

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Учебное пособие

Приведены краткие теоретические сведения о структурном анализе механизмов, кинематике зубчатых передач, методах образования эвольвентных профилей зубьев, кинематическом исследовании кулачковых механизмов, статическом и моментном уравновешивании вращающихся масс, роботах и робототехнике. Даны методические указания к лабораторным работам и порядок выполнения этих работ.

Оглавление

Введение	4
Лабораторная работа № 1. Структурный анализ механизмов.....	5
Лабораторная работа № 2. Кинематическое исследование зубчатых передач.....	38
Лабораторная работа № 3. Построение эвольвентных профилей зубьев методом обкатки (огибания).....	54
Лабораторная работа № 4. Кинематическое исследование плоских кулачковых механизмов	65
Лабораторная работа № 5. Статическое уравновешивание вращающихся масс.....	70
Лабораторная работа № 6. Моментное уравновешивание вращающихся тел	78
Лабораторная работа № 7. Исследование характеристик учебного мини-робота	84
Лабораторная работа № 8. Моделирование на ЭВМ управляемого движения манипуляторов	88
Лабораторная работа № 9. Моделирование прямой и обратной задач кинематики манипуляторов на ЭВМ	91
Лабораторная работа № 10. Исследование контурной системы управления роботами	93
Лабораторная работа № 11. Исследование позиционной системы управления роботами	98
Лабораторная работа № 12. Исследование цикловых систем программного управления роботами	106
Список литературы	113
Приложение	114

Введение

В процессе лабораторных работ студенты закрепляют теоретические знания по дисциплинам «Теория механизмов и механика машин» и «Робототехника», приобретают навыки использования общих методов проектирования и исследования механизмов для создания конкретных машин и приборов разнообразного назначения, учатся выполнять расчеты на ЭВМ с использованием как аналитических, так и графоаналитических методов решения различных задач. Основное внимание уделяется:

- структурному анализу механизмов;
- кинематическому исследованию зубчатых передач;
- построению эвольвентных профилей зубьев методом обкатки (огибания);
- кинематическому исследованию плоских кулачковых механизмов;
- статическому уравновешиванию вращающихся масс;
- моментному уравновешиванию вращающихся тел;
- устройству роботов и манипуляторов, их принципам работы, а также исследованию их характеристик.

При подготовке к каждой работе необходимо:

1. Пройти инструктаж по технике безопасности. Получить у преподавателя или лаборанта методические указания к лабораторной работе.
2. Изучить соответствующие теоретические разделы литературы, указанной в учебном плане.
3. Ознакомиться с описанием лабораторной работы и методикой ее проведения.
4. Составить таблицы для записи результатов работы.
5. Усвоить приведенные ниже правила техники безопасности при работе с приборами и устройствами:

- осмотреть и привести в порядок рабочее место, убрать все посторонние предметы;
- проверить правильность расположения оборудования;
- проверить правильность и надежность заземления оборудования.

Если при прикосновении к оборудованию ощущается электрический ток, то немедленно прекратить работу и сообщить об этом преподавателю или лаборанту;

- прежде чем включить установку, предупредить об этом преподавателя или лаборанта и всех находящихся около установки;
- установив грузы на балансировочные станки, тщательно закрепить их;
- не трогать, не включать и не выключать без разрешения преподавателя или лаборанта приборы и установки;
- соблюдать требования пожарной безопасности, стандартов, норм и правил, утвержденных в установленном порядке; поддерживать противо-

пожарный режим, установленный в университете; уметь пользоваться первичными средствами пожаротушения, знать место их размещения;

- не пользоваться поврежденными вилками, розетками, рубильниками, другими электроустановочными изделиями;
- по окончании работ осмотреть и привести в порядок рабочее место;
- обо всех недостатках, обнаруженных при эксплуатации установок и приборов, сообщить непосредственному руководителю работ.

По каждой лабораторной работе необходимо составить отчет, который должен содержать принципиальные схемы и результат исследования в виде таблиц и графиков с необходимыми пояснениями и выводами. Отчет предъявляется преподавателю для проверки и служит основой для сдачи зачета по лабораторной работе. Во время зачета следует показать прочные знания по соответствующим разделам дисциплины, а также продемонстрировать навыки использования методов экспериментального исследования и расчета. При отсутствии требуемого уровня знаний работа считается незачтенной.

Лабораторная работа № 1 **Структурный анализ механизмов**

1.1. Структурный анализ плоского механизма

Цель работы: изучение структуры, т.е. строения механизмов, составление их структурной схемы, определение числа степеней подвижности механизма, разложение механизма на структурные группы и первоначальный механизм, определение класса и порядка механизма.

1.1.1. Теоретическая часть

Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел.

Твердые тела, из которых образуется любой механизм, называются *звеньями*. Каждое звено представляет собой одну деталь либо совокупность нескольких деталей, жестко соединенных между собой.

Звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев, называется *ходовым звеном*.

Звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, называется *выходным звеном*.

Кинематической парой называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Класс кинематической пары определяется числом ограниченных ею относительных перемещений звеньев, т.е. числом связей.

Число независимых возможных перемещений звена называется числом степеней свободы.

Согласно другой классификации, предложенной В.В. Добровольским, кинематические пары подразделены по числу степеней свободы на *одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижные*.

Для любой кинематической пары сумма числа налагаемых ею связей и числа допускаемых движений всегда равна 6, т.е. равна числу степеней свободы твердого тела.

Поверхности, линии, точки звена, по которым оно может соприкасаться с другим звеном, образуя кинематическую пару, называются *элементами кинематической пары*.

По предложению Ф. Рело в зависимости от вида элементов кинематические пары подразделяются на высшие и низшие.

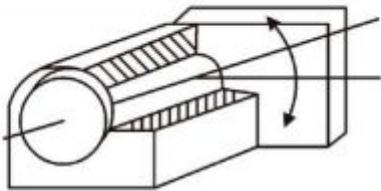
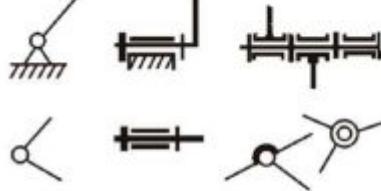
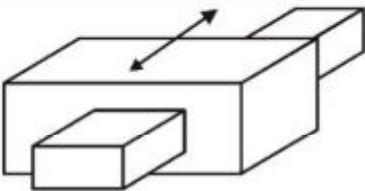
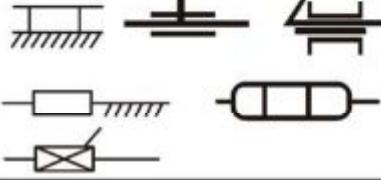
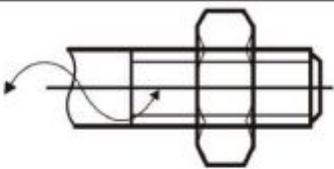
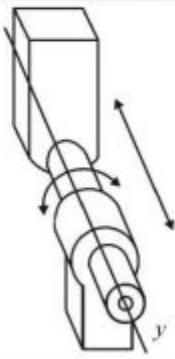
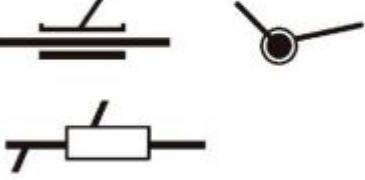
Высшей называется кинематическая пара, в которой звенья соприкасаются по линии или в точке.

Низшей парой называется кинематическая пара, в которой звенья соприкасаются по поверхности.

В табл. 1.1 приведены наиболее распространенные кинематические пары всех пяти классов.

Таблица 1.1

Наиболее распространенные кинематические пары

Вид пары	Схема пары и ее подвижности	Подвижность пары	Условные обозначения пары на структурных и кинематических схемах
Вращательная		1	
Поступательная		1	
Винтовая		1	
Цилиндрическая		2	

Окончание табл. 1.1

Вид пары	Схема пары и ее подвижности	Подвижность пары	Условные обозначения пары на структурных и кинематических схемах
Сферическая		3	
Плоскостная		3	
Линейная		$\frac{3}{(4)}$	
Точечная		5	

Кинематическая пара *шар – плоскость* принадлежит 1-му классу, так как налагает лишь одно ограничение – не допускает относительного перемещения звеньев вдоль оси z . Она допускает три вращательных и два поступательных перемещения, т.е. дает пять степеней свободы в относительном движении звеньев. Это высшая пара, так как соприкосновение звеньев происходит в точке.

К 1-му классу относится также пара, составленная из двух сфер.

Кинематическая пара *цилиндр – плоскость* относится ко 2-му классу, так как налагает два ограничения – не допускает относительного перемещения звеньев вдоль оси z и вращения относительно оси y . Она допускает два вращательных и два поступательных перемещения. Это также высшая пара, так как соприкосновение звеньев происходит по линии.

Ко 2-му классу относится и пара, представляющая собой *шар*, перекатывающийся в *полом цилиндре*.

Кинематические пары 3-го класса могут быть трех видов: с тремя вращательными движениями; с двумя вращательными и одним поступательным движением; с одним вращательным и двумя поступательными движениями.

Так, *сферическая пара* допускает вращение относительно осей x , y и z . Это высшая пара.

Плоскостная пара допускает плоскопараллельное относительное движение звеньев. Это также низшая пара, так как соприкосновение звеньев происходит по плоской поверхности.

Кинематические пары 4-го класса налагаются четыре ограничения на относительное движение звеньев и допускают либо одно вращательное и одно поступательное движение (цилиндрическая пара), либо два вращательных движения (сферическая пара с пальцем). Это низшие пары.

Самое широкое распространение в технике получили кинематические пары 5-го класса, налагающие 5 ограничений и допускающие лишь одно относительное движение звеньев.

Поступательная пара допускает прямолинейно-поступательное относительное движение звеньев, а *вращательная пара* – одно вращательное относительное движение звеньев вокруг оси x .

Винтовая пара также относится к 5-му классу, так как здесь перемещения вдоль и вокруг оси x связаны между собой определенной зависимостью.

Все пары 5-го класса являются низшими, так как в них соприкосновение звеньев происходит по поверхностям.

Кинематической цепью называется связанная система звеньев, образующих между собой кинематические пары.

Кинематическая цепь называется *плоской*, если траектории всех точек звеньев лежат в параллельных плоскостях. Если точки звеньев кинематической цепи описывают неплоские траектории или траектории, лежащие в пересекающихся плоскостях, то кинематическая цепь называется *пространственной*.

Кинематическая цепь называется *замкнутой*, если каждое звено входит не менее, чем в две кинематические пары (рис. 1.1, *a*), и *незамкнутой*, если она содержит хотя бы одно звено, входящее лишь в одну кинематическую пару (рис. 1.1, *б*).

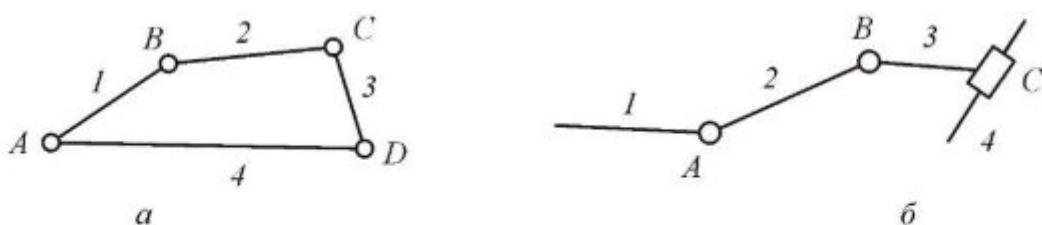


Рис. 1.1. Замкнутая (*а*) и незамкнутая (*б*) кинематические цепи:
A, B, C, D – кинематические пары; 1, 2, 3, 4 – звенья

В зависимости от характера совершаемого движения звенья механизмов имеют следующие названия.

Стойкой называется неподвижное звено механизма.

Звено, совершающее вокруг неподвижной оси поворот на угол более 2π , называется *кривошипом*, а на угол менее 2π – *коромыслом*.

Звено, перемещающееся вдоль подвижной или неподвижной направляющей, называется *ползуном*.

Кулисой называется звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и служащее направляющей для ползуна.

На рис. 1.2, а показана схема четырехзвенного кривошипно-коромыслового механизма (звено 1 – кривошип, звено 2 – шатун, звено 3 – коромысло, звено 0 – стойка). Такой механизм называется шарнирным, так как у него все кинематические пары вращательные.

На рис. 1.2, б показан кривошипно-ползунный механизм (1 – кривошип, 2 – шатун, 4 – ползун), а на рис. 1.2, в – кулисный механизм (1 – кривошип, 4 – ползун, 5 – кулиса). На этом рисунке и рис. 1.3–1.6 буквами обозначены кинематические пары, цифрами – звенья.

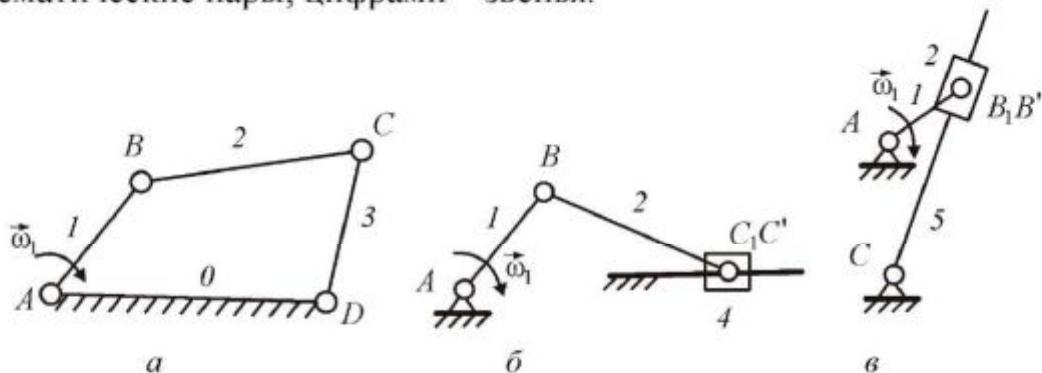


Рис. 1.2. Четырехзвенный кривошипно-коромысловый (а), кривошипно-ползунный (б) и кулисный (в) механизмы

Все эти механизмы плоские, так как их звенья совершают плоское движение параллельно одной и той же неподвижной плоскости.

На рис. 1.3 приведена структурная схема механизма схватка, применяемого в промышленных роботах (1 – ползун, звенья 2 и 3 – шатуны, звенья 4 и 5 – коромысла. Это также плоский механизм.

Двухкривошипный пространственный четырехзвеный механизм (рис. 1.4) служит для передачи вращения от кривошипа 1 к кривошипу 3 при произвольном угле α между осями вращения. На рис. 1.5 показана структурная схема механизма, убирающего шасси самолета.

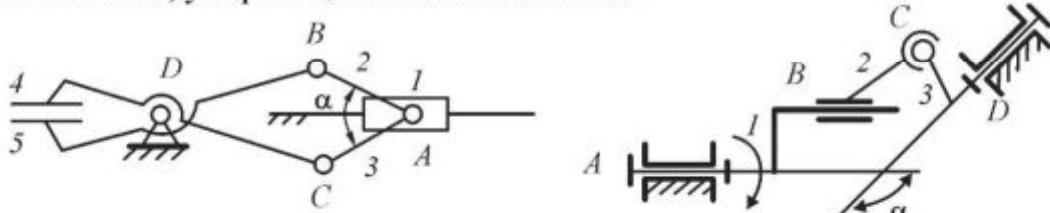


Рис. 1.3. Механизм схватка

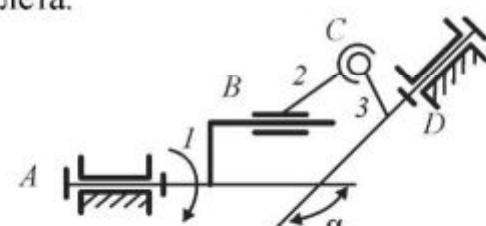


Рис. 1.4. Двухкривошипный пространственный четырехзвеный механизм

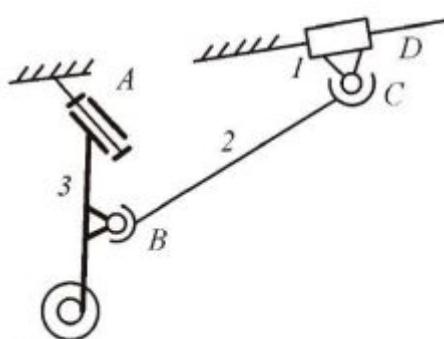


Рис. 1.5. Структура пространственного механизма

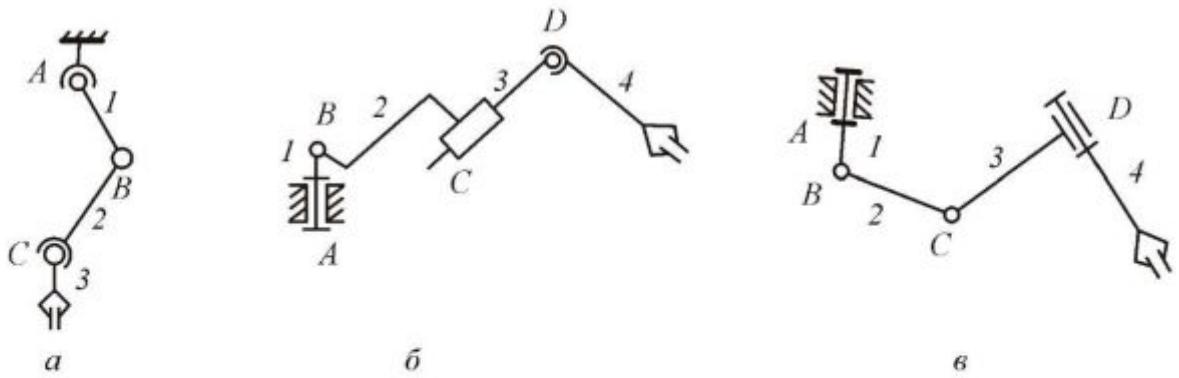


Рис. 1.6. Схемы манипуляторов

На рис. 1.6 изображены структурные схемы механизмов манипуляторов, которые представляют собой незамкнутые пространственные кинематические цепи.

Если все кинематические пары механизма низшие, он называется *рычажным* или *стержневым*.

1.1.1.1. Структурная формула механизма

Общее число степеней свободы n подвижных звеньев механизма до их соединения в кинематические пары равно $6n$. Каждая кинематическая пара i -го класса отнимает у звеньев i степеней свободы. Общее число связей, налагаемых кинематическими парами механизма, равно

$$5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1,$$

где p_5 – число пар 5-го класса; p_4 – число пар 4-го класса и т.д.

Разность между общим числом степеней свободы подвижных звеньев механизма и числом связей, налагаемых кинематическими парами, определит число степеней подвижностей механизма:

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

Так, для механизма, показанного на рис. 1.4, имеем

$$n = 3; p_5 = 2; p_4 = 1; p_3 = 1; p_2 = p_1 = 0.$$

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

Для плоского механизма

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

так как в плоском движении каждое подвижное звено до соединения в кинематические пары обладало тремя степенями свободы, а кинематические пары в плоскости механизма могут быть только одноподвижными (5-го класса) и двухподвижными (4-го класса).

Так, все плоские рычажные четырехзвенники, приведенные на рис. 1.2, имеют

$$n = 3; p_5 = 4; p_4 = p_3 = p_2 = p_1 = 0;$$

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

Формулы (1.1) и (1.2) называются *структурными формулами механизмов*.

В механизмах с незамкнутыми кинематическими цепями число подвижных звеньев равно числу кинематических пар, и формула (1.1) принимает вид

$$W = p_5 + 2p_4 + 3p_3 + 4p_2 + 5p_1,$$

т.е. число степеней подвижности такого механизма равно сумме степеней подвижности кинематических пар.

Так, для механизма манипулятора, показанного на рис. 1.6, а, имеем

$$W = p_5 + 3p_3 = 1 + 3 \cdot 2 = 7.$$

Для механизма манипулятора, показанного на рис. 1.6, б,

$$W = p_5 + 3p_3 = 3 + 3 = 6.$$

Механизм манипулятора, приведенный на рис. 1.6, в, имеет

$$W = p_5 = 4.$$

Такой же результат будет получен при подсчете числа степеней подвижности механизмов с незамкнутыми кинематическими цепями по формуле (1.1).

Число степеней подвижности манипулятора при неподвижном захвате называется *маневренностью манипулятора*. Показанный на рис. 1.6, а манипулятор имеет одну степень маневренности, так как при неподвижном захвате его звенья могут вращаться вокруг оси, проходящей через центры сферических пар. Манипуляторы, показанные на рис. 1.6, б, в, не имеют маневренности, т.е. каждому положению захвата соответствует единственное расположение всех звеньев.

Для определенности движения всех звеньев механизма число степеней подвижности механизма должно соответствовать числу заданных независимых движений звеньев.

1.1.1.2. Принцип образования механизма

По методу Л. В. Ассура любой механизм может быть образован последовательным присоединением к входному звену и стойке структурных групп (групп Ассура). Входное звено со стойкой образуют так называемый механизм 1-го класса, или начальный механизм.

Структурной группой называется кинематическая цепь, которая после присоединения к стойке элементами внешних кинематических пар имеет нулевую степень подвижности.

Следовательно, структурная группа пространственного механизма должна удовлетворять условию

$$6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 0.$$

Для структурной группы плоского механизма это условие имеет вид

$$3n - 2p_5 - p_4 = 0.$$

Для структурной группы плоского рычажного механизма это выражение еще упрощается: $3n - 2p_5 = 0$.

Отсюда следует, что число звеньев плоской структурной группы с низшими парами всегда четное, а число пар кратно трем.

Простейшей и самой распространенной является группа второго класса, состоящая из двух звеньев и трех кинематических пар (одна внутренняя и две внешние).

В зависимости от сочетания вращательных и поступательных пар структурные группы второго класса имеют 5 модификаций.

Ниже приведены схемы групп 2-го класса (группы Ассура) всех видов и механизмы, образованные присоединением этих групп ко входному звену и стойке (рис. 1.7, 1.8).

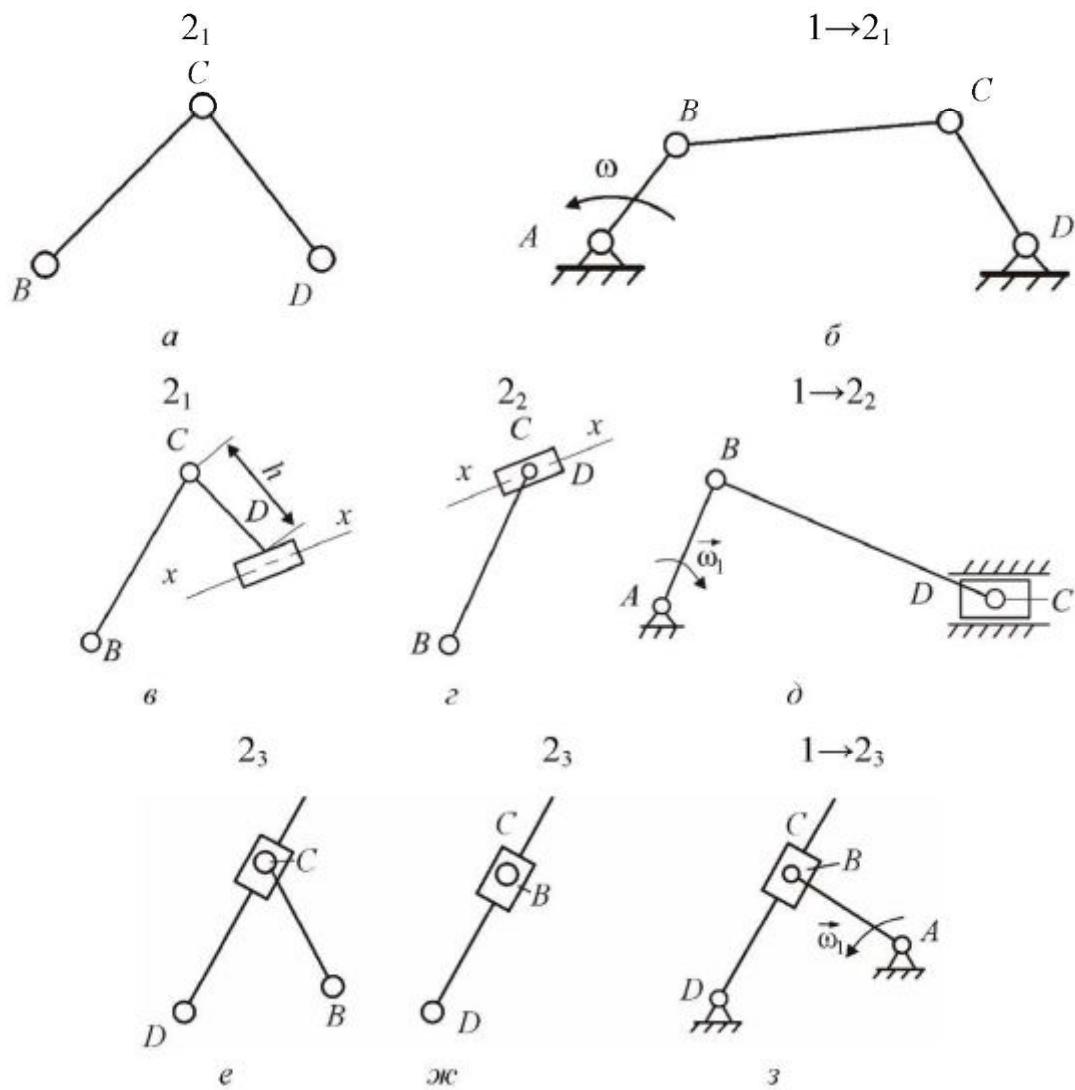


Рис. 1.7. Механизмы, образованные присоединением групп 2-го класса ко входному звену и стойке: *a, б* – шарнирный четырехзвенник; *в, г, д* – кривошипно-ползунный механизм; *е, жс, з* – кулисный механизм

На рис. 1.9. показана последовательность построения структурной схемы сложного механизма строгального станка. Он образован присоединением к кривошипу *I* и стойке структурной группы 2-го класса 3-го вида (звенья 2

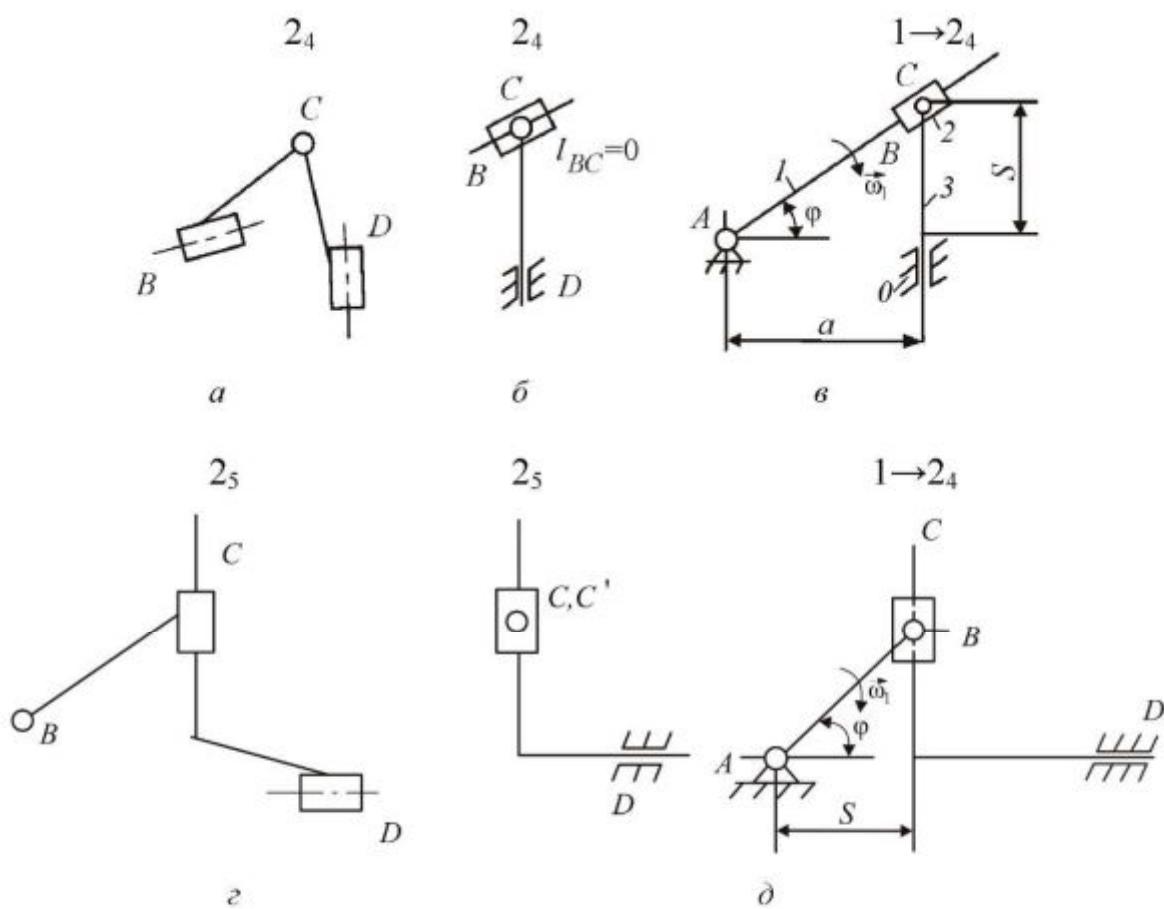


Рис. 1.8. Тангенсный (*а, б, в*) и синусный (*г, д*) механизмы

и 3) и последующим присоединением к полученному кулисному механизму группы Ассура 2-го класса 2-го вида (звенья 4 и 5).

На рис. 1.10, *а* показана структурная группа 3-го класса 3-го порядка,

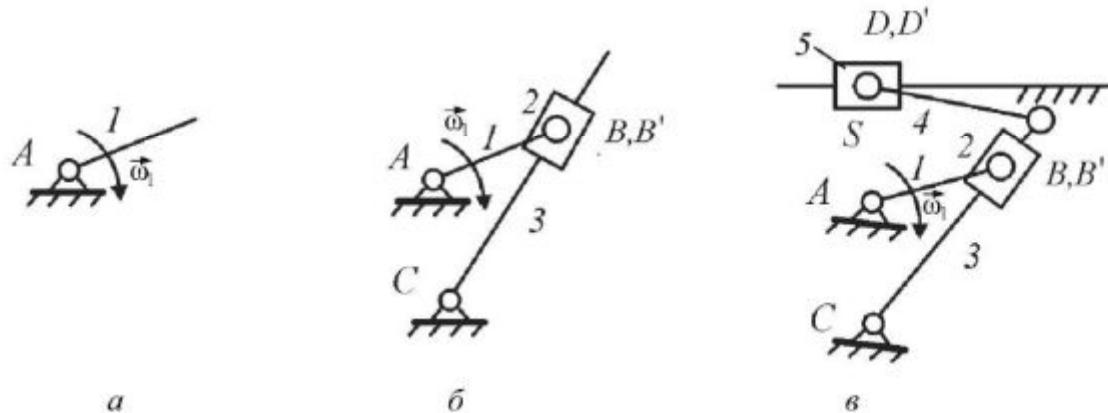


Рис. 1.9. Последовательность построения структурной схемы сложного механизма

а на рис. 1.10, *б* – группа 4-го класса 2-го порядка. Они весьма редко применяются в технике.

Кинематическая цепь, приведенная на рис. 1.10, *в*, имеет $W = 0$, но это не структурная группа, а соединение двух групп второго класса: $(1 - 2) + (3 - 4)$.

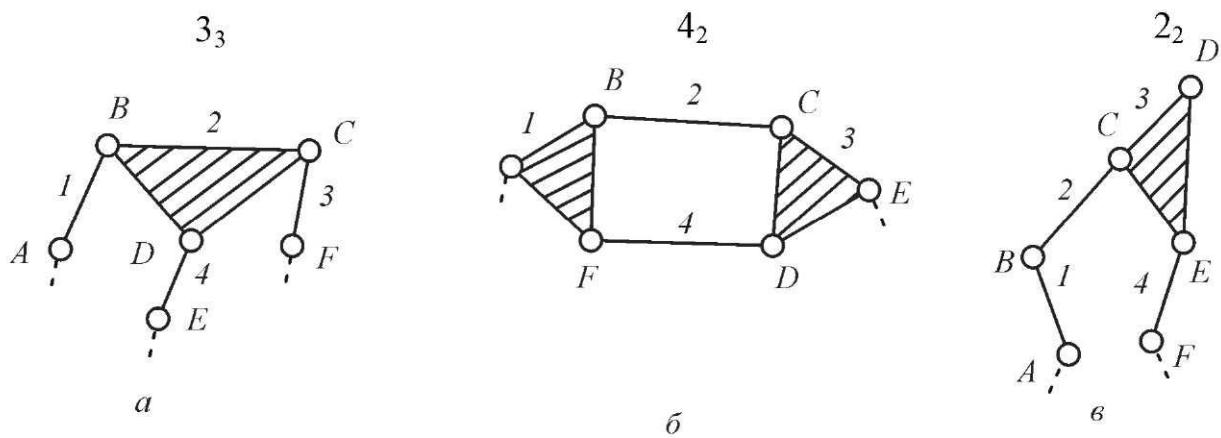


Рис. 1.10. Структурные группы 3-го класса 3-го порядка (a), 4-го класса 2-го порядка (б), соединение двух структурных групп 2-го класса (в)

По предложению И. И. Артоболевского класс группы определяется числом внутренних кинематических пар, входящих в наиболее сложный замкнутый контур.

Порядок группы определяется числом внешних кинематических пар, которыми группа присоединяется к механизму. Все структурные группы 2-го класса имеют 2-й порядок.

Присоединение к механизму или отсоединение от него структурной группы, т.е. кинематической цепи с нулевой степенью подвижности, не изменяет число степеней подвижности механизма, а значит, сохраняется определенность в движении звеньев механизма. Присоединение или отсоединение кинематической цепи с числом степеней подвижности, отличным от нуля, приведет к изменению числа степеней подвижности механизма, и при прежнем числе заданных независимых движений не будет определенности в движении выходных звеньев.

Класс и порядок механизма определяются высшим классом и высшим порядком структурных групп, входящих в состав механизма.

1.1.1.3. Эквивалент высшей кинематической пары

При изучении кинематических и динамических свойств плоских механизмов удобно заменять механизм с высшими кинематическими парами 4-го класса механизмом с низшими кинематическими парами.

Эквивалент высшей пары в плоском механизме можно найти путем сопоставления двух механизмов, у которых одно и то же число степеней подвижности и одинаковые законы движения звеньев.

Пусть в исходном механизме имеется одна высшая пара, в заменяющем – лишь пары 5-го класса.

Приравнивая выражения для W обоих механизмов, вычисленные по формуле (1.2), можно получить

$$3n - 2p_5 - p_4 = 3n' - 2p'_5.$$

Штрихи относятся к заменяющему механизму, отсюда

$$p_4 = 2(p'_5 - p_5) - 3(n' - n). \quad (1.3)$$

Равенство (1.3) превращается в тождество при $p_4 = 1$; $p'_5 - p_5 = 2$ и $n' - n = 1$, т.е. заменяющий механизм по сравнению с исходным должен содержать одно дополнительное звено и две кинематические пары 5-го класса.

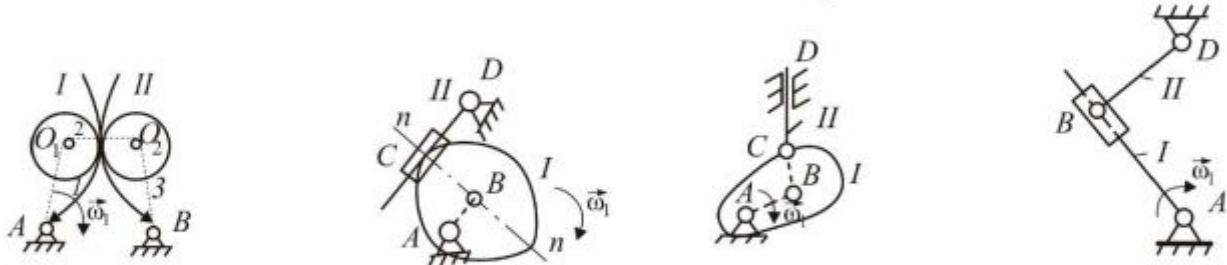


Рис. 1.11. Замена высшей пары одним звеном и двумя низшими парами

Чтобы звенья заменяющего механизма в рассматриваемом положении совершали такое же движение, как и звенья исходного механизма, необходимо соблюдать определенные правила замены высшей пары одним звеном и двумя низшими парами (рис. 1.11).

1.1.1.4. Избыточные связи

В некоторых случаях подсчитанное по формуле (1.1) или (1.2) число степеней подвижности механизма оказывается меньше 1, но при соблюдении определенных условий сборки механизм обладает положительной подвижностью. Это свидетельствует о наличии в механизме *избыточных связей*, которые не влияют на движение звеньев и не учитываются при определении числа степеней подвижности механизма.

Так, если число избыточных связей в механизме q , то число степеней подвижности механизма с избыточными связями

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 + q. \quad (1.4)$$

Например, в механизме сдвоенного параллелограмма (рис. 1.12) подсчитанное по формуле (1.2) число степеней свободы $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0$.

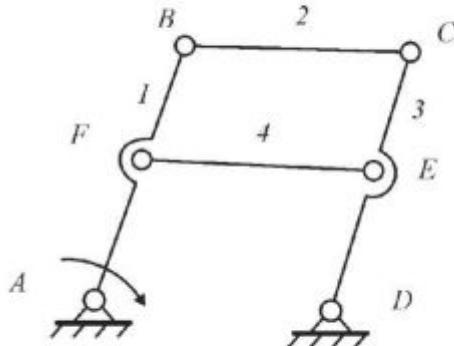
Однако если $AD//EF//BC$ и оси шарниров строго параллельны, то наличие звена 4 не вносит геометрических связей и число степеней подвижности механизма равно 1, как и в механизме без звена 4 (рис. 1.13). Звено 4 устанавливают для исключения превращения параллелограмма в антипараллелограмм при выходе из положений, в которых оси всех звеньев расположены на одной прямой.

При несоблюдении указанных геометрических соотношений число степеней подвижности механизма действительно равно нулю и движение звеньев невозможно.

Согласно формуле (1.2) в шарнирном четырехзвеннике (см. рис. 1.13) $W = 1$. Но если обусловленная неточностью изготовления непараллельность осей вращательных пар механизма не может быть компенсирована зазорами между элементами этих пар, то его следует рассматривать как пространст-

венный механизм. И тогда, согласно (1.4), число избыточных связей в этом механизме

$$q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 4 = 3.$$



1.12. Механизм сдвоенного параллелограмма

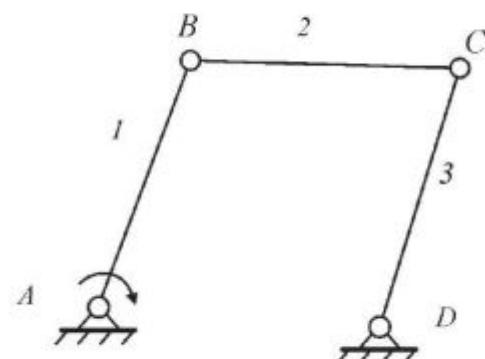


Рис. 1.13. Шарнирный четырехзвенник

Сборка такого механизма возможна за счет деформации звеньев, а при его работе происходит усиленное изнашивание пар трения, появляется возможность заклинивания элементов кинематических пар.

Изменением подвижности кинематических пар можно устранить имеющиеся в механизме избыточные связи. Так, если в рассматриваемом шарнирном четырехзвеннике одну вращательную пару заменить сферической, а другую – сферической с пальцем либо одну вращательную пару заменить сферической, а другую – цилиндрической, то такие механизмы будут лишены избыточных связей. Для них

$$q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1 = 0.$$

У кривошипно-ползунного механизма (см. рис. 1.2, б) устраниТЬ избыточные связи можно, например, заменой вращательной пары кривошип – шатун сферической, а поступательной – цилиндрической. Возможны и другие варианты устранения избыточных связей в рассмотренных механизмах.

Механизм без избыточных связей можно собрать без натягов при любых неточностях изготовления, что уменьшает силы трения в кинематических парах и увеличивает срок службы и надежность механизма. Такой механизм легко приспосабливается к деформации основания.

1.1.2. Порядок структурного анализа

1. Составить структурную схему механизма.
2. Определить число степеней подвижности механизма по формуле (1.2).
3. Заменить высшие пары низшими и определить число степеней подвижности заменяющего механизма по формуле (1.2).
4. Разложить механизм на структурные группы. Разложение следует начинать с отсоединения простейшей группы Ассура, наиболее удаленной по кинематической цепи от входного звена. При этом число степеней подвижности оставшейся кинематической цепи должно соответствовать числу степеней подвижности исходного механизма. Если отсоединить структурную

группу второго класса не удается, то следует отсоединить группу третьего класса и т.д. После отсоединения первой группы отсоединяют следующую группу и т.д.

В результате разложения остается одно входное звено со стойкой, если число степеней подвижности механизма равно единице. Если число степеней подвижности механизма равно k , то должно остаться k входных звеньев.

5. Записать формулу строения механизма, показывающую, в какой последовательности и какие группы Ассура присоединены к механизму первого класса.

6. Определить класс и порядок всего механизма.

1.1.3. Пример структурного анализа

1. Структурная схема плоского механизма, представляющего замкнутую кинематическую цепь, показана на рис. 1.14.

2. Определим число степеней подвижности механизма по формуле (1.2):

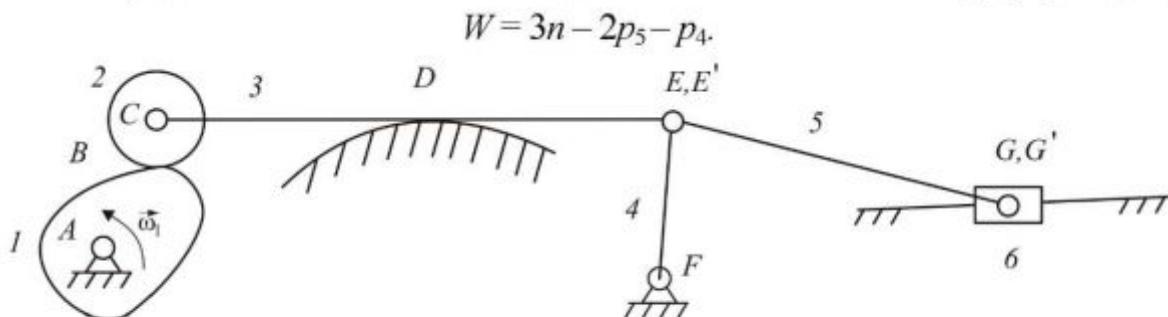


Рис. 1.14. Плоский механизм замкнутой кинематической цепи
($A, B, C, D, E, E', G, G', F$ – кинематические пары)

Для данного механизма $n = 6$, $p_5 = 7$, $p_4 = 2$. В случае соединения нескольких звеньев (например в шарнире E) число кинематических пар определяется числом соединяемых звеньев, уменьшенным на единицу.

Так, в шарнире E соединяются три звена: 3, 4, 5; следовательно, число кинематических пар здесь $p_5 = 2$.

Таким образом,

$$W = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 2 = 2.$$

Формально это свидетельствует о том, что для определенности движения всех звеньев механизма в нем должно быть два входных звена или одно входное звено с двумя заданными независимыми движениями.

Однако все звенья механизма совершают вполне определенное движение лишь при одном заданном движении одного из них (например кулачка 1). Лишнее число степеней подвижности механизма, получаемое при подсчете по формуле (1.2), обусловлено наличием ролика 2. Возможность вращения ролика 2 относительно стержня 3 не влияет на движение остальных звеньев механизма.

Если жестко закрепить ролик 2 на стержне 3, то при этом относительное движение остальных звеньев останется прежним, но число подвижных звеньев n и число кинематических пар 5-го класса p_5 уменьшится на единицу ($n = 5$, $p_5 = 6$), а число степеней подвижности механизма окажется следующим:

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

3. Заменяем высшие кинематические пары B и D механизма эквивалентными кинематическими цепями с низшими парами в соответствии со схемами, приведенными на рис. 1.11.

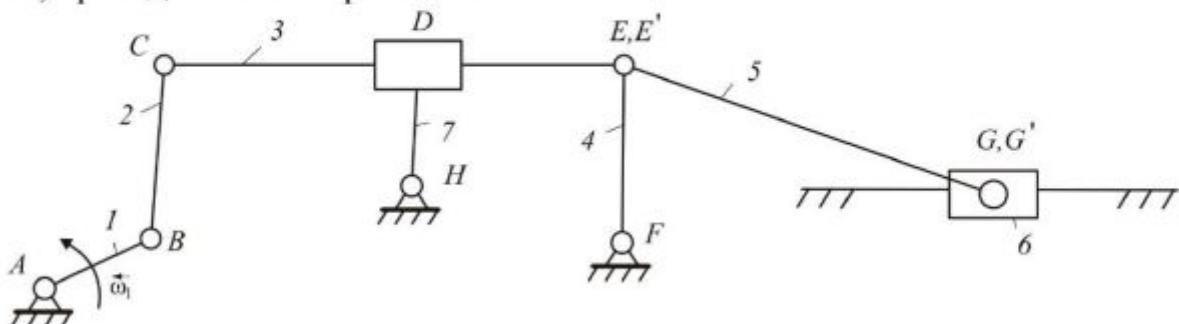


Рис. 1.15. Структурная схема заменяющего механизма

На рис. 1.15 приведена схема заменяющего механизма. Число степеней подвижности этого механизма

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

4. Разложим механизм на структурные группы. Разложение начинаем с отсоединения простейшей группы Ассура, наиболее удаленной по кинематической цепи от входного звена. Это группа 2-го класса 2-го вида, содержащая звенья 5 и 6 (рис. 1.16). Оставшаяся кинематическая цепь является замкнутой, ее число степеней подвижности

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

т.е. осталось прежним. Значит, отсоединение выполнено правильно.

Дальнейшее отсоединение простейших групп невозможно. Так, отсоединение звеньев 3 и 4 или 3 и 7 приведет к размыканию кинематической цепи.

Если не удается отсоединить группу 2-го класса, то пытаются отсоединить группу 3-го или 4-го класса, состоящую из четырех звеньев и шести кинематических пар. Так, звенья 2, 3, 4 и 7 образуют структурную группу 3-го класса 3-го порядка (рис. 1.17).

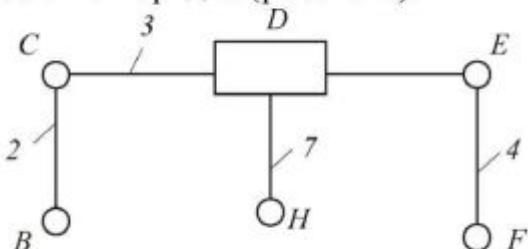


Рис. 1.17. Структурная группа 3-го класса 3-го порядка

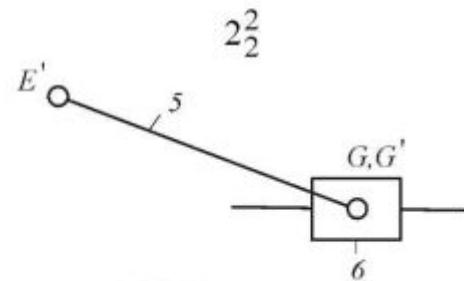


Рис. 1.16. Структурная группа 2-го класса 2-го порядка

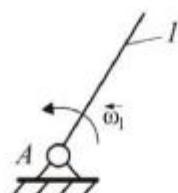


Рис. 1.18. Механизм 1-го класса

В результате разложения остался механизм 1-го класса (входное звено со стойкой), имеющий $W = 1$ (рис. 1.18).

Таким образом, механизм, показанный на рис. 1.15, есть механизм 3-го класса 3-го порядка. Он образован последовательным присоединением к входному звену и стойке структурных групп 3-го класса 3-го порядка и 2-го класса 2-го порядка второго вида.

1.2. Применение числовых цепей в структурном анализе (второй метод исследования строения механизма)

Цель структурного анализа посредством числовых цепей – упрощение строения механизма.

1.2.1. Теоретическая часть

С точки зрения теории графов структурную схему механизма можно рассматривать в определенной степени как граф. Тогда, используя понятие цепи графа, можно наиболее просто решать ряд задач структурного анализа.

Понятие числовой цепи плоского механизма. Числовая цепь механизма – это последовательность, показывающая порядок соединения звеньев между собой. Стойка всегда обозначается цифрой 0, а входное звено 1. Например, числовой цепью механизма, или цепью механизма (рис. 1.19), является, последовательность вида

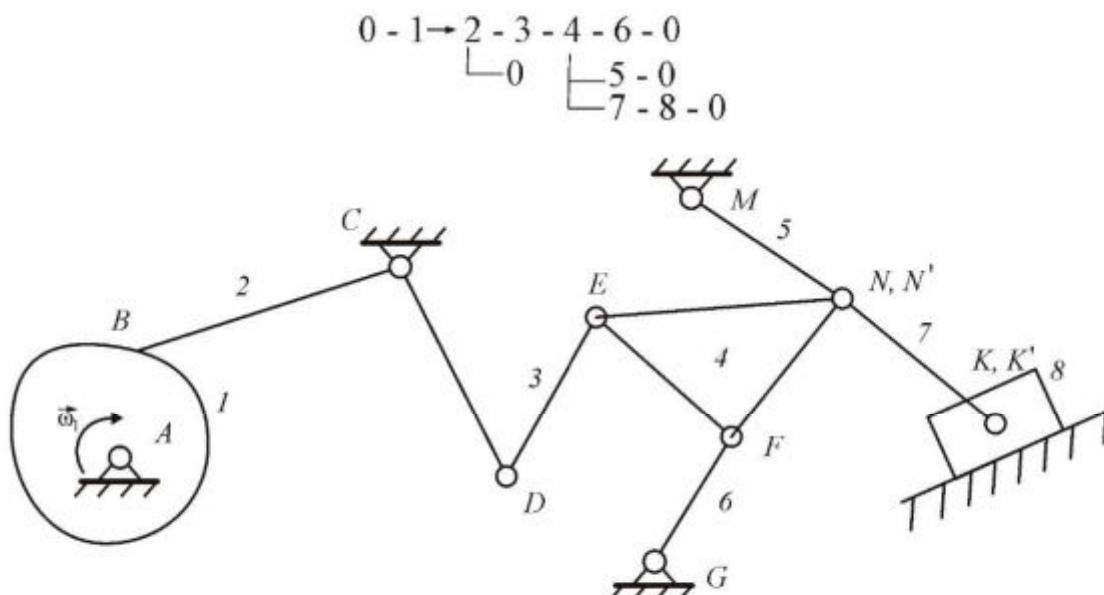


Рис. 1.19. Кинематическая цепь механизма

В этой цепи соединение звеньев во вращательную или поступательную кинематическую пару 5-го класса обозначается чертой, соединение в пару 4-го класса, т.е. высшую пару, – чертой со стрелкой (пара 1 → 2).

Соединение более двух звеньев обозначается разветвленной чертой (узел 4₇⁵). Цепь, начинающаяся с нулей и заканчивающаяся ими, является замкнутой.

Подсчет степени подвижности плоского механизма. На основании определения кинематической пары как подвижного соединения двух звеньев следует, что ее числовая цепь состоит из двух цифр (номеров звеньев)

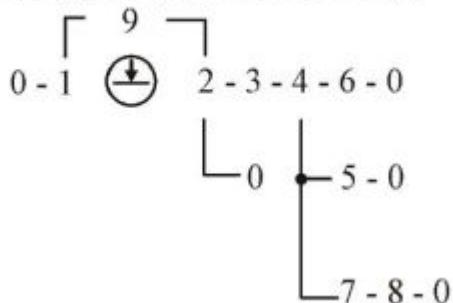
и одной черты (пара 5-го класса) или черты со стрелкой (пара 4-го класса). Таким образом, общим числом кинематических пар 5-го класса в цепи механизма является число черт, 4-го класса – число черт со стрелкой. Числу подвижных звеньев соответствует число значимых цифр в цепи. Например, в механизме, показанном на рис. 1.19, число подвижных звеньев равно 8, кинематических пар 5-го класса – 11, а пар 4-го класса – 1. Степень подвижности механизма

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 8 - 2 \cdot 11 - 1 = 1.$$

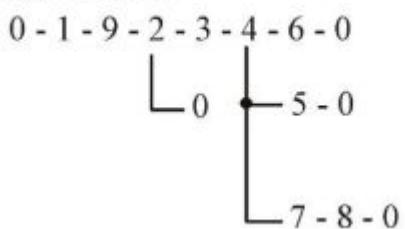
До подсчета степени подвижности из структурной цепи механизма должны быть удалены пассивные связи и лишние степени свободы.

Замена в числовой цепи механизма кинематических пар 4-го класса.

Замена производится по правилу замен кинематических пар 4-го класса в плоском механизме. Одну пару 4-го класса заменяют двумя парами 5-го класса и одним звеном. Например, цепь механизма, изображенного на рис. 1.19, до замены имеет вид



а после замены



Степень подвижности

$$W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 13 = 1.$$

Следовательно, замена правомерна.

Синтез сложных механизмов. Он производится на основании принципа Ассура. Числовая цепь структурной группы Ассура 2-го класса (рис. 1.20, *a*) не зависит от вида группы. Она состоит из двух значащих цифр и трех черт.

Цепь группы Ассура 3-го класса (рис. 1.20, *b*) состоит из четырех значащих цифр и шести черт. В ней имеется цифра 3, связанная с тремя другими и являющаяся номером базисного звена в группе. Данную цепь нельзя разделить на две цепи 2-го класса без разрывов в цепи.

Цепь группы Ассура 4-го класса (см. рис. 1.20, *c*) состоит из четырех значащих цифр и шести черт. Характерной особенностью является наличие замкнутого контура

2 - 3 - 4
L 5 L

Цепь механизма 1-го класса (см. рис. 1.20, *г*) состоит из цифр 0, 1 и черты.

Пример образования сложного механизма и механизма 1-го класса и двух групп 2-го класса с помощью их цепей показан на рис. 1.21 (*а*, *б*, *в* – последовательность образования механизма).

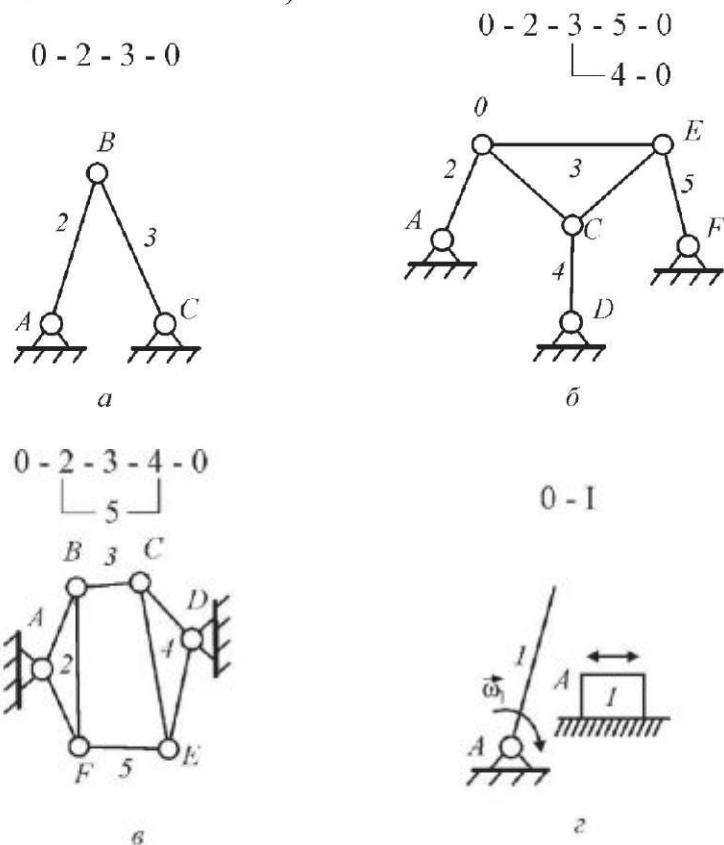


Рис. 1.20. Числовые цепи механизмов

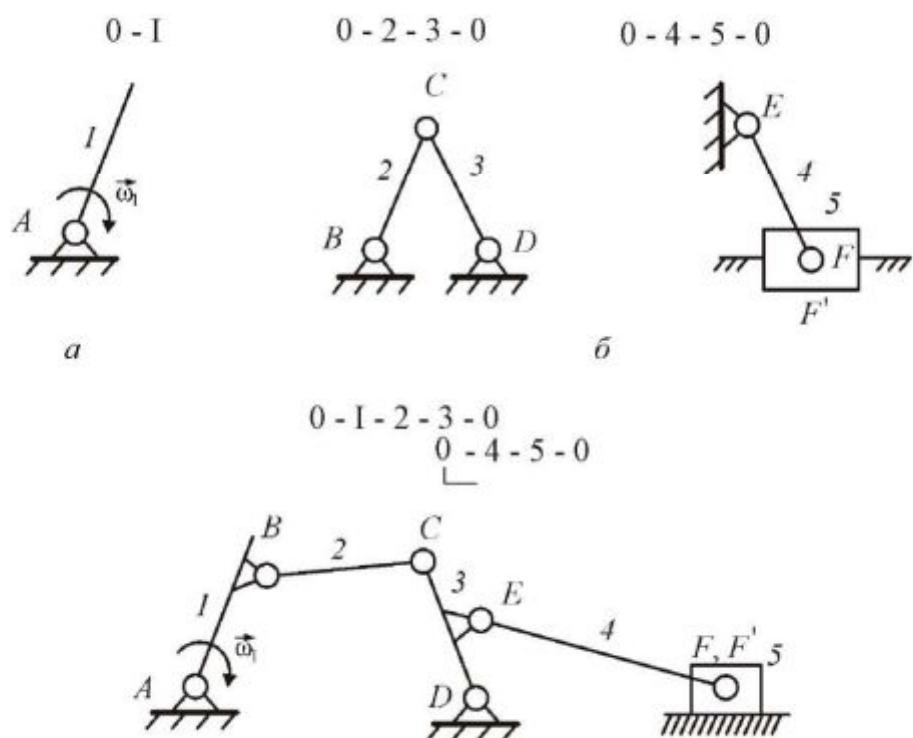


Рис. 1.21. Пример образования сложного механизма

При построении сложного механизма следует иметь в виду, что стойка – это звено, относительно которого определяется подвижность кинематической цепи.

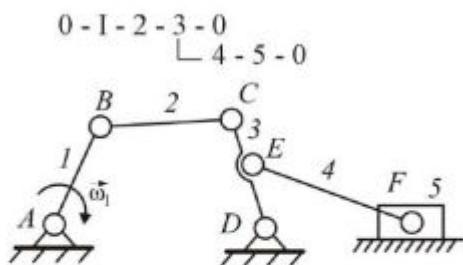


Рис. 1.22. Упрощенная запись цепи механизма

В реальном механизме она может быть неподвижной или подвижной. В последнем случае, с целью удобства анализа, стойку считают неподвижной. Для отличия от других звеньев ее подштриховывают. При жестком соединении ее с другим звеном получается одно звено, и штриховка убирается, если подвижность механизма определяется не относительно этого звена (см. цепи 1 - 0 - 2 и 3 - 0 - 4, рис. 1.21).

В целях упрощения записи цепи при присоединении 0 к цифре его писать не следует, тогда части б на рис. 1.21 будут иметь вид рис. 1.22.

Различные виды соединений цепей, на базе которых могут быть изображены структурные схемы механизмов:

$$\begin{array}{c} 0 - 1 - 2 - 3 - 0 \\ \sqcup 4 - 5 - 0 ; \end{array} \quad \begin{array}{c} 0 - 1 - 2 - 3 - 0 \\ \sqcup 4 - 5 \sqcup ; \end{array}$$

$$\begin{array}{c} 0 - 1 - 2 - 3 \\ \sqcup 4 - 5 - 0 \end{array}$$

Структурный анализ механизмов. Он заключается в определении степени подвижности механизма и в разложении его на структурные группы Ассура и механизмы 1-го класса. Разложение выполняется в порядке, обратном синтезу, т.е. операции *a*, *b*, *v* (см. рис. 1.21) выполняются наоборот: *v*, *b*, *a*. По заданной структурной схеме механизма, изображенной на рис. 1.22, составляют его числовую цепь:

$$\begin{array}{c} 0 - 1 - 2 - 3 - 0 \\ \sqcup 4 - 5 - 0 . \end{array}$$

Затем в ней выделяют цепи групп 2-го класса так, чтобы в конце выделения оставался механизм 1-го класса:

$$\begin{array}{c} 0 - 1 - 2 - 3 - 0 \\ \sqcup 4 - 5 - 0 \\ 1\text{-й кл.} \quad 2\text{-й кл.} \quad 2\text{-й кл.} \\ 0 - 1; 0 - 2 - 3 - 0; 0 - 4 - 5 - 0 . \end{array}$$

Далее по номерам звеньев можно нарисовать схемы групп и определить их вид.

1.2.2. Порядок структурного анализа механизма с помощью числовой цепи

1. Нарисовать структурную схему механизма и обозначить номера звеньев. Цифрой 1 обозначается всегда входное звено, цифрой 0 – стойка (ее можно и не обозначать).

2. Составить числовую цепь механизма, удалив пассивные связи и лишние степени свободы, если они есть, и рассчитать с ее помощью степень подвижности механизма.

3. Сделать замену в числовой цепи кинематических пар 4-го класса и проверить степень подвижности.

4. Разделить цепь механизма на цепи групп Ассура и цепи механизмов 1-го класса. После выделения каждой цепи групп должна оставаться более простая замкнутая цепь. Сначала выделяют цепь группы 2-го класса, и только в случае невозможности получить после ее отделения замкнутую цепь переходят к выделению цепи группы 3-го класса.

После выделения цепей всех групп должны остаться одна или несколько цепей механизма 1-го класса (по числу степеней подвижности механизма).

5. По выделенным цепям групп нарисовать их структурные схемы и определить вид.

Применение числовых цепей в структурном анализе не заменяет его, а дополняет, что облегчает подсчет числа кинематических пар в сложном механизме и позволяет разложить его на структурные группы Ассура.

1.2.3. Пример структурного анализа механизма

Рассмотрим механизм, изображенный на рис. 1.19. Выделим в цепи механизма цепи групп Ассура и механизм 1-го класса.

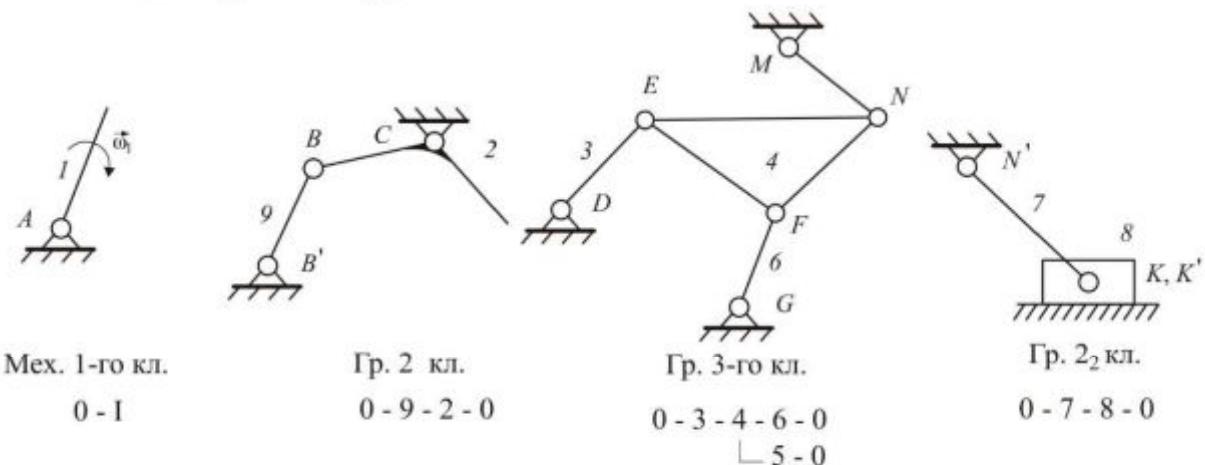


Рис. 1.23. Последовательность разделения кинематической цепи на группы Ассура и механизм 1-го класса

Группы и механизм 1-го класса изображены на рис. 1.23.

1.3. Исследовательская часть лабораторной работы № 1

Цель работы: изучение основных положений и принципов структурного анализа плоских рычажных механизмов; знакомство с правилами составления структурных схем механизмов, условными обозначениями их элементов по ГОСТ 2.770–68, классификацией механизмов по принципам Ассура; проведение структурного анализа для заданного рычажного механизма, проверка правильности выполненного задания на ЭВМ.

1.3.1. Теоретическая часть

1.3.1.1. Понятие о технической системе

Техническая система – это ограниченная область реальной действительности, взаимодействующая с окружающей средой U , выполняющая определенные функции F и имеющая структуру S .

E_f, A_f – параметры, характеризующие функции системы;

E_n, A_n , – параметры, не относящиеся к функциям прибора (условия работы, внешние и дополнительные воздействия);

Z – системный оператор;

M – элементы системы;

R – отношения между элементами.

Под *окружающей средой* U понимают совокупность внешних объектов, взаимодействующих с системой.

Функция F – это свойство системы, используемое для преобразования входных величин E_f , при внешних и дополнительных воздействиях A_d и условиях работы E_n , в выходные величины A_f . Функция является объективно измеряемым свойством, которое может быть охарактеризовано параметрами системы. Количество реализуемых системой функций соответствует количеству используемых системой физических свойств. Если система выполняет несколько функций, то различают общую и частные функции. Общая функция охватывает множество всех входных и выходных величин, которое характеризует рассматриваемую систему как одно целое. Частные функции делятся на *главные* и *вспомогательные* – по их значению в выполнении задачи; *основные* и *элементарные* – по типу изменений функций в процессе их выполнения.

Структура S – совокупность элементов M и отношений R между ними внутри системы, $S = (M, R)$. Элемент системы при проектировании рассматривается как одно целое, хотя он может иметь различную степень сложности. Если при анализе элемента рассматривается не его форма и внутреннее строение, а только выполняемая им функция, то такой элемент называется функциональным.

Для механической системы элементами могут быть: деталь, звено, группа, узел, простой или типовой механизм.

Деталь – изделие, которое не разделяется на составные части без нарушения возможности выполнения им предусмотренной функции.

Звено – деталь или несколько неподвижно соединенных между собой деталей, движущихся как одно целое.

Структурная группа – это кинематическая цепь, образованная подвижными звеньями, соединенными КП, степень подвижности которой равна нулю.

Узел – несколько деталей, связанных между собой функционально, конструктивно или каким-либо другим образом.

С точки зрения системы узлы, группы, простые или типовые механизмы рассматриваются как подсистемы. Элементы из системы можно выделить

только после определения взаимосвязей между ними, которые описываются отношениями. Для механической системы интерес представляют отношения, определяющие ее структуру и функции, т.е. расположения и связи. *Расположения* – такие отношения между элементами, которые описывают их геометрические относительные положения. *Связи* – отношения между элементами, предназначенные для передачи материала, энергии или информации между элементами. Связи могут осуществляться с помощью различных физических средств: механических соединений, жидкостей, электромагнитных или других полей, упругих элементов.

Механизм – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел. Механизм – основа любой машины. Существует огромное множество механизмов различных типов, отличающихся назначением, строением, способом передачи движения, принципом действия и многими другими признаками. Для разработки эффективных методов анализа и рациональных путей создания новых механизмов (синтеза) их группируют по отдельным признакам. Если положить в основу классификации способ преобразования движения, то различают механизмы, преобразовывающие вращательное движение во вращательное, вращательное – в поступательное, поступательное – во вращательное, поступательное – в поступательное. С точки зрения функционального назначения можно выделить механизмы двигателей, передаточные, исполнительные, механизмы контроля, управления и регулирования, подачи, транспортировки, автоматического счета и упаковки готовой продукции и многие другие.

Типовыми называются простейшие механизмы, для которых разработаны стандартные механизмы анализа. К типовым относятся такие механизмы, как трехзвенная зубчатая передача (ЗП), четырехзвеный рычажный механизм (РМ) (рис. 1.24, а), четырехзвеный кривошипно-ползунный механизм (КПМ) (рис. 1.24, б), кулисный механизм (рис. 1.24, в), двух- или трехзвеный кулачковый механизм (КМ), механизм с трехпроводковой группой и др.

Разбиение более сложного механизма на типовые механизмы позволяет получить его функциональную схему – схему, показывающую функциональные элементы и функциональные отношения между ними, называемые связями.

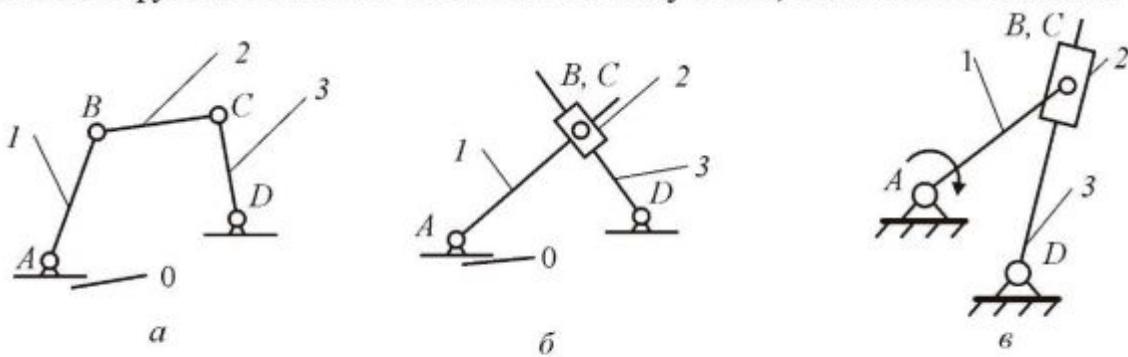


Рис. 1.24. Схема четырехзвенного рычажного (а), кривошипно-ползунного (б) и кулисного (в) механизмов

Соединение элементов в функциональной схеме может быть *последовательным* (рис. 1.25, *а*), *параллельным* (рис. 1.25, *б*), и *последовательно-параллельным* (рис. 1.25, *в*).

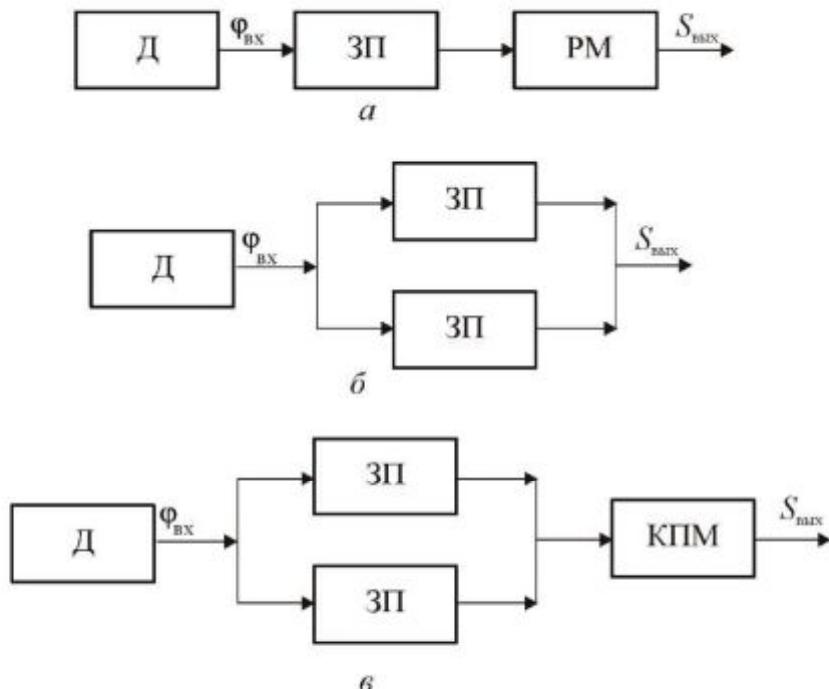


Рис. 1.25. Функциональные схемы механизмов (Д – двигатель)

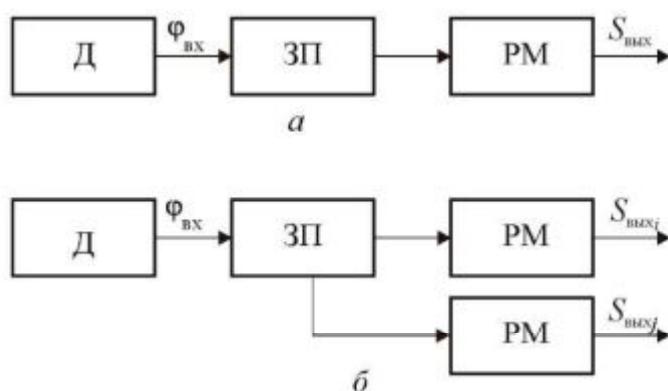


Рис. 1.26. Вход и выход системы

Система может иметь один выход (рис. 1.26, *а*) или несколько (рис. 1.26, *б*).

Под *входом* понимают то звено, к которому подводится энергия, а под *выходом* – звено, с которого снимается энергия для совершения работы.

1.3.1.2. Основные положения и понятия структурного анализа механизмов

При анализе механизмов любой механизм представляется как цепь отдельных элементарных сочленений твердых или гибких тел определенной формы, присоединенных к первичному простейшему механизму, выполняющему самостоятельные функции. Первичный механизм не может быть

разделен на более простые части без нарушения основной функции – передачи движения.

Движения звеньев механизма рассматривают в системе координат, связанной с одним из звеньев механизма. Это звено называется стойкой и принимается за неподвижное.

Входное звено – звено, которому сообщается исходное движение; *выходное звено* выполняет требуемое движение. Соединение двух соприкасающихся звеньев, обеспечивающее их вполне определенное относительное движение, называется *кинематической парой*.

Кинематические пары классифицируют по следующим признакам:

- виду контакта звеньев – на высшие (с контактом звеньев по линии или точке) и низшие (с контактом звеньев по поверхности);
- характеру относительного движения звеньев. Низшие КП подразделяются на вращательные, поступательные и винтовые;
- числу связей, наложенных КП на относительное движение звеньев (число налагаемых связей является номером класса КП);
- числу подвижностей в относительном движении звеньев КП – на кинематические пары с 1–5 подвижностями.

Например, вращательная и поступательная КП являются низшими одноподвижными парами 5-го класса, а кинематическая пара шар – плоскость – пятиподвижной парой 1-го класса.

Кинематическая цепь – это звенья, соединенные кинематическими парами. Различают замкнутые, незамкнутые и сложные кинематические цепи.

При проведении теоретических и экспериментальных исследований пользуются различными расчетными схемами и моделями механизмов и машин. Они обычно отражают только те свойства механизмов и машин, которые существенно влияют на исследуемые характеристики. Так, при анализе структуры механизма используют его структурную схему, при анализе кинематики – кинематическую, динамики – динамическую.

Структурная схема механизма должна содержать информацию о числе его звеньев и их взаимном расположении, виде расположения и классе (или числе подвижностей) кинематических пар. Структурную схему механизма вычерчивают по определенным правилам с использованием условных обозначений, регламентированных ГОСТ 2.770–68. Некоторые обозначения, необходимые для выполнения данной работы, приведены в табл. 1.2.

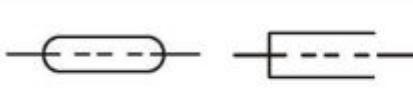
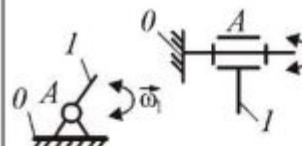
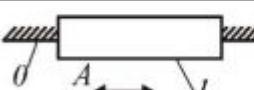
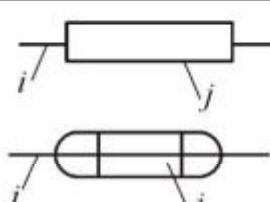
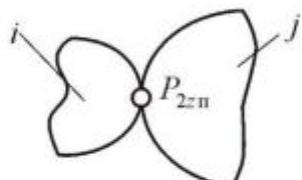
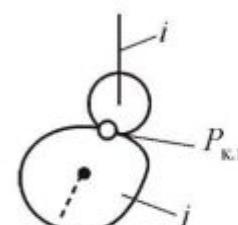
Функциональные возможности механизма в первую очередь обусловлены числом подвижностей W , т.е. числом независимых обобщенных координат, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма в пространстве. При подсчете W можно рассматривать механизм как пространственный и использовать формулу Сомова – Малышева:

$$W_{\text{пр}} = 6n - \sum_{i=1}^5 (6-i)p_i, \quad (1.5)$$

где $n = (k-1)$ – число подвижных звеньев механизма (k – общее число звеньев, вместе со стойкой); i – число подвижностей в КП; p_i – число КП с i подвижностями в механизме.

Таблица 1.2

Обозначение кинематических пар

Наименование		Графическое изображение на схеме			
Звено плоского механизма	Ползун, поршень, втулка, камень	 			
	Кривошип, шатун, коромысло, кулиса	 			
Низшие кинематические пары	Вращательные	звено 1 – звено 0		звено i – звено j	
	Поступательные	звено 1 – звено 0		звено i – звено j	
Высшие кинематические пары					

Если механизм относится к плоским, то движение его звеньев можно рассматривать на плоскости. В этом случае подвижность определяют по формуле Чебышева:

$$W_{\text{пл}} = 3n - \sum_{i=1}^3 (3-i)p_i. \quad (1.6)$$

Большинство механизмов, применяемых в современных машинах, имеют одну подвижность. При этом достаточно задать движение одному звену для осуществления вполне определенного движения всех остальных. Механизм с $W > 1$ используют реже. Для многих механизмов при расчете по формуле (1.6) получают отрицательное значение или нуль. Однако анализ движения рассматриваемого механизма показывает, что число его подвижностей равно единице. Такое расхождение возникает, если в схеме механизма имеются повторяющиеся или избыточные связи.

Избыточными являются дополнительные связи, не изменяющие кинематики механизма. Число избыточных связей в механизме можно определить после задания его подвижности W_0 (часто $W_0 = 1$). При этом механизм рассматривают как пространственный:

$$q = W_0 + W_{\text{пл}} - W_{\text{пр}}, \quad (1.7)$$

где q обуславливает степень статической неопределенности механизма и играет важную роль при его силовом расчете; $W_{\text{пр}}$ – число местных подвижностей, т.е. подвижностей, которые не изменяют передаточную функцию механизма, а вводятся с другими целями.

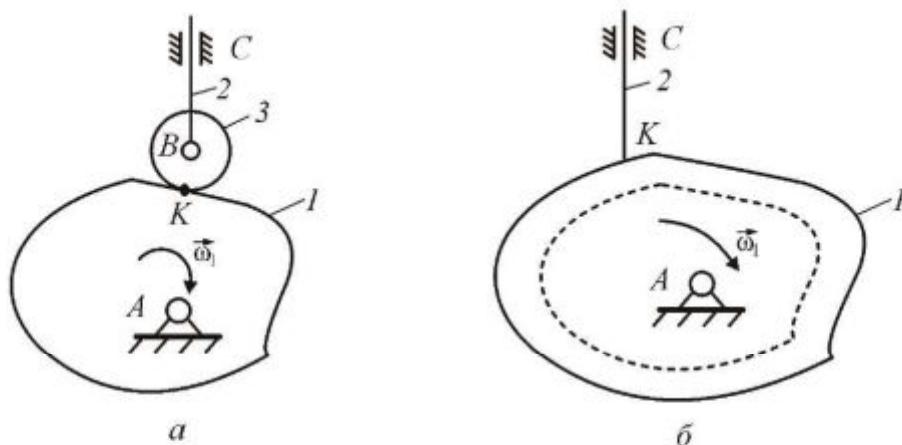


Рис. 1.27. Кулакковый механизм

Примером служит звено 3 – ролик в кулакковом механизме (рис. 1.27, а):

$$W = 3n - 2p - p = 3 \cdot 3 - 3 \cdot 2 - 1 = 2.$$

Подобные ролики применяют в механизмах для замены в кинематических парах трения скольжения на трение качения. Такой механизм для решения задач кинематического анализа заменяют кинематически эквивалентным ему механизмом с острым толкателем, а действительный профиль входного звена – эквидистантным ему (рис. 1.27, б).

Анализ структурных схем механизмов позволяет определить типовые механизмы системы и связи между ними, входные и выходные звенья, количество звеньев, число и класс кинематических пар, соединяющих их в кине-

матические цепи, и дать сравнительную характеристику механизмам, выполняющим одни и те же функции, еще на этапе выбора их структуры. По структурной схеме механизма определяют наличие избыточных связей или подвижностей. Пользуясь методами структурного анализа, можно преобразовать структурную схему, удалив звенья, изменив класс кинематических пар, вносящих избыточные связи и подвижности, заменить высшие кинематические пары кинематическими соединениями с низшими кинематическими парами. Эти преобразования представляют анализируемый механизм в виде совокупности статически определимых структурных групп с низшими кинематическими парами, присоединенных к входным звеньям механизма, и свести задачу кинематического и динамического анализа к использованию набора соответствующих операторных функций, разработанных для этих структурных групп.

Этой же цели служит структурная классификация, предложенная для плоских механизмов с кинематическими парами 5-го класса И. И. Артоболевским. Согласно этой классификации, механизмы объединяются в классы от 1-го и выше по наивысшему классу структурной группы, входящей в механизм. Следовательно, *класс механизма определяется в результате его структурного анализа*.

Так как структурная схема механизма формируется последовательным присоединением структурных групп к входным звеньям, то их выделение из структурной схемы начинается с групп, в которые входят выходные звенья. При этом подсчитывают степень подвижности оставшейся части механизма, которая должна равняться степени подвижности исходного механизма, и проверяют, не распалась ли кинематическая цепь на несвязанные между собой части. После выделения всех структурных групп остаются *механизмы 1-го класса – стойка и входные звенья*.

Класс структурных групп и механизма зависит от выбора входного звена при неизменной кинематике звеньев. Так как методы кинематического и динамического исследований проще для механизмов более низких классов, то иногда при структурном анализе целесообразно принять за входное такое звено, при котором понижается класс механизма.

На плоской структурной схеме нельзя выявить избыточные связи, налагаемые элементами кинематических пар, так как все пары на ней эквивалентны только кинематическим парам 4-го и 5-го классов. Однако это свойство плоских структурных схем позволяет выявлять звенья, налагающие избыточные связи, или звенья с избыточными подвижностями.

Шарнирно-рычажными механизмами называют механизмы, звенья которых образуют только низшие (вращательные, поступательные, цилиндрические, сферические) кинематические пары.

К простейшим шарнирно-рычажным механизмам относят:

- *кривошипно-ползунный механизм* (см. рис. 1.24, б). Его используют для преобразования вращательного или возвратно-качательного движения входного звена I в поступательное движение выходного звена 3 ;
- *кривошипно-кулисный механизм* (см. рис. 1.24, б). Он состоит из входного звена I – кривошипа, образующего вращательную пару B с ползуном 2 , который, в свою очередь, входит в поступательную пару C с кулисой 3 , являющейся выходным звеном.

1.3.1.3. Классификация рычажных механизмов по принципам Ассура

Для плоских механизмов с низшими КП Л.В Ассуром была разработана система классификации, в которой механизмы состоят из первичных механизмов и структурных групп Ассура. *Первичным механизмом* (рис. 1.28) называют механизм, состоящий из двух звеньев: $1,0$ (одно из них неподвижное – стойка), которые образуют одноподвижную пару: вращательную (рис. 1.28, а) или поступательную (рис. 1.28, б).



Рис. 1.28. Первичные механизмы

Структурная группа Ассура – кинематическая цепь, которая состоит из подвижных звеньев, соединенных между собой низшими одноподвижными КП, и имеет число подвижностей группы (на плоскости), равное нулю. Структурному анализу по Ассуру можно подвергать механизмы без избыточных связей и местных подвижностей. Часто при отсутствии избыточных связей в плоском механизме, они появляются в пространственной модели. Количество звеньев, число и класс кинематических пар в плоских структурных группах должно соответствовать соотношению (1.6); для плоских структурных схем при $p_3 = 0, p_2 = 0, p_1 = 0$ получим

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 0,$$

и, следовательно, условие существования плоской структурной группы Ассура имеет вид

$$3n = 2p_5 + p_4.$$

Простейшая структурная единица – монада – состоит из одного звена с элементами кинематических пар. Существуют три модификации пространственных монад (рис. 1.29): с элементами кинематических пар 5-го, 2-го и 4-го или с двумя кинематическими парами 3-го класса.

Если в пространственной монаде высшую кинематическую пару заменить эквивалентным ей в структурном отношении кинематическим соединением, состоящим из кинематической цепи с кинематическими парами более высоких

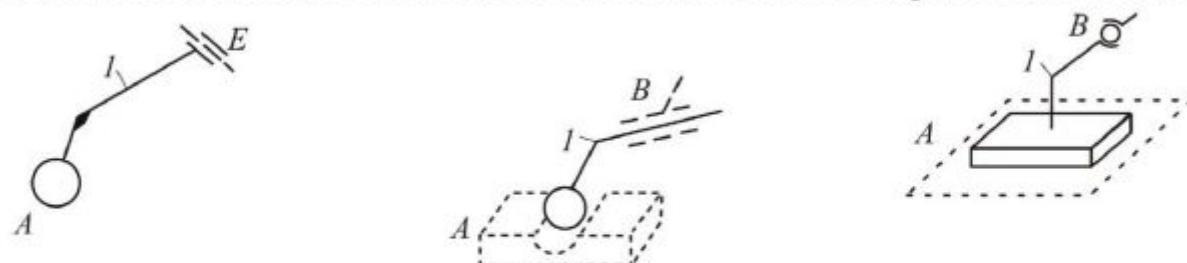


Рис. 1.29. Пространственные монады

классов, то полученные кинематические цепи будут обладать свойствами структурных групп. Например, монаде с парами 1-го и 5-го классов (рис. 1.30, а) будет эквивалентна двухзвенная кинематическая цепь с парами 3-, 4-, 5-го классов (рис. 1.30, б).

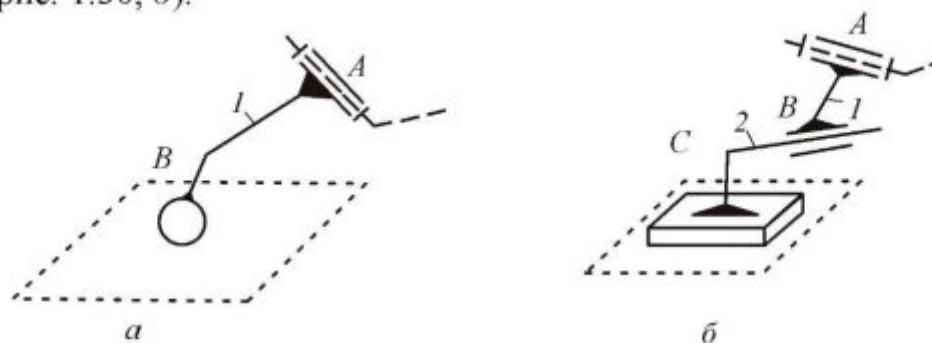


Рис. 1.30. Монада (а) и ее эквивалент (б)

Простейшая монада на плоской структурной схеме (рис. 1.31) с двумя поводками имеет элементы двух внешних кинематических пар: высшей 4-го и низшей 5-го классов. Две модификации плоской монады отличаются видом кинематической пары 5-го класса, которая может быть вращательной (рис. 1.31, а) или поступательной (рис. 1.31, б).

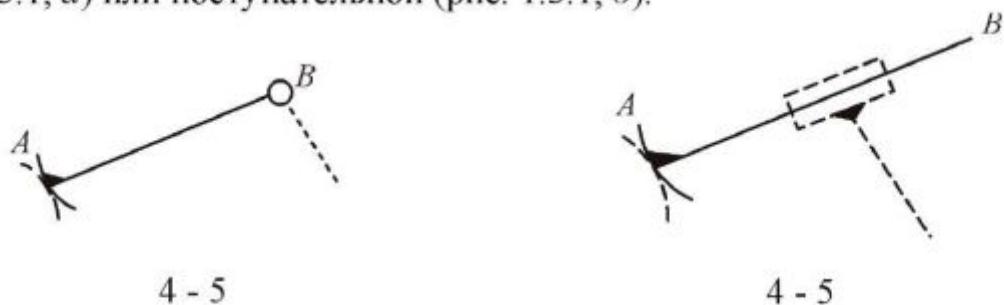


Рис. 1.31. Модификация плоской монады

Звено группы Ассура, входящее в две кинематические пары, одна из которых имеет свободный элемент звена (табл. 1.3, пунктирные линии), называется *поводком*. При синтезе механизма группа присоединяется поводками к звеньям исходного механизма. Если поводки группы присоединить свободными элементами КП к стойке, то образуется плоская статически определимая ферма $q_{\text{пр}}^{\text{пл}} = 0$ и

$$W_{\text{тр}}^{\text{пл}} = 3n_{\text{тр}} - 2p_{\text{тр}} = 0. \quad (1.8)$$

Из выражения (1.8) получают соотношение между числом звеньев и числом КП для групп Ассура $n_{\text{тр}} = (2/3)p_{\text{тр}}$. При решении этого уравнения

Таблица 1.3

Структурные группы

Группы Ассура 2-го класса 2-го порядка		
Группы Ассура 3-го класса 3-го порядка		
Группы нулевой подвижности с высшими кинематическими парами		

в целых числах определяют параметры групп Ассура: 1-го класса 2-го порядка – $n_{\text{тр}} = 2$, $p_{\text{тр}} = 3$ (двухпроводковые группы); 1-го класса 3-го порядка – $n_{\text{тр}} = 4$, $p_{\text{тр}} = 6$ (трехпроводковые группы) и т. п.

Сложная группа Ассура не может быть образована комбинацией простых групп более низкого класса или порядка. Некоторые примеры групп Ассура 1-го класса 2-го и 3-го порядков приведены в табл. 1.3.

1.3.2. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с заданной моделью рычажного механизма, выделить в нем стойку, определить число и вид КП (вращательных, поступательных и высших).

2. Вычертить в журнале структурную схему механизма, используя условные обозначения элементов кинематических схем; отметить круговой стрелкой входное звено механизма (звено, соединенное с рукояткой модели); обозначить на схеме звенья (цифрами) и кинематические пары (латинскими буквами); вычертить функциональную схему механизма.

3. Подсчитать число звеньев механизма k и n , число вращательных p_{1B} , поступательных p_{1P} и высших $p_{2высш}$ кинематических пар. Определить по формулам (1.1)–(1.7) подвижности механизма на плоскости $W_{ш1}$ и в пространстве $W_{пп}$, число избыточных связей q при $W_0=1$. Проанализировать движение звеньев механизма, учитывая, что если звено:

- а) образует со стойкой вращательную КП, то оно совершает вращательное движение и все его точки движутся по окружности;
- б) образует со стойкой поступательную КП, то оно совершает поступательное движение и все его точки движутся по прямым;
- в) не образует КП со стойкой, то оно совершает в общем случае плоское движение и все его точки движутся по некоторым сложным кривым.

Занести результаты анализа в таблицу.

4. Используя правила и определения, выполнить структурный анализ механизма по Ассуру. Проанализировать первичный механизм и структурные группы, результаты анализа занести в таблицы.

5. Вызвать из памяти ЭВМ программу «ТММ-project»:

а) в появившемся окне «Ввод начальных данных» набрать свою фамилию, имя, шифр группы и выбрать из структурных схем механизмов, предложенных программой, схему проанализированного Вами механизма;

б) в столбце кнопок, расположенным справа от схемы механизма, выбрать кнопку «Задание звеньев». Указывая курсором на звено, задать его номер (в соответствии с обозначениями в журнале) в появившемся окне;

в) нажать кнопку «Задание пар». Указывая курсором на кинематическую пару, нажать левую клавишу мышки и задать название пары в соответствии с обозначениями на схеме в журнале;

г) выбрать кнопку КП и заполнить на экране дисплея таблицу «Кинематические пары» в соответствии с таблицей «Описание кинематических пар» Вашего лабораторного журнала. Если появится сообщение об ошибке, проверить все данные еще раз.

Выбрать кнопку «Характеристики механизма» и заполнить таблицу лабораторного журнала;

д) после правильного заполнения этой таблицы перейти к структурному анализу механизма по принципам Ассура;

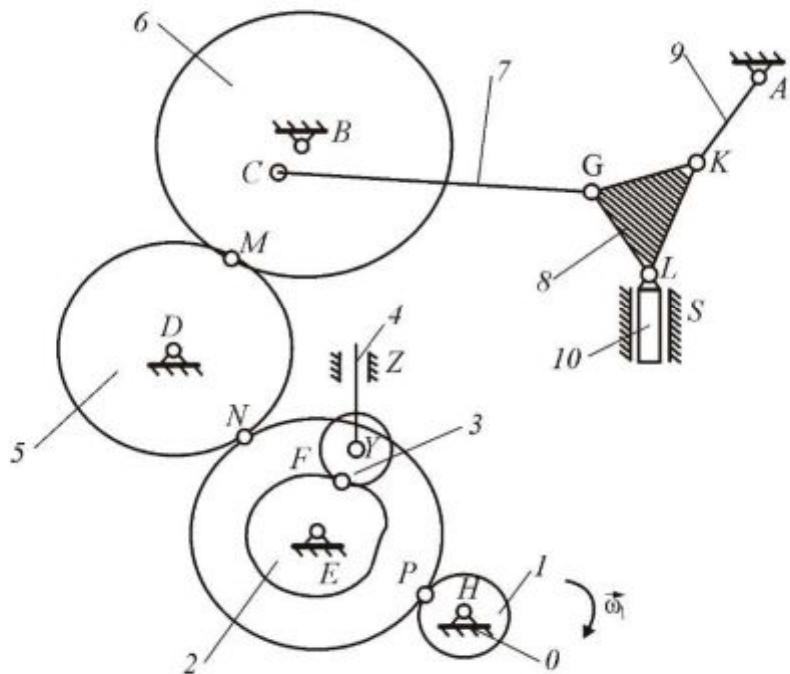
е) заполнить на экране таблицы для первичного механизма и групп Ассура;

ж) нажав кнопку «Отчет», выбрать тип печати (файл/принтер) и нажать ОК.

6. Сформулировать выводы по работе, указать в них класс и порядок проанализированного механизма, перечислить образующие его группы Ассура.

1.3.3. Пример структурного анализа рычажного механизма

Проанализируем механизм, представленный на следующем рисунке:



Выполнение анализа:

1. Опишем кинематические пары:

Название КП	Звенья, образующие КП		Относительное движение звеньев	Подвижность
A	9	0	Вращат.	1
B	6	0	Вращат.	1
C	6	7	Вращат.	1
D	5	0	Вращат.	1
E	2	0	Вращат.	1
F	3	2	Высш.	2
G	7	8	Вращат.	1
H	1	0	Вращат.	1
K	9	8	Вращат.	1
L	8	10	Вращат.	1
M	5	6	Высш.	2
N	5	2	Высш.	2
P	1	2	Высш.	2
S	10	0	Поступ.	1
Y	3	4	Вращат.	1
Z	4	0	Поступ.	1

2. Рассчитаем характеристики механизма.

Число подвижных звеньев $n = 10$. Число низших КП $p_{\text{низш}} = 12$. Число высших КП $p_{\text{высш}} = 4$.

Подвижность механизма на плоскости

$$W_{\text{пл}} = 3n - 2p_{\text{низш}} - p_{\text{высш}} = 30 - 24 - 4 = 2;$$

$$\text{в пространстве } W_{\text{пр}} = 6n - 5p_{\text{низш}} - 2p_{\text{высш}} = 60 - 60 - 8 = -8.$$

Число избыточных связей в пространстве $q_{\text{пр}} = W_0 + W_{\text{м}} - W^{\text{пр}} = 1 + 1 + 8 = 10$, где $W_{\text{м}}$ – подвижность механизма.

Сведем данные в таблицу:

Вид абсолютного движения звеньев механизма	Плоское	3	7	8			
	Вращат.	1	2	5	6	9	
	Поступат.	4					
Траектория центра подвижных шарниров	Прямая	<i>S</i>	<i>Z</i>	<i>Y</i>			
	Окружность	<i>C</i>	<i>K</i>				
	Слож. кривая	<i>F</i>	<i>G</i>				
Число звеньев механизма	Общее (включая стойку)				$k = 11$		
	Совершающих движение					$n = 10$	
Число кинематических пар механизма	Низших	Вращат.	$p_{1\text{в}} = 10$	Поступат.	$p_{1\text{п}} = 2$		
	Высших					$p_{2\text{высш}} = 4$	
Число подвижностей механизма	На плоскости				$W_{\text{пл}} = 2$		
	В пространстве				$W_{\text{пр}} = -8$		
	Местных				$W_0 = 1$		
	Требуемое				$W_{\text{м}} = 1$		
Число избыточных связей в механизме					$q_{\text{пр}} = 10$		

3. Выполним структурный анализ по принципам Ассура:

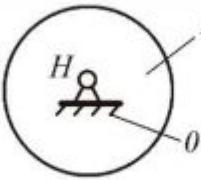
Схема первичного механизма	
	
Число звеньев в механизме	2
Число КП в механизме	1
Число подвижностей механизма	Треб. Местн. На плоск. В простр.
	0 0 1 1
Избыт. связи в простр.	0

Схема структурной группы	
Число звеньев в группе	4
Число КП в группе	6
Число подвижностей механизма	Треб. Местн. На плоск. В простр.
	0 0 0 0
Избыт. связи в простр.	6

Схема структурной группы	
Число звеньев в группе	1
Число КП в группе	2
Число под- вижностей механизма	Треб. 0
	Местн. 0
	На плоск. 0
	В простр. -1
Избыт. связи в простр.	1

Схема структурной группы	
Число звеньев в группе	1
Число КП в группе	2
Число под- вижностей механизма	Треб. 0
	Местн. 0
	На плоск. 0
	В простр. -1
Избыт. связи в простр.	1

Схема структурной группы	
Число звеньев в группе	2
Число КП в группе	3
Число под- вижностей механизма	Треб. 0
	Местн. 1
	На плоск. 1
	В простр. 1
Избыт. связи в простр.	0

Схема структурной группы	
Число звеньев в группе	1
Число КП в группе	2
Число под- вижностей механизма	Треб. 0
	Местн. 0
	На плоск. 0
	В простр. -1
Избыт. связи в простр.	1

Сделаем выводы. Запишем формулу строения рассматриваемого механизма: $(1,0) + (2) + (3, 4) + (5) + (6) + (7, 8, 9, 10)$.

Этот механизм является механизмом 3-го класса.

Лабораторная работа № 2

Кинематическое исследование зубчатых передач

Цель работы: определение вида исследуемой зубчатой передачи, числа ступеней, расчет передаточного отношения и числа оборотов или угловой скорости выходного вала зубчатого соединения и промежуточных колес, а также сателлитов.

2.1. Теоретическая часть

2.1.1. Специальные передаточные (планетарные) механизмы

Планетарным называется механизм, имеющий в своем составе хотя бы одно звено с подвижной геометрической осью в пространстве.

Звено, имеющее подвижную геометрическую ось в пространстве, называется *сателлитом*.

Звено, на которое устанавливают ось сателлитов, называется *внешним (H)*.

Зубчатые колеса, имеющие неподвижную геометрическую ось в пространстве, называются *центральными*.

Центральное колесо, имеющее внешние зубья, называется *солнечным*.

Центральное колесо, имеющее внутренние зубья, называется *коронной шестерней* (опорным колесом).

Достоинства планетарных передач:

1. Малые габариты и вес, обусловленные тем, что поток мощности, подводимый к центральному колесу, распределяется по k сателлитам (k – количество сателлитов). Затем поток мощности собирается на выходном звене. На одной планетарной передаче можно поставить до 24 сателлитов.

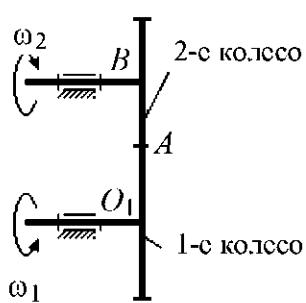
2. Очень высокий КПД, в среднем 0,99.

Недостаток планетарных передач – необходимость специального механизма (если число сателлитов не равно 3), который бы выравнивал нагрузку между сателлитами. Этот механизм утяжеляет и удорожает конструкцию.

2.1.2. Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями и планетарной передачи

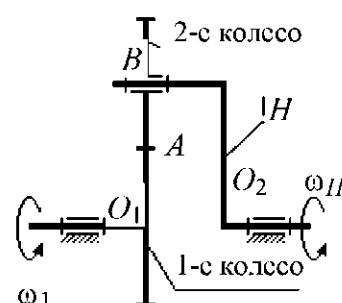
Сравнительный анализ передачи с неподвижными осями и планетарной передачи представлен на рис. 2.1.

Ось В неподвижна



$$u_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{z_2}{z_1}$$

Ось В подвижна



$$u_{1-III} = \frac{\omega_1}{\omega_{III}}$$

Рис. 2.1. Сравнительный анализ зубчатых передач

Через число зубьев u_{1-H} записать нельзя, т.к. ось B – подвижная ось.

Чтобы записать передаточное отношение через число зубьев, применим метод обращения движения, т.е. мысленно сообщим всем звеньям механизма, включая стойку, дополнительное движение с угловой скоростью $-\omega_H$. Получим обращенный планетарный механизм с неподвижными осями зубчатых колес.

В обращенном движении звенья этого механизма будут иметь следующие угловые скорости:

$$\omega_1^* = \omega_1 - \omega_H,$$

$$\omega_2^* = \omega_2 + (-\omega_H) = \omega_2 - \omega_H,$$

$$\omega_H^* = \omega_H - \omega_H = 0,$$

$$u_{1-2}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} \text{ (формула Виллиса).}$$

2.1.3. Определение передаточного отношения планетарных механизмов различных схем

Передаточное отношение можно определить:

1. Графическим способом по чертежу.
2. Аналитическим способом, используя формулу Виллиса.

Планетарный однорядный механизм (механизм Джеймса) и графический способ определения передаточного отношения представлены на рис. 2.2.

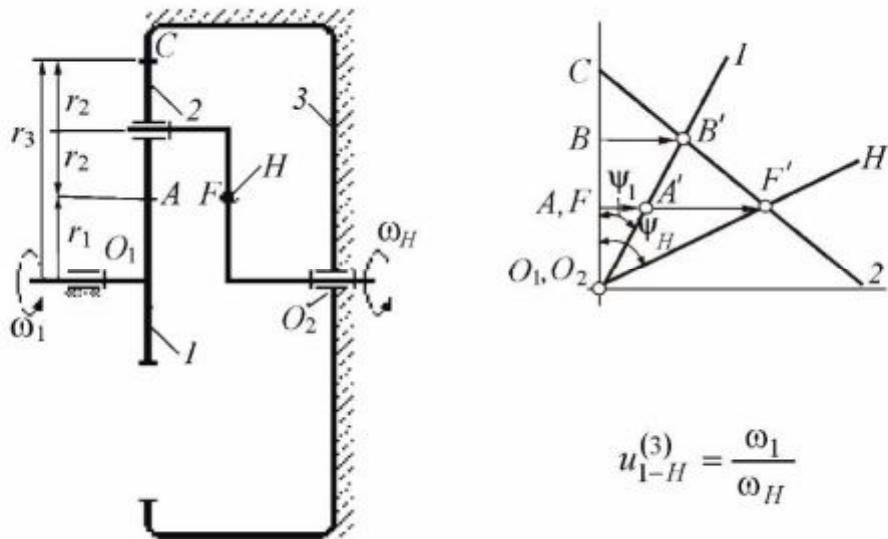


Рис. 2.2. Планетарный зубчатый механизм (механизм Джеймса)

Выберем на водиле H точку F , которая расположена на том же расстоянии от оси O_2 , что и точка A .

Оси O_1 и O_2 расположены на одном уровне.

Для данной схемы входное звено – звено I (солнечное колесо), выходным является водило H .

Зададимся отрезком AA' , который изображает линейную скорость коле-

са I в точке A . Так как колесо I вращается вокруг O_1 , то закон распределения линейной скорости по первому звену изображается прямой линией O_1A' . Сателлит 2 в т. A имеет такую же линейную скорость, что и колесо I . В т. C сателлит 2 имеет мгновенный центр скоростей (МЦС) в абсолютном движении, т.к. идет контакт с неподвижным колесом 3 . Закон распределения линейной скорости по второму звену изображается прямой линией CA' . В т. B сателлит имеет линейную скорость, которая изображается отрезком BB' , однако т. B является также и осью водила H , которое вращается вокруг O_2 . Следовательно, закон распределения линейной скорости по водилу изображается прямой линией O_2B' . Для точки F водила линейная скорость изображается отрезком FF' .

От вертикали до линии распределения скоростей по водилу измеряем угол ψ_H , а от вертикали до линии распределения скоростей по колесу I – угол ψ_1 . Так как углы ψ_1 и ψ_H отложены от вертикали в одном направлении, то это показывает, что входное звено I и выходное звено вращаются в одном направлении.

$$\omega_1 = \frac{V_A}{O_1A}, \quad \omega_2 = \frac{V_F}{O_2F},$$

$$u_{1-H}^{(3)} = \frac{V_A/O_1P}{V_F/O_2F} = \frac{AA'/O_1P}{FF'/O_2F} = \frac{\operatorname{tg} \psi_1}{\operatorname{tg} \psi_H} = \frac{AA'}{FF'}.$$

Определим передаточное отношение *аналитическим способом*. Применим метод обращения движения, обратив планетарный механизм в непланетарный.

$$u_{1-3}^{(H)} = u_{1-2}^{(H)} u_{2-3}^{(H)} = \frac{\omega_1^*}{\omega_2^*} \cdot \frac{\omega_2^*}{\omega_3^*} = \frac{\omega_1^*}{\omega_3^*},$$

где $u_{1-II}^{(H)}$ – передаточное отношение от 1-го зубчатого колеса к 3-му при фиксированном поводке.

$$\omega_1^* = \omega_1 - \omega_H,$$

$$\omega_3^* = \omega_3 - \omega_H,$$

$$u_{1-3}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-II}^{(3)},$$

$$u_{1-II}^{(3)} = 1 - u_{1-3}^{(H)},$$

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 - \left[\left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_3}{z_2} \right) \right] = 1 + \frac{z_3}{z_1} \text{ (плюсовый механизм),}$$

где z_1, z_2, z_3 – число зубьев зубчатых колес.

Планетарный механизм со смешанным зацеплением (с одним внешним и одним внутренним зацеплением) показан на рис. 2.3, где 1 – солнечное колесо; $2, 3$ – блок сателлитов; 4 – коронная шестерня; H – водило.

$$u_{1-H}^{(4)} = 10 \dots 24,$$

η – коэффициент полезного действия (КПД), $\eta = 0,99$.

Входное звено – первое звено, выходное – водило.

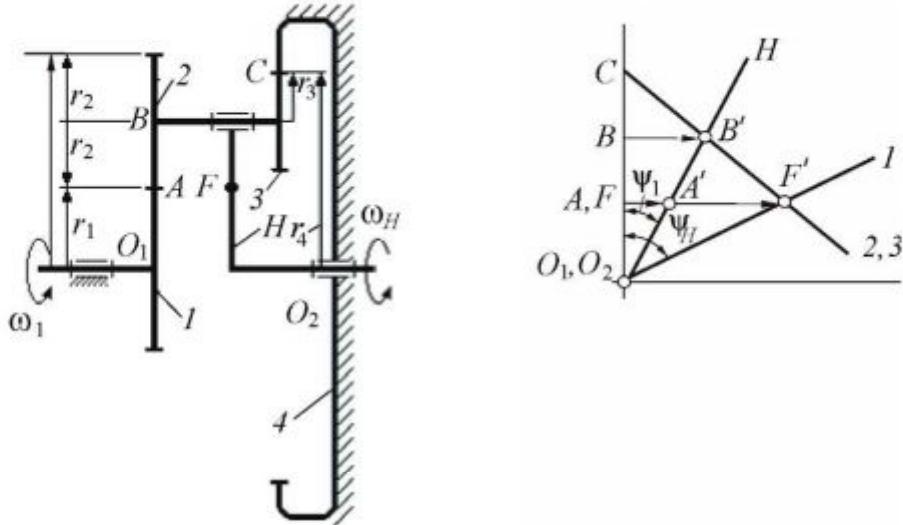


Рис. 2.3. Планетарный механизм со смешанным зацеплением колес

Выберем на выходном звене (на водиле) точку F так, чтобы $O_1A = O_2F$ (O_1 и O_2 соосны).

Определим передаточное отношение *графическим способом*:

$$u_{1-H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = \frac{v_A/O_1A}{v_H/O_2F} = \frac{AA'/O_1A}{FF'/O_2F},$$

$$u_{1-H}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \Psi_1}{\operatorname{tg} \Psi_H} = \frac{AA'}{FF'}.$$

Отрезок $A A'$ выбирается произвольно.

Теперь определим передаточное отношение *аналитическим способом*.

Обратим мысленно планетарный механизм в механизм с неподвижным водилом, для того чтобы использовать формулы для механизма с неподвижными осями зубчатых колес (применим метод обращения движения).

В обращенном движении угловая скорость

$$\text{1-го звена } \overset{*}{\omega}_1 = \omega_1 + (-\omega_H),$$

$$\text{2-го звена } \overset{*}{\omega}_2 = \overset{*}{\omega}_3 = \omega_2 + (-\omega_H),$$

$$\text{3-го звена } \overset{*}{\omega}_3 = \overset{*}{\omega}_2 = \omega_3 + (-\omega_H),$$

$$\text{4-го звена } \overset{*}{\omega}_4 = \omega_4 + (-\omega_H) = -\omega_H,$$

$$\text{5-го звена } \overset{*}{\omega}_H = \omega_H + (-\omega_H) = 0.$$

$$u_{1-4}^{(H)} = u_{1-2}^{(H)} u_{3-4}^{(H)},$$

$$u_{1-4}^{(H)} = \frac{\overset{*}{\omega}_1}{\overset{*}{\omega}_2} \frac{\overset{*}{\omega}_3}{\overset{*}{\omega}_4} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1-H}^{(4)}.$$

Если переписать последнее уравнение, учитывая количество зубьев, то получим

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_4}{z_3} \right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 + \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

Механизм с двумя внутренними зацеплениями представлен на рис. 2.4.

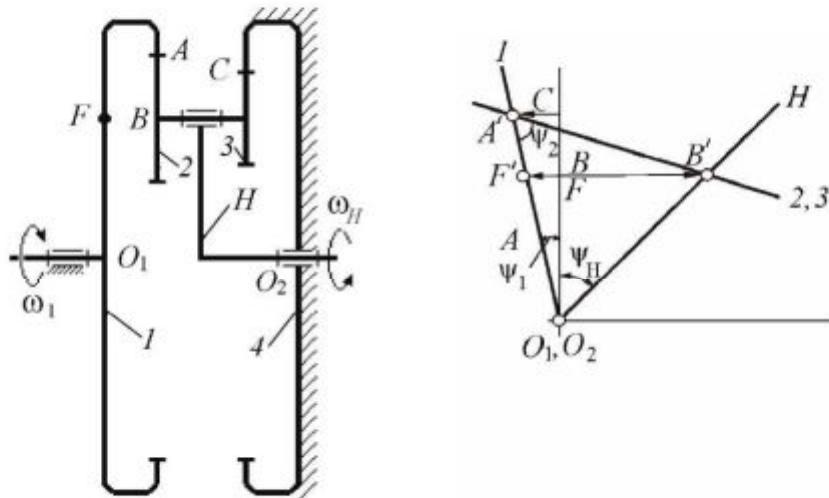


Рис. 2.4. Планетарный механизм с внутренними зацеплениями

$u_{1-H}^{(4)} = 20 \dots 50$ при $\eta = 0.99$. Входное звено – водило, выходное – первое колесо.

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 / u_{H-1}^{(4)}.$$

Например, если $u_{H-1}^{(4)} = 20$, то $u_{1-H}^{(4)} = 1 / 20$.

Используем *графический способ*.

Выберем точку F на входном звене так, чтобы $O_1F = O_2B$.

Точка C для данной схемы может располагаться как выше, так и ниже точки A . В зависимости от положения точки C план скоростей будет разный.

Ψ_1 и Ψ_H направлены в разные стороны от вертикали. Следовательно, водило и колесо I вращаются в разные стороны.

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{V_B/O_2B}{V_F/O_1F} = \frac{BB'/O_2B}{FF'/O_1F},$$

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \Psi_H}{\operatorname{tg} \Psi_1} = \frac{BB'}{FF'}.$$

Определим передаточное отношение *аналитическим способом*.

Применим метод обращения движения.

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

Запишем передаточное отношение через число зубьев:

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(\frac{z_4}{z_3} \right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

Планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями (механизм Давида) представлен на рис. 2.5.

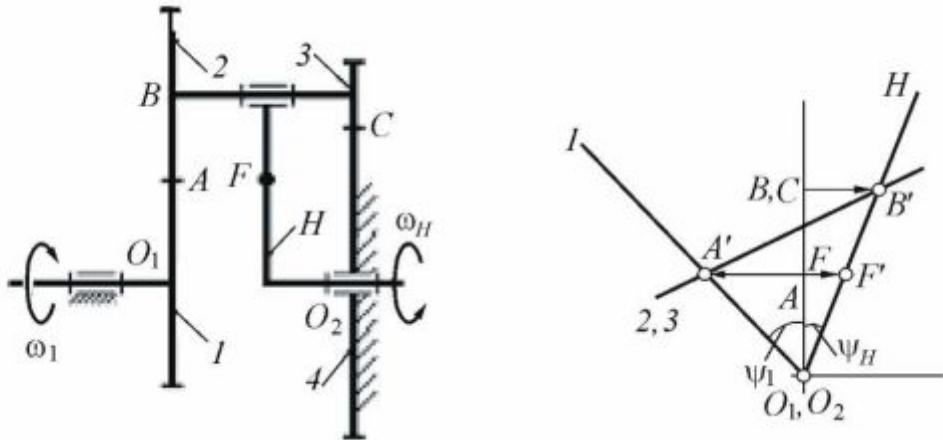


Рис. 2.5. Планетарный механизм с двумя внешними зацеплениями

Механизм Давида применяется в приборных устройствах, так как u_{H-1}^4 достигает 10 000. Его недостаток – низкий КПД.

Определим передаточное отношение *графическим способом*.

Выберем на водиле H точку F так, чтобы $O_2F = O_1A$ (валы O_1 и O_2 соосны). Точка C может быть выше или ниже точки A . FF' – произвольный отрезок (линейная скорость точки F). Для колес 2 и 3 точка C – мгновенный центр скоростей.

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\omega_H}{\omega_1} = \frac{V_B/O_2B}{V_F/O_1F} = \frac{BB'/O_2B}{FF'/O_1F},$$

$$u_{H-1}^{(4)} = \frac{\operatorname{tg} \psi_H}{\operatorname{tg} \psi_1} = \frac{BB'}{FF'}.$$

Запишем результаты определения передаточного отношения *аналитическим способом*.

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - u_{1-4}^{(H)},$$

$$u_{1-4}^{(H)} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_4}{z_3} \right),$$

$$u_{1-H}^{(4)} = 1 - \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}.$$

2.1.4. Передаточные отношения рядовых зубчатых передач

Наиболее простая зубчатая передача в виде пары зубчатых колес не может дать большие значения передаточного отношения. Передаточное отношение такой пары зубчатых колес определяется, как известно, выражением

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}.$$

Из этой формулы видно, что с конструктивной стороны передаточное число зависит от числа зубьев колес z_1 и z_2 . Следовательно, для получения больших значений передаточного отношения необходимо число зубьев малого колеса z_1 брать как можно меньше, а число зубьев z_2 на большом колесе – больше. Но предел уменьшения числа зубьев z_1 ограничен явлением подрезания, а увеличение числа зубьев z_2 – габаритами и весом конструкции. В связи с этим для осуществления значительных передаточных отношений применяют ряд колес, где, кроме ведущего и ведомого, имеются еще и промежуточные колеса. Такие серии зубчатых колес делятся на три общих вида соединений: рядовые, эпициклические, смешанные.

Рядовым соединением зубчатых колес называется соединение, у которого геометрические оси вращения неподвижны.

Различают два вида рядовых соединений: с паразитными колесами и с кратным зацеплением.

Рядовые соединения зубчатых колес применяются для изменения направления вращения ведомого вала, осуществления передачи при больших межцентровых расстояниях ведущего и ведомого вала и получения больших передаточных отношений.

Рядовым соединением с паразитными колесами называется такое рядовое соединение зубчатых колес, в котором каждое промежуточное колесо имеет самостоятельную ось вращения и входит в зацепление с двумя соседними колесами.

Передаточное отношение рядовых соединений с паразитными колесами определяется как

$$i_{1-n} = i_{1-2} i_{2-3} \dots i_{(n-1)-n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1},$$

т.е. произведение передаточных отношений каждой пары находящихся в зацеплении колес равно отношению числа зубьев z_n последнего ведомого колеса к числу зубьев z_1 ведущего колеса. Из этого выражения видно, что передаточное число рядового соединения с паразитными колесами не зависит от числа зубцов промежуточных колес. Поэтому эти колеса получили название паразитных.

Множитель $(-1)^m$ позволяет определить знак передаточного отношения в зависимости от числа внешних зацеплений m .

Паразитные колеса, не влияя на величину передаточного отношения, оказывают влияние на его знак, т.е. на направление вращения последнего ведомого звена.

Рядовые соединения с паразитными колесами применяются:

1) для передачи вращения между ведущим и ведомыми валами, находящимися на большом расстоянии друг от друга, при малых значениях передаточных отношений;

2) для передачи вращения ведомому валу с определенным направлением.

Рядовым соединением с кратным зацеплением называется такое рядовое соединение зубчатых колес, в котором промежуточные колеса имеют попарно общую ось вращения и входят в зацепление с одним соседним колесом.

Передаточное отношение рядовых соединений с кратным зацеплением определяется как

$$i_{1-n} = i_{1-2} \cdot i_{3-4} \cdots i_{(n-1)-n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = (-1)^m \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}},$$

т.е. равно произведению передаточных отношений каждой пары находящихся в зацеплении колес или отношению произведения чисел зубцов всех ведомых колес к произведению чисел зубцов всех ведущих колес.

Множитель $(-1)^m$ определяет знак передаточного отношения в зависимости от числа внешних зацеплений m в соединении.

Рядовые соединения с кратным зацеплением применяются для получения больших передаточных отношений.

2.1.5. Эпиклические соединения зубчатых колес

Зубчатые соединения, в которых имеются колеса, участвующие в двух вращениях: вокруг собственной оси и вместе с ней вокруг центральной неподвижной оси механизма, называются эпиклическими.

Колеса, вращающиеся вокруг центральной неподвижной оси механизма, называются центральными или солнечными; колеса, участвующие в двух вращениях, – бегунами или сателлитами. Промежуточное звено, соединяющее сателлит с центральной осью механизма, называется водилом и обычно обозначается буквой H .

Эпиклические соединения делятся на дифференциальные и планетарные.

Дифференциальным соединением зубчатых колес называется такое эпиклическое соединение, которое не имеет дополнительных кинематических связей, т.е. все центральные колеса которого вращаются.

Дифференциальные соединения применяются для сложения движения двух звеньев на ведомом звене или для разложения движения ведущего звена на два независимых движения ведомых звеньев.

Для вывода формулы, связывающей угловые скорости колес z_1 , z_2 и водила H , применим метод обращения движения. Для того чтобы получить рядовую передачу, для которой известно определение передаточного отношения, сообщим всему соединению дополнительное вращение с угловой скоростью $-\omega_H$, т.е. равной, но противоположной по направлению угловой скорости водила. Тогда колесо z_1 будет иметь новую угловую скорость, равную $\omega' = \omega_1 - \omega_H$; колесо z_4 будет иметь скорость $\omega'_4 = \omega_4 - \omega_H$, а поводок H – скорость $\omega'_H = \omega_H - \omega_H = 0$.

Таким образом, получим рядовую передачу, в которой колеса z_1 и z_4

вращаются с угловыми скоростями ω'_1 и ω'_4 . Передаточное отношение рядового соединения определяется как

$$i_{1-4}^{(H)} = \frac{\omega'_1}{\omega'_4} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}.$$

Имея в общем случае n колес, получим формулу, известную под названием формулы Виллиса:

$$i_{1-n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H},$$

где $i_{1-n}^{(H)}$ – передаточное отношение рядового соединения, полученного из дифференциального путем обращения движения, т.е. при закреплении водила H .

Передаточное отношение $i_{1-n}^{(H)}$ может быть выражено через числа зубцов колес в зависимости от вида полученного рядового соединения.

Рассмотрим примеры расчета дифференциальных соединений.

Пример 2.1. Пусть дан дифференциальный механизм (рис. 2.6, a), у которого известны числа зубцов всех колес: $z_1 = 30$, $z_2 = 30$, $z_3 = 20$, $z_4 = 80$ и угловые скорости двух ведущих звеньев: водила H и колеса z_1 – $n_H = 200$ об/мин и $n_1 = 1000$ об/мин. Требуется определить числа оборотов всех колес соединения.

Эта задача решается с помощью формулы Виллиса.

Для определения числа оборотов z_4 составляем уравнение:

$$i_{1-4}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}.$$

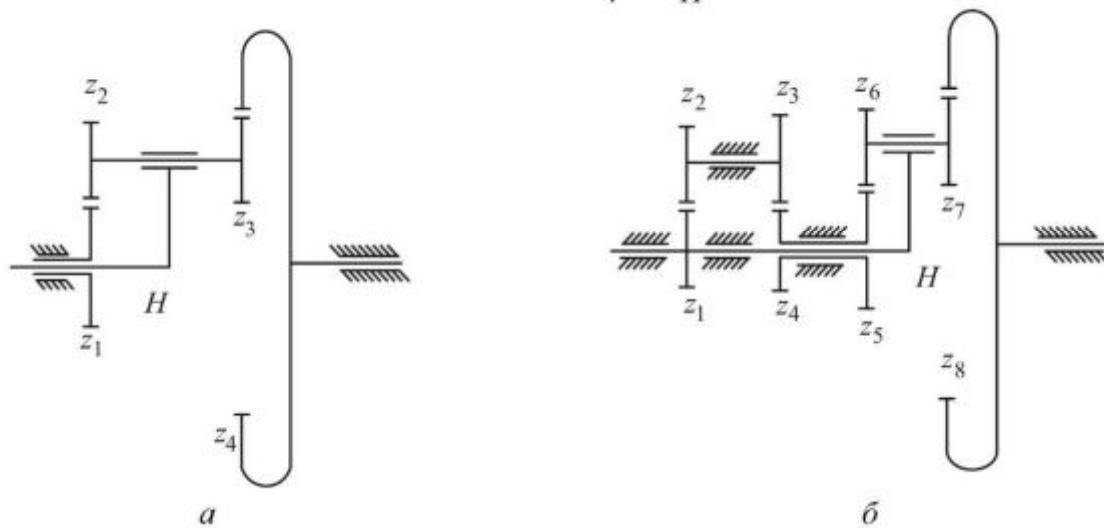


Рис. 2.6. Дифференциальный (a) и дифференциально-замкнутый (b) механизмы

Так как угловая скорость ω пропорциональна числам оборотов n , то это выражение может быть представлено в следующем виде:

$$i_{1-4}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_4 - n_H} = (-1)^1 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{100 - 200}{n_4 - 200} = -\frac{30 \cdot 30}{30 \cdot 20},$$

отсюда $n_4 = 225$ об/мин.

Для определения чисел оборотов колеса z_2 имеем

$$i_{1-2}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_2 - n_H} = -\frac{z_2}{z_1} = \frac{100 - 200}{n_4 - 200} = -\frac{30 \cdot 30}{30 \cdot 20},$$

отсюда $n_2 = 300$ об/мин.

Так как колеса z_2 и z_3 жестко закреплены на одном валу, то их скорости равны, т.е. $n_2 = n_3$. Поэтому для определения скорости $n_2 = n_3$ можно в качестве проверки произвести расчет через передаточное отношение передачи между колесами z_4 и z_3 . Тогда имеем

$$i_{3-4}^{(H)} = \frac{n_3 - n_H}{n_4 - n_H} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{n_3 - 200}{225 - 200} = \frac{80}{20},$$

отсюда $n_3 = 300$ об/мин, т.е. $n_2 = n_3$.

Необходимо отметить, что при кинематических расчетах эпicyклических соединений, как дифференциальных, так и планетарных, следует правильно определять знак передаточного отношения обращенного механизма.

Пример 2.2. Произведем расчет замкнутого дифференциального соединения (рис. 2.6, б).

Замкнутым дифференциальным соединением называется такое дифференциальное соединение, у которого ведущие звенья связаны между собой дополнительной зубчатой передачей. Если в дифференциальном соединении (см. пример 1, рис. 2.6, а) оба ведущих звена (водило H и колесо z_1) связать дополнительной зубчатой передачей, то получим замкнутое дифференциальное соединение, изображенное на рис. 2.6, б.

В отличие от дифференциального соединения, имеющего два ведущих звена, замкнутое дифференциальное соединение имеет всего одно ведущее звено.

Пусть даны числа зубцов всех колес: $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_3 = 30$, $z_4 = 30$, $z_5 = 30$, $z_6 = 30$, $z_7 = 20$, $z_8 = 80$ и число оборотов ведущего колеса $z_1 - n_1 = 200$ об/мин.

Требуется определить передаточное отношение соединения i_{1-8} и числа оборотов всех колес.

Передаточное отношение замкнутого соединения, имеющего степень подвижности, равную единице, определяется как

$$i_{1-8} = \frac{n_1}{n_8}.$$

В этом выражении неизвестно n_8 , к расчету которого и сводится задача при определении передаточного отношения.

Рассмотрим структуру замкнутого дифференциального соединения. Это соединение состоит из собственного дифференциального соединения (z_5 , z_6 , z_7 , z_8 и водило H) и дополнительной передачи (z_1 , z_2 , z_3 , z_4), связывающей ведущие звенья – водило H и колесо z_5 – дифференциального соединения.

Вследствие этого угловая скорость колеса z_5 зависит от угловой скорости n_1 и определяется из отношения

$$i_{1-4} = \frac{n_1}{n_4} = (-1)^2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3},$$

где i_{1-4} – передаточное отношение связывающей передачи, образующей рядовое соединение с кратным зацеплением.

Из этого выражения определяем $n_4 = n_5$:

$$n_4 = n_5 = n_1 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 200 \cdot \frac{20 \cdot 30}{40 \cdot 30} = 100 \text{ об/мин.}$$

Для дифференциального соединения (z_5, z_6, z_7, z_8 и H) составляем соотношение:

$$i_{5-8}^{(H)} = \frac{n_5 - n_H}{n_8 - n_H} = (-1)^1 \frac{z_6 z_8}{z_5 z_7},$$

где $i_{5-8}^{(H)}$ – передаточное отношение обращенного соединения; $n_H = n_1 = 200$ об/мин.

Подставляя известные численные значения, получим

$$\frac{100 - 200}{n_8 - 200} = -\frac{30 \cdot 80}{30 \cdot 20},$$

отсюда $n_8 = 225$ об/мин.

Передаточное значение i_{1-8} показывает, что колеса z_1 и z_8 вращаются в одну сторону.

Переходим к определению чисел оборотов всех колес, участвующих в соединении.

Для определения $n_8 = n_3$ можно воспользоваться одним из двух соотношений:

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad \text{или} \quad i_{3-4} = \frac{n_3}{n_4} = -\frac{z_4}{z_3}.$$

Считаем по $i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = -\frac{z_2}{z_1}$. Подставляя значения, получим $\frac{200}{n_2} = -\frac{40}{20}$, отсюда $n_2 = n_3 = 100$ об/мин. Знак $(-)$ показывает, что колеса z_2 и z_3 вращаются в противоположную сторону от направления вращения колеса z_1 .

Для определения чисел оборотов колес z_6 и z_7 , входящих в дифференциальное соединение, составляем формулу Виллиса:

$$i_{5-6}^{(H)} = \frac{n_5 - n_H}{n_6 - n_H} = -\frac{z_6}{z_5}.$$

Решая ее, получим

$$i_{5-6}^{(H)} = \frac{100 - 200}{n_6 - 200} = -\frac{30}{30},$$

отсюда $n_6 = n_7 = 300$ об/мин.

Планетарными соединениями называются такие эпициклические соединения, в которых одно из центральных колес закреплено неподвижно. В отличие от дифференциальных соединений планетарные соединения имеют подвижность, равную единице.

Планетарные соединения применяются для получения значительных передаточных отношений как в силовых, так и в несиловых передачах.

В планетарных передачах вращение может передаваться как от первого колеса z_1 к поводку H , так и от поводка H к первому колесу. Формула передаточного отношения выводится из формулы Виллиса:

$$i_{1-n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}.$$

Так как одно из центральных колес в планетарных соединениях закреплено, например колесо z_n , то его угловая скорость $\omega_n = 0$. Подставив значение $\omega_n = 0$ в формулу Виллиса, получим

$$i_{1-n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{0 - \omega_H} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = -i_{1-H} + 1$$

или

$$i_{1-H} = 1 - i_{1-n}^{(H)},$$

где i_{1-H} – передаточное отношение планетарного соединения от колеса z_1 к поводку H ; $i_{1-n}^{(H)}$ – передаточное отношение обращенного соединения при неподвижном водиле H и раскрепленном колесе z_n .

Передаточное отношение при ведущем водиле H определяется как

$$i_{H-1} = \frac{1}{i_{1-H}} = \frac{1}{1 - i_{1-n}^{(H)}}.$$

В этих выражениях следует обязательно учитывать знак при $i_{1-n}^{(H)}$.

Угловые скорости всех колес, входящих в планетарное соединение, подсчитываются по формуле Виллиса.

Пример 2.3. Требуется определить передаточное отношение i_{H-1} от водила H к колесу z_1 и угловые скорости всех колес планетарного соединения, если $z_1 = 20$, $z_2 = 40$, $z_3 = 20$, $z_4 = 40$ и $n_H = 100$ об/мин.

Передаточное отношение от водила H к колесу z_1

$$i_{H-1} = \frac{1}{i_{1-H}} = \frac{1}{1 - i_{1-4}^{(H)}} = \frac{n_H}{n_1},$$

где $i_{1-4}^{(H)}$ – передаточное отношение обращенного соединения, которое является рядовым соединением с кратным зацеплением.

Следовательно,

$$i_{1-4}^{(H)} = (-1)^m \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = (-1)^2 \frac{40 \cdot 40}{20 \cdot 20} = 4.$$

Тогда $i_{H-1} = \frac{n_H}{n_1} = \frac{1}{1-4} = -\frac{1}{3}$, отсюда $n_1 = -3n_H = -3 \cdot 100 = -300$ об/мин.

Число оборотов $n_2 = n_3$ колес z_2 и z_3 определится из формулы Виллиса:

$$\frac{-300 - 100}{n_2 - 100} = -\frac{40}{20},$$

отсюда $n_2 = n_3 = 300$ об/мин.

2.1.6. Комбинированные соединения

Комбинированными соединениями называются такие соединения колес, в состав которых входят как рядовые, так и эпициклические соединения. Прежде чем рассчитывать такие соединения, их необходимо расчленить на отдельные виды уже известных соединений (рядовые и эпициклические) и подсчитать их передаточные отношения в отдельности. Общее передаточное отношение комбинированного соединения определяется как произведение этих передаточных отношений.

Пример 2.4. Определить передаточное отношение соединения с коническими колесами, изображенного на рис. 2.7, а, если $z_1 = z_2 = z_3 = 20$, $z_4 = z_5 = z_6 = z_8 = 25$ и $z_7 = 50$.

Анализируя данное соединение, определяем, что оно комбинированное и состоит из трех простых видов соединений.

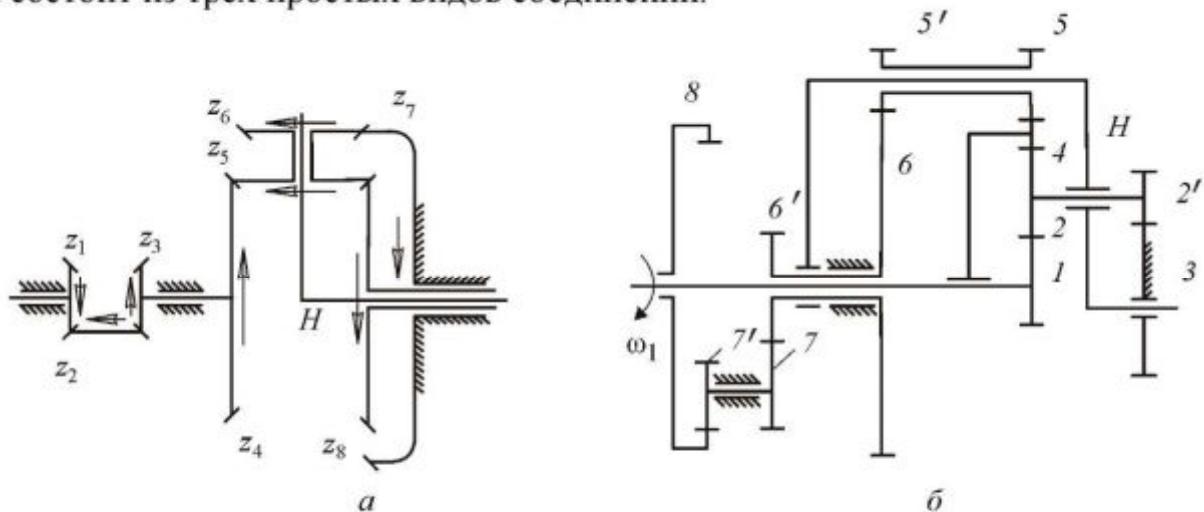


Рис. 2.7. Комбинированные зубчатые передачи

1-е соединение: z_1, z_2, z_3 – рядовое соединение с паразитным колесом.
Абсолютное значение передаточного отношения

$$|i_{1-3}| = \frac{z_3}{z_1}.$$

Так как конические передачи являются пространственными, то знак передаточного отношения может быть определен только в таких соединениях, в которых ведущее и ведомое колеса вращаются в одной или параллельных

плоскостях. В таких случаях знак передаточного отношения определяется с помощью стрелок. В зависимости от направления вращения, стрелки на каждой паре сцепляющихся колес должны быть обращены друг к другу одинаковыми элементами (либо остройками, либо хвостами, рис. 2.7, а). Эти стрелки показывают, в какую сторону движутся зубцы, видимые наблюдателю.

Так как стрелки на колесах z_1 и z_3 направлены в разные стороны, то $i_{1-3} < 0$, т.е.

$$i_{1-3} = \frac{n_1}{n_3} = -\frac{z_3}{z_1} = -\frac{20}{20} = -1.$$

2-е соединение – z_4, z_5, z_6, z_7, H – эпициклическое планетарное соединение. Его передаточное отношение

$$i_{4-H} = \frac{n_4}{n_H} = 1 - i_{4-7}^{(H)} = 1 - (-1) \frac{z_5 z_7}{z_4 z_6} = 1 + \frac{25 \cdot 50}{25 \cdot 25} = 3.$$

3-е соединение – H, z_7, z_6, z_5, z_8 – эпициклическое планетарное соединение. Его передаточное отношение

$$i_{H-8} = \frac{n_H}{n_8} = \frac{1}{i_{8-H}} = \frac{1}{1 - i_{8-7}^{(H)}} = \frac{1}{1 - \frac{z_5 z_7}{z_8 z_6}} = \frac{1}{1 - \frac{25 \cdot 50}{25 \cdot 25}} = -1.$$

Общее передаточное отношение данного комбинированного соединения

$$i_{1-8} = i_{1-3} \cdot i_{4-H} \cdot i_{H-8} = (-1) \cdot 3 \cdot (-1) = 3.$$

Пример 2.5. На рис. 2.7, б изображено комбинированное соединение. Требуется определить передаточное отношение i_{1-8} , если заданы числа зубьев $z_1, z_2, z'_2, z_3, z_4, z'_4, z_5, z'_5, z_6, z'_6, z_7, z'_7, z_8$.

Смешанная передача состоит из дифференциальной замкнутой передачи $1 - 2 - 2' - 3 - 4 - 4' - 5 - 5' - 6 - H$ с замыкающей цепью $1 - 2 - 2' - 3 - H - 4$. Цепь $1 - 2 - 2' - 3 - H$ – это планетарная передача, а цепь $6' - 7 - 7' - 8$ – рядовая передача с кратным зацеплением.

Общее передаточное отношение имеет вид

$$i_{1-8} = i_{1-6} \cdot i_{6-8}.$$

Передаточное отношение дифференциальной замкнутой передачи i_{1-6}^H определяется по формуле Виллиса:

$$i_{1-6}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_6 - \omega_H}, \quad \omega_6 = \frac{\omega_1 - \omega_H (1 - i_{1-6}^{(H)})}{i_{1-6}^H}.$$

$$i_{1-6}^{(H)} = \frac{\omega'_1}{\omega'_6} = \frac{\omega_1 i_{1-6}^{(H)}}{\omega_1 - \omega_H (1 - i_{1-6}^{(H)})}.$$

Передаточное отношение планетарной передачи $i_{1-6}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_6}$ позволяет определить ω_H :

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

С учетом угловой скорости поводка ω_H передаточное отношение

$$i_{1-6} = \frac{i_{1-6}^{(H)}}{1 - \frac{i_{1-6}^{(H)}}{1 - i_{1-3}^{(H)}}} = \frac{i_{1-6}^{(H)}(1 - i_{1-3}^{(H)})}{i_{1-6}^{(H)} - i_{1-3}^{(H)}}. \quad (2.1)$$

Передаточное отношение рядовой передачи

$$i_{6-8} = \frac{z_7 z_8}{z_{6'} z_{7'}} (-1)^1 = -\frac{z_7 z_8}{z_{6'} z_{7'}}. \quad (2.2)$$

Определим передаточные отношения $i_{1-3}^{(H)}$ и $i_{1-6}^{(H)}$:

$$\begin{aligned} i_{1-3}^{(H)} &= \frac{z_2 z_3}{z_{1'} z_{2'}} (-1)^2 = \frac{z_2 z_3}{z_{1'} z_{2'}}, \\ i_{1-6}^{(H)} &= \frac{z_4 z_5 z_6}{z_{1'} z_{4'} z_{5'}} (-1)^3 = -\frac{z_4 z_5 z_6}{z_{1'} z_{4'} z_{5'}}. \end{aligned}$$

Поставляя рассчитанные значения $i_{1-3}^{(H)}$, $i_{1-6}^{(H)}$ в уравнение (2.1), получаем передаточное отношение дифференциальной замкнутой передачи $i_{1-6}^{(H)}$.

Значения передаточных отношений i_{1-6} и i_{6-8} подставляем в уравнение (2.2), получаем передаточное отношение заданной передачи i_{1-8} .

2.2. Порядок выполнения работы

1. Начертить схему зубчатого механизма.

2. Рассчитать степень подвижности зубчатой передачи по формуле

$$W = 3n - 2p_5 - p_4.$$

3. Определить вид исследуемой передачи (планетарная, дифференциальная, комбинированная).

4. Выполнить расчет количества ступеней. Показать на схеме механизма каждую ступень в отдельности.

5. Определить число зубьев звеньев передачи. Полученные данные занести в таблицу.

6. Выполнить расчет передаточного отношения каждой ступени и расчет числа оборотов в минуту n на выходе из ступени, считая число оборотов ведущего звена редуктора $n_1 = 100$ об/мин.

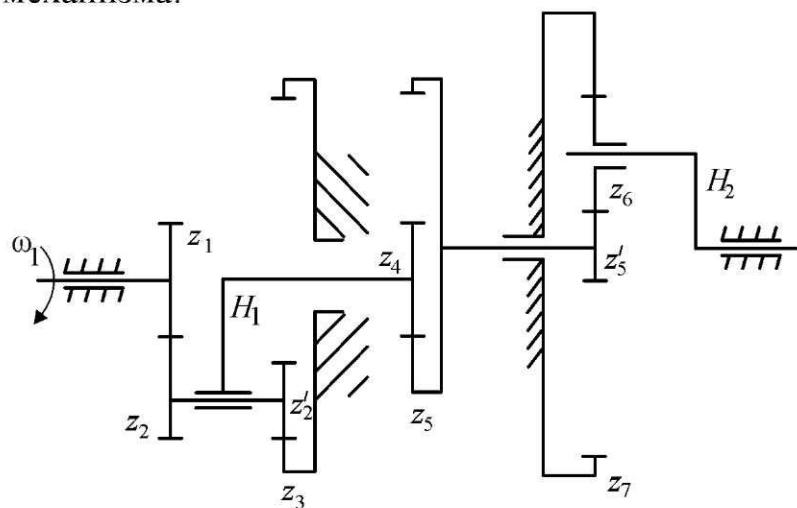
7. Рассчитать число оборотов поводка n_H планетарной передачи, приняв $n_1 = 100$ об/мин.

8. Рассчитать число оборотов сателлита, используя формулу Виллиса.

9. Выполнить проверку передаточного отношения всей передачи опытным путем.

2.3. Пример кинематического исследования зубчатой передачи

1. Схема механизма:



2. Расчет степени подвижности:

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

3. Определение вида исследуемой передачи: планетарная, дифференциальная, комбинированная.

4. Расчет количества ступеней: две планетарные передачи; одна рядовая зубчатая передача. Число ступеней равно числу осей минус 1. Число ступеней: $5 - 1 = 4$.

На схеме механизма i_{1-H_1} – 1-я планетарная передача; i_{4-5} – рядовая передача; $i_{5'-H_2}$ – 2-я планетарная передача.

5. Расчет передаточного отношения комбинированного соединения для каждой ступени и расчет числа оборотов n в минуту на выходе из ступени, считая число оборотов ведущего звена редуктора $n_1 = 100$ об/мин:

$$i_{1-H_2} = \frac{W_1}{W_{H_2}};$$

$$i_{1-H_1} = 1 - i_{1-3}^{(H)} = 1 - \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} (-1) = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z'_2} = \frac{W_1}{W_{H_1}};$$

$$W_{H_1} = W_4.$$

Передаточное отношение рядовой зубчатой передачи:

$$i_{4-5} = \frac{W_4}{W_5} = \frac{z_5}{z_4}; \quad W_5 = z_4 \left(\frac{W_1 z'_2 z_1}{z'_2 z_1 + z_2 z_3} \right) / z_5;$$

$$W_5 = W_{5'}.$$

Передаточное отношение второй планетарной зубчатой передачи:

$$i_{5'-H_2} = \frac{W_{5'}}{W_{H_2}} = 1 - i_{5'-7}^{(H)} = 1 + \frac{z_6 z_7}{z_5 z_6};$$

$$W_{H_2} = \frac{z_5' z_6 W_{5'}}{z_5' z_6 + z_6 z_7};$$

$$i_{1-H_2} = i_{1-H_1} i_{4-5} i_{5'-H_2} = \left(1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2'}\right) \left(\frac{z_5}{z_4}\right) \left(1 + \frac{z_6 z_7}{z_5' z_6}\right).$$

6. Расчет число оборотов поводка $n_{H'}$ произвольной планетарной передачи:

$$U_{1-H'} = \frac{n_1}{n_{H'}}, \quad n_{H'} = \frac{n_1}{U_{1-H'}}.$$

7. Расчет число оборотов сателлита по формуле Виллиса:

$$U'_{1-c}(H) = \frac{n_1 - n_H}{n_c - n_H},$$

где n_c – число оборотов сателлита.

Лабораторная работа № 3

Построение эвольвентных профилей зубьев методом обкатки (огибания)

Цель работы: наглядное изучение теоретической основы нарезания нулевых и исправленных зубчатых колес с эвольвентным профилем методом обкатки инструментальной рейкой; вычерчивание профиля зуба с указанными параметрами на заготовке из ватмана.

3.1. Теоретическая часть

3.1.1. Профиль зуба зубчатого колеса

Для большинства зубчатых передач передаточное отношение, т.е. отношение угловых скоростей колес, должно быть постоянным. Например, для передачи, показанной на рис. 3.1, это означает, что при равномерном вращении ведущего колеса 1 ведомое колесо 2 также вращается равномерно.

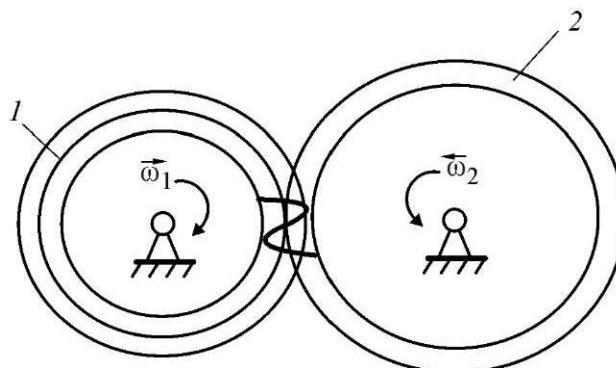


Рис. 3.1. Зубчатая передача

Движение в зубчатой передаче передается зубьями. Скорость вращения ведомого колеса зависит от того, какая кривая выбрана в качестве профиля зубьев обоих колес. Профиль зуба – это линия пересечения боковой поверх-

ности зуба с плоскостью, перпендикулярной оси вращения колеса. В качестве профиля зуба могут быть использованы различные кривые, например эвольвента, циклоидальные кривые, дуга окружности.

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const.}$$

Важнейшими предпосылками выбора кривой профиля зуба являются:

1. Требование постоянного передаточного отношения передачи, т.е. $i_{1-2} = \text{const.}$
2. Технологичность изготовления зубчатых колес.

3.1.2. Эвольвентный профиль зуба

Эвольвентой окружности (рис. 3.2) называется траектория точки прямой, катящейся без скольжения по окружности. Эта окружность называется основной, а ее радиус обозначается r_b .

Из принципа образования эвольвенты следуют ее свойства:

- а) эвольвента начинается на основной окружности;
- б) нормаль к эвольвенте в любой ее точке A является касательной к основной окружности;
- в) отрезок AN касательной равен радиусу кривизны ρ эвольвенты в точке A ;
- г) длина дуги A_0N (см. рис. 3.2) равна радиусу кривизны, т.е. отрезку AN .

Любая точка A на эвольвенте характеризуется ее полярными координатами: радиусом $r = OA$ и углом θ .

Уравнения эвольвенты представляют собой зависимости параметров r и θ от радиуса основной окружности r_b и угла α , называемого углом давления.

Из свойства эвольвенты $\overset{\circ}{AN} = \overset{\circ}{A_0N}$, где $AN = r_b \operatorname{tg} \alpha$, $A_0N = r_b(\alpha + \theta)$, поэтому

$$r_b \operatorname{tg} \alpha = r_b(\alpha + \theta),$$

откуда

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha. \quad (3.1)$$

Величину $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ называют эвольвентным углом профиля зуба или инволютой α и обозначают $\operatorname{inv} \alpha$.

Из треугольника OAN (см. рис. 3.2)

$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha}. \quad (3.2)$$

Уравнения (3.1) и (3.2) являются уравнениями эвольвенты. Через параметры α и r_b определяют полярные координаты r и θ любой ее точки.

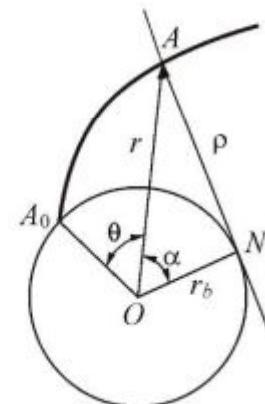


Рис. 3.2. Профиль эвольвентного зуба

3.1.3. Основные размеры нормальных зубчатых колес

Зубчатые колеса производятся в массовом порядке. Для облегчения производства и сокращения типоразмеров зуборезных инструментов на основные параметры колес установлены определенные нормы (стандарты). Колеса, изготовленные в соответствии с этими нормами, принято называть нормальными, стандартными или зубчатыми колесами без смещения.

Рассмотрим сечение нормального зубчатого колеса плоскостью, перпендикулярной к оси вращения. На рис. 3.3 приведены следующие обозначения основных размеров колеса внешними зубьями:

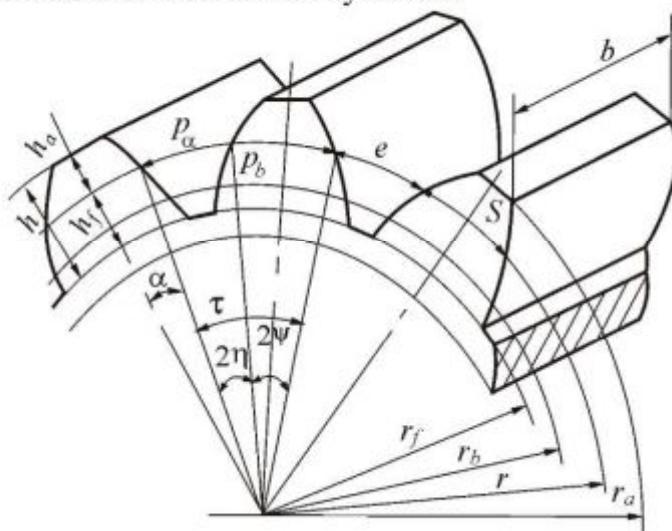


Рис. 3.3. Сечение нормального зубчатого колеса

- r_a – радиус окружности вершин (окружность, ограничивающая зубья в их выступающей части);
- r_f – радиус окружности впадин (окружность, ограничивающая глубину впадины между зубьями, называется окружностью впадин зубчатого колеса);
- h – высота зуба, т. е. расстояние между окружностью впадин и окружностью вершин, измеряется вдоль радиуса;
- r – радиус делительной окружности (окружность, для которой модуль есть стандартная величина, называется делительной);
- h_a – высота головки зуба, т. е. расстояние между делительной окружностью и окружностью вершин;
- h_f – высота ножки зуба, т. е. расстояние между делительной окружностью и окружностью впадин зубчатого колеса, измеряемое по радиусу;
- r_b – радиус основной окружности.

Имеют место следующие соотношения:

$$r_a = r + h_a, \quad r_f = r - h_f, \quad h = h_f + h_a.$$

Расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, измеряемое по делительной окружности, называется шагом зацепления и обозначается p_a (см. рис. 3.3). По дуге делительной окружности измеряются также толщина зуба S и ширина впадины e , причем $S + e = p_a$.

На рис. 3.3 показаны также:

- p_b – шаг по основной окружности;

- τ – угловой шаг;
- 2ψ – угловая толщина зуба;
- 2η – угловая ширина впадины;
- b – ширина венца зуба, которая определяется из расчета на прочность и на сопротивление износу и обычно равна $3-5m$ (m – модуль зацепления).

Примечание: начальная окружность радиуса r_w появляется только при зацеплении колес, поэтому на рис. 3.3 ее нет.

Делительная окружность – это такая окружность колеса, на которой шаг зацепления p_a укладывается целое число раз, равное числу зубьев z колеса,

$$\text{т.е. } p_a \cdot z = 2\pi r, \text{ откуда } r = \frac{p_a z}{\pi \cdot 2}.$$

Отношение шага зацепления P_a к числу π называется модулем зацепления и обозначается через m :

$$m = \frac{p_a}{\pi}.$$

Модуль m , как и шаг p_a , измеряется в миллиметрах. Обозначения модулей регламентированы СТ СЭВ 310–76. Поэтому модули, полученные при расчете зацепления на прочность, должны быть округлены до стандартных значений.

Радиус делительной окружности может быть выражен через модуль и число зубьев как $r = \frac{mz}{2}$.

Следовательно, диаметр делительной окружности $d = mz$, отсюда $m = \frac{d}{z}$.

Остальные размеры колеса удобно выражать через модуль m . Для зубчатых колес без смещения, т.е. колес, нарезаемых без смещения режущего инструмента, имеют место следующие соотношения:

$$\begin{aligned} h_a &= h_a^* m, \quad h_f = (h_a^* + C^*) m, \\ h &= h_f + h_a = (2h_a^* + C^*) m, \\ d_a &= d + 2h_a = m(z + 2h_a^*), \\ d_f &= d - 2h_f = m(z - 2(h_a^* + C^*)), \\ S &= e = \frac{P_a}{2} = \frac{\pi m}{2}, \end{aligned}$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба; для нормальных колес с $m \geq 1$ $h_a^* = 1$, для колес с укороченным зубом $h_a^* = 0,8$.

Коэффициент радиального зазора C^* принимается равным $0,2 \dots 0,35$ в зависимости от вида используемого при нарезании зубьев инструмента. При изготовлении зубчатых колес рейкой $C^* = 0,25$.

Коэффициент C^* и модуль m определяют также радиальный зазор C , который равен расстоянию между окружностью вершин одного зубчатого колеса передачи и окружностью впадин другого зубчатого колеса, т.е. $C = C^* m$.

3.1.4. Способы нарезания зубчатых колес

Различают два основных способа нарезания зубчатых колес: **копирование** и **обкатывание**.

При копировании лезвие режущего инструмента соответствует профилю впадины между двумя соседними зубьями обрабатываемого колеса (рис. 3.4, а).

Способ обкатывания заключается в том, что режущему инструменту и заготовке сообщают такое же относительное движение, которое имело бы

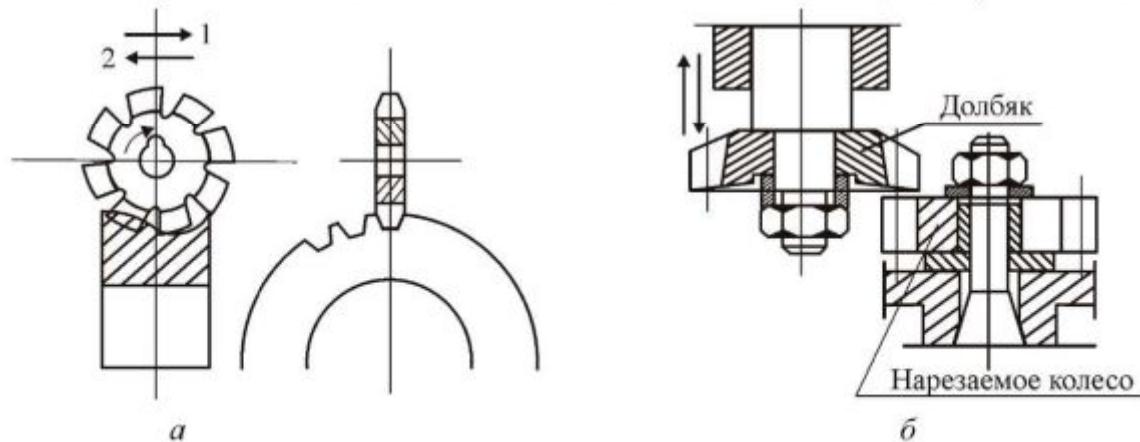


Рис. 3.4. Способы нарезания зубчатых колес: а – копирование, б – обкатывание

место при нормальном зацеплении окончательно изготовленного зубчатого колеса с другим колесом или рейкой. Кроме этого режущий инструмент получает еще добавочное движение резания (рис. 3.4, б).

Рассмотрим особенности **нарезания зубчатых колес при помощи инструментальной рейки**. В основу реечного инструмента положен производящий реечный контур (рис. 3.5).

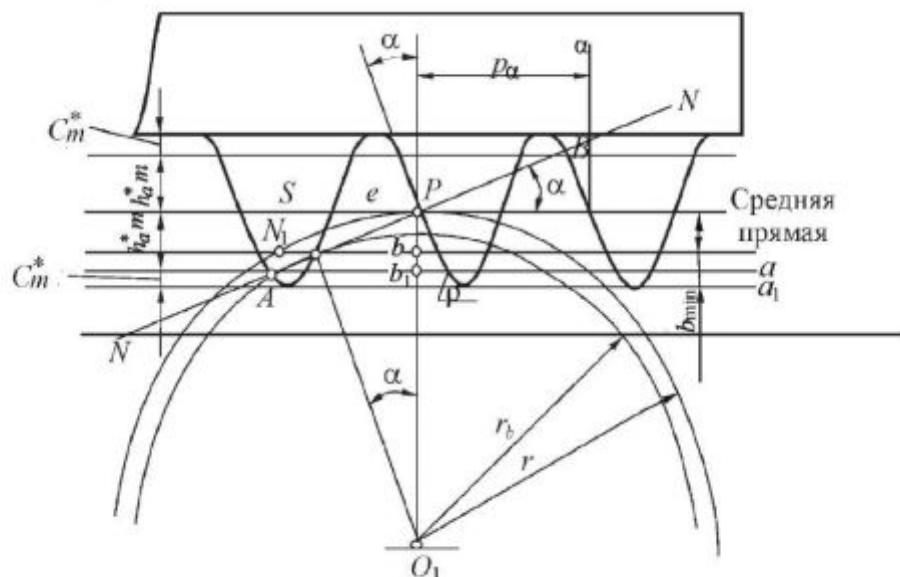


Рис. 3.5. Геометрия инструментальной рейки

Средняя линия (модульная прямая) делит высоту зубьев инструментальной рейки на две половины. По этой линии толщина зуба рейки равна ширине впадины. Шаг рейки, измеренный по любой прямой, параллельной модульной, имеет одну и ту же величину. Боковой профиль зубьев инструментальной рейки закруглен радиусом

$$\rho = \frac{C^* m}{1 - \sin \alpha},$$

где C^* – коэффициент радиального зазора; α – угол профиля.

Обычно для стандартной инструментальной рейки $h_a^* = 1,0$; $C^* = 0,25$ и $\alpha = 20^\circ$.

При **нарезании нулевых колес** заготовку и рейку устанавливают таким образом, чтобы делительная окружность нарезаемого колеса соприкасалась со средней прямой рейки. В процессе нарезания делительная окружность должна без скольжения перекатываться по средней прямой. В этом случае толщина зуба и ширина впадины рейки, измеренные по средней прямой, отпечатываются без изменения на делительной окружности заготовки. Это значит, что нарезаемое колесо имеет по делительной окружности одинаковые величины толщины зуба и ширины впадины.

3.1.5. Явление подрезания и заклинивания. Устранение подрезания.

Коэффициент относительного смещения

При нарезании нормального зубчатого колеса с числом зубьев $z < 17$ наблюдается искажение профиля зуба, сужение (подрезание) его ножки. Явлением подрезания в теории зацепления называется пересечение траектории относительного движения конца профиля зуба одного колеса с эвольвентной частью профиля зуба сопряженного с ним колеса. Зуб ослабляется в наиболее опасном сечении, прочность его на изгиб уменьшается.

Явление подрезания объясняется следующим образом. При нарезании зубчатого колеса (рис. 3.6) эвольвентная часть $n_1 K_1$ профиля зуба колеса

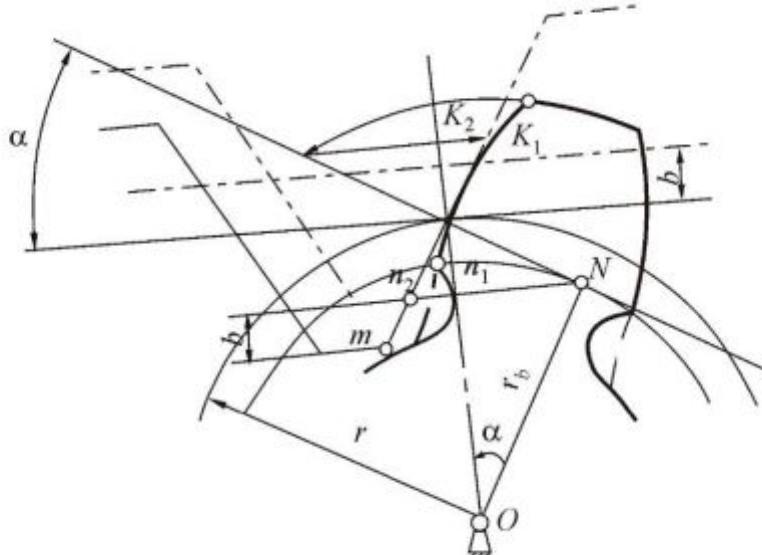


Рис. 3.6. Теоретическое обоснование явления подрезания

начинается с основной окружности. Эта часть нарезается участком n_2K_2 зуба рейки. Точки n_2, K_2 находятся как сопряженные точки. Участок зуба рейки n_2m вырезает профиль зуба колеса, лежащий внутри основной окружности. Этот профиль уже не будет продолжением эвольвенты n_1K_1 . В результате ножка зуба оказывается суженной, т.е. подрезанной (см. рис. 3.6).

Если бы не было участка n_2m , появление которого обусловлено тем, что прямая вершин зубьев рейки проходит за границей теоретической линии зацепления (точка N), то не было бы и подрезания.

С явлением подрезания тесно связано явление заклинивания. Предположим, что профиль зуба колеса очерчен по линии, показанной на рис. 3.6 штрихпунктиром. Введем его в зацепление с рейкой. Тогда зуб рейки, как видно из рисунка, не сможет повернуться во впадине колеса, и произойдет заклинивание передачи. На основании вышеизложенного сделаем заключение.

Подрезание или заклинивание происходит тогда, когда прямая, соединяющая вершины зубьев рейки, проходит за границей теоретической линии зацепления.

Аналогичные явления имеют место при нарезании зубчатого колеса долбяком. Здесь подрезание или заклинивание происходит тогда, когда окружность, описывающая выступы большого колеса, проходит за границей теоретической линии зацепления.

Избежать подрезания можно смешав рейку от центра колеса так, чтобы прямая вершин зубьев рейки проходила внутри теоретической линии зацепления. В этом случае (см. рис. 3.5) зуб рейки нарезает участок зуба колеса, лежащий вне основной окружности, т.е. нарезает эвольвентный профиль. Зубчатое колесо, нарезанное со смещением рейки (долбяком, червячной фрезой), называют исправленным.

Смещение считают: положительным, если рейка отодвигается от центра; отрицательным, если рейка сдвигается к центру; нулевым, если смещения нет.

Коэффициент относительного смещения представляет собой отношение величины абсолютного смещения b (см. рис. 3.6) к величине модуля: $x = \frac{b}{m}$.

Рассчитаем, на какое расстояние нужно сдвинуть рейку, чтобы при нарезании зубьев избежать подрезания.

Для этого нужно, чтобы линия ba (см. рис. 3.5) прошла через точку A (граница теоретической линии зацепления) после сдвига рейки. Расстояние между линиями Pb_1 и Pb обозначим через b_{\min} и назовем минимальным сдвигом рейки. Величина

$$b_{\min} = Pb_1 - Pb, \quad (3.3)$$

$$\text{где } Pb_1 = h_a^* m, Pb = AP \sin \alpha, AP = r \sin \alpha, r = \frac{m}{2} z_1. \quad (3.4)$$

Подставляя (3.4) в (3.3), получаем

$$b_{\min} = h_a^* m - \frac{m}{2} z_1 \sin^2 \alpha. \quad (3.5)$$

Принимая $b_{\min} = 0$, определим минимальное число зубьев, которое может быть нарезано без подрезания и без смещения рейки:

$$h_a^* - \frac{z_{\min}}{2} \sin^2 \alpha = 0, \quad (3.6)$$

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}.$$

При $h_a^* = 1$ и $\alpha = 20^\circ$ $z_{\min} = 17$.

Запишем (3.6) в следующем виде:

$$\sin^2 \alpha = \frac{2h_a^*}{z_{\min}}. \quad (3.7)$$

Подставляя (3.7) в (3.5), имеем

$$b_{\min} = h_a^* m \left(1 - \frac{z_1}{z_{\min}} \right) \quad (3.8)$$

или

$$b_{\min} = m \left(\frac{17 - z_1}{17} \right). \quad (3.9)$$

Итак, по формуле (3.9) можно определять величину минимального сдвига рейки.

В зависимости от характера сдвига инструментальной рейки по отношению к заготовке принято различать следующие виды нарезаемых колес:

- 1) нормальное (нулевое), $b = 0$;
- 2) с положительным сдвигом, $b > 0$;
- 3) с отрицательным сдвигом, $b < 0$.

Здесь под b подразумевается действительный сдвиг рейки, который по своему значению может отличаться от величины минимального сдвига b_{\min} , определяемого по формуле (3.9).

Если правую и левую части выражения (3.8) разделить на модуль m , то получим формулу для определения коэффициента минимального смещения:

$$x_{\min} = h_a^* \left(1 - \frac{z_1}{z_{\min}} \right),$$

или

$$x_{\min} = \frac{17 - z_1}{17},$$

$$x_{\min} = \frac{b_{\min}}{m}.$$

3.1.6. Исправление зубчатых колес

Ранее было рассмотрено образование нормальных зубчатых колес и приведены принятые для них стандартные соотношения размеров. Всякое отступление от этих стандартных размеров (нарезание со смещением рейки) называется исправлением зубчатого зацепления или его корректированием.

Корректирование зубчатого зацепления может преследовать различные цели. Например, зубчатое зацепление может быть корректировано с целью уменьшения габаритов передачи, увеличения коэффициента перекрытия, уменьшения коэффициентов удельного скольжения и т.д.

Исправление зубчатых колес может быть нескольких видов:

- 1) угловое;
- 2) высотное;
- 3) смешанное;
- 4) смешанное, достигаемое путем смещения режущего инструмента.

Угловое исправление осуществляется за счет изменения угла профиля исходного контура рейки по сравнению с нормальным углом $\alpha = 20^\circ$.

Из формулы (3.5) следует, что с увеличением угла зацепления исходного контура рейки уменьшается опасность подрезания и минимально допустимое количество зубьев, что способствует уменьшению габаритов передачи. Это является главной причиной перехода от применявшегося ранее стандартного угла $\alpha = 15^\circ$ к углу $\alpha = 20^\circ$.

Высотное исправление осуществляется за счет уменьшения высоты головки зуба. Этим методом можно уменьшить коэффициенты удельного скольжения, так как при снижении высоты головки зуба уменьшается активная часть линии зацепления. Однако при исправлении колес двумя вышеуказанными методами снижается коэффициент перекрытия.

Комбинированное исправление осуществляется за счет одновременного изменения угла зацепления и высот головки и ножки зуба.

Применение указанных методов исправления ограничивалось раньше необходимостью в каждом случае иметь нестандартный инструмент с измененным углом зацепления или измененной высотой зуба. В настоящее время, в связи с широким применением метода обкатки, перечисленные методы исправления могут быть использованы при нарезании колес стандартным режущим инструментом.

Исправление методом смещения инструмента наиболее распространено. При этом можно смещать не только инструментальную рейку, но и долбяк, и червячную фрезу. Рассмотрим этот метод применительно к инструментальной рейке.

В зависимости от значений коэффициентов смещения, выбранных при нарезании пары зубчатых колес, передачи бывают следующих видов:

1. Нормальные (нулевые). В этом случае $x_1 = x_2 = 0$, т.е. оба колеса нарезаны без сдвига инструментальной рейки.

2. Равносмещенные (компенсированные). В этом случае $x_1 + x_2 = 0$ и $x_1 = -x_2$, т.е. смещения рейки при нарезании обоих колес по абсолютной величине одинаковы, но противоположны по знаку. При нарезании меньшего колеса сдвиг рейки положительный, при нарезании большего – отрицательный.

3. Неравносмещенные:

а) с положительным зацеплением, $x_1 + x_2 > 0$, т.е. сумма коэффициентов сдвига обоих колес положительна; при положительном зацеплении могут быть следующие случаи:

$$x_1 > 0, x_2 = 0, x_1 > 0, x_2 > 0,$$

$$x_1 > 0, x_2 < 0, \text{ но } |x_1| > |x_2|;$$

б) с отрицательным зацеплением. В этом зацеплении $x_1 + x_2 < 0$, т. е. сумма коэффициентов сдвига обоих колес – величина отрицательная.

Коэффициенты смещения x_1 и x_2 оказывают большое влияние на качественные показатели зубчатого зацепления: на подрезание зубьев, коэффициент перекрытия и т.д. Поэтому правильный выбор величин смещений x_1 и x_2 при исправлении зацепления имеет большое значение. В настоящее время существует много различных методов выбора величин смещений. Из всех методов отметим два: профессора В.Н. Кудрявцева и ЦКБР (Центральное конструкторское бюро редукторостроения).

В основу выбора коэффициентов смещения В.И. Кудрявцев положил принцип максимальной контактной прочности профилей зубчатых колес. Он разработал таблицы, в которых в зависимости от количества зубьев зубчатых колес приведены значения коэффициентов x_1 и x_2 . Эта система исправления учитывает и другие качественные показатели зацепления: отсутствие подрезания, достаточность коэффициента перекрытия, выравнивание удельного скольжения и т. д. Поэтому зацепление, спроектированное по этой системе, не требует дополнительной проверки. Метод В.Н. Кудрявцева может быть рекомендован для практического использования, особенно для закрытой, работающей в масляной ванне, зубчатой передачи, для которой важна контактная прочность.

В основу выбора коэффициентов смещения x_1 и x_2 в системе ЦКБР положено равенство коэффициентов удельного скольжения зубьев обоих колес. В зависимости от количества зубьев обоих колес в специальных таблицах приводятся значения коэффициентов x_1 и $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$. В этой системе разработаны таблицы для равносмещенного и неравносмещенного зацеплений.

3.2. Описание установки

Работа производится на специальной лабораторной установке ТММ-4, имитирующей работу зубострогального станка со стандартной режущей рейкой. Установка позволяет построить профиль зубца при соответствующей настройке станка и сравнить его размеры с расчетными.

Установка ТММ-4 выполнена в настольном варианте. Она состоит из наклонной плиты на четырех опорах, на которой крепятся: каретка с пятью сменными рейками, отличающимися параметрами исходного контура; три сменных диска в сборе с числом зубьев $z = 9; 10$ и 11 и модулем $m = 14$ и циркуль для вычерчивания делительного диаметра и диаметра по вершинам зубьев нарезаемого колеса на бумажной заготовке, закрепленной на диске тремя штырями.

Технические характеристики установки ТММ-4:

Модуль зацепления 14 мм

Число зубьев колеса z 9; 10; 11

Коэффициент высоты зуба исходного контура h_a^*	0,9–1,0
Коэффициент радиального зазора C^*	0,25
Угол профиля α	14,5; 20; 28 град
Смещение исходного производящего контура	+10; -10 мм
Габаритные размеры установки, не более:	
длина	320 мм
ширина	280 мм
высота	100 мм
Масса установки, не более	4 кг
Масса «брутто», не более	10 кг

3.3. Порядок выполнения работы

Для выполнения работы необходимы следующие принадлежности: прибор ТММ-4, бумажная заготовка (круг на ватмане), карандаш чертежный, циркуль, логарифмическая линейка, бланк отчета по работе.

Выполнить работу в следующем порядке:

1. Установить изделие на лабораторный стол.
2. Установить сменный диск, соответствующий числу зубьев нарезаемого колеса, так, чтобы зубья колеса на диске вошли в зацепление с нижней рейкой каретки.
3. Вращая диск руками, загнать каретку в крайнее левое положение.
4. Произвести геометрический расчет нарезаемого колеса.
5. Вырезать бумажную заготовку, диаметр которой больше расчетного.
6. Закрепить бумажную заготовку на штыри диска и прижать ее прижимом.
7. Переставить циркуль на наклонную плоскость и закрепить карандаш на движок винтом; двигая движок вдоль планки циркуля, установить по шкале размер радиуса делительной окружности.
8. Вставить ножку циркуля в центральное отверстие прижима и начертить делительный диаметр нарезаемого колеса d_d .
9. Переставить циркуль на наклонную плоскость и установить по шкале размер радиуса окружности по вершинам зубьев нарезаемого колеса r_a .
10. Закрепить заготовку и начертить окружность по вершинам зубьев, поставить циркуль на предусмотренное место и вынуть карандаш.
11. Вставить соответствующую рейку сверху вниз под шайбы зажимных винтов и зажать ее так, чтобы делительная риска рейки совпала с нулевой отметкой шкалы смещения каретки.
12. Обвести остро заточенным твердым карандашом контур зубьев рейки на бумажной заготовке, следя за тем, чтобы линии проводились вплотную к рейке.
13. Подать каретку на один фиксированный шаг вправо поворотом диска вручную по часовой стрелке.
14. Повторять манипуляции пп. 12 и 13 до тех пор, пока каретка с рейкой не окажутся в крайнем правом положении.
15. Снять прижим и, приподняв его со штырей, повернуть бумажную заготовку на 120 градусов по часовой стрелке. Зафиксировать заготовку и прижать ее прижимом.

16. Подсчитать минимальный коэффициент сдвига x_{\min} и минимальный абсолютный сдвиг b_{\min} , при котором будет отсутствовать подрезание.
17. Выбрать действительный абсолютный сдвиг рейки $b > b_{\min}$ с точностью до 0,5 мм.
18. Подсчитать действительный коэффициент сдвига $x = \frac{b}{m}$, использовать его в дальнейших расчетах.
19. Разжать винты и сдвинуть рейку. Получив заданное положительное (вычисленное) смещение, закрепить рейку в этом положении.
20. Повторить манипуляции пп. 12 и 15, смешая рейку обратно в крайнее левое положение. Вычертить 2–3 зуба.
21. Произвести манипуляции по п. 15.
22. Произвести манипуляции по п. 19, сдвинув рейку вниз и получив заданное отрицательное смещение.
23. Повторить манипуляции пп. 12, 13, 14.
24. Снять бумажную заготовку и записать необходимые данные о нарезаемом колесе в таблицу.
25. Нанести на чертеж делительную, основную окружности, а также окружности выступов и впадин, подсчитав предварительно их размеры по формулам.
26. Нанести на чертеж окружность радиуса r_x , $r_b < r_x < r_d$, и подсчитать по формулам толщину зуба по делительной окружности и окружности радиуса r_x для обоих колес.
27. Измерить толщину зубьев по соответствующим окружностям и сравнить полученные величины с расчетными.
28. Оформить отчет по работе и приложить к нему диск с вычерченными профилями зубцов колес.

Лабораторная работа № 4

Кинематическое исследование

плоских кулачковых механизмов

Цель работы: ознакомление с некоторыми методами кинематического исследования кулачковых механизмов с использованием готовых моделей.

4.1. Теоретическая часть

Кулачковым называется механизм, который содержит два основных звена – кулачок и толкатель, образующие высшую кинематическую пару. Кулачковые механизмы широко применяются в системах газораспределения ДВС, в системах управления электроцепей в вагонах метрополитена (контроллеры). Достоинства кулачковых механизмов:

1. Возможность воспроизведения практически любого закона движения выходного звена.
2. Малое количество деталей (кулачок и толкатель), что позволяет просто изготавливать и обслуживать их.

Недостаток кулачковых механизмов – наличие высшей кинематической пары, в которой могут возникать повышенные удельные давления, что может

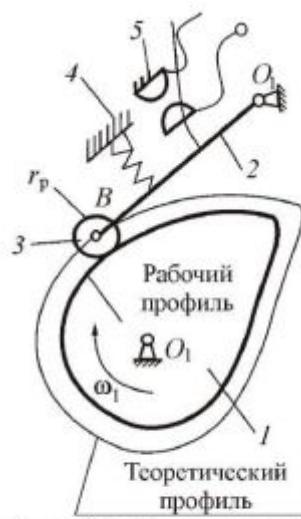


Рис. 4.1. Кулачковый механизм

привести к разрушению поверхности кулочка. Кулачковый механизм показан на рис. 4.1: 1 – кулочка, 2 – толкатель, 3 – ролик, 4 – пружина, 5 – контакты. Поверхность кулочка, с которой взаимодействует толкатель, называется *рабочим профилем кулочка* (действительный). Поверхность, проходящая через точку *B* и отстоящая от действительного профиля на расстоянии радиуса ролика, – *теоретический профиль*.

4.1.1. Основные схемы и параметры кулачковых механизмов

Схемы кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем представлены на рис. 4.2:

- а – механизм с центральным толкателем (ось толкателя проходит через ось вращения кулочка);

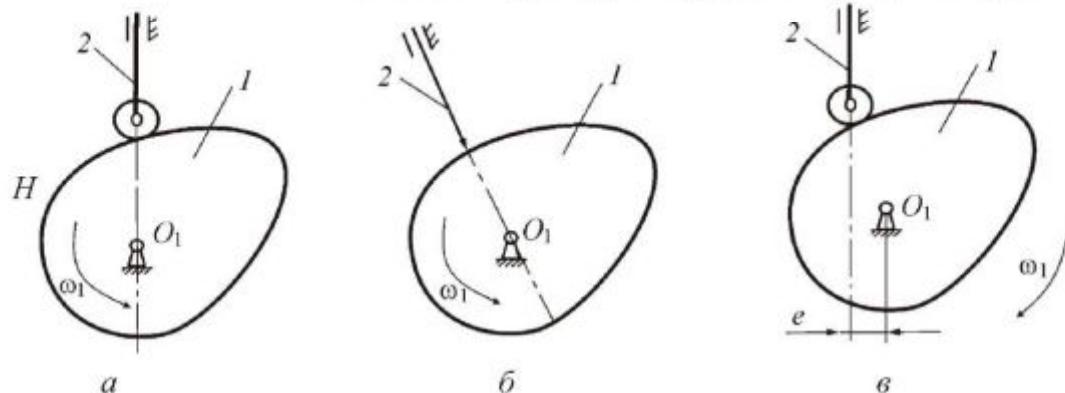


Рис. 4.2. Кулачковые механизмы с поступательно движущимся толкателем

- б – с центральным заостренным толкателем (ось толкателя проходит через ось вращения кулочка);
- в – с внеосным толкателем.

На рис. 4.2, в расстояние *e* – эксцентричеситет, внеосность левая, т.к. ось толкателя проходит справа от оси вращения кулочка.

Кулачковый механизм с коромыслом показан на рис. 4.3. Звено 2 (толкатель) совершает возвратно-вращающееся движение с центром вращения в точке *O*₂.

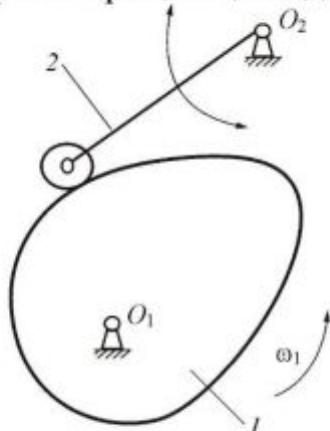


Рис. 4.3. Кулачковый механизм с коромыслом

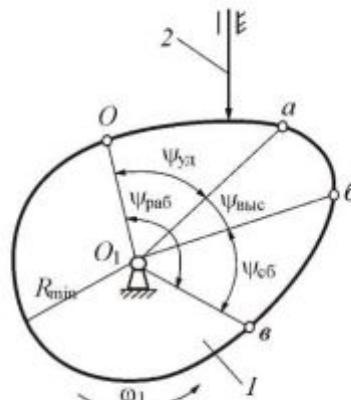


Рис. 4.4. Рабочий процесс кулачкового механизма

В процессе работы толкатель (рис. 4.4) совершает движение:

1) поступательно вверх – в этом случае он взаимодействует с участком Oa ;

2) стоит на месте (выстой) – контакт с участком ab . Здесь радиус кривизны постоянен;

3) опускается (сближение) – контакт с участком ba .

В первой фазе подъему толкателя (фаза удаления) на профиле кулачка соответствует угол $\Psi_{уд}$, в фазе выстой – $\Psi_{выс}$; в фазе сближения – $\Psi_{сб}$. $\Psi_{уд} + \Psi_{выс} + \Psi_{сб} = \Psi_{раб}$ – рабочий угол профиля кулачка.

Угол профиля кулачка можно показать только на кулачке (рис. 4.5).

Угол поворота кулачка, соответствующий вышеуказанным фазам перемещения толкателя, определяют по методу обращения движения, в соответствии с которым всей системе, включая стойку, мысленно сообщают движение с угловой скоростью ω_1 . Тогда в обращенном движении кулачок становится неподвижным:

$$\omega_1^* = \omega_1 + (-\omega_1) = 0,$$

а ось толкателя вместе со стойкой перемещается в направлении $(-\omega_1)$. Угол поворота кулачка, соответствующий той или иной фазе движения, определяется по углу поворота оси толкателя в обращенном движении на соответствующем участке. Ось толкателя в обращенном движении в любом положении будет касаться окружности радиуса r_e .

Поворот кулачка на участке Oa равен ϕ_{Oa} , $ab - \phi_{ab}$, $ba - \phi_{ba}$.

Рабочий угол поворота кулачка

$$\Phi_{раб} = \phi_{Oa} + \phi_{ab} + \phi_{ba} \\ (\text{уд}) \quad (\text{выс}) \quad (\text{сб}).$$

Всегда независимо от схемы механизма $\Phi_{раб} = \Psi_{раб}$, а $\Phi_{уд} \neq \Psi_{уд}$, $\Phi_{выс} \neq \Psi_{выс}$, $\Phi_{сб} \neq \Psi_{сб}$, для всех схем, кроме кулачкового механизма с центральным толкателем.

4.1.2. Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка

Перемещения отсчитываются от начальной окружности радиуса r_0 (рис. 4.6). Точка B_i принадлежит толкателю, который поворачивается вокруг оси C_0 , т.е. т. B_i перемещается по дуге окружности радиусом $r = l_t$. Из точки I проводим окружность радиусом $r = l_t$ до пересечения с окружностью, радиус которой ра-

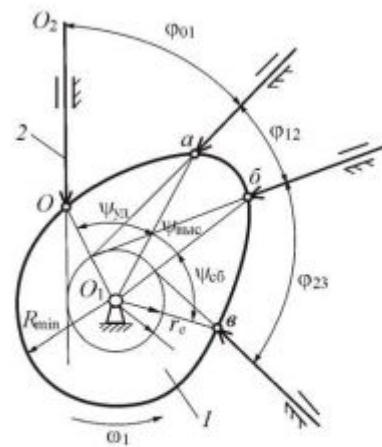


Рис. 4.5. Профильные углы кулачка

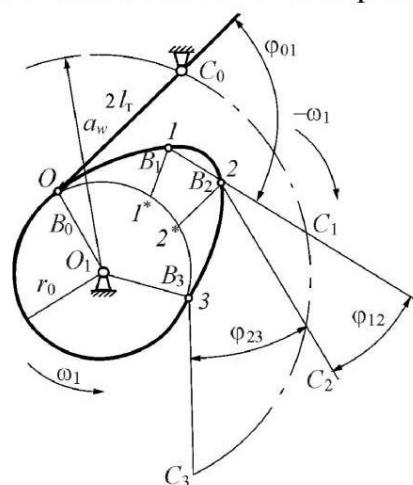


Рис. 4.6. Перемещение толкателя при повороте кулачка

вен расстоянию между т. O_1 и т. C_1 : $r = a_w$. Точка пересечения C_1 – положение оси вращения толкателя в обращенном движении, когда толкатель контактирует с поверхностью кулачка в точке 1. Из т. C_1 проводим дугу окружности

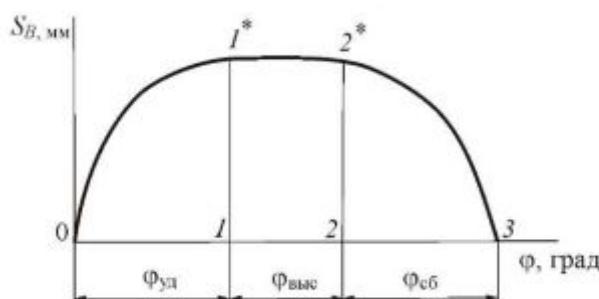


Рис. 4.7. График изменения перемещения толкателя

$r = l_t$ до пересечения с начальной окружностью. Тогда перемещение точки B_i будет равно длине дуги 11^* . На участке 12 толкатель не перемещается. На участке 23 перемещение точки B_i ищется аналогично перемещению на участке 01 . Построение графика перемещений толкателя при заданном профиле кулачка показано на рис. 4.7.

4.1.3. Понятие об угле давления

Угол давления – угол между вектором линейной скорости выходного звена (толкателя) и реакцией, действующей с ведущего звена (кулачка) на выходное звено. Эта реакция без учета сил трения направлена по общей нормали к взаимодействующим поверхностям. Угол давления определяется экспериментально. Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем допустимый угол давления $[\theta] = 25 \dots 35^\circ$.

Для кулачкового механизма с качающимся толкателем допустимый угол давления $[\theta] = 35 \dots 40^\circ$. Реакцию можно разложить на две составляющие: \vec{F}_{21}^n и \vec{F}_{21}^t (рис. 4.8). Если в силу каких либо причин угол давления увеличивается, то \vec{F}_{21}^n будет увеличиваться, а \vec{F}_{21}^t – уменьшаться. При достижении углов больше допустимого, возможен перекос оси толкателя в направляющей.

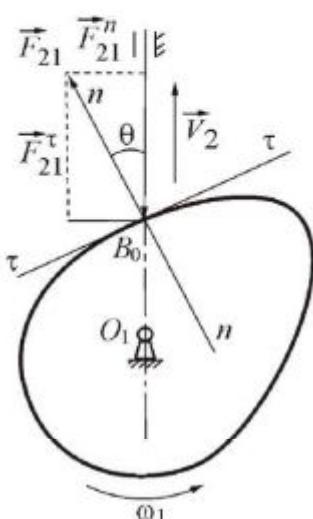


Рис. 4.8. Силовой анализ кулачкового механизма

4.2. Описание установки

Установка для исследования кулачковых механизмов (рис. 4.9) состоит из рамы 1 и смонтированных на ней кулачка 2 и толкателя (коромысла) 3. Толкатель 3 (коромысло) укреплен винтами на подвижном диске 4 (для демонстрации обращенного движения), который может быть застопорен винтом 12.

Для отсчета перемещений толкателя 3 (коромысла) имеется шкала 5, а на самом толкателе (коромысле) – риска-указатель 6.

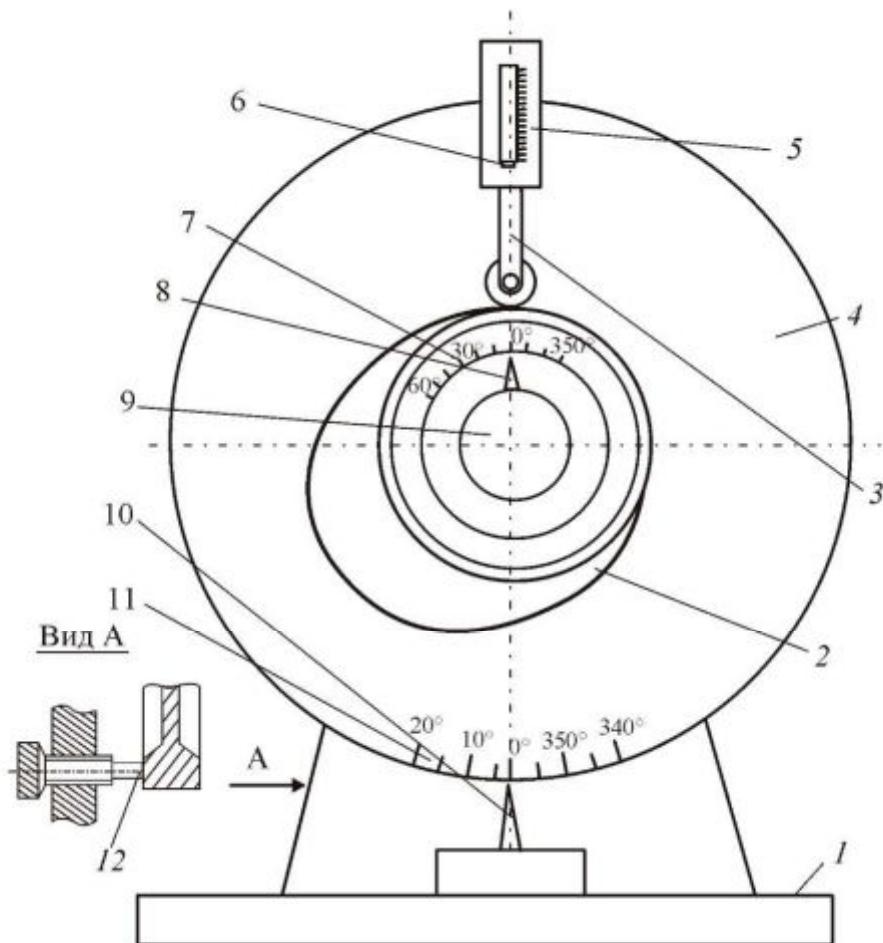


Рис. 4.9. Установка для исследования кулачковых механизмов

Для отсчета углов поворота кулачка служит шкала 7 с неподвижной стрелкой-указателем 8. Кулачок 2 может быть закреплен неподвижно гайкой 9. Диск 4 снабжен шкалой 11 с неподвижной стрелкой 10 для замера углов поворота кулачка методом обращенного движения.

4.3. Порядок выполнения работы

1. Определить перемещение ведомого звена в функции угла поворота кулачка по модели кулачкового механизма (решение задачи о положениях непосредственным поворотом кулачка). Для этого выполнить следующее:

- закрепить кулачок 2 (см. рис. 4.9) гайкой 9 так, чтобы стрелка-указатель 8 стояла на нулевом делении;

• вращая диск 4 часовой стрелки, найти начало фазы подъема. Это будет соответствовать тому положению диска 4, при котором риска 6 находится на толкателе (коромысле). Бывшая до этого на нулевом делении риска шкалы 5 начнет двигаться в направлении возрастания делений;

- ослабив гайку 9, вращать кулачок 2 по часовой стрелке до тех пор, пока ведомое звено максимально не поднимется и при дальнейшем вращении кулачка или остановится, или начнет опускаться. Стрелка 8 при этом покажет величину фазового угла удаления $\Psi_{уд}$, разделенного на n равных частей (например, на 8–10). Вернув кулачок в исходное положение, поворачивать его по часовой

стрелке на углы $\frac{\psi_{уд}}{n}$, $\frac{2\psi_{уд}}{n}$ и т.д. (шкала 7), одновременно замеряя перемещение толкателя S_i (шкала 5);

- продолжая вращать кулачок 2 по часовой стрелке, определить остальные фазовые углы: $\psi_{выс}$, $\psi_{сб}$ и $\psi_{б.с}$ (ближнего стояния). На фазе приближения выполнить такие же замеры, как и на фазе удаления, предварительно разбив $\psi_{выс}$ на n равных частей;

- полученные величины $S_i(\beta_i)$ и ψ_i занести в таблицу.

2. Определить перемещение ведомого звена методом обращенного движения по готовой модели кулачкового механизма.

Обычно метод обращенного движения используется в тех случаях, когда исследователь не имеет перед собой готовой конструкции кулачкового механизма. Но в учебных целях можно данный метод с успехом применить и по отношению к готовой модели кулачкового механизма.

Для решения задачи о положениях методом обращенного движения по готовой модели следует выполнить следующие действия:

- закрепить диск 4 (см. рис. 4.9) винтом 12 так, чтобы стрелка 10 совпадала с нулевым делением шкалы 11;

- вращая кулачок 2 по часовой стрелке, найти начало фазы удаления. Это будет соответствовать такому расположению кулачка, при котором риска 6 на ведомом звене, бывшая до этого на нулевом делении шкалы 5, начнет двигаться в направлении возрастания делений этой шкалы. Заметив этот момент, закрепить кулачок 2 гайкой 9. При этом указатель 6 ведомого звена должен стоять на нулевом делении шкалы 5;

- ослабив винт 12, вращать диск против часовой стрелки (шкала 11) на углы $\frac{\psi_{уд}}{n}$, $\frac{2\psi_{уд}}{n}$ и т.д. (n – число равных частей, на которые разбиты углы $\psi_{уд}$ и $\psi_{сб}$), одновременно замеряя перемещения толкателя (коромысла) S_i (шкала 5). Аналогичные замеры выполнить и на других фазах;

- полученные величины $S_i(\beta_i)$ и ψ_i занести в таблицу. Сравнить результаты замеров, полученные обоими методами.

Лабораторная работа № 5

Статическое уравновешивание вращающихся масс

Цель работы: изучение методики статической балансировки, причин возникновения неуравновешенности и способов практического их устранения.

5.1. Теоретическая часть

Ротор – тело любой геометрической формы, имеющее свое основное движение – движение вращения (коленвал, колесо турбины и т.д.).

Пусть в силу каких-либо причин центр масс ротора смешен от оси вращения O на постоянную величину $e_{ст}$.

Если $\omega = 0$, то на опоры действует только сила тяжести $G = mg$ (рис. 5.1, а).

Если $\omega = \text{const}$ (рис. 5.1, б), то на звено действует сила инерции $\vec{\Phi}_S$.

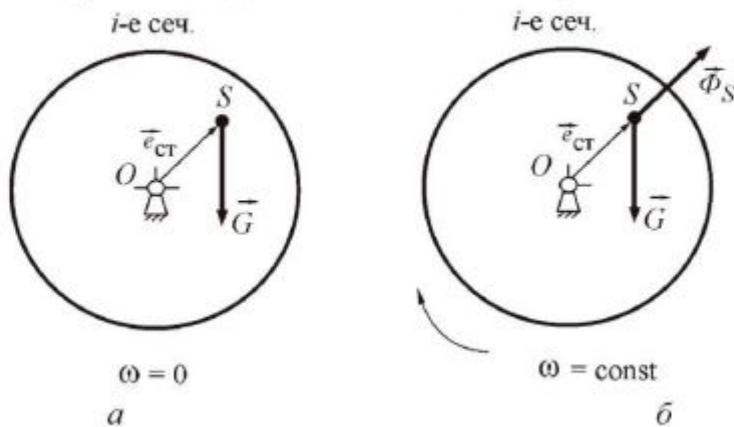


Рис. 5.1. Сравнительный анализ сил, действующих на вращающееся тело

Если заменить действие опоры реакцией и записать условие статического равновесия (по Даламберу):

$$\vec{\Phi}_S + \vec{G} + Q_{12} = 0,$$

то из рассмотрения рис. 5.2 следует, что при вращении ротора на его опоре возникает знакопеременная нагрузка Q_{12} , которая достигает максимума, когда $\vec{\Phi}_S$ и \vec{G} направлены вниз, и минимума, когда эти векторы направлены по вертикали в разные стороны.

Состояние ротора, характеризующегося таким распределением масс, при котором на его опорах возникает знакопеременная нагрузка, называется *неуравновешенностью ротора*.

Причины, вызывающие неуравновешенность ротора:

1. Неточность изготовления ротора.
2. Неточность сборки.
3. Различные включения при отливке частей ротора.
4. Перепады температур.

Мерой неуравновешенности ротора является *дисбаланс* (\vec{D}) – вектор, направленный по $\vec{\Phi}_S$ и отличающийся от него в ω^2 раз:

$$\vec{D} = m\vec{e}_{\text{ст}}.$$

Для того чтобы определить величину и направление \vec{D} , в рассмотрение вводят плоскость дисбаланса, в которой этот вектор расположен, и угол дисбаланса (рис. 5.3).

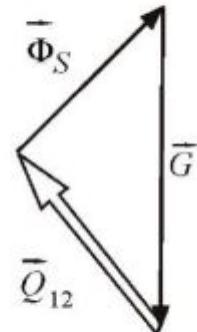


Рис. 5.2. Условие равновесия системы

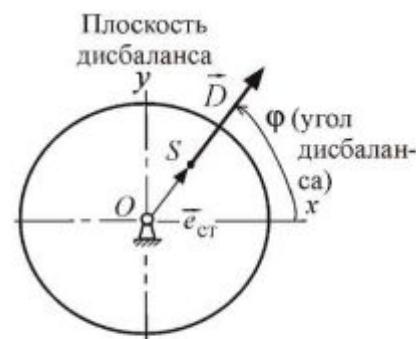


Рис. 5.3. Мера неуравновешенности ротора

Мероприятие, связанное с определением величины и направления \vec{D} с целью его последующего уменьшения, называется *уравновешиванием ротора*.

Существуют 3 вида неуравновешенности:

1. Статическая.

2. Моментная.

3. Динамическая (общий случай).

Статическая неуравновешенность характеризуется тем, что главная центральная ось инерции ротора расположена параллельно оси его вращения, а центр масс ротора смещен от оси вращения на величину $e_{\text{ст}}$.

Такая неуравновешенность проявляется в статике: если ось вращения ротора установить на призмы, то ротор, стремясь занять положение устойчивого равновесия, будет поворачиваться (рис. 5.4).

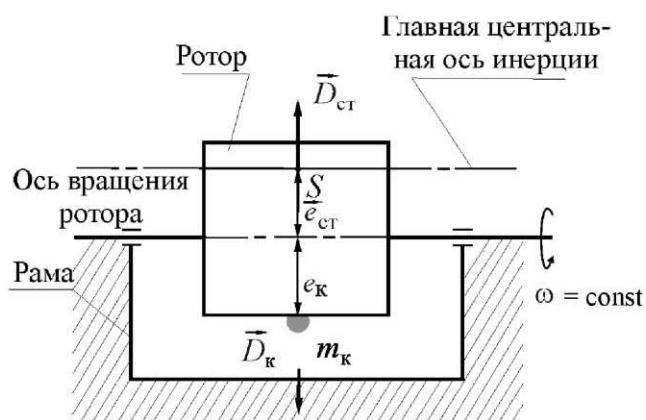


Рис. 5.4. Статическая неуравновешенность ротора

При вращении ротора возникает статический дисбаланс $D_{\text{ст}}$. Для устранения статической неуравновешенности, по линии действия $D_{\text{ст}}$ устанавливают корректирующую массу m_k на расстоянии e_k от оси вращения, и эта масса создает дисбаланс $\vec{D}_k = m_k \vec{e}_k$.

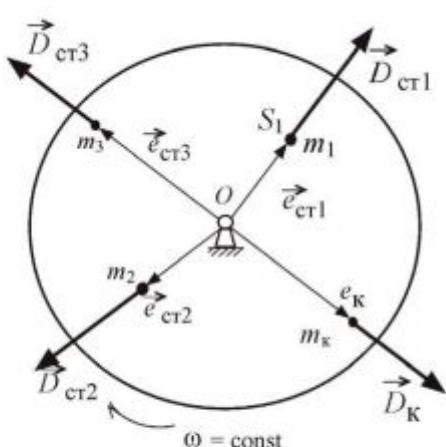


Рис. 5.5. Статическая неуравновешенность ротора с отклонениями объема

Для статического уравновешивания необходимо, чтобы $-\vec{D}_k = \vec{D}_{\text{ст}}$, при этом можно задаться величиной m_k и определить e_k или задаться e_k и найти m_k .

В результате уравновешивания главная центральная ось инерции должна совпасть с осью вращения.

Иногда в силу конструктивных особенностей ротора нельзя установить одну корректирующую массу. Тогда устанавливают две корректирующие массы в разных плоскостях.

Бывает другой случай (рис. 5.5) статической неуравновешенности, когда ротор по своему объему имеет какие-либо включения сторонних предметов или частиц.

Каждая частица создает дисбаланс: D_{ct1} , D_{ct2} , D_{ct3} .

Возникает вопрос, как расположить корректирующую массу?

$$\vec{D}_{ct1} + \vec{D}_{ct2} + \vec{D}_{ct3} + \vec{D}_k = 0.$$

Строится план дисбалансов (рис. 5.6).

$$\vec{D}_k = m_k \vec{e}_k.$$

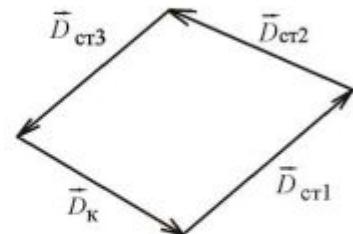


Рис. 5.6. План сил

Величина и направление D_k определяются из плана.

Здесь также либо задаются величиной m_k и определяют e_k , либо задаются e_k и находят m_k .

5.2. Описание лабораторных установок для статического уравновешивания тел

Уравновешивание ротора на специальных установках называется балансировкой ротора, а сами установки получили название балансировочных станков и стендов.

Балансировка называется статической, если цель ее – приведение центра вращающегося тела (ротора) к его оси вращения. Такое название балансировки объясняется тем, что обнаружить и измерить смещение центра тяжести ротора от оси вращения можно без раскручивания ротора, т. е. в статическом состоянии ротора, исследуя действие на него сил земного притяжения.

Балансировка называется динамической (полной), если цель ее – устранение смещения центра тяжести ротора относительно оси вращения. При уравновешивании только момента от сил инерции балансировка осуществляется также на станках для динамической балансировки. Динамической балансировке называется потому, что обнаружение и измерение динамической неуравновешенности ротора, а именно неравенства нулю его результирующего момента M от сил инерции, производится раскручиванием ротора, благодаря чему вызывается действие сил инерции и момента сил инерции на опору ротора.

Балансировка быстровращающихся роторов является необходимым технологическим мероприятием, завершающим процесс их изготовления и сборки. От балансировки ротора зависят эксплуатационные качества машины, в первую очередь ее долговечность и безопасность работы. Очень важно определить, достаточно ли произвести статическую балансировку или необходима динамическая.

Рекомендации разных исследователей по этому вопросу можно свести к следующему:

1) тихоходные роторы ($n < 300$ об/мин) достаточно балансировать статически;

2) если отношение длины ротора вдоль оси вращения к габаритному (наибольшему) диаметру меньше 0,2, то достаточно статической балансировки;

3) если длина ротора меньше диаметра, то для роторов, вращающихся со скоростью не больше 100 об/мин, достаточно статической балансировки;

4) роторы, уравновешенность которых особенно важна, например, в таких устройствах, как гироскопы и др., требуют динамической балансировки.

Статическая балансировка вращающихся тел производится на специальных приспособлениях, которые по принципу действия делятся на следующие виды: балансировочные параллели, роликовые приспособления, дисковые приспособления, балансировочные весы или приспособления.

Лабораторная установка, показанная на рис. 5.7, а, состоит из вала 1, на котором жестко закреплены пять дисков 3 с круговыми прорезями для установки грузов 4. Градусные шкалы 9 на дисках позволяют отсчитывать центральные углы между устанавливаемыми грузами.

Лабораторная установка изображенная на рис. 5.7, б, состоит из вала 1, на котором при помощи винтов 10 фиксируются в определенном положении

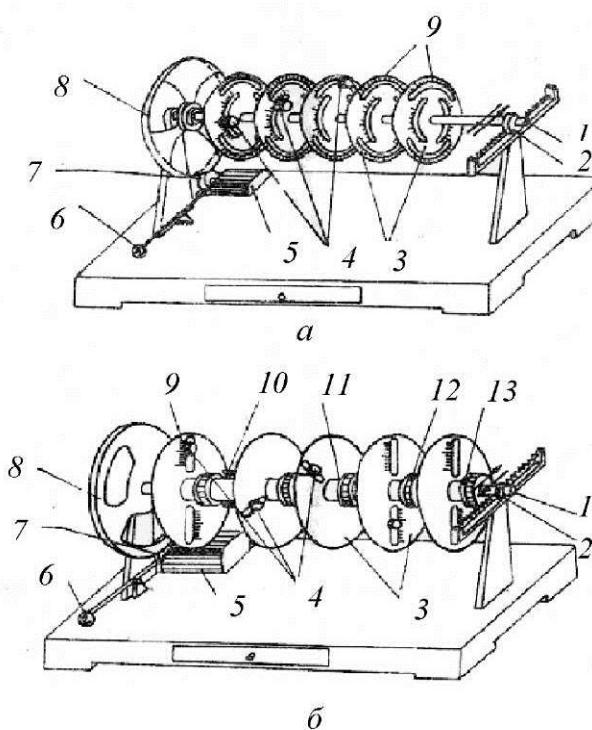


Рис. 5.7. Лабораторные установки

пять дисков 3. Ступица 11 каждого диска имеет рискунок 13. При повороте дисков необходимо ослабить винт 10. Градусная шкала нанесена против каждого диска на валу. При установке диска под определенным углом необходимо рискунок 13 на ступице диска совместить с соответствующим делением на шкале 12 вала. Радиальные прорези со шкалой 9 позволяют устанавливать грузы на различных радиусах.

Валы 1 обеих установок вращаются в подшипниках, связанных с рамой. Правый подшипник 2 может перемещаться в горизонтальной плоскости по раме, что позволяет проверить уравновешенность вращающегося вала 1 с дисками. С этой целью на левом конце вала каждой установки закреплен шкив 8 для раскручивания вала. При опускании рукоятки 6 вниз включается мотор 5, а резиновый ролик 7, сидящий на его валу, прижимается к шкиву 8 и раскручивает вал. После отнятия руки от рукоятки 6 ролик 7 отходит от шкива 8 и мотор выключается. Если диски с установленными грузами не уравновешены, то возникают резкие колебания вала, которые хорошо заметны по движению его незакрепленного конца.

5.3. Порядок выполнения работы

Для того чтобы задать неуравновешенность вращающегося тела, выбираем три постоянных груза (табл. 5.1), которые следует разместить на трех дисках. На первой установке (см. рис. 5.7, *a*) грузы размещаются в круговых

Таблица 5.1
Варианты размещения груза

Грузы	Место- положения грузов	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Q_1	α_1	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°	0°
Q_2	α_2	80°	90°	60°	80°	90°	100°	110°	40°
Q_3	α_3	90°	150°	180°	110°	70°	80°	80°	160°

прорезях на радиусе $r = 60$ мм или $r = 90$ мм, а на второй (см. рис. 5.7, *b*) – в радиальных прорезях.

При закреплении грузов необходимо риску на них совместить с одним из делений на шкале 9 дисков 3.

Положение первого груза Q_1 характеризуется углом α_1 , который на первой установке определяется по шкале 9 диска 3, а на второй установке – поворотом дисков 3 при ослабленных винтах 10. Второй груз размещается под заданным углом α_2 на втором диске установки. Угол α_2 отсчитывается относительно первого груза, а угол α_3 – относительно второго груза. При выборе углов α_1 , α_2 и α_3 следует руководствоваться данными табл. 5.1.

После закрепления грузов на диске проверяем его на статическую уравновешенность. О статической неуравновешенности вращающегося тела можно судить по следующим факторам. В рассматриваем случае вал с дисками вращается в подшипниках качения, поэтому возникающая сила трения в подшипниках весьма мала. Следовательно, статически неуравновешенное тело, представленное самому себе, под действием момента Qr придет в движение, пока центр тяжести не займет самое нижнее положение. Если тело будет статически уравновешено, то оно в любом положении будет устойчиво. Далее в масштабе вычерчиваем схему расположения грузов, как показано на рис. 5.8, *a*.

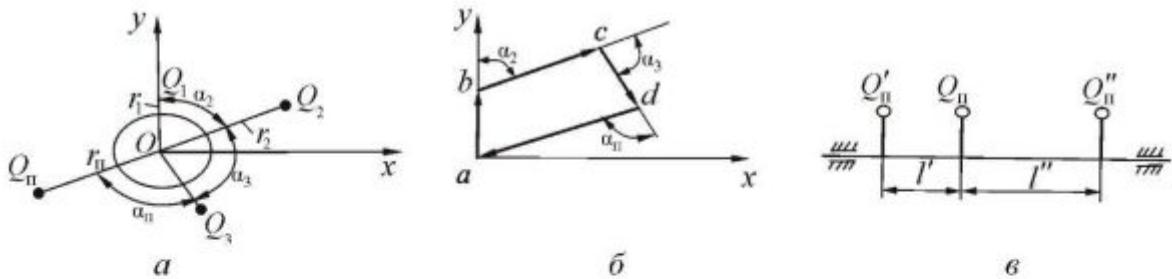


Рис. 5.8. Варианты исследования статической неуравновешенности

Определить вес и местоположение противовеса можно исходя из следующих соображений.

При вращении присоединенные к дискам грузы будут давать силы инерции. При статической уравновешенности центр тяжести должен лежать на оси вращения, т.е. сумма смещений по координатным осям

$$\vec{r}_S = \vec{x}_S + \vec{y}_S = 0.$$

В этом случае условие статической уравновешенности запишется в следующем виде:

$$\sum m_i \omega^2 r_i = \sum \frac{G_i r_i}{g} \omega^2 = 0. \quad (5.1)$$

Учитывая, что для всех грузов ω и g – величины постоянные, выражение (5.1) можно сократить на $\frac{\omega^2}{g}$. Тогда условие статической уравновешенности можно записать в следующем виде:

$$\sum_{i=1}^{i=n} m_i \vec{r}_i = 0, \quad (5.2)$$

т.е. геометрическая сумма векторов статических моментов должна быть равна нулю. Иначе говоря, многоугольник статических моментов должен быть замкнут.

В общем случае условие (5.2) может быть не выполнено. Поэтому для статического уравновешивания необходимо найти величину статического момента противовеса. Условие (5.2) с учетом статического момента противовеса записывается в следующем виде:

$$m_n \vec{r}_n + \sum_{i=1}^{i=n} m_i \vec{r}_i = 0. \quad (5.3)$$

Для рассматриваемого случая выражение (5.3) имеет вид

$$Q_1 \vec{r}_1 + Q_2 \vec{r}_2 + Q_3 \vec{r}_3 + Q_n \vec{r}_n = 0, \quad (5.4)$$

где Q_1, Q_2, Q_3 – веса соответствующих грузов; Q_n – вес противовеса.

Последовательность измерений:

1. Определить величины статических моментов $Q_1 r_1; Q_2 r_2; Q_3 r_3$.
2. Определить масштаб построения многоугольника статических моментов:

$$\mu_{Or} = \frac{Q_1 r_1}{ab},$$

где ab – длина отрезка на чертеже, изображающего статический момент первого груза.

3. Определить длины отрезков bc , cd , изображающих соответственно статические моменты Q_2r_2 и Q_3r_3 :

$$bc = \frac{Q_2r_2}{\mu_{Qr}} \quad \text{и} \quad cd = \frac{Q_3r_3}{\mu_{Qr}}.$$

4. Построить многоугольник статических моментов.

Для этого выбираем произвольную точку a . Статический момент Q_1r_1 первого груза в выбранном масштабе откладываем от точки a в виде отрезков ab , т.е. условно принимаем, что первый груз расположен на вертикальной линии, выше оси вращения, на расстоянии r_1 . Далее к вектору ab геометрически прибавляем векторы bc и cd , руководствуясь рис. 5.8, б.

Соединив точки d и a , на основании уравнения (5.4) получим вектор da , изображающий $Q_{\pi}r_{\pi}$ в масштабе μ_{Qr} и определяющий угол α_{π} , который должен составлять $r_{\pi}cr_3$.

5. Определить вес противовеса (или массу) по формуле

$$Q_{\pi} = \frac{(ad)\mu_{Qr}}{r_{\pi}}.$$

Если удобней задаться весом противовеса, то радиус расположения противовеса

$$r_{\pi} = \frac{(ad)\mu_{Qr}}{Q_{\pi}}.$$

6. Рассчитать расстояния между поперечными плоскостями при статическом уравновешивании вращающегося тела двумя противовесами при условии

$$Q''_{\pi} + Q'_{\pi} = Q_{\pi}. \quad (5.5)$$

При этом предполагаем, что радиусы расположения противовесов $r_{\pi 1}$ и $r_{\pi 2}$ равны между собой. При постановке двух противовесов необходимо между ними выбрать такое расстояние, чтобы момент этих противовесов относительно любой точки на оси вращения был равен моменту одного противовеса относительно той же точки (рис. 5.8, в). Следовательно, должно выполняться условие

$$\frac{Q'_{\pi}}{Q''_{\pi}} = \frac{l''}{l'}, \quad (5.6)$$

где Q'_{π} и Q''_{π} – грузы двух противовесов.

Объяснить, почему динамическая неуравновешенность в случае замены одного противовеса двумя при соблюдении условий (5.5), (5.6) не изменяется.

7. Проверить статическую уравновешенность. Для этого повернуть вал с дисками на $20\text{--}30^\circ$, оставить вал вращаться. Если вал с дисками в любом

положении будет находиться в состоянии безразличного равновесия, то вращающееся тело будет считаться статически уравновешенным.

При правильном расчете веса противовеса, r_p и α_p колебания правого конца вала будут отсутствовать.

8. Оформить отчет по работе.

Лабораторная работа № 6

Моментное уравновешивание вращающихся тел

Цель работы: изучение методики полного уравновешивания вращающихся тел, расчет весов и мест постановки противовесов, проверка полученных результатов.

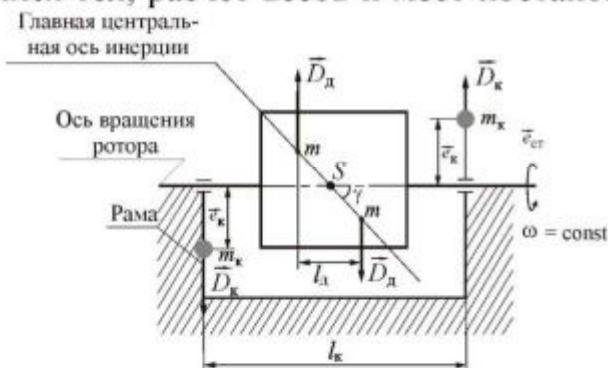


Рис. 6.1. Моментная неуравновешенность

Моментная неуравновешенность проявляется только при вращении ротора (появляются биения на опорах).

Динамический момент, возникающий при вращении ротора,

$$M_d = D_d l_d.$$

Для устранения моментной неуравновешенности выбирают в произвольном месте две корректирующие плоскости.

Выберем их так, чтобы одна проходила через опору A , другая – через опору B (рис. 6.2). $\vec{D}_k = m\vec{e}_k$ в обеих плоскостях,

$$\vec{M}_k = \vec{l}_k \vec{D}_k.$$

Для моментного уравновешивания необходимо, чтобы $\vec{M}_d = -\vec{M}_k$.

Таким образом, для устранения моментной неуравновешенности необходимо иметь две корректирующие массы, которые размещают в двух корректирующих плоскостях.

Динамическая неуравновешенность является общим случаем неуравновешенности ротора, т.е. в этом случае имеет место как статическая, так и моментная неуравновешенность.

При этом центр масс ротора не лежит на оси вращения, и главная центральная ось инерции повернута на угол γ относительно оси вращения (см. рис. 6.2).

$$\vec{D}_{ct} = m\vec{e}_{ct}.$$

Выберем в произвольном месте две корректирующие плоскости (опоры A и B).

6.1. Теоретическая часть

Моментная неуравновешенность характеризуется тем, что центр масс ротора расположен на оси его вращения, главная центральная ось инерции повернута относительно оси вращения на некоторый угол γ (рис. 6.1).

Моментная неуравновешенность

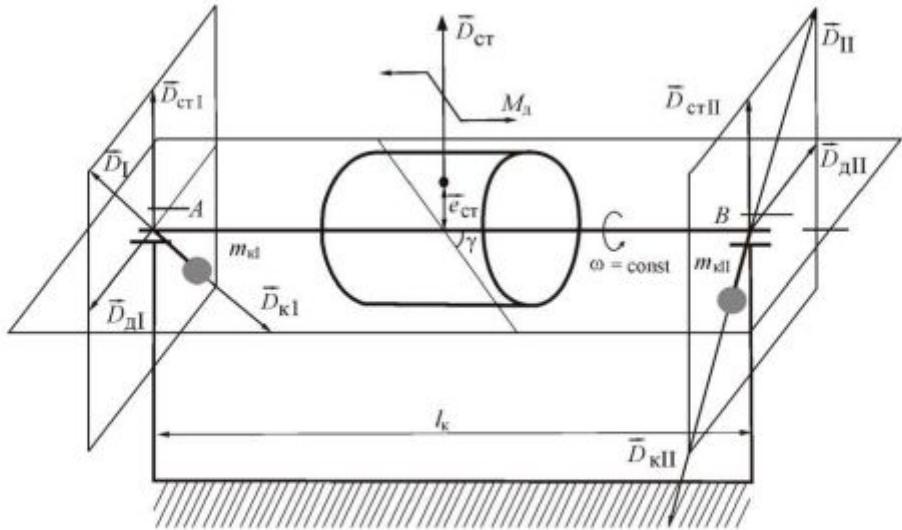


Рис. 6.2. Пример динамической неуравновешенности ротора

Вектор дисбаланса разнесем по этим плоскостям так, чтобы

$$\vec{D}_{ct} = \vec{D}_{ctI} + \vec{D}_{ctII}.$$

Динамический момент представим в виде пары сил:

$$\vec{D}_{dI} = \vec{D}_{dII}, \quad M_d = D_d l_d, \quad l_d = l_{AB}.$$

Уравновешивание осуществляется в каждой плоскости отдельно. В первой плоскости находим результирующий вектор дисбаланса.

Для уравновешивания D_I необходимо на линии его действия установить корректирующую массу m_{kl} на расстоянии e_{kl} так, чтобы она создавала дисбаланс корректирующей массы в первой плоскости:

$$\vec{D}_I = -\vec{D}_{kl},$$

$$\vec{D}_{kl} = m_{kl} \vec{e}_{kl}.$$

Во второй плоскости

$$\vec{D}_{II} = -\vec{D}_{kII},$$

$$\vec{D}_{kII} = m_{kII} \vec{e}_{kII}.$$

Динамическая неуравновешенность устраняется путем установки двух корректирующих масс в двух корректирующих плоскостях. При этом дисбалансы корректирующих масс в первой и во второй плоскостях неравны и не параллельны.

6.2. Описание установки

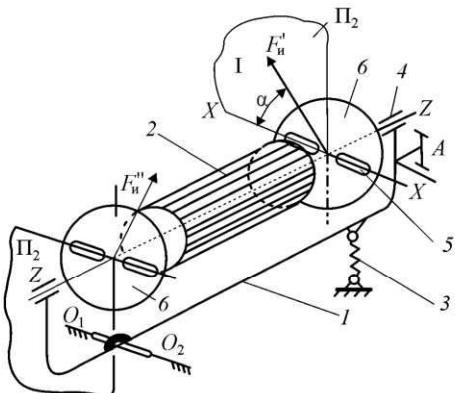
Схема станка изображена на рис. 6.3. Он состоит из рамы 1, которая закреплена на оси O_1O_2 , перпендикулярной оси ZZ вращения ротора 2, и опирается на пружину 3. Рама может совершать колебательное движение вокруг оси ZZ , максимальная амплитуда колебаний может быть замерена индикатором.

В подшипниках 4 рамы 1 закрепляется ось балансируемого ротора 2 так, чтобы одна из плоскостей, выбранных для постановки противовесов (на рис. 6.3 это плоскость Π_1), проходила через ось вращения рамы O_1O_2 .

В плоскости Π_1 ротора устанавливается сбалансированный диск 6 с диаметральными прорезями 5, в которых на разных расстояниях от оси ротора ZZ могут крепиться дополнительные грузы. При вращении ротора в плоскости Π_1 диска возникнет сила инерции. Вертикальная составляющая силы инерции F'_I в плоскости диска пропорциональна $\sin \alpha$:

$$F'_I = m_I r_I \omega^2 \sin(\alpha),$$

и создает относительно оси $O_1 O_2$ момент M :



$$M = m_I r_I l \omega^2 \sin \alpha.$$

Сила инерции, возникающая в плоскости Π_2 , проходит через ось вращения рамы и момента создавать не будет.

Момент M , изменяющийся по гармоническому закону с частотой, равной угловой скорости вращения ротора, вызовет вынужденные колебания рамы 1. При выбеге по мере уменьшения скорости вращения ротора частота возмущающей силы будет уменьшаться, и, когда она совпадет с собственной частотой рамы, наступит явление резонанса;

амплитуда колебания рамы при этом достигнет наибольшей величины. Эта наибольшая амплитуда A_1 и будет зафиксирована индикатором. Из теории колебаний известно, что амплитуда вынужденных колебаний пропорциональна амплитуде возмущающей силы:

$$A_1 = k F_I,$$

здесь k – постоянный для данной установки коэффициент, зависящий от ее параметров.

При резонансе частота ω возмущающей силы совпадает с частотой собственных колебаний. Для данной установки частота собственных колебаний p – величина постоянная, поэтому резонанс наступает при вполне определенной (постоянной) угловой скорости $\omega = p$.

Следовательно, можно считать, что резонансная амплитуда пропорциональна статическому моменту неуравновешенной массы ($m_I r_I$) или статическому моменту неуравновешенного груза $G_I r_I$.

$$A_1 = k m_I r_I$$

или

$$A_1 = k_2 G_I r_I.$$

Так как у вращающегося ротора не известны величины неуравновешенных масс (грузов) и их координаты, то при установке противовесов необходимо знать не только величину радиуса r_n , массу противовеса m_n , но и угол α_1 , характеризующий положение неуравновешенной массы относительно какой-то начальной линии отсчета XX (см. рис. 6.3).

Для определения величины статического момента $m_{\text{п}}r_{\text{п}}$, неуравновешенной массы $m_{\text{п}}$ и угла α_1 необходимо определить величину резонансной амплитуды A_1 , возникающей под действием силы $F_{\text{и}}^{\text{I}}$.

Для этого необходимо предварительно определить амплитуду A_1 от неуравновешенной массы m_1 . С этой целью разгоним ротор до оборотов, превышающих резонансные, и при выбеге в момент резонанса по индикатору определим максимальную величину амплитуды A_1 .

Далее в прорези диска (рис. 6.4) на расстоянии $r_{\text{д}}$ от оси закрепим дополнительный груз массой $m_{\text{д}}$ (весом $G_{\text{д}}$). Приведем вновь ротор во вращение и замерим максимальную амплитуду A_2 в момент резонанса. В этом случае вынужденные колебания с амплитудой A_2 вызываются силой

$$\vec{R}_1 = \vec{F}_{\text{и}}^{\text{I}} + \vec{Q}_{\text{и}}, \quad (6.1)$$

где $\vec{Q}_{\text{и}}$ – сила инерции от установки дополнительного груза.

Затем дополнительный груз расположим по другую сторону оси вращения ротора поворотом диска на 180° относительно оси ZZ . Аналогично предыдущему замеряем амплитуду A_3 . Вынужденные колебания с амплитудой A_3 (см. рис. 6.4) вызываются силой

$$\vec{R}_2 = \vec{F}_{\text{и}}^{\text{I}} + (-\vec{Q}_{\text{и}}). \quad (6.2)$$

Согласно выражениям (6.1), (6.2) можно записать $A_2 = kR_1$, $A_3 = kR_2$.

На рис. 6.4 изображены два параллелограмма. Параллелограмм $OBCD$ соответствует первому положению дополнительно установленного груза $G_{\text{д}}$, а параллелограмм $OBED'$ – второму положению дополнительного груза $G_{\text{д}}$.

Так как величины амплитуд вынужденных колебаний пропорциональны соответствующим возмущающим силам, то стороны параллелограмма в некотором масштабе будут представлять величины соответствующих амплитуд.

На продолжении CD (рис. 6.5) отложим $DE = A_1$. Тогда $OE = A_3$. Треугольник COE можно всегда построить по замеренным значениям амплитуд A_1 , A_2 и A_3 , выбрав предварительно масштаб μ_A (см. рис. 6.5).

Для этого достаточно в масштабе μ_A отложить отрезок $CE = 2A_1$, а из точек C и E провести дуги радиусами соответственно A_2 и A_3 . Точка пересечения дуг определит вершину O .

Построив ΔCOE , можно графически определить величину медианы OD , которая в масштабе μ_A изображает амплитуду

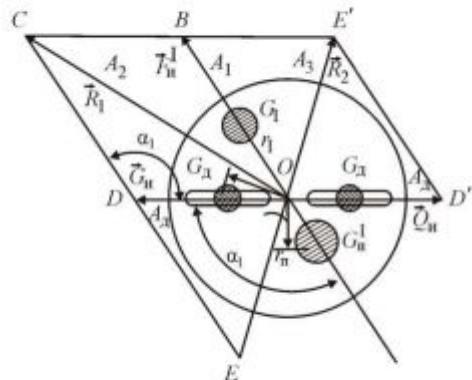


Рис. 6.4. Силы, действующие в прорези диска

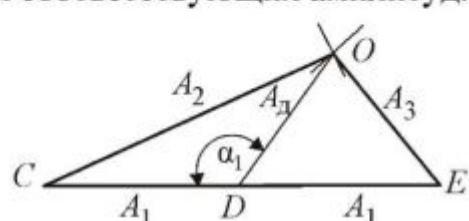


Рис. 6.5. Треугольник амплитуд

$$A_{\text{д}} = \mu_A(OD) = kQ_{\text{и}},$$

где $A_{\text{д}}$ – амплитуда вынужденных колебаний, вызываемая дополнительным грузом при отсутствии неуравновешенности ротора, т.е. при $F_{\text{и}} = 0$. По амплитуде $A_{\text{д}}$ определяем коэффициент K или K_1 (K_2):

$$K = \frac{A_{\text{д}}}{Q_{\text{и}}}, \quad K_1 = \frac{A_{\text{д}}}{m_{\text{д}}r_{\text{д}}}, \quad K_2 = \frac{A_{\text{д}}}{G_{\text{д}}r_{\text{д}}}.$$

Определив постоянную установки K_1 (K_2), можно рассчитать величину неуравновешенного статического момента m_1r_1 (G_1r_1):

$$m_1r_1 = \frac{A_1}{K_1} = \frac{A_1}{A_{\text{д}}} m_{\text{д}}r_{\text{д}},$$

$$G_1r_1 = \frac{A_1}{K_2} = \frac{A_1}{A_{\text{д}}} G_{\text{д}}r_{\text{д}}.$$

Для того чтобы уравновесить $F_{\text{и}}^{\text{I}}$, необходимо выдержать условие

$$G_Ir_I = G_{\text{п}}^{\text{I}}r_{\text{п}}^{\text{I}} \quad \text{или} \quad m_Ir_I = m_{\text{п}}^{\text{I}}r_{\text{п}}^{\text{I}}.$$

Задавшись величиной противовеса, можно определить расстояние, на котором следует установить противовес:

$$r_{\text{п}}^{\text{I}} = \frac{m_Ir_I}{m_{\text{п}}^{\text{I}}} = \frac{A_1}{K_1m_{\text{п}}^{\text{I}}} = \frac{A_1}{A_{\text{д}}m_{\text{п}}^{\text{I}}} m_g r_g,$$

$$r_{\text{п}}^{\text{I}} = \frac{G_Ir_I}{G_{\text{п}}^{\text{I}}} = \frac{A_1}{K_2G_{\text{п}}^{\text{I}}} = \frac{A_1}{A_{\text{д}}G_{\text{п}}^{\text{I}}} G_{\text{д}}r_{\text{д}}.$$

Для того чтобы определить месторасположение противовеса, необходимо определить угол α_1 , характеризующий положение радиуса-вектора силы инерции $F_{\text{и}}$ относительно радиуса-вектора силы инерции $Q_{\text{и}}$ при установке дополнительного груза.

Для того чтобы уравновесить силу $F_{\text{и}}$, необходимо противовес расположить таким образом, чтобы создаваемая им сила инерции была направлена противоположно силе $F_{\text{и}}^{\text{I}}$, т.е. противовес нужно установить в той же прорези, в которой находился дополнительный груз, и повернуть диск на угол $+\alpha$ или $-\alpha$. Правильное положение противовеса определяется двумя пробами, потому что действительное положение неуравновешенной массы неизвестно.

То положение противовеса, при котором амплитуда будет минимальной, определит необходимое место установки противовеса.

Если параллелограммы амплитуд $DCBO$ и $OBE'D'$ совместить, то можно записать следующее:

$$A_2^2 + A_3^2 = 2A_1^2 + 2A_{\text{д}}^2,$$

откуда

$$A_{\Delta} = \sqrt{\frac{1}{2}(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2)}.$$

Угол α_1 можно определить по формуле

$$\cos(\alpha_1) = \frac{A_1^2 + A_{\Delta}^2 - A_2^2}{2A_1 A_{\Delta}}. \quad (6.3)$$

6.3. Порядок выполнения работы

1. Установить на 0° диски 6 и закрепить их стопорными винтами (см. рис. 6.3).

2. Проверить установку на 0 стрелки индикатора. Для этого нажимом на шток индикатора установить обе стрелки индикатора на 0. Нижний конец штока должен коснуться рамы 1 установки (рама при этом должна быть неподвижна).

3. Придерживая раму 1, нажать на пусковую рукоятку и, выждав несколько секунд, пока ротор раскрутится, отпустить ее. По мере уменьшения угловой скорости ротора амплитуда колебаний рамы будет расти. В момент резонанса, когда амплитуда колебаний станет наибольшей, нужно отсчитать показание по шкале лампового вольтметра или показание стрелочного индикатора.

Делают 5 таких замеров A_1 и, отбросив максимальные и минимальные значения, вычисляют среднее значение A_1 по показаниям индикатора.

4. Закрепить в одной из прорезей правого диска 6 дополнительный груз. Записать вес взятого груза и расстояние, на котором он закреплен (вес груза брать равным 20–40 г, а расстояние от оси не более 50 мм). Затем, как и в п. 3, пять раз замерить амплитуду A_2 и вычислить среднее значение A_2 в миллиметрах.

5. Освободить стопорный винт диска 6, повернуть его на 180° и закрепить его в таком положении. Дополнительный груз теперь окажется по другой стороне оси вращения. Пять раз замерить амплитуду, как и в п. 3, и вычислить среднее значение A_3 в миллиметрах.

Примечание. Настройку на 0 не менять.

6. По найденным значениям амплитуд A_1 , A_2 , A_3 графическим построением ΔCOE (см. рис. 6.5) определить амплитуду A_{Δ} . Аналитически эта амплитуда рассчитывается по формуле:

$$A_{\Delta} = \sqrt{\frac{1}{2}(A_2^2 + A_3^2 - 2A_1^2)}.$$

7. Графически из ΔCOE или по формуле (6.3) определить значение угла α_1 .

8. Задаваясь величиной противовеса G_{π}^I , определить расстояние, на котором следует установить противовес.

$$r_{\pi}^I = \frac{G_I r_I}{G_{\pi}^I} = \frac{A_1}{K_2 G_{\pi}^I} = \frac{A_1}{A_{\Delta} G_{\pi}^I} G_{\Delta} r_{\Delta}.$$

9. Снять дополнительный груз, а в ту же прорезь поставить рассчитанный противовес. Повернуть диск на угол α_1 , определить амплитуду A_n . Затем то же проделать для угла $-\alpha_1$. Правильным будет то положение, при котором в момент резонанса колебания рамы отсутствуют или сравнительно невелики. Для полного уравновешивания ротора необходимо последний развернуть на 180° , совместив при этом диск 6 с осью вращения рамы O_1O_2 .

Вся дальнейшая работа производится аналогично. В результате этого определяется величина и место установки второго противовеса ($G_n^{\text{II}}, r_n^{\text{II}}$).

Лабораторная работа № 7

Исследование характеристик учебного мини-робота

Цель работы: ознакомление с конструкцией, принципом действия учебного электроприводного мини-робота (на примере «РОБКО-01») и экспериментальное исследование его характеристик

7.1. Теоретические сведения

Мини-робот модели «РОБКО-01» представляет собой уменьшенную в размерах копию, соответствующую различным типам промышленных роботов. Он разработан в Институте технической кибернетики и робототехники Академии наук Болгарии и предназначен для обучения кадров в области робототехники и вычислительной техники. Кроме того, он может найти применение и в автоматизации реального производства: сборки, пакетирования, заправки и т.п.

«РОБКО-01» управляет персональным компьютером «Правец-82». Шаговые двигатели привода приводятся в движение компьютером. Конструкция робота обеспечивает наглядность работы кинематики и привода. Робот обладает хорошим программным обеспечением при управлении как в обобщенных, так и в декартовых координатах и возможностью развития программного обеспечения.

Техническая характеристика мини-робота «РОБКО-01»:

Число степеней подвижности.....	1–5
Радиус рабочего схвата	358 мм
Точность позиционирования	0,1 мм
Грузоподъемность	250 г
Питание.....	12–14 В, 4А
Длина управляющего кабеля	900 мм
Масса робота	4400 г

Робот имеет 8 входов и 8 выходов (ТТЛ – уровень для синхронизации с внешним оборудованием).

На рис. 7.1, *a* представлен общий вид мини-робота «РОБКО-01». Основными элементами робота являются: 1 – первое кинематическое звено, на котором установлены все двигатели; 2, 3 – второе и третье кинематические звенья; 4 – захватное устройство; 5 – двигатели; 6 – неподвижное основание.

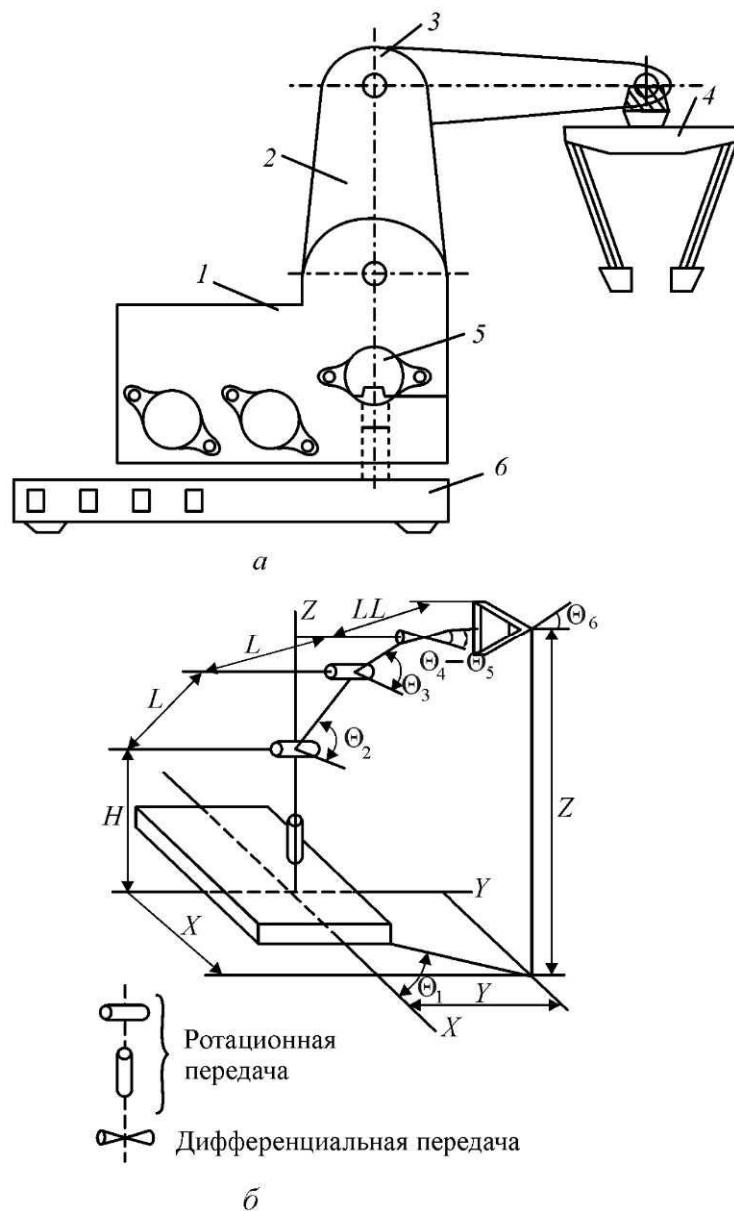


Рис. 7.1. Общий вид (а) и кинематическая модель (б) мини-робота «РОБКО-01»

В работе использована тросовая передача от двигателей к кинематическим звеньям.

Особенностью робота является то, что степени подвижности не связаны между собой, использовано так называемое параллелограммное движение. При движении одной из степеней подвижности изменяется ориентация в пространстве только соответствующего звена, ориентация остальных остается неизменной.

На рис. 7.1, а представлена кинематическая модель робота, где θ_1 – θ_6 – обобщенные координаты захватного устройства робота. Геометрические размеры робота следующие: $H = 190$ мм, $L = 178$ мм, $LL = 92$ мм.

Управление двигателями осуществляется от платы управления, расположенной в неподвижном основании манипулятора, в соответствии с сигналами от ЦВМ. На рис. 7.2 представлена схема мини-робота «РОБКО-01».

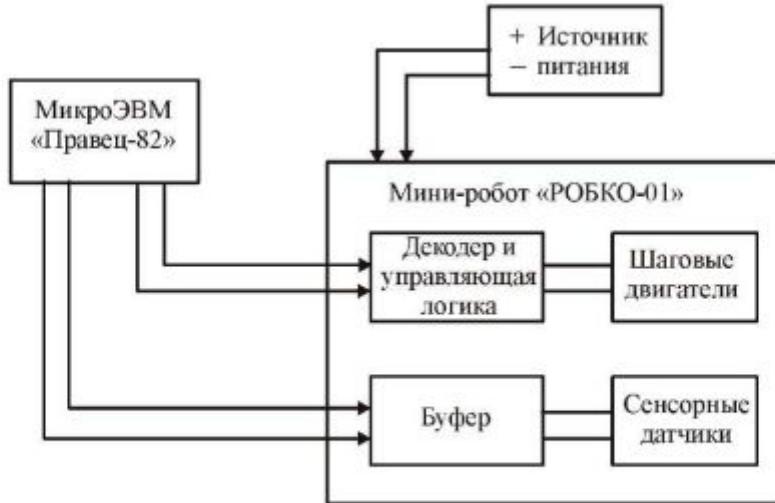


Рис. 7.2. Схема мини-робота «РОБКО-01»

Робот можно рассматривать как периферийное устройство персонального компьютера, снаженное параллельным интерфейсом. Конфигурация выходной шины имеет следующий вид: 4 младших разряда – кодовые комбинации для управления двигателями, следующие 3 разряда – адреса (номера) двигателей в двоичном коде, старшие разряды предназначены для вспомогательной информации при работе робота с другими устройствами: конвейерами, бункерами и машинами, которые образуют роботизированное рабочее место.

7.2. Методика проведения лабораторной работы

Стенд состоит из мини-робота «РОБКО-01», персонального компьютера «Правец-82» и источника питания.

Для подготовки робота «РОБКО-01» к работе необходимо выполнить следующие операции:

1. Включить компьютер.
2. Включить источник питания робота.
3. Соединить магнитофон с компьютером. Поставить в магнитофон кассету с записью программы УПРАВЛЕНИЕ и установить начало программы (по счетчику или с помощью прослушивания).
4. Набрать на дисплее LOAD.
5. Включить магнитофон в режиме воспроизведения. Затем нажать клавишу RETURN (для краткости в дальнейшем будем обозначать ее буквой R).
6. При правильном вводе программы компьютер по окончании программы даст сигнал «бип». Если вместо сигнала «бип» последовало сообщение на дисплее ERR, то программа введена с ошибками. В этом случае необходимо выключить процессор и через 15–20 с повторить все, изменив уровень воспроизведения магнитофона. В случае правильной записи после сигнала «бип» следует остановить магнитофон.
7. Поставить кассету с программой ROB ASIC в магнитофон и установить ее начало.
8. Набрать на дисплее CALL-151 R. Слева символ на экране «]» сменится на «*».

9. Набрать на дисплее 8D00.931OR, затем поставить магнитофон в режим воспроизведения и нажать клавишу R.

10. Если ввод программы прошел успешно, то компьютер сигнализирует «бип» и символ «*» снова появляется на экране.

11. Нажать комбинацию клавиш CTRL-C и затем клавишу R. Символ «]» снова появится на экране;

12. Набрать RUNR. На экране появится заглавие программы управления.

После включения программы на экране появится вопрос «SLOT NR?». Для продолжения работы следует ввести NR, где N – номер двигателя «РОБКО-01» (от 1 до 6). После этого на экране появится таблица и вопрос «РЕЖИМ?».

Следует набрать ПОМОЩЬ R, при этом появится таблица возможных режимов. Затем нажать на клавишу интервал, и снова появится вопрос «РЕЖИМ?». После этого набрать требуемый режим.

Перед началом движения степенями подвижности необходимости ввести скорость 500 R. Приведение в действие степени подвижности осуществляется нажатием клавиши с номером соответствующего двигателя, а остановка – нажатием клавиши Я. Для движения первого кинематического звена в обратную сторону следует нажать Я, а для остановки – 1.

Управление шаговыми двигателями с целыми и половинным шагами осуществляется формированием вшине данных последовательности комбинаций:

1010	1000	0100
0110	1010	0100
0101	0010	0001
1001	0110	1001

Примечание: третий столбец является продолжением второго.

Для обращения к портам в мини-роботе «РОБКО-01» использован оператор POKЕ X,Y, где X – адрес порта, Y – значение результата, засыпаемого впорт. Адрес порта формируется следующим образом: X = 49280 + SL·16 + 6, где SL – номер двигателя.

Значение X соответствует десятичному числу, кодовая комбинация которого в двоичном коде берется из таблицы состояний шаговых двигателей.

7.3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с инструкцией по эксплуатации робота.
2. Ознакомиться с конструкцией робота.
3. Составить таблицы состояний для каждого шагового двигателя для целого и половинного шага.
4. Составить по таблицам п. 3 программы для управления двигателями с целыми и половинными шагами.
5. Ввести программу целого шага в ЦВМ.
6. Переместить манипулятор робота с помощью этой программы из положения с координатами захватного устройства 0; 0; 538; 90; 0 в положения 0; 448; 190; 0; 10.

7. Измерить скорости перемещения каждой степени подвижности.
8. Измерить угол поворота каждой степени подвижности на один импульс при целом шаге.
9. Ввести программу половинного шага в ЦВМ.
10. Переместить манипулятор робота с помощью этой программы из положения с координатами захватного устройства 0; 448; 190; 0; 10 в положение 0; 0; 538; 90; 0.
11. Измерить скорости перемещения каждой степени подвижности.
12. Измерить угол поворота каждой степени подвижности на один импульс при половинном шаге.
13. Результаты измерений свести в таблицу.
14. Провести анализ полученных результатов, сделать выводы.

7.4. Отчет о работе*

1. Схемы лабораторной установки.
2. Таблицы состояний шаговых двигателей.
3. Таблицы с результатами эксперимента.
4. Расчетные характеристики (согласно заданию).
5. Анализ результатов и выводы.

7.5. Контрольные вопросы

1. Указать, какой тип передачи использован в учебном роботе «РОБКО-01».
2. Указать, какого типа двигатели использованы в приводах мини-робота «РОБКО-01».
3. Пояснить принцип действия двигателей мини-робота «РОБКО-01».
4. Пояснить, как можно уменьшить шаг двигателей мини-робота «РОБКО-01».
5. Нарисовать схему системы управления мини-роботом «РОБКО-01».
6. Объяснить, по какому закону осуществляется управление двигателями в мини-роботе «РОБКО-01».
7. Пояснить, как осуществляется независимое управление отдельными приводами в мини-роботе «РОБКО-01».
8. Указать назначение мини-робота «РОБКО-01».

Лабораторная работа № 8

Моделирование на ЭВМ управляемого движения манипуляторов

Цель работы: ознакомление с особенностями моделирования управляемого движения манипуляторов на ЭВМ СМ-4.

8.1. Теоретическая часть

Для моделирования на ЭВМ управляемого движения манипулятора должны быть известны уравнения динамики манипулятора и уравнения привода каждой степени подвижности. Рассмотрим движение двухзвенного ма-

* Отчеты по работам 7–12 составляются в произвольной форме.

манипулятора в вертикальной плоскости (рис. 8.1). Будем полагать, что двигатели располагаются в шарнирах O_1 и O_2 . Получены уравнения динамики манипулятора в следующем виде:

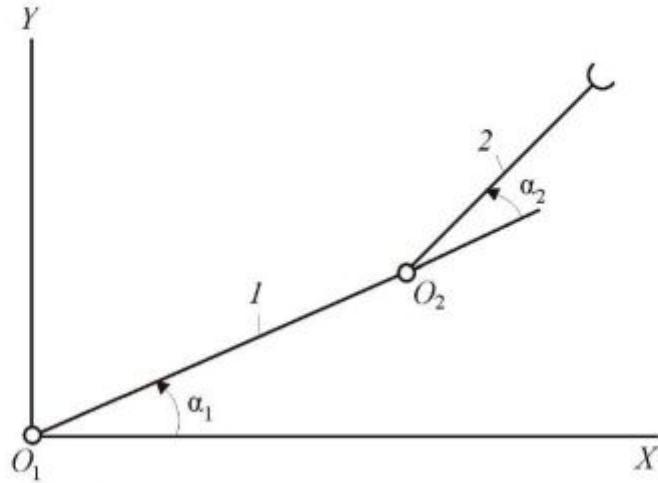


Рис. 8.1. Схема движения двухзвенного манипулятора

$$\left. \begin{array}{l} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 = M_1, \\ a_{21}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 = M_{21}, \end{array} \right\} \quad (8.1)$$

где q_i , \dot{q}_i , \ddot{q}_i — соответственно обобщенная координата, ее первая и вторая производные.

$$\left. \begin{array}{l} a_{11} = m_1 l_1^2 + J_1 + 4m_2 l_1^2 + m_2 l_2^2 + 4m_2 l_1 l_2 \cos q_2 + J_2, \\ a_{12} = m_2 l_2^2 + 2m_2 l_1 l_2 \cos q_2 + J_2, \\ a_{21} = a_{12}, \\ a_{22} = m_2 l_2^2 + J_2. \end{array} \right\} \quad (8.2)$$

В (8.2) используются следующие обозначения: m_1 , m_2 — массы 1-го и 2-го звеньев соответственно; l_1 и l_2 — длины звеньев; J_1 и J_2 — моменты инерции звеньев ($J_i = m_i \cdot l_i/3$).

$$\left. \begin{array}{l} M_1 = M_{\text{дв}1} i_1 + M_{\text{п}11} + M_{\text{п}21} + 2m_2 l_1 l_2 \dot{q}_2^2 \sin q_2 + 4m_2 l_1 l_2 \dot{q}_1 \dot{q}_2 \sin q_2, \\ M_2 = M_{\text{дв}2} i_2 + M_{\text{п}22} - 2m_2 l_1 l_2 \dot{q}_2^2 \sin q_2. \end{array} \right\} \quad (8.3)$$

В выражениях (8.3) $M_{\text{дв}k}$ — момент, создаваемый k -м двигателем; i_k — коэффициент передачи k -го редуктора; $M_{\text{п}11}$ и $M_{\text{п}21}$ — моменты, создаваемые в 1-м шарнире весом звеньев;

$$M_{\text{п}11} = -P_1 l_1 \cos q_1; \quad M_{\text{п}21} = -P_2 (2l_1 \cos q_1 + l_2 \cos(q_1 + q_2));$$

$M_{\text{п}22}$ — момент, создаваемый во 2-м шарнире весом второго звена:

$$M_{\text{п}22} = -P_2 l_2 \cos(q_1 + q_2).$$

В выражениях (8.3) не учитываются моменты трения в шарнирах и вес груза. Предполагается, что вращающий момент двигателя формируется в соответствии с выражением

$$M_{\text{дв}i} = (q_i^* - q_i)k_1 - \dot{q}_i k_2,$$

где q_i^* – задающее воздействие; k_1 и k_2 – постоянные, определяемые системой управления приводом.

Для моделирования управляемого движения манипулятора удобно использовать программную систему МАСС.

8.2. Порядок выполнения работы

1. Составить схему моделирования управляемого движения манипулятора, используя функциональные блоки программной системы МАСС.

2. Составить спецификацию структуры манипулятора для схемы моделирования управляемого движения манипулятора.

3. Для заданного варианта исходных данных составить спецификацию параметров. Показать для проверки преподавателю спецификации структуры и параметров.

4. Ввести с пульта ЭВМ СМ-4 спецификации структуры и параметров.

5. Решить на ЭВМ задачу моделирования управляемого движения манипулятора при $q_1(0) = q_2(0) = 0$; $\dot{q}_i(0) = \ddot{q}_{ij}(0) = 0$ и следующих значениях задающих воздействий на привод: $q_1^* = 0$, $q_2^* = 1$; $\dot{q}_1^* = 1$, $\dot{q}_2^* = 0$; $\ddot{q}_1^* = 1$, $\ddot{q}_2^* = 0,3$; $\ddot{q}_1^* = 1,2$, $\ddot{q}_2^* = -0,1$.

8.3. Отчет о работе

1. Схема моделирования управляемого движения манипулятора.

2. Спецификации структуры и параметров манипулятора.

3. Графики функций $q_1(t)$ и $q_2(t)$, построенные на ЭВМ, траектории движения захватного устройства манипулятора при различных исходных данных.

8.4. Контрольные вопросы

1. Рассказать о методах моделирования уравнений управляемого движения манипулятора.

2. В чем состоят преимущества использования проблемно-ориентированных программных комплексов для моделирования управляемого движения манипулятора?

3. Каким образом можно учесть влияние моментов трения в шарнирах и груза на уравнения управляемого движения манипулятора?

Лабораторная работа № 9

Моделирование прямой и обратной задач кинематики манипуляторов на ЭВМ

Цель работы: ознакомление с особенностями решения задач кинематики манипуляторов на ЭВМ СМ-4.

9.1. Теоретическая часть

При изучении кинематических свойств многозвенных манипуляторов удобно использовать системы однородных координат. Наиболее часто на практике используются манипуляторы с кинематическими парами 5-го порядка. В этом случае положение i -го звена манипулятора относительно $(i-1)$ -го звена определяется с помощью обобщенной координаты

$$q_i = \sigma_i \theta_i + (1 - \sigma_i) s_i, \quad (9.1)$$

где θ – угол поворота входного звена; s_i – перемещение схвата.

В (9.1) $\sigma_i = 1$ для вращательной пары, $\sigma_i = 0$ для поступательной пары. В случае вращательной пары θ_i определяет угол поворота i -го звена относительно $(i-1)$ -го, а в случае поступательной пары S_i определяет относительное поступательное перемещение i -го звена относительно $(i-1)$ -го.

Тогда матрица перехода от i -й системы координат, связанной с i -м звеном, к $(i-1)$ -й системе координат, связанной с $(i-1)$ -м звеном, определяется следующим выражением:

$$A_i = \begin{pmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \cdot \cos \alpha_i & \sin \theta_i \cdot \sin \alpha_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \cdot \cos \alpha_i & -\cos \theta_i \cdot \sin \alpha_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & s_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (9.2)$$

где α_i , a_i – конструктивные параметры манипулятора.

Прямая задача кинематики манипуляторов состоит в следующем: необходимо найти матрицу T , определяющую координаты захватывающего устройства манипулятора и его ориентацию относительно некоторой неподвижной системы координат (чаще всего связанной со стойкой манипулятора), зная значения обобщенных координат q_i для всех звеньев манипулятора.

Решение прямой задачи кинематики задается с помощью следующего выражения:

$$T = A_1(q_1)A_2(q_2)\dots A_N(q_N), \quad (9.3)$$

где N – число звеньев манипулятора; матрицы T , A_i ($i = 1, \dots, N$) имеют размерность 4×4 .

При решении прямой задачи манипулятора на ЭВМ можно использовать, во-первых, явные выражения для элементов матрицы T , зависящих от обобщенных координат q_i , и, во-вторых, операции умножения матриц A_i .

Обратная задача кинематики состоит в следующем: по известной матрице схвата T найти значения обобщенных координат q_i ($i = 1, \dots, N$), являющихся решением нелинейного матричного уравнения (9.2). Характерной особенностью решения обратных задач кинематики является многозначность. Для некоторых типов манипуляторов удается записать явные выражения, позволяющие вычислять значения корней q_i . В общем случае для вычисления корней q_i приходится использовать итеративные алгоритмы.

Прямая и обратная задачи кинематики манипулятора используются для построения алгоритмов управления различных промышленных роботов.

В настоящей работе для решения прямой и обратной задач кинематики используется пакет прикладных программ (ППП) «ROBOT», разработанный для ЭВМ СМ-4. При работе с ППП пользователю в режиме диалога с ЭВМ последовательно предоставляются следующие возможности:

- выбрать из заданного множества необходимый вариант кинематической схемы манипулятора;
- задать конструктивные параметры звеньев манипулятора – α_i , a_i , s_i , ($i = 1, \dots, N$), где N – число звеньев манипулятора;
- определить ограничения, накладываемые на обобщенные координаты $Q_{i \min} < q_i < Q_{i \max}$;
- выбрать задачи кинематики – прямую или обратную;
- для прямой задачи задать значения обобщенных координат q_i ($i = 1, \dots, N$);
- для обратной задачи задать элементы матрицы движения захватного устройства манипулятора.

Примечание: порядок обращения к ППП «ROBOT» задается перед работой на ЭВМ.

9.2. Порядок выполнения работы

1. Получить у преподавателя вариант построения кинематической схемы манипулятора и значения конструктивных параметров звеньев манипулятора.
2. Ввести в ЭВМ СМ-4 конструктивные параметры звеньев манипулятора.
3. Решить прямую задачу кинематики на ЭВМ СМ-4 для множества значений обобщенных координат, заданных преподавателем.
4. Решить обратную задачу кинематики на ЭВМ СМ-4 для заданной траектории движения захватного устройства манипулятора. Вид траектории и ее параметры задаются преподавателем.

9.3. Отчет о работе

1. Кинематическая схема манипулятора и соответствующие выражения для матриц A_i .
2. Траектории движения захватного устройства манипулятора для заданного множества обобщенных координат (траектории построить на масштабно-координатной бумаге).

3. Множество значений обобщенных координат для заданной траектории движения захватного устройства манипулятора.

9.4. Контрольные вопросы

1. В чем состоит прямая задача кинематики?
2. В чем состоит обратная задача кинематики?
3. Основные методы решения обратных задач кинематики.
4. Области применения прямой и обратной задач кинематики.

Лабораторная работа № 10

Исследование контурной системы управления роботами

Цель работы: изучение особенностей контурного управления роботами и приобретение практических навыков работы с такими роботами.

10.1. Теоретическая часть

Контурным управлением называется программное управление роботом, при котором движение его исполнительного устройства программируется в виде непрерывной траектории в рабочем пространстве.

При проведении лабораторной работы необходимо запрограммировать движение исполнительного органа (ИО) манипуляционного робота контурного типа УЭМ-5 вдоль пространственной траектории и осуществить его отработку. Кинематическая схема робота УЭМ-5 представлена на рис. 10.1.

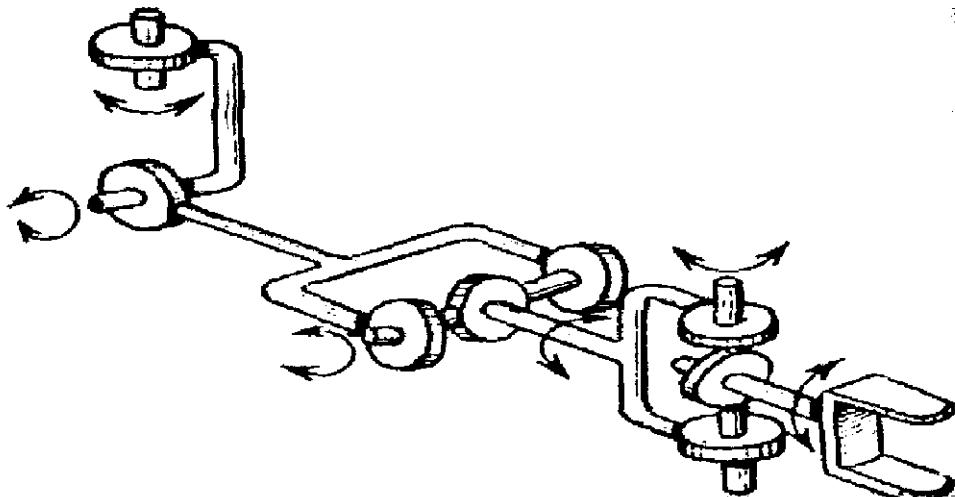


Рис. 10.1. Кинематическая схема робота

Система управления манипуляционным роботом УЭМ-5 выполнена на основе серийного устройства контурно-числового программного управления УКМ-552. Устройство управления УКМ-552 позволяет:

- одновременно управлять шестью следящими приводами;
- обеспечивать рабочие скорости в диапазоне от 2,8 до 31,5 мм/с;
- принимать и выдавать сигналы технологического оборудования;
- формировать выдержки времени в диапазоне от 0 до 10 с;
- выполнять алфавитно-цифровую и знаковую индикацию режимов.

Устройство реализовано на базе микроЭВМ «Электроника-60», которая осуществляет обработку информации, принимаемой с пульта оператора и датчиков обратной связи исполнительных двигателей манипулятора, формирование в памяти управляющей программы в режиме обучения, выдачу сигналов, управление следящими приводами манипулятора и технологическим оборудованием в режиме отработки программы.

В состав пульта оператора включены:

- кассетный накопитель на магнитной ленте (КНМЛ);
- буквенно-цифровой дисплей типа ИМГ;
- клавиатура задания режимов работы устройства;
- клавиатура набора массивов информации программного обеспечения и управляющей программы;
- табло световой индикации состояния работы устройства;
- кнопки пуска-останова и аварийного останова.

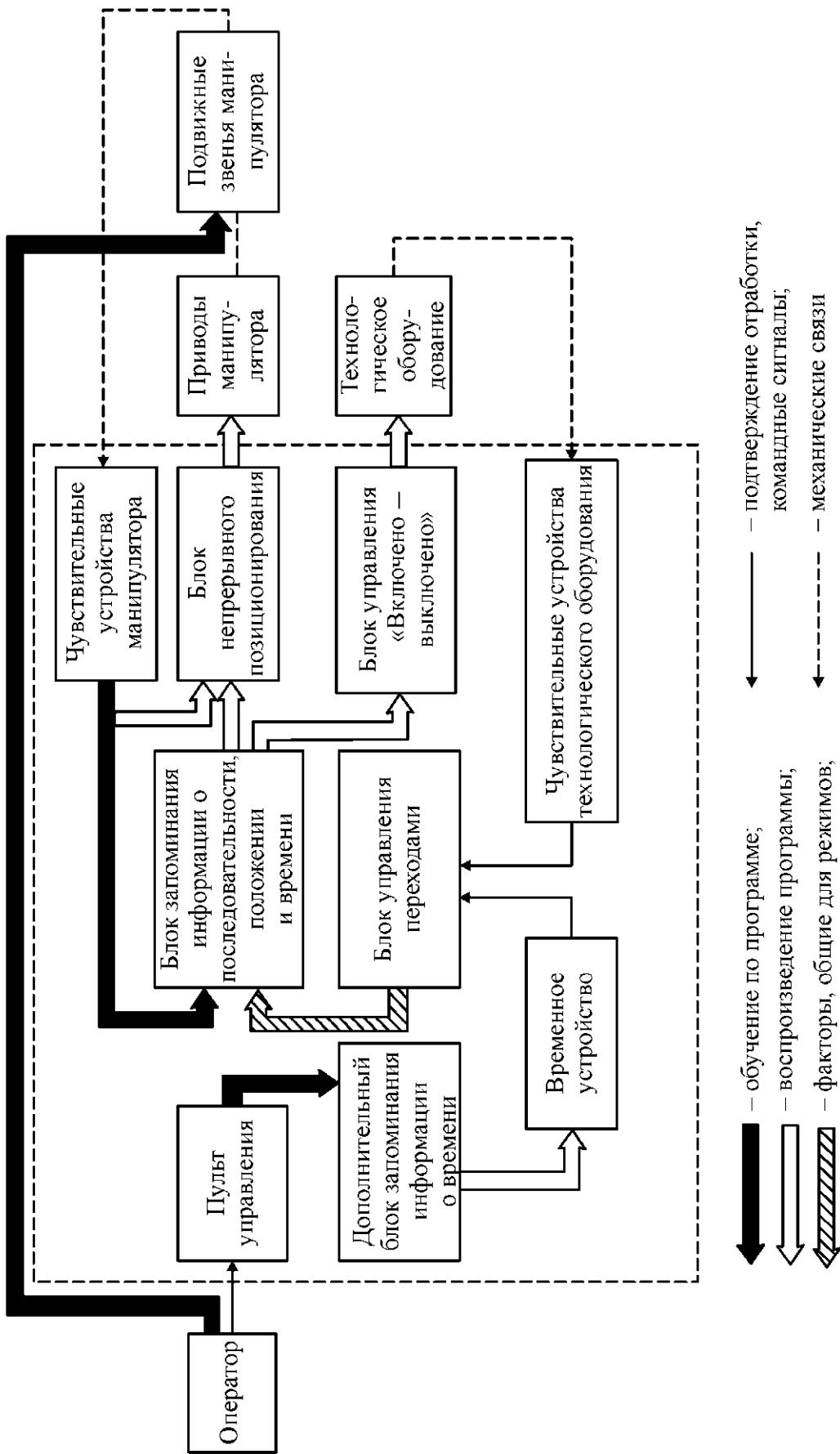
Развитое программное обеспечение устройства дает возможность программирования необходимых функций управления. Блоки цифроаналогового преобразователя (ЦАП) и аналого-цифрового преобразователя (АЦП), входящие в состав устройства, предназначены для преобразования формы представления информации, поступающей на входы системы управления приводами и вводимой в ЭВМ с датчиков обратной связи.

Система управления приводами обеспечивает отработку приводами манипуляционного робота управляющих сигналов с высокой точностью.

При управлении движением ИО по непрерывной пространственной траектории необходимо обеспечивать непрерывную и синхронную отработку отдельных координат.

Существуют два основных способа построения контурных управляющих устройств. *Первый способ* основан на записи информации о требуемом положении по каждой координате в виде непрерывной траектории. *Второй способ* заключается в записи информации о положении в виде конечного числа опорных точек траектории и расчете непрерывной траектории между этими точками путем интерполяции по определенному алгоритму. В первом случае в управляющем устройстве отсутствуют вычислительные блоки, но есть запоминающее устройство большого объема для запоминания всей траектории; во втором – объем запоминающего устройства для запоминания опорных точек невелик, но есть блок расчета промежуточных участков траектории (интерполятор).

На рис. 10.2 показана схема контурного управления роботом с записью информации о положении по первому способу. Вся программная информация размещается централизованно в одном блоке запоминания информации о последовательности, положении и времени. Необходимая информация, требуемая при управлении роботом, хранится в малогабаритных запоминающих устройствах на магнитных лентах (МЛ) либо в малогабаритных накопителях на магнитных дисках (МД). Обучение роботов с таким типом систем управления осуществляется обычно перемещением ИО манипулято-



ра по требуемой траектории непосредственно оператором. Информация при обучении вводится в такой последовательности: оператор – манипулятор – чувствительные элементы манипулятора – память. При постоянной скорости движения программноносителя информация о времени заносится в процессе обучения вместе с информацией о положении и последовательности в память, так как скорость отработки пропорциональна приращению между записанными точками. Блок управления переходами в устройство данного типа – это привод МЛ или МД, обеспечивающих движение программноносителя с определенной скоростью при отработке траектории. Дополнительное задание информации о времени осуществляется регулированием скорости привода программноносителя (пульт управления – блок запоминания информации о времени – временное устройство). Блок управления положением контурного управляющего устройства выполняется в виде блока непрерывного позиционирования, обеспечивающего отработку информации о положении в следящем режиме, и блока управления «Включено – выключено». Блок непрерывного позиционирования включает в себя или узел сравнения заданных и текущих значений координат, или узел выдачи дозированных управляющих воздействий (в случае шагового привода). Для отработки траектории блок непрерывного позиционирования должен формировать непрерывные управляющие воздействия на приводы звеньев манипулятора.

В системах контурного управления, выполненных по схеме с интерполятором (рис. 10.3), информация о траектории записывается в виде отдельных точек в требуемой последовательности в процессе ручного управления пульта в блок запоминания информации о положении и последовательности. Ручное управление осуществляется последовательно: оператор – пульт управления – блок непрерывного позиционирования – приводы манипулятора. Программы вводятся в следующей последовательности: чувствительные устройства манипулятора – блок запоминания информации о положении и последовательности. Информация о времени записывается в таком порядке: оператор – пульт управления – блок запоминания информации о времени.

При воспроизведении программы в интерполяторе считаются промежуточные значения управляющих воздействий, которые затем выдаются в блок непрерывного позиционирования. Темп выдачи промежуточных значений и, следовательно, контурная скорость задаются в блоке запоминания информации о времени. После отработки интервала между опорными точками интерполятор выдает сигнал в блок управления переходами устройства.

Основное применение системы управления контурного типа – это использование робота для выполнения главной технологической операции (например нанесения покрытий, выполнения дуговой сварки и т.д.). В зависимости от вида технологического процесса управляющее устройство должно обеспечивать или высокую точность отработки траектории при довольно

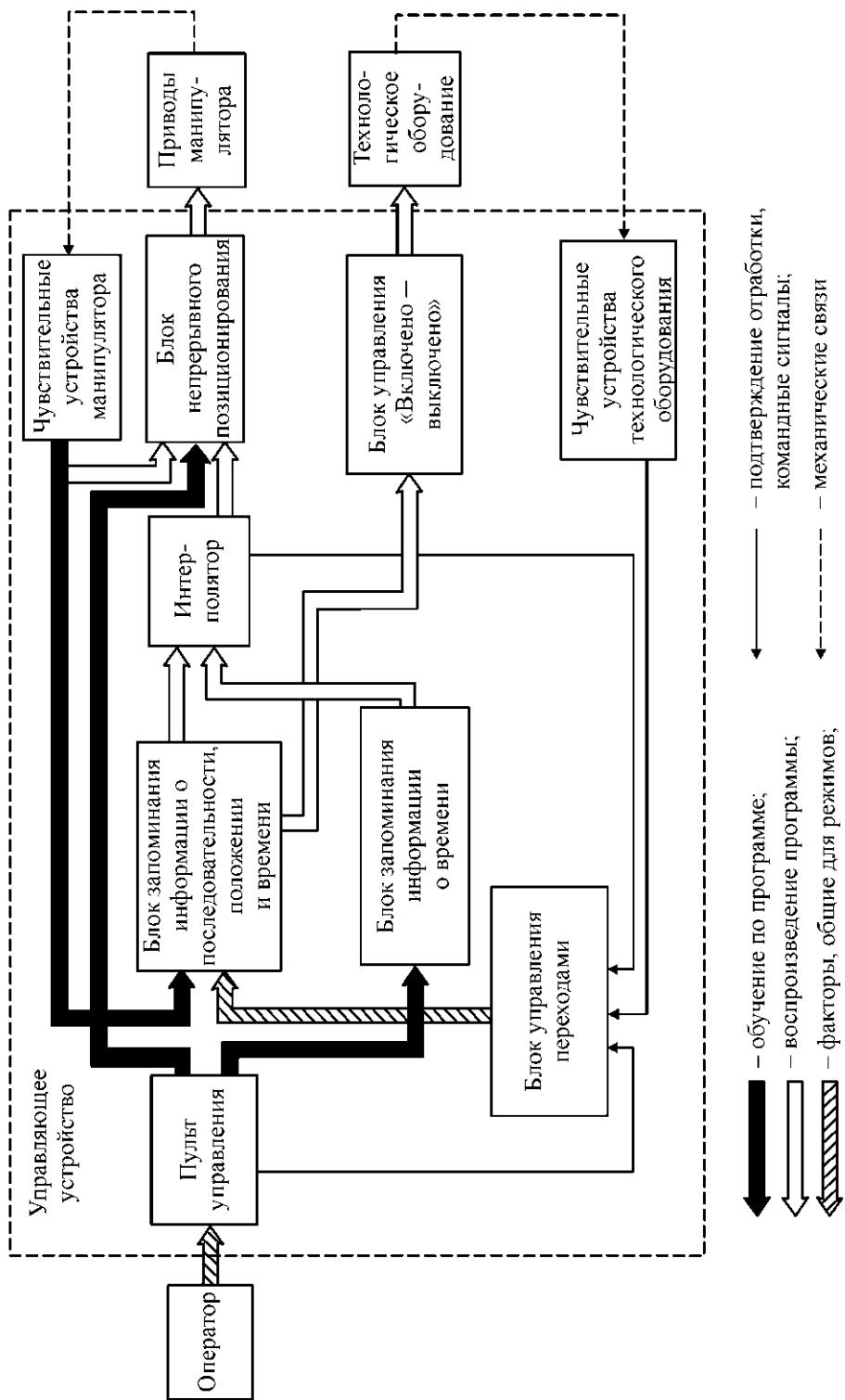


Рис. 10.3. Схема контурного управления роботом с интерполятором

малых рабочих скоростях (сварка), или, наоборот, большие рабочие скорости при относительно невысоких требованиях к точности отработки траектории (нанесение покрытий методом распыления).

10.2. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с содержанием методических указаний по выполнению лабораторной работы, с правилами техники безопасности.
2. Подготовить лабораторное оборудование к работе.
3. В соответствии с полученным от преподавателя номером варианта произвести обучение манипуляционного робота для отработки соответствующей траектории.
4. Провести отработку записанной траектории в автоматическом режиме.
5. Оценить точность отработки траектории.

10.3. Отчет о работе

1. Описание порядка выполнения работы.
2. Схема управления и принцип действия.
3. Анализ результатов работы.
4. Выводы.

10.4. Контрольные вопросы

1. Что понимается под контурным управлением?
2. В чем заключаются два основных способа построения контурных управляющих устройств?
3. Каким способом можно изменить скорость отработки траектории?
4. Каков принцип работы интерполятора.
5. От каких параметров интерполятора зависит точность работы контурной системы управления?

Лабораторная работа № 11

Исследование позиционной системы управления роботами

Цель работы: исследование особенностей позиционных систем управления и получение практических навыков работы с устройствами подобного типа.

11.1. Теоретическая часть

Основной особенностью систем позиционного управления является возможность получения достаточно большого (по сравнению с цикловыми системами управления) числа точек позиционирования в рабочем пространстве без контроля движения между ними (в отличие от контурных систем управления).

При проведении настоящей лабораторной работы используется промышленный робот (ПР) позиционного типа «Универсал-15» с управлением

от унифицированного устройства позиционного числового программного управления УПМ-772, предназначенного для управления ПР со следящими электрогидравлическими приводами замкнутого типа. Кинематическая схема ПР «Универсал-15» приведена на рис. 11.1.

Промышленный робот «Универсал-15» является представителем гидравлических роботов, работающих в сферической системе координат, и предназначен для обслуживания ряда технологических процессов.

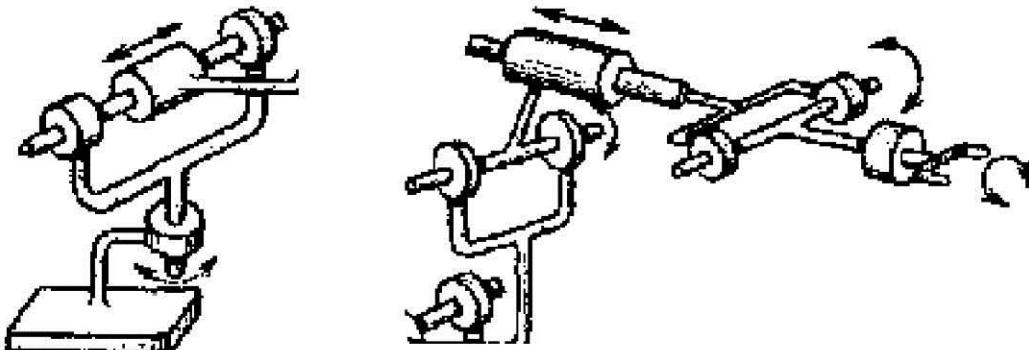


Рис. 11.1. Кинематическая схема ПР «Универсал-15»

Техническая характеристика ПР «Универсал-15»:

Число степеней подвижности	6
Грузоподъемность	15 кг
Точность позиционирования.....	2 мм
Тип управляющего устройства	позиционное
Масса	1200 кг

На рис. 11.2 показана структурная схема унифицированного управляющего устройства УПМ-772 [1], которое построено по принципу синхронного микропрограммного автомата с конечным числом состояний и жестким циклом управления и предназначено для формирования микрокоманд управления в соответствии с алгоритмом управления устройством.

Реализация функций центрального управления и логической обработки информации осуществляется операционно-логическим блоком. Обмен информацией между функциональными блоками устройства выполняется через шины *A*, *B* и *C*. В качестве программносителя в устройстве используется кассетный накопитель на магнитной ленте (КНМЛ), осуществляющий прием, хранение и выдачу требуемых программ по запросу из микропрограммного автомата. Буферное запоминающее устройство полупроводникового типа предназначено для оперативного хранения рабочей программы.

Формирование последовательностей импульсов, синхронизирующих функционирование устройства в целом, выдержек времени, а также частот, необходимых для работы измерительной системы, осуществляется блоком синхронизации. Блок измерения обеспечивает цифровое измерение положений манипулятора и содержит канальные преобразования сигнала датчиков в сдвиги фаз и преобразователи типа «фаза-код».

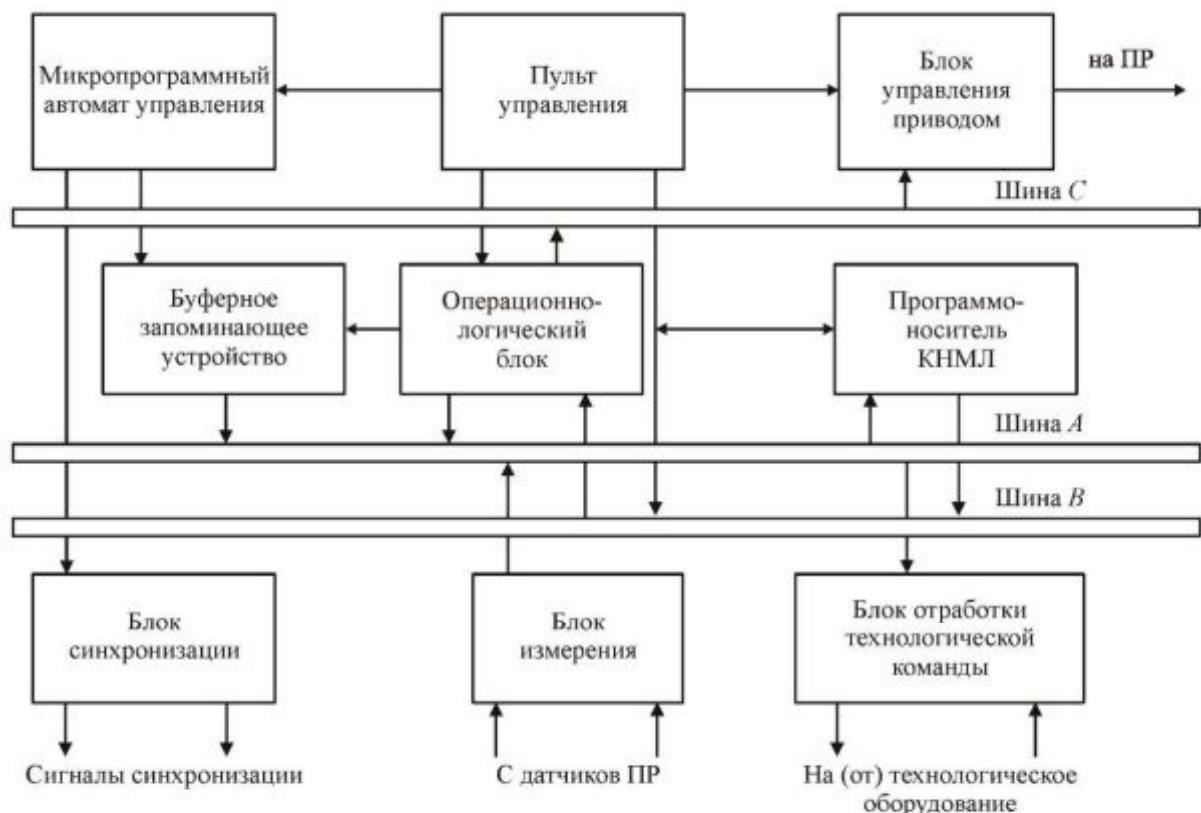


Рис. 11.2. Структурная схема устройства УПМ-772

В качестве блока управления приводом используется функциональный цифроаналоговый преобразователь с элементами запоминания выходных напряжений, поступающих на привод. Управление скоростью движения манипулятора при работе устройства по программе осуществляется путем изменения кода информации, поступающей на вход блока.

Пульт управления предназначен для задания режимов работы, организации ручного ввода информации и ее цифровой индикации. Устройство управления реализовано на интегральных микросхемах серии К-155.

Техническая характеристика устройства УПМ-772:

Тип системы управления	позиционный
Система отсчета в абсолютных величинах.....	числовая
Число управляемых координат	до 7
Метод программирования	обучение
Тип управляемого привода	следящий
Число временных выдержек на отработку технологических команд	от 0 до 30
Характеристика разгона – торможения привода	ступенчатая, с числом ступеней не менее 7, с регулировкой ступеней

Выходной сигнал на привод	постоянное напряжение, изменяющееся от +10 до -10 В, при токе нагрузки 5 мА
Датчики	двуточесчетные синусно-косинусные вращающиеся трансформаторы типа СКТД-6465Д
Дискретность оцифровки	2^{-15}
Число степеней точности	3
Число задаваемых скоростей одновременно для координат	4

Рассмотрим *назначение органов управления и индикации устройства УПМ-772*. Переключатель РЕЖИМ устанавливает один из возможных режимов работы: ПОИСК КАДРА, ПРОГРАММА, ОБУЧЕНИЕ, РУ (ручное управление), РАЗМЕТКА ЗОНЫ, РАЗМЕТКА МАГНИТНОЙ ЛЕНТЫ, КОНТРОЛЬ ПРОГРАММЫ, НУ (начальные условия). Устройство устанавливается в начальное состояние нажатием кнопки ПУСК при нахождении переключателя РЕЖИМ в положении НУ. Переключатель ЦИКЛ предназначен для задания однократной или циклической отработки программы.

Переключатель АВТ/КАДР обеспечивает задание автоматической отработки программы в положении АВТ и отработки одного кадра программы в положении КАДР.

Кнопкой ПУСК осуществляется пуск программы во всех режимах работы. При нормальном функционировании индикатор РАБОТА должен находиться во включенном состоянии.

Кнопка ЗАПИСЬ ЗОНЫ обеспечивает запись содержимого блока буферной памяти в выбранную зону на магнитной ленте. Кнопки ВКЛ и ОТКЛ предназначены для включения и отключения напряжения питания.

Аварийный останов манипулятора осуществляется нажатием кнопки аварийного останова. В режиме ПОИСК КАДРА используются следующие переключатели для задания:

- зоны на ленте – ЗОНА;
- номера кадра – КАДР;

• номера программы – НОМЕР ПРОГРАММЫ. В режиме ОБУЧЕНИЕ для составления программы управления манипулятора применяются следующие переключатели для задания:

- команд переходов – КОМ;
- номера условия выполнения программы – УСЛОВИЕ;
- номеров зоны или кадра при формировании команд переходов – ЗОНА/КАДР;

- технологических команд – ТК;
- последовательности отработки технологических команд – ПР ТК;
- времени исполнения технологических команд – ВЫДЕРЖКА;
- скорости перемещения – СКОРОСТЬ;
- точности отработки перемещения – СТЕПЕНЬ ТОЧНОСТИ.

11.2. Подготовка робота к работе

1. Режим НУ – установить электронные узлы устройства управления манипулятором в исходное состояние. При этом выполнить следующие операции:

- перевести переключатель режимов в положение НУ;
- нажать кнопку ПУСК.

2. Режим РАЗМЕТКА МАГНИТНОЙ ЛЕНТЫ (РМЛ):

• для устройств с использованием маркеров начала и конца ленты перфорировать отверстия в ленте. Маркеры должны быть расположены на расстоянии не менее 300 мм от конца магнитной ленты;

• кассету с лентой установить в НКМЛ таким образом, чтобы головка записи-считывания находилась между маркерами;

• переключатель режимов установить в положение РМЛ и нажать кнопку ПУСК. После окончания перемотки нажать кнопку БР;

- выполнить операции режима НУ;

• отжать кнопку БР, переключатель режимов перевести в положение РМЛ, нажать кнопку ПУСК.

3. Режим РАЗМЕТКА ЗОНЫ (РЗ) – произвести разметку выбранной зоны на кадре и записать в ячейки памяти номер зоны и кадров данной зоны. Эти операции выполнить в такой последовательности:

- переключатель режимов установить в положение РЗ;
- на переключателе ЗОНА набрать номер размеченной зоны;
- нажать кнопку ПУСК;
- нажать кнопку ЗАПИСЬ ЗОНЫ.

4. Режим ПОИСК КАДРА – отыскать кадр, с которого начинается обучение или отработка программ. При работе в режиме ПОИСК КАДРА выполнить следующие операции:

- переключатель режимов работ перевести в положение ПОИСК КАДРА;
- на переключателях НОМЕР ПРОГРАММЫ, ЗОНА/КАДР набрать соответственно номера программы, зоны, кадра, с которого начинается отработка программы;

- переключатели АВТ/КАДР установить в положение АВТ, ЦИКЛ – в верхнее положение;

- нажать кнопку ПУСК.

5. Режим ОБУЧЕНИЕ:

- выполнить операции режима РАЗМЕТКА ЗОНЫ;

- переключатель режимов перевести в положение ОБУЧЕНИЕ; при обучении манипулятора записывается последовательность положений звеньев, состояние захватного устройства и другой информации в ячейки памяти;

- убедиться в увеличении на единицу номера кадра на индикаторе кадра и перейти к обучению следующего кадра;

- при заполнении зоны по концу программы записать программу на ленту нажатием кнопки ЗАПИСЬ ЗОНЫ.

6. Режим РУЧНОЕ УПРАВЛЕНИЕ (предназначается для передвижения звеньев манипулятора с помощью пульта обучения) – выполнить следующие операции:

- переключатель режимов работы перевести в положение РУ;

- с помощью пульта обучения произвести требуемое перемещение.

7. Режим КОНТРОЛЬ ПРОГРАММЫ служит для контроля записанной в режиме обучения в ячейки рабочей памяти программы при скорости перемещения подвижных органов манипулятора в два раза меньшей, чем в режиме ПРОГРАММА. Провести контроль работы программы по кадрам, для этого:

- в режиме ПОИСК КАДРА найти начало программы;

- переключатель режимов перевести в положение КОНТРОЛЬ ПРОГРАММ;

- переключатель ЦИКЛ перевести в положение ЦИКЛ;

- переключатель АВТ/КАДР перевести в положение КАДР;

- при последовательном нажатии кнопки ПУСК проверить отработку всей программы кадра за кадром. Осуществить однократное исполнение программы:

- в режиме ПОИСК КАДРА найти начало программы;

- переключатель режимов перевести в положение КОНТРОЛЬ ПРОГРАММЫ;

- переключатель АВТ/КАДР перевести в положение АВТ, а переключатель ЦИКЛ – в положение ЦИКЛ. При нажатии кнопки ЦИКЛ программа должна выполняться автоматически.

Осуществить однократное исполнение программы в режиме ПРОГ-

РАММА:

- в режиме ПОИСК КАДРА найти начало программы;
- переключатель ЦИКЛ перевести в положение ЦИКЛ;
- переключатель режимов перевести в положение ПРОГРАММА.

При нажатии кнопки ПУСК программа должна выполняться автоматически.

8. Режим ПРОГРАММА – выполнить следующие операции:

- перевести переключатель режимов в положение ПРОГРАММА;
- нажать кнопку ПУСК.

По смысловому содержанию лабораторная работа делится на две части. В первой части работы предлагается запрограммировать отработку заданных точек рабочего пространства (рис. 11.3, а), которое образуется при функционировании двух степеней подвижности: поворота и продольного смещения. При автоматической отработке запрограммированных точек траектория исполнительного устройства пройдет в пределах заштрихованных зон (в зависимости от задаваемых скоростей).

Во второй части работы в рабочее пространство вносятся препятствия так, что отработка заданных точек становится возможной только при условии отработки некоторых промежуточных точек рабочего пространства. В этом

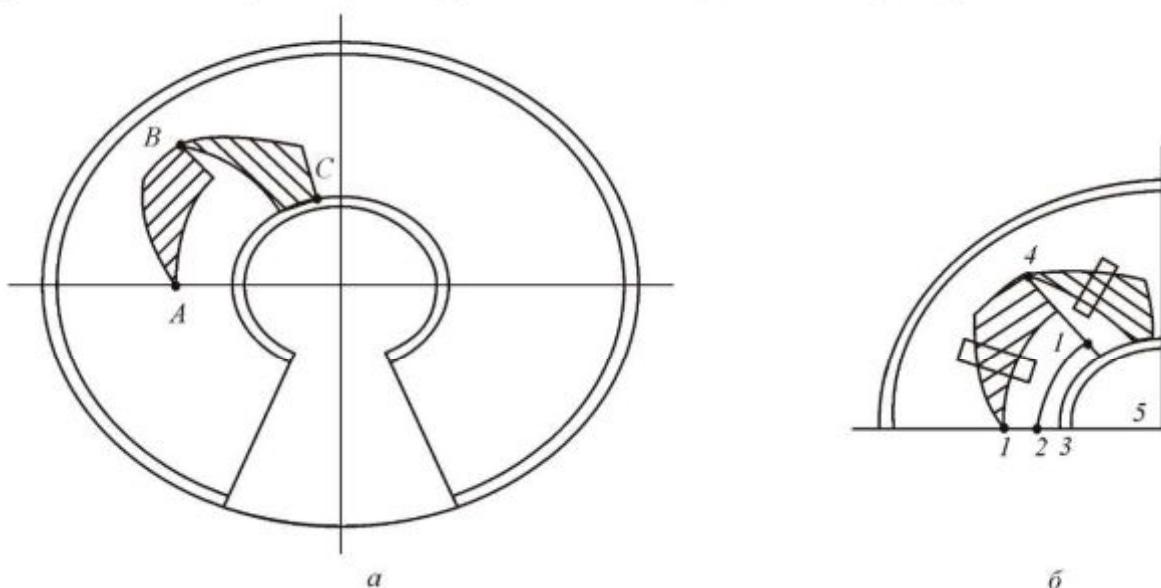


Рис. 11.3. Рабочее пространство ПР «Универсал-15» в горизонтальной плоскости: А, В, С – заданные для отработки точки рабочей зоны; 1–5 – узловые точки траектории, отработка которых позволяет вывести захватное устройство в заданные точки рабочего пространства, минуя внесенные препятствия (цифрами обозначен порядок отработки узловых точек)

случае необходимо сформировать такую программу движения исполнительного органа, реализация которой обеспечивала бы отработку заданных точек (рис. 11.3, б).

11.3. Выполнение работы

1. Получить у преподавателя вариант задания на выполнение лабораторной работы (рис. 11.4).
2. Запрограммировать заданную последовательность точек рабочего пространства.
3. Осуществить отработку записанной программы в автоматическом режиме.

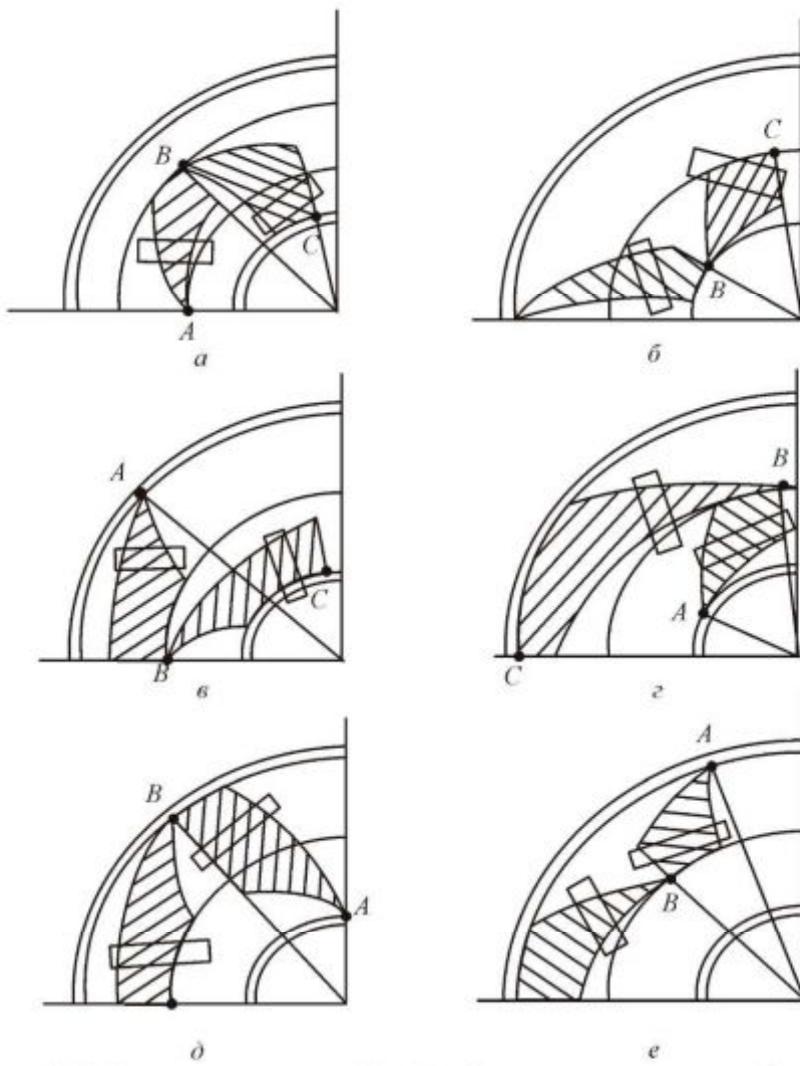


Рис. 11.4. Варианты заданий (A, B, C – заданные для отработки точки рабочей зоны)

4. Модифицировать и записать рабочую программу с учетом изменений сцены в пределах рабочего пространства.
5. Повторить выполнение пп. 2, 3.
6. Составить отчет о выполнении лабораторной работы.

11.4. Отчет о работе

1. Примерная схема с обозначением отработанных точек и траекторий прохождения исполнительного органа ГТР между ними.
2. Анализ результатов и выводы.

11.5. Контрольные вопросы

1. Каковы основные особенности робототехнических систем с позиционным управлением?
2. По кинематической схеме ПР «Универсал-15», представленной на рис. 11.1, нарисовать рабочую зону робота в трех проекциях.
3. Какими параметрами кинематической схемы робота определяются размеры и форма его рабочей зоны?
4. Описать состав кадра программы позиционного управления.
5. Каковы особенности обучения робота с системой позиционного управления?

Лабораторная работа № 12

Исследование цикловых систем программного управления роботами

Цель работы: изучение устройства ЭЦПУ-6030 и принципа действия цикловой системы программного управления промышленным роботом МП-9С, освоение методики программирования и приобретение практических навыков настройки работы робота по заданной программе.

12.1. Теоретическая часть

12.1.1. Узлы и блоки ЭЦПУ-6030 и характерные связи между ними

Устройство ЭЦПУ-6030 [1–3] предназначено для управления манипуляторами, имеющими двухпозиционные степени состояния, с позиционированием по упорам, и соответствующим технологическим оборудованием. Устройство выполнено в виде настольного пульта.

Техническая характеристика устройства ЭЦПУ-6030:

Тип системы управления	цикловая
Число управляемых звеньев манипулятора	до 6
Число звеньев, управляемых по путевому принципу.....	4
Число звеньев, управляемых по путевому и по временному признакам	2
Число точек останова на управляемом звене	2
Число технологических команд.....	6
Число блокировок	до 4
Число программируемых выдержек времени	1
Диапазон регулировки программируемой выдержки времени	от 0 до 0,7
Число кадров программы	до 30
Число выходов управления звеном манипулятора.....	2
Элементная база	интегральные микросхемы серии К-155 в сочетании с дискретными элементами

Устройство обеспечивает цифровую индикацию номера кадра программы.

На рис. 12.1 показаны основной функциональный состав устройства ЭЦПУ-6030 и характерные связи между узлами и блоками. Оно построено по принципу синхронного программного автомата с жестким циклом управления и состоит из следующих основных узлов и блоков:

- блока управления, предназначенного для обработки информации по заданной программе и выдачи управляющих воздействий на манипулятор и технологическое оборудование;
- пульта управления, обеспечивающего задание режимов работы устройства, выполнение операций включения-выключения питания, запуска в работу, а также ручное управление звеньями манипулятора;
- программоноситель, предназначенный для набора и хранения требуемой программы работы робота;
- блок усилителей, обеспечивающий выдачу управляющих команд на распределители манипулятора и технологическое оборудование;
- блок питания, обеспечивающий питание электронного оборудования, датчиков манипулятора и технологического оборудования.



Рис. 12.1. Состав устройства ЭЦПУ-6030

Блок управления формирует команды управления исполнительными органами манипулятора и технологическим оборудованием на основании информации, поступающей с программируемого устройства, сигналов от датчиков положения звеньев манипулятора и состояния управляющих органов на пульте управления.

Пульт управления предназначен для оперативного управления устройством и отображения состояния робота. С пульта управления можно задать один из следующих режимов работы устройства: РУЧНОЙ, КОМАНДА, ЦИКЛ, АВТОМАТ.

В режиме РУЧНОЙ на манипулятор подаются команды с пульта управления, затем они поступают на блок усилителей и далее на манипулятор для управления его подвижными органами. Контроль положения исполнительных органов манипулятора осуществляется с помощью табло индикации состояния звеньев манипулятора.

В режиме КОМАНДА устройство обеспечивает отработку одного кадра

программы, набранной на программируемом устройстве. После отработки команд, заданных в кадре, происходит остановка устройства.

В режиме ЦИКЛ устройство обеспечивает однократную отработку всех кадров программы, а в режиме АВТОМАТ – многократную отработку рабочего цикла робота.

При нажатии кнопки режима РУЧНОЙ на звено манипулятора выдается команда, мнемоническое изображение которой нанесено на табло над кнопкой, табло при этом загорается.

Кнопка ПУСК функционирует только в режимах АВТОМАТ, ЦИКЛ и КОМАНДА. При нажатии на эту кнопку устройство начинает работать по программе, одновременно загорается табло РАБОТА.

Кнопка СТОП служит для останова работающего по программе устройства. При нажатии на эту кнопку табло РАБОТА гаснет (питание устройства не выключается).

Кнопка СБРОС СЧК (счетчика кадров) используется для предварительной установки счетчика кадров в начальное состояние, а кнопка +1 СЧК – для изменения состояния СЧК.

Кнопка СЕТЬ предназначена для включения питания.

При работе робота по программе на табло индикации высвечивается текущий номер исполняемого кадра. В верхней части устройства расположена красная кнопка аварийного выключения устройства.

Программируемый блок выполнен в виде двух наборных полей из многопозиционных переключателей и размещен в верхней части устройства в специальной нише, закрываемой крышкой. Каждый кадр программы может содержать одну или две команды, набираемые на верхнем и нижнем полях программируемого блока.

Программа составляется по циклограмме работы робота, которая разбивается по шагам. Максимальное число шагов рабочего цикла (а соответственно и программы) – 30. Каждое наборное поле программируемого блока содержит 30 многопозиционных переключателей (число шагов программы).

Система команд устройства ЭЦПУ-6030 приведена в табл. 12.1.

Таблица 12.1
Система команд

Номер команды	Название команды	Код кадра	
		Верхнее поле	Нижнее поле
1	Движение исполнительного устройства вперед		1 * 2 *
2	Движение исполнительного устройства назад		2 *
3	Поворот вправо		3 *

Окончание табл. 12.1

Номер команды	Название команды	Код кадра	
		Верхнее поле	Нижнее поле
4	Поворот влево		4 *
5	Подъем вверх		* 1
6	Движение вниз		* 2
7	Захватное устройство закрыто		* 5
8	Захватное устройство открыто		* 6
9	Технологическая команда 1		9 1
10	То же, 2		9 2
11	» , 3		9 3
12	» , 4		9 4
13	» , 5		9 5
14	» , 6		9 6
15	Выдержка времени		* 9
16	Пропуск		9 7
17	Переход		9 8
18	Останов		9 9
19	Конец программы		0 0

Наличие верхнего и нижнего полей програмноносителя позволяет выполнять одну или две команды. Если в кадре при программировании соответствующая команда набирается на верхнем поле програмноносителя, а на нижнем поле вместо знака * устанавливается цифра 0, то данный кадр состоит из одной команды. Кадр также состоит из одной команды, если на верхнем поле вместо знака * устанавливается цифра 0.

Кадр совместной отработки формируется из двух команд, набираемых в одном шаге на верхнем и нижнем полях. Переход к следующему шагу происходит только после отработки команд управления звеньями манипулятора, набранных на програмноносителе.

Технологическая команда – команда управления технологическим оборудованием. В кадре программы может быть набрана только одна технологическая команда.

Команда ВЫДЕРЖКА ВРЕМЕНИ служит для введения задержки между шагами программы. В этом случае в коде команды вместо знака * набирается цифра 0. С помощью команды ВЫДЕРЖКА ВРЕМЕНИ может быть реализован и режим совместной отработки команд, в котором одна команда начи-

нает отрабатываться спустя заданное время (в зависимости от того, сколько раз был набран код 09) после начала другой.

Команда ПРОПУСК служит для организации пропуска одного кадра программы при исполнении внешнего условия. В случае, если не приходит сигнал с датчика, установленного на внешнем оборудовании, устройство переходит к выполнению кадра, записанного на $(i + 1)$ -м шаге (на i -м шаге – ПРОПУСК). Если внешнее условие выполняется, т.е. присутствует сигнал 24 В, то кадр не пропускается.

Команда ПЕРЕХОД служит для организации условного перехода к фиксированному шагу с произвольного места программы. Условный переход выполняется при отсутствии на входе устройства 24 В; если сигнал 24 В присутствует, то переход не выполняется и устройство переходит к исполнению шага, следующего за командой ПЕРЕХОД.

Команда ОСТАНОВ предназначена для остановки устройства, работающего по программе.

Команда КОНЕЦ ПРОГРАММЫ служит для зацикливания программы работы робота. При выполнении этой команды счетчик кадров сбрасывается в исходное нулевое состояние, после чего исполнение набранной программы повторяется.

В режиме ЦИКЛ, кроме выполнения команды КОНЕЦ ПРОГРАММЫ, производится останов устройства.

Для набора режимов работы следует составить программу (табл. 12.2).

Таблица 12.2

Пример программы

Номер шага	Код кадра	Наименование команд в кадре
*0	11	Вперед. Подъем
1	05	Открытие захватного устройства

Отладка программы производится последовательно в режимах КОМАНДА, ЦИКЛ и АВТОМАТ на включенном устройстве. Перед началом отладки необходимо звенья манипуляторов вывести в исходное положение в режиме РУЧНОЙ.

В режиме КОМАНДА счетчик устанавливается в нулевое положение кнопкой СБРОС СЧК, и после нажима на кнопку ПУСК отрабатывается вся программа. Затем программа проверяется в режимах ЦИКЛ и АВТОМАТ.

12.1.2. Эксплуатация устройства

При включении питания звенья манипулятора автоматически приходят в положение, которое соответствует изображенной в нижнем ряду табло индикации состояния звеньев манипулятора. Чтобы избежать нежелательных

перемещений звеньев при включении питания, звенья манипулятора перед включением сети необходимо вручную вывести в исходное положение согласно табло индикации состояния звеньев.

Устройство следует вывести в рабочее состояние в следующем порядке:

- нажатием кнопки СЕТЬ включить питание;
- установить режим работы РУЧНОЙ и с помощью кнопок ручного управления звеньями манипулятора вывести их в исходное положение;
- установить режим работы АВТОМАТ;
- нажать кнопку СБРОС СЧК;
- нажать кнопку ПУСК. При этом робот начнет функционировать по программе;
- перед остановкой устройства установить режим работы ЦИКЛ. Робот дорабатывает последний цикл и останавливается, манипулятор приходит в исходное состояние;
- выключить питание устройства нажатием кнопки аварийного выключения питания.

12.1.3. Краткое техническое описание робота МП-9С

Промышленный робот МП-9С предназначен для обслуживания штамповочных прессов, а также для автоматизации технологических процессов, в которых необходимо осуществить захват, перенос и установку детали на технологическое оборудование.

Техническая характеристика робота:

Грузоподъемность	0,2 кг
Выдвижение исполнительного устройства	150 мм
Подъем исполнительного устройства	30 мм
Поворот исполнительного устройства	120°
Точность позиционирования	±0,05 мм
Тип привода	пневматический
Рабочее давление воздуха	0,4–0,5 МПа
Тип системы управления	цикловая
Число точек позиционирования по каждой степени подвижности	2
Масса	40 кг

12.2. Порядок выполнения работы

1. Изучить функциональную схему, принцип действия и конструктивные особенности системы управления.
2. Освоить систему управления ЭЦПУ-6030: осмотреть пульт управления; точно знать функциональное назначение каждой клавиши и изображения табло пульта управления.
3. Внешне осмотреть робот МП-9С. Запомнить направления перемеще-

ния звеньев манипулятора (передвигая их вручную). Отчитаться перед преподавателем в знаниях функционального назначения управляющих органов – пульта управления системы ЭЦПУ-6030. В соответствии с разделом 12.1.2. «Эксплуатация устройства» практически освоить все режимы работы системы управления. В режиме РУЧНОЙ произвести отработку всех команд управления роботом.

4. Составить алгоритм функционирования робота, как это показано в табл. 12.2. Число шагов должно быть не менее 7 и не более 15. Записать в каждом шаге код кадра, соответствующий словесному описанию алгоритма. Программа должна быть оформлена в виде таблицы (аналогично табл. 12.2). Набрать программу на программируемом устройстве. Отладку программы произвести последовательно в режимах КОМАНДА, ЦИКЛ и АВТОМАТ.

Продемонстрировать преподавателю функционирование робота по составленной программе. По указанию преподавателя, воспользовавшись командами 15, 16, 17, 18 (одной или несколькими) из табл. 12.1, усложнить программу. Модифицированную программу отладить и вновь продемонстрировать преподавателю.

12.3. Отчет о работе

1. Задание.
2. Алгоритм программы.
3. Результаты отладки программы работы робота.
4. Особенности работы системы управления в различных режимах.
5. Результаты работы программы с дополнительными командами.
6. Выводы.

Пункт 2 отчета должен содержать: таблицу (аналогичную табл. 12.2), в которой следует привести словесное описание алгоритма движения робота и программу в виде кодов кадров; краткое обоснование составления алгоритма, т.е. сопоставление составленного алгоритма с алгоритмом некоторой технологической операции, при выполнении которой возможна аналогичная последовательность движений робота.

В пункте 3 отчета необходимо привести сведения о ходе программирования и отладке программы робота: перечень ошибок при программировании и отладке, их внешнее проявление, причины, номер шага программы, способ устранения ошибок программирования.

В пункте 4 нужно включить сведения о различных режимах системы управления ЭЦПУ-6030, сравнительную оценку функциональных возможностей различных режимов и использования их при программировании и отладке.

В пункте 5 следует описать дополнительные изменения в ранее составленной программе работы робота, показать, как эти изменения повлияли на

программирование и отладку, какие возможности предоставляют внесенные команды при выполнении каких-либо технологических операций.

В выводах нужно отметить соответствие работы робота программе, указать достоинства и недостатки цикловых систем управления роботами.

12.4. Контрольные вопросы

1. Объяснить принцип позиционирования в цикловых работах.
2. Изобразить графически укрупненную схему цикловых систем управления и указать функциональное назначение блоков.
3. Назвать виды программируемых и методы записи программ в цикловых системах управления.
4. Объяснить функциональное назначение следующих команд в системе ЭЦПУ-6030: ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ КОМАНДА, ВЫДЕРЖКА ВРЕМЕНИ, ПРОПУСК, ПЕРЕХОД, ОСТАНОВ, КОНЕЦ ПРОГРАММЫ.
5. Объяснить функциональные возможности системы ЭЦПУ-6030 в режимах: РУЧНОЙ, КОМАНДА, ЦИКЛ, АВТОМАТ.
6. Что такое работа по путевому принципу?
7. Что такое работа по временному принципу?
8. Каково функциональное назначение обратной связи в цикловых системах управления?
9. В каких технологических процессах допускается применение цикловых систем управления?

Список литературы

1. Фролов К.В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов. – М.: Изд-во МВТУ им. Э.А. Баумана, 2005. – 662 с.
2. Артоболевский И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин/ И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М.: Наука, 1973. – 255 с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1975. – 639 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин: учеб. пособие для втузов / С.А. Попов, Г.А. Тимофеев; под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 411 с.: ил.
5. Поезжаева Е.В. Теория механизмов и механика машин: учеб. пособие/ Е.В. Поезжаева. – Пермь: Изд-во Перм. гос. техн. ун-та, 2006. – 122 с.
6. Поезжаева Е.В. Проектирование эвольвентных зубчатых передач: учеб. пособие/ Е.В. Поезжаева. – Пермь, 2006. – 80 с.
7. Поезжаева Е.В. Промышленные роботы: учеб. пособие/ Перм. гос. техн. ун-т. – Пермь, 2006. – 90 с.
8. Фролов К.В. Механика промышленных роботов: в 3 кн. – М.: Высш. шк., 1998. – Кн. 1. – 140 с.

**ЖУРНАЛ
лабораторных работ по дисциплине
«Теория механизмов и машин»**

Темы лабораторных работ

1. Структурный анализ механизмов.
2. Кинематическое исследование зубчатых передач.
3. Построение эвольвентных профилей зубьев методом обкатки (огибания).
4. Кинематическое исследование плоских кулачковых механизмов.
5. Статическое уравновешивание вращающихся масс.
6. Моментное уравновешивание вращающихся тел.

Выполнил студент группы _____

Проверил _____

Лабораторная работа № 1

Структурный анализ механизмов

Механизмы с низшими кинематическими парами

Схемы механизмов:

**Подсчет степени подвижности
механизмов: $W = 3n - 2p_5 - 1p_4$**

1)

2)

3)

Схемы структурных групп и механизма 1-го класса

1)

Формула строения: _____

Класс механизма: _____

2)

Формула строения: _____ Класс механизма: _____

3)

Формула строения: _____ Класс механизма: _____

Механизмы с высшими парами

1) Схемы механизма

Подсчет степени подвижности механизма: $W = 3n - 2p_5 - 1p_4$

2) Схемы механизма после замены высших пар

Подсчет степени подвижности механизма: $W = 3n - 2p_5$

Формула строения: _____ Класс механизма: _____

Контрольные вопросы

1. Понятие о звене механизма.
2. Кинематическая пара. Кинематическая цепь. Их образование.
3. Принцип образования механизма по Ассуру – Артоболевскому.
4. Связи в кинематической паре, степень ее подвижности.
5. Классификация кинематических пар по связям.
6. Классификация кинематических пар по характеру контакта звеньев.
7. Формула П.Л. Чебышева и физический смысл ее коэффициентов.
8. Структурные группы Ассура. Их классификация.
9. Понятие о механизме 1-го класса.
10. Последовательность проведения структурного анализа.
11. Цель структурного анализа механизмов.

Работу принял _____

Лабораторная работа № 2

Кинематическое исследование зубчатых передач

Схема механизма:

Расчет степени подвижности:

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

Вид исследуемой передачи: планетарная, дифференциальная, смешанная (подчеркнуть).

Расчет количества ступеней:

Показать на схеме механизма каждую ступень в отдельности.

Число зубьев звеньев передачи:

Номер звена									
Число зубьев									

Расчет передаточного отношения каждой ступени и расчет числа оборотов n в минуту на выходе из ступени (принять число оборотов ведущего звена редуктора $n_1 = 100$ об/мин).

Расчет числа оборотов или угловой скорости поводка n_H планетарной передачи:

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

$$u_{1-H} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = ; \quad \omega_H = \frac{\omega_1}{u_{1-H}} =$$

при $n_1 = 100$ об/мин.

Расчет числа оборотов сателлита по формуле Виллиса:

$$u_{1-c}^{(H)} = \frac{n_1 - n_H}{n_c - n_H} = ,$$

где n_c – число оборотов сателлита.

Проверка передаточного отношения всей передачи опытным путем:

Контрольные вопросы

- 1 Основная кинематическая характеристика передачи.
2. Классификация рядовых передач, подсчет их передаточных отношений. Схемы этих передач.
3. Классификация планетарных передач; основные звенья, из которых они состоят; схемы этих передач. Отличие планетарных передач от дифференциальных.
4. Метод Виллиса для подсчета передаточного отношения в планетарных передачах. Написать формулу Виллиса для дифференциальной и планетарной передач.
5. Дифференциально-замкнутая передача и ее особенности.
6. Смешанные передачи. Как определяется их передаточное отношение?
7. Знак передаточного отношения. Как он определяется? Что показывает?
8. Области применения рядовых и планетарных передач.

Работу принял _____

Лабораторная работа № 3

Построение эвольвентных профилей зубьев методом обкатки (огибания)

Заданные величины:

1. Модуль m (мм) = .

2. Диаметр делительной окружности d – ,

радиус $r = d/2 =$

3. Угол профиля рейки $\alpha = 20^\circ$.

Расчет основных параметров колес: (приведенные в таблице формулы составлены с учетом коэффициента высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и коэффициента радиального зазора $C^* = 0,25$, $z_{\min}=17$):

Определяемые величины	Формулы		Сравнение параметров (указать <, >, =)	
	для нулевого колеса	для исправленного колеса	Нулевое	Исправл.
1	2	3	4	5
Число зубцов колеса	$z = d/m =$	$z = d/m =$		
Минимальное абсолютное смещение рейки		$b_{\min}=m h_a^* (17-z)/17$	$x=0$	$x \neq 0$
Принятое смещение рейки	$b = 0$	$b \geq b_{\min}; b =$	$b = 0$	$b \neq 0$
Окружной стандартный шаг	$p_a = \pi m =$	$p_a = \pi m =$	p_a	p_a
Радиус основной окружности	$r_b = r \cos \alpha =$	$r_b = r \cos \alpha =$	r_b	r_b
Толщина зуба по делительной окружности	$S = p_a/2 =$	$S = p_a/2 + 2btg\alpha =$	S	S
Высота головки зуба	$h_a = m =$	$h_a = m + b =$	h_a	h_a
Высота ножки зуба	$h_f = 1,25 m =$	$h_f = 1,25 m - b =$	h_f	h_f
Радиус вершин	$r_a = r + h_a =$	$r_a = r + h_a =$	r_a	r_a
Радиус окружности впадин	$r_f = r - h_f =$	$r_f = r - h_f =$	r_f	r_f
Произвольный радиус. Выбрать r_a	$r_a =$	$r_a =$	r_a	r_a

Окончание таблицы

1	2	3	4	5
Угол α_a	$\alpha_a = -\arccos\left(\frac{r_b}{r_a}\right) =$	$\alpha'_a = -\arccos\left(\frac{r_b}{r_a}\right) =$	α_a	α'_a
Толщина зуба по окружности вершин	$S_a = d_a \left[\frac{\pi}{2z} - (\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha) \right] =$	$S'_a = d_a \left[\frac{\pi}{2z} - (\operatorname{inv} \alpha_a - \operatorname{inv} \alpha) \right] =$	S_a	S'_a
Толщина зуба, измеренная на полученной схеме по делительной окружности	$S =$	$S' =$		
Толщина зуба, измеренная по окружности выступов	$S_a =$	$S'_a =$		

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = ;$$

$$\operatorname{inv} \alpha_a = \operatorname{tg} \alpha_a - \alpha_a = ; \\ \alpha, \text{ рад, где } \alpha = 20^\circ.$$

Контрольные вопросы

1. Методы изготовления зубчатых колес.
2. Основные особенности нулевых колес. Как должен располагаться режущий инструмент при их изготовлении? Суть явления подрезания ножки зуба.
3. Основные особенности исправленных колес. Каково расположение режущего инструмента при их изготовлении?
4. Основные параметры зубчатых колес: шаг, модуль, делительная, основная и начальная окружности; угол профиля зуба.
5. Формулы (записать), по которым рассчитывают основные параметры нулевых колес: шаг, радиусы делительной и основной окружностей, высоту головки и ножки, толщину зуба и ширину впадины на делительной окружности, радиусы окружностей вершин и впадин.
6. Как изменяются основные параметры нулевых колес при смещении режущего инструмента?
7. Как определяется величина минимального смещения рейки?
8. Что обозначает $\operatorname{inv} \alpha$?

Работу принял _____

Лабораторная работа № 4
Кинематическое исследование
плоских кулачковых механизмов

Определение перемещения ведомого звена

Тип кулачкового механизма _____

Результаты измерения параметров _____

Номер замера	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Угол поворота кулачка Φ_0													
Перемещение ведомого звена S , мм (метод положений)													
То же S , мм (метод обращенного движения)													
Средние величины перемещения S_c													
Приращение перемещений ΔS_c , мм													
Аналоги скорости ведомого звена, V_ϕ , мм													
Фазовые углы													

Окончание таблицы

Номер замера	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Φ_0														
S														
S														
S_c														
ΔS_c														
V_ϕ														
Фазовые углы														

Фазовые углы $\varphi_{уд} = \dots$; $\varphi_{сб} = \dots$; $\varphi_{б.с} = \dots$.
 Средние величины перемещений

$$S_c = \frac{1}{2}(S + S_i).$$

Приращения перемещений

$$\Delta S_{ci} = S_{ci} - S_{c(i-1)},$$

где i – номер замера, $i = 1, 2, 3\dots$

Аналоги средних скоростей на участках $\Delta\varphi$ вычислять по формуле

$$V_{\varphi i} = \frac{\Delta S_{ci}}{\Delta\varphi},$$

где $\Delta\varphi$ – приращение угла поворота кулачка, рад.

В нижней строке таблицы указать фазовые углы $\varphi_{уд}$, $\varphi_{сб}$, $\varphi_{б.с}$, выделив их зоны.

Построить график $V_\varphi = V_\varphi(\varphi)$, ординаты $V_{\varphi i}$ строить из середины участков $\Delta\varphi$.

Графики $S = S(\varphi)$, $V_\varphi = V_\varphi(\varphi)$:

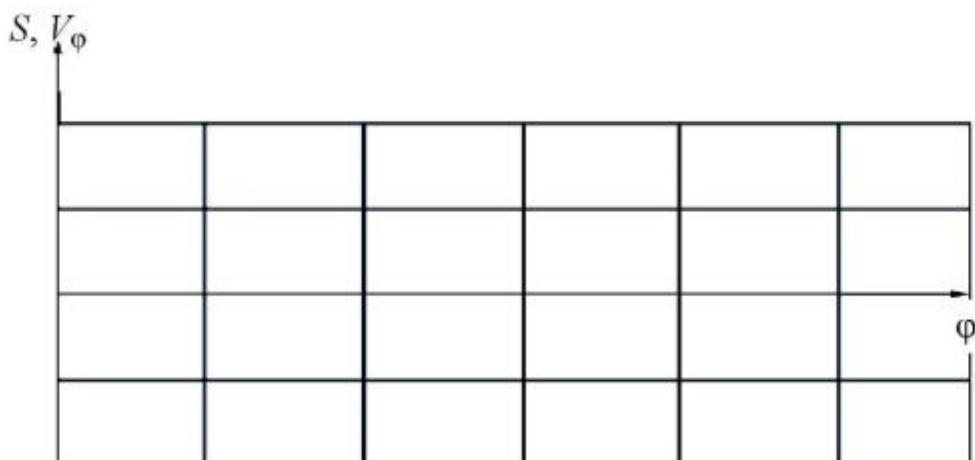


Схема построения кулачкового механизма

Контрольные вопросы

1. Кулачковые механизмы. Их преимущества и недостатки.
2. Основные параметры кулачкового механизма: ход ведомого звена, фазовые углы, профильные углы, минимальный радиус, смещение.
3. Рабочий процесс кулачкового механизма.
4. Каковы экспериментальные методы определения перемещения ведомого звена?
5. Аналог скорости. Как определить скорость по известному аналогу?

Работу принял _____

Лабораторная работа № 5
Статическое уравновешивание
вращающихся масс

Заданные величины:

Массы дебалансирующих грузов, г			Радиусы центров масс дебаланс. грузов, мм			Углы, определяющие положения радиусов		
M_1	M_2	M_3	r_1	r_2	r_3	α_1	α_2	α_3

Вычисленные параметры:

Статические моменты масс, г·мм				Принятая масса противовеса m_n	Радиус противовеса r_n	Угол радиуса противовеса α_n
m_1	m_2	m_3	m_n			

Расчет параметров противовеса:

$$\begin{aligned} 1. \sum m_i \bar{r}_i &= m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_n \bar{r}_n = 0; \\ \sum \bar{M}_i &= \sum m_i \bar{r}_i = \bar{M}_1 + \bar{M}_2 + \bar{M}_3 + \bar{M}_n = 0. \end{aligned}$$

2. В проекциях на оси X , Y

$$\left\{ \begin{array}{l} M_1 \cos \alpha_1 + M_2 \cos \alpha_2 + M_3 \cos \alpha_3 + \\ + M_n \cos \alpha_n = 0; \\ M_1 \sin \alpha_1 + M_2 \sin \alpha_2 + M_3 \sin \alpha_3 + \\ + M_n \sin \alpha_n = 0. \end{array} \right.$$

$$3. \left\{ \begin{array}{l} A + M_n \cos \alpha_n = 0; \\ B + M_n \sin \alpha_n = 0. \end{array} \right.$$

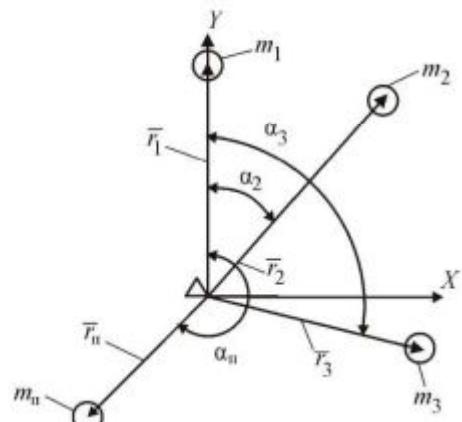


Рис. К расчету параметров противовеса

$$A = M_1 + M_2 \cos \alpha_2 + M_3 \cos \alpha_3 =$$

$$B = M_2 \sin \alpha_2 + M_3 \sin \alpha_3 =$$

$$M_{\Pi} = \sqrt{A^2 + B^2} =$$

$$r_{\Pi} = \frac{M_{\Pi}}{m_{\Pi}} =$$

Массой противовеса m_{Π} задаемся:

$$4. \operatorname{tg} \alpha_{\Pi} = \frac{B}{A}, \quad \alpha_{\Pi} = \operatorname{arctg} \frac{B}{A} + k\pi \quad \text{при} \quad k = 1;$$

$$\alpha_{\Pi} = \operatorname{arctg} \frac{B}{A} + 180^\circ =$$

Схема расположения масс:

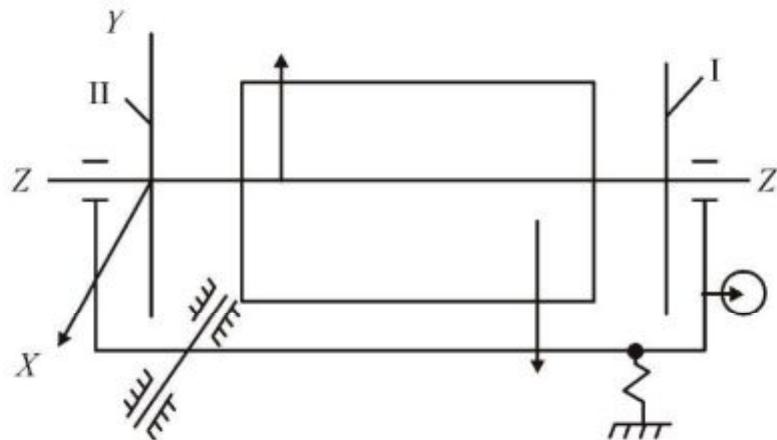
Контрольные вопросы

1. Уравновешивание (балансировка) и его задачи.
2. Как вычисляется сила инерции и момент сил инерции?
3. Причины возникновения сил инерции и момента сил инерции у вращающихся тел.
4. В чем заключается статическое уравновешивание?
5. Методы статического уравновешивания.
6. Последовательность статического уравновешивания экспериментальным методом.
7. Последовательность статического уравновешивания расчетным методом.
8. Какие детали достаточно уравновешивать только статически?

Работу принял _____

Лабораторная работа № 6
Моментное уравновешивание вращающихся тел

Схема балансировочного станка конструкции Б.В. Шитикова:



Параметры дополнительного груза:

масса $m_d =$ Г,

радиус $r_d =$ ММ.

Величины амплитуд неуравновешенного ротора:

A_i	Замеры амплитуд					
	1	2	3	4	...	A_c
A_1						
A_2						
A_3						

A_c – средняя величина амплитуд A_1, A_2, A_3 ;

$$A_c = \frac{\sum A_i}{n}.$$

Амплитуда дополнительного груза

$$A_d = \sqrt{0,5(A_2^2 + A_3^2) - A_1^2} = .$$

Расчет угла установки корректирующей массы груза:

$$\alpha_{\Pi} = \arccos \left(\frac{A_1^2 + A_{\Delta}^2 - A_2^2}{2A_1A_{\Delta}} \right).$$

Определение коэффициента пропорциональности:

$$A_{\Delta} = km_{\Delta}r_{\Delta}; \quad k = \frac{A_{\Delta}}{m_{\Delta}r_{\Delta}} = 1/\Gamma;$$

$$A_1 = km_{\Pi}r_{\Pi}; \quad m_{\Pi}r_{\Pi} = \frac{A_1}{k} = \Gamma \cdot \text{ММ}.$$

Параметры противовеса и величины остаточной амплитуды:

Масса противовеса m_{Π} , Г	Радиус установки противовеса r_{Π} , ММ	Остаточные амплитуды A_o при различных углах установки противовеса			
		$+a_{\Pi} =$	$-a_{\Pi} =$	$180 - a_{\Pi} =$	$180 + a_{\Pi} =$

Расчет остаточного статического момента m_0r_0 дебалансирующего ротора:

$$A_0 = km_0r_0; \quad m_0r_0 = \frac{A_0}{k} = \Gamma \cdot \text{ММ}.$$

Определение корректирующей массы m_{11} , радиуса и угла установки противовеса графическим методом:

Контрольные вопросы

1. Причина появления момента сил инерции в роторах.
2. В чем заключается моментная балансировка? Ее отличие от балансировки статической.
3. Конструкция балансировочного станка Б.В. Шитикова.
4. На каком принципе основана работа станка Б.В. Шитикова?
5. Порядок проведения моментной балансировки.
6. Что такое коэффициент пропорциональности k ? Как он определяется?
7. Как рассчитываются параметры противовеса, каково их минимальное число?
8. Методы расчета корректирующих масс для балансировки вращающихся тел.

Работу принял _____