	-2.34e+001
+2.86e+002	+7.2626e-004	-8.17179e-003	+5.54650e-002	-1.93e+001
+2.93e+002	+9.6823e-005	-2.27835e-003	+3.49560e-002	-1.56e+001
+3.00e+002	+0.0000e+000	-0.00000e+000	+0.00000e+000	-1.41e+001

Конец счета

*Изменение углов давления (α') в том же КМ при смене
только знака его эксцентриситета*

18/12/2015 19:59:03 Кулачковый механизм (толкатель поступательный beta(метры))

Исходные данные: B3= 0.06 fds= 10.0 R0=0.082 e= -0.020
 Прямой ход: fi3=160.0 lam=1.250 db= 0.150 s11= 0.50 s21= 0.50 s13= 0.25 s23= 0.30
 Обратный ход: fi3=130.0 lam=1.000 db= 0.000 s11= 0.00 s21= 1.00 s13= 0.30 s23= 0.25

Рабочий (прямой) ход толкателя

Teta1'max = 2.00000 Teta3'max = 1.96812 Teta1''max = 3.14159 Teta3''max = 2.45972
 fi1 = 73.66640 fi2 = 86.73558 beta1 = 0.02536 beta2 = 0.03436

fi	beta	beta'	beta''	α'
Участок разбега				
+0.00e+000	+0.0000e+000	+0.00000e+000	+0.00000e+000	+1.41e+001
+9.21e+000	+8.0865e-005	+1.50172e-003	+1.84472e-002	+1.51e+001
+1.84e+001	+6.3212e-004	+5.77824e-003	+3.40859e-002	+1.78e+001
+2.76e+001	+2.0525e-003	+1.21785e-002	+4.45354e-002	+2.15e+001
+3.68e+001	+4.6086e-003	+1.97282e-002	+4.82047e-002	+2.53e+001
+4.60e+001	+8.3938e-003	+2.72778e-002	+4.45354e-002	+2.83e+001
+5.52e+001	+1.3315e-002	+3.36781e-002	+3.40859e-002	+3.00e+001
+6.45e+001	+1.9105e-002	+3.79546e-002	+1.84472e-002	+3.04e+001
+7.37e+001	+2.5365e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.95e+001
Участок постоянной скорости				
+7.37e+001	+2.5365e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.95e+001
+7.53e+001	+2.6490e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.93e+001
+7.69e+001	+2.7615e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.90e+001
+7.86e+001	+2.8740e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.88e+001
+8.02e+001	+2.9865e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.85e+001
+8.18e+001	+3.0990e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.83e+001
+8.35e+001	+3.2115e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.80e+001
+8.51e+001	+3.3240e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.78e+001
+8.67e+001	+3.4365e-002	+3.94563e-002	+0.00000e+000	+2.76e+001
Участок выбега				
+8.67e+001	+3.4365e-002	+3.94563e-002	-0.00000e+000	+2.76e+001
+9.59e+001	+4.0566e-002	+3.75102e-002	-2.34761e-002	+2.56e+001
+1.05e+002	+4.6189e-002	+3.24760e-002	-3.72498e-002	+2.27e+001
+1.14e+002	+5.0891e-002	+2.63401e-002	-3.85638e-002	+1.96e+001
+1.23e+002	+5.4609e-002	+2.01761e-002	-3.85638e-002	+1.67e+001
+1.33e+002	+5.7341e-002	+1.40122e-002	-3.85638e-002	+1.40e+001
+1.42e+002	+5.9088e-002	+7.84820e-003	-3.85638e-002	+1.14e+001
+1.51e+002	+5.9875e-002	+2.29869e-003	-2.72687e-002	+9.09e+000
+1.60e+002	+6.0000e-002	+0.00000e+000	-0.00000e+000	+8.16e+000

Холостой (обратный) ход толкателя

Teta1'max = 1.57080 Teta3'max = 2.03293 Teta1''max = 2.46740 Teta3''max = 2.54071
 fi1 = 72.39780 fi2 = 72.39780 beta1 = 0.03716 beta2 = 0.03716

fi	beta	beta'	beta''	α'
Участок разбега				
+1.70e+002	+6.0000e-002	-0.00000e+000	-5.74216e-002	+8.16e+000
+1.79e+002	+5.9286e-002	-9.01143e-003	-5.63182e-002	+4.53e+000
+1.88e+002	+5.7172e-002	-1.76766e-002	-5.30506e-002	+9.74e-001
+1.97e+002	+5.3738e-002	-2.56624e-002	-4.77443e-002	-2.43e+000
+2.06e+002	+4.9117e-002	-3.26620e-002	-4.06032e-002	-5.62e+000
+2.15e+002	+4.3486e-002	-3.84065e-002	-3.19017e-002	-8.51e+000
+2.24e+002	+3.7062e-002	-4.26750e-002	-2.19743e-002	-1.10e+001
+2.33e+002	+3.0092e-002	-4.53035e-002	-1.12024e-002	-1.30e+001
+2.42e+002	+2.2843e-002	-4.61911e-002	-0.00000e+000	-1.44e+001
Участок выбега				
+2.42e+002	+2.2843e-002	-4.61911e-002	+0.00000e+000	-1.44e+001
+2.50e+002	+1.7153e-002	-4.35000e-002	+4.06032e-002	-1.37e+001
+2.57e+002	+1.2073e-002	-3.70033e-002	+5.74216e-002	-1.05e+001
+2.64e+002	+7.8759e-003	-2.97872e-002	+5.74216e-002	-6.39e+000
+2.71e+002	+4.5860e-003	-2.25711e-002	+5.74216e-002	-1.75e+000
+2.78e+002	+2.2029e-003	-1.53550e-002	+5.74216e-002	+3.25e+000
+2.86e+002	+7.2626e-004	-8.17179e-003	+5.54650e-002	+8.38e+000
+2.93e+002	+9.6823e-005	-2.27835e-003	+3.49560e-002	+1.25e+001
+3.00e+002	+0.0000e+000	-0.00000e+000	+0.00000e+000	+1.41e+001

Конец счета

Примеры оформления графической части курсового проекта

Пример 1: Лист № 1. «Кинематический анализ рычажного механизма» (6 + 3 + 2)

