

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Невинномысский технологический институт (филиал)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению лабораторных работ
по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Невинномысск 2020

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями ФГОС ВО и рабочей программы дисциплины «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН». Указания предназначены для студентов направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование. В методических указаниях приведено описание лабораторных установок, изложена методика проведения лабораторных работ, предусмотренных учебным планом. Каждая лабораторная работа направлена на закрепление знаний студентов по соответствующему разделу дисциплины «Теория механизмов и машин».

Составители

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент

Содержание

Введение	4
1 Лабораторная работа №1. Изготовление зубчатых колес способом огибания	6
2 Лабораторная работа №2. Синтез кулачковых механизмов.....	19
3 Лабораторная работа №3. Структурный анализ плоских шарнирных механизмов.....	29
4 Лабораторная работа №4. Кинематический анализ механизмов по моделям	36
5 Лабораторная работа №5. Определение моментов инерции звеньев механизма методом физического маятника	43
6 Лабораторная работа №6. Механизм управления с кулачковым распределительным валом.....	46
7 Лабораторная работа №7. Исследование приведенного момента инерции механизма.....	51
8 Лабораторная работа №8. Определение коэффициента трения скольжения на горизонтальной плоскости.....	55
8 Лабораторная работа №9 Синтез кинематических схем рычажных механизмов	61
8 Лабораторная работа №10 Определение основных параметров зубчатых колес с помощью инструментов.....	65
8 Лабораторная работа №11. Синтез планетарного механизма	71
Список литературы	78

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания и задания по курсу теории механизмов и машин составлены в соответствии с программой данного курса, читаемого в ФГАОУ ВО «СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ», Невинномысский технологический институт (филиал).

Учебным планом по теории машин и механизмов кроме лекций и практических занятий предусмотрен лабораторный практикум. Лабораторный практикум знакомит студентов с моделями различных механизмов, лабораторными установками для получения профиля зубьев зубчатых колес и для вычерчивания профиля кулачка, для определения моментов инерции звеньев механизма.

Пособие по лабораторным работам предназначено для студентов очной и заочной форм обучения направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование.

Изучение дисциплины ТММ требует от студентов твёрдых знаний основ высшей математики, теоретической механики и сопротивления материалов, навыков решения задач по этим дисциплинам, а также необходимых знаний и навыков начертательной геометрии и инженерной графики.

Теория механизмов и машин состоит из разделов:

- структурный анализ механизмов;
- кинематический анализ механизмов;
- силовой анализ механизмов;
- динамический анализ механизмов;
- общие методы синтеза механизмов.

Структурный и кинематический анализы механизмов предполагают изучение теории строения механизмов, исследование движения тел, их образующих, с геометрической точки зрения независимо от сил, вызывающих движение этих тел. Динамический анализ механизмов имеет своей целью изучение методов определения сил, действующих на тела, образующие механизм, во время движения этих тел, и изучение взаимосвязи между движениями этих тел, силами, на них действующими, и массами, которыми обладают эти тела. Проблемы синтеза механизмов изучаются по видам механизмов, так как задачей синтеза является проектирование механизмов выбранной структуры по заданным кинематическим и динамическим условиям. В процессе изучения дисциплины студенты выполняют лабораторные работы. Каждый раздел необходимо изучать в порядке, предусмотренном в рабочей программе. Ведение конспекта обязательно. Только в этом случае можно получить прочные знания и навыки расчётов по разделам дисциплины. Работать с учебниками и конспектом лекций рекомендуется в такой последовательности: - ознакомиться с содержанием данной темы по программе; - изучить материал темы. Если тема имеет большой объём, надо разбить её на отдельные части; - разобрать узловые вопросы темы, записать основные определения, доказательства, правила, формулы, если необходимо снабдить их схемами или рисунками. В целях закрепления учебного материала и приобретения навыков в пользовании расчётными формулами необходимо разобрать примеры и задачи, помещённые в учебнике и в конспекте

лекций. К экзамену или зачёту допускаются студенты, не имеющие задолженности по лабораторным работам.

Выполнение лабораторной работы

К выполнению лабораторной работы можно приступить только после изучения соответствующей темы. Во время выполнения лабораторной работы можно пользоваться конспектом лекций, учебной и справочной литературой. Все необходимые расчёты обязательно должны быть доведены до окончательного числового результата.

Требования к выполнению лабораторной работы

Лабораторная работа, сдаваемая студентами на проверку, должна быть выполнена и оформлена в соответствии со следующими требованиями. Работа выполняется на бумаге формата А4. Первый лист титульный. Работы надо выполнять аккуратным почерком с интервалом между строчками. Тексты условий работы переписывать обязательно, схемы или рисунки должны быть выполнены чётко карандашом. Если в работе встречается решение конкретной задачи, то она делится на пункты. Каждый пункт должен иметь подзаголовок с указанием, что и как определяется, по каким формулам или на основе каких теорем, законов, правил, методов. Преобразования формул, уравнений в ходе решения производить в общем виде, а уже затем подставлять исходные данные. Порядок подстановки числовых значений должен соответствовать порядку расположения в формуле буквенных обозначений этих величин. После подстановки исходных значений вычислить окончательный или промежуточный результат. В соответствии с требованиями стандарта при выполнении необходимых расчётов необходимо применять только Международную систему единиц физических величин (СИ) и стандартные символы для обозначения этих величин.

Общие организационные и методические указания к проведению лабораторных работ

Цель настоящих методических указаний – помочь студентам в подготовке и методически правильном проведении лабораторных работ.

Лабораторные занятия по дисциплине «Теория машин и механизмов» являются составной частью изучения дисциплины, закрепляющей теоретические знания и дающей практические навыки в применении основных законов механики.

Основная цель лабораторных занятий по этой дисциплине – ознакомить студентов с экспериментальной проверкой теоретических выводов, привить им навыки в проведении опытов и обработке их результатов.

До начала лабораторных работ необходимо ознакомиться со схемой и описанием установки, уяснить порядок работы на ней.

По каждой лабораторной работе составляется отчёт, который должен содержать номер и наименование работы, краткое её содержание, схему опытной установки и краткое её описание, необходимые расчётные формулы, результаты измерений и расчётов, краткие выводы, содержащие объяснение полученных результатов с точки зрения теории. Отчёт выполняется студентами в часы, отведённые на самостоятельную подготовку и выполнение лабораторной работы по расписанию.

1 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС СПОСОБОМ ОГИБАНИЯ

1.1 Цель работы – изучение построения эвольвентных зубьев способом огибания (обкатки) и изучение влияния смещения инструмента реечного типа на форму профиля зуба.

1.2 Теоретические сведения

Зубчатые колеса с эвольвентным профилем зубьев нарезают на специальных зуборезных станках двумя методами: методом копирования и методом обкатки (огибания).

Метод копирования состоит в том, что по чертежам тщательно построенных профилей зубьев изготавливается дисковая или пальцевая фреза. Режущая кромка модульной фрезы (дисковой или пальцевой) имеет очертание впадины между зубьями будущего зубчатого колеса.

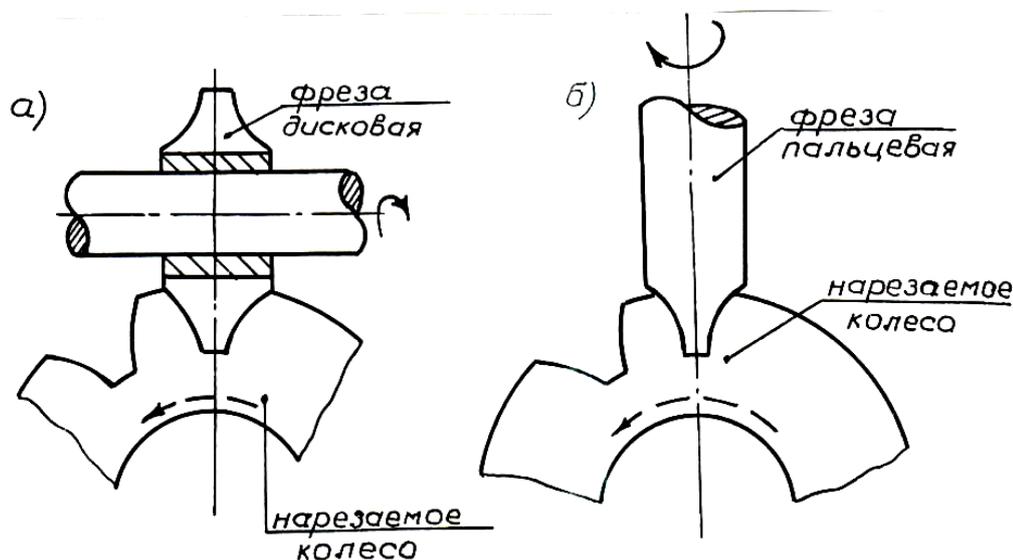


Рисунок 1.1 – Нарезание зубьев методом копирования:

- а) нарезание дисковой фрезой;
- б) нарезание пальцевой фрезой.

Метод обкатки (огибания) заключается в том, что режущему инструменту и заготовке сообщают то относительное движение, которое имели бы два зубчатых колеса, находящихся в зацеплении. В таком случае режущий инструмент должен представлять собой также зубчатое колесо, т.е. колесо – инструмент, которое носит название долбяка.

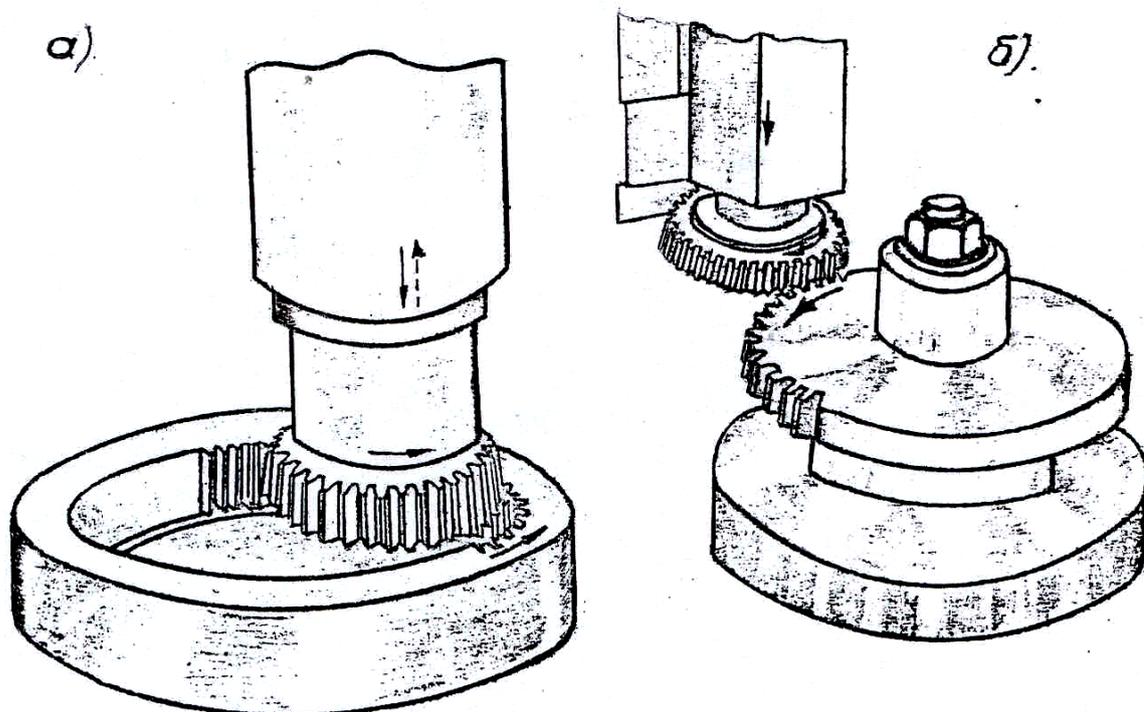


Рисунок 1.2 – Нарезание зубьев методом огибания:
 а) нарезание долбяком колеса с внутренними зубьями;
 б) нарезание долбяком колеса с внешними зубьями.

Практически процесс долбления происходит не непрерывно, а имеет ряд последовательных операций, состоящих в движении долбяка вверх и вниз, поворота нарезаемого колеса и т.д. Но все эти движения строго согласованы с кинематическими соотношениями, определяющими долбяк и колесо как два колеса, находящихся в зацеплении. Тогда профиль нарезаемого зуба получается как огибающая всех положений режущей кромки долбяка, т.е. инструмент как бы обкатывает нарезаемое колесо. Этот процесс представлен на рисунке 1.3. *m*

Так как для любого зубчатого колеса может быть спроектирована сопряженная с колесом рейка, то вместо колеса – инструмента, может быть в качестве инструмента использована также и рейка, которая называется инструментальной рейкой. Рейка (гребенка) совершает в вертикальном направлении возвратно-поступательное движение, параллельное оси нарезаемого колеса, как показано на рисунке 1.4. Так как чаще всего количество зубьев нарезаемого колеса больше числа зубьев гребенки (рейки), то процесс обкатки (огибания) получается прерывистым. После того, как заготовка колеса перекатится по всей длине гребенки, нарезание зубьев прерывается, заготовку возвращают в исходное положение и продолжают обкатку.

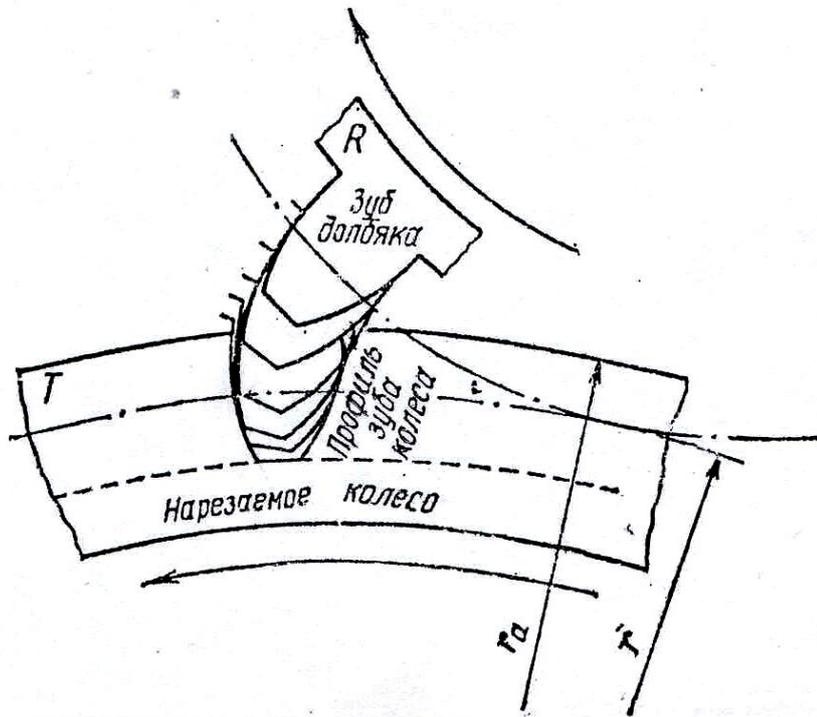


Рисунок 1.3 – Последовательные относительные положения зуба долбяка при нарезании зуба колеса

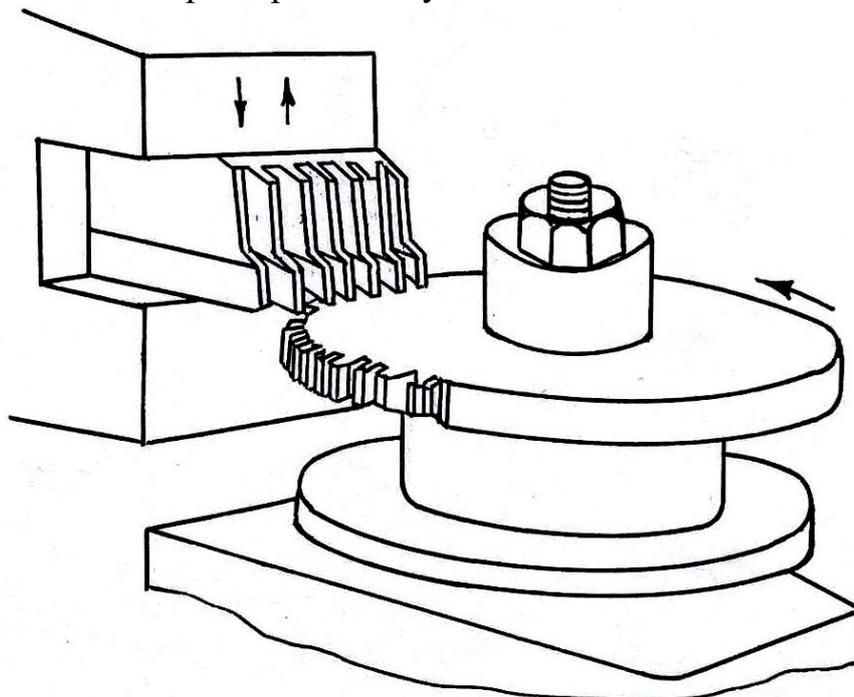


Рисунок 1.4 – Нарезание зубьев методом обкатки (огибания) зубчатой гребенкой (рейкой)

Чтобы сделать процесс нарезания зубьев непрерывным, применяют вместо гребенки (рейки) червячные фрезы, профиль которых может быть получен путем перемещения рейки по винтовой линии с некоторым постоянным углом подъема.

Нарезание колес выполняется на зубострогальных, зубодолбежных или зубофрезерных станках.

Способ огибания является высокопроизводительным, он позволяет теоретически точно изготавливать одним инструментом колеса с разными числами зубьев.

Процесс изготовления зубчатого колеса способом огибания можно рассматривать как зацепление исходного производящего контура (ИПК) инструмента с заготовкой. Для гребенки (инструментальной рейки) и червячной фрезы ИПК имеет форму зубчатой рейки. Зацепление инструментальной рейки (гребенки) и нарезаемого колеса называют станочным. Станочное зацепление показано на рисунке 1.5.

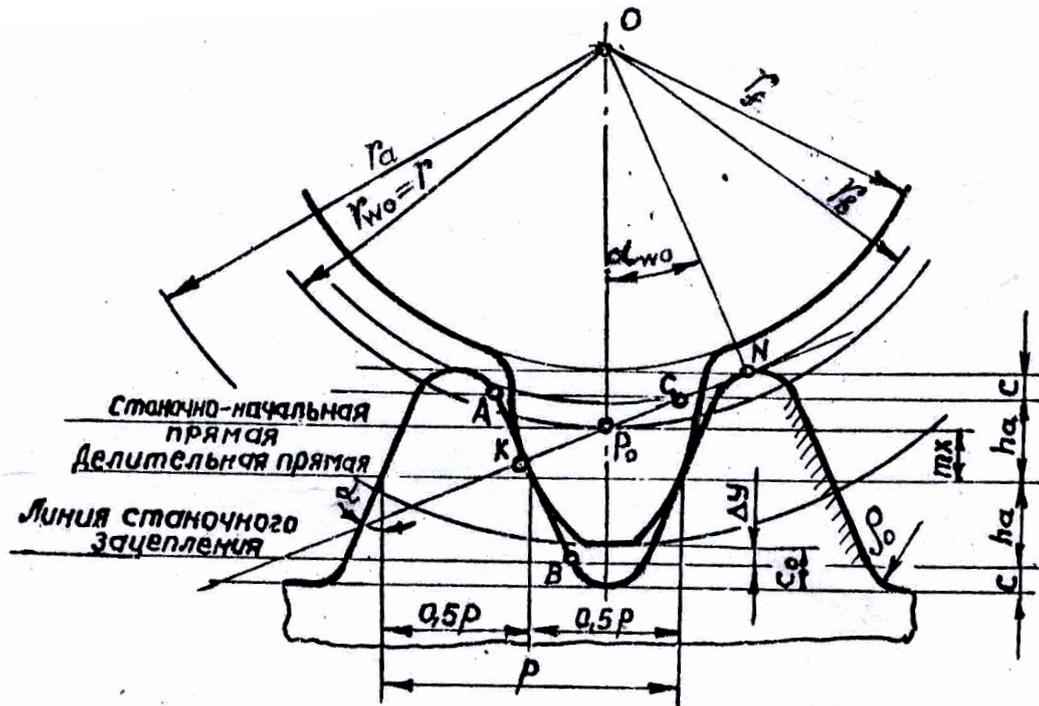


Рисунок 1.5 – Станочное зацепление

Исходный производящий контур (ИПК) реечного инструмента согласно ГОСТ 13755 имеет стандартные размеры:

угол профиля $\alpha = 20^\circ$;

коэффициенты высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$;

коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Модуль зацепления m регламентируется стандартом. Высота головки зуба h_a и высота ножки зуба h_f стандартной рейки (ИПК) равны, т.е. $h_a = h_f = h_a^* m$.

К высоте h_a добавляется величина, равная $s \cdot m = s$. Это необходимо для того, чтобы получить соответствующую глубину впадины нарезаемого колеса.

При нарезании стандартного зацепления делительная прямая должна без скольжения перекачиваться по делительной окружности нарезаемого колеса, в этом случае толщина зуба и ширина впадины нарезаемого колеса так же, как и у рейки, равны между собой.

Значит, размеры инструментальной рейки, обеспечивающие беззазорное зацепление, стандартизированы. На рисунке 1.5 показан производящий контур инструментальной рейки. Прямая, для которой толщина зуба s равна ширине впадины e , называется делительной прямой, т.е.

$$s = e = p/2 = \pi m/2,$$

где p – делительный шаг окружности; $p = \pi m$, причем, шаг $p = s + e$;
 m – модуль зацепления в мм.

Модуль зацепления представляет собой длину делительной окружности (диаметр d), приходящуюся на один зуб колеса; численно модуль равен отношению диаметра делительной окружности к числу зубьев z , т.е.

$$m = d/z$$

Часть инструментальной рейки, ограниченная на рисунке 1.5 штриховой линией на высоте головки h_a , называется исходным контуром рейки. Эвольвентную часть зуба нарезаемого колеса нарезает только исходный контур.

Итак, нарезание зубчатых колес по методу обкатки производится перекачиванием рабочего инструмента (рейки) по центроиде заготовки нарезаемого колеса. Если зубья рейки пересечь прямыми, параллельными делительной прямой, то все расстояния ab , $a'b'$, $a''b''$, ... будут равны шагу зацепления, т.е.

$$ab = a'b' = a''b'' = p = \pi m.$$

Одна из этих прямых и может быть выбрана за начальную прямую зуборезного инструмента рейки, которая в процессе обкатки катится без скольжения по делительной окружности колеса. При этом ширина впадины и толщина зуба будут различны в зависимости от того, какая прямая ab , $a'b'$, $a''b''$, выбрана за начальную прямую. Выбор начальной прямой показан на рисунке 1.6.

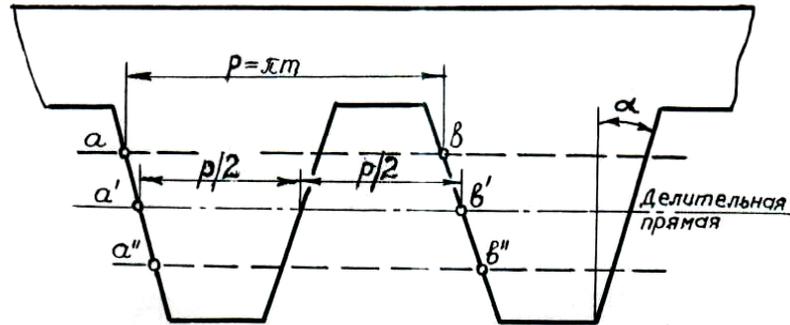


Рисунок 1.6 – Выбор начальной прямой рейки при нарезании зубьев зубчатого колеса

Очевидно, что ширина впадины и толщина зуба будут равны в том случае, когда за начальную прямую выбрана делительная прямая, делящая высоту зуба пополам. В этом случае зубья колеса будут нарезаны без смещения инструмента (нулевая установка инструмента).

Величина абсолютного смещения производящей рейки, нарезающей колесо, называется смещением, которое равно xm ,

где x – коэффициент смещения исходного контура;

m – модуль нарезаемого колеса.

На станке инструмент при нарезании колес можно расположить по-разному относительно нарезаемого колеса. Поэтому в станочном зацеплении делительная прямая ИПК может располагаться различным образом по отношению к делительной окружности колеса. Установка инструмента по отношению к заготовке показана на рисунке 1.7.

Делительная прямая ИПК касается делительной окружности зубчатого колеса, т.е. смещение нулевое, $xm=0$, $x=0$.

Такая установка инструмента относительно заготовки называется нулевой, а колеса носят название нулевых колес.

Если смещение рейки направлено в сторону оси нарезаемого колеса, т.е. делительная прямая ИПК пересекает делительную окружность заготовки колеса, это колесо называется отрицательным колесом, а установка инструмента относительно заготовки – отрицательной установкой. При этом смещение отрицательное, т.е.

$$xm < 0, x < 0.$$

Если смещение производится в сторону от оси нарезаемого колеса, т.е. делительная прямая ИПК отодвинута от делительной окружности колеса (не пересекает делительную окружность), то колесо называется положительным, а установка инструмента – положительной установкой. При этом смещение положительное, т.е.

$$xm > 0, x > 0.$$

При положительном смещении возможность подрезания зуба колеса уменьшается, при этом зуб получает большие размеры, измеряемые по начальной окружности.

Окружность, по которой при обработке колеса перекачивается соответствующая выбранная прямая рейки, носит название делительной окружности колеса.

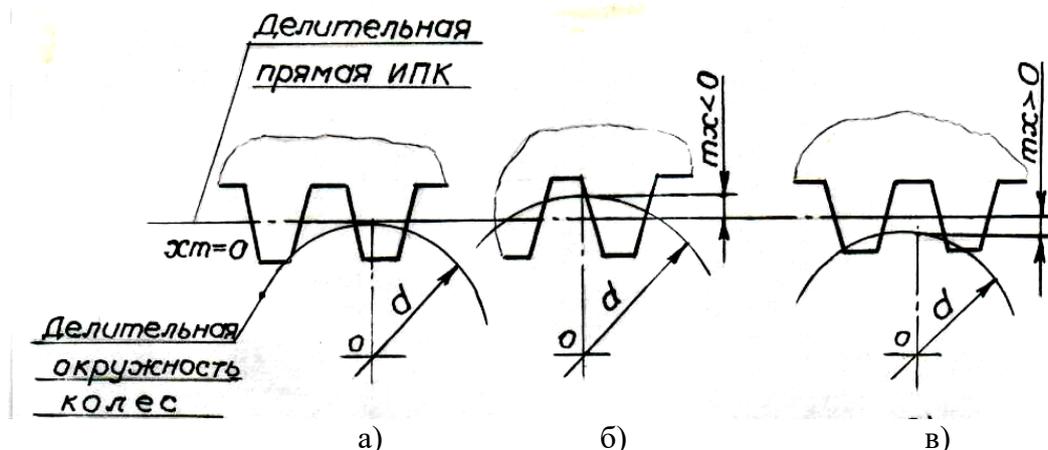


Рисунок 1.7 – Установка инструмента относительно зубчатого колеса:
 а) без смещения инструмента;
 б) с отрицательным смещением;
 в) с положительным смещением.

При нарезании колес возможны два дефекта – подрез и заострения. При подрезе инструментом срезается часть эвольвентной поверхности у ножки зуба нарезаемого колеса, уменьшается толщина у основания зуба.

При больших значениях положительного смещения возможно заострение вершины зуба.

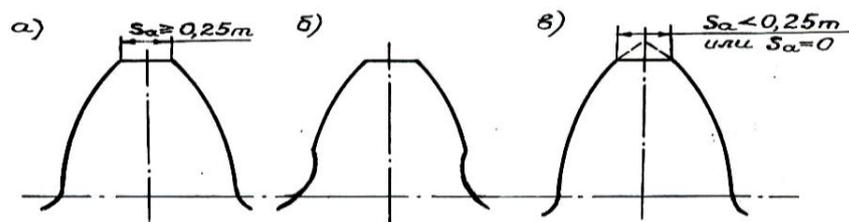


Рисунок 1.8 – Формы зуба: а) зуб нормальной формы;
 б) зуб с подрезом;
 в) зуб с заострением.

Чтобы получить зуб без подреза и без заострения коэффициент смещения исходного контура должен удовлетворять значениям

$$x_{\min} \leq x \leq x_{\max},$$

$$x_{\min} = h_a^* \frac{Z_{\min} - Z}{Z_{\min}},$$

где x_{\min} – минимальный коэффициент смещения, определенный из условия отсутствия подрезания;

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

$Z_{\min} = 17$ – наименьшее число зубьев, которое может быть получено без смещения инструмента при $h_a^* = 1$, $\alpha = 20^\circ$;

x_{\max} – максимальный коэффициент смещения, определенный из условия отсутствия заострения, т.е.

$$s_a \geq 0,25m,$$

где s_a – толщина зуба по окружности вершин.

Если увеличить коэффициент смещения, то толщина зуба s_a у вершины будет уменьшаться. При некотором коэффициенте смещения, называемом максимальным x_{\max} , наступает заострение зуба, т.е.

$$s_a = 0.$$

Значит, на станке режущий инструмент можно расположить с разным смещением mx относительно заготовки в зависимости от числа зубьев нарезаемого колеса. Зависимость вида смещения инструмента от числа зубьев нарезаемого колеса представлена в виде следующей таблицы:

Число зубьев нарезаемого колеса	Вид смещения инструмента
$z = z_{\min} = 17$	$mx = 0; mx > 0$
$z < z_{\min} = 17$	$mx > 0$
$z > z_{\min} = 17$	$mx = 0; mx > 0; mx < 0$

1.3 Лабораторная установка ТММ–42

Процесс изготовления зубчатого колеса позволяет моделировать лабораторная установка типа ТММ–42, показанная на рисунке 1.9, на этой установке диск 1 имитирует заготовку, рейка 2 – исходный производящий контур ИПК режущего инструмента. В процессе движения рейка 2 огибает диск 1, как ИПК заготовку. При перемещении рейки на величину Δy диск 1 поворачивается на угол $\Delta \varphi$, причем

$$\Delta y = \frac{d}{2} \cdot \Delta \varphi = \frac{mz}{2} \Delta \varphi,$$

где m – модуль нарезаемого колеса в мм;
 z – число зубьев нарезаемого колеса;
 d – диаметр делительной окружности в мм;
 Δu – перемещение рейки в мм;
 $\Delta \varphi$ – угол поворота диска в радианах.

При последовательном обведении зубьев рейки карандашом можно получить на диске профили зубьев, показанные на рисунке 1.10, которые моделируют в масштабе 1:1 зубья нарезаемого колеса. Рейку 2 можно смещать относительно диска 1 в радиальном направлении для получения соответствующего смещения m_x . Положение рейки фиксируется с помощью линейной шкалы. Профили зубьев, полученные при разных смещениях m_x , дают возможность оценить влияние смещения на форму зуба.

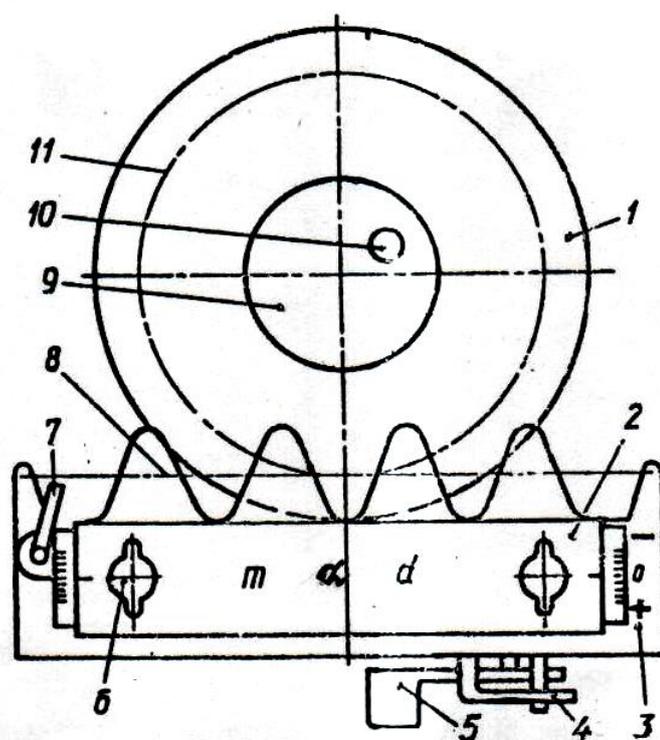


Рисунок 1.9 – Лабораторная установка ТММ–42

При проведении лабораторной работы используются 15 приборов ТММ–42, отличающихся модулем m исходного контура инструмента и числом зубьев Z получаемых на приборах колес.

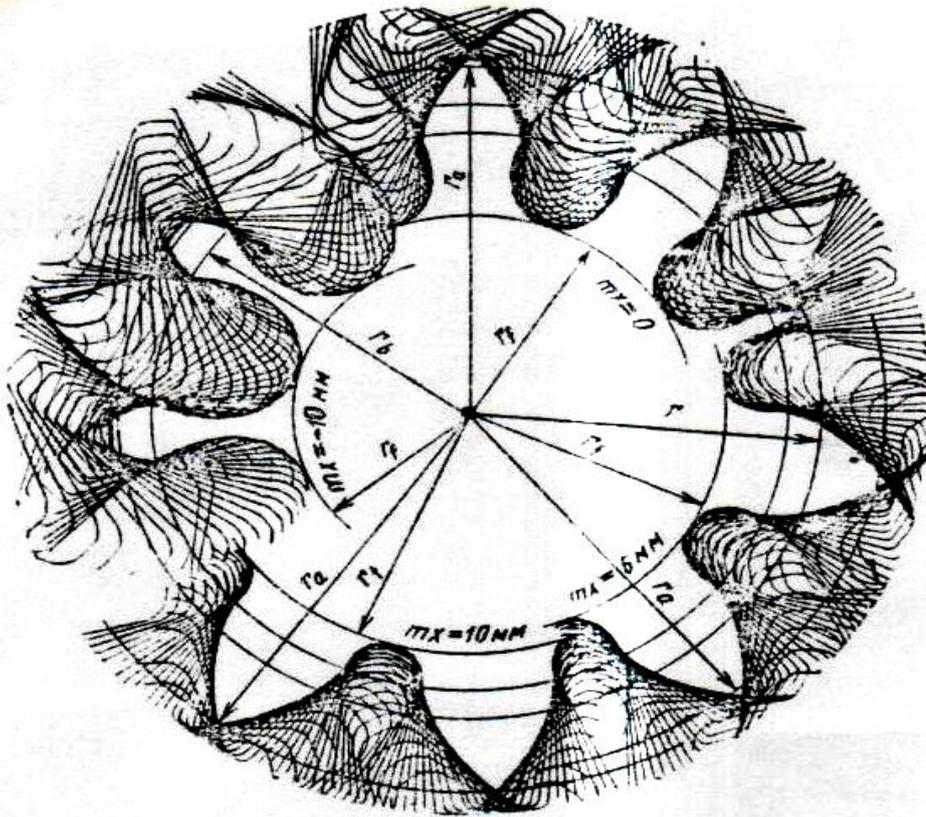


Рисунок 1.10 – Профили зубьев, полученных при различных значениях коэффициента смещения

1.4 Порядок выполнения работы

Номер варианта соответствует номеру прибора ТММ–42, на рейке прибора указаны модуль m , диаметр делительной окружности d нарезаемого колеса, угол профиля рейки α . Исходные данные также приведены в виде таблицы:

Вариант	Модуль m , мм	Диаметр делительной окружности d , мм	Число зубьев $Z = d/m$	ИПК		
				α	h_a^*	c^*
1	13	117	9	20°	1	0,25
2		130	10			
3		143	11			
4		156	12			
5	14	126	9	20°	1	0,25
6		140	10			
7		154	11			
8		168	12			
9	15	135	9	20°	1	0,25
10		150	10			
11		165	11			
12		180	12			
13	16	144	9	20°	1	0,25

14		160	10			
15		176	11			

±1.4.1 Выбрать величину смещения:

- а) нулевое смещения $m_{x_1} = 0$;
- б) положительное смещение $m_{x_2} = (8...10)$ мм;
- в) отрицательное смещение $m_{x_3} = -(8...10)$ мм;
- г) положительное смещение $m_{x_4} = m_{x_{\min}}$,

$$\text{где } x_{\min} = h_a^* \frac{Z_{\min} - Z}{Z_{\min}},$$

где $Z_{\min} = 17$; $h_a^* = 1$; z – число зубьев наружного колеса.

1.4.2 Выбрать бумажный круг–заготовку в соответствии с диаметром D , указанным на диске 1 установки ТММ–42.

1.4.3 Разделить бумажный круг на четыре квадранта и провести делительную окружность, диаметр которой d указан на рейке 2 прибора.

1.4.4 Установить бумажный круг на диск 1 и закрепить крышкой 9.

1.4.5 Ослабить винты 6 и установить рейку 2 в нулевое положение $m_{x_1}=0$, при этом риска на рейке должна совпасть с нулевой отметкой на шкале, а делительная прямая рейки коснется делительной окружности.

1.4.6 Повернуть рычажок 4 в сторону клавиши 5 и перевести рейку вправо до упора.

1.4.7 Вернуть рычажок 4 в исходное положение.

1.4.8 Поворотом рукоятки 7 ослабить натяжение тросика 8 и повернуть диск 1 вручную в положение, удобное для вычерчивания профилей зубьев в одном из квадрантов.

1.4.9 Рукоятку 7 вернуть в исходное положение, при этом тросик 8 (делительная прямая рейки) окажется в натянутом состоянии.

1.4.10 Нажимая на клавишу 5 и обводя карандашом профили зубьев рейки, получить два–три профиля зубьев колеса, как показано на рисунке 1.10. в соответствующем квадранте записать величину смещения, т.е. $m_{x_1}=0$.

1.4.11 Установить рейку с положительным смещением $m_{x_2}=8...10$ мм и вычертить профили зубьев. Для этого необходимо переместить рейку 2, ослабив винты 6, в радиальном направлении от центра диска. Перевести рейку 2 в крайнее правое положение, а диск 1 повернуть вручную на соответствующий угол, чтобы выбрать следующий квадрант, предварительно ослабив тросик 8 поворотом рукоятки 7. В квадранте бумажного круга записать $m_{x_2}=(8...10)$ мм.

1.4.12 Установить рейку с отрицательным смещением $m_{x_3}=-(8...10)$ мм и вычертить профили зубьев. Для этого рейку 2, ослабив винты 6, переместить в радиальном направлении к центру диска на величину отрицательного смещения. На соответствующем квадранте записать $m_{x_3}=-(8...10)$ мм.

1.4.13 Установить рейку с положительным смещением $m_{x_4} = m_{x_{\min}}$ и вычертить профили зубьев. Для этого необходимо переместить рейку 2, ослабив винты 6, в радиальном направлении от центра диска. В квадранте круга записать $m_{x_4} = m_{x_{\min}} = \dots$ мм.

1.4.14 Выполнить расчет геометрических размеров нарезаемых колес на ЭВМ по программе ТММ1А, составленной в соответствии с алгоритмом расчета, приведенном в виде следующей таблицы:

Параметр	Формула для расчета
Минимальное число зубьев Z_{\min}	$Z_{\min}=2h_a^*/\sin^2\alpha$, где $\alpha=20^\circ$; $h_a^*=1$
Минимальный коэффициент смещения $x_{\min}=x_4$	$x_{\min}=x_4=h_a^*(Z_{\min}-Z)/Z_{\min}$, где $Z=d/m$
Коэффициент смещения	а) при нулевом смещении $x_1=0$; б) при положительном смещении $x_2=(8\dots 10)/m$ в) при отрицательном смещении $x_3=-(8\dots 10)/m$ г) при положительном смещении, соответствующем x_{\min} , $x_4=(Z_{\min}-Z)/Z_{\min}$
Величины смещения, мм	mx_i , где $x_i (x_1, x_2, x_3, x_4)$
Диаметр делительной окружности d , мм	$d=mz$
Диаметр основной окружности d_b , мм	$d_b=d \cdot \cos \alpha = mz \cdot \cos \alpha$, где $\alpha=20^\circ$
Шаг зубчатого колеса по делительной окружности p , мм	$p = \pi m$
Диаметр вершин зубьев при заданных коэффициентах смещения $x_i(x_1, x_2, x_3, x_4= x_{\min})$, d_a , мм	$d_{ai}=d+2m(h_a^*+x_i)=mz+2m(h_a^*+x_i)$, где $h_a^*=1$
Диаметр впадин зубьев по коэффициентам смещения x_i , d_f , мм	$d_{fi}=d-2m(h_a^*+c^*-x_i)=mz-2m(h_a^*+c^*-x_i)$, где $h_a^*=1$; $c^*=0,25$
Толщина зуба по делительной окружности по коэффициентам смещения x_i , s , мм	$s_i = (\pi/2+2x_i \operatorname{tg} \alpha) m$
Толщина зуба по окружности вершин по условию отсутствия заострения, S_a , мм	$s_a = 0,25m$

1.4.15 Снять бумажный круг–заготовку с полученными профилями.

1.4.16 Нанести на бумажный диск окружности: основную, впадин и вершин для различных профилей зубьев, полученных при смещениях рейки, а также значение модуля и число зубьев.

1.4.17 Измерить делительную толщину зубьев и сравнить полученные значения с расчетными.

1.4.18 Измерить толщину зубьев по окружности вершин и сравнить с $S_a=0,25m$.

1.4.19 Оценить влияние смещения рейки на форму зуба.

1.4.20 Установить вид смещения для нарезания зубчатого колеса с заданным числом зубьев Z , используя таблицу, изображенную на странице 11.

1.4.21 Установить величину смещения в мм для получения заданного числа зубьев без подреза и без заострения.

1.5 Основные правила техники безопасности

1.5.1 Соблюдать осторожность при проведении лабораторной работы, т.к. возможен обрыв тросика 8 при установке диска 1 в исходное положение при вычерчивании профилей зубьев.

1.5.2 Избегать резкого перемещения рейки 2 вправо, т.к. возможен выход из строя прибора ТММ–42.

1.6 Содержание отчета

1.6.1 Цель работы.

1.6.2 Тип и номер лабораторной установки.

1.6.3 Исходные данные ($m, z, d, h_a^*c^*, mx_1, mx_2, mx_3, mx_4=mx_{min}$).

1.6.4 Распечатка расчетов геометрических параметров колес и величин смещений по программе ТММ1А.

1.6.5 Схема установки режущего инструмента (рейки) относительно зубчатого колеса в зависимости от вида смещения.

1.6.6 Схема различных форм зуба (с подрезом, без подреза, с заострением, без заострения).

1.6.7 Опытные значения параметров зубьев, полученных при замере их, и сравнение с расчетными данными.

1.6.8 Анализ влияния смещения рейки на форму зуба.

1.6.9 Определение оптимального значения величины смещения из условий отсутствия подреза и заострения зубьев.

1.6.10 Зависимость вида смещения инструмента от числа зубьев нарезаемого колеса (таблица на странице 12).

1.7 Контрольные вопросы

1.7.1 Как вычисляется величина смещения?

1.7.2 Как вычислить коэффициент смещения?

1.7.3 Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при различных видах смещения?

1.7.4 Какое смещение называется нулевым, положительным, отрицательным?

1.7.5 На какие геометрические параметры зубчатого колеса влияют коэффициенты смещения?

1.7.6. Каким ограничениям должен удовлетворять коэффициент смещения, чтобы получить профиль зуба без подреза и без заострения?

1.7.7 Что такое модуль m ?

1.7.8 Как вычислить диаметр делительной окружности?

1.7.9 Какая прямая называется делительной прямой исходного производящего контура (ИПК)?

1.7.10 Как вычислить шаг зубчатого колеса по делительной окружности?

1.7.11 Как измениться делительная толщина зуба и толщина зуба по окружности вершин при увеличении коэффициента смещения?

1.7.12 Какой должна быть толщина зуба по окружности вершин у зуба без заострения?

2 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1 Цель работы – вычерчивание профилей дисковых кулачков с качающимся и поступательно движущимся толкателем по заданному движению толкателя:

- а) $\gamma=\gamma(\varphi)$ для кулачкового механизма с качающимся толкателем (коромыслом);
- б) $S=S(\varphi)$ для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

2.2 Теоретические сведения

Простейший кулачковый механизм представляет собой трехзвенный механизм с одной высшей и двумя низшими кинематическими парами. Ведущее звено кулачок имеет сложную криволинейную форму. Ведомое звено толкатель или коромысло обычно имеет форму стержня, опирающегося на кулачок. Неподвижным звеном является стойка.

Основное достоинство кулачковых механизмов заключается в том, что они позволяют легко получить требуемый закон движения толкателя за счет соответствующего подбора профиля кулачка.

Для уменьшения трения между элементами высшей пары в кулачковых механизмах часто вводят дополнительное звено – ролик, свободно вращающийся на оси, закрепленной на толкателе.

Весь цикл работы механизма происходит за один оборот кулачка. На диаграмме перемещения ведомого звена (толкателя, или коромысла), показанной на рисунке 2.1, различают участки, соответствующие удалению толкателя, фазе дальнего стояния толкателя, фазе возвращения и фазе ближнего стояния толкателя. Углы поворота кулачка, соответствующие каждой фазе перемещения толкателя, называются фазовыми и обозначаются φ_y – фазовый угол удаления, $\varphi_{д.с.}$ – угол дальнего стояния, $\varphi_в$ – угол возвращения, $\varphi_{б.с.}$ – ближнего стояния.

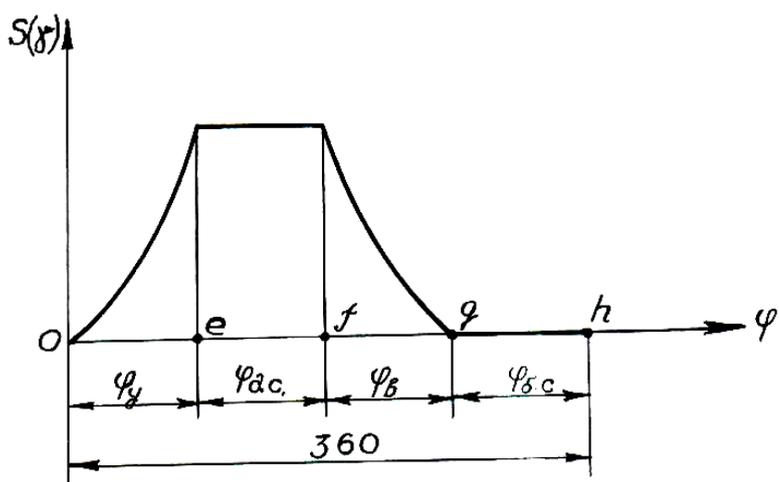


Рисунок 2.1 – График зависимости перемещения ведомого звена от угла поворота ведущего звена

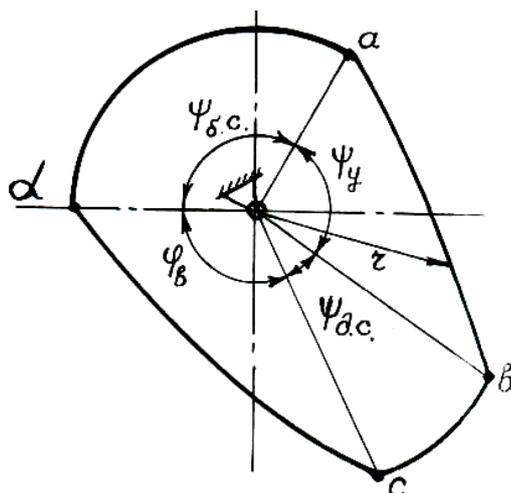


Рисунок 2.2 – Профиль кулачка с указанием профильных углов

На профиле кулачка различают точки a,b,c,d и профильные углы Ψ_u , $\Psi_{\delta.c.}$, Ψ_{β} , $\Psi_{\alpha.c.}$ между соответствующими радиусами–векторами, проведенными в эти точки. На участке ab радиус–вектор непрерывно увеличивается (фаза удаления толкателя); на участке bc – постоянный (фаза дальнего стояния); на участке cd – уменьшается (фаза возвращения толкателя); на участке da радиус–вектор постоянный (фаза ближнего стояния толкателя). Профиль кулачка с указанием профильных углов показан на рисунке 2.2.

Наиболее часто задача синтеза кулачкового механизма состоит в построении профиля кулачка по заданным законам движения кулачка и толкателя (коромысла). При этом считаются известными:

а) закон движения кулачка; для вращающегося кулачка угловая скорость постоянная, т.е., $\omega = \text{const}$ и угол поворота кулачка равен $\varphi = \omega t$, где t – время работы кулачкового механизма;

б) закон движения толкателя $S = S(\varphi)$ или закон движения коромысла $\gamma = \gamma(\varphi)$;

в) некоторые линейные размеры, позволяющие решить задачу.

Вычертить профиль кулачка можно двумя способами:

1) По углам поворота кулачка φ_i и соответствующим им перемещениям толкателя S_i или коромысла γ_i . Этот способ используется в данной лабораторной работе.

2) По рассчитанным углам профиля кулачка Ψ_i и соответствующим им радиусам–векторам профиля кулачка r_i . Этот способ используется при курсовом проектировании с использованием ЭВМ (Программа САМ).

2.3 Лабораторная установка ТММ–21

Прибор ТММ–21 предназначен для вычерчивания профилей дисковых кулачков с качающимися и поступательно движущимися толкателями по заданному закону движения ведомого звена (толкателя или коромысла).

Прибор ТММ–21, представленный на рисунке 2.3, состоит из диска 1, на который закрепляется бумажный круг диаметром 200 мм (заготовка для кулачка) с помощью съемного прижима. Угол поворота диска 1 с бумажным кругом для вычерчивания профиля кулачка изменяется от 0° до 360° . Вращение диска вокруг

оси O_1 осуществляется вручную с помощью рукоятки 13, отсчет угла поворота φ_i осуществляется по индексу 16. ведомое звено (толкатель или коромысло) представлено в виде направляющей 3, которая установлена на оси $9(O_2)$ корпуса 6. В пазу ведомого звена 3 свободно установлено циркульное устройство 14, которое может быть закреплено гайкой 15, на ведомом звене 3 имеются две шкалы, по которым устанавливается угол поворота коромысла γ_i или величина перемещения толкателя S_i . Расстояние между осью вращения диска (кулачка) и осью вращения коромысла, т.е. межцентровые расстояния $A=O_1O_2=50\dots120$ мм. Длина коромысла $L=NO_2=35\dots\pm120$ мм. Угол поворота коромысла $\gamma = 0^\circ \dots\pm59^\circ$ Радиус ролика 10 мм. Расстояние от оси диска (кулачка) до осевой линии циркульного устройства (ход толкателя) $S=O_1N=0\dots90$ мм. Эксцентриситет – расстояние от оси диска (кулачка) до осевой линии циркульного устройства с роликом $e=0\dots\pm45$ мм.

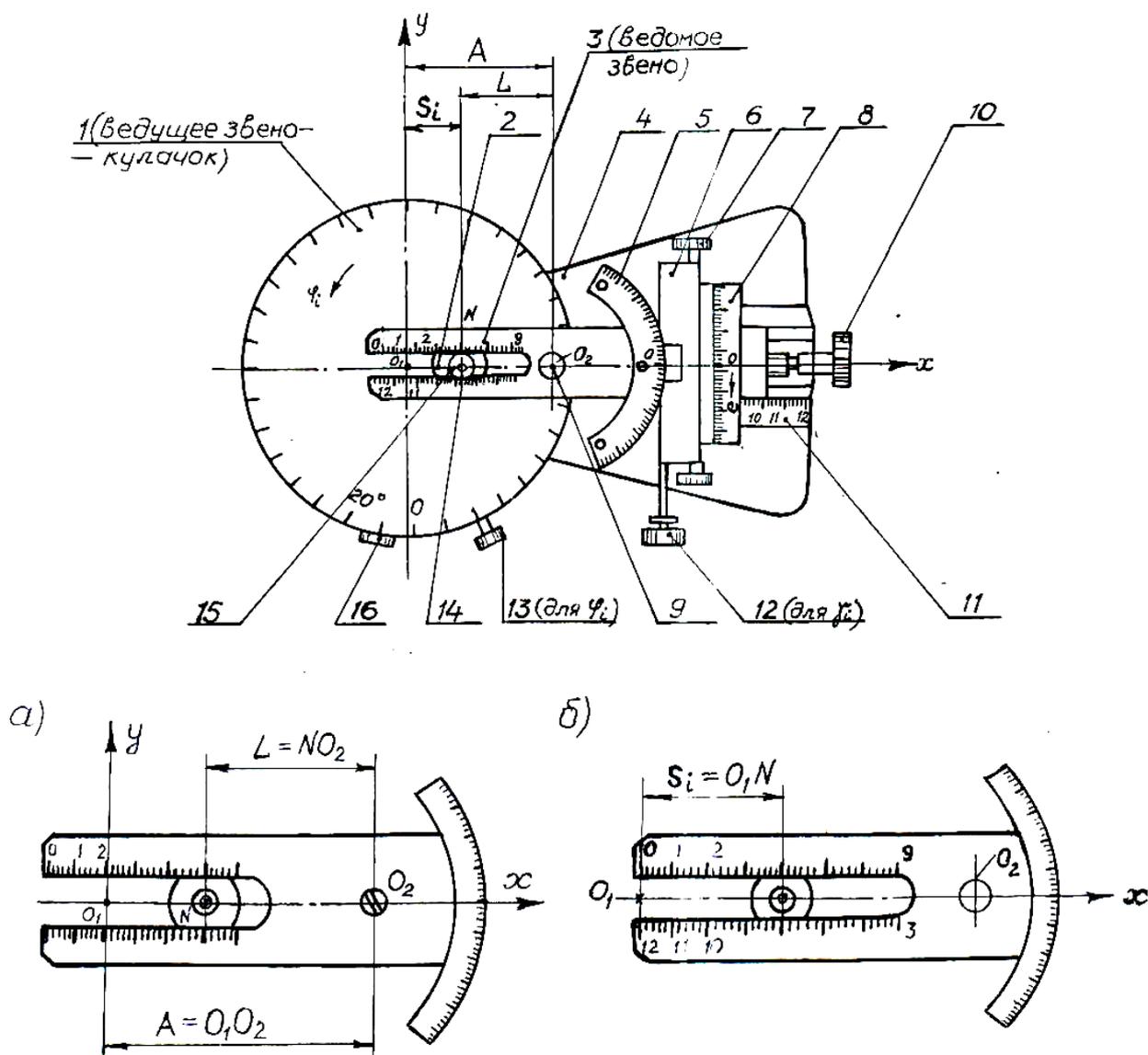


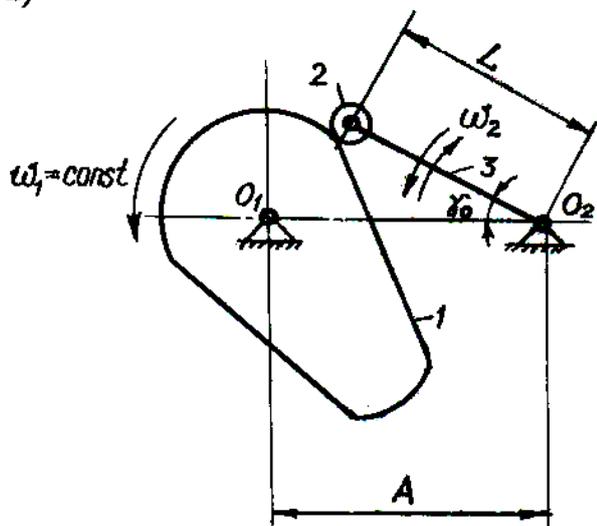
Рисунок 2.3 – Прибор ТММ-21

2.4 Исходные данные

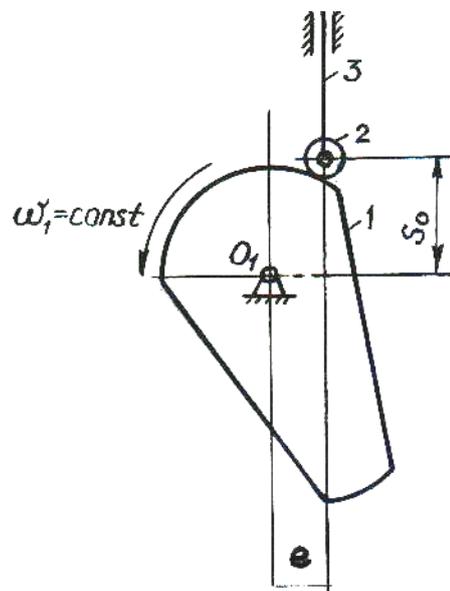
На рисунке 2.4 представлены кулачковые механизмы:

а) кулачковый механизм с коромыслом; б) кулачковый механизм с толкателем.

а)



б)



γ_0 – начальный угол возвышения коромысла;

L – длина коромысла;

A – межцентровое расстояние.

S_0 – начальное возвышение толкателя;

e – эксцентриситет.

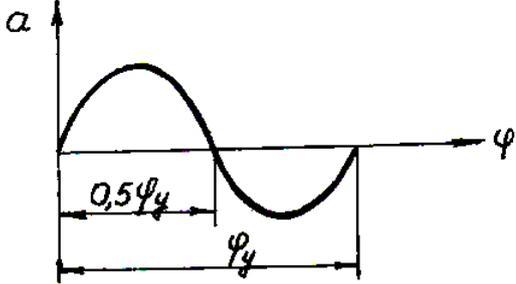
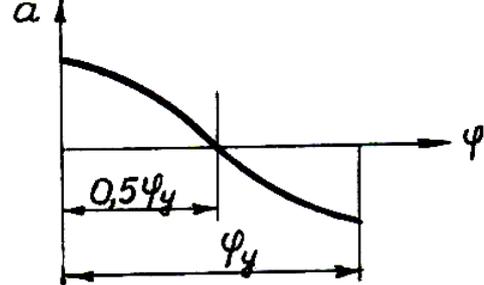
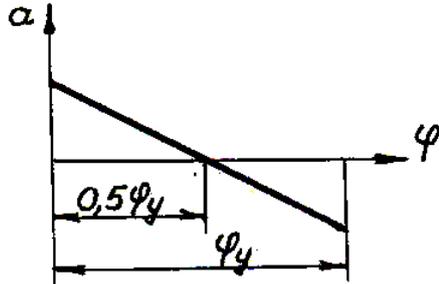
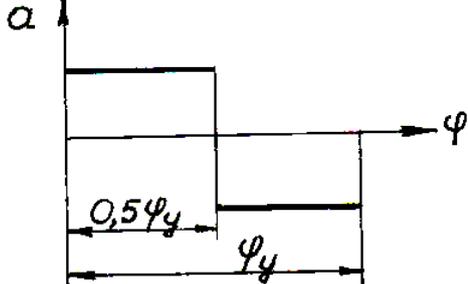
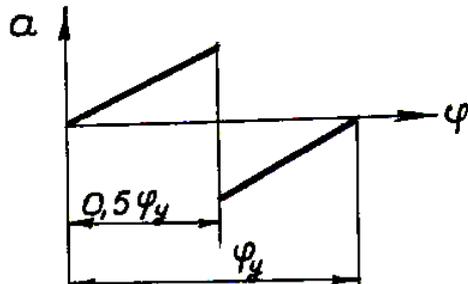
Рисунок 2.4 – Кулачковый механизм

Исходные данные приведены в таблице. Причем,
 γ – наибольшее угловое перемещение коромысла;
 S – наибольшее линейное перемещение толкателя.

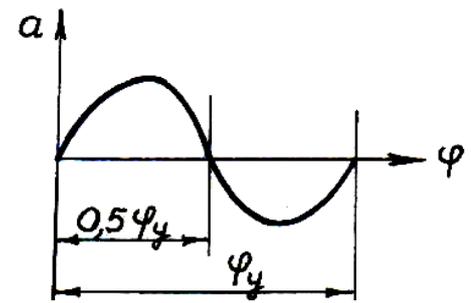
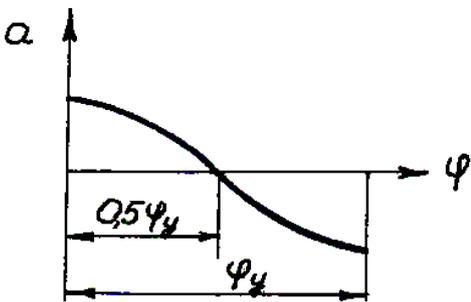
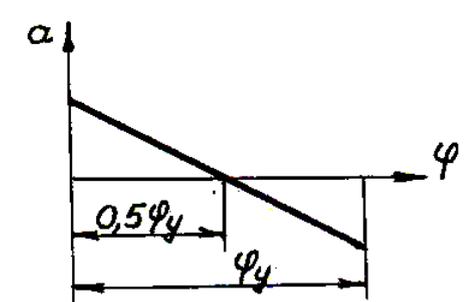
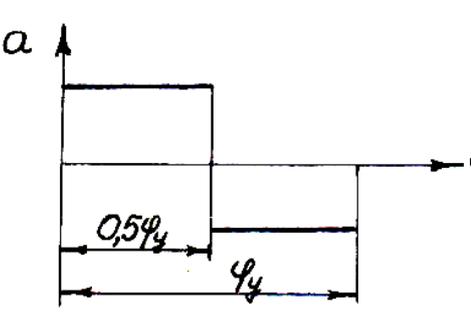
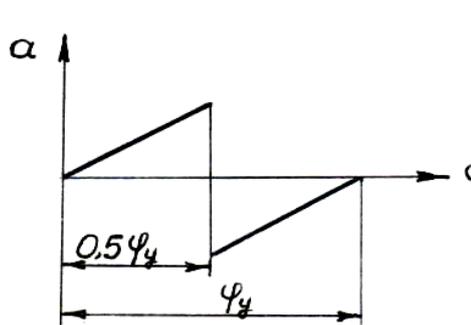
Основные параметры механизма								
Вариант	Механизм с коромыслом				Вариант	Механизм с толкателем		
	A, мм	L, мм	γ_0 , град	γ , град		e, мм	S_0 , мм	S, мм
1	90	60	23	35	6	25	20	35
2	75	60	25	30	7	15	30	50
3	95	55	20	35	8	15	30	50
4	85	50	15	40	9	10	30	40
5	80	45	20	35	10	20	40	45

Циклограмма работы механизма									
Вариант	Φ_u	$\Phi_{д.с.}$	Φ_v	$\Phi_{б.с.}$	Вариант	Φ_u	$\Phi_{д.с.}$	Φ_v	$\Phi_{б.с.}$
	градусы					Градусы			
1	100	60	100	100	6	120	30	120	90
2	120	30	120	90	7	120	40	120	80
3	100	20	100	140	8	100	40	100	120
4	120	40	120	80	9	110	50	110	90
5	100	80	100	80	10	130	20	130	80

Закон перемещения коромысла на фазе удаления

Вариант	Диаграмма аналога ускорения $a = f(\varphi)$	Закон перемещения коромысла
1		$\gamma_i = \gamma_0 + \gamma \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - 0,16 \sin \left(360 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$
2		$\gamma_i = \gamma_0 + \frac{\gamma}{2} \left[1 - \cos \left(180 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$
3		$\gamma_i = \gamma_0 + \gamma \left[3 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \right]$
4		$\gamma_i = \gamma_0 + 2\gamma \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $\gamma_i = \gamma_0 + \gamma - 2\gamma \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2$ <p style="text-align: center;">при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>
5		$\gamma_i = \gamma_0 + 4\gamma \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $\gamma_i = \gamma_0 + \gamma - 4\gamma \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^3$ <p style="text-align: center;">при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>

Закон перемещения толкателя на фазе удаления

Вариант	Диаграмма аналога ускорения $a = f(\varphi)$	Закон перемещения толкателя
6		$S_i = S_0 + S \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - 0,16 \sin \left(360 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$
7		$S_i = S_0 + \frac{S}{2} \left[1 - \cos \left(180 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$
8		$S_i = S_0 + S \left[3 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 - 2 \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \right]$
9		$S_i = S_0 + 2S \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^2 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $S_i = S_0 + \gamma - 2S \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^2$ <p style="text-align: center;">при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>
10		$S_i = S_0 + 4S \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right)^3 \text{ при } 0 \leq \varphi_i \leq \frac{\varphi_y}{2}$ $S_i = S_0 + S - 4S \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y} \right)^3$ <p style="text-align: center;">при $\frac{\varphi_y}{2} \leq \varphi_i \leq \varphi_y$</p>

2.5 Порядок выполнения работы

2.5.1 Записать исходные данные для заданного варианта:

а) основные параметры механизма;

б) циклограмму работы механизма;

в) закон перемещения ведомого звена и диаграмму аналога ускорения ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка. Перемещения толкателя и коромысла для фазы возвращения считаются симметричными.

2.5.2 По заданному закону движения ведомого звена (толкателя или коромысла) рассчитать таблицу значений $S_i=f(\varphi_i)$ или $\gamma_i=f_1(\varphi_i)$ только для участка удаления ведомого звена через каждые 10° угла поворота кулачка, т.к. перемещения (линейные и угловые) для фазы возвращения ведомого звена считаются симметричными. На фазе дальнего стояния и на фазе ближнего стояния профиль кулачкового механизма очерчивается постоянными радиусами-векторами соответственно.

Расчет выполнить на ЭВМ по программе SOPRKM.

Исходные данные для использования программы SOPRKM записать в следующем виде:

Номер варианта (1...10)

Фазовый угол удаления

φ_y (Fy)

Фазовый угол дальнего стояния

$\varphi_{д.с.}$ (Fdc)

Начальный угол возвращения коромысла

γ_0 (Y0)

Начальное возвращение толкателя

S_0 (S0)

Угол поворота кулачка

φ_I (Fi)

Наибольшее угловое перемещение коромысла

γ (Y)

Наибольшее линейное перемещение толкателя

S (S)

2.5.3 Закрепить бумажный круг диаметром 200 мм (заготовку для вычерчивания профиля кулачка) на диск 1 с помощью съемного прижима.

2.5.4 Установить диск 1 с бумажным кругом в нулевое положение вручную с помощью рукоятки 13, используя индекс 16.

2.5.5 Построить по расчетным данным (см. п.2.5.2) профиль кулачка.

Построение профиля кулачка для коромыслового кулачкового механизма

- 1) Установить в нулевое положение корпус 6 по шкале 8 с помощью рукоятки 7.
- 2) Установить размер $A=O_1O_2$ по шкале 11 ручкой 10.
- 3) Установить размер $L=O_2N$ перестановкой ползуна 2 в направляющих 3 по нижней шкале отсчета. Ползун 2 закрепить в установленном положении гайкой 15.
- 4) Направляющую 3, моделирующую коромысло, повернуть по шкале 5 в любую сторону вокруг центра O_2 на начальный угол возвышения коромысла γ_0 ручкой 12.
- 5) Установить диск 1 в нулевое положение по индексу 16 ручкой 13.
- 6) Обвести циркулем 14 на заготовке кулачка исходное положение ролика коромысла (радиус ролика 10 мм). Провести линию начального радиус-вектора кулачка, соединив центр вращения ролика с центром вращения кулачка (точка O_1).

- 7) Повернуть диск 1 в направлении вращения кулачка на 10° по шкале диска.
- 8) Установить по шкале 5 ручкой 12 угол γ_i , соответствующий углу поворота диска $\varphi_i = 10^{\circ}$.
- 9) Обвести циркулем 14 на заготовке диска положение ролика, соответствующее φ_i, γ_i .
- 10) Повторить пп. 7, 8, 9 для углов φ_i на фазе удаления, т.е. $\varphi_i = 0 \dots \varphi_y$.
- 11) На фазе дальнего стояния ($\varphi_{д.с.}$) при повороте диска 1 на угол $\varphi_{д.с.}$ обвести циркулем на заготовке диска положение ролика при постоянном γ_i , соответствующем $\varphi_i = \varphi_y$.
- 12) На фазе возвращения ($\varphi_{в.}$) угловые перемещения коромысла γ_i являются симметричными, поэтому для угла поворота кулачка $\varphi_i = \varphi_{в.} + 10^{\circ}$ угол поворота коромысла γ_i взять для угла $\varphi_i = \varphi_y - 10^{\circ}$ и т.д.
- 13) На фазе ближнего стояния ($\varphi_{б.с.}$) обвести циркулем на заготовке диска положение ролика при постоянном γ_i , соответствующем $\varphi_i = \varphi_y + \varphi_{д.с.} + \varphi_{в.}$.
- 14) Провести теоретический (центровой) профиль кулачка – кривую, соединяющую центры, отмеченные иглой циркуля.
- 15) Провести действительный профиль кулачка – внутреннюю огибающую к окружности ролика.
- 16) На кулачке указать минимальный радиус кулачка r_0 и фазовые углы кулачка.
- 17) На бумажном диске написать закон перемещения коромысла $\gamma_i = f_1(\varphi_i)$ и построить график аналога ускорения коромысла на фазе удаления и на фазе возвращения.

Построение профиля кулачка для механизма с толкателем

- 1) Установить в нулевое положение шкалу 5 ручкой 12.
- 2) Установить величину эксцентриситета по шкале 8 ручкой 7, для этого смещение произвести по шкале 8 вниз как показано на рисунке 2.3.
- 3) Переместить вправо корпус 6 ручкой 10 на отсчет «12» по шкале. При этом отсчет «12» по нижней шкале 3 будет точно находиться над центром O_1 вращения диска 1, а отсчет «0» по верхней шкале 3 будет совпадать с центром O_1 вращения диска 1.
- 4) Установить диск 1 в нулевое положение по индексу 16 ручкой 13.
- 5) Установить величину начального возвышения толкателя S_0 . Для этого необходимо переместить ползун 2 на величину $S_0 = O_1N$, как это указано на рисунке 2.3б, при этом центр вращения кулачка 1 (точка O_1) совпадает с отсчетом «0» по верхней шкале 3.
- 6) Провести циркулем 14 окружность ролика на бумажном круге, соответствующую начальному положению толкателя. Нанести на бумажном круге линию, соединяющую центр ролика с центром вращения кулачка O_1 (линию начального радиуса вектора кулачка).
- 7) Повернуть диск 1 в направлении φ_i , как это показано на рисунке 2.3, на угол 10° по шкале диска.
- 8) Установить по верхней шкале 3 ползун 2 с циркульным устройством 14 на величину S_i , соответствующую установленному углу поворота кулачка φ_i . Закрепить ползун гайкой 15 в данном положении.

- 9) Нанести циркулем 14 на бумажном круге окружность ролика.
- 10) Повторить п.п. 7.8.9 для углов φ_i и соответствующим S_i на фазе удаления ($0 \leq \varphi_i \leq \varphi_y$)
- 11) На фазе дальнего стояния поворачивая диск на угол $\varphi_{д.с.}$ при постоянном S_i , соответствующем $\varphi_i = \varphi_y$, обвести циркулем окружность ролика.
- 12) На фазе возвращения линейные перемещения толкателя являются симметричными, поэтому для $\varphi_i = \varphi_y + 10^\circ$ угла поворота кулачка величина перемещения толкателя S_i берется для угла поворота кулачка $\varphi_y = \varphi_y - 10^\circ$ и т.д.
- 13) На фазе ближнего стояния поворачивая кулачок на угол $\varphi_{б.с.}$ при постоянном S_i , соответствующем $\varphi_i = \varphi_y + \varphi_{д.с.} + \varphi_{б.с.}$, обвести циркулем окружности ролика.
- 14) Провести теоретический профиль кулачка, соединив плавной кривой центры ролика.
- 15) Провести действительный профиль кулачка, соединив плавной кривой внутренний контур окружностей ролика.
- 16) На кулачке показать минимальный радиус теоретического профиля r_0 и фазовые углы кулачка.
- 17) На бумажном диске написать закон перемещения толкателя $S_i = f(\varphi_i)$ и построить график аналога ускорения толкателя на фазе удаления и на фазе возвращения.

2.6 Основные правила техники безопасности

2.6.1 Выполнять лабораторную работу после ознакомления с устройством работы прибора ТММ–21.

2.7 Содержание отчета

2.7.1 Цель работы.

2.7.2 Тип и номер лабораторной установки.

2.7.3 Исходные данные (эскиз кулачкового механизма, основные параметры механизма, циклограмма работы механизма, диаграмма аналога ускорения толкателя и закон перемещения ведомого звена).

2.7.4 Таблица значений $S_i=f(\varphi_i)$ или $\gamma_i=f_1(\varphi_i)$.

2.7.5 Диаграмма перемещений ведомого звена за один оборот кулачка с указанием фазовых углов поворота кулачка и максимального хода (линейного или углового перемещения) ведомого звена.

2.7.6 Полученный теоретический (центровой) и действительный (рабочий) профиль кулачка с указанием минимального радиуса центрального профиля и фазовых углов кулачка.

2.8 Контрольные вопросы

2.8.1 Какой механизм называется кулачковым?

2.8.2 Какие движения совершают звенья кулачкового механизма?

2.8.3 Какие фазы различают при работе кулачкового механизма? Что такое циклограмма?

2.8.4 Что такое теоретический (центровой) профиль кулачка?

2.8.5 Что такое действительный (рабочий) профиль кулачка?

2.8.6 Какой профиль кулачка получается при построении на приборе ТММ–21?

3 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1 Цель работы – составление кинематических схем по моделям механизмов и выполнение структурного анализа.

3.2 Теоретические сведения

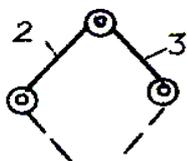
Под структурой механизма понимают число звеньев, число и классы кинематических пар. Структурный анализ механизмов проводится для облегчения кинематического, силового и динамического анализа механизма.

Основной принцип образования механизмов был сформулирован русским ученым Л.В. Ассуром. Структурный анализ плоского механизма состоит в расчленении механизма на группы Ассура.

Группа Ассура – это кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности относительно тех звеньев, с которыми входят в кинематические пары свободные элементы ее звеньев, и не распадающаяся на более простые цепи, обладающие также нулевой степенью подвижности.

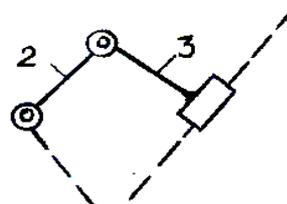
В плоских механизмах с вращательными и поступательными парами имеется пять видов групп Ассура II класса в зависимости от сочетания вращательных и поступательных пар. Группы II класса могут быть только группами второго порядка (двухповодковыми), т.е. число элементов, которыми каждая группа присоединена к ведущему звену и стойке, не может быть меньше двух. На рисунке 3.1 представлены группы второго класса (пять видов).

а)



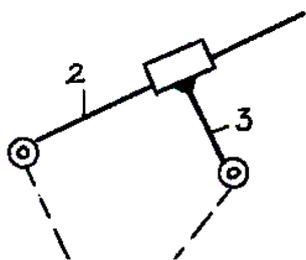
Группа II класса 1-го вида

б)



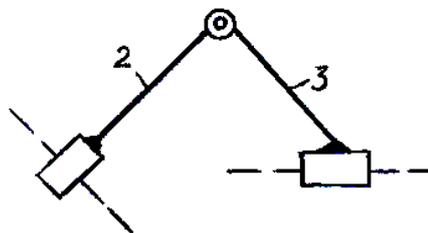
Группа II класса 2-го вида

в)



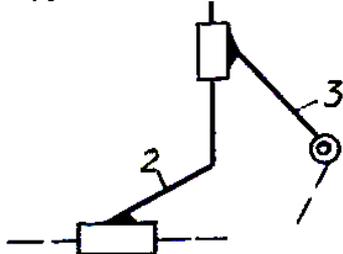
Группа II класса 3-го вида

г)



Группа II класса 4-го вида

д)



Группа II класса 5-го вида

Рисунок 3.1 – Виды групп второго класса

Для групп Ассура II класса имеем: $n = 2$; $p_5 = 3$,
 где n – число звеньев группы;
 p_5 – число пар V класса.

Это простейшее сочетание чисел звеньев и пар в группе, удовлетворяющее условию $p_5 = 3n/2$. Значит, группа, имеющая два звена и три пары V класса, называется группой II класса второго порядка.

Группа Ассура III класса третьего порядка – это группа, имеющая четыре звена и шесть пар V класса, т.е. $n = 4$; $p_5 = 6$.

Отличительной особенностью групп III класса является наличие базисного звена. Группа Ассура третьего класса показана на рисунке 3.2.

Такое же число звеньев и пар ($n = 4$; $p_5 = 6$) содержит группа Ассура IV класса, но ее отличительной особенностью является наличие двух базисных звеньев (2, 4) и четырехстороннего замкнутого подвижного контура (ACED). Группа IV класса показана на рисунке 3.3.

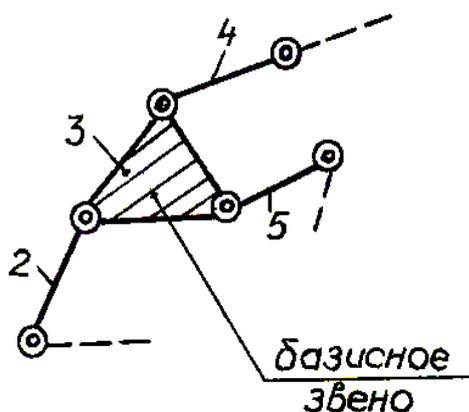


Рисунок 3.2 –

Группа III класса третьего порядка

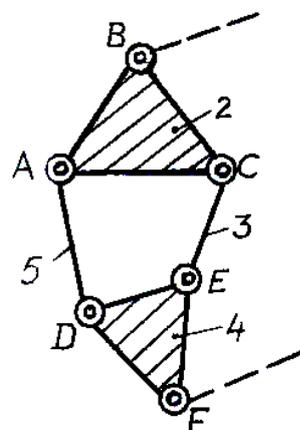


Рисунок 3.2 –

Группа IV класса второго порядка

При расчленении механизма на группы Ассура нужно придерживаться следующей последовательности:

1) Определить степень подвижности механизма или по числу ведущих звеньев или по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad \text{или} \quad W = 3n - 2p_5$$

где n – число подвижных звеньев;

p_4 – число пар IV класса;

p_5 – число пар V класса

2) Отсоединить от механизма группы II класса, наиболее удаленные от ведущего звена. При этом необходимо каждый раз после отсоединения группы проверить обладает ли оставшаяся кинематическая цепь той же степенью подвижности, что и первоначальный механизм, и чтобы не оставалось вообще элементов звеньев, не входящих в кинематические пары.

3) Если попытки отсоединить группы II класса не дадут решения, то надо переходить к попыткам отсоединить группы III класса и т.д.

4) После выделения всех групп должны остаться стойка и ведущее звено (ведущие звенья), т.е. механизм I класса (механизмы I класса).

Для вычерчивания кинематической схемы механизма по заданной модели

необходимо выявить отдельные звенья: кривошипы, ползуны, шатуны, коромысла.

Условные изображения этих звеньев, входящих в кинематические пары, показаны на рисунке 3.4.

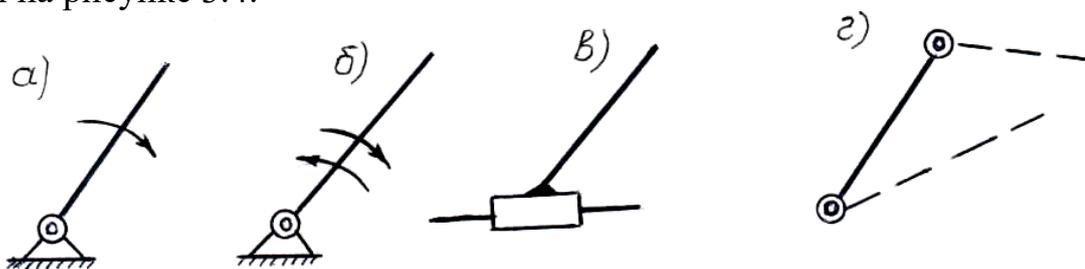


Рисунок 3.4. – Виды звеньев механизма: а) кривошип ; б) коромысло ; в) ползун; г) шатун.

Если модели механизмов приводятся в движение эксцентриковым устройством, то кинематическую схему механизма можно изобразить как указано на рисунке 3.5.

Если у моделей механизмов имеются звенья, внутри которых, как в направляющих, могут перемещаться ползуны по специальным направляющим, то такие устройства в виде кинематической схемы можно изобразить как указано на рисунке 3.6.

Для расчленения вычерченной схемы на группы Ассура нужно из схемы выделить смежные звенья с кинематическими парами, начиная с наиболее удаленных от ведущих звеньев, таким образом, чтобы каждой паре соединенных между собой звеньев принадлежало бы 3 кинематические пары (это группы Ассура II класса). При выделении групп Ассура II класса кинематическую пару можно использовать только один раз. Выделить группу Ассура II класса должны таким образом, чтобы в оставшейся схеме не было бы одиноких ("болтающихся") звеньев.

При выделении из кинематической схемы звеньев попарно может встретиться случай невозможности разбиения механизма только на группы Ассура II класса (остаются при любых попытках выделения группы одинокие или "болтающиеся" звенья).

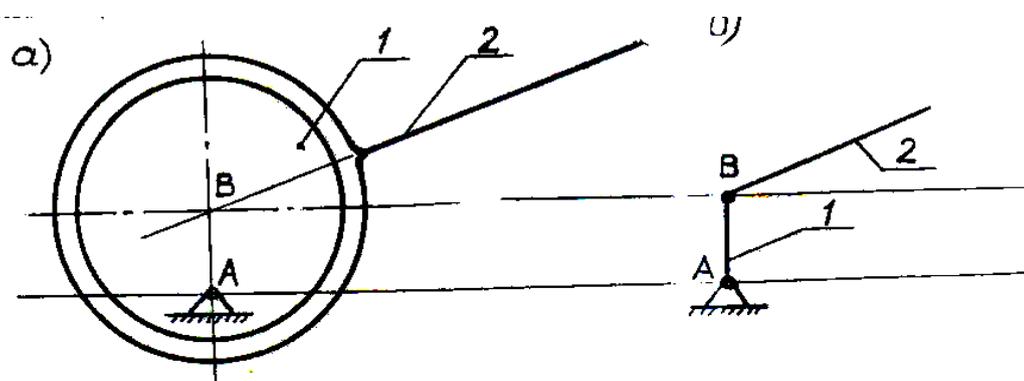


Рисунок 3.5 – Эксцентриковое устройство:

- а) изображение эксцентрикового устройства, более близкое к конструкции;
- б) условное изображение, применяемое на кинематических схемах.

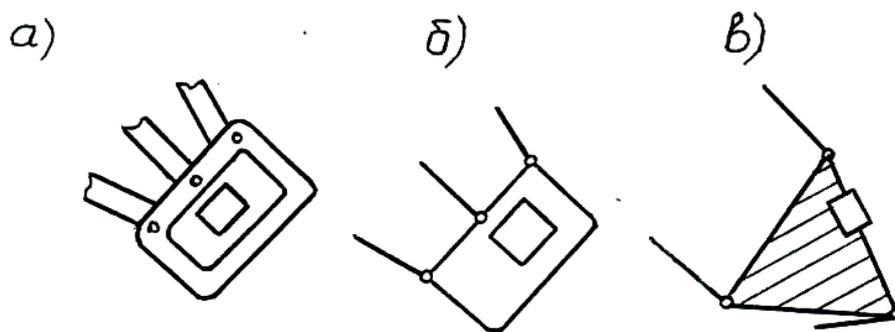


Рисунок 3.6 – Направляющие для ползуна:

а) изображение ползунного устройства, более близкое к конструкции;
 б), в) условное изображение, применяемое на кинематических схемах.

В этом случае нужно попытаться выделить из схемы группу или группы Ассур III класса, характеризующиеся наличием базисного звена. При этом число выделенных звеньев должно быть четыре, а количество кинематических пар равно шести. В состав группы Ассур III класса могут входить как вращательные, так и поступательные пары, как показано на рисунке 3.7.

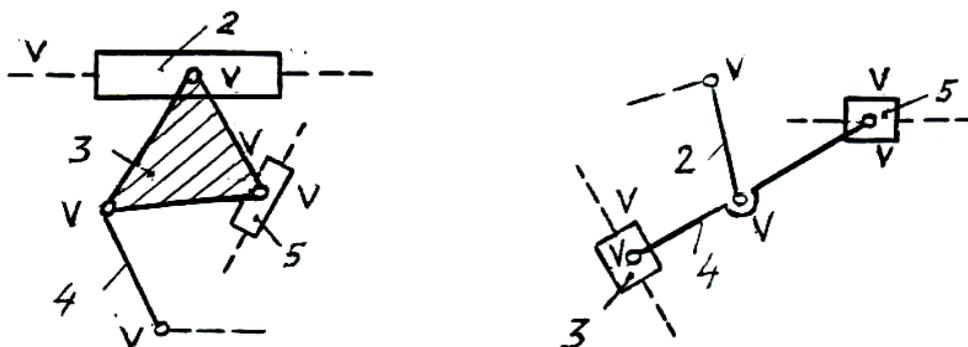


Рисунок 3.7 – Группы Ассур III класса

Пример на определение класса механизма и написания формулы строения механизма.

Рассмотрим кинематическую схему механизма на рисунке 3.8.

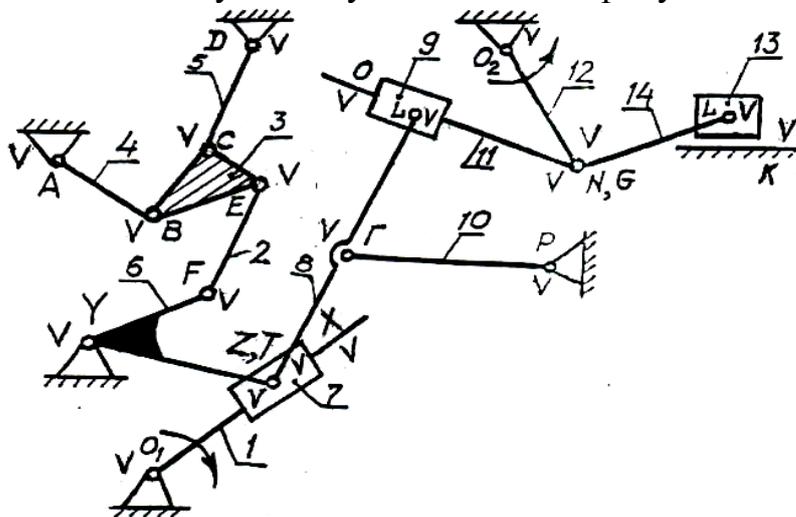


Рисунок 3.8 – Кинематическая схема механизма

Проведем структурный анализ механизма. Пронумеруем все подвижные звенья и классы кинематических пар, как это показано на рисунке 3.8. Подсчитываем степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

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

где $n = 14$; $p_5 = 20$, значит, $W = 3 \cdot 14 - 2 \cdot 20 = 2$

Значит, механизм имеет два ведущих звена, которым должны быть заданы два независимых движения. Выбираем за ведущие звенья 1 и 12.

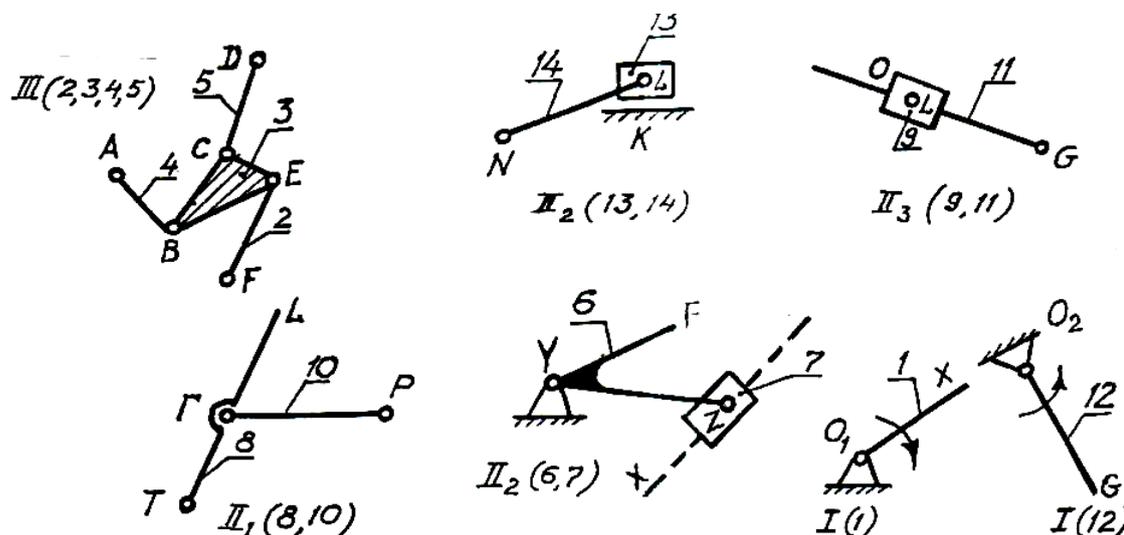


Рисунок 3.9 – Последовательность структурного анализа

Расчленим схему механизма на группы Ассура. Каждую группу Ассура изображаем отдельно, как показано на рисунке 3.9. Наиболее удаленными от начальных звеньев 1 и 12 являются звенья 2, 3, 4, 5 с кинематическими парами А, В, С, Д, Е, F, это группа Ассура III класса.

Если бы мы попытались отделить звенья 4 и 3, то после их отделения в оставшейся схеме остается одинокое, "болтающееся" звено 5. А при попытке отделить звенья 3, 5 – остается свободным звено 4, чего не должно быть.

Степень подвижности групп III (2,3,4,5):

$$W_{гр} = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0.$$

Далее рассмотрим звенья 13 и 14 с кинематическими парами К, L, N. Они составят группу Ассура II класса второго вида, т.е. II₂ (13, 14). В дальнейшем от кинематической цепи можно отделить группу Ассура II класса 3 вида из звеньев 11 и 9 с кинематическими парами G, L, O.

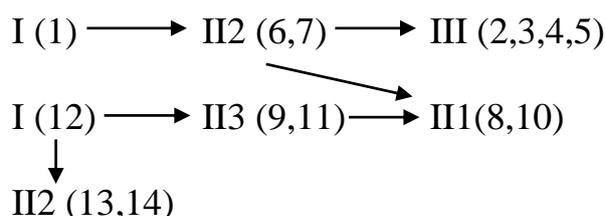
Далее отделяем звенья 10, 8 с парами P, Г,Т. Это группа Ассура II класса 1-го вида.

Далее отсоединяем звенья 6, 7 с парами X, Y, Z. Это группа Ассура II класса 2 вида.

Оставшиеся после расчленения механизма звенья 1 и 12 с кинематическими парами O₁ и O₂ являются механизмами I класса.

Запишем формулу строения механизма.

Состав и последовательность присоединения групп Ассур в механизме называется формулой строения механизма, ее вид будет:



Обозначения, применяемые в формуле строения механизма, читаются так:

I (1) – механизм I класса, включает в себя звено 1;
 цепь II (6,7) – группа Ассур II класса 2 вида состоит из звеньев 6 и 7;
 цепь III (2,3,4,5) – является группой Ассур III класса, включает в себя звенья 2,3,4,5 и т.д.

Стрелки, стоящие между ними в формуле строения, указывают порядок присоединения групп. Основной принцип образования механизмов заключается в последовательном присоединении к начальным (ведущим) звеньям и стойке групп Ассур, структурная формула которых удовлетворяет условию:

$$W_{гр} = 3n - 2p_5 - p_4 = 0,$$

где $W_{гр}$ – степень подвижности структурной группы Ассур.

3.3 Порядок выполнения работы

3.3.1 Указать номер и тип модели, обозначенные на самой модели.

3.3.2 Указать название модели по техническому паспорту. Описать работу механизма.

3.3.3 Составить кинематическую схему механизма в выбранном масштабе.

3.3.4 Пронумеровать подвижные звенья и обозначить прописными буквами кинематические пары и их класс.

3.3.5 Подсчитать степень подвижности механизма по формуле Чебышева

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

3.3.6 Заменить высшую пару IV класса на низшую пару V класса и изобразить заменяющий (эквивалентный) механизм.

3.3.7 Выявить «лишние» звенья и «лишние» степени свободы.

3.3.8 Отбросив «лишние» звенья и «лишние» связи, изобразить кинематическую схему механизма и подсчитать степень ее подвижности по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5$$

3.3.9 Выбрать ведущее (ведущие) звено и задать направление его движения.

3.3.10 Провести структурный анализ механизма. Каждую группу изобразить отдельно с указанием класса и вида. Изобразить механизм (механизмы) I класса и подсчитать степень подвижности групп и механизма I класса.

3.3.11 Записать формулу строения механизма.

3.4 Основные правила техники безопасности

3.4.1 Приступить к выполнению работы после изучения модели механизма по техническому паспорту.

3.4.2 Соблюдать осторожность при проведении лабораторной работы, чтобы не вывести из строя модели.

3.5 Содержание отчета

3.5.1 Цель работы.

3.5.2 Тип, номер и наименование модели.

3.5.3 Кинематическая схема механизма в выбранном масштабе.

3.5.4 Определение степени подвижности механизма.

3.5.5 Структурный анализ с изображением групп Ассура и ведущего звена со стойкой.

3.5.6 Формула строения механизма.

3.6 Контрольные вопросы

3.6.1 Какие кинематические схемы называются группами Ассура (структурными группами)?

3.6.2 Чему равна степень подвижности механизма?

3.6.3 Чему равна степень подвижности групп Ассура?

3.6.4 Чему равна степень подвижности механизма I класса (ведущего звена со стойкой)?

3.6.5 Какие группы являются группами второго, третьего, четвертого класса?

3.6.6 Какие и сколько видов имеет группа Ассура второго класса?

3.6.7 Последовательность структурного анализа механизма.

3.6.8 Формула строения механизма.

3.6.9 Основной принцип образования механизма.

4 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПО МОДЕЛЯМ

4.1 Цель работы – определение кинематических характеристик механизмов методом построения планов скоростей и ускорений.

4.2 Теоретические сведения

Задачей кинематического анализа является определение линейных скоростей и ускорений точек звеньев и угловых скоростей и ускорений всех звеньев графо–аналитическим методом, т.е. методом построения планов скоростей и ускорений.

Планы скоростей и ускорений имеют следующие свойства:

1) В полюсе плана скоростей (ускорений) линейные скорости (ускорения) равны нулю.

2) Лучи, проведенные из полюса плана скоростей (ускорений) до соответствующих точек, обозначают абсолютные линейные скорости (ускорения) аналогичных точек звеньев механизмов в выбранном масштабе.

3) Отрезки, соединяющие концы лучей, соответствуют относительным скоростям (ускорениям) соответствующих точек звеньев в принятом масштабе.

4) Отрезки прямых, соединяющих точки на схеме механизма, и отрезки прямых, соединяющих концы векторов скоростей (ускорений) этих точек, образуют подобные сходственно расположенные фигуры.

5) Направление угловых скоростей (ускорений) определяются направлением возможности поворота звена на схеме механизма вектором относительной скорости (ускорения) плана скоростей (ускорений), приложенным к соответствующей точке звена механизма.

6) Концы векторов абсолютных скоростей (ускорений) на планах скоростей (ускорений) обозначаются теми же буквами латинского алфавита (но строчными), что и соответствующие точки на плане механизма. Например, для механизма, изображенного на рисунке 4.1 на плане скоростей вектор ab соответствует звену плана механизма AB и обозначает относительную скорость точки B относительно точки A звена AB .

Рассмотрим пример построения планов скоростей и ускорений для механизма, представленного на рисунке 4.1. План механизма построен в масштабе, причем масштабный коэффициент длины равен

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{(AB)},$$

где l_{AB} – истинная длина звена AB , м;

(AB) – длина отрезка AB в мм, взятая из плана механизма;

μ_l – масштабный коэффициент, м .мм⁻¹.

Угловая скорость ведущего звена постоянная, т.е. $\omega_1 = \text{const}$.

Последовательность кинематического анализа определяется формулой строения механизма, полученной в результате структурного анализа. Формула строения рассматриваемого механизма

$$I (0, 1) \longrightarrow II_1 (2, 3)$$

Кинематический анализ необходимо начинать с ведущего звена со стойкой (механизма I класса), затем переходить к кинематическому анализу групп Ассур второго класса первого вида $\Pi_1(2, 3)$, состоящей из 2 и 3 звеньев.

Для построения плана скоростей (ускорений) необходимо графически решить векторные уравнения:

1) Рассмотрим механизм первого класса I (O, 1), запишем векторное уравнение для определения скорости точки B звена 1, т.е.

$$\bar{V}_{B1} = \bar{V}_A + \bar{V}_{B1A},$$

где \bar{V}_A – вектор скорости точки A, скорость точки A равна 0;

\bar{V}_{B1A} – вектор относительной скорости точки B1 относительно точки A, причем $V_{B1A} = \omega_1 \cdot l_{AB}$, направлена по перпендикуляру к (AB) в сторону ω_1 . Все это удобно записать так:

$$\bar{V}_{B1} = \begin{matrix} \swarrow \bar{V}_A \\ 0 \end{matrix} + \frac{\bar{V}_{B1A}}{\perp AB; \omega_1 \cdot l_{AB}} = \bar{V}_{B2},$$

так как скорость точки B1 и точки B2, входящих во вращательную пару B, равны.

2) Выбираем полюс плана скоростей (точка p_v), решаем векторное уравнение графически. Так как скорость точки A, принадлежащей стойке O, равна нулю, то точка A звена 1 будет находиться в полюсе плана скоростей и будет обозначена буквой (a). Из полюса (p_v) откладываем вектор ($p_v b_1$) = \underline{ab}_1 , изображающий на плане скоростей вектор скорости \bar{V}_{B1A} , он перпендикулярен звену AB и направлен в сторону вращения ω_1 . Выбрав длину отрезка ($p_v b_1$), определяем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_{B1A}}{ab_1} = \frac{V_{B1A}}{(p_v b_1)} = \frac{\omega_1 \cdot l_{AB}}{(p_v b_1)}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} \text{ мм}^{-1}.$$

3) Рассмотрим группу Ассур $\Pi_1(2,3)$. Определим скорость точки C, принадлежащая звену 2 и звену 3, которые образуют кинематическую вращательную пару C, а поэтому

$$\bar{V}_{C2} = \bar{V}_{C3}.$$

Запишем два векторных уравнения и решим их графически:

$$\bar{V}_{C2} = \underline{\bar{V}_{B2}} + \frac{\bar{V}_{C2B2}}{\perp CB; \omega_2 \cdot l_{CB}}$$

$$\bar{V}_{C3} = \begin{matrix} \swarrow \bar{V}_D \\ 0 \end{matrix} + \frac{\bar{V}_{C3D}}{\perp CD; \omega_3 \cdot l_{CD}}$$

На плане скоростей из конца вектора (ab_2) проводим направление вектора скорости \bar{V}_{C2B2} перпендикулярно звену 2.

Из полюса, где находится точка D звена 3, так как \bar{V}_D равна нулю, проводим направление вектора скорости \bar{V}_{C3D} перпендикулярно звену CD. Пересечения векторов \bar{V}_{C2B2} и \bar{V}_{C3D} даст на плане скоростей точку $c_{2,3}$, принадлежащую точке C механизма. План скоростей представлен на рисунке 4.1.

4) Определим величину угловых ускорений звеньев 2 и 3. Из векторных уравнений имеем:

$$\omega_2 = \frac{V_{O2B2}}{l_{CB}} = \frac{(b_2c_2) \cdot \mu_V}{(CB) \cdot \mu_l}, \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{V_{C3D}}{l_{CD}} = \frac{(dc_3) \cdot \mu_V}{(CD) \cdot \mu_l}, \text{ с}^{-1};$$

так как из плана скоростей $V_{C2B2}=(b_2c_2) \cdot \mu_V, V_{C3D}=(dc_3) \cdot \mu_V$; а из плана механизма $l_{CB}=(CB) \cdot \mu_l; l_{CD}=(CD) \cdot \mu_l$.

5) Определим направление угловых скоростей звеньев 2 и 3. Направление угловых скоростей определяется по направлению векторов относительных скоростей соответствующих точек звена. Например, направление ω_2 определяется направлением вектора (b_2c_2) , вектор (b_2c_2) из плана скоростей условно переносим в точку С звена СВ, если вектор (b_2c_2) поворачивает звено СВ вокруг точки В против часовой стрелки, то и направление угловой скорости ω_2 – против часовой стрелки как это показано на рисунке 4.2.

Рассмотрим построение плана ускорений.

Записываем и решаем векторные уравнения в той же последовательности, что и при построении плана скоростей, т.е.

$$\bar{a}_{B1} = \bar{a}_A + \frac{\bar{a}^n_{B1A}}{\|BA; 0} + \frac{\bar{a}^t_{B1A}}{\omega_1^2 \cdot l_{AB}} = \bar{a}_{B2},$$

так как точки В1 и В2 образуют вращательную пару В,

где a_A – ускорение точки А равно нулю, т.к. точка А принадлежит стойке;

a^n_{B1A} – нормальное (центростремительное) ускорение, направленное к «центру», т.е. к точке А, параллельно АВ;

a^t_{B1A} – тангенциальное (касательное) ускорение равно нулю, т.к. по условию задачи $\omega_1 = \text{const}$, значит, равно нулю и угловое ускорение ε_1 ведущего звена.

Выбираем полюс плана ускорений (точка p_a). Ускорение точки А равно нулю, значит, точка А будет в полюсе плана ускорений (точка а). Из полюса (p_a) откладываем отрезок $(ab_{1,2}) = (p_a b_{1,2})$, изображающий на плане ускорений вектор ускорения \bar{a}^n_{B1A} , он параллелен звену ВА и направлен к центру вращения (точке А). Масштабный коэффициент равен $\mu_a = a_B / (p_a b) = a^n_{B1A} / (ab_1)$, $\text{м} \cdot \text{с}^{-2} \text{мм}^{-1}$.

б) Рассмотрим группу Ассура, запишем векторные уравнения:

$$\bar{a}_{C2} = \frac{\bar{a}_{B2}}{\|CB; \perp CB;} + \frac{\bar{a}^n_{C2B2}}{\omega_2^2 \cdot l_{CB}} + \frac{\bar{a}^t_{C2B2}}{\varepsilon_2 \cdot l_{CB}} = \bar{a}_{C3},$$

$$\bar{a}_{C3} = \frac{\bar{a}_D}{0} + \frac{\bar{a}^n_{C3D}}{\|CD; \perp CD;} + \frac{\bar{a}^t_{C3D}}{\omega_3^2 \cdot l_{CD} \quad \varepsilon_3 \cdot l_{CD}}$$

Из конца вектора $(ab_{1,2})$ плана ускорений проводим вектор (b_2n_2) , соответствующий в масштабе μ_a вектору нормального ускорения a^n_{C2B2} параллельно звену СВ в направлении к центру вращения (точка В), из конца вектора (b_2n_2) проводим перпендикулярно (b_2n_2) направление вектора тангенциального ускорения a^t_{C2B2} , величина которого пока неизвестна. Из полюса проводим параллельно звену СД в направлении к центру вращения (точка Д) вектор центростремительного ускорения $a^n_{C3Д}$, величина которого известна, в масштабе μ_a ; затем из конца вектора (an_3) проводим перпендикуляр, соответствующий касательному ускорению $a^t_{C3Д}$. Линии векторов, соответствующих тангенциальным ускорениям a^t_{C2B2} и $a^t_{C3Д}$ пересекутся, на их пересечении будет находиться точка $c_{2,3}$, соответствующая точке С на плане механизма. Соединяем точку $c_{2,3}$ с полюсом (p_a) плана ускорений.

7) Из уравнений ускорений определяем величину угловых ускорений звеньев 2 и 3, т.е. ε_2 и ε_3 ;

$$\varepsilon_2 = \frac{a^t_{C2B2}}{l_{CB}} = \frac{(n_2 c_2) \mu_a}{l_{CB}};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a^t_{C3Д}}{l_{CD}} = \frac{(n_3 c_3) \mu_a}{l_{CD}}.$$

Определение направлений угловых ускорений ε_2 и ε_3 показано на рисунке 4.2.

По плану скоростей можно найти скорость любой точки механизма, например, $V_B = (p_v b) \cdot \mu_v$.

Из плана ускорений можно найти величину полного, тангенциального или центростремительного ускорения любой точки механизма, например, $a_C = (p_a c) \cdot \mu_a$.

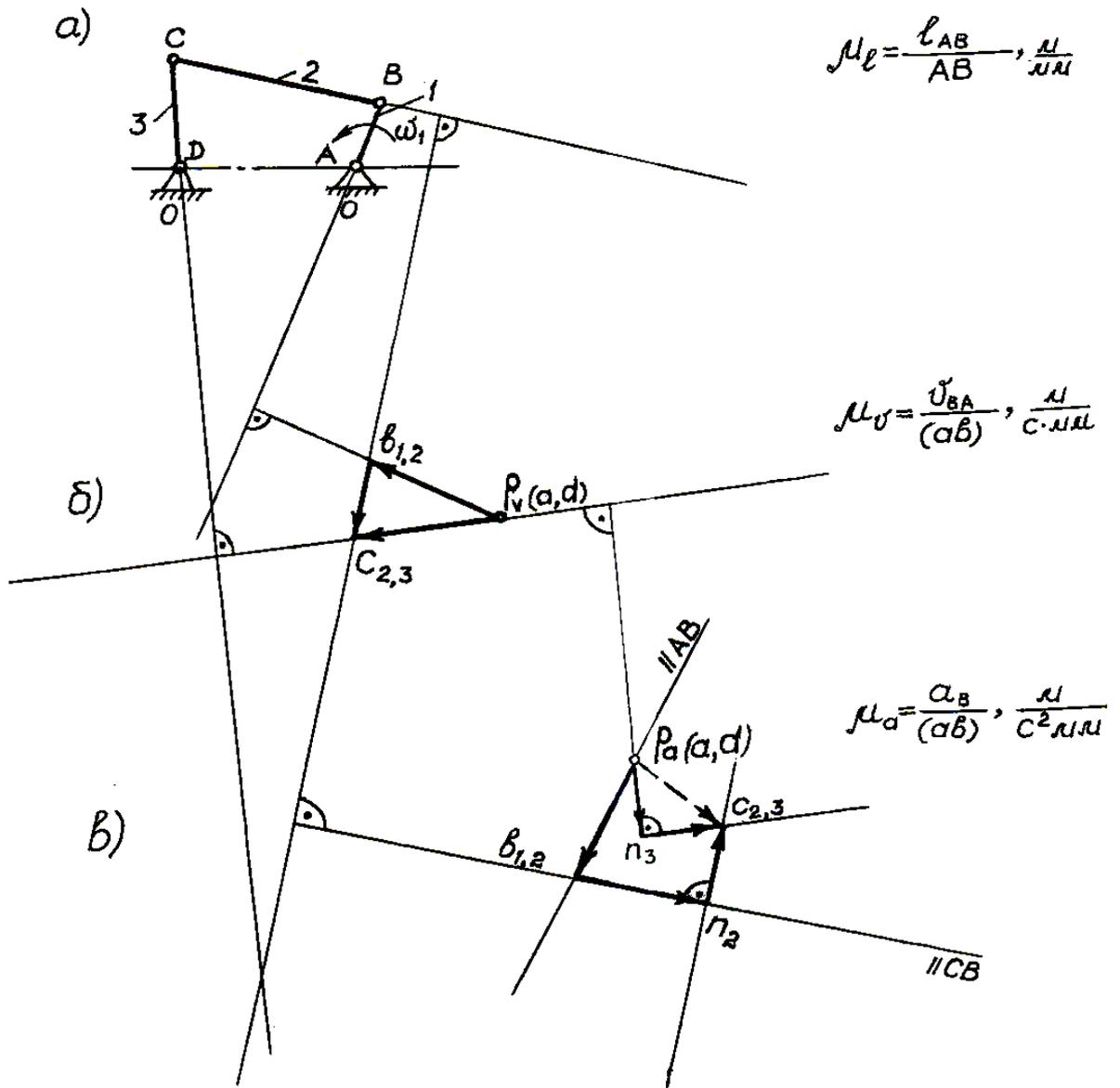


Рисунок 4.1 – План скоростей и ускорений

а) кинематическая схема механизма; б) план скоростей; в) план ускорений

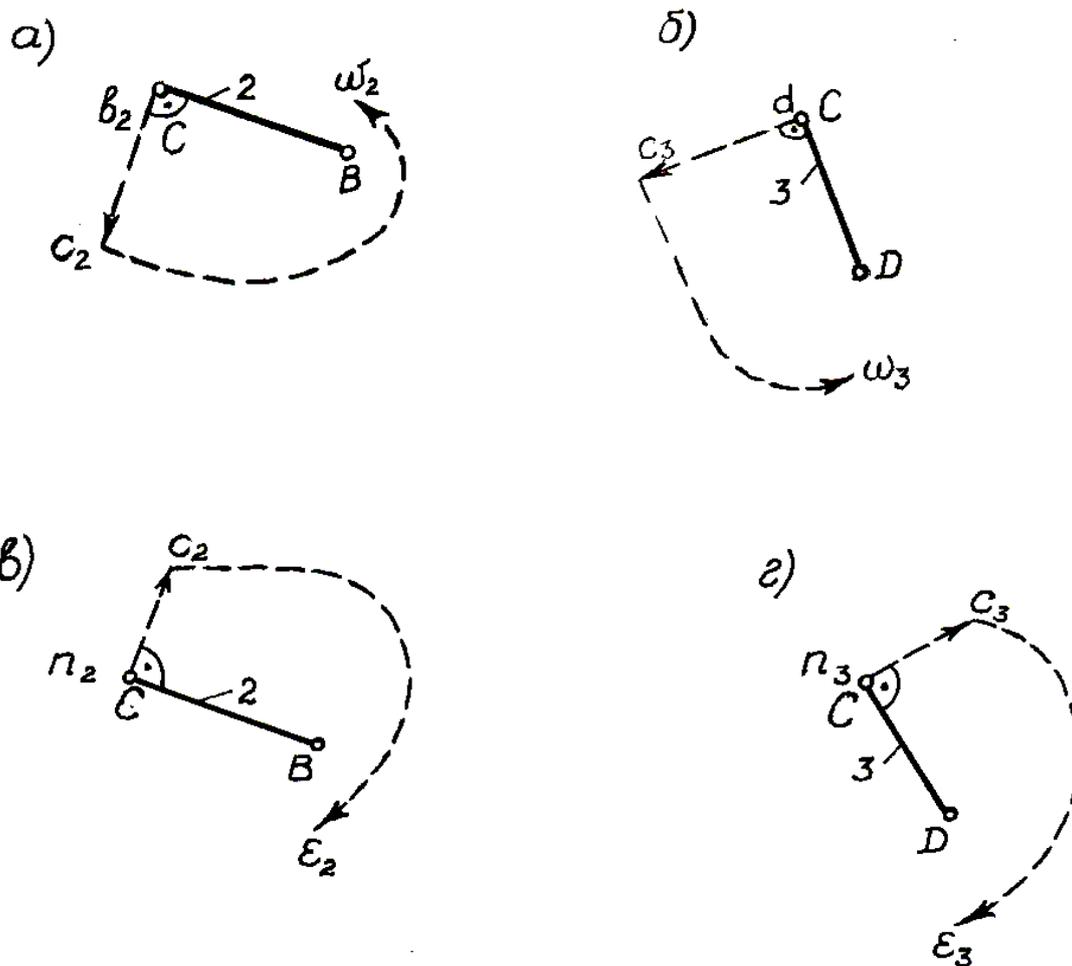


Рисунок 4.2 – Определение направлений угловых скоростей ω и угловых ускорений ϵ

4.3 Порядок выполнения работы

4.3.1 Построить кинематическую схему механизма (план механизма в масштабе μ_l) по модели, структурный анализ которого выполнен в лабораторной работе №3. Написать формулу строения механизма.

4.3.2 Построить план скоростей в масштабе μ_v .

4.3.3 Определить по величине из плана скоростей скорости всех точек механизма.

4.3.4 Определить величину и направление угловых скоростей звеньев механизма.

4.3.5 Построить план ускорений в масштабе μ_a .

4.3.6 Определить полные ускорения всех точек механизма из плана ускорений.

4.3.7 Определить величину и направление угловых ускорений звеньев механизма.

4.4 Основные правила техники безопасности

4.4.1 Соблюдать осторожность при проведении лабораторной работы, чтобы не вывести из строя модели механизмов.

4.5 Содержание отчета

4.5.1 Цель работы.

4.5.2 Тип, номер и наименование модели.

4.5.3 План механизма в масштабе.

4.5.4 План скоростей и план ускорений, построенные в масштабе.

4.5.5 Определение величин скоростей точек механизма по построенному плану скоростей.

4.5.6 Определение величин ускорений точек механизма по плану ускорений.

4.5.7 Определение величин и направлений угловых скоростей и ускорений звеньев механизма (с указанием направлений на звеньях механизма).

4.6 Контрольные вопросы

4.6.1 Что называется планом скоростей (ускорений)?

4.6.2 Чем определяется последовательность кинематического анализа механизма?

4.6.3 Какими буквами латинского алфавита принято обозначать точки на плане механизма, на планах скоростей и ускорений?

4.6.4 Как вычисляется масштабный коэффициент длины (скорости, ускорения)?

4.6.5 Как по планам скоростей и ускорений найти величину скоростей и ускорений точек механизма?

4.6.6 Как по плану скоростей (ускорений) найти направление угловых скоростей (угловых ускорений) звеньев механизма?

5 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

5.1 Цель работы – определение моментов инерции масс звеньев механизма методом физического маятника.

5.2 Теоретические сведения

Моментом инерции J_S звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной к плоскости движения звена, называется сумма произведений элементарных масс dm на квадраты их расстояний до этой оси, т.е.

$$J_S = \int_m dm \cdot \rho^2, \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где dm – элементарная масса, кг;

ρ – расстояние элементарной массы до оси, м

5.3 Лабораторная установка ТММ–25МА

Для определения моментов инерции масс звеньев механизма используется прибор ТММ–25МА. На приборе можно определять моменты инерции звеньев весом до 3000Н. Прибор используется для определения моментов инерции звеньев, центр тяжести которых лежит на оси подвеса, так и для звеньев, центр тяжести которых не лежит на оси подвеса (рычаги, тяги, шатуны и т.д.).

При выполнении работы для определения периода полных колебаний звена используется секундомер.

Прибор представляет собой опорную призму 1, запрессованную во втулку кронштейна 2 и закрепленную в ней штифтом. Призма выполнена из стали У7, закалена. Кронштейн прибора укреплен на вертикальной стене болтами 3. Прибор показан на рисунке 5.1.

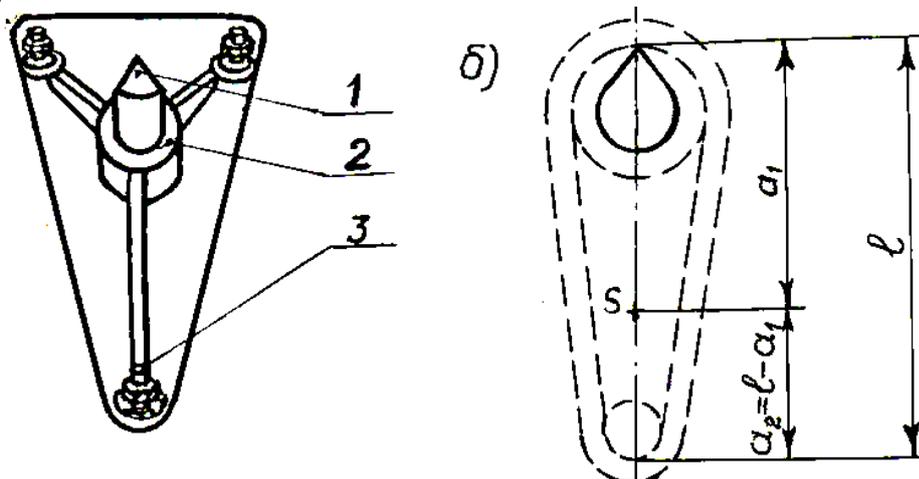


Рисунок 5.1 – Прибор ТММ–25МА

Испытуемые детали имеют проушину для их подвешивания на призме. Моменты инерции деталей определяются методом физического маятника. Физическим маятником называется твердое тело, подвешенное на неподвижной оси, не проходящей через центр массы этого тела. Между периодом T малых собственных колебаний физического маятника и его моментом инерции J_S

относительно оси, проходящей через центр S массы маятника (т.е. испытываемой детали), существует следующая зависимость:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_S + ma^2}{mga}},$$

- где T – период собственных колебаний физического маятника (испытываемого звена), с;
- m – масса испытываемой детали, кг;
- g – ускорение силы тяжести, $g = 9,81 \text{ м}\cdot\text{с}^{-2}$;
- a – расстояние между центром масс звена S и точкой подвеса звена, м;
- J_S – момент инерции массы звена относительно оси, проходящей через центр масс S этой детали, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

Из вышеприведенной формулы получаем:

$$J_S = T^2 \frac{mga}{4\pi^2} - ma^2.$$

Схема установки звена на призме прибора показана на рисунке 5.1.

При определении J_S звено должно быть отклонено от положения устойчивого равновесия для сообщения ему свободных колебаний на незначительный угол (не более $5^\circ \dots 7^\circ$). При таком угле отклонения ($5^\circ \dots 7^\circ$) ошибка определения периода T свободных колебаний по приведенной формуле не превышает 0,1%. Если угол отклонения до 20° , то ошибка составляет 1%.

5.4 Порядок выполнения работы

5.4.1 Записать массу звена в кг. Масса звена определяется взвешиванием и указана на звене в кг.

5.4.2 Подвесить звено за один конец на призму прибора ТММ–25МА. Установить звено в положение устойчивого равновесия.

5.4.3 Замерить расстояние a_1 в метрах, как это показано на рисунке 5.1, с помощью металлической линейки.

5.4.4 Замерить расстояние l в метрах.

5.4.5 Отклонить звено в любую сторону на угол не более 5 или 7 градусов, используя шкалу углов прибора ТММ–25МА.

5.4.6 Определить периоды $20T_{1i}$ двадцати полных колебаний в секундах с помощью секундомера.

5.4.7 Вычислить период одного колебания $T_{1i} = 20T_{1i}/20$, с.

5.4.8 Повторить опыт 5 раз.

5.4.9 Вычислить среднее значение периода одного колебания $T_1 = (\sum T_{1i})/5$, с.

5.4.10 Подвесить звено за второй конец на призму прибора, установить звено в положение устойчивого равновесия.

5.4.11 Вычислить размер $a_2 = l - a_1$ в метрах, как это показано на рисунке 5.1.

5.4.12 Отклонить звено на $5 \dots 7$ градусов

5.4.13 Определить с помощью секундомера периоды полных колебаний звена $20T_{2i}$ в секундах.

5.4.14 Вычислить период одного колебания $T_{2i} = 20T_{2i}/20$, с.

5.4.15 Повторить опыт 5 раз.

5.4.16 Вычислить среднее значение периода одного колебания $T_2 = (\sum T_{2i})/5$, в секундах.

5.4.17 Снять звено с призмы прибора.

5.4.18 Определить значение момента инерции звена, подвешенного за один конец $J_{S1} = T_1^2 \frac{mga_1}{4\pi^2} - ma_1^2$, кг·м².

5.4.19 Определить значение момента инерции звена, подвешенного за другой конец $J_{S2} = T_2^2 \frac{mga_2}{4\pi^2} - ma_2^2$, кг·м².

5.4.20 Вычислить окончательное значение момента инерции массы данного звена $J_S = \frac{J_{S1} + J_{S2}}{2}$, кг·м².

5.5 Основные правила техники безопасности

5.5.1 Соблюдать осторожность при подвешивании звеньев на призму прибора и при проведении опыта.

5.6 Содержание отчета

5.6.1 Цель работы.

5.6.2 Тип и наименование лабораторной установки.

5.6.3 Схема установки звена на призме прибора с указанием размеров (a_1 , a_2 , l) и положения центра тяжести.

5.6.4 Эскиз испытуемого звена с исходными данными для расчета момента инерции:

а) масса звена m , кг;

б) размеры a_1 , a_2 , l в метрах.

5.6.5 Результаты опыта.

5.7 Контрольные вопросы

5.7.1 Что такое момент инерции массы звена?

5.7.2 В каких единицах измеряется момент инерции массы звена?

5.7.3 Как определить момент инерции массы звена методом физического маятника?

6 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ С КУЛАЧКОВЫМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫМ ВАЛОМ

6.1 Цель работы – изучение работы механизма управления с кулачковым распределительным валом.

6.2 Теоретические сведения

Кулачковый распределительный вал используют в машинах – автоматах для согласованного перемещения исполнительных устройств в зависимости от времени или угла поворота вала. Исполнительное устройство жестко связано с выходным звеном механизма. Программа их движения задается в виде циклограммы.

На рисунках 6.1 и 6.2 приведены линейные циклограммы перемещения трех исполнительных устройств автомата для сверления отверстий в детали. Циклограммы показывают последовательность движения, они изображаются на фазе перемещения в виде наклонной прямой, а на фазе выстоя – горизонтальной прямой.

Механизм сверлильной головки М1 выполняет основную технологическую операцию – сверление отверстия. Механизм М2 осуществляет крепление обрабатываемой детали, а механизм М3 подает новую заготовку и удаляет готовую деталь. Циклограмма характеризует один цикл работы машины-автомата.

Под циклом понимается промежуток времени $T_{ц}$, по окончании которого последовательность перемещения исполнительных устройств повторяется. На циклограмме показывают угол поворота φ кулачкового вала и время, а также отмечают операции, выполняемые исполнительными устройствами машины-автомата.

Для циклограммы на рисунке 6.1 время цикла $T_{ц}$ равно времени T одного оборота кулачкового вала.

Чтобы обеспечить согласованное перемещение всех выходных звеньев в соответствии с циклограммой, необходимо для каждого кулачка определить угол установки δ относительно кулачка, принимаемого за базовый. Угол установки заключен между радиусами-векторами точек B_1 и B_2 , которые соответствуют началу подъема выходного звена. Применив метод обращения движения, повернем стойку AC_2 на угол φ , при этом точка B_2 перейдет в положение B_2^1 . Как следует из схемы на рисунке 6.3, угол установки данного кулачка относительно базового кулачка определяется по формуле

$$\delta = \varphi_i + \beta_1 - \beta_2,$$

где

$$\beta_1 = \arccos \frac{L^2 + r_{01}^2 - l^2}{2Lr_{01}};$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{L^2 + r_{02}^2 - l^2}{2Lr_{02}}.$$

При равенстве радиусов начальной шайбы кулачков $r_{01} = r_{02}$ угол установки кулачка равен углу поворота кулачка, т.е. $\delta = \varphi$.

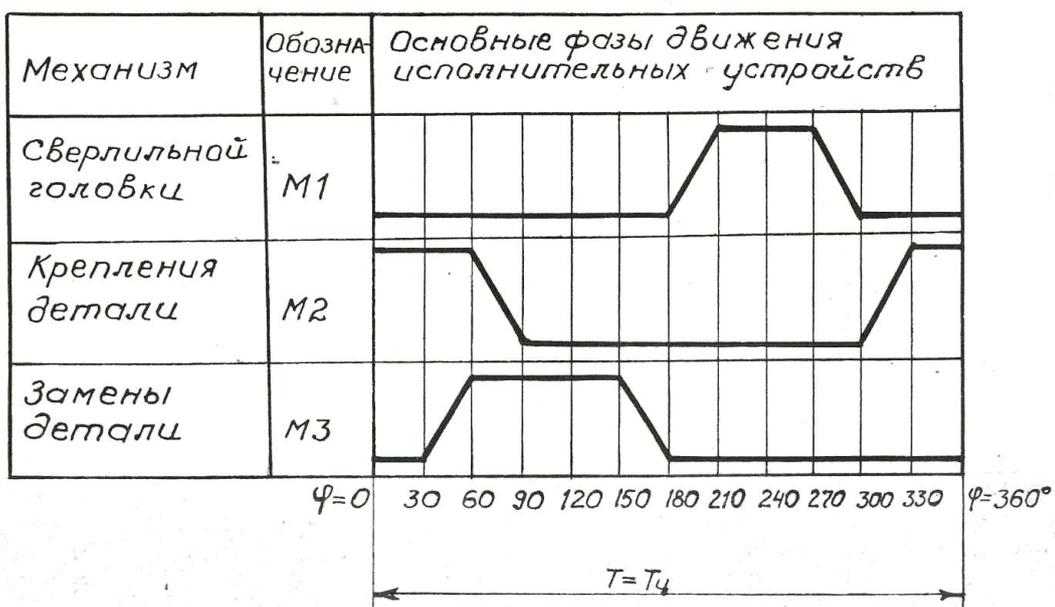


Рисунок 6.1 – Циклограмма машины-автомата

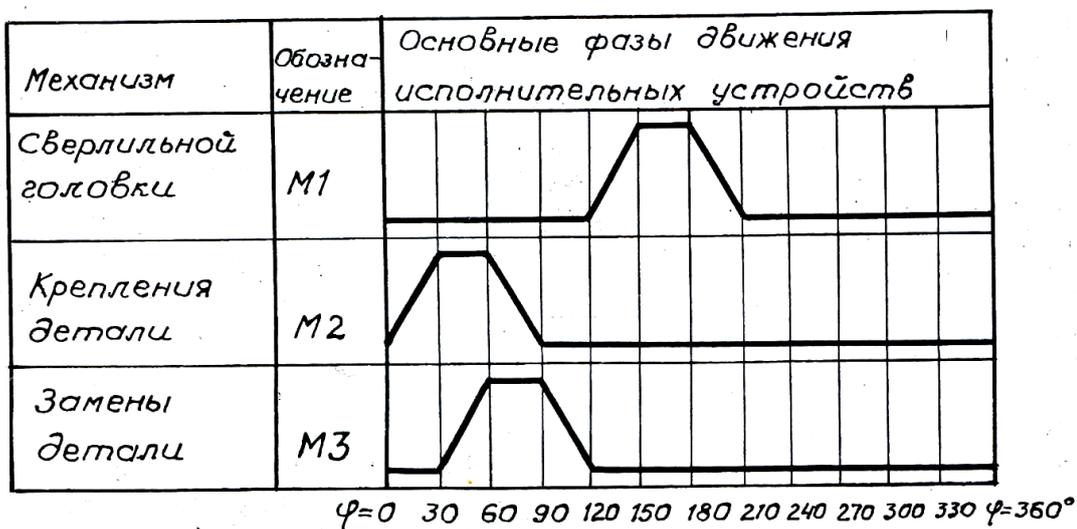


Рисунок 6.2 – Циклограмма машины-автомата с совмещенным временем работы механизмов M1 и M2

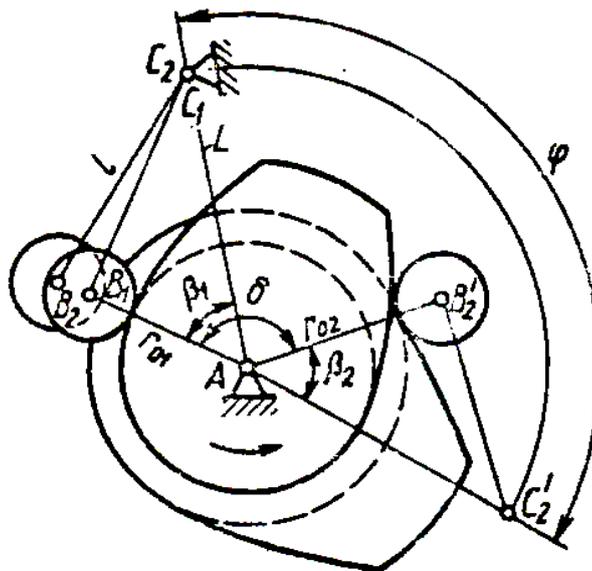


Рисунок 6.3 – Схема определения угла установки кулачка

Согласно циклограмме, показанной на рисунке 6.1, каждый исполнительный орган начинает движение только после остановки предыдущего. Это условие не всегда является обязательным. Если, например, по условиям технологического процесса и в соответствии с конструктивными особенностями машины–автомата механизм крепления детали М2 может начать движение до того, как сверлильная головка примет исходное положение, циклограмма имеет вид, показанный на рисунке 6.2.

Совместив время работы отдельных механизмов, можно уплотнить циклограмму и, как следствие, повысить производительность машины–автомата. Совмещение перемещения механизмов во времени способствует также увеличению фазовых углов движения и снижению инерционных нагрузок.

Циклограммы, изображенные на рисунках 6.1 и 6.2, можно реализовать на модели механизма управления ТММ 116 с кулачковым распределительным валом.

6.3 Лабораторная установка ТММ 116

Лабораторная установка ТММ 116 является моделью механизма управления с кулачковым распределительным валом.

Модель механизма управления ТММ 116 с распределительным валом, показанная на рисунке 6.4, состоит из трех кулачковых механизмов с коромыслами и с общим распределительным валом, обеспечивающим согласованное перемещение трех исполнительных органов. На распределительном валу установлены три кулачка. Кулачок 1, жестко связанный с валом, является базовым. Кулачки 2, 11 могут поворачиваться относительно вала, а, значит, и относительно базового кулачка 1. Шкала 3, расположенная на распределительном валу, предназначена для определения угловой координаты кулачков 2 и 11. После поворота на угол установки δ кулачки 2 и 11 фиксируются на распределительном валу гайкой 4. Все кулачки составные, собраны из трех

дисковых кулачков с одинаковым профилем, имеющим участки нижнего и верхнего выстоя, подъема и опускания. Составная конструкция кулачков позволяет изменить фазовые углы нижнего и верхнего выстоя. Для определения фазовых углов используется шкала 10, расположенная на кулачках.

Коромысло 9 каждого кулачкового механизма приводит в движение пишущее устройство 8, которое вычерчивает на бумажной ленте 7 циклограмму. Для подключения лентопротяжного механизма необходимо повернуть рукоятку 6 в положение «ЗАПИСЬ».

Замыкание кулачков и роликов осуществляется рукояткой 5 в положение «ЗАМКНУТ».

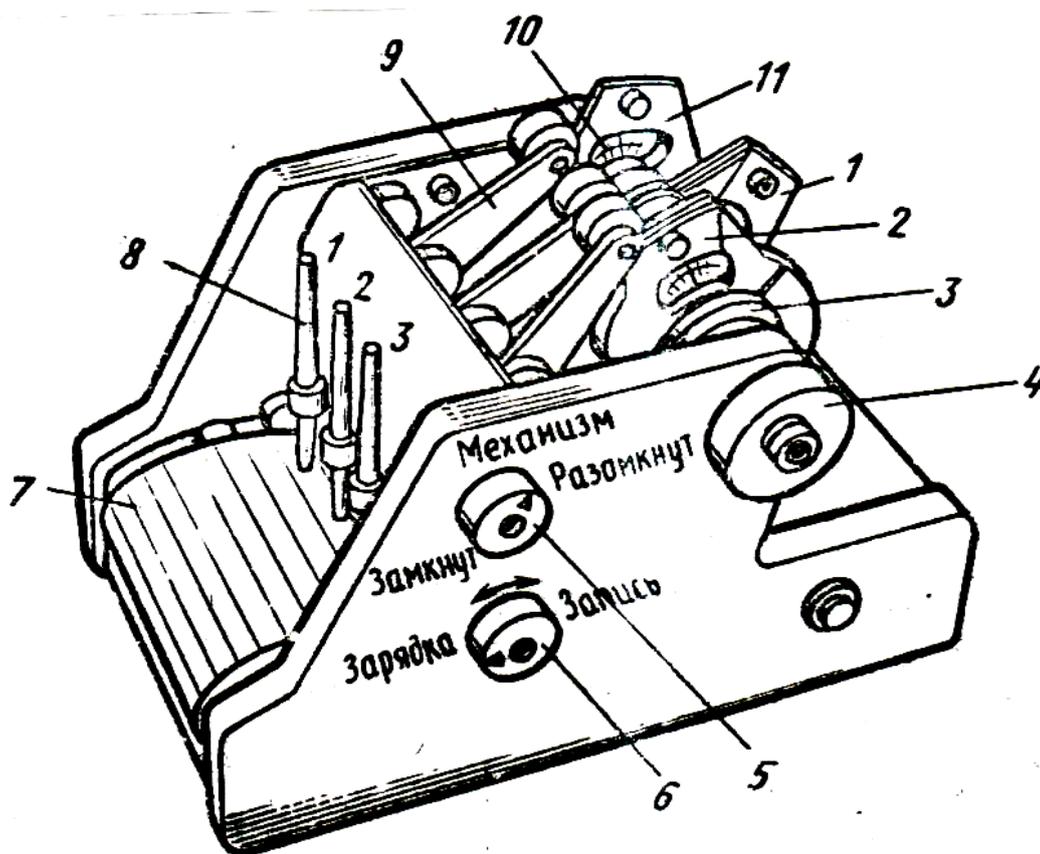


Рисунок 6.4 – Механизм управления ТММ 116 с кулачковым распределительным валом

6.4 Порядок выполнения работы

6.4.1 Начертить заданную циклограмму работы машины-автомата по исходным данным (фазовым углам подъема, верхнего выстоя, опускания и нижнего выстоя). На циклограмме обозначить фазовые углы.

6.4.2 По вычерченной циклограмме определить углы установки для кулачков 2 и 11 относительно базового кулачка 1, используя формулу для вычисления угла установки данного кулачка (2 или 11) относительно базового (1), т.е.

$$\delta = \varphi_i + \beta_1 - \beta_2,$$

где

$$\beta_1 = \arccos \frac{L^2 + r_{01}^2 - l^2}{2Lr_{01}};$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{L^2 + r_{02}^2 - l^2}{2Lr_{02}}.$$

Принять размеры $L=$; $l=$; $r_{01}=$; $r_{02}=$.

6.4.3 Установить кулачки 2 и 11 в соответствующее положение и зафиксировать на распределительном валу гайкой 4 используя шкалу 3. Причем, необходимо использовать составную конструкцию кулачков для изменения (установки) фазовых углов нижнего и верхнего выстоя. Для определения фазовых углов использовать шкалу 10, как это показано на рисунке 6.4.

6.4.4 Для подключения лентопротяжного механизма повернуть рукоятку 6 в положение «ЗАПИСЬ».

6.4.5 Осуществить замыкание кулачков и роликов рукояткой 5.

6.4.6 Вращением рукоятки распределительного вала, находящейся сбоку модели механизма управления ТММ 116, привести механизм в движение (2 или 3 оборота) и получить на бумажной ленте циклограмму.

6.4.7 Проверить соответствие полученной циклограммы заданной.

6.5 Основные правила техники безопасности

6.5.1 Изучить устройство лабораторной установки ТММ116 перед выполнением работы.

6.6 Содержание отчета

6.6.1 Цель работы.

6.6.2 Наименование и тип лабораторной установки.

6.6.3 Исходные данные и заданная циклограмма с указанием фазовых углов.

6.6.4 Вычисление угла установки кулачка 2.

6.6.5 Вычисление угла установки кулачка 11.

6.6.6 Полученная циклограмма с указанием фазовых углов.

6.7 Контрольные вопросы

6.7.1 С какой целью в машинах–автоматах используют кулачковый распределительный вал?

6.7.2 Что называется циклограммой механизма?

6.7.3 Что такое фазовые углы?

6.7.4 Как определить угол установки рабочего кулачка относительно базового?

6.7.5 В чем заключается принцип работы модели механизма управления с кулачковым распределительным валом ТММ 116?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №7. Исследование приведенного момента инерции механизма

Цель работы: Целью работы является теоретическое и экспериментальное определение приведенного момента инерции механизма.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Работа по определению приведенного момента инерции является комплексной работой, включающей элементы структуры, кинематики и динамики механизмов и машин. Поэтому одновременно с проработкой данных методических указаний следует ознакомиться с указанными разделами курса по учебной литературе. Необходимо также научиться строить планы скоростей механизма.

Закон движения механизма, находящегося под действием сил, действующих на его звенья, определяют посредством решения уравнения движения. Существует несколько методов решения этой задачи динамики машин и механизмов. Упрощение уравнения движения и его решения осуществляют путем приведения сил и масс. В зависимости от того какая координата – линейная или угловая выбрана в качестве обобщенной, приведение масс производят или к точке, или к звену. В основу приведения масс к звену и к точке должно быть положено условие равенства кинетических энергий. Так, если в качестве обобщенной координаты выбрана угловая координата, то приведение масс выполняют по отношению к звену приведения, положение которого определяется выбранной обобщенной координатой. При этом предполагается, что механизм заменяется одним условным звеном с моментом инерции $I_{пр}$, которое вращается с угловой скоростью звена приведения заданного механизма и имеет кинетическую энергию, равную сумме кинетических энергий всех звеньев механизма. Тогда для определения приведенного момента инерции любого механизма справедливо следующее уравнение

$$I_{пр} = \left[M_i \cdot \left(\frac{V_{si}}{\omega} \right)^2 + I_{si} \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right], \quad (7.1)$$

где $I_{пр}$ – приведенный момент инерции механизма ;

M_i – масса 1-го подвижного звена ;

V_{si} – скорость его центра масс;

ω – угловая скорость звена приведения;

I_{si} – момент инерции 1-го звена относительно оси, проходящей через его центр масс ;

ω_1 – угловая скорость 1-го звена.

Суммирование производится по всем подвижным звеньям механизма. Экспериментальное определение приведенного момента инерции механизма основывается на принципе, предложенном А.Г. Овакимяном.

Если рычаг 2 (рисунок 5.1), жестко закрепленный на звене приведения 1 и растягиваемый в точке Р двумя пружинами 3, вывести из положения равновесия и затем отпустить, то он вместе со всем механизмом начнет совершать свободные колебания. Считая, что в точке Р расположена вся приведенная масса $M_{пр}$

механизма и что она при небольших колебаниях рычага постоянна, запишем дифференциальное уравнение движения массы $M_{пр}$:

$$M_{пр} X + C X = 0. \quad (7.2)$$

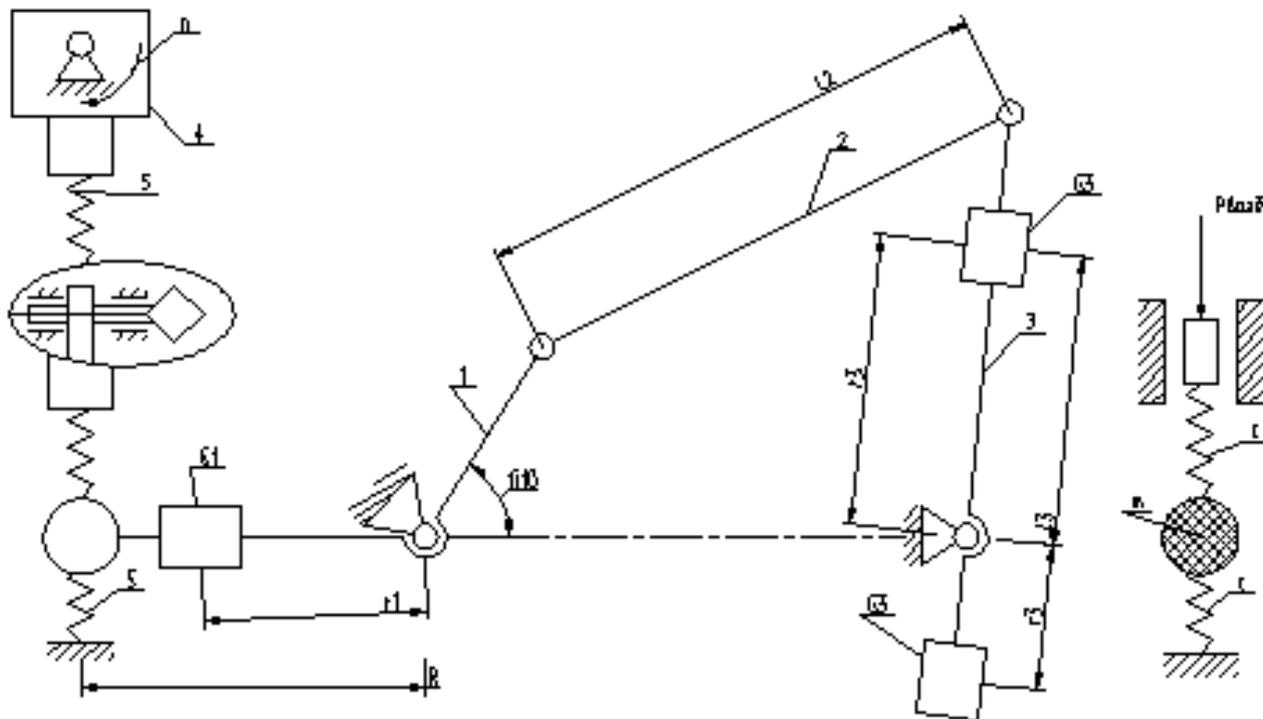


Рисунок 5.1

Решение этого уравнения представится следующим выражением:

$$X = A \sin pt + B \cos pt, \quad (7.3)$$

где
$$p^2 = \frac{C}{M_{пр}};$$

X – координата массы ;

C – эквивалентная жесткость пружин ($C = C_1 + C_2$);

p – круговая частота свободных колебаний ;

t – время.

Период колебаний системы

$$pT = 2\pi \quad \text{и} \quad T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{C}{M_{пр}}}} \quad (7.4)$$

Из выражения (7.4) определяется приведенная масса

$$M_{пр} = C \left(\frac{T}{2\pi} \right)^2, \quad (7.5)$$

а приведенный момент инерции механизма

$$I_{пр} = M_{пр} R^2 \quad (7.6)$$

К построению тарировочного графика микроамперметра

Таблица 7.1

Отклонение стрелки (делений)	30	50	70	80	90	100
Частота (Герц)	10,8	15,5	19,8	22	24,5	26

ОПИСАНИЕ ПРИБОРА

По указанию преподавателя или лаборанта выбирается один из вариантов механизма (кривошипно-ползунный, кривошипно-кулисный или кривошипно-коромысловый) для испытания.

Ввиду того, что свободные колебания механической системы, как правило, быстро затухают, то период колебаний определяют по частоте вынужденных колебаний во время резонанса. С этой целью в приборе периодическая возмущающая сила создается двигателем 8, который с помощью эксцентрикового устройства сообщает колебательные движения концу одной из пружин 3. Число оборотов двигателя регулируется и изменяется с помощью тахометра либо стробоскопа. Для получения более устойчивого состояния резонанса (при выбеге) двигатель 8 снабжен маховиком 7. Величину приведенной массы $M_{пр}$ можно изменять, перемещая по соответствующим рычагам дополнительные грузы 5; для исследования зависимости приведенного момента инерции от положения механизма рычаг 2 может устанавливаться под любым углом к кривошипу по шкале и закрепляться винтом 4.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Построить кинематическую схему механизма в масштабе по размерам, снятым с механизма.
2. Определить число степеней свободы исследуемого механизма.
3. Построить структурную схему механизма.
4. Разложить механизм на структурные группы Ассур и определить класс порядок и вид каждой группы; указать формулу строения механизма.
5. Для нескольких положений механизма (по указанию преподавателя) построить планы скоростей.
6. Определить значение приведенных моментов инерции механизма в этих положениях теоретически.
7. Установить по шкале положение рычага, соответствующее нулевому, и закрепить его винтом 4.
8. Тумблер электродвигателя поставить в положение "ВКЛ" и, плавно изменяя сопротивление, разогнать его до скорости появления четко выраженного резонанса.
9. Повторить эксперимент по определению частоты вынужденных колебаний системы для новых положений кривошипа через каждые 30° . Для каждой экспериментальной точки исследуемой зависимости требуется проведение не менее 3 опытов.
10. Подсчитать значение $I_{прив}$ по формулам (7.4) и построить соответствующий график.

11. Определить расхождение экспериментальных и теоретических данных в процентах.

12. Полученные данные следует занести в таблицу 7.2, сделать вывод.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Расскажите о цели приведения сил и масс?
2. Как определить приведенный момент инерции механизма?
3. Расскажите об устройстве и принципе работы установки.
4. Поясните физический смысл момента инерции.
5. Расскажите о порядке проведения лабораторной работы.
6. Как определяют приведенный момент и инерцию механизма экспериментально?
7. Какие методы для определения моментов инерции существуют?

Таблица 7.2 – Результаты замеров и подсчета экспериментальных данных

№ положения	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Показания микроамперметра												
Резонансная частота вынужденных колебаний												
Период колебаний												
Приведенный момент инерции механизма												
Теоретическое значение $I_{\text{прив}}$												

Диаграмма изменения $I_{\text{прив}}$ в функции угла поворота определенная теоретическим и экспериментальным методами, план механизма, план скоростей для угла поворота, соответствующего φ град. прилагается.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №8. Определение коэффициента трения скольжения на горизонтальной плоскости

Цель работы: овладение методикой экспериментального определения коэффициентов трения скольжения материалов и сопоставление экспериментальных и теоретических данных.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Внешнее трение – это сложный комплекс физических, физико-химических, электрических и магнитных явлений, происходящих на поверхности соприкасающихся тел при их относительном перемещении. Основной характеристикой внешнего трения является сила трения – сила, характеризующая общее сопротивление взаимному перемещению контактирующих тел.

В зависимости от характера относительного движения элемента кинематических пар различают:

Трение скольжения, когда одни и те же точки одного тела соприкасаются с различными точками другого тела.

Трение качения, когда каждая точка одного тела соприкасается только с точкой второго тела.

Трения верчения. Когда относительное движение представляется в форме вращения вокруг общей нормали и все точки, расположенные в плоскости соприкосновения двух тел, описывают при движении концентрические окружности.

В зависимости от состояния поверхностей соприкасающихся тел и наличия смазки в месте контакта различают:

чистое трение (ювенильное) – внешнее трение при полном отсутствии на трущихся поверхностях каких-либо посторонних примесей;

сухое трение – внешнее трение, при котором смазка отсутствует, а трущиеся поверхности покрыты пленками.

Внешнее трение в машинах, механизмах, приборах и установках – широко распространенное явление. Оно является одним из основных процессов при технологической обработке материалов (резанием, шлифованием, давлением). В последнее время применение получает сварка деталей машин трением. Многие соединения деталей машин (болтовые, клиновые, клеммовые и т. п.) возможны только при наличии сил трения. Движение различных транспортных средств, работа фрикционных, кремневых передач и т. д. основаны на использовании сил трения в элементах кинематических пар.

Однако, с другой стороны, трение представляет собой весьма вредное явление, так как на преодоление сил трения в машинах и механизмах затрачивается дополнительная энергия движущихся сил, что приводит к снижению к.п.д. машин. Трение является также одной из главных причин, вызывающих износ соприкасающихся элементов кинематических пар и механизмов.

По мере увеличения движущей силы P (рисунок 7.1), приложенной к звену 1, находящемуся в относительном покое, возрастают деформации относительно сдвига микронеровностей поверхности звеньев и сопротивление их

относительному смещению. При некотором значении силы P состояние относительного покоя звеньев нарушится и звено 1 начнет скользить по поверхности звена 2.

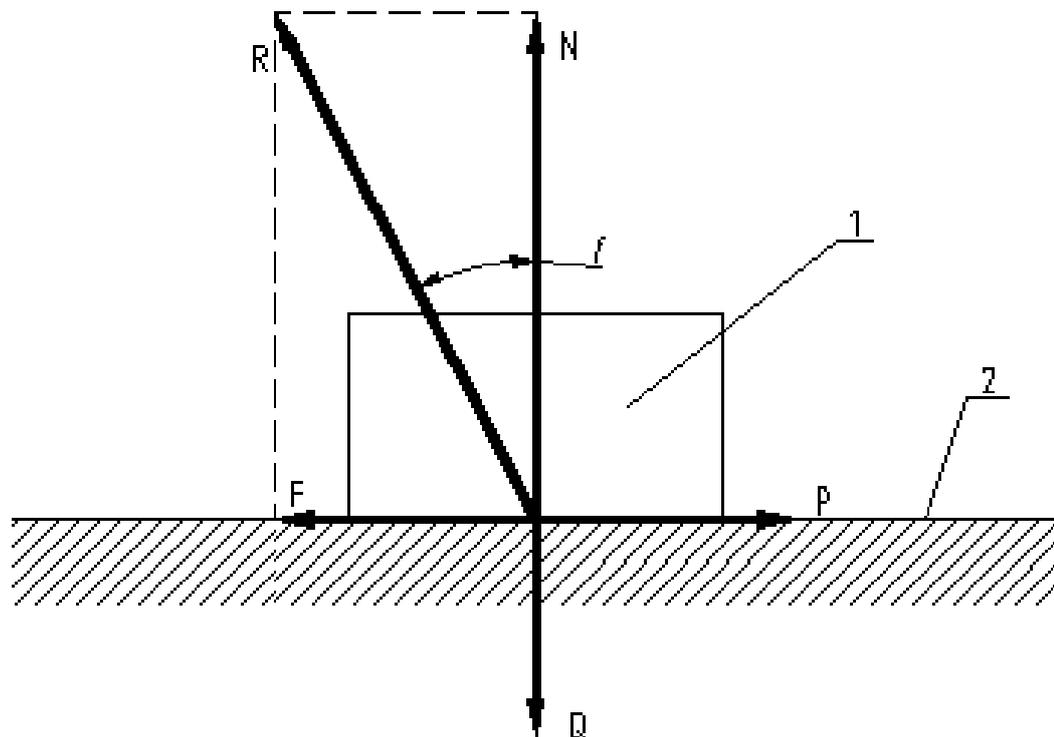


Рисунок 8.1

Величина максимальной силы сцепления, препятствующей относительному сдвигу исследуемых тел, называется силой трения покоя и определяется приближенной эмпирической зависимостью

$$F_0 = \varphi_0 \cdot N, \quad (8.1)$$

где, φ_0 – коэффициент трения покоя, зависящий от материала соприкасающихся тел, состояния и качества обработки поверхностей контакта, наличия и свойств смазки, режимов работы пары трения и т.д.;

N – сила нормального давления.

Сопротивление относительному перемещению трущихся поверхностей (сила трения давления) для большинства материалов оказывается заметно меньше силы трения покоя и определяется аналогичной уравнению (8.1) зависимостью, т.е.

$$F = f \cdot N, \quad (8.2)$$

где f – коэффициент трения движения, зависящий от тех же факторов, что и f_0 , а также от скорости относительного перемещения.

Необходимо отметить, что при выводе закона Кулона-Амонтона (уравнения 8.1 и 8.2) предполагалось, что f и f_0 не зависят от режимов работы, т.е. от удельной нагрузки и скорости скольжения, что справедливо для малых интервалов их изменения. Это допущение значительно упрощает технические расчеты и часто используется, однако, нередко требуется экспериментальная проверка с целью определения коэффициента трения в конкретных условиях.

Углы φ и φ_0 между направлением реакций R и R_0 и нормалью к поверхности определяются следующим уравнением (рисунок 8.2) и называются углами трения

$$\varphi_0 = \operatorname{arctg} \frac{F_0}{N} = \operatorname{arctg} f_0 \quad (8.3)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{F}{N} = \operatorname{arctg} f. \quad (8.4)$$

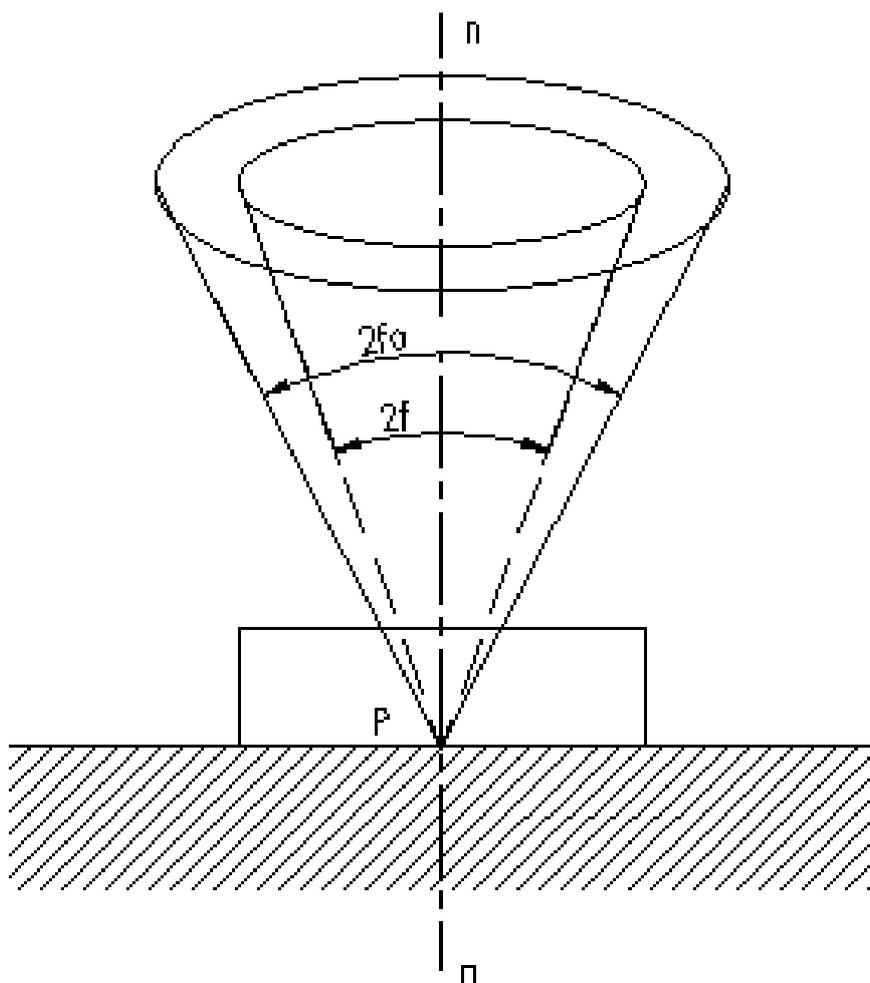


Рисунок 8.2

Изменяя направление действия P , получаем геометрическое место всех возможных положений линии действия полной реакции R , которое называется конусом трения с углом при вершине равной двойному углу трения, если коэффициент трения не зависит от направления относительного перемещения.

Особенность конуса трения заключается в том, что при расположении полной реакции движущих сил внутри конуса трения движение тела будет невозможно, независимо от величины этой нагрузки.

Нередко поступательная пара выполняется в виде желоба той или иной формы. В этом случае сила трения определяется следующей зависимостью

$$F = f' \cdot N, \quad (8.5)$$

где f' – приведенный коэффициент трения, определяемый геометрической формой желоба.

Для клинчатого желоба

$$f' = \frac{f}{\sin \alpha}, \quad (8.6)$$

где α – половина угла заострения клина, для цилиндрического желоба

$$f' = (1,27 \div 1,57)f. \quad (8.7)$$

Верхнее значение рекомендуется выбирать для не приработанных поверхностей кинематической пары.

ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

Тележка 2 с укрепленной на ней сменной плитой 5 из исследуемого материала приводится в движении от реверсивного электродвигателя 1 со встроенным редуктором. Ползун 3, к нижнему торцу которого прикрепляется сменный диск 4, удерживается гибким стальным тросиком 6, второй конец которого закреплен к упругой балке, являющейся динамометром. На его поверхности наклеены тензодатчики, с помощью которых измеряется усилие, действующее в тросике.

Для измерения используется свойство проволоки изменять свое омическое сопротивление при растяжении или сжатии. Изгиб упругого элемента вызывает изменение сопротивления датчиков, увеличивая сопротивление одного и уменьшая – другого, так как они наклеены на противоположных сторонах балки. Такая наклейка датчиков преследует цель и температурную конденсацию. Датчики включаются в измерительную схему тензоусилителя. Сигнал с тензостанции воспринимается соответствующим электрическим измерительным прибором.

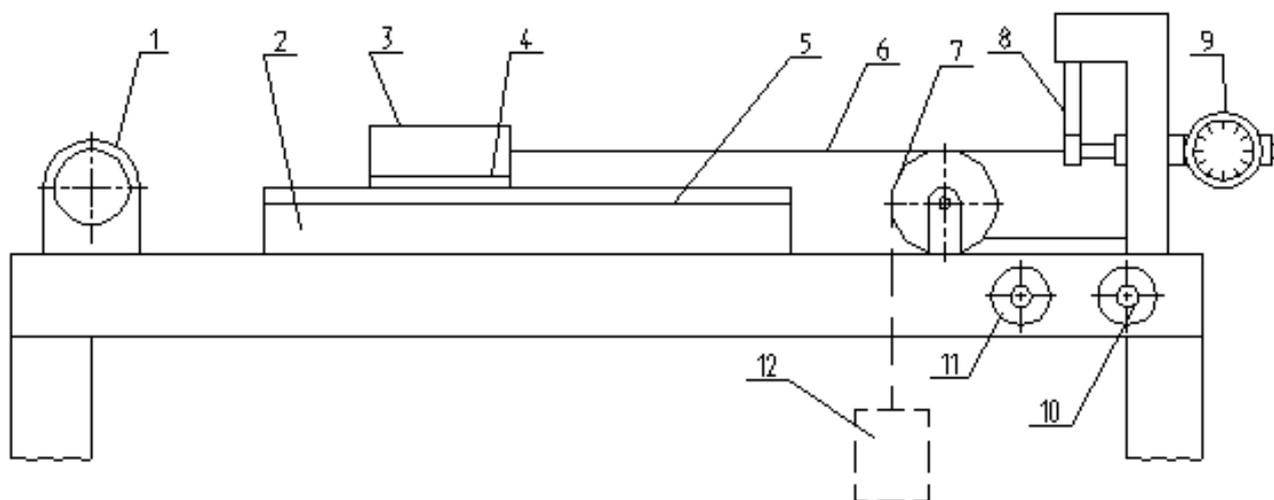


Рисунок 8.3

Включение электродвигателя осуществляется электрическим измерительным прибором.

Включение электродвигателя осуществляется соответствующими тумблерами 10, 11. Для отключения электродвигателя в крайних положениях тележки вправо с крайнего левого положения может фиксироваться индикатором часового типа 9.

Для тарировки динамометра необходимо установить объемный блок 7, через который перебрасывается гибкая нить, на подвеску которой подвешиваются тарировочные грузы.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Включить тензостанцию и прогреть в течение 15 мин.
2. Установить согласно заданию (по указанию преподавателя) соответствующие сменные плиту на тележке и диск ползуна.
3. Установить тележку и ползун в исходное положение, предварительно взвесив ползун со сменным диском.
4. Для каждого сочетания материалов (согласно заданию) провести до трех экспериментов по замеру силы трения покоя и движения по показаниям индикатора и электрического прибора.
5. Протарировать показания индикатора и прибора и построить тарировочную кривую.
6. Подсчитать коэффициенты трения для каждого сочетания материалов поверхностей трения.
7. Полученные данные свести в таблицы 8.1, 8.2, 8.3, представить тарировочный график, сделать вывод.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое трение?
2. Расскажите о классификации трения?
3. Что такое угол и конус трения.
4. Сформулируйте законы сухого трения.
5. Что такое приведенный момент трения?

Таблица 8.1 – Тарировка приборов

Тарировочный груз Q						
Показания приборов						

Таблица 8.2 – Показания приборов

Пара трущихся материалов	Показания приборов					
	1 опыт		2 опыт		3 опыт	
	При трогании с места	При движении	При трогании с места	При движении	При трогании с места	При движении

Таблица 8.3 – Сила трения и коэффициент трения

Материалы	F_0	F	f_0	f

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №9. Синтез кинематических схем рычажных механизмов

Цель работы – ознакомление студентов с методами проектирования кинематических схем шарнирно-рычажных механизмов по заданным условиям.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Различают 2 этапа синтеза механизмов. Первый этап синтеза, связанный с выбором структурной схемы механизма, позволяет установить количество подвижных звеньев, виды кинематических пар и их взаимное расположение. Во втором этапе определяются параметры выбранной схемы механизма по заданным его свойствам. Этот тип синтеза называют проектированием кинематической схемы механизма. В случае необходимости учета и динамических свойств механизма решается задача, связанная с динамическим синтезом, т.е. с проектированием кинематической схемы механизма с учетом распределения масс звеньев.

К параметрам, определяющим кинематическую схему механизма, относят длины звеньев, положения точек, описывающих заданные траектории, либо имеющие заданные кинематические параметры, массы звеньев, моменты инерции и т.п.

Различают входные (устанавливаемые заданием на проектирование механизма) и выходные (определяемые в процессе проектирования) параметры синтеза. Например: по заданным положениям некоторых звеньев (входные параметры) требуется найти размеры остальных звеньев (выходные параметры).

Для получения заданных свойств механизма часто необходимо удовлетворить многим нередко противоречивым требованиям, связанным с назначением механизма, его эксплуатацией, технологией изготовления и т.п. Поэтому различают основные и дополнительные условия синтеза. Например: получение заданного закона движения звена при известном законе движения входного звена – основное условие синтеза. Все остальные условия – ограничение длин звеньев, наличие одного или 2 кривошипов и т.п. являются дополнительными условиями синтеза.

Рассмотрим несколько примеров синтеза рычажных механизмов по заданным условиям.

Пример 1. Пусть требуется спроектировать четырехзвенный шарнирно-рычажной механизм (рисунок 9.1) при известных размерах выходного звена l_4 , угловых координатах φ_1 и φ_2 его в крайних положениях и коэффициенте изменения средней скорости K_ω , равному отношению средних угловых скоростей выходного звена при обратном $\omega_{обр}$ и прямом $\omega_{пр}$ ходе. Коэффициент K_ω вводят для увеличения производительности машин циклического действия. Действительно, при проектировании механизма, в котором рабочий ход осуществляется лишь при движении исполнительного звена, в одну сторону, холостой ход, т.е. движение звена, при котором полезная работа не осуществляется, возможно с большей угловой скоростью.

Для графического решения этой задачи предварительно выбирается вычислительный масштаб $\mu_l = \frac{l_4}{CD}$, в котором будет производиться построение.

Выбрав систему координат в точке D, изображаем в масштабе μ_L два крайних положения коромысла CD. Поделив угол размаха звена CD γ пополам биссектрисой DE, проведем через точку C_1 прямую C_1F , составляющую с DE угол $Q = 180^\circ \frac{H_\omega - 1}{H_\omega + 1}$, и пересекающую DE в точке F. Окружность C_1F будет

являться геометрическим местом искомых центров вращения кривошипа AB. Точку A получаем, продолжая ось абсцисс до пересечения с полученной окружностью. Так как

$$\begin{aligned} AC_1 &= AB_1 + B_1C_1, \\ \text{а } AC_2 &= B_2C_2 - AB_2, \\ \text{то } AB &= AB_1 = AB_2 = \frac{AC_1 - AC_2}{2}. \end{aligned}$$

Умножив отрезки AB, BC и CD на масштаб, получим размеры $l_1, l_2,$ и l_3 рычажного механизма.

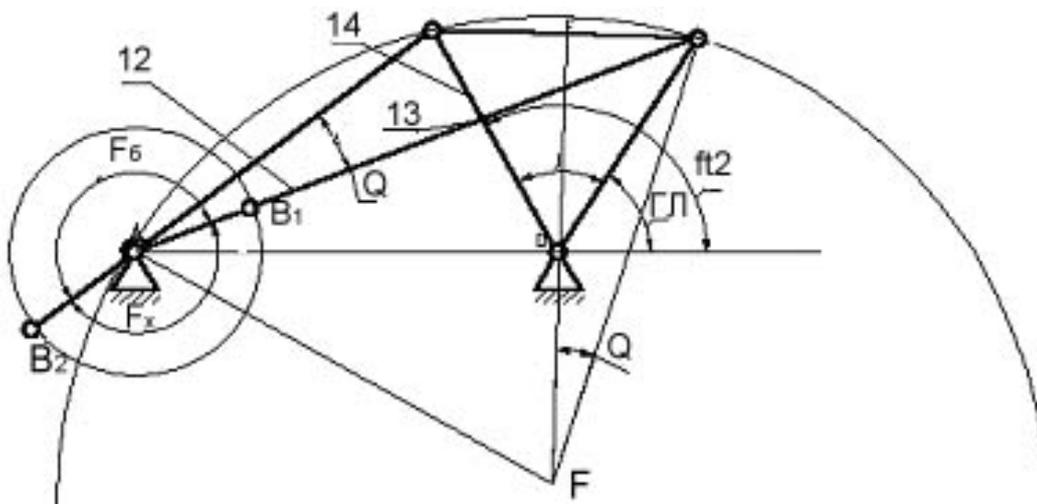


Рисунок 9.1

Пример 2. Определить длины звеньев 2 и 3, а также начальную угловую координату f ведущего звена 2 при заданных длинах звеньев 4 и 1; угловых координатах F_1, F_2 и F_3 выходного звена 4; углах поворота входного звена 2 по отношению к начальному его положению $AL1 = f_2 - f$ и $f_3 - f$.

Для решения задачи метод обращения движения путем сообщения всем звеньям механизма дополнительной угловой скорости - ω_2 .

Тогда входное звено 1 остановится, и станет вращаться стойка AD_1 (в противоположном по отношению заданной угловой скорости вращения ω_1 направлении). Координаты точек C_i ведомого звена 4 можно определить, проектируя векторную цепь на координатные оси.

$$\begin{cases} x_{ci} = l_1 \cos(f_i - f) + l_4 \cos[F_i - (f_i - f)] \\ y_{ci} = -l_1 \sin(f_i - f) + l_4 \sin[F_i - (f_i - f)] \end{cases} \quad (9.1)$$

Дальнейшее решение выполняем графически. По найденным координатам точек $O_2, O'_2,$ и O''_2 найдем центр окружности, проходящей через эти точки. Для

этого к серединам отрезков B_1B_2 , и B_2B_3 восстанавливаем перпендикуляры $F_{12}A$ и $F_{23}A$ и найдем точку их пересечения A . Из чертежа находим искомые размеры звеньев l_2 и l_3 и угловую координату f .

Полученное решение проверяют на модели механизма с переменной длиной звеньев.

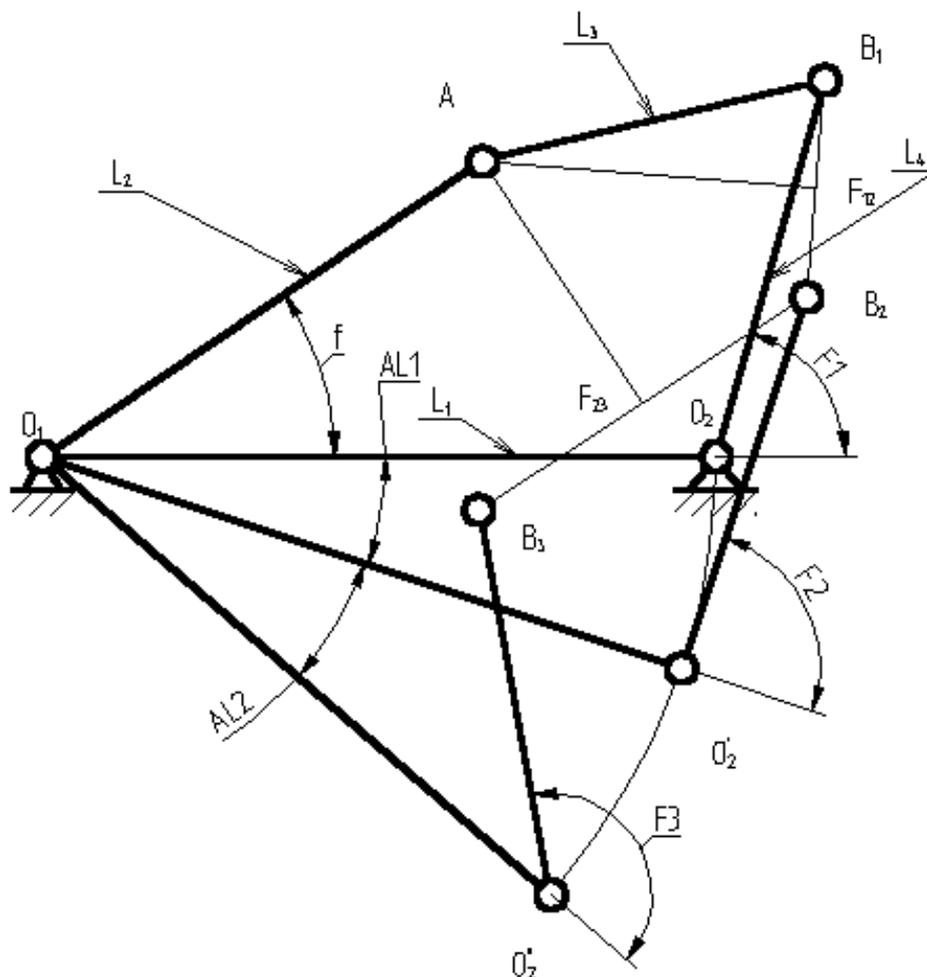


Рисунок 9.2

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ

1. Для заданного варианта исходных данных определить координаты точек B_1 , B_2 , и B_3 , используя формулы (9.1). Результаты расчета занести в таблицу 9.1.

2. Графически найти координаты шарнира A , длины звеньев l_2 и l_3 и начальную угловую координату f ведущего звена. Результаты занести в таблицу 9.1.

3. Установить на модели механизма с переменной длиной звеньев заданные и полученные размеры звеньев и экспериментально по шкалам найти фактические угловые координаты $F1 = F(f)$. Результаты замеров занести в таблицу 8.2. Оценить среднее отклонение от заданной зависимости по формуле

$$\Delta F = \frac{|F1_\phi - F1| + |F2_\phi - F2| + |F3_3 - F3|}{3} \quad (9.2)$$

4. Определить число кривошипов для полученного механизма и произвести проверку на модели.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Сформулируйте задачи, решаемые при синтезе механизмов.

2. Каковы условия существования кривошипа в четырехзвенном рычажном механизме? Что такое угол давления?
3. Что называется коэффициентом изменения средней скорости исполнительного звена?
4. Как определить остальные размеры звеньев четырехзвенного механизма по трем заданным положениям шатуна?
5. Определить коэффициент изменения средней скорости дезаксиального кривошипно-ползунного механизма.

Таблица 9.1

X_{c1}	X_{c2}	X_{c3}	Y_{c1}	Y_{c2}	Y_{c3}

Таблица 9.2 – Результаты замеров

φ_1	$\psi_{1\varphi}$	φ_2	$\psi_{2\varphi}$	φ_3	$\psi_{3\varphi}$

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №10. Определение основных параметров зубчатых колёс с помощью инструментов

Цель работы – определение основных параметров зубчатых колес с эвольвентным профилем зубьев путем обмеров и расчетов.

КРАТКИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатые передачи имеют самое широкое применение во всех отраслях современного машиностроения и приборостроения. В практике эксплуатации машин и механизмов не редки случаи поломки и износа зубьев зубчатых колес. Для замены вышедших из строя зубчатых колес иногда бывает необходимо определить основные параметры зубьев обмером с натуры и путем дополнительных расчетов. Основными параметрами зубчатых колес являются: окружной модуль зацепления m_t ; число зубьев z ; угол исходного контура режущего инструмента; шаг зубьев по делительной окружности p_t ; диаметр делительной α и основной d_B окружностей; диаметры окружностей вершин α_a и впадин d_f ; толщина зубьев по основной окружности r_B ; высота вершин h_a и впадин h_f зуба.

Из теории зацепления известны три важнейших свойства эвольвенты:

1. Нормаль, проведенная к любой точке эвольвенты, является касательной к основной окружности.

2. Отрезок нормали к эвольвенте между точкой касания к основной окружности и точкой эвольвенты равен спрямленной дуге основной окружности.

3. Расстояние между эквидистантными (равноотстоящими) эвольвентами равно длине соответствующей дуги основной окружности.

Эти свойства позволяют определить модуль зубчатых колес. Обхватив губками штангенциркуля определенное число зубьев n , замеряют размер C_n . В таблице 10.1 приведены значения охватываемых чисел зубьев, при которых плоскости губок штангенциркуля будут касаться эвольвентой части зубьев (рисунок 10.1)

Таблица 10.1

z	12-18	19-27	23-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
n	2	3	4	5	6	7	8	9

Разность измеренных отрезков C_{n+1} и C_n будет равна шагу зубьев по основной окружности, т.е.

$$P_B = C_{n+1} - C_n, \quad (10.1)$$

так как $P_B = P_t \cdot \cos \alpha_t$ и $m_t = \frac{P_t}{\pi}$, то

$$m_t = \frac{P_B}{\pi \cos \alpha_t}. \quad (10.2)$$

Так как зубчатые колеса изготавливаются с помощью стандартного режущего

инструмента, то угол исходного контура $\alpha_t = 20^\circ$. Полученное значение должно обязательно быть округлено до ближайшего стандартного значения.

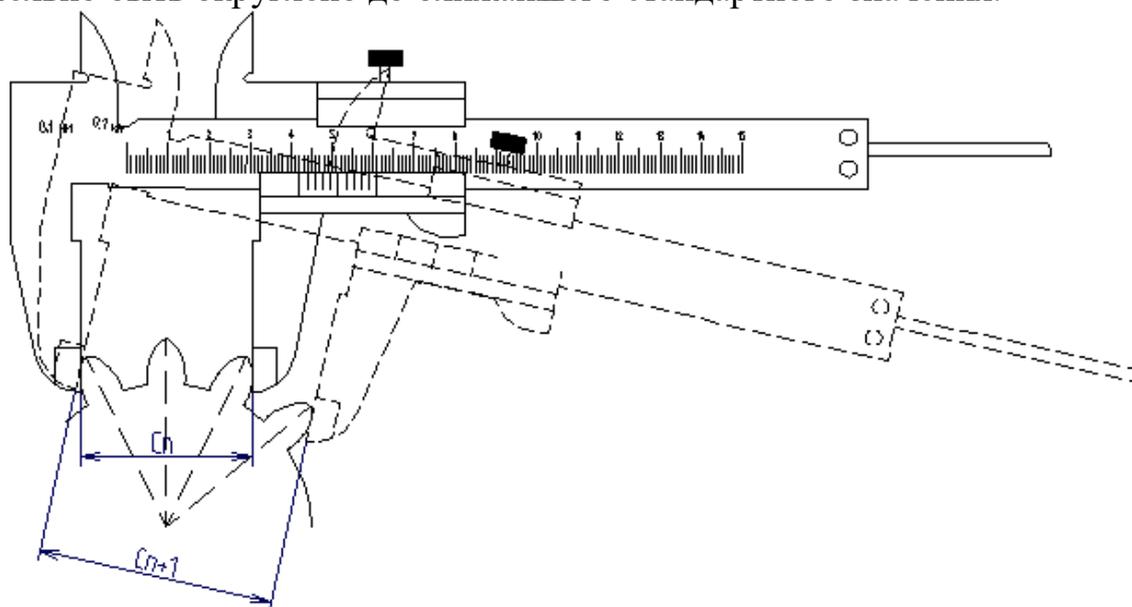


Рисунок 10.1 – Схема измерения зубчатого колеса штангенциркулем.

Используя таблицу 10.2, уточняют и величину шага зубьев по основной окружности.

Таблица 10.2

R_B , мм	5,904	6,642	7,380	8,118	8,856	10,332	11,808
m_t , мм	2	2,25	2,50	2,75	3,0	3,5	4
R_B , мм	13,284	14,76	16,236	17,712			
m_t , мм	4,5	5,0	5,5	6,0			

Все остальные параметры выражают через модуль зацепления и угол профиля исходного контура.

Диаметр делительной окружности и шаг зубьев по ней определяют по формулам:

$$d = m \cdot z. \quad (10.3)$$

$$P_t = \pi \cdot m_t. \quad (10.4)$$

Диаметр основной окружности подсчитывают по формуле:

$$d_B = d \cdot \cos \alpha_t, \quad (10.5)$$

$$d_t = d \cdot \cos \alpha_p. \quad (10.6)$$

При четном числе зубьев диаметры окружностей вершин и впадин зубьев измеряются штангенциркулем непосредственно (рисунок 10.2б)

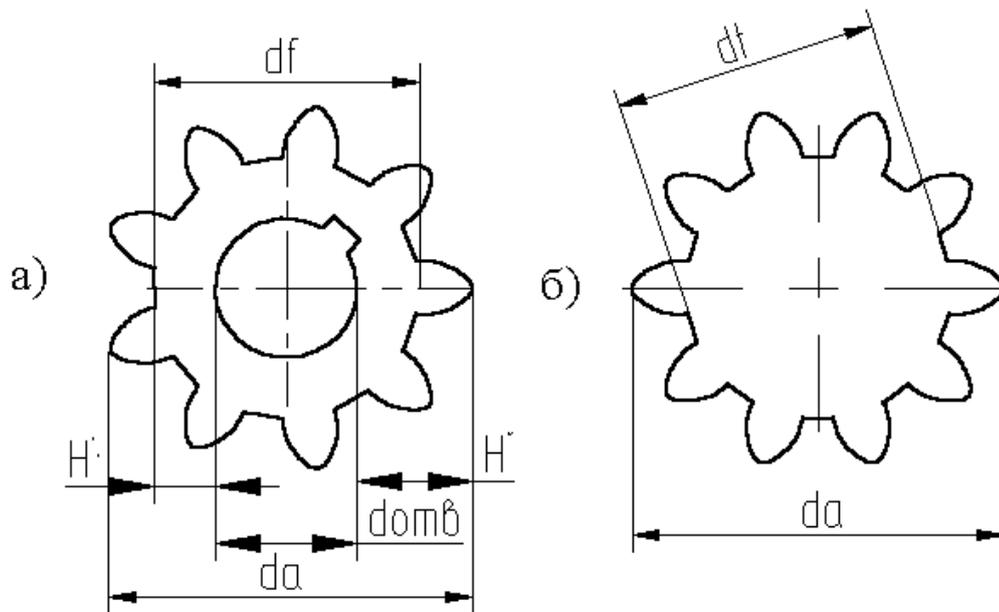


Рисунок 10.2

При нечетном числе зубьев для определения этих параметров предварительно измеряют диаметр отверстия втулки колеса $d_{\text{отв}}$ и H' расстояния от отверстия до вершины зуба H' и до окружности впадин H'' (рисунок 10.2 а). Тогда

$$d_a = d_{\text{отв}} + 2 H', \quad (10.7)$$

$$d_f = d_{\text{отв}} + 2 H''. \quad (10.8)$$

Высоту головки и ножки зуба определяют по формулам:

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}, \quad (10.9)$$

$$h_f = \frac{d - d_f}{2}.$$

Для определения толщины зуба по основной окружности используют формулу:

$$S_B = C_{n+1} - n \cdot P_B. \quad (10.10)$$

Теоретическое значение толщины зуба по хорде делительной окружности:

$$S_t = d \cdot \varphi \left(1 - \frac{\varphi^2}{6} \right), \quad (10.11)$$

где $\varphi = \frac{\pi}{2z}$;

Фактическая величина ρ_t может быть замерена штангензубомером, имеющим две шкалы 1 и 2 с нониусами (рисунок 10.3)

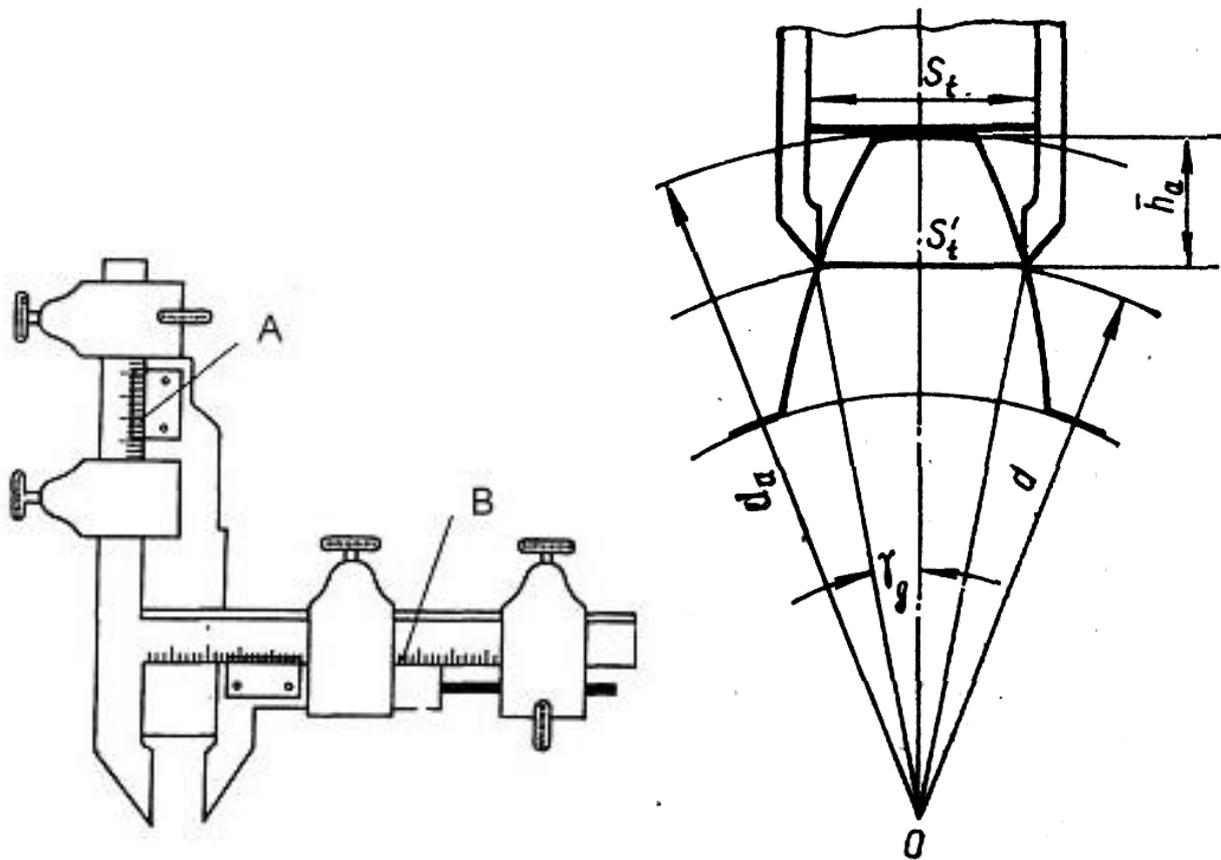


Рисунок 10.3

Шкала 2 служит для замера хордальной толщины зуба, а шкала 2 – для определения расстояния от этой хорды до окружности вершина зубьев. Это расстояние должно быть рассчитано предварительно по формуле:

$$\bar{h}_a = \frac{d_a - d \left(1 - \frac{\varphi^2}{2} \right)}{2} \quad (10.12)$$

На этом расстоянии устанавливают и фиксируют пластинку 3, затем устанавливают зубомер на зубе так, чтобы пластинка уперлась в верхний торец зуба и сдвигают губки до касания с зубом.

ПОРЯДОК ПРОВЕДЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Получить у преподавателя зубчатое колесо для обмера; его номер занести в протокол. Установить с помощью тангенциального зубомера нормальное оно или скорректированное.
2. Подсчитать число зубцов колеса и по таблице 10.1 определить количество зубцов n , которое необходимо измерить.
3. По формуле (10.1) рассчитать шаг по основной окружности, предварительно измерив штангенциркулем размер S_n , соответствующий n зубьям и S_{n+1} , соответствующий $n + 1$ зубьям.
4. Определить модуль зацепления по формуле (10.3). Так как размеры S_n и S_{n+1} определяются с некоторыми погрешностями (ошибки при изготовлении колеса и измерениях), то полученное значение модуля будет приближенным и его

необходимо согласовать с ближайшим значением по ОТ СЭВ ЗТО – 76 (таблица 10.2)

5. Рассчитать диаметры делительной и основной окружности по формуле 4 и 6.
6. Определить толщину зуба:
 - а) S_t по хорде делительной окружности по формуле (10.11).
 - б) S_B по основной окружности по формуле (10.10).
6. Измерить диаметры окружностей головок d_a и впадин d_f в случае четного числа зубьев z , или рассчитать их по формулам (10.7) и (10.8), предварительно замерив диаметр отверстия $d_{отв}$ и размеры H' и H'' .
7. Определить высоту головки зуба h_a и высоту ножки по формулам (10.9).
8. Рассчитать по формуле (10.12) расстояние \bar{h}_a и замерить штангензубомером хордальную толщину зуба S_t по делительной окружности. Определить по формуле (10.11) теоретическое значение S_t и сравнить его с действительным.
9. Измеренные и рассчитанные данные занести в таблицу 10.3

Примечание: каждый замер делается три раза, расчет ведется по среднему значению.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Область применения зубчатых передач?
2. Какие окружности называются начальной делительной, основной?
3. Что такое модуль зацепления, шаг зацепления?
4. Что такое линия зацепления, рабочая и теоретическая части линии зацепления?
5. Сформулируйте основной закон зацепления?
6. Почему разность измеренных отрезков C_n и C_{n+1} равна шагу по основной окружности?
7. Как измеряется хордальная толщина зуба?
8. Чем объяснить расхождения теоретических и опытных размеров параметров колеса?

Таблица 10.3 – Результаты вычислений

Наименование	По данным измерений		По теоретическим зависимостям	
	Расчетная формула	Размер, мм	Расчетная формула	Размер, мм
1. Шаг по основной окружности	$P_B = C_{n+1} - C_n$	5,7	$P_B = m \cdot \pi \cdot \cos \alpha_t$	
2. Модуль зацепления	$m_t = \frac{p_b}{\pi \cos \alpha_t}$		$m_t = p/\pi$	
3. Диаметр делительной окружности	$d = m_t z$		$d = m_t z$	
4. Диаметр основной окружности	$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$		$d_b = d \cdot \cos \alpha_t$	
5. Толщина зуба по делительной окружности	S_t – обмером		$S_t = (\pi/2 + 2x \cdot \operatorname{tg} \alpha_t) m$	
6. Толщина зуба по основной окружности	$S_b = C_{n+1} - n \cdot p_b$		$S_b = p_b/2$	
7. Диаметр окружности головок	$d_a = d_{\text{отв}} + 2 \cdot H^{\setminus}$		$d_a = m(z + 2h_a^* + 2x)$	
8. Диаметр окружности ножек	$d_f = d_{\text{отв}} + 2 \cdot H^{\setminus\setminus}$		$d_f = m(z - 2h_f^* + 2x)$	
9. Высота головки зуба	$h_a = (d_a - d)/2$		$h_a = (d_a - d)/2$	
10. Высота ножки зуба	$h_f = (d - d_f)/2$		$h_f = (d - d_f)/2$	
11. Хордальная толщина зуба по делительной окружности.	$S_t = d \cdot \Psi(1 - \Psi^2/6);$ $\Psi = \pi/(2 \cdot \pi)$		$S_t = d \cdot \Psi(1 - \Psi^2/6);$ $\Psi = \pi/(2 \cdot \pi)$	
12. Расстояние от хорды до окружности головок	$\bar{h}_a = [d_a - d(1 - \Psi^2/2)]/2$		$\bar{h}_a = [d_a - d(1 - \Psi^2/2)]/2$	

Лабораторная работа №11 Синтез планетарного механизма

Цель работы: ознакомление с конструкциями планетарных механизмов и определение их передаточного отношения теоретическим и графическим методами.

Объект исследования: модели планетарных механизмов.

Краткие теоретические сведения

Планетарным механизмом называют механизм для передачи и преобразования вращательного движения, содержащий зубчатые колеса с перемещающейся в пространстве осью вращения хотя бы одного из них. Основными звеньями являются (рис. 1) зубчатые колеса: солнечное – 1, сателлиты (от лат. "satellitum" – спутник) – 2, корончатое – 3, H – водило, звено, в котором установлены оси сателлитов. Ось OH вращения водила H , совпадающая с осью O_1 центральных колес, является *основной осью* механизма.

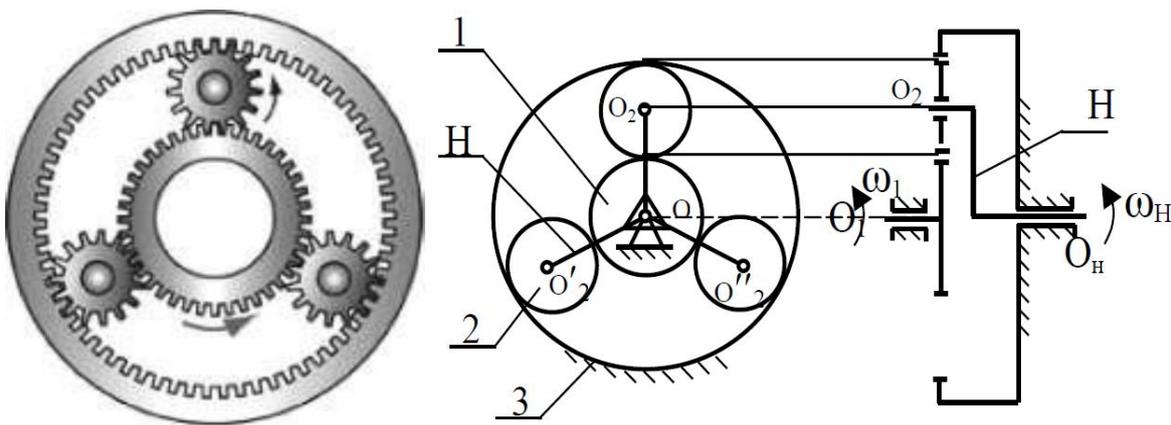


Рис.1. Общий вид и схема планетарного механизма

При вращении солнечного колеса 1 сателлиты 2 будут обкатываться по нему и по корончатому колесу 3, совершая плоское движение. Перемещение осей сателлитов 2 приводит к вращению водила H , которое является выходным звеном данного зубчатого механизма.

Планетарные механизмы обладают ценными свойствами: они имеют меньшие радиальные габариты и массу, работают с меньшим шумом, чем соответствующие зубчатые передачи с неподвижными осями; удобны в сборке и надежны в работе. Основным преимуществом планетарных передач является возможность осуществлять большие передаточные отношения при сравнительно небольших габаритах и высоком к.п.д. Поэтому они получили весьма широкое распространение, найдя применение в приводах транспортных машин, станков, в автомобилях, в

авиации, в приводах многих машинных агрегатов и в разнообразных приборах. Однако планетарные механизмы имеют более сложную конструкцию, требуют повышенной точности изготовления.

На рисунке 2 показаны примеры планетарных механизмов.



Рис. 2. Примеры планетарных механизмов

При степени подвижности планетарного механизма $W = 1$ он называется собственно *планетарным*, а при $W \geq 2$ – *дифференциальным*. Степень подвижности механизма (рис. 1) $W = 3 \times 5 - 2 \times 4 - 6 = 1$.

Простейшие кинематические схемы планетарных механизмов показаны на рис. 3.

При проектировании планетарного механизма решаются задачи определения чисел зубьев колес по заданному передаточному отношению U_{nl} . В зависимости от величины U_{nl} сначала выбирается одна из схем. При этом должны быть обеспечены минимальные радиальные размеры колес механизма и заданное передаточное отношение с достаточной точностью $U_{nl} \pm 3\%$, а также условия работоспособности и сборки.

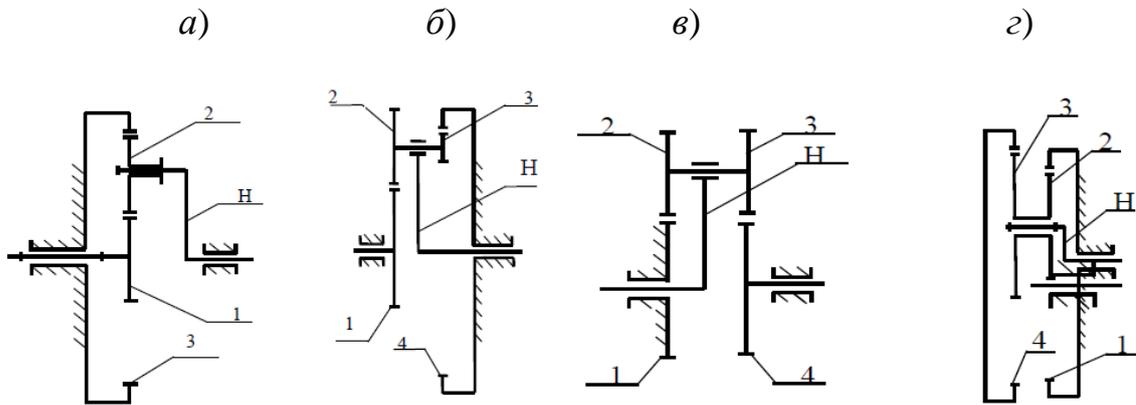


Рис. 3. Схемы планетарных зубчатых механизмов: а) механизм Джеймса; б) механизм со сдвоенными сателлитами; в) механизм Давида; г) механизм со сдвоенными сателлитами и двумя внутренними зацеплениями

Следовательно, для возможности правильного назначения чисел зубьев всех колёс планетарного механизма и обеспечения требуемого передаточного отношения необходимо иметь выражение для определения передаточного отношения $U_{пл}$ для каждой выбранной схемы.

При назначении чисел зубьев колес планетарного механизма необходимо учитывать ряд требований и условий, важнейшие из которых следующие:

1. Числа зубьев z_1, z_2, \dots, z_n должны быть целыми числами.

2. Сочетание чисел зубьев колес должно обеспечивать требуемое передаточное отношение $U_{пл}$ с допустимой точностью $\pm 3\%$.

3. При отсутствии специальных требований желательно использовать в передаче нулевые колеса. Это ограничение записывают в форме отсутствия подреза зубьев: для колес с внешними зубьями, нарезанными стандартным инструментом, $z_i \geq z_{\min} = 17$; для колес с внутренними зубьями – $z_i \geq z_{\min} = 85$.

4. Оси центральных колес и водила H планетарного механизма должны лежать на одной прямой для обеспечения движения точек по соосным окружностям (условие соосности).

5. При расположении сателлитов в одной плоскости, т. е. без смещения в осевом направлении, соседние сателлиты должны быть расположены так, чтобы между окружностями вершин обеспечивался гарантированный зазор (условие соседства)

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin(\pi/k) > z_2 + 2, \text{ где } k - \text{число сателлитов.}$$

6. Сборка нескольких сателлитов должна осуществляться без натягов так, чтобы зубья всех сателлитов одновременно вошли во впадины солнечного и корончатого колес

$$((z_1 \cdot U_{1H})/k) \cdot (1 + k \cdot p) = C_0,$$

где z_1 – число зубьев центрального колеса, k – число сателлитов, p – число оборотов водила, C_0 – целое число.

Порядок синтеза (проектирования) планетарного механизма

Рассмотрим на примере однорядного планетарного механизма (рис. 4).

Дано: $u_{1-H}^{(4)} = 6$, $m = 1$ мм, $k = 3$ – количество сателлитов.

Определить: z_1, z_2, z_3 – ? при минимальном радиальном габарите.

$$u_{1-H}^{(3)} = 1 + z_3/z_1, z_3/z_1 = u_{1-H}^{(3)} - 1 = 6 - 1 = 5.$$

Зададимся числом зубьев z_1 так, чтобы выполнялось условие 2, тогда $z_1 = 18$,
 $z_3 = 5 \cdot 18 = 90 \geq 85$.

Условие соосности механизма:

$$O_1B = O_2B, r_1 + r_2 = r_3 - r_2,$$

$$m \cdot z_1/2 + m \cdot z_2/2 = m \cdot z_3/2 - m \cdot z_2/2,$$

$$z_1 + z_2 = z_3 - z_2, \text{ отсюда } z_2 = (z_3 - z_1)/2 = (90 - 18)/2 = 36.$$

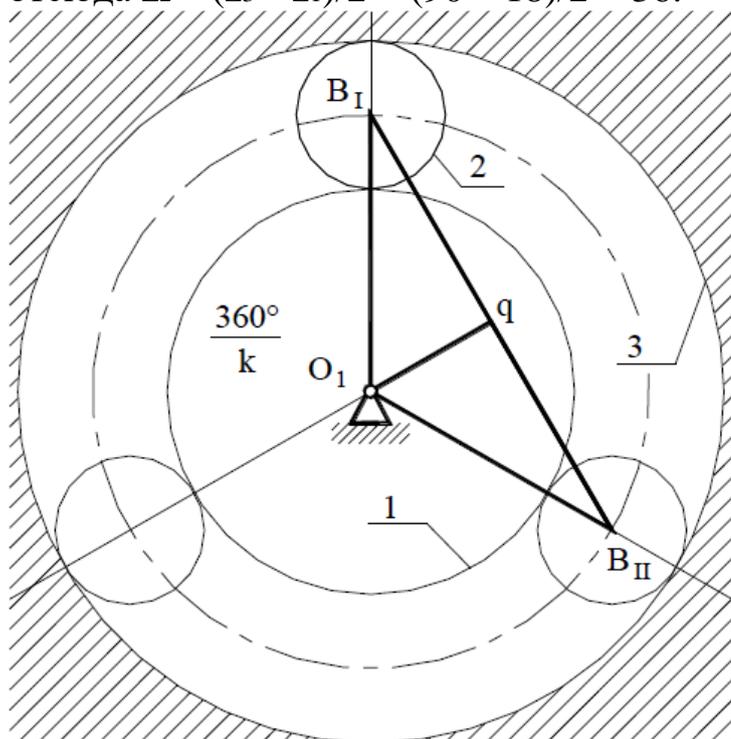


Рис.4. Схема однорядного планетарного механизма

Условие соседства: окружности вершин соседних сателлитов не касаются друг друга $B_I B_{II} > 2 \cdot r_{a2}$.

Рассмотрим треугольник $O_1 B_I q$:

$$B_I B_{II} = 2 B_I q, B_I q / O_1 B_I = \sin(180/k), B_I q = O_1 B_I \cdot \sin(180/k), O_1 B_I = r_1 + r_2 = m \cdot (z_1 + z_2)/2, 2 \cdot B_I q = B_I B_{II} = m \cdot (z_1 + z_2),$$

$r_{a2} = r_2 + x \cdot m + h_a \cdot m - \Delta y \cdot m$, если принять колёса нулевые, то $x \cdot m = 0$ и

$$\Delta y \cdot m = 0, \text{ тогда } r_{a2} = r_2 + h_a \cdot m = m(z_2 + 2h_a), \sin(180/k) > (z_2 + 2h_a)/(z_1 + z_2).$$

Уравнение соседства справедливо.

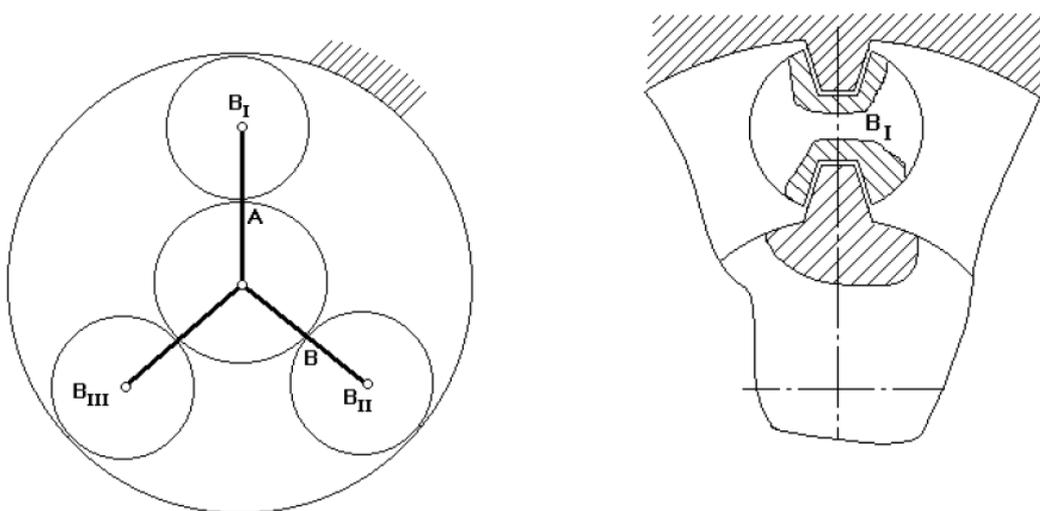


Рис. 5. Схема для условия сборки механизма

Будем считать, что каждый последующий блок сателлитов устанавливается в позиции B_I . Чтобы освободить место, нужно повернуть водило на угол $(360^\circ/k)$.

При установке 1-го сателлита зубья центральных колес ориентированы относительно оси симметрии.

Если на дуге AB укладывается целое число шагов, то при повороте водила на угол $(360^\circ/k)$ зубья центральных колес будут ориентированы относительно оси симметрии точно так же, как и при установке первого сателлита.

Если на указанной дуге не укладывается целое число шагов, то при повороте водила на угол $(360^\circ/k)$ зуб 1-го колеса не встанет на то же место и тогда, чтобы установить следующий сателлит, нужно от позиции B_{II} сделать p дополнительных оборотов водила, чтобы за счёт выборки углового шага правильно ориентировать зубья центральных колес.

Уравнение сборки имеет вид

$$(z_1 \cdot u_{1-H(4)})/k = 1 + k \cdot p = \gamma, \gamma - \text{целое число.}$$

$$\text{Для данного механизма } 18 \cdot 6 \cdot (1 + 3p)/3 = 36(1 + 3p).$$

Условие сборки выполняется при $p = 0$.

После подбора чисел зубьев определяют радиусы делительных окружностей колес:

$$r_1 = m \cdot z_1/2 = 1 \cdot 18/2 = 9 \text{ мм,}$$

$$r_2 = m \cdot z_2/2 = 1 \cdot 36/2 = 18 \text{ мм,}$$

$$r_3 = m \cdot z_3/2 = 1 \cdot 90/2 = 45 \text{ мм.}$$

По полученным данным строится схема механизма в масштабе и проверяется выполнение передаточного отношения.

Если хотя бы одно из условий не выполняется, то необходимо рассмотреть следующий вариант разложения на простые множители.

Если, перебрав все возможные варианты разложения, не удалось подобрать числа зубьев, то допускается изменить заданное передаточное отношение в пределах 10 %.

Графический способ определения передаточного отношения рассмотрим на примере механизма с двумя внешними зацеплениями (редуктор Давида) (рис. 6).

$u_{H-1}^{(4)}$ до 10000 при низком КПД .

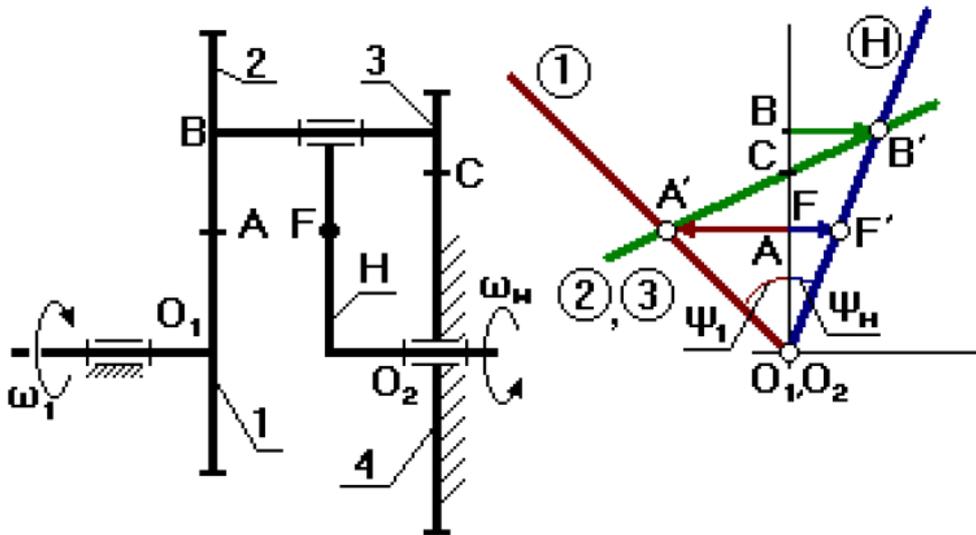


Рис. 6. Редуктор Давида: 1,2 – внешняя зубчатая пара, 3 – колесо, 4 – коронная шестерня, H - водило

Водило H – входное звено, первое колесо – выходное. Выберем на водиле H точку F так, чтобы $O_2F = O_1A$ (валы O_1 и O_2 соосны и вращаются в разные стороны). Точка C может быть выше или ниже точки A. FF' – произвольный отрезок (линейная скорость точки F). Для колёс 2 и 3 точка C – МЦС. Передаточное отношение:

$$u_{H-1}^{(4)} = \omega_H / \omega_1 = (VB / O_2B) / (VF / O_1F) = (BB' / O_2B) / (FF' / O_1F) = \operatorname{tg} \psi_H / \operatorname{tg} \psi_1 = BB' / FF'.$$

Порядок выполнения лабораторной работы

1. Ознакомиться с устройством планетарного механизма.
2. Проверить число зубьев планетарного механизма по условиям соседства и соосности; по заданному передаточному отношению механизма определить число зубьев колеса z_2 или шестерёнок z_1 .
3. Провести графический способ определения передаточного отношения механизма.
4. Вычертить механизм в двух проекциях (см. рис. 1).

Вопросы для самоконтроля

1. Из каких звеньев состоят планетарные механизмы?
2. Какое звено планетарного механизма называют сателлитом?
3. Какое звено планетарного механизма называют водилом?
4. Какое звено планетарного механизма называют солнечным зубчатым

колесом?

5. По какой формуле вычисляют общее передаточное отношение планетарного механизма передачи?

6. Какие звенья планетарного зубчатого механизма называют центральными?

7. Какие достоинства имеют планетарные механизмы по сравнению с простыми зубчатыми передачами?

8. Какие Вы знаете примеры применения планетарных передач в машинах?

9. Чем отличается планетарный механизм от дифференциального зубчатого механизма?

10. Чем отличаются планетарные зубчатые передачи-редукторы от планетарных зубчатых передач-мультипликаторов?

11. В чём состоит условие соосности для планетарных механизмов?

12. Почему при проектировании планетарных механизмов требуется выполнять условие сборки.

13. Для чего необходимо при проектировании планетарных механизмов выполнение условия соседства сателлитов?

Литература

Перечень основной литературы

- 1 Прикладная механика. Теория механизмов и машин Электронный ресурс : учебное пособие / П.М. Вержанский / В.А. Мостаков / М.Н. Вьюшина / А.Д. Бардовский / Б.В. Воронин / П.Я. Бибииков. - Прикладная механика. Теория механизмов и машин, 2019-09-01. - Москва : Издательский Дом МИСиС, 2015. - 96 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks. - ISBN 978-5-87623-889-4
- 2 Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.]. - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548. - Предм. указ.: с. 549-554. - ISBN 978-5-7695-5633-3
- 3 Тимофеев, С. И. Теория механизмов и механика машин : учеб. пособие для вузов / С. И. Тимофеев. - Ростов-на-Дону : Феникс, 2011. - 349 с. : ил. ; 21. - (Высшее образование). - Гриф: Доп. УМО. - Библиогр.: с. 346. - ISBN 978-5-222-17719-8

Перечень дополнительной литературы:

- 1 Гилета, В. П. Теория механизмов и машин. Ч. 1. Структурный и кинематический анализ рычажных механизмов / В.П. Гилета ; Н.А. Чусовитин ; Б.В. Юдин. - Новосибирск : НГТУ, 2013. - 108 с. - ISBN 978-5-7782-2267-0
- 2 Евдокимов, Ю. И. Теория механизмов и машин / Ю.И. Евдокимов, 1, Структура, кинематика и кинетостатика механизмов. - Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2013. - 136 с.
- 3 Капустин, А. В. Теория механизмов и машин / А.В. Капустин ; Ю.Д. Нагибин. - Йошкар-Ола : ПГТУ, 2014. - 68 с. - ISBN 978-5-8158-1351-9
- 4 Кокорева, О. Г. Теория механизмов и машин / О.Г. Кокорева. - Москва : Альтаир-МГАВТ, 2015. - 83 с.
- 5 Кузнецов, Н. К. Теория механизмов и машин : Учебное пособие / Кузнецов Н. К. - Иркутск : Иркутский государственный технический университет, 2014. - 104 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks. - ISBN 978-5-8038-0935-7

Перечень учебно-методического обеспечения

- 1 Кокорева, О. Г. Теория механизмов и машин : Методические рекомендации / Кокорева О. Г. - Москва : Московская государственная академия водного транспорта, 2015. - 47 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks.
- 2 Кокорева, О. Г. Теория механизмов и машин : Методические рекомендации по выполнению курсового проекта / Кокорева О. Г. - Москва : Московская государственная академия водного транспорта, 2015. - 52 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks.

Перечень ресурсов информационно-телекоммуникационной сети «Интернет», необходимых для освоения дисциплины (модуля):

- 1 catalog.ncstu.ru – Электронный каталог фолиант СКФУ
- 2 <http://window.edu.ru/> – Единое окно доступа к образовательным ресурсам.
- 3 www.biblioclub.ru – Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека онлайн».
- 4 www.e.lanbook.com – Электронно-библиотечная система «Лань»
- 5 www.library.stavsu.ru – Электронная библиотека и электронный каталог научной библиотеки СКФУ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению лабораторных работ
по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Составители

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Невинномысский технологический институт (филиал)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению практических работ
по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Невинномысск 2020

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями ФГОС ВО и рабочей программы дисциплины «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН». Указания предназначены для студентов направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование. Приведены примеры решения задач.

Составители

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент

С о д е р ж а н и е

Введение	4
Практическая работа 1. Рычажные механизмы	5
Практическая работа 2. Кулачковые механизмы	8
Практическая работа 3. Фрикционные механизмы	11
Практическая работа 4. зубчатые механизмы	13
Практическая работа 5 Механизмы с гибкими звеньями	17
Практическая работа 6. Клиновые и винтовые механизмы	18
Практическая работа 7. Механизмы с гидравлическими и пневматическими устройствами	19
Практическая работа 8. Структурный анализ механизмов	21
Практическая работа 9. Структурный анализ пространственных механизмов	30
Практическая работа 10. Кинематический анализ зубчатых механизмов	39

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания и задания по курсу теории механизмов и машин составлены в соответствии с программой данного курса, читаемого в ФГАОУ ВО «СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ», Невинномысский технологический институт (филиал).

Ведущей отраслью современной техники является машиностроение. Прогресс машиностроения определяется созданием новых высокопроизводительных и надежных машин. Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов многих научных дисциплин и, в первую очередь, теории механизмов и машин.

По мере развития машин содержание термина "машина" изменялось. Для современных машин дадим следующее определение: *машина есть устройство, создаваемое человеком для преобразования энергии, материалов и информации с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности и частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях.*

По выполняемым машинами функциям их делят на следующие классы:

- 1) Энергетические машины
- 2) Транспортные машины
- 3) Технологические машины
- 4) Контрольно-управляющие машины
- 5) Логические машины
- 6) Кибернетические машины

Определение термина "механизм" неоднократно менялось по мере того, как появлялись новые механизмы.

Механизм есть система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других тел. Если в преобразовании движения кроме твердых тел участвуют жидкие или газообразные тела, то механизм называется соответственно гидравлическим или пневматическим. С точки зрения функционального назначения механизмы делятся на следующие виды:

- 1) Механизмы двигателей и преобразователей
- 2) Передаточные механизмы
- 3) Исполнительные механизмы
- 4) Механизмы управления, контроля и регулирования
- 5) Механизмы подачи, транспортировки и сортировки обрабатываемых изделий и объектов
- 6) Механизмы автоматического счета, взвешивания и упаковки готовой продукции

Основным признаком механизма является преобразование механического движения. Механизм входит в состав многих машин, т. к. для преобразования энергии, материалов и информации требуется обычно преобразование движения получаемого от двигателя. Нельзя отождествлять понятия "машина" и "механизм". Во-первых, кроме механизмов в машине всегда имеются дополни-

тельные устройства, связанные с управлением механизмами. Во-вторых, есть машины, в которых нет механизмов. Например, в последние годы созданы технологические машины, в которых каждый исполнительный орган приводится в движение от индивидуального электро- или гидродвигателя.

При описании механизмов, они были разделены на отдельные группы по признаку их конструктивного оформления (рычажные, кулачковые, фрикционные, зубчатые и др.)

Механизмы образуются последовательным присоединением звеньев к начальному механизму.

ЗВЕНО – одна или несколько неподвижно соединенных друг с другом деталей, входящих в механизм и движущихся, как одно целое.

ВХОДНОЕ ЗВЕНО – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Входное звено соединено с двигателем либо с выходным звеном другого механизма.

ВЫХОДНОЕ ЗВЕНО – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Выходное звено соединено с исполнительным устройством (рабочим органом, указателем прибора), либо со входным звеном другого механизма.

Звенья соединяются друг с другом подвижно посредством кинематических пар: вращательных (шарнир) и поступательных (ползун).

ТРАЕКТОРИЯ движения точки (звена) – линия перемещения точки в плоскости. Это может быть прямая линия или кривая.

Практическая работа 1. РЫЧАЖНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Рычажными механизмами называют механизмы, в которые входят жесткие звенья, соединенные между собой вращательными и поступательными кинематическими парами. Простейшим рычажным механизмом является двухзвенный механизм, состоящий из неподвижного звена-стойки **2** (*Рис.1.1*) и подвижного рычага **1**, имеющего возможность вращаться вокруг неподвижной оси (обычно это начальный механизм).

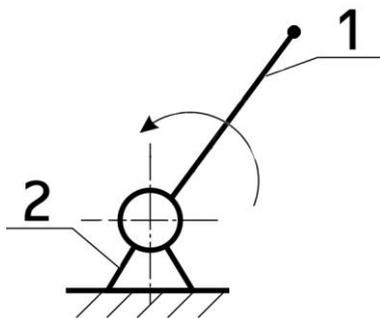


Рис.1.1 Двухзвенный рычажный механизм

К двухзвенным рычажным механизмам относятся механизмы многих ротационных машин: электродвигателей, лопастных турбин и вентиляторов. Механизмы всех этих машин состоят из стойки и вращающегося в неподвижных подшипниках звена (ротора).

Более сложными рычажными механизмами являются механизмы, состоящие из четырех звеньев, так называемые четырёхзвенные механизмы.

На **Рис.1.2** показан механизм шарнирного четырехзвенника, состоящего из трех подвижных звеньев 1, 2, 3 и одного неподвижного звена 4. Звено 1, соединенное со стойкой, может совершать полный оборот и носит название кривошипа. Такой шарнирный четырехзвенник, имеющий в своем составе один кривошип и одно коромысло называется кривошипно-коромысловым механизмом, где вращательное движение кривошипа посредством шатуна преобразуется в качательное движение коромысла. Если кривошип и шатун вытянуты в одну линию, то коромысло займет крайнее правое положение, а при наложении друг на друга – левое.

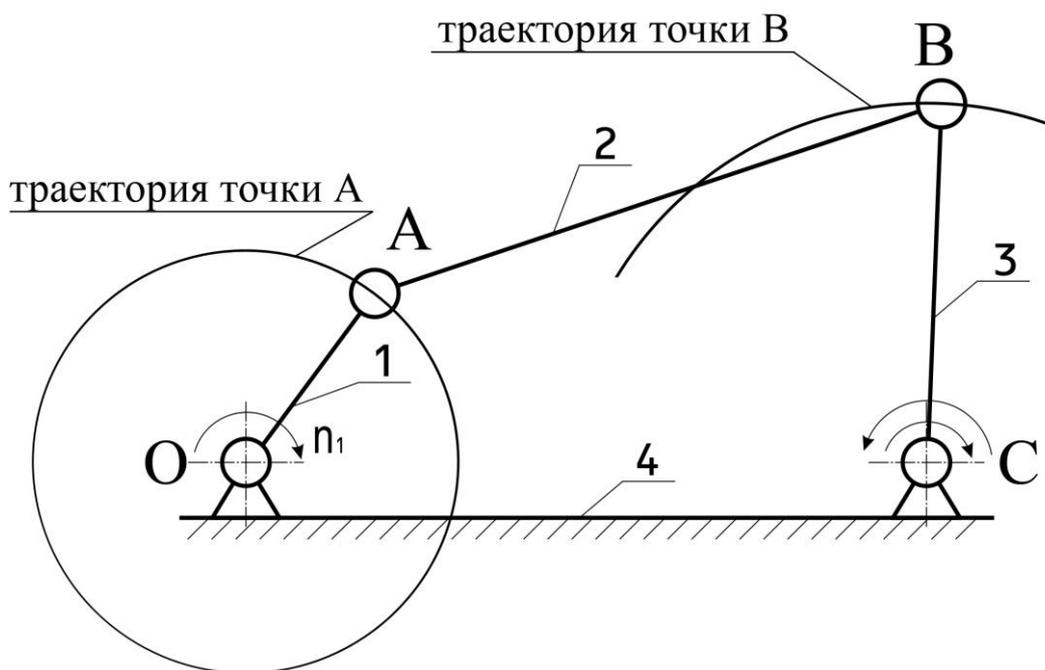


Рис. 1.2 Механизм шарнирного четырехзвенника

Примером такого механизма является механизм представленный на **Рис.1.3**, где звено 1 – кривошип (входное звено), звено 2 – шатун, звено 3 – коромысло. Точка M_S двигаясь по кривой $M_1 - M'_1$ описывает траекторию $\alpha - \alpha$. Одни траектории могут быть воспроизведены рычажными механизмами теоретически точно, другие – приближенно, с достаточной для практики степенью точности.

Рассматриваемый механизм, называемый симметричным механизмом Чебышева, часто применяют в качестве кругового направляющего механизма, у которого $AB = BC = BM = 1$. При указанных соотношениях

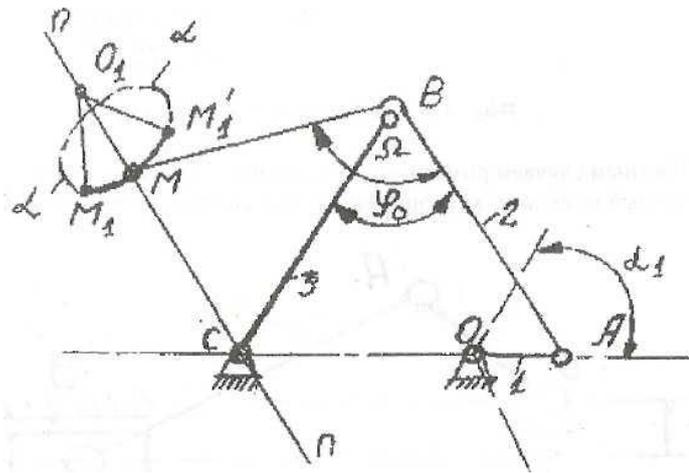


Рис. 1.3 Кривошипно-коромысловый механизм

точка M шатуна AB описывает траекторию, симметричную относительно оси $n-n$. Угол наклона оси симметрии к линии центров CO определяется: $\angle MCO = \pi - \Omega / 2$. Часть траектории точки M является дугой окружности радиуса O_1M , что может быть использовано в механизмах с остановкой выходного звена.

Другим примером четырехзвенника является широко распространенный в технике кривошипно-ползунный механизм (**Рис. 1.4**).

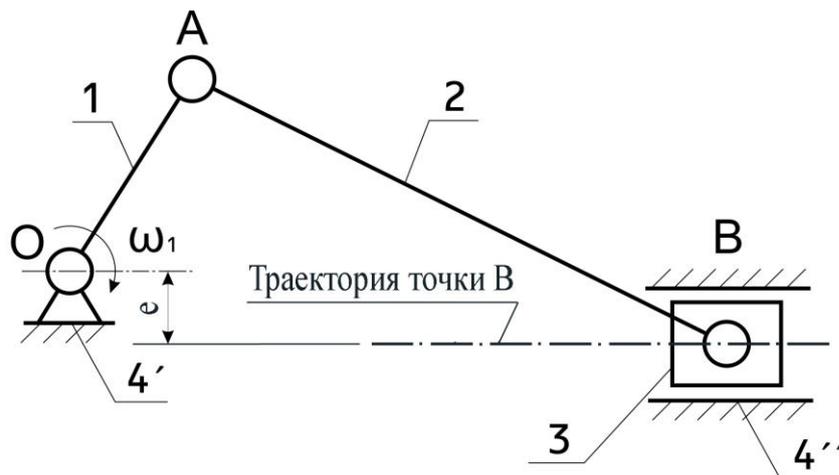


Рис. 1.4 Кривошипно-ползунный механизм

В этом механизме вместо коромысла устанавливается ползун, движущийся в неподвижной направляющей. Этот кривошипно-шатунный механизм применяют в поршневых двигателях, насосах, компрессорах и т.д. Если эксцентриситет e равен нулю, то получим центральный кривошипно-ползунный механизм или аксиальный. При e не равном нулю кривошипно-ползунный механизм называется нецентральным или дезаксиальным. Здесь вращение кривошипа OA через шатун AB преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна. Естественно крайние положения ползуна, будут при расположении кривошипа и шатуна в одну линию.

Если в рассмотренном механизме заменить неподвижную направляющую на подвижную, которая называется кулисой, то получим четырёхзвенный кулисный механизм с кулисным камнем. Примером такого механизма может служить кулисный механизм строгального станка (**Рис.1.5**). Кривошип I , вра-

щаяся вокруг оси, через кулисный камень 2 заставляет кулису 3 совершать качательное движение. При этом кулисный камень относительно кулисы движется возвратно-поступательно.

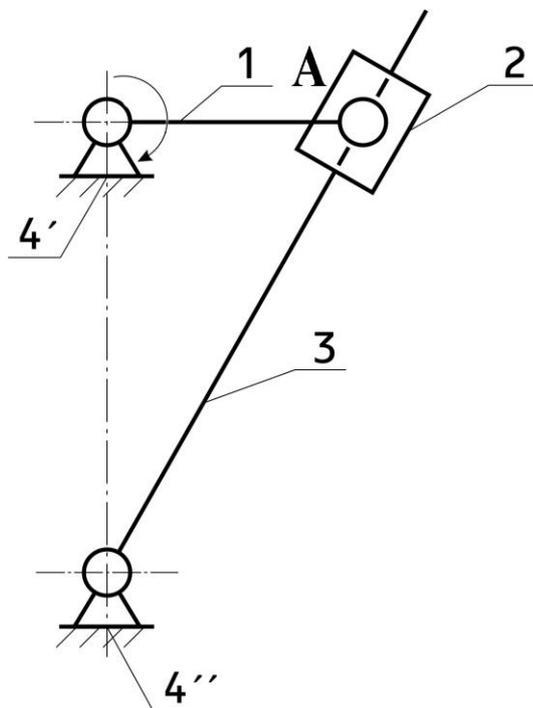


Рис. 1.5 Четырехзвенный кулисный механизм

Крайние положения кулисы будут при перпендикулярном расположении к ней кривошипа. Построить такие положения просто: изображается окружность радиусом равным длине кривошипа (траектория движения точки А), и проводятся касательные из оси вращения кулисы.

Таким образом звенья могут совершать *поступательное, вращательное* или *сложное* движения.

Практическая работа 2. КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Широкое распространение в технике получили кулачковые механизмы. Простейший кулачковый механизм – трехзвенный, состоящий из кулачка, толкателя и стойки. Входным звеном чаще всего бывает кулачок. Кулачковые механизмы бывают как плоскими, так и пространственными.

Плоские кулачковые механизмы для удобства рассмотрения разобьем на механизмы в зависимости от движения выходного звена на два вида:

1. Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем (ползуном).
2. Кулачковый механизм с поворачивающимся толкателем (коромыслом).

Пример первого кулачкового механизма показан на **Рис.2.1**. Кулачок 1, вращаясь с заданной угловой скоростью, действует на ролик 3 и заставляет толкатель 2 в виде ползуна двигаться в направляющих возвратно-поступательно.

На **Рис.2.2** приведена схема кулачкового механизма с поворачивающимся толкателем (коромыслом). Кулачок 1, вращаясь с заданной угловой скоростью ω_1 , действует на толкатель 2 и заставляет последний вращаться вокруг оси

вращения А.

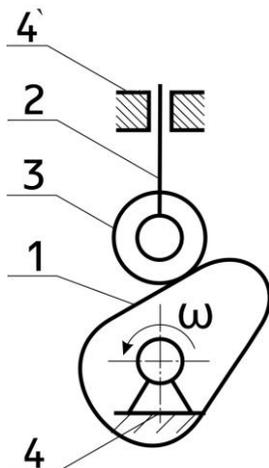


Рис.2.1 Механизм с поступательно-движущимся толкателем

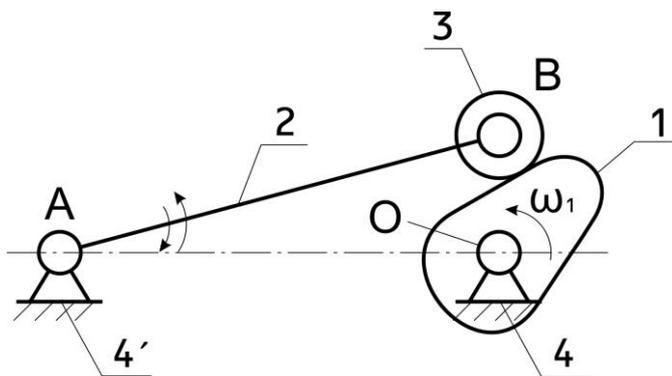


Рис.2.2 Кулачковый механизм с поворачивающимся толкателем

Кулачковые механизмы имеют разновидности в зависимости от геометрических форм элемента выходного (ведомого) звена и взаимного расположения толкателя и кулачка. Например, кулачковый механизм, показанный на **Рис.2.1** может иметь разные виды ведомых звеньев (**Рис.2.3**).

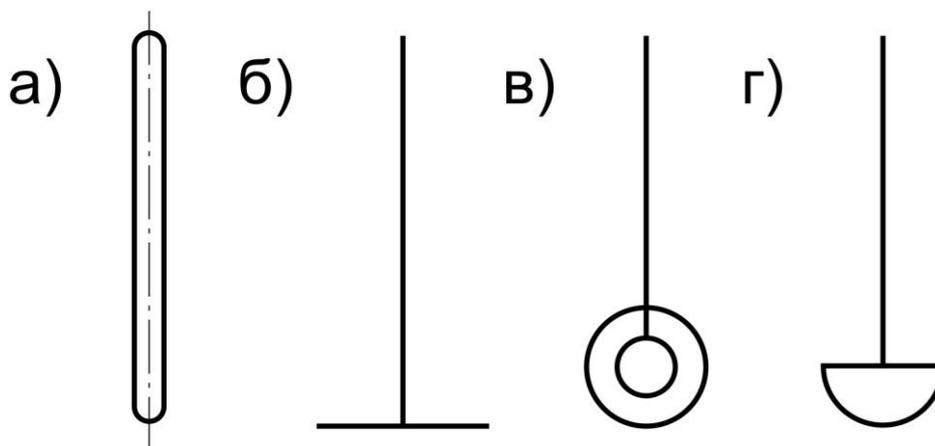


Рис.2.3 Виды ведомых звеньев, применяемые для кулачковых механизмов с поступательно движущимся выходным звеном:

- а) толкатель с острием; б) с плоскостью; в) толкатель с роликом;
- г) толкатель со сферическим наконечником.

Кулачковые механизмы с поступательно движущимся ведомым звеном можно разделить на:

а) кулачковые механизмы с центральным толкателем, у которых направление движения толкателя совпадает с осью вращения кулачка (**Рис.2.4**);

б) кулачковые механизмы со смещенным толкателем (дезаксиальные), если ось толкателя отстоит на расстояние e – дезаксиал от оси вращения кулачка (**Рис.2.5**).

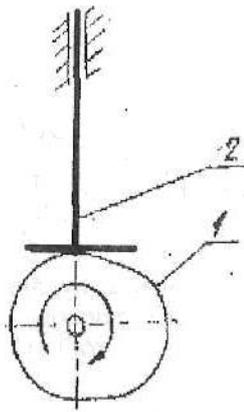


Рис.2.4 Кулачковый механизм с центральным толкателем

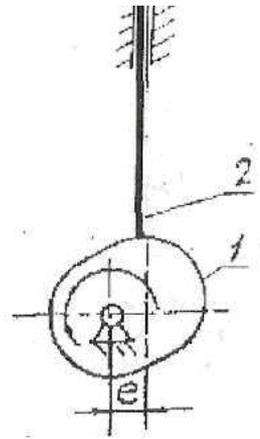


Рис.2.5 Кулачковый механизм со смещенным толкателем

При работе кулачковых механизмов необходимо, чтобы было постоянное соприкосновение ведущего и ведомого звеньев. Это может быть обеспечено либо **силовым замыканием**, чаще всего с помощью пружин (**Рис.2.6**), либо **геометрически**, если выполнить профиль кулачка **1** в форме **паза**, боковые поверхности которого воздействуют на ролик **3** толкателя **2**.

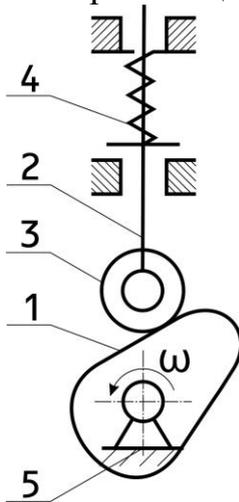


Рис.2.6 Кулачковый механизм с силовым замыканием

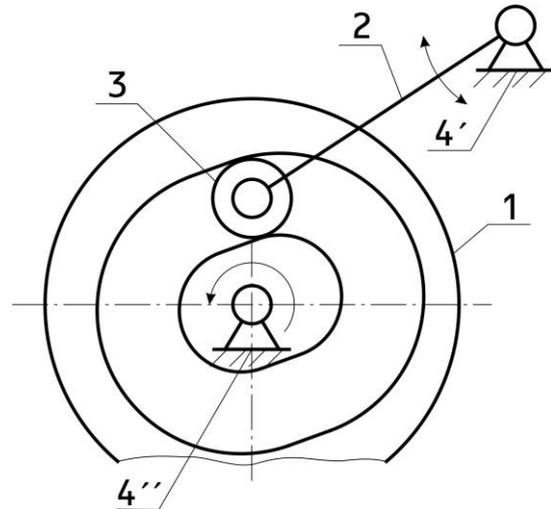


Рис.2.7 Кулачковый механизм с геометрическим замыканием

Пазовый кулачок обеспечивает геометрическое замыкание высшей пары кулачкового механизма (**Рис.2.7**).

Все рассмотренные выше кулачковые механизмы плоские. Часто встречаются пространственные кулачковые механизмы, которые весьма разнообразны по конструктивному оформлению. Наиболее распространенными пространственными кулачковыми механизмами являются механизмы барабанного типа (**Рис.2.8**). Цилиндрический кулачок **1** с профильным пазом, обеспечивающим кинематическое замыкание высшей пары, вращается с постоянной угловой скоростью и через ролик **3** сообщает качательное движение толкателю **2**, закон изменения которого зависит от очертания паза.

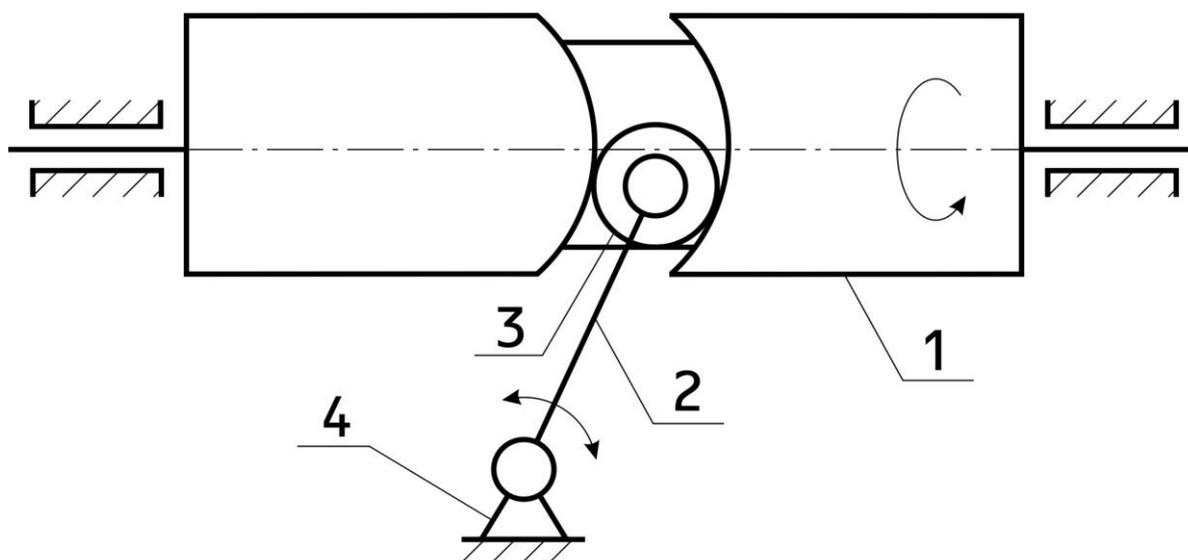


Рис.2.8 Пространственный кулачковый механизм барабанного типа

Практическая работа 3. ФРИКЦИОННЫЕ МЕХАНИЗМЫ

В фрикционных механизмах передача вращательного движения между звеньями (катками – роликами) осуществляется вследствие трения возникающего между ними. На *Рис.3.1* показан фрикционный механизм с цилиндрическими катками. Передача движения от ведущего катка *1* к ведомому катку *2* осуществляется силой трения, возникающей под действием пружины с силой равной Q .

Нами рассмотрен фрикционный механизм с цилиндрическими катками для передачи вращательного движения между параллельными валами. В передачах же с пересекающимися осями применяют фрикционные механизмы с коническими катками.

Достоинствами фрикционной передачи являются плавность работы и возможность осуществления бесступенчатого изменения передаточного отношения, а также реверсирования. Поэтому фрикционные передачи широко применяют в машиностроении в качестве вариаторов. Простейший вариатор, называемый лобовым (*Рис.3.2*), состоит из диска *1* и ролика *2*.

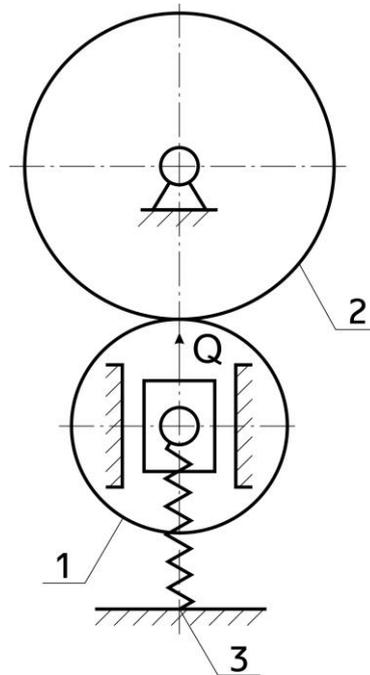


Рис.3.1 Фрикционный механизм с цилиндрическими катками

Ролик можно смещать вдоль оси O_2 , следствием чего точка контакта M может занимать различные положения, определяемые расстоянием x . Это позволяет плавно регулировать величину и направление угловой скорости выходного звена.

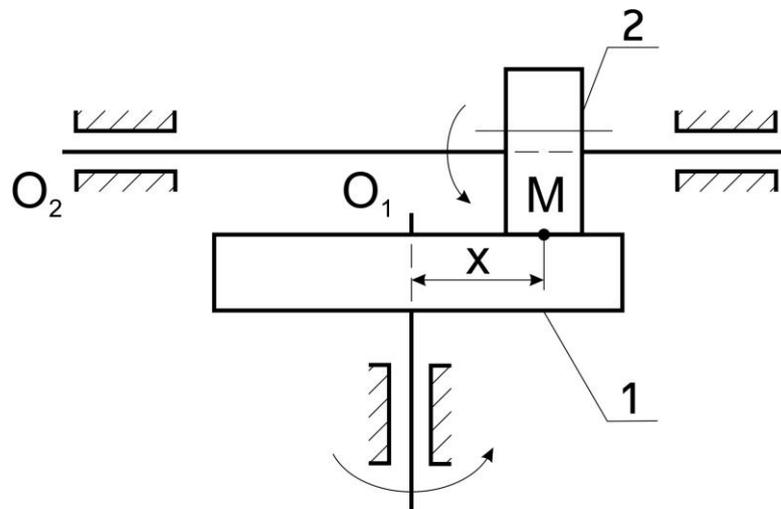


Рис.3.2 Лобовая фрикционная передача

В качестве вариаторов можно применять также фрикционные механизмы с коническими барабанами.

В процессе эксплуатации фрикционных механизмов, вследствие перегрузки или попадания масла на них, может наблюдаться проскальзывание одного катка относительно другого. Поэтому фрикционные механизмы не обеспечивают постоянства передаточного отношения между ведущим и ведомым валами, что является существенным недостатком, который отсутствует у зубчатых механизмов.

Практическая работа 4. ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Самое широкое применение в машинах и приборах находят зубчатые механизмы которые позволяют передавать вращательные движения от одного вала к другому с заданными угловыми скоростями.

В зависимости от расположения осей валов, между которыми осуществляется вращательное движение при постоянном значении передаточного отношения, различают передачи:

1. При параллельных валах
2. При пересекающихся валах
3. При скрещивающихся валах

1) На **Рис.4.1** показаны цилиндрические колеса с внешним зацеплением, а на **Рис.4.2** изображены цилиндрические колеса с внутренним зацеплением, где зубья одного из колес расположены по внутренней поверхности.

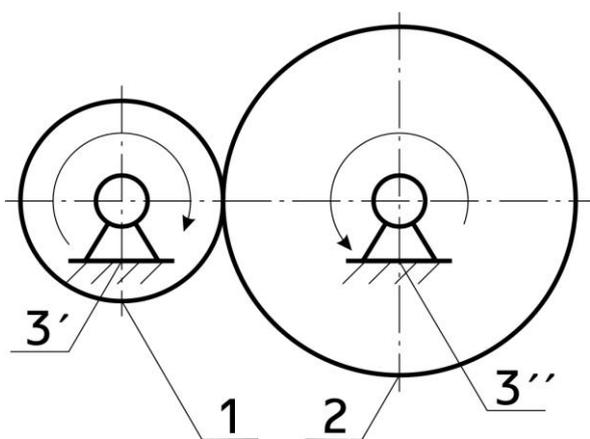


Рис.4.1 Зубчатый механизм с внешним зацеплением

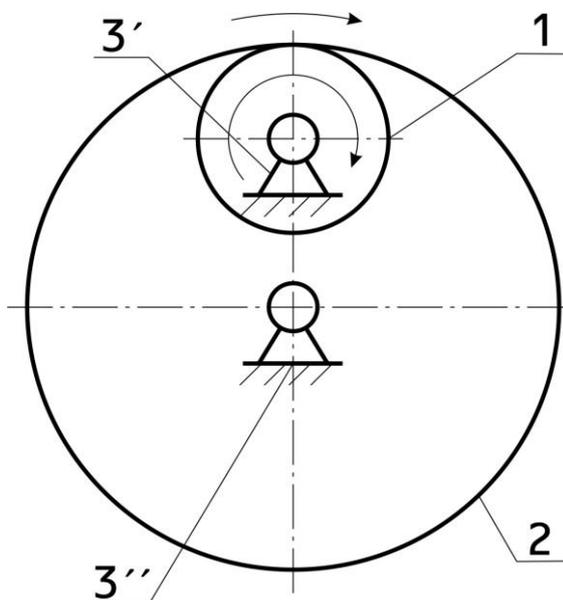


Рис.4.2 Зубчатый механизм с внутренним зацеплением

Наряду с прямозубыми, широкое распространение получили зубчатые колеса с косыми и шевронными зубьями.

Зубчатый механизм с реечным зацеплением имеет в составе зубчатую рейку **1** и зубчатое колесо **2** (**Рис.4.3**).

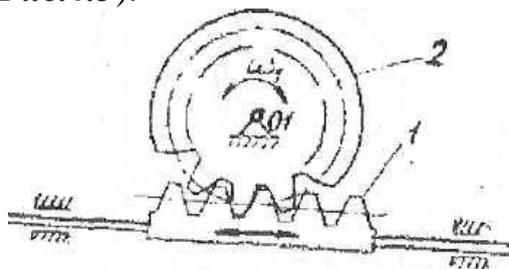


Рис.4.3 Зубчатый механизм с реечным зацеплением

- 2) При пересекающихся валах применяют конические колеса (**Рис.4.4**) с

прямыми зубьями, а также с косыми, криволинейными и круглыми.

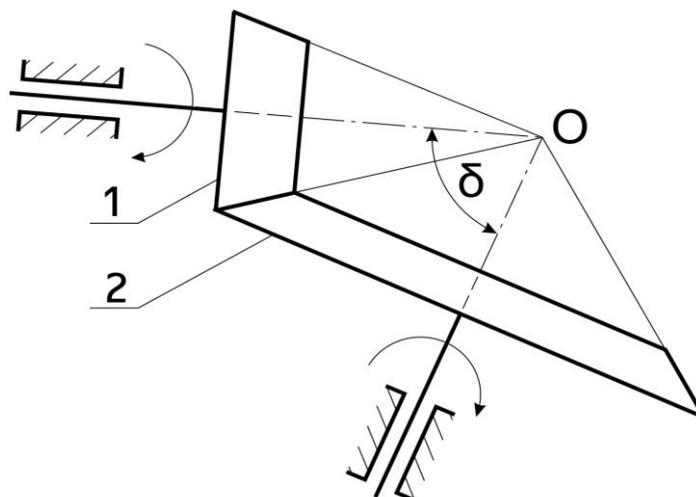


Рис.4.4 Коническая зубчатая передача

3) При скрещивающихся валах используется червячная передача (**Рис.4.5**), у которой входным звеном является червяк **1**, а также могут применяться винтовые конические (гипоидные) колеса и винтовые цилиндрические (геликоидальные) колеса.

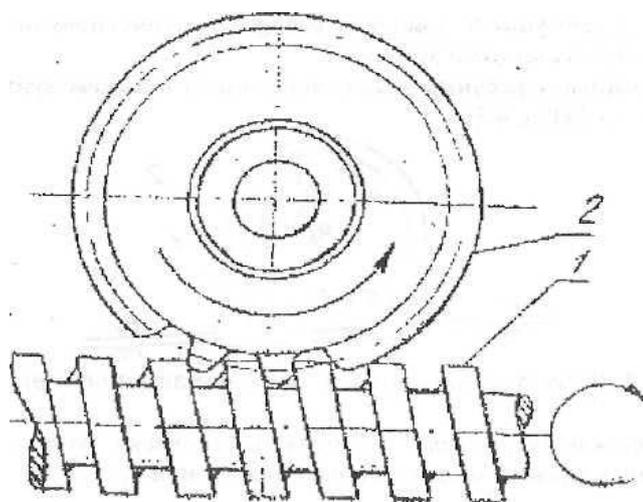


Рис.4.5 Червячная передача

По форме зуба передачи классифицируются:

- зубчатые передачи с эвольвентным профилем зубьев;
- передачи с циклоидным профилем зуба;
- косозубые передачи с зацеплением Новикова М.Л., имеющем в нормальном сечении круговой профиль зуба.

Зубчатые передачи осуществляются не только в виде отдельной пары зубчатых колес в одноступенчатой передаче, но и в более сложных комбинациях, образуя сложные механизмы. Различают два вида таких механизмов: многоступенчатые зубчатые механизмы с неподвижными осями и зубчатые механизмы с колесами, имеющими подвижные оси.

1. **Многоступенчатые** зубчатые механизмы с неподвижными осями подразделяются на рядовые и ступенчатые зубчатые механизмы.

1.1 Рядовое соединение зубчатых колес представляет собой последовательное соединение нескольких зубчатых колес (**Рис.4.6**).

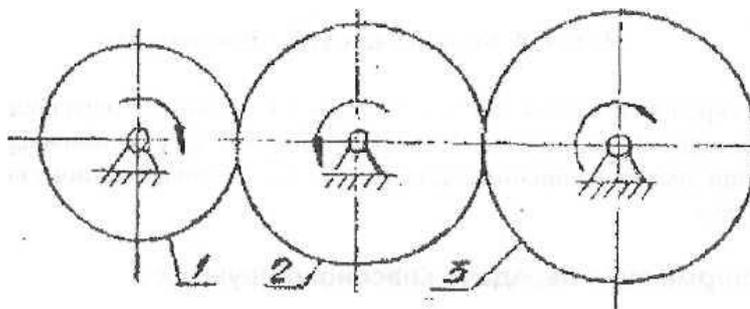


Рис.4.6 Рядовое соединение зубчатых колес

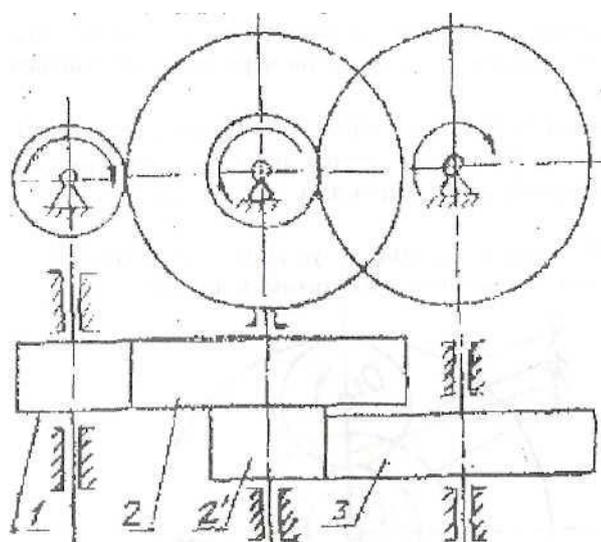


Рис.4.7 Двухступенчатый зубчатый механизм

1.2 В ступенчатых зубчатых механизмах последовательно соединяются несколько пар колес (**Рис.4.7**), так что на осях может быть помещено более одного колеса.

2. **Специальные** многоступенчатые механизмы имеют некоторые зубчатые колеса с подвижными осями (**Рис.4.8**). Здесь на подвижной оси O_2 находится колесо 2, которое при вращении водила H вокруг центральной оси O_1 обегает неподвижное (опорное) колесо 3 и вращается вокруг собственной оси.

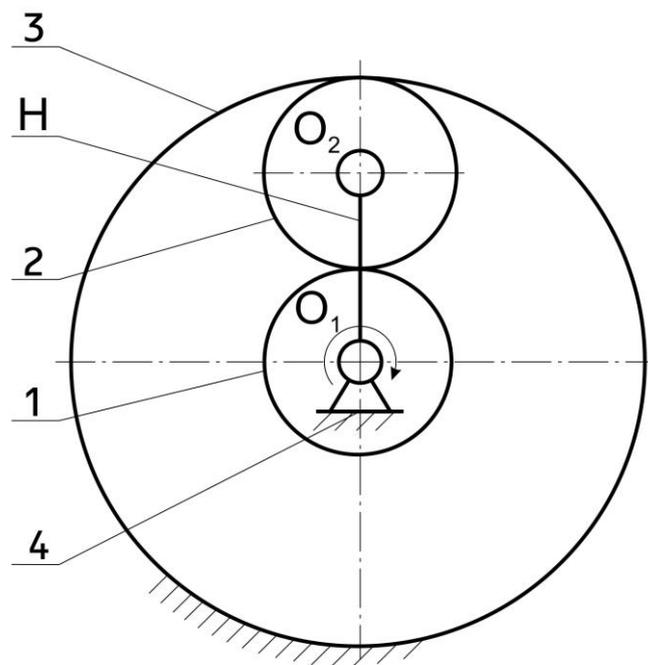


Рис.4.8 Планетарный зубчатый механизм

Колеса **1** и **3** называются центральными колесами (солнечным и корончатым), колесо **2** сателлит или планетарное колесо. Рассматриваемый зубчатый механизм называется **планетарным** и имеет одну степень под-

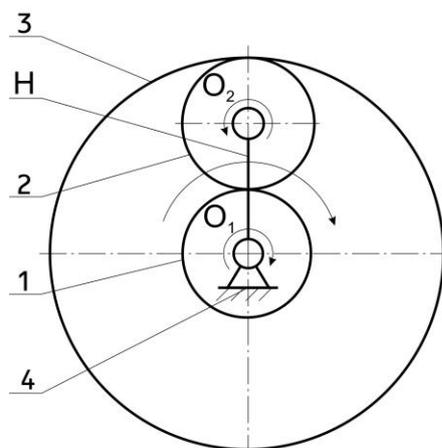


Рис.4.9 Дифференциальный механизм

вижности, т.к. имеется неподвижное колесо **3**. Достаточно задать закон движения одному звену, чтобы все остальные звенья двигались определенно и целесообразно.

Иными словами работу механизма следует описать так: центральное колесо **1** сообщает движение сателлиту **2**, который обкатывается по колесу **3** и увлекает за собой по часовой стрелке водило.

Планетарные механизмы компактны и используются для значительного уменьшения числа оборотов на выходе, при этом передаточные отношения могут быть более тысячи,

Планетарные механизмы, в которых все колеса подвижны, обладают двумя степенями подвижности и называются **дифференциальными** механизмами

(*Рис.4.9*). Такой механизм должен иметь заданными законы движения двух звеньев.

К зубчатым механизмам относятся и **устройства прерывистого движения**: храповые механизмы, мальтийские механизмы и другие.

Практическая работа 5 МЕХАНИЗМЫ С ГИБКИМИ ЗВЕНЬЯМИ

Кроме механизмов с твердыми звеньями, рассмотренными нами выше, в качестве промежуточных звеньев применяются гибкие звенья (ремни, канаты, цепи, ленты и т.д.). Механизмы с гибкими звеньями применяются при значительных межосевых расстояниях.

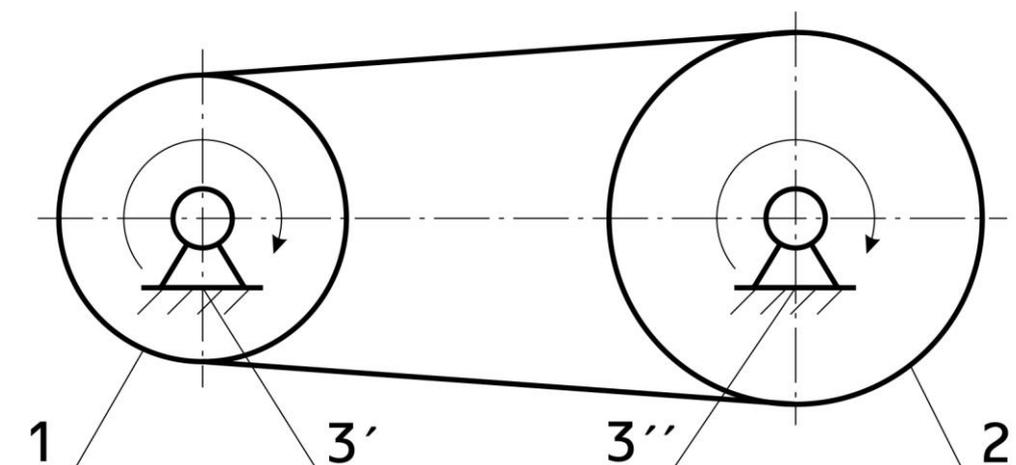


Рис.5.1 Открытая ременная передача

Ременные передачи по конструктивному оформлению подразделяются на:

- 1.Передачи с параллельными осями валов.
- 2.Передачи с непараллельными осями валов.

На *Рис.5.1* показан простейший пример открытой ременной передачи, у которой вращение шкивов *1* и *2* происходит в одном и том же направлении. Передача ремнем осуществляется за счет трения возникающего между шкивом и ремнем. **Ремень может быть плоский, клиновой или зубчатый.**

В перекрестной ременной передаче (*Рис.5.2*) вращение шкивов *1* и *2* происходит в разных направлениях.

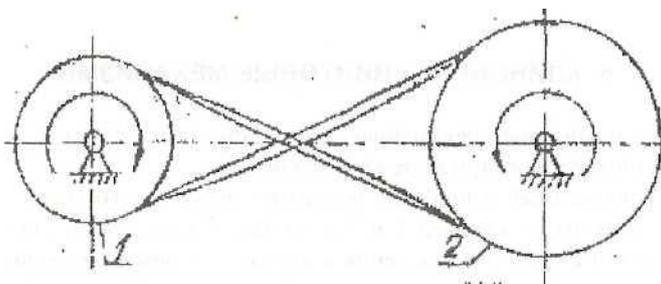


Рис.5.2 Перекрестная ременная передача

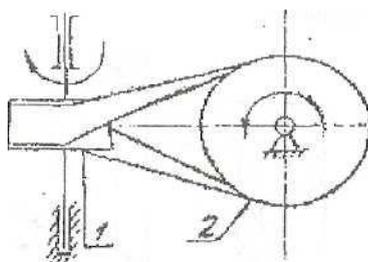


Рис.5.3 Полуперекрестная ременная передача

Примерами передачи с непараллельными осями валов может служить полуперекрестная ременная передача (**Рис.5.3**), применяемая при передаче вращения между скрещивающимися валами.

Для обеспечения необходимой силы трения между ремнем и шкивами, ремень должен быть натянут. Простейшее натяжное приспособление показано на **Рис.5.4**, где ролик **3** установлен на рычаге **4**, который вращается вокруг оси **В**. На противоположном плече рычага закреплен груз **5**, перемещением которого вдоль рычага достигается регулировка силы натяжения.

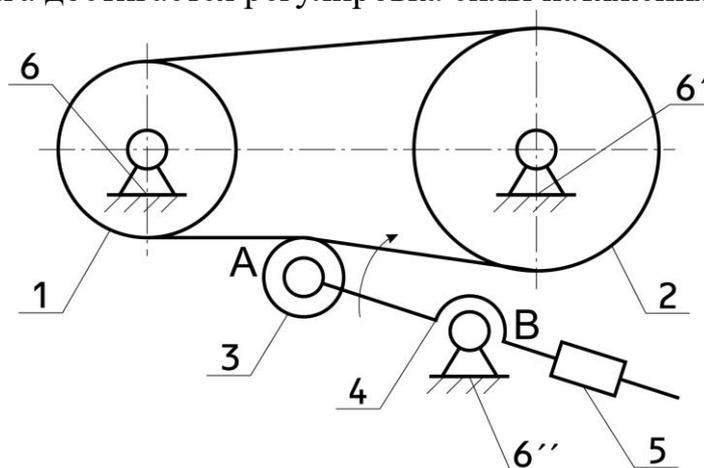


Рис.5.4 Открытая ременная передача с натяжным роликом

Практическая работа 6. КЛИНОВЫЕ И ВИНТОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Эти механизмы трехзвенные. Они состоят из стойки и двух подвижных звеньев, образующих три кинематические пары.

1) Трехзвенный клиновый механизм простейшего вида, показанный на **Рис.6.1**, состоит из клиньев **1** и **2** и стойки **3**. Он служит для преобразования одного прямолинейного движения в другое. Например, в механизме клинчатого пресса, клин **1**, движущийся под действием силы F_1 , перемещает вверх клин **2**, преодолевая усилие F_2 . Эти механизмы применяются для различного вида прессов, поглощающих аппаратов железнодорожных автосцепок, зажимов, механизмов подачи деталей и т.д.

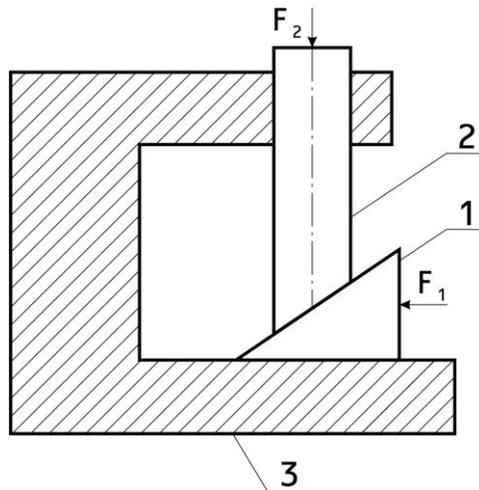


Рис.6.1 Простой клиновый механизм

2) Трехзвенный винтовой механизм (**Рис.6.2**) состоит из винта **1**, гайки **2** и стойки **3**. Он предназначен для преобразования вращательного движения винта в поступательное движение гайки по направляющим стойки. Винтовой механизм, иначе называемый передачей винт - гайка, применяют для осуществления перемещений, связанных с теми или иными технологическими процессами (винты прессов, ходовые винты станков, домкраты, струбцины, съемники и т. д.).

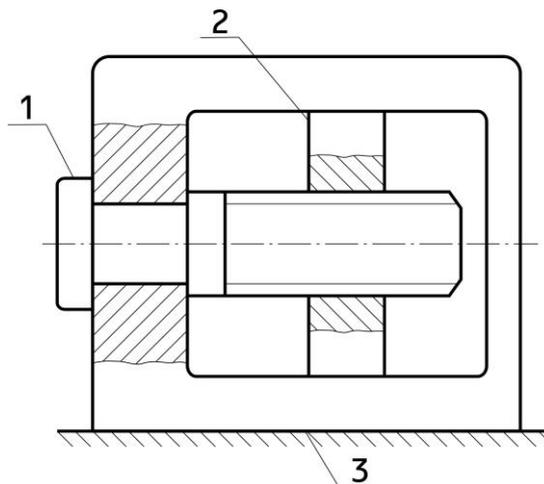


Рис.6.2 Трехзвенный винтовой механизм

Практическая работа 7. МЕХАНИЗМЫ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ И ПНЕВМАТИЧЕСКИМИ УСТРОЙСТВАМИ

Простейший механизм с гидравлическим устройством является гидравлический пресс (**Рис.7.1**). Его можно рассматривать как четырехзвенный механизм, в котором ведущим звеном может быть один из поршней, например **1**, ведомым — поршень **2**. Жидкость **3** является звеном, передающим движение от ведущего к ведомому поршню с выигрышем в силе. Здесь емкость **4** — стойка.

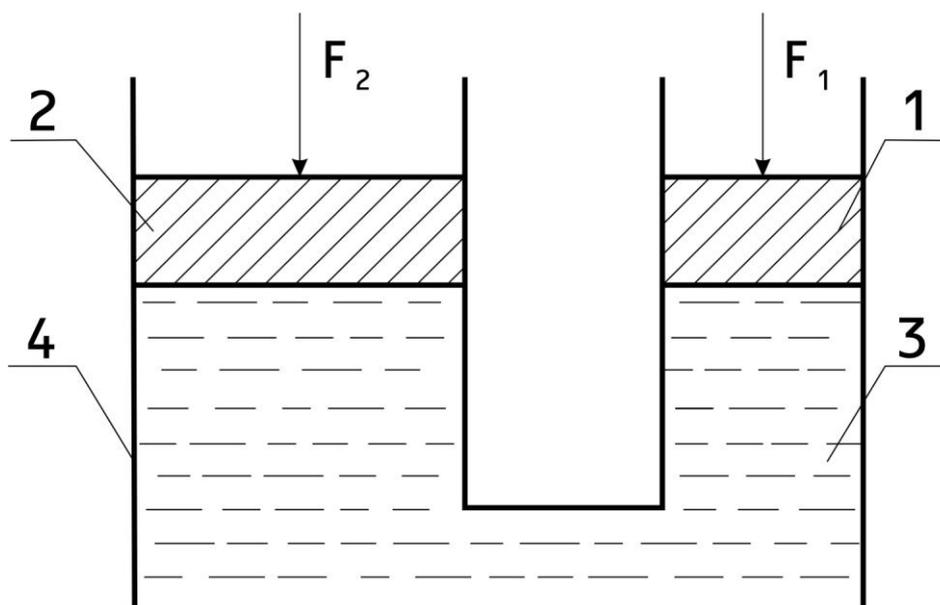


Рис. 7.1 Гидравлический пресс

Аналогичное устройство имеют многие механизмы, в которых используется сжатый воздух, например, различные станочные приспособления, инструменты.

Практическая работа 8. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Задача 1.

Структурный анализ - это раздел курса, в котором изучается строение механизмов, т.е. исследуется, из каких звеньев состоит механизм, каким образом соединяются звенья в кинематическую цепь, какова степень подвижности механизмов.

Механизмом называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

Твердое тело, входящее в состав механизма, называется звеном. Звено может состоять из одной или нескольких неподвижно соединенных деталей.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется *кинематической парой*. Кинематические пары классифицируют по числу степеней свободы или по числу условий связи. В зависимости от вида элементов кинематических пар они подразделяются на высшие и низшие.

Система звеньев, образующих между собой кинематические пары, называется *кинематической цепью*. Различают замкнутые и незамкнутые кинематические цепи. Если известные ранее механизмы представляли собой замкнутые кинематические цепи, то некоторые современные механизмы (например, механизмы манипуляторов) образованы из незамкнутых кинематических цепей.

В каждом механизме есть одно неподвижное (или принимаемое за неподвижное) звено, называемое *стойкой*.

Из неподвижных звеньев выделяют входные и выходные. Входному звену сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, называется *выходным звеном* (ранее звенья с указанным функциональным назначением назывались соответственно *ведущим* и *ведомым*).

Число степеней свободы пространственных и плоских механизмов определяются соответственно по формулам Малышева и Чебышева.

Механизмы разделяются на плоские и пространственные. Плоским называется механизм, все подвижные звенья которого совершают движения, параллельные одной и той же неподвижной плоскости.

К основным видам механизмов относятся: рычажные, кулачковые, зубчатые, фрикционные, механизмы с гибкими звеньями, гидравлические, пневматические, волновые.

Рычажными называют механизмы, в состав которых входят только низшие кинематические пары. Эти механизмы могут обеспечивать передачу значительных сил, так как в низших кинематических парах звенья соприкасаются по поверхности. Ввиду ограниченного числа видов низших кинематических пар многие важные законы преобразования движения зве-

ньев не могут быть получены с помощью рычажных механизмов. В этом плане большими возможностями обладают механизмы с высшими кинематическими парами, в которых звенья соприкасаются по точкам или по линиям. Однако, они менее изнаноустойчивы, чем низшие.

В системах управления широко применяются кулачковые механизмы. Кулачковый механизм состоит из кулачка, толкателя и стойки. Кулачок - это звено, которому принадлежит элемент высшей пары. Разнообразие форм, которые можно придать кулачку, определяют большое разнообразие возможных преобразований движения. Одна из особенностей кулачковых механизмов состоит в том, что может быть обеспечено движение выходного звена с остановками за конечный отрезок времени при непрерывном движении входного.

Кулачковые механизмы различают по виду кулачка, характеру движения входного и выходного звеньев, по виду элемента высшей пары на звене, соприкасающимся с кулачком (плоскость, цилиндрическая поверхность ролика, сферическая поверхность и т. п.), по способу замыкания высшей кинематической пары.

Все законы движения, удовлетворяющие одним и тем же граничным условиям, сравнивают по многим безразмерным коэффициентам, выражающим ту или иную кинематическую или динамическую характеристику.

Движение выходного звена кулачкового механизма с принятым законом движения обеспечивается выбором соответствующей формы профиля кулачка (сечения поверхности кулачка плоскостью, перпендикулярной оси вращения). Искомый профиль кулачка определяется по точкам. Формулы для вычисления получают, используя метод обращения движения. Для контроля вычислений и предварительного определения формы кулачка и некоторых характеристик механизма используют графическое построение профиля.

Условие. Схемы плоских механизмов представлены на рис 1.

Произвести структурный анализ плоских механизмов с высшими и низшими кинематическими парами, обозначить звенья и кинематические пары механизма, класс и наименование каждой кинематической пары, определить число степеней подвижности в механизме, разложить механизм на структурные группы, указать класс и порядок каждой структурной группы, определить класс механизма.

При наличии высших кинематических пар произвести их замену и нарисовать схему заменяющего механизма.

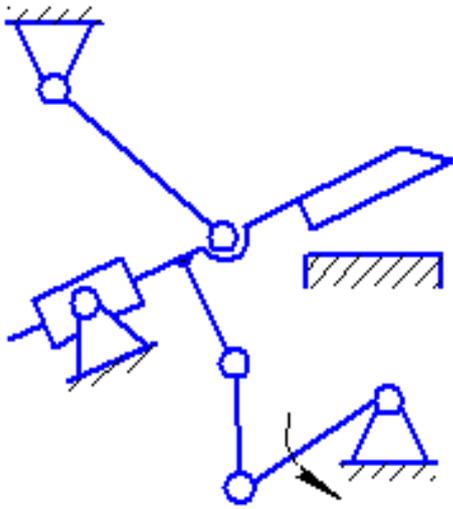


Схема 0

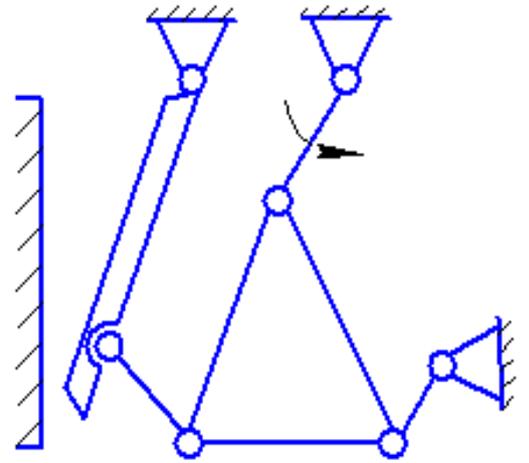


Схема 1

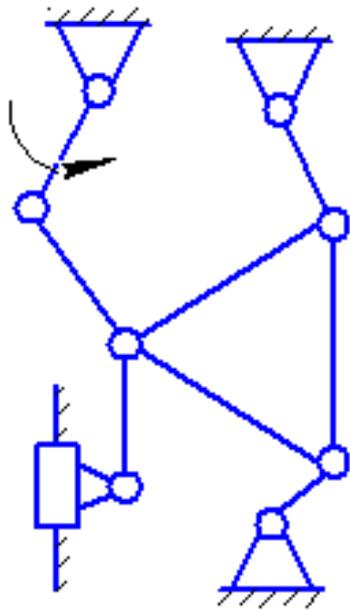


Схема 2

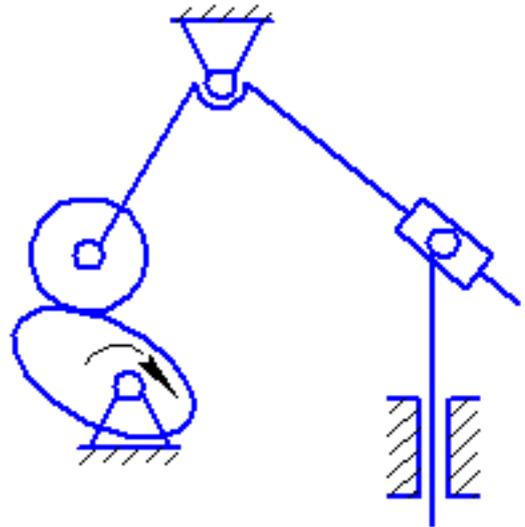


Схема 3

Рис. 1

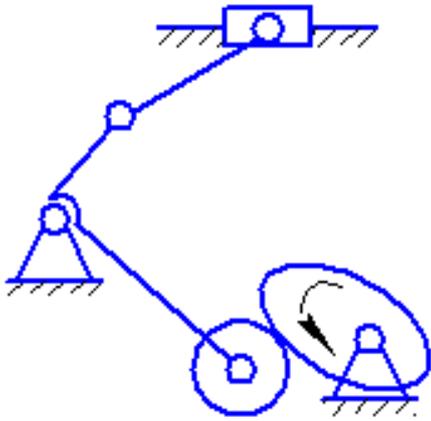


Схема 4

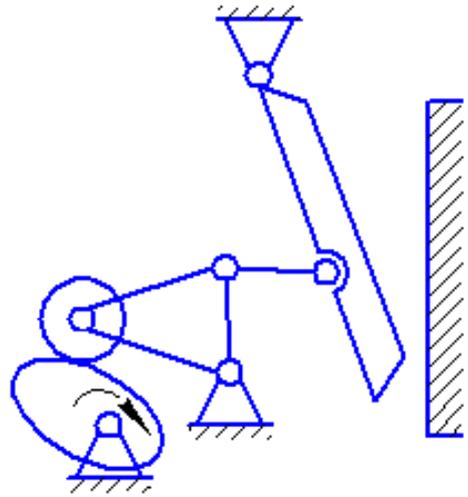


Схема 5

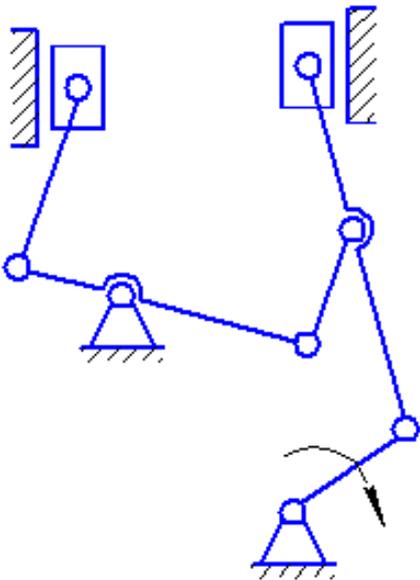


Схема 6

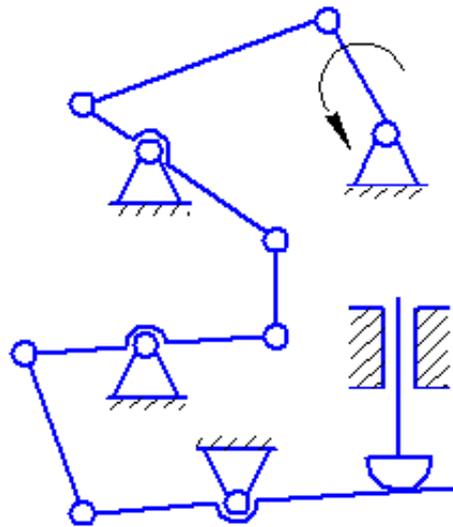


Схема 7

Продолжение рис. 1

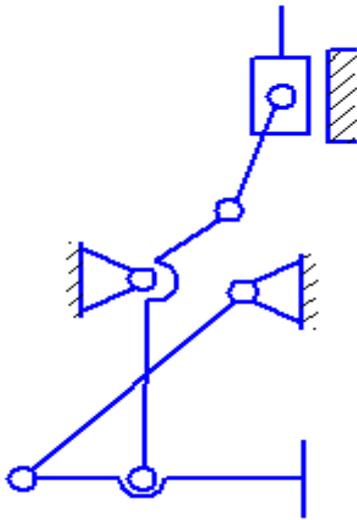


Схема 8

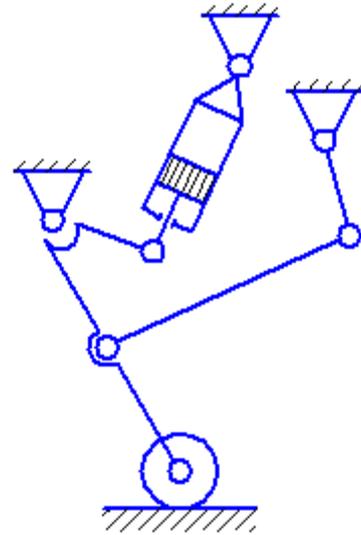


Схема 9

Окончание рис. 1

Пример решения задачи 1

Условие. Произвести структурный анализ механизма приемника давления электрического дистанционного манометра (рис. 2,а).

Решение. Степень подвижности механизма W определяем по формуле Чебышева [2, с.40].

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 \quad (1.1)$$

где n - число подвижных звеньев;

p_5 - число кинематических пар 5-го класса;

p_4 - число кинематических пар 4-го класса.

Арабскими цифрами на схеме (рис 2,а) обозначены звенья механизма, а именно:

1 - ползун; 2- коромысло; 3- шатун; 4- ползун.

Итого число подвижных звеньев $n = 4$.

Анализ кинематических пар, обозначенных на схеме римскими цифрами, сведен в табл. 1

Таблица 1

Анализ кинематических пар механизма

Обозначение кинематической пары	I	II	III	IV	V	VI
Звенья, образующие кинематическую пару	0-1	1-2	2-0	2-3	3-4	4-0
Класс кинематической пары	5	4	5	5	5	5

Таким образом, число кинематических пар 5-го класса $P_5 = 5$, 4-го класса $P_4 = 1$.

В механизме отсутствуют пассивные связи и звенья, вносящие лишние степени свободы. Степень подвижности механизма по формуле (1.1).

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

Ведущее звено задано в условии примера, и оно должно быть одно, так как $W = 1$.

Структурный анализ механизма по Ассур-Артоболовскому выполняется для кинематической цепи, состоящей только из кинематических пар 5-го класса. Если же исследуемый механизм имеет кинематические пары 4-го класса, то они предварительно должны быть заменены одним звеном, входящим в две кинематические пары 5-го класса. Получившийся после такой замены механизм называется заменяющим.

Схема заменяющего механизма представлена на рис. 2.б. Дополнительное звено 5 - ползун. Анализ кинематических пар заменяющего механизма сведен в табл.2.

Степень подвижности заменяющего механизма определяется подстановкой в форму Чебышева следующих значений: $n = 5$, $P_5 = 7$:

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

Таким образом, степень подвижности осталась равной единице, т.е. замена выполнена верно.

Таблица 2

Анализ кинематических пар заменяющего механизма

Обозначение кинематической пары	I	II	III	IV	V	VI	VII
Звенья, образующие кинематическую пару	0-1	1-5	5-2	2-0	2-3	3-4	4-0
Класс кинематической пары	5	5	5	5	5	5	5
Наименование	Поступательная	Поступательная	Вращательная	Вращательная	Вращательная	Вращательная	Поступательная

Следующим этапом структурного анализа является выделение из механизма структурных групп с нулевой степенью подвижности. Эту задачу рекомендуется решать по следующей методике:

- Отсоединение структурных групп начинать с групп II класса и наиболее удаленных по кинематической цепи от ведущего звена;
- Если степень подвижности оставшейся кинематической цепи изме-

нилась, то отсоединение сделано неверно, и следует отсоединить пару звеньев в другой комбинации;

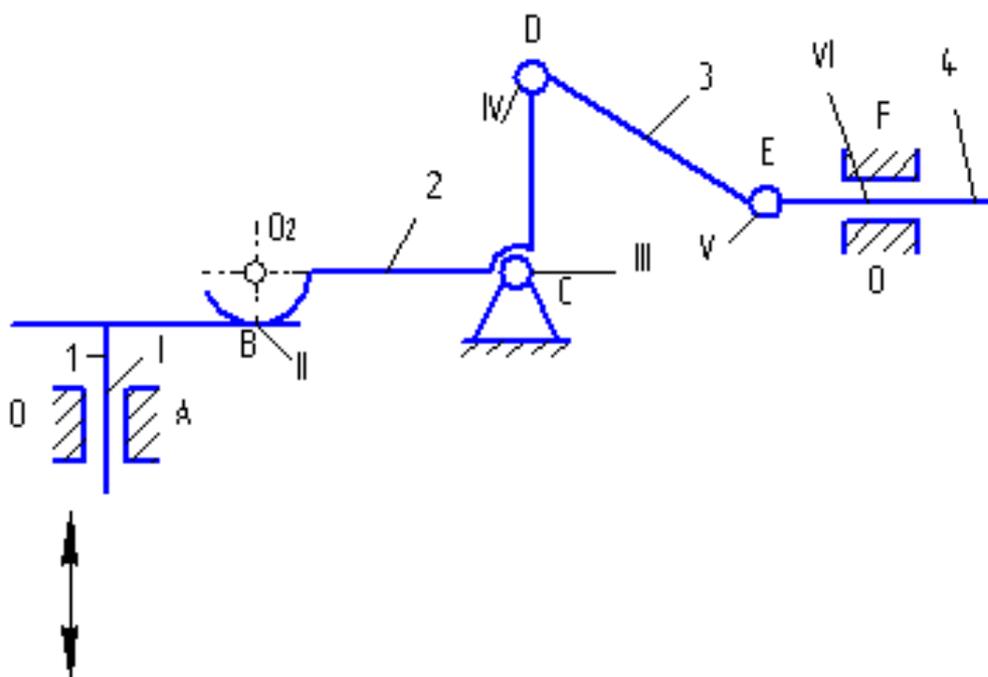
в) Если отсоединить группу II класса не удастся, то следует рассмотреть возможность отсоединения группы III класса.

г) После отсоединения 1 группы отсоединить от оставшейся кинематической цепи следующую группу и т. д. до тех пор, пока не останется механизм I класса, т. е. ведущее звено, соединенное кинематической парой со стойкой.

Рассмотрим изложенную последовательность на примере заменяющего механизма (рис.2.б). Вначале отделяется группа Ассур второго класса, образованная звеньями 4 и 3, а затем группа второго класса, состоящая из звеньев 2 и 5.

На этом расчленение механизма заканчивается, так как остались ведущее звено 1 и стойка 0, т.е. механизм I класса. Разложение механизма на группы Ассур приведено на рис. 3.

а



6

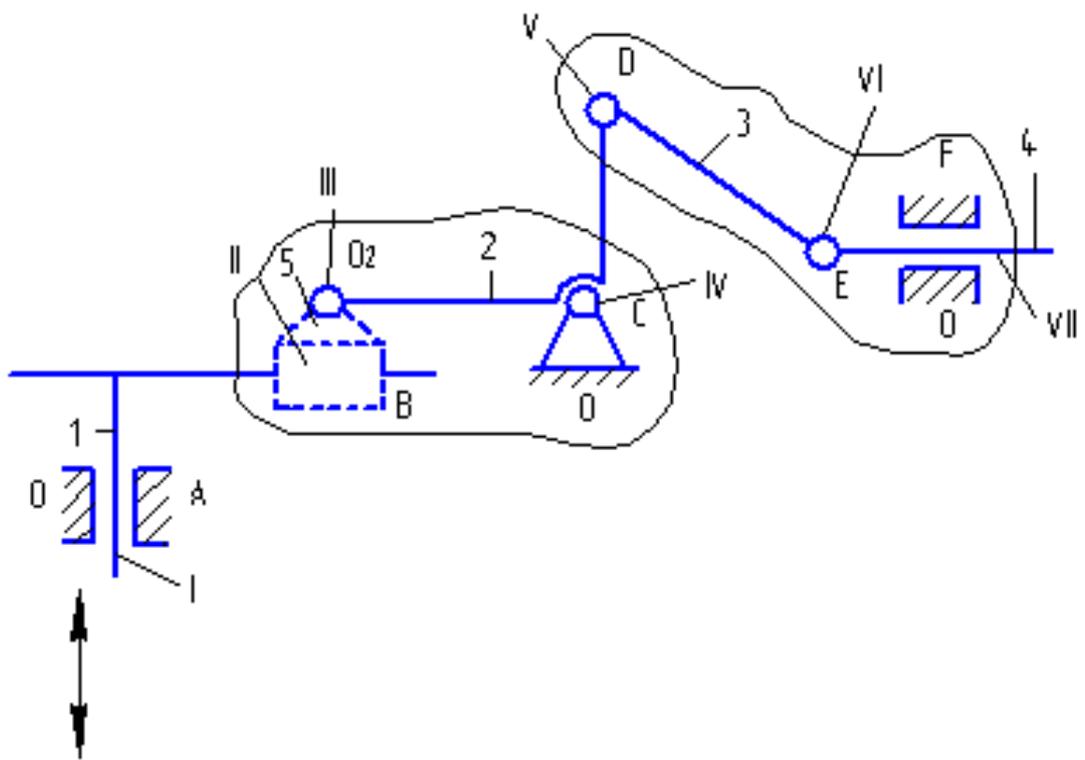
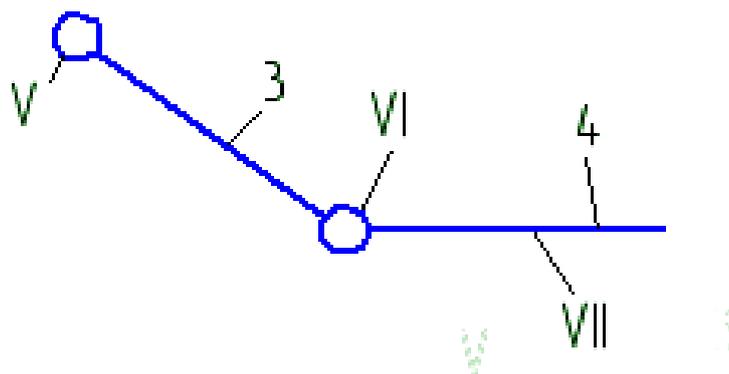
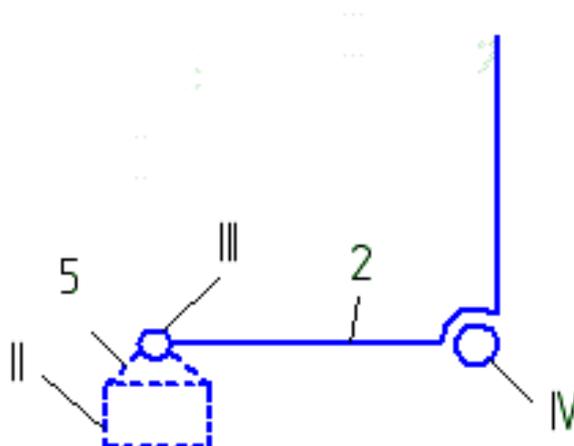


Рис. 2. а) – исходный механизм; б) – заменяющий механизм.

а



б



в

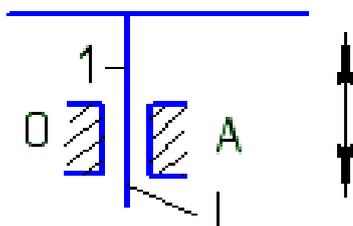


Рис.3. Структурные составляющие механизма: а) Группа Ассур II класса 2-го вида; б) Группа Ассур II класса 2-го вида; в) Механизм I класса.

Структурный анализ показал, что механизм имеет одну степень свободы и структурная формула его запишется в виде

$$I \rightarrow II_2 \rightarrow II_2$$

Римские цифры показывают класс структурных групп, а индексы, обозначенные арабскими цифрами, - вид групп.

Класс механизма определяется наивысшим классом структурной группы Ассура, входящей в состав механизма. Для исследуемого механизма наивысший класс присоединенных групп - второй, поэтому весь механизм относится ко II классу (при ведущем звене 1).

Практическая работа 9. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Задача 2.

Манипуляторы как исполнительные устройства промышленных роботов представляют собой пространственные механизмы различных структурных схем с несколькими степенями подвижности, выполняемые в виде незамкнутых кинематических цепей.

Обычно манипулятор имеет шесть или большее число степеней свободы (подвижности), из которых три используются для перемещения (переноса) объекта из одной точки пространства в другую по заданной траектории с регламентированным законом движения, а три других обеспечивают требуемую ориентацию объекта в пространстве.

Объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения рабочего органа (захвата), называется рабочим объемом манипулятора. Не все части рабочего объема одинаково удобны для выполнения заданных движений захвата. Одни части рабочего объема совершенно свободны для любых движений захвата, в то время как в других его частях на движения захвата могут быть наложены разного рода ограничения.

Под маневренностью манипулятора понимается его число степеней свободы при неподвижном захвате. Сравнение различных схем манипуляторов показывает, что маневренность зависит не только от числа степеней свободы манипулятора, но и от расположения кинематических пар.

В зависимости от степени совершенства системы управления и оснащенности техническими органами чувств роботы подразделяются на три поколения:

Роботы первого поколения работают по жесткой программе и могут воспроизводить заданные движения манипулятора независимо от внешней обстановки. Программа легко заменяется, чем обеспечивается гибкость перестройки работа на различные операции. Эти роботы находят широкое применение в различных производствах при автоматизации травмоопасных, монотонных, тяжелых ручных операций и пр.

Роботы второго поколения - адаптирующиеся, осязательные системы. Они снабжены датчиками - техническими органами чувств (зрение, слух, осязание и пр.). Эти роботы классифицируют обстановку (внешнюю и внутреннюю) и производят действия в соответствии со сложившейся обстановкой, т.е. работают по принципу «класс ситуаций - действие». Роботы второго поколения обладают некоторой автономностью и используются для выполнения сборочных работ, исследования морских глубин, космического пространства и пр.

Роботы третьего поколения - интеллектуальные роботы, снабжены элементами искусственного интеллекта. Задание для них задается в весьма общем виде. Они выбирают и осуществляют оптимальное решение поставленной задачи. Такие роботы находятся в стадии разработки и эксперимента.

Степень подвижности пространственных механизмов определяют по формуле А.П.Малышева [2, с.35]

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_2 - p_1, \quad (2.1)$$

где n - число подвижных звеньев;

p_5, p_4, \dots, p_i - число кинематических пар 5-го, 4-го, ... i -го класса.

На практике в пространственных механизмах встречаются кинематические пары 5-го класса (вращательная и поступательная); 4-го класса (сферический шарнир и цилиндрическая пара); 3-го класса (сферическая).

Условные обозначения кинематических пар на схемах приведены в таблице 3.

Примером рычажных пространственных механизмов служат кинематические цепи манипуляторов робототехнических систем.

Манипулятор представляет собой незамкнутую кинематическую цепь с несколькими степенями свободы. В задачу структурного анализа входит определение числа степеней свободы и маневренности манипулятора. Маневренность определяют также по формуле А.П.Малышева, но при этом захват считают неподвижным звеном. Таким образом, маневренность характеризует возможность звеньев манипулятора изменять свое положение при условии, что захват соединен с объектом манипулирования.

Условие. Для работы манипулятора определить число степеней свободы захвата и маневренность. Указать название, число и класс кинематических пар.

Схемы пространственных механизмов представлены на рис. 4.

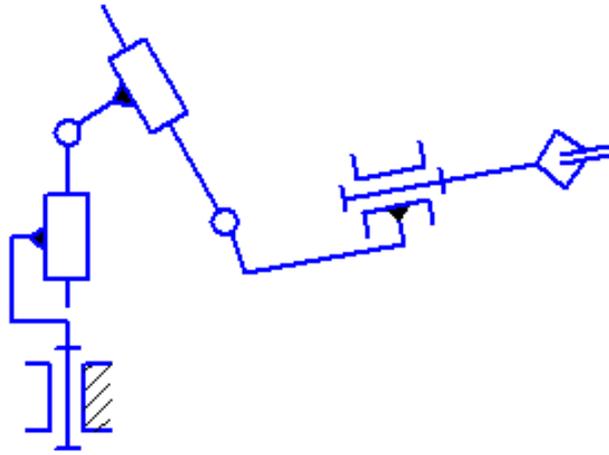


Схема 0

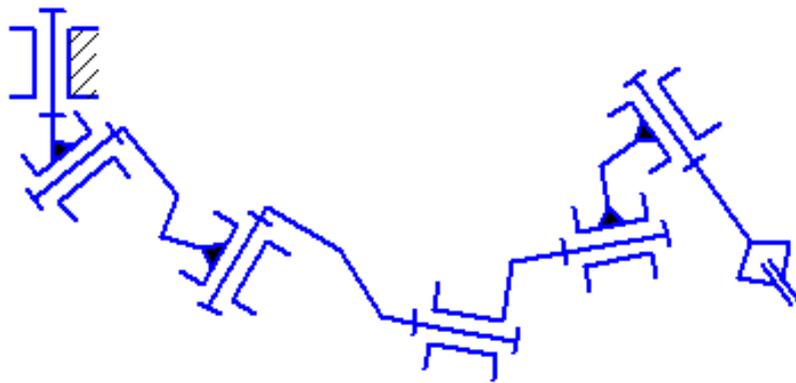


Схема 1

Рис. 4

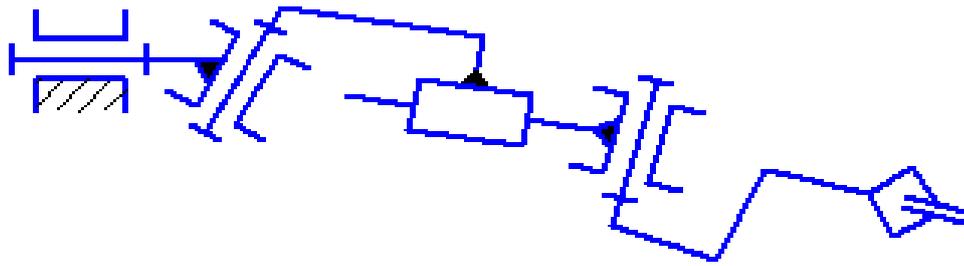


Схема 2

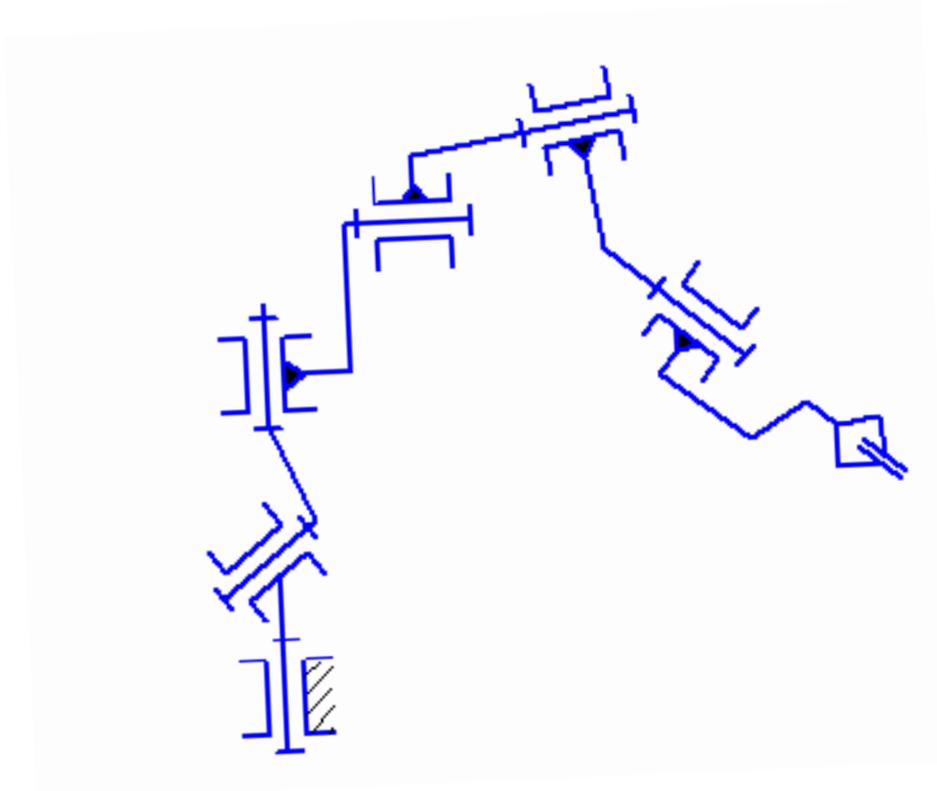


Схема 3

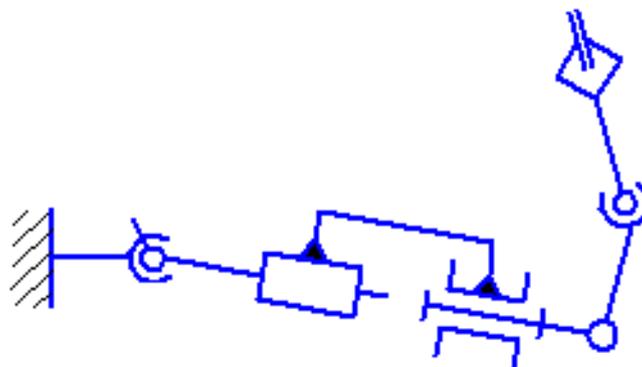


Схема 4

Продолжение рис. 4

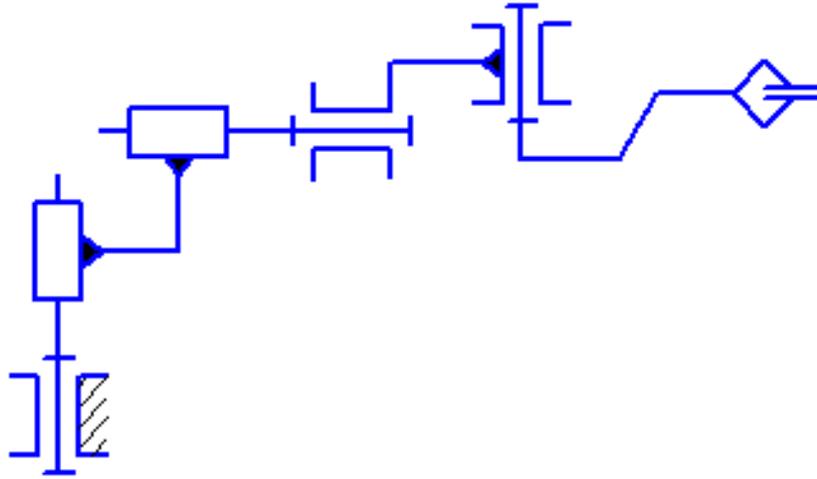


Схема 5

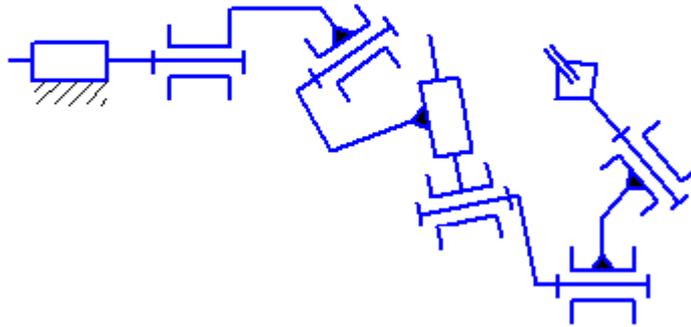


Схема 6

Продолжение рис. 4

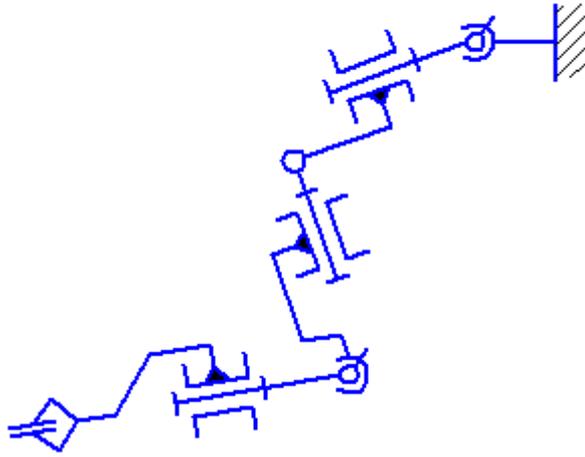


Схема 7

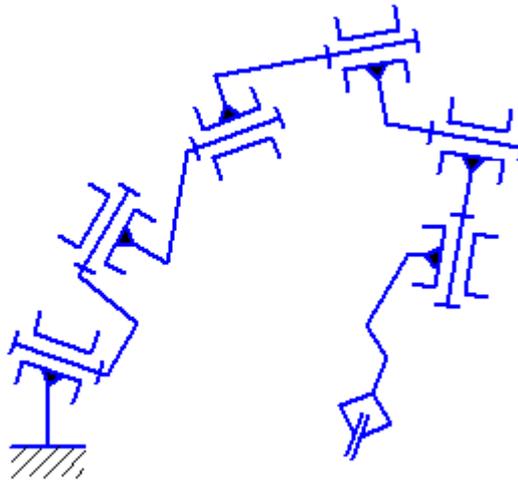


Схема 8

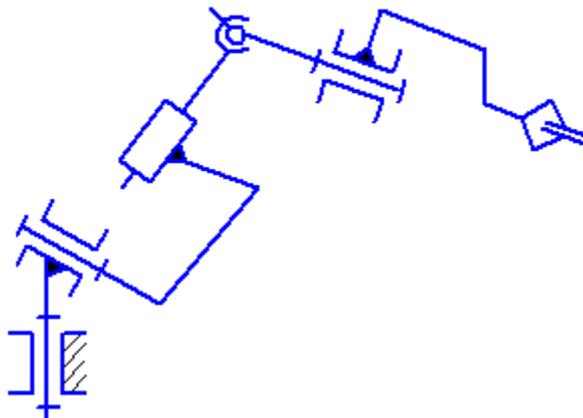
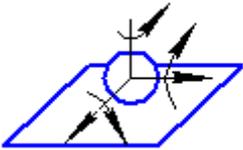
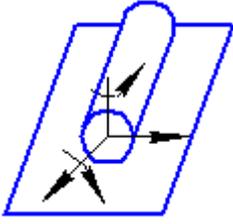
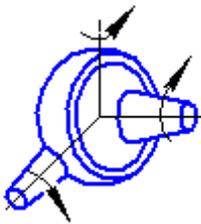
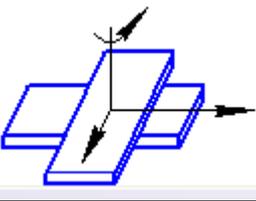
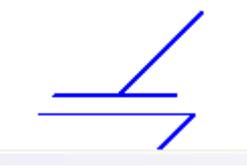
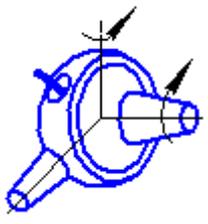
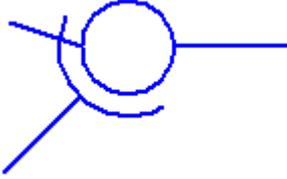
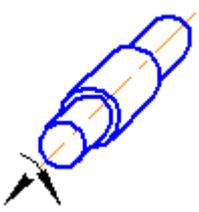
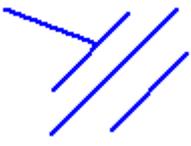
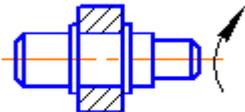
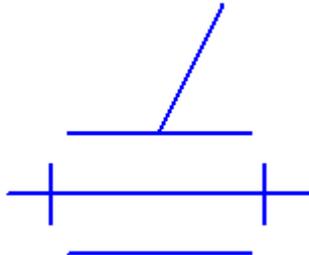
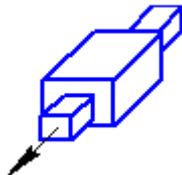
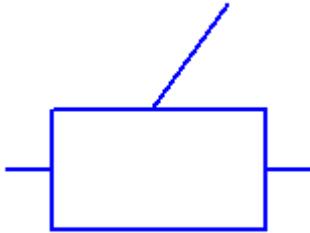


Схема 9

Окончание рис. 4

Классификация кинематических пар.

Класс пары	Название пары	Рисунок	Обозначение
1	Шар на плоскости		
2	Цилиндр на плоскости		
3	Сферическая пара		
3	Плоскостная пара		
4	Сферическая с пальцем		
4	Цилиндрическая пара		

Класс пары	Название пары	Рисунок	Обозначение
5	Вращательная пара		
5	Поступательная пара		

Пример решения задачи 2

Для примера рассмотрим манипулятор, изображенный на рис. 5.

Звенья механизма обозначим арабскими цифрами, количество их $n = 5$.

Кинематические пары, входящие в состав данного механизма:

$p_5 = 3$, в том числе две вращательные (А, В) и одна поступательная (С);

$p_4 = 2$, сферический шарнир с пальцем (Д) и цилиндрическая пара (В).

До тех пор, пока захват (звено 5) не соединяется с объектом манипулирования, кинематическая цепь является незамкнутой.

Определяем степень подвижности:

$$W = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 2 = 7$$

Таким образом, механизм имеет 7 независимых движений для ориентации и перемещения в рабочем пространстве.

После того, как захват подведен к объекту манипулирования и объединен с ним, количество подвижных звеньев становится на единицу меньше, т.е. $n = 4$. Число кинематических пар остается неизменным. Те-

перь можно определить маневренность манипулятора.

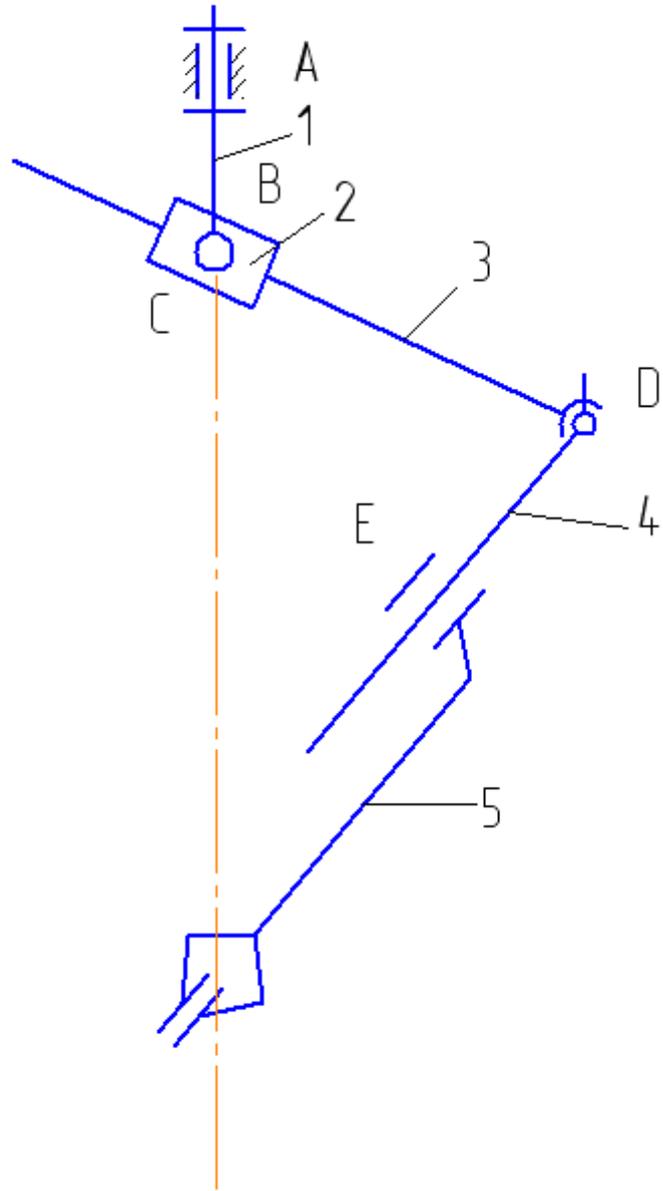


Рис. 5. Структурная схема руки манипулятора

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

Тот факт, что маневренность равна единице, означает, что при фиксированном положении захвата (неподвижная точка В) звенья механизма могут менять свое положение в зависимости от положения одного из звеньев: например, при вращении звена 2 одновременно изменятся длины сторон ВД и ДЕ, а также углы треугольника ВДЕ, то есть положение звеньев 3 и 4 является функцией угла поворота звена 2.

Практическая работа 10. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Задача 3.

Задачей кинематического анализа зубчатых механизмов является определение передаточного отношения и частоты вращения выходных звеньев.

Простейшая зубчатая передача состоит из двух колес с зубьями, посредством которых они сцепляются между собой. По форме колес различают цилиндрические, конические, эллиптические, фигурные зубчатые передачи.

Наиболее распространены зубчатые колеса круглой формы, т. е. цилиндрические и конические. Коническая зубчатая передача осуществляет вращение между валами, геометрические оси которых пересекаются. По форме и расположению зубьев на колесе различают прямые, косые, шевронные, круговые и другие криволинейные зубья.

Постоянство передаточного отношения зубчатой передачи обеспечивается формой профиля зубьев. Наибольшее распространение получил эвольвентный профиль, так как отличается простотой изготовления (методом копирования или обкатки).

При нарезании зубчатых колес с числом зубьев эвольвентного профиля меньше некоторого предельного значения происходит подрез ножек зубьев, в результате чего прочность зубьев значительно снижается. Для устранения подрезания применяют зубчатые зацепления со смещением или так называемые корригированные зубчатые передачи.

К основным геометрическим параметрам, характеризующим зубчатое зацепление, относятся: модуль, угол зацепления, диаметры делительной, начальной и основной окружностей, коэффициент перекрытия.

Зубчатые механизмы подразделяются на механизмы с неподвижными и подвижными осями вращения.

Для выполнения кинематического анализа необходимо определить передаточное отношение зубчатой передачи.

Передаточным отношением U_{1i} называется отношение угловой скорости ω_1 зубчатого колеса 1 к угловой скорости i го ω_i зубчатого колеса. Вместо угловых скоростей можно использовать также понятие частоты вращения n :

$$U_{1i} = \omega_1 / \omega_i = n_1 / n_i. \quad (3.1)$$

Угловые скорости колес, находящихся в зацеплении, обратно пропорциональны радиусам начальных окружностей r_w и числам зубьев колес Z .

Таким образом, передаточное отношение для пары цилиндрических колес внешнего зацепления (рис.6, а)

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{Z_2}{Z_1}, \quad (3.2)$$

внутреннего зацепления (рис.6, б)

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Общее передаточное отношение многозвенного механизма равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней [6, с.93]

$$U_{1i} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \dots U_{(i-1)i} \quad (3.3)$$

Определение передаточного отношения рекомендуется производить в следующем порядке:

- 1 определить число ступеней в передаче;
- 2 найти передаточное отношение каждой ступени;
- 3 перемножить передаточные отношения ступеней.

Полученное число и будет передаточным отношением многоступенчатой передачи.

Механизмы с одной степенью свободы, имеющие неподвижное колесо, называют планетарными. Особенность планетарных механизмов - наличие зубчатых колес (сателлитов) с движущимися геометрическими осями.

a

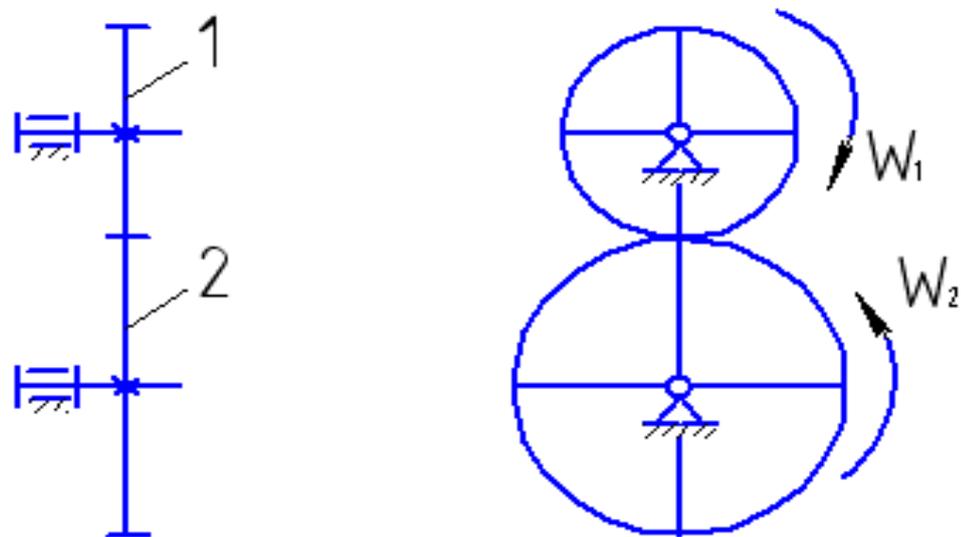
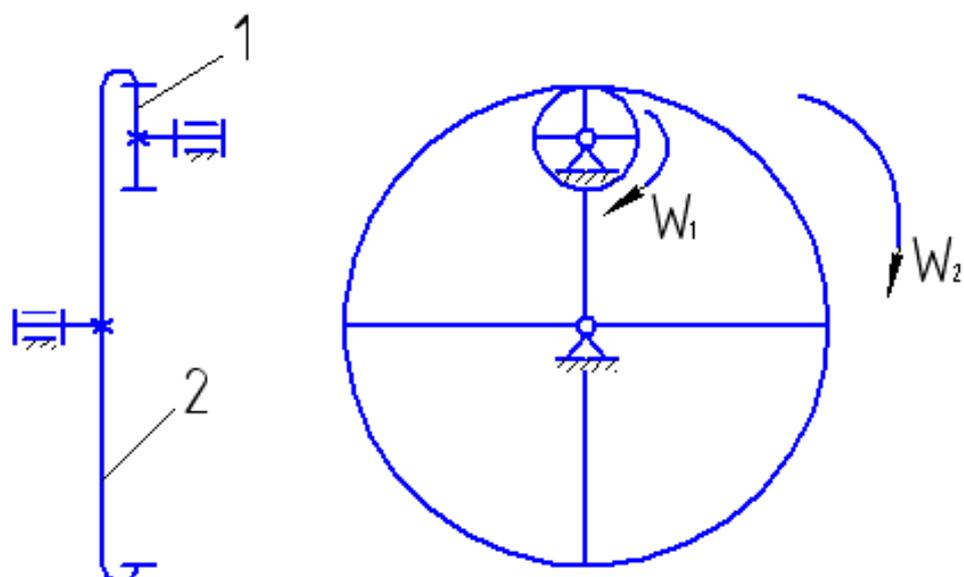


Рис.6.

б



Продолжение рис.6.

Механизмы с числом степеней свободы $W > 2$, которые обычно не имеют неподвижного колеса, называют дифференциальными.

Поскольку сателлиты в передачах с подвижными осями совершают сложное вращательное движение, то определение передаточного движения производят методом обращенного движения [3, с.34-35].

Условие. Исходные данные к задаче 3 приведены в табл.4, кинематические схемы зубчатых механизмов представлены на рис.7. Определить число степеней подвижности механизма, неизвестные числа зубьев колес и частоту вращения колес.

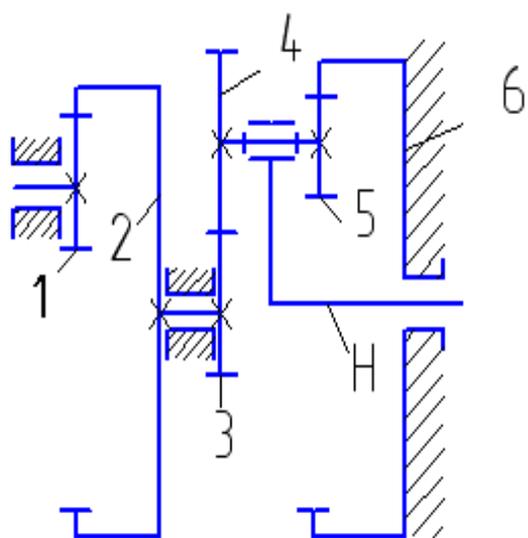


Схема 0

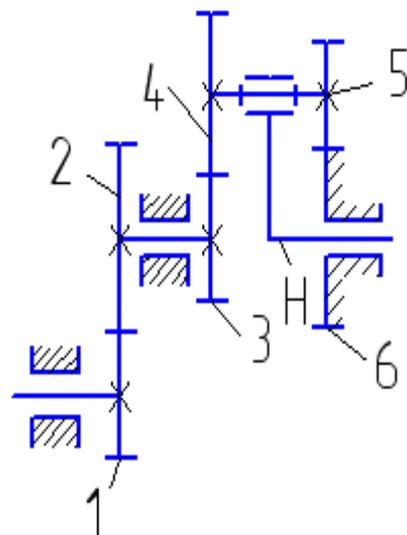


Схема 1

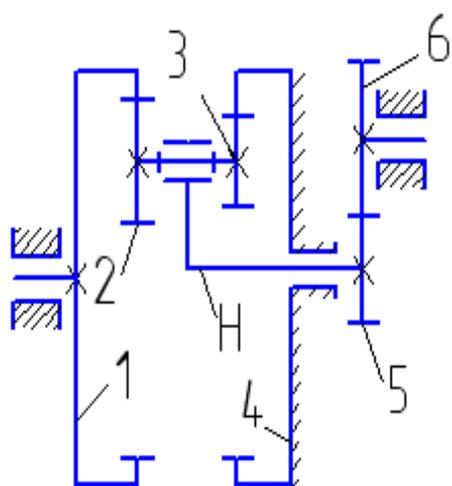


Схема 2

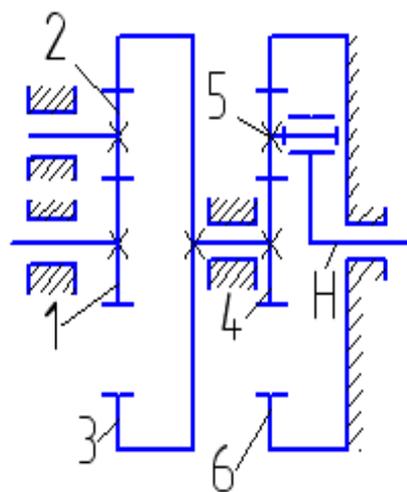


Схема 3

Рис. 7

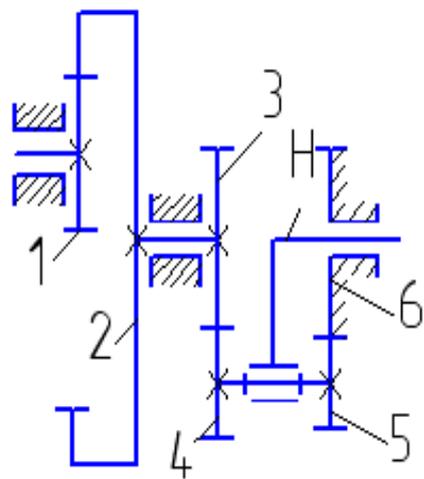


Схема 4

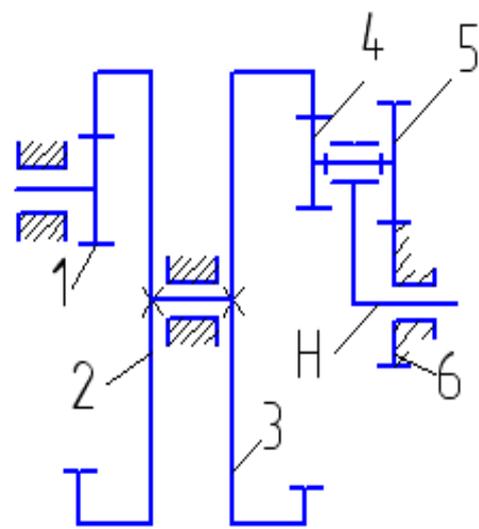


Схема 5

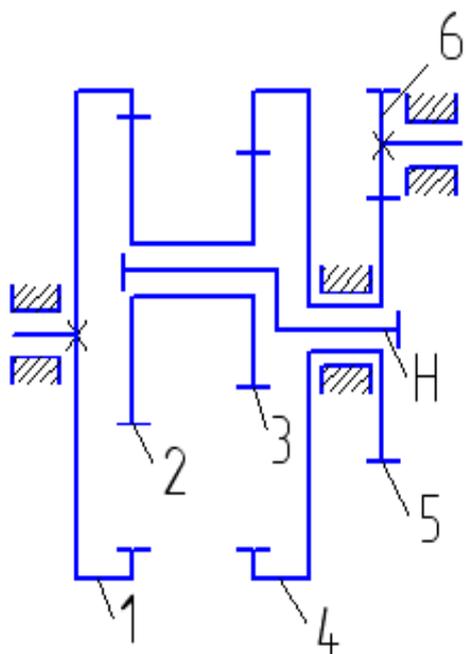


Схема 6

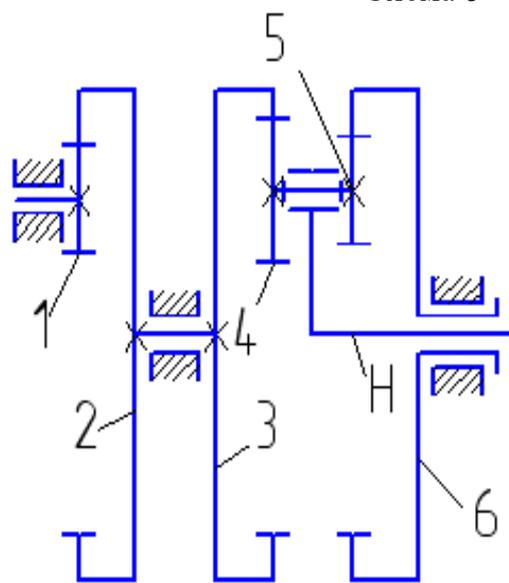


Схема 7

Продолжение рис. 7

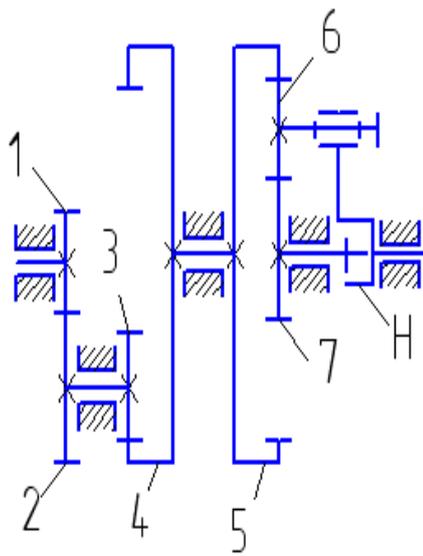


Схема 8

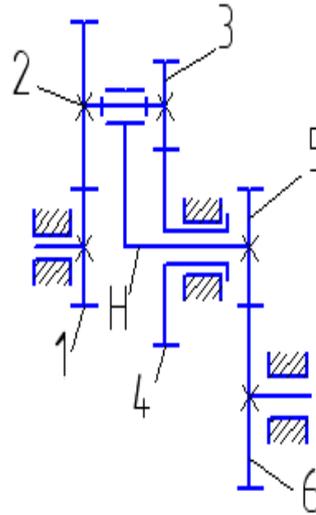


Схема 9

Окончание рис. 7

Таблица 4

Варианты исходных данных к задаче 3

Величина	Предпоследняя цифра шифра зачетной книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	20	25	150	17	30	25	65	20	30	
Z_2	100	50	20	34	210	200	62	120	70	20
Z_3	30	25		120	40	200	63	140	20	40
Z_4	40		160	10	40	25			120	80
Z_5	20	30	25		20		30	30	140	17
Z_6		70	40	50		80	60	150	20	51
n_1 . об/мин	1000	1450	750				950	1500	1000	750
n_H . об/мин				45	60	50	50	40	60	
Опре- делить	Z_6, n_H	Z_4, n_H	Z_3, n_H	Z_5, n_1	Z_6, n_1	Z_5, n_1	Z_4, n_6	Z_4, n_6	Z_7, n_7	Z_1, n_4

Пример решения задачи 3 с планетарной ступенью

Условие. Зубчатый механизм (рис.8) имеет частоту вращения 1-го колеса $n_1 = 750$ об/мин. Числа зубьев колес: $Z_1 = Z_4 = 16$, $Z_2 = 40$, $Z_5 = 64$.

Решение.

1. Определяем степень подвижности механизма по формуле П.А. Чебышева для плоских механизмов

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

Подвижные звенья n :

1 - колесо 1; 2 - колеса 2 и 3, установленные на одной неподвижной оси; 3 - колесо 4 (сателлит); 4 - подвижная ось Н (водило). Итого, $n = 4$.

Колесо 5 - неподвижное, т.к. жестко крепится к стойке.

Кинематические пары 5-го класса (вращательные) представляют собой подвижные соединения осей O_1 , O_2 со стойкой, оси O_4 с водилом Н, а также соединение водила со стойкой. Таким образом, $p_5 = 4$.

Кинематические пары 4-го класса, т.е. высшие кинематические пары, находятся в точках касания колес: 1 и 2, 3 и 4, 4 и 5. Итого, $p_4 = 3$.

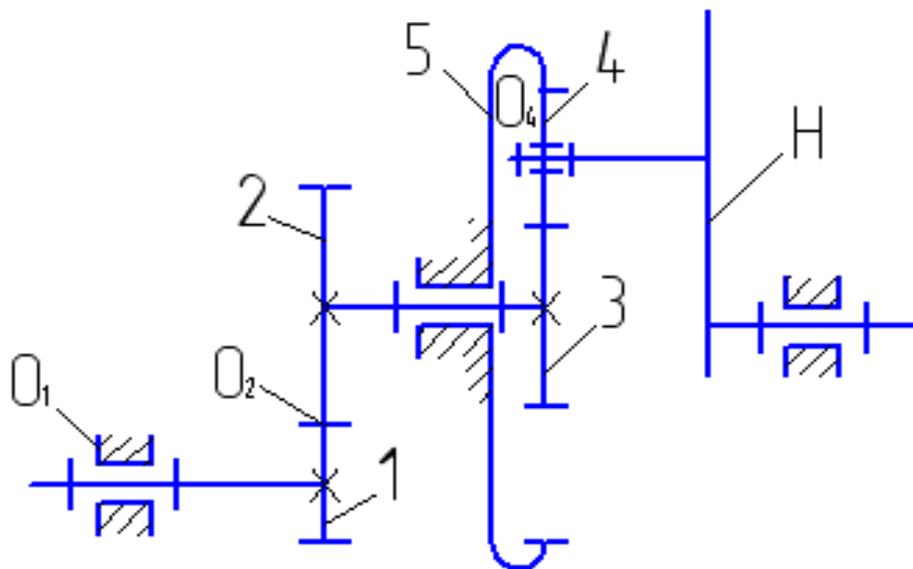


Рис. 8. Механизм с планетарной ступенью

Вычисляем степень подвижности механизма

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

2. Определяем число ступеней в механизме.

I ступень, образованная колесами 1 и 2, - рядовая.

II ступень, включающая колесо 3, неподвижное колесо 5, сателлит 4 и водило Н — планетарная.

3. Определяем передаточное отношение I ступени.

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.4)$$

Зацепление внешнее, поэтому отношение имеет значок « минус ».

Определяем передаточное отношение II ступени (планетарной).

Применяем метод обращенного движения. Для этого всему механизму условно задается дополнительная частота вращения, равная и противоположно направленная частоте вращения водила ($-n_H$).

Частоты вращения звеньев в обращенном движении изменяется на $-n_H$ и станут равны

$$n_3^H = n_3 - n_H$$

$$n_4^H = n_4 - n_H$$

$$n_5^H = n_5 - n_H \quad (3.5)$$

$$n_H^H = n_H - n_H = 0$$

где, n_3 , n_4 , n_5 и n_H – соответственно частоты вращения колес 3,4,5 и водила в реальном механизме. Верхний индекс Н показывает, что водило остановлено.

Передаточное отношение обращенного механизма

$$U_{35}^H = \frac{n_3^H}{n_5^H} = \frac{n_3 - n_H}{0 - n_H} = 1 - U_{3H} \quad (3.6)$$

отсюда

$$U_{3H} = 1 - U_{35}^H \quad (3.7)$$

где U_{3H} – передаточное отношение от колеса 3 к водилу H.

При остановленном водиле ступень II представляет собой обычную рядовую передачу, поэтому величину передаточного отношения U_{35}^H находим как обратное отношение чисел зубьев крайних колес. При этом учитываем знаки: "минус" - для внешнего зацепления колес 3 и 4, "плюс" - для внутреннего зацепления колес 4 и 5.

$$U_{35}^H = -\frac{Z_5}{Z_3} \quad (3.8)$$

Неизвестное число зубьев Z_3 определяем из условия соосности, согласно которому

$$r_{w_3} + 2 \cdot r_{w_4} = r_{w_5} \quad (3.9)$$

где r_{w_3} , r_{w_4} , r_{w_5} - радиусы начальных окружностей колес 3,4,5, соответственно.

Формулу (3.9) можно представить в виде

$$\frac{mZ_3}{2} + mZ_4 = \frac{mZ_5}{2}$$

здесь m - модуль колес.

Так как модули всех колес одинаковы, то

$$Z_3 = Z_5 - 2 Z_4$$

$$Z_3 = 64 - 2 \cdot 16 = 32.$$

4. Определяем общее передаточное отношение зубчатого механизма путем перемножения передаточных отношений отдельных ступеней.

$$U_{1H} = U_{12} \cdot U_{3H} \quad (3.10)$$

Подставляя полученные выражения (3.6), (3.7) и (3.8) в формулу (3.10), имеем

$$U_{1H} = -\frac{40}{16} \cdot \left(1 + \frac{64}{32}\right) = -7.5$$

Знак «минус» показывает, что колесо 1 и водило Н вращаются в противоположные стороны.

Частота вращения водила Н

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}}$$
$$n_H = -\frac{750}{7.5} = -100 \text{ об/мин.}$$

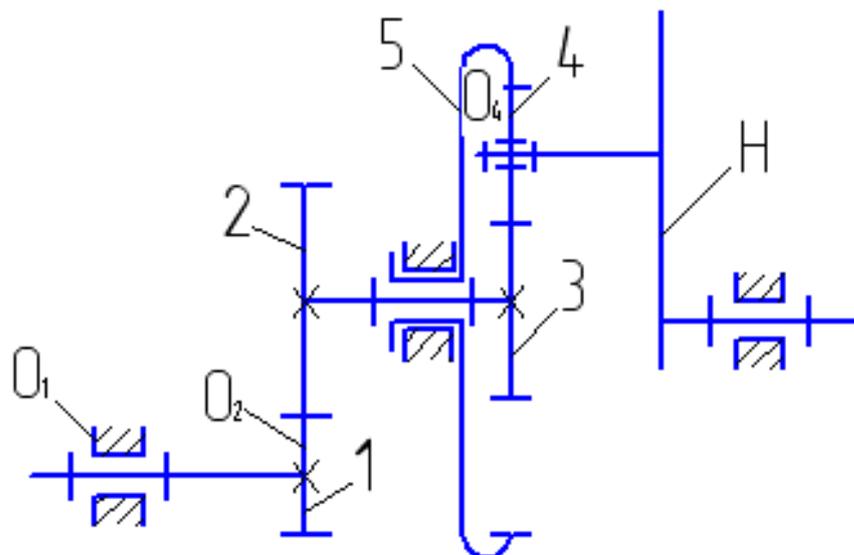
Примечание. Передаточное отношение от водила Н к колесу 3 определяется как обратное отношение по формуле

$$U_{H3} = \frac{1}{U_{3H}}$$

Если колесо 5 сделать подвижным, то получим дифференциальную ступень.

Пример решения задачи 3 с дифференциальной ступенью

Условие. Зубчатый механизм (рис.9) имеет частоту вращения 1-го колеса $n_1 = 750$ об/мин, частоту вращения 5-го колеса $n_5 = 60$ об/мин. Числа зубьев колес: $Z_1 = Z_4 = 16$, $Z_2 = 40$, $Z_5 = 64$.



Решение:

1) Определим степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

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

Число подвижных звеньев n :

1 - колесо 1; 2 - колеса 2 и 3, установленные на одной неподвижной оси;
3 - колесо 4 (сателлит); 4 - колесо 5; 5 - подвижная ось Н (водило).

Таким образом, число подвижных звеньев $n = 5$.

Число кинематических пар 5-го класса $P_5 = 5$, т.к. добавляется пара, образованная вращением оси подвижного 5-го колеса относительно стойки: число кинематических пар 4-го класса $P_4 = 3$.

Вычисляем степень подвижности

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

2) Определяем число ступеней в механизме.

I ступень, состоящая из колес 1 и 2, - рядовая.

II ступень, включающая подвижные колеса 3 и 5, сателлит 4, водило Н, - дифференциальная.

3) Определяем передаточное отношение I ступени

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1}; \quad U_{12} = -\frac{40}{16} = -2,5$$

Частоту вращения колеса 2 находим из определения передаточного отношения

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}} \quad n_2 = -\frac{750}{2.5} = -300 \text{ об/мин} \quad (3.12)$$

4) Определяем передаточное отношение II ступени (дифференциальной).

Применяем метод обращенного движения, аналогично рассмотренному ранее решению задачи 3 с планетарной ступенью. На основании формул (3.5) и (3.8) передаточное отношение обращенного механизма

$$U_{35}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} \quad (3.13)$$

$$U_{35}^H = -\frac{Z_5}{Z_3} \quad (3.14)$$

Приравнивая правые части полученных выражений (3.13) и (3.14), имеем

$$\frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{Z_5}{Z_3}, \quad \text{откуда} \quad n_H = \frac{Z_3 \cdot n_3 + Z_5 \cdot n_5}{Z_3 + Z_5} \quad (3.15)$$

Поскольку колеса 2 и 3 находятся на одной оси, то частота вращения этих колес одинакова

$$n_2 = n_3 = 300 \text{ об/мин}$$

Число зубьев 3-го колеса определим из условия соосности, аналогично планетарной ступени предыдущей задачи 3

$$Z_3 = Z_5 - 2Z_4, \quad Z_3 = 64 - 2 \cdot 16 = 32.$$

Тогда частота вращения водила

$$n_H = \frac{32 \cdot 300 + 64 \cdot 60}{32 + 64} = 140 \text{ об/мин.}$$

Литература

1. Тимофеев, Г. А. Теория механизмов и машин : учебное пособие / Г. А. Тимофеев ; Моск. гос. техн. ун-т им. Н. Э. Баумана. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Юрайт, 2010. – 351 с. : ил. ; 22. – (Основы наук). – Гриф: Доп. УМО. – ISBN 978-5-9916-0544-1. – ISBN 978-5-9692-0840-7
2. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.]. – 3-е изд., испр. – Москва : Академия, 2008. – 558 с. : ил. – (Высшее профессиональное образование). – Библиогр.: с. 548. – Предм. указ.: с. 549-554. – ISBN 978-5-7695-5633-3
3. Смелягин, А.И. Теория механизмов и машин : учебное пособие для студентов вузов / А.И. Смелягин ; М-во образования РФ, Новосиб. гос. технич. ун-т. – Москва : ИНФРА-М ; Новосибирск : НГТУ, 2008. – 262 с. : ил. – (Высшее образование). – Библиогр.: с. 260 (4 назв.). – ISBN 978-5-16-002557-5. – ISBN 978-5-7782-0382-2

Интернет-ресурсы:

1. <http://window.edu.ru/> – Единое окно доступа к образовательным ресурсам.
2. www.biblioclub.ru – Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека онлайн».
3. www.e.lanbook.com – Электронно-библиотечная система «Лань»
4. catalog.ncstu.ru – Электронный каталог фолиант СКФУ
5. www.library.stavsu.ru – Электронная библиотека и электронный каталог научной библиотеки СКФУ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению практических работ
по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Составители

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент

Редактор Л.Д. Бородастова

Подписано в печать 10.04.2016 г.

Формат 60 × 84 1/16

Уч.-изд. л. 0,4 п.л.

Усл. печ. л. 0,5 п.л.

Тираж 50 экз.

Северо-Кавказский федеральный университет

Невинномысский технологический институт (филиал)

357108, г. Невинномысск, ул. Гагарина, 1

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Невинномысский технологический институт (филиал)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению практических работ
по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
Ч2. «Словой расчет»
для студентов направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Невинномысск 2020

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями ФГОС ВО и рабочей программы дисциплины «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН». Указания предназначены для студентов направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование. Приведены примеры решения задач.

Составители

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент

СОДЕРЖАНИЕ

Вступление.....	4
1. Задача силового расчета. Основные предположения для расчета.....	5
2. Последовательность силового расчета механизма.....	6
3. Силовой расчет структурных групп второго класса.....	6
4. Силовой расчет с учетом сил трения.....	10
5. Пример силового расчета плоского рычажного механизма без учета сил трения.....	11
6. Проверка правильности силового расчета	17
7. Применение ЭВМ для силового расчета	18
Список источников информации	19

ВСТУПЛЕНИЕ

Во время движения механизма в соответствии с функциональным назначением в его кинематических парах возникают силы взаимодействия между звеньями. Знать нагруженность кинематических пар этими силами взаимодействия необходимо для расчета звеньев механизма на прочность, жесткость, вибростойкость, износоустойчивость, для расчета подшипников на долговечность, подбора муфт приводов и т. д.

Методические указания включают: задачи силового расчета, с рассмотренными основными предположениями для расчета, представлена рациональная последовательность силового расчета механизма, состоящего из структурных групп второго класса без учета сил трения, а также с учетом действия сил трения. Рассмотрен пример силового расчета плоского рычажного механизма без учета сил трения с проверкой правильности расчета графоаналитическим методом, и указана возможность силового расчета при помощи ЭВМ. Представленный список источников информации по силовому расчету позволяет изучить данный вопрос в необходимом объеме.

1. Задача силового расчета плоских рычажных механизмов.

Основные предположения для расчета

Механизм представляет собой механическую систему, нагруженную внешними силами (движущими силами, силами полезного сопротивления, силами тяжести и др.), под действием которых между звеньями механизма возникают силы взаимодействия, т.е. реакции в кинематических парах.

В задачу силового расчета входит определение: а) реакций во всех кинематических парах; б) уравновешивающей силы $P_{ур}$ или уравновешивающего момента $M_{ур}$ на начальном звене для заданного положения механизма.

Результаты силового расчета используются для прочностных расчетов проектируемого механизма и динамических расчетов машины. Реакции могут определяться без учета сил трения в кинематических парах и с учетом трения. Результаты силового расчета без учета сил трения и с учетом трения позволяют вычислить коэффициент полезного действия механизма.

С целью учета ускоренного движения звеньев в основу силового расчета положен метод кинетостатики, согласно которому все внешние силы, приложенные к любой группе звеньев механизма, совместно с силами инерции звеньев образуют уравновешенную систему сил, удовлетворяющую условиям равновесия статики.

Первоначально при силовом расчете трение в кинематических парах не учитывается.

Силовой расчет плоского рычажного механизма производится при следующих предположениях, которые соответствуют жесткой модели механизма:

- все звенья механизма считаются абсолютно жесткими телами;
- все звенья имеют общую плоскость симметрии, в которой располагаются задаваемые силы и реакции; эту плоскость называют основной плоскостью;
- массы звеньев m_i считаются сосредоточенными в центрах их масс S_i ;
- инерция звеньев во вращательном движении учитывается заданными моментами инерции I_{S_i} относительно осей, проходящих через центры масс перпендикулярно основной плоскости;
- реакции в кинематических парах пятого класса (вращательных и поступательных) являются сосредоточенными силами, представляющими равнодействующие сил взаимодействия между звеньями, которые распределены по элементам кинематических пар.

2. Последовательность силового расчета плоского рычажного механизма

Реакцию во вращательной паре принято обозначать буквой \vec{R} с индексами i, j , то есть \vec{R}_{ij} , где первый индекс соответствует номеру i звена, на которое действует реакция, а второй – номеру j смежного звена. Точкой приложения реакции считается центр вращательной пары.

Реакция в поступательной паре обычно обозначается буквой \vec{N} с индексом, имеющим аналогичное значение: \vec{N}_{ij} . Эта реакция перпендикулярна оси направляющей поступательной пары. Очевидно,

$$\vec{R}_{ij} = -\vec{R}_{ji}, \quad \vec{N}_{ij} = -\vec{N}_{ji}. \quad (1)$$

Каждая реакция определяется двумя неизвестными величинами. Во вращательной паре это модуль (величина) и направление реакции. В поступательной паре это модуль и положение линии действия реакции (которое определяется, например, расстоянием линии действия реакции до ближайшего шарнира).

Для нахождения реакций в кинематических парах отдельно взятой структурной группы (группы Ассура) необходимо определить $2p_5$ неизвестных, где p_5 – число пар пятого класса в группе. В то же время число уравнений равновесия, которые можно составить для всех n звеньев группы равно $3n$. В силу нулевого числа степеней подвижности группы ($W = 3n - 2p_5 = 0$) $3n = 2p_5$, а значит структурная группа является статически определимой.

Силовой расчет плоского рычажного механизма выполняется путем последовательного рассмотрения равновесия структурных групп, начиная с последней присоединенной группы.

3. Силовой расчет структурных групп второго класса

Пусть структурная группа состоит из двух звеньев с номерами i и j , а звенья, соединенные со звеньями рассматриваемой группы во внешних кинематических парах имеют номера k и l соответственно. Для выполнения расчета структурной группы графоаналитическим методом в начале вычерчивается схема нагружения группы. То есть кинематическая схема группы в заданном положении механизма с указанием внешних сил, действующих на звенья группы. Таковыми являются:

- силы \vec{Q}_C или моменты \vec{M}_C полезного сопротивления;
- движущие силы \vec{Q}_D или моменты \vec{M}_D ;
- силы инерции $\vec{P}_i^n = -m_i \vec{a}_{S_i}$ и $\vec{P}_j^n = -m_j \vec{a}_{S_j}$, и моменты сил инерции $\vec{M}_i^n = -I_{S_i} \varepsilon_i$, $\vec{M}_j^n = -I_{S_j} \varepsilon_j$, где \vec{a}_{S_i} , \vec{a}_{S_j} и ε_i , ε_j – векторы ускорения центров масс S_i и S_j i -го и j -го звеньев и угловые ускорения звеньев соответственно;

- силы тяжести звеньев группы \vec{G}_i и \vec{G}_j , модули которых $G_i = m_i g$, $G_j = m_j g$, где g – ускорение свободного падения;
- известная реакция в точке присоединения следующей структурной группы (если таковая имеется), для которой силовой расчет уже выполнен.

Кроме того, на схеме нагружения указываются неизвестные реакции \vec{R}_{ik} или \vec{N}_{jl} во внешних кинематических парах группы. При этом во внешних вращательных парах реакции \vec{R}_{ik} раскладываются на две составляющие: тангенциальную \vec{R}_{ik}^τ , направленную параллельно скорости точки приложения реакции в относительном движении звеньев структурной группы, и нормальную \vec{R}_{ik}^n , которая перпендикулярна тангенциальной. В крайних поступательных парах реакция \vec{N}_{jl} перпендикулярна оси направляющей ползуна и прикладывается на некотором неизвестном расстоянии h_{jl} от ближайшего шарнира.

Для определения неизвестных реакций (или их составляющих) могут быть использованы уравнения равновесия, как отдельных звеньев структурной группы, так и группы в целом. Схема нагружения группы выполняется в масштабе длин (с коэффициентом μ_l м/мм). При необходимости использования при расчете уравнения равновесия моментов сил на схеме необходимо показывать плечи всех сил, входящих в эти уравнения, относительно точки, к которой приводятся моменты.

Как правило, тангенциальные составляющие \vec{R}_{ik}^τ определяются аналитически из уравнений равновесия моментов. Нормальные составляющие \vec{R}_{ik}^n и реакции \vec{N}_{jl} в поступательных парах – из уравнений равновесия сил, записанных в векторной форме. Такие уравнения решаются графически путем построения плана сил, то есть замкнутых силовых многоугольников, соответствующих этим уравнениям, и построенных в масштабе сил (с коэффициентом μ_p Н/мм).

Рекомендуемое содержание этапов силового расчета двухзвенных структурных групп приведено в табл. 1. В табл. 1 на схемах нагружения звенья структурной группы условно обозначены цифрами 2 и 3. Звенья ме-

ханизма, к которым присоединяется группа, показаны пунктиром и обозначены цифрами 1 и 4. Кроме того, введены следующие обозначения.

$\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{21}^\tau$ – составляющее неизвестной реакции \vec{R}_{21} в крайней вращательной паре (реакция действует на звено 2 со стороны звена 1);

$\vec{R}_{34}^n, \vec{R}_{34}^\tau$ – то же для реакции \vec{R}_{34} , действующей на звено 3 со стороны звена 4;

$\vec{N}_{21}, \vec{N}_{34}$ – нормальные реакции в крайних поступательных парах; пунктиром на некоторых схемах обозначены реакции во внутренних поступательных парах ($\vec{N}_{23}, \vec{N}_{32}$);

h_{23}, h_{34}, h_{32} – расстояние от ближайшего шарнира до линии приложения реакции в поступательной паре;

\vec{P}_2^n, \vec{P}_3^n – силы инерции, приложенные в центрах масс звеньев 2 и 3 соответственно;

\vec{M}_2^n, \vec{M}_3^n – моменты сил инерции звеньев 2 и 3 соответственно;

\vec{G}_2, \vec{G}_3 – силы тяжести звеньев 2 и 3, приложенные в центрах масс звеньев;

Q – сила полезного сопротивления.

Кроме указанных в табл. 1 сил на схеме нагружения рассматриваемой группы следует показывать реакцию в точке присоединения звена следующей группы, если таковая имеется.

Для использования уравнений равновесия моментов сил ($\sum M_B(\vec{F})=0$ и др.) на схемах нагружения, выполненных в масштабе длин, необходимо показывать плечи всех сил, входящих в уравнение.

При записи уравнения равновесия в векторной форме ($\sum \vec{F}=0$) для структурной группы неизвестные реакции (или их неизвестные составляющие) рекомендуется расставлять по краям левой части уравнения; при этом рядом с неизвестными составляющими $\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{34}^n$ необходимо ставить \vec{R}_{21}^τ и \vec{R}_{34}^τ соответственно. В записи указанного уравнения сначала расставляют силы, действующие на одно звено структурной группы, затем – силы, действующие на другое звено.

Таблица 1 - содержание этапов силового расчета структурных групп 2 класса

Схема нагружения группы	№ этапа	Объект, равновесие которого рассматривается	Вид уравнения равновесия	Неизвестные, определяемые в результате решения уравнений
	1	звено 2	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{21}^τ
	2	звено 3	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{34}^τ
	3	группа	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{21}^\tau, \vec{R}_{34}^n, \vec{R}_{34}^\tau$
	4	звено 2 (или 3)	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$
	1	звено 2	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{21}^τ
	2	группа	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{21}^n, \vec{R}_{21}^\tau, \vec{N}_{34}$
	3	звено 2 (или 3)	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$
	4	звено	$\sum M_B(\vec{F}_i) = 0$	h_{34}
	1	группа	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	\vec{R}_{34}^τ
	2	звено 3	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{N}_{34}, \vec{R}_{34}^n, \vec{R}_{34}^\tau$
	3	звено 2	$\sum \vec{F}_i = 0$	\vec{R}_{21}
	4	звено 2	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{23}
	1	группа	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{N}_{21}, \vec{N}_{34}$
	2	звено 2 (или 3)	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{R}_{23} = -\vec{R}_{32}$
	3	звено 2	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{21}
	4	звено 3	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{34}
	1	звено 3	$\sum \vec{F}_i = 0$	$\vec{N}_{32}, \vec{N}_{34}$
	2	звено 2	$\sum \vec{F}_i = 0$	\vec{R}_{21}
	3	группа	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{34}
	4	звено 2	$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0$	h_{32}

4. Силовой расчет с учетом сил трения

При силовом расчете для учета сил трения к звеньям, образующим поступательную пару, следует приложить силы трения, к звеньям, образующим вращательную пару – моменты сил трения.

В поступательной кинематической паре, образованной звеньями i и k , следует приложить к звену i силу трения \vec{F}_{ik} со стороны звена k , а к звену k - силу трения \vec{F}_{ki} со стороны звена i . При рассмотрении равновесия сил, приложенных к звену i , учитывают силу \vec{F}_{ik} , а при рассмотрении равновесия сил, приложенных к звену k – силу \vec{F}_{ki} .

Сила трения \vec{F}_{ik} определяется по формуле:

$$\vec{F}_{ik} = -N_{ik} f \frac{\vec{V}_{ik}}{|V_{ik}|}, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения, а \vec{V}_{ik} – скорость звена i относительно звена k , то есть сила трения направлена в сторону, противоположную соответствующей относительной скорости (рис. 1). Очевидно $\vec{F}_{ki} = -\vec{F}_{ik}$.

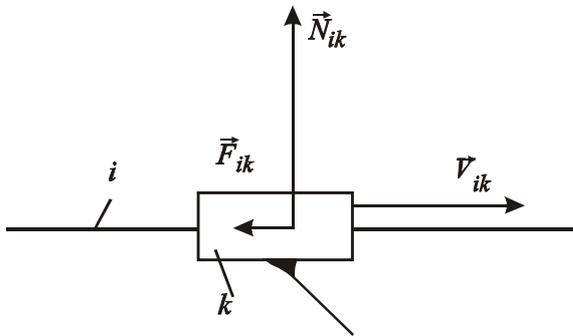


Рис. 1

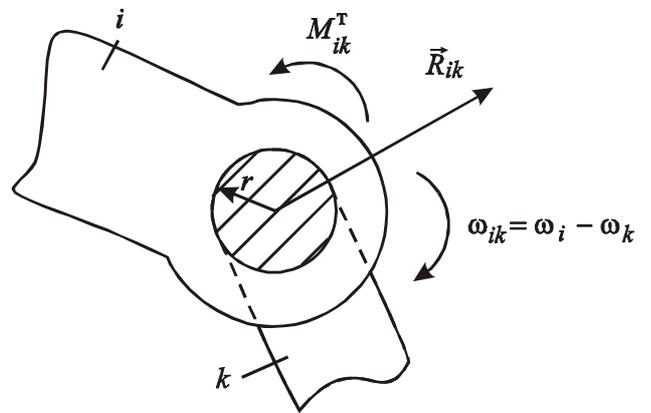


Рис. 2

Во вращательной паре возникает момент трения

$$M_{ik}^T = -R_{ik} \rho \frac{\omega_i - \omega_k}{|\omega_i - \omega_k|}, \quad (3)$$

где $\rho = rf$ – радиус круга трения, причем r – радиус цапфы шарнира, а f – коэффициент трения; ω_i , ω_k – угловые скорости звеньев i и k соответственно, принимаемые как алгебраические величины (рис. 2).

Учет сил трения при силовом расчете производится методом последовательных приближений.

Согласно этому методу силовой расчет без учета сил трения является первым приближением. Используя реакции, найденные в первом приближении определяют силы и моменты трения, которые добавляют к остальным силам, приложенным к звеньям механизма и повторяют силовой расчет (силы и моменты трения показывают на схемах нагружения структурных групп и начального звена). Реакции, найденные при этом повторном расчете будут реакциями второго приближения. По реакциям второго приближения вновь определяют силы и моменты трения, новые значения которых учитывают для расчета по третьему приближению.

Процесс вычисления реакций продолжается до тех пор, пока в пределах требуемой точности значения реакций, найденных на n -м приближении не совпадут с их значениями на $(n-1)$ -м приближении.

Вследствие малости коэффициентов трения обычно для окончания расчета достаточно трех-четырех приближений.

5. Пример силового расчета плоского рычажного механизма без учета трения

5.1. На рис. 3, *a* представлена в масштабе длин с коэффициентом μ_l м/мм кинематическая схема шестизвенного механизма, который состоит из стойки 0 , начального звена I и двух структурных групп II класса. В порядке присоединения к начальному звену это группа звеньев 2-3 и группа звеньев 4-5. Начальное звено приводится в движение зубчатой передачей и вращается равномерно ($\omega_1 = \text{const}$). Известны положения центров масс S_i , массы звеньев m_i и момент инерции I_{S_i} относительно осей, проходящих через центры масс перпендикулярно основной плоскости (центры масс звеньев 2 и 4 считаем совпадающими с центрами шарниров A и C соответственно).

К выходному звену 5 приложена сила полезного сопротивления \vec{P}_{nc} .

5.2. Так как задача силового расчета решается методом кинетостатики, то для определения главных векторов $\vec{P}_i^{\text{н}}$ и главных моментов $\vec{M}_i^{\text{н}}$ сил инерции используются результаты предварительного кинематического анализа механизма: план скоростей (рис. 3, *б*) и план ускорений (рис. 3, *в*).

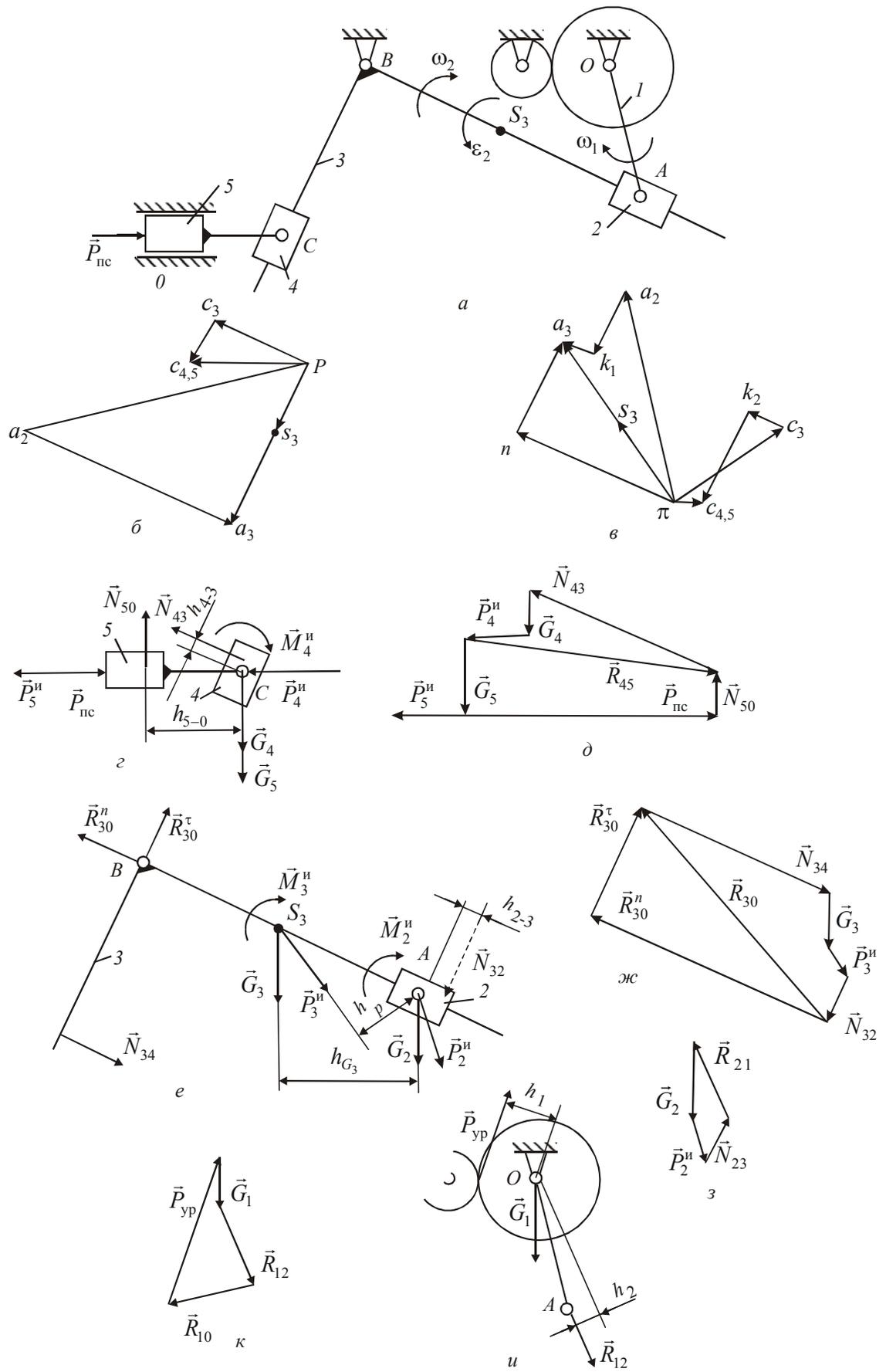


Рис. 3

5.3. Силовой расчет начинается с рассмотрения последней в порядке присоединения к начальному звену группы Ассура, то есть группы звеньев 4-5. Для этого в масштабе с коэффициентом μ_l м/мм строится схема нагружения этой группы, отсоединенной от остальной кинематической цепи (рис. 3, з).

На схеме нагружения показаны действующие на звенья группы внешние силы: сила полезного сопротивления $\vec{P}_{\text{пс}}$; силы инерции $\vec{P}_4^{\text{и}}$, $\vec{P}_5^{\text{и}}$; силы тяжести \vec{G}_4 , \vec{G}_5 и моменты сил инерции $\vec{M}_4^{\text{и}}$, $\vec{M}_5^{\text{и}}$. Кроме того, на схеме указаны неизвестные реакции \vec{N}_{43} и \vec{N}_{50} в крайних кинематических парных парах группы. Линии действия этих реакций расположены на некоторых также неизвестных расстояниях h_{4-3} и h_{5-0} от шарнира С.

5.3.1 Величины реакций \vec{N}_{43} и \vec{N}_{50} определяются из условия равновесия сил, приложенных к группе звеньев 4-5, в виде равенства нулю суммы сил, записанного в векторной форме: $\sum \vec{F} = 0$, то есть

$$\vec{N}_{43} + \vec{G}_4 + \vec{P}_4^{\text{и}} + \vec{G}_5 + \vec{P}_5^{\text{и}} + \vec{P}_{\text{пс}} + \vec{N}_{50} = 0. \quad (4)$$

В выбранном масштабе с коэффициентом $\mu_p \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$ строится план сил – замкнутый векторный многоугольник сил (рис. 3, д) из которого определяются величины реакций N_{43} и N_{50} .

5.3.2. Далее определяется R_{45} – реакция во внутренней кинематической паре также из рассмотренного условия равновесия сил, действующих на звено 4, в виде равенства нулю суммы этих сил в векторной форме

$$\vec{N}_{43} + \vec{G}_4 + \vec{P}_4^{\text{и}} + \vec{R}_{45} = 0. \quad (5)$$

План сил звена 4 показан также на рис. 3, д, то есть для нахождения реакции R_{45} используется уже построенный план сил для всей группы. Реакция R_{45} определена по направлению и по величине.

5.3.3. Неизвестное расстояние h_{4-3} реакции N_{43} от точки С находится из условия равновесия моментов сил, приложенных к звену 4, в виде равенства нулю суммы моментов относительно точки С $\sum M_C(\vec{F}) = 0$, то есть:

$$-M_4^{\text{и}} + N_{43}h_{4-3} = 0, \quad (6)$$

откуда

$$h_{4-3} = \frac{M_4^{\text{и}}}{N_{43}} \text{ (м)}.$$

5.3.4. Неизвестное расстояние h_{5-0} реакции N_{50} от точки C также находится из уравнения $\sum M_C(\vec{F})=0$ для звена 5:

$$N_{50}h_{5-0} = 0, \quad (7)$$

откуда

$$h_{5-0} = 0 \text{ (м)}.$$

5.4. После окончания силового расчета группы 4-5 приступают к расчету группы 2-3.

В масштабе длин с коэффициентом μ_l строится схема нагружения группы, отсоединенной от остальной кинематической цепи (рис. 3, *e*). На схеме показаны направления внешних сил: сил инерции \vec{P}_2^n, \vec{P}_3^n ; силы тяжести \vec{G}_2, \vec{G}_3 и моменты сил инерции \vec{M}_2^n, \vec{M}_3^n , а также реакция $\vec{N}_{34} = -\vec{N}_{43}$ со стороны звена 4 последней присоединенной группы звеньев. Реакция N_{34} приложена в точке C' , причем $C'B = CB + h_{4-3}$.

В крайней кинематической паре группы – шарнире B неизвестная реакция \vec{R}_{30} представлена на схеме в виде двух составляющих \vec{R}_{30}^n и \vec{R}_{30}^τ ; неизвестная реакция \vec{R}_{21} во внешней кинематической паре – шарнире A показана условно.

Кроме того, на той же схеме пунктиром показана неизвестная реакция \vec{N}_{32} во внутренней поступательной паре, приложенная к звену 3 на подлежащем определению расстоянии h_{2-3} от шарнира A .

5.4.1. На первом этапе расчета группы звеньев 2-3 рассмотрим условие равновесия моментов сил, приложенных к группе, в виде равенства нулю суммы этих моментов относительно точки A : $\sum M_A(\vec{F})=0$, то есть

$$-R_{30}^\tau BA\mu_l + G_3 h_{G_3} \mu_l + P_3^n h_p \mu_l - M_3^n + N_{34} h_{N_{34}} \mu_l - M_2^n = 0. \quad (9)$$

В этом уравнении значения плечей сил $\vec{R}_{30}^\tau, \vec{G}_3, P_3^n, \vec{N}_{34}$ (то есть BA, h_{G_3}, h_p, CB соответственно) принимаются по результатам измерений на схеме нагружения группы звеньев 2-3 (рис. 3, *e*). Решение уравнения (8) относительно \vec{R}_{30}^τ дает

$$R_{30}^\tau = \frac{G_3 h_{G_3} + P_3^n h_p + N_{34} CB - M_3^n / \mu_l - M_2^n / \mu_l}{BA}.$$

5.4.2. На втором этапе определяется составляющая \vec{R}_{30}^n в шарнире B и полная реакция \vec{R}_{30} , а также реакция N_{32} во внутренней кинематической

паре. Для этого рассматривается условие равновесия звена 3 в виде равенства нулю суммы сил, приложенных к звену, в векторной форме: $\sum \vec{F} = 0$, то есть

$$\vec{R}_{30}^n + \vec{R}_{30}^r + \vec{N}_{34} + \vec{G}_3 + \vec{P}_3^n + \vec{N}_{32} = 0. \quad (10)$$

Уравнение (10) решается графическим построением плана сил звена 3, то есть замкнутого силового многоугольника (рис. 3, ж). Проводим линию действия реакции \vec{R}_{30}^n и из любой точки этой линии строим известные вектора: \vec{R}_{30}^r , \vec{N}_{34} , \vec{G}_3 , \vec{P}_3^n . Из конца вектора \vec{P}_3^n проводим линию действия реакции \vec{N}_{32} . На пересечении первой линии (\vec{R}_{30}^n) и последней (\vec{N}_{32}) получаем искомые вектора \vec{R}_{30}^n и \vec{N}_{32} (рис. 3, ж).

5.4.3. Реакция \vec{R}_{21} находится из рассмотрения условия равновесия звена 2 в виде равенства нулю всех сил, приложенных к звену, в векторной форме, то есть

$$\vec{R}_{21} + \vec{G}_2 + \vec{P}_2^n + \vec{N}_{23} = 0. \quad (11)$$

Это уравнение решается графическим построением плана сил (рис. 3, з).

5.4.4. Наконец неизвестное расстояние h_{2-3} нормальной реакции \vec{N}_{23} ($\vec{N}_{32} = -\vec{N}_{23}$) от шарнира A определяется из условия равновесия моментов всех сил действующих на звено 2: $\sum M_A(\vec{F}) = 0$, то есть:

$$N_{23}h_{2-3} - M_2^n = 0, \quad (12)$$

откуда

$$h_{2-3} = \frac{M_2^n}{N_{23}} \text{ (м)}.$$

5.5. После завершения силового расчета групп Ассур выполняется силовой расчет начального звена 1. Схема нагружения звена 1 представлена на рис. 3, и. Последовательность силового расчета указана в табл. 2 настоящих методических указаний для случая, когда движение начальному звену передается через пару зубчатых колес.

Из уравнения моментов относительно точки O : $\sum M_O(F) = 0$, то есть

$$R_{12}h_2 - P_{yp}h_1 = 0, \quad (13)$$

где плечи сил h_1 и h_2 определены измерением на схеме нагружения звена, находим уравновешивающую силу

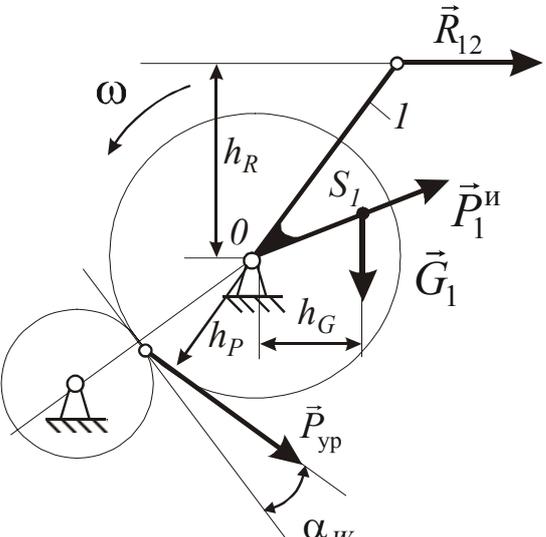
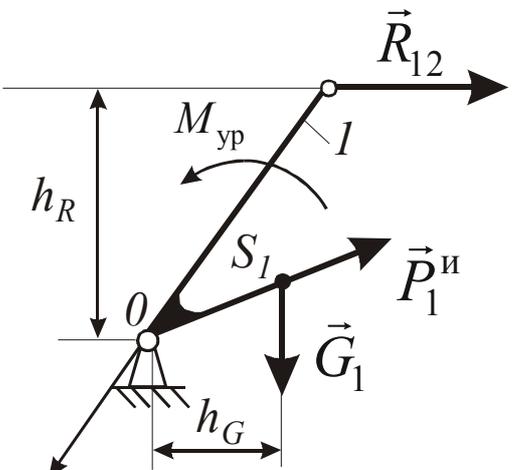
$$P_{\text{уп}} = \frac{R_{12} \cdot h_2}{h_1}.$$

Реакция R_{12} находится из рассмотрения условия равновесия начального звена в виде равенства суммы сил в векторной форме

$$\vec{R}_{10} + \vec{P}_{\text{уп}} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{12} = 0. \quad (14)$$

Уравнение (8) решается относительно неизвестной \vec{R}_{10} графическим путем построением плана сил.

Таблица 2 - содержание этапов силового расчета начального звена

Схема нагружения начального звена	Номер этапа	Вид уравнения равновесия	Неизвестные, определяемые на этапе
 <p>Движение передается через пару зубчатых колес, одно из которых закреплено на валу начального звена</p>	1	$\sum M_0(\vec{F}) = 0$	$\vec{P}_{\text{уп}}$
	2	$\sum \vec{F} = 0$	\vec{R}_{10}
 <p>Движение передается через муфту</p>	1	$\sum M_0(\vec{F}) = 0$	$M_{\text{уп}}$
	2	$\sum \vec{F} = 0$	\vec{R}_{10}

6. Проверка правильности силового расчета

Уравновешивающую силу (или уравновешивающий момент) можно найти без предварительного силового расчета механизма, так как на основании общего уравнения динамики мощность, создаваемая уравновешивающей силой (уравновешивающим моментом), равна со знаком минус сумме мощностей всех активных сил, а также сил и моментов сил инерции, которые учитывались при силовом расчете структурных групп.

Пусть P_i – одна из сил, а M_j – один из моментов сил, приложенных к звеньям механизма; V_i – скорость точки приложения i -той силы, а ω_j – угловая скорость звена, к которому приложен момент M_j . Тогда мощность, создаваемая уравновешивающим моментом $M_{\text{уп}}$ будет равна:

$$M_{\text{уп}}\omega = -(\sum P_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_j \omega_j), \quad (15)$$

где ω – угловая скорость начального звена (кривошипа), α_i – угол между направлениями силы \vec{P}_i и скорости \vec{V}_i . из выражения (15) имеем

$$M_{\text{уп}}\omega = -\frac{(\sum P_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_j \omega_j)}{\omega}. \quad (16)$$

в случае передачи движения начальному звену через пару зубчатых колес уравновешивающая сила $P_{\text{уп}}$ связана с уравновешивающим моментом выражением

$$P_{\text{уп}} \cdot h_{\text{уп}} = M_{\text{уп}}. \quad (17)$$

Здесь $h_{\text{уп}}$ – плечо уравновешивающей силы относительно неподвижной точки начального звена

$$h_{\text{уп}} = r_W \cos \alpha_W, \quad (18)$$

где r_W – радиус начальной окружности эвольвентного зубчатого колеса, закрепленного на валу кривошипа, а α_W – угол зацепления, тогда вместо выражения (16) получим

$$P_{\text{уп}} = -\frac{(\sum P_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_j \omega_j)}{\omega r_W \cos \alpha_W}. \quad (19)$$

Обозначим через $P_{ур}$ значение уравнивающей силы, полученной в результате силового расчета механизма для заданного положения начального звена, а $P_{ур}^{пп}$ – значение найденное по формуле (19). Силовой расчет считается правильным, если относительная погрешность вычислений, определяется выражением

$$\delta = \left| \frac{P_{ур} - P_{ур}^{пп}}{P_{ур}^{пп}} \right| \cdot 100\% . \quad (20)$$

не превосходит допустимого значения $[\delta]$.

Как правило, допустимое значение принимается равным 10 %.

7. Применение ЭВМ для силового расчета

Успешное и эффективное исследование механизмов в значительной степени зависит от умения оперативно применять ЭВМ.

Программа исследования любого плоского рычажного механизма, в том числе силового расчета, легко составляется при наличии библиотеки подпрограмм (процедур) анализа отдельных структурных групп, из которых состоит механизм.

Так как силовому расчету, который выполняется методом кинестатики, должно предшествовать кинематическое исследование механизма, то следует иметь и подпрограммы кинематического исследования отдельных структурных групп. В алгоритмах этих подпрограмм используются аналитические решения задач кинематического анализа, которые могут быть основаны например на методе проектирования планов механизма, скоростей и ускорений на оси прямоугольной системы координат.

Алгоритмы подпрограмм силового расчета отдельных структурных групп основаны на аналитическом представлении уравнений равновесия звеньев или структурных групп в целом.

На кафедре ТММ НТУ «ХПИ» процедуры кинематического исследования начального звена (кривошипа) и всех видов структурных групп 2-го класса, а также процедуры силового расчета представлены в методических указаниях [5]. Процедуры написаны на языке ПАСКАЛЬ и содержатся в модуле ПРОЕКТ.

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. Учеб. для ВТУЗов – М: Наука, 1988 – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для ВТУЗов/К. В. Фролов, С. А. Попов и др./ Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987 – 496 с.
3. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Кореняко А. С. и др. – Киев: Вища шк., 1970 – 332 с.
4. Теория механизмов и машин. \Системный подход: Учеб. пособие\ А. А. Грунауэр, И. Д. Долгих. – К.: УМК ВО, 1992. – 384 с.
5. Методические указания по применению ЭВМ при выполнении курсового проекта по теории механизмов и машин для студентов машиностроительных специальностей. В. А. Новгородцев, В. Б. Зеленский, Г. А. Кротенко и др. – Харьков: ХГПУ, 1998. – 37 с.

Список источников информации

Перечень основной литературы

- 1 Прикладная механика. Теория механизмов и машин Электронный ресурс : учебное пособие / П.М. Вержанский / В.А. Мостаков / М.Н. Вьюшина / А.Д. Бардовский / Б.В. Воронин / П.Я. Бибииков. - Прикладная механика. Теория механизмов и машин, 2019-09-01. - Москва : Издательский Дом МИСиС, 2015. - 96 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks. - ISBN 978-5-87623-889-4
- 2 Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.]. - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548. - Предм. указ.: с. 549-554. - ISBN 978-5-7695-5633-3
- 3 Тимофеев, С. И. Теория механизмов и механика машин : учеб. пособие для вузов / С. И. Тимофеев. - Ростов-на-Дону : Феникс, 2011. - 349 с. : ил. ; 21. - (Высшее образование). - Гриф: Доп. УМО. - Библиогр.: с. 346. - ISBN 978-5-222-17719-8

Перечень дополнительной литературы:

- 1 Гилета, В. П. Теория механизмов и машин. Ч. 1. Структурный и кинематический анализ рычажных механизмов / В.П. Гилета ; Н.А. Чусовитин ; Б.В. Юдин. - Новосибирск : НГТУ, 2013. - 108 с. - ISBN 978-5-7782-2267-0
- 2 Евдокимов, Ю. И. Теория механизмов и машин / Ю.И. Евдокимов, 1, Структура, кинематика и кинетостатика механизмов. - Новосибирск : Новосибирский государственный аграрный университет, 2013. - 136 с.
- 3 Капустин, А. В. Теория механизмов и машин / А.В. Капустин ; Ю.Д. Нагибин. - Йошкар-Ола : ПГТУ, 2014. - 68 с. - ISBN 978-5-8158-1351-9
- 4 Кокорева, О. Г. Теория механизмов и машин / О.Г. Кокорева. - Москва : Альтаир-МГАВТ, 2015. - 83 с.
- 5 Кузнецов, Н. К. Теория механизмов и машин : Учебное пособие / Кузнецов Н. К. - Иркутск : Иркутский государственный технический университет, 2014. - 104 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks. - ISBN 978-5-8038-0935-7

Перечень учебно-методического обеспечения

- 1 Кокорева, О. Г. Теория механизмов и машин : Методические рекомендации / Кокорева О. Г. - Москва : Московская государственная академия водного транспорта, 2015. - 47 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks.
- 2 Кокорева, О. Г. Теория механизмов и машин : Методические рекомендации по выполнению курсового проекта / Кокорева О. Г. - Москва : Московская государственная академия водного транспорта, 2015. - 52 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks.

Перечень ресурсов информационно-телекоммуникационной сети «Интернет», необходимых для освоения дисциплины (модуля):

- 1 catalog.ncstu.ru – Электронный каталог фолиант СКФУ
- 2 <http://window.edu.ru/> – Единое окно доступа к образовательным ресурсам.
- 3 www.biblioclub.ru – Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека онлайн».
- 4 www.e.lanbook.com – Электронно-библиотечная система «Лань»
- 5 www.library.stavsu.ru – Электронная библиотека и электронный каталог научной библиотеки СКФУ

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Невинномысский технологический институт (филиал)

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
по выполнению контрольных работ
по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»
для студентов заочной формы обучения направления подготовки
15.03.02 Технологические машины и оборудование

Невинномысск 2020

Методические указания разработаны в соответствии с требованиями ФГОС ВО и рабочей программы дисциплины «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН». Указания предназначены для студентов заочной формы обучения, направления подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование. Приведены примеры решения задач.

Составители

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент

ВВЕДЕНИЕ

Методические указания и задания по курсу теории механизмов и машин составлены в соответствии с программой данного курса, читаемого в ФГАОУ ВО «СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ», Невинномысский технологический институт (филиал).

Приступая к решению контрольных задач, следует изучить следующие разделы дисциплины: структурный анализ механизмов, теория эвольвентного зацепления, кинематика зубчатых передач.

Для выполнения контрольных работ студенту рекомендуется использовать литературу, приведенную в конце методических указаний.

Контрольную работу студенты выполняют на стандартных листах формата А4 или в ученических тетрадях. В контрольной работе должны быть приведены схема и условие задачи.

По курсу теории механизмов и машин студент выполняет контрольную работу, состоящую из трех задач. Номер схемы или варианта задачи студент выбирает по последней цифре своего шифра, т.е. по последней цифре номера зачетной книжки. В задачах 1, 2, 3 по по шифру выбирается схема задачи.

Задача 1. Тема «Структурный анализ механизмов»

Структурный анализ - это раздел курса, в котором изучается строение механизмов, т.е. исследуется, из каких звеньев состоит механизм, каким образом соединяются звенья в кинематическую цепь, какова степень подвижности механизмов.

Механизмом называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

Твердое тело, входящее в состав механизма, называется звеном. Звено может состоять из одной или нескольких неподвижно соединенных деталей.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется *кинематической парой*. Кинематические пары классифицируют по числу степеней свободы или по числу условий связи. В зависимости от вида элементов кинематических пар они подразделяются на высшие и низшие.

Система звеньев, образующих между собой кинематические пары, называется *кинематической цепью*. Различают замкнутые и незамкнутые кинематические цепи. Если известные ранее механизмы представляли собой замкнутые кинематические цепи, то некоторые современные механизмы (например, механизмы манипуляторов) образованы из незамкнутых кинематических цепей.

В каждом механизме есть одно неподвижное (или принимаемое за неподвижное) звено, называемое *стойкой*.

Из неподвижных звеньев выделяют входные и выходные. Входному звену сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. Звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм, называется *выходным звеном* (ранее звенья с указанным функциональным назначением назывались соответственно *ведущим* и *ведомым*).

Число степеней свободы пространственных и плоских механизмов определяются соответственно по формулам Малышева и Чебышева.

Механизмы разделяются на плоские и пространственные. Плоским называется механизм, все подвижные звенья которого совершают движения, параллельные одной и той же неподвижной плоскости.

К основным видам механизмов относятся: рычажные, кулачковые, зубчатые, фрикционные, механизмы с гибкими звеньями, гидравлические, пневматические, волновые.

Рычажными называют механизмы, в состав которых входят только низшие кинематические пары. Эти механизмы могут обеспечивать передачу значительных сил, так как в низших кинематических парах звенья соприкасаются по поверхности. Ввиду ограниченного числа видов низших кинематических пар многие важные законы преобразования движения звеньев не могут быть получены с помощью рычажных механизмов. В этом плане большими возможностями обладают механизмы с высшими кинематическими парами, в которых звенья соприкасаются по точкам или по линиям. Однако, они менее изнаноустойчивы, чем низшие.

В системах управления широко применяются кулачковые механизмы. Кулачковый механизм состоит из кулачка, толкателя и стойки. Кулачок - это звено, которому принадлежит элемент высшей пары. Разнообразие форм, которые можно придать кулачку, определяют большое разнообразие возможных преобразований движения. Одна из особенностей кулачковых механизмов состоит в том, что может быть обеспечено движение выходного звена с остановками за конечный отрезок времени при непрерывном движении входного.

Кулачковые механизмы различают по виду кулачка, характеру движения входного и выходного звеньев, по виду элемента высшей пары на звене, соприкасающемся с кулачком (плоскость, цилиндрическая поверхность ролика, сферическая поверхность и т. п.), по способу замыкания высшей кинематической пары.

Все законы движения, удовлетворяющие одним и тем же граничным условиям, сравнивают по многим безразмерным коэффициентам, выражающим ту или иную кинематическую или динамическую характеристику.

Движение выходного звена кулачкового механизма с принятым законом движения обеспечивается выбором соответствующей формы профиля кулачка (сечения поверхности кулачка плоскостью, перпендикулярной оси вращения). Искомый профиль кулачка определяется по точкам. Формулы для вычисления получают, используя метод обращения движения. Для контроля вычислений и предварительного определения формы кулачка и некоторых характеристик механизма используют графическое построение профиля.

Условие. Схемы плоских механизмов представлены на рис 1.

Произвести структурный анализ плоских механизмов с высшими и низшими кинематическими парами, обозначить звенья и кинематические пары механизма, класс и наименование каждой кинематической пары, определить число степеней подвижности в механизме, разложить механизм на структурные группы, указать класс и порядок каждой структурной группы, определить класс механизма.

При наличии высших кинематических пар произвести их замену и нарисовать схему заменяющего механизма.

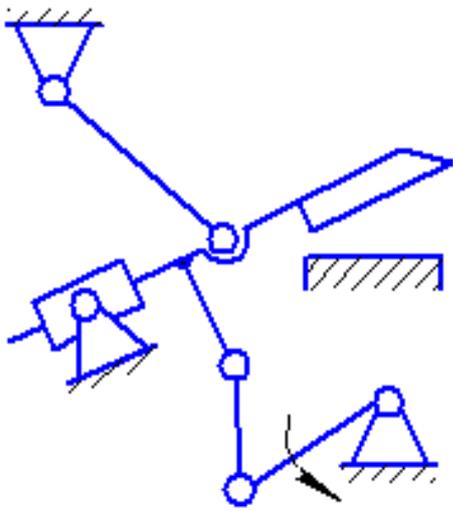


Схема 0

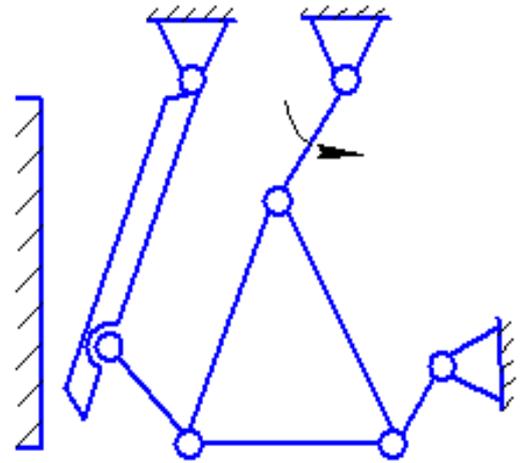


Схема 1

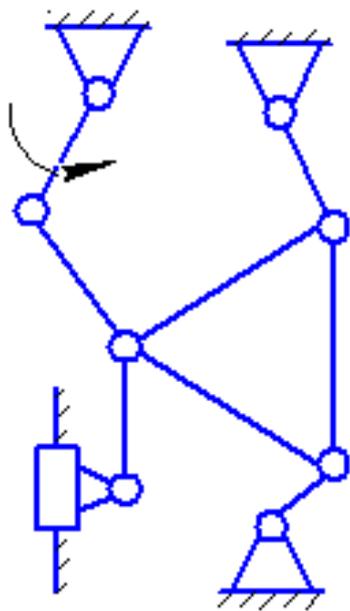


Схема 2

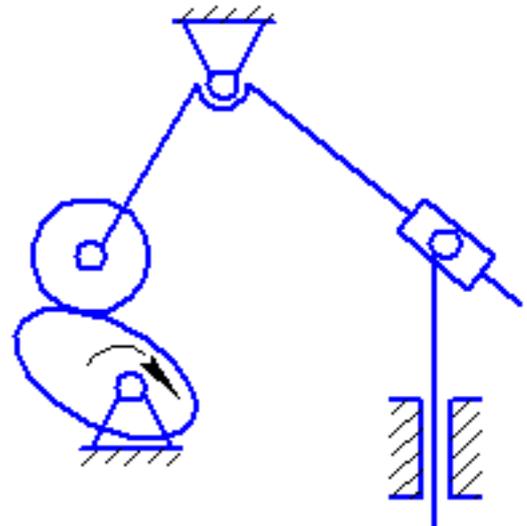


Схема 3

Рис. 1

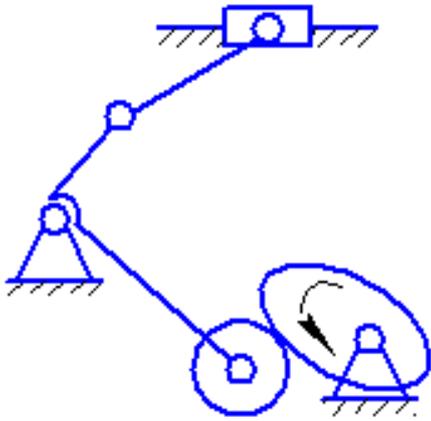


Схема 4

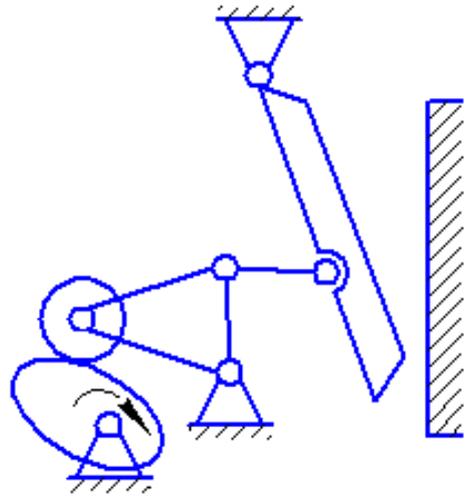


Схема 5

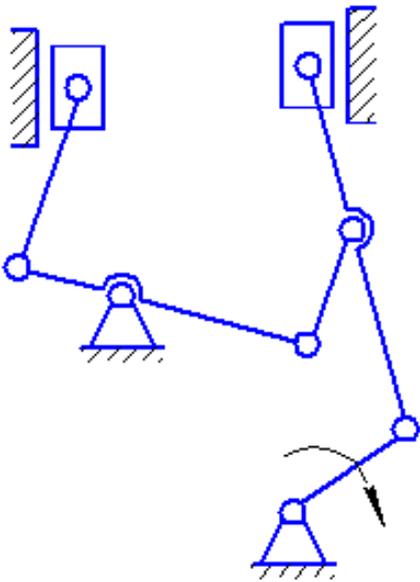


Схема 6

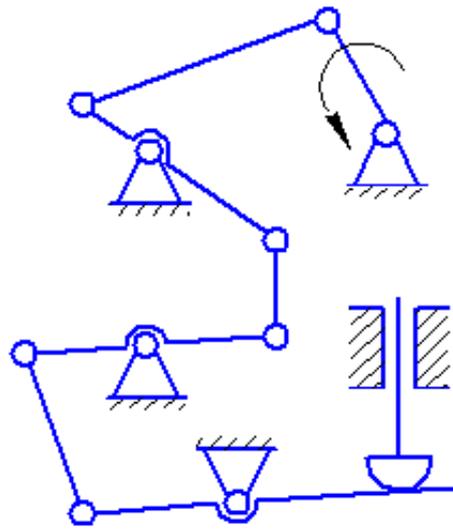


Схема 7

Продолжение рис. 1

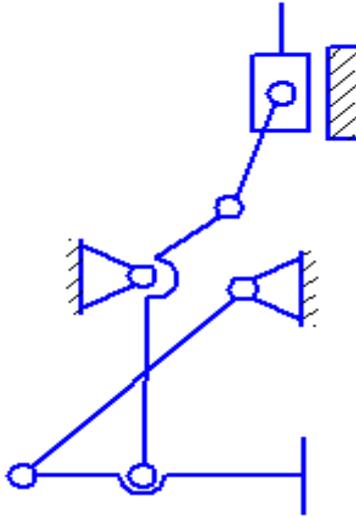


Схема 8

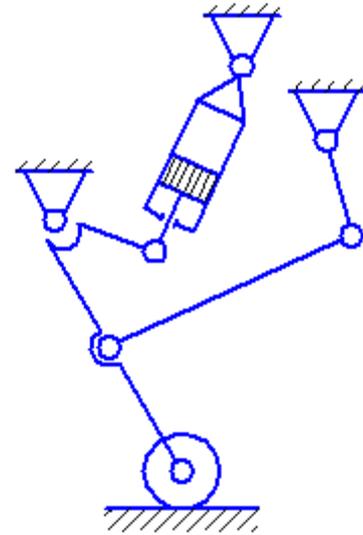


Схема 9

Окончание рис. 1

Пример решения задачи 1

Условие. Произвести структурный анализ механизма приемника давления электрического дистанционного манометра (рис. 2,а).

Решение. Степень подвижности механизма W определяем по формуле Чебышева [2, с.40].

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 \quad (1.1)$$

где n - число подвижных звеньев;

P_5 - число кинематических пар 5-го класса;

P_4 - число кинематических пар 4-го класса.

Арабскими цифрами на схеме (рис 2,а) обозначены звенья механизма, а именно:

1 - ползун; 2- коромысло; 3- шатун; 4- ползун.

Итого число подвижных звеньев $n = 4$.

Анализ кинематических пар, обозначенных на схеме римскими цифрами, сведен в табл. 1

Анализ кинематических пар механизма

Обозначение кинематической пары	I	II	III	IV	V	VI
Звенья, образующие кинематическую пару	0-1	1-2	2-0	2-3	3-4	4-0
Класс кинематической пары	5	4	5	5	5	5

Таким образом, число кинематических пар 5-го класса $P_5 = 5$, 4-го класса $P_4 = 1$.

В механизме отсутствуют пассивные связи и звенья, вносящие лишние степени свободы. Степень подвижности механизма по формуле (1.1).

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

Ведущее звено задано в условии примера, и оно должно быть одно, так как $W = 1$.

Структурный анализ механизма по Ассур-Артоболовскому выполняется для кинематической цепи, состоящей только из кинематических пар 5-го класса. Если же исследуемый механизм имеет кинематические пары 4-го класса, то они предварительно должны быть заменены одним звеном, входящим в две кинематические пары 5-го класса. Получившийся после такой замены механизм называется заменяющим.

Схема заменяющего механизма представлена на рис. 2.б. Дополнительное звено 5 - ползун. Анализ кинематических пар заменяющего механизма сведен в табл.2.

Степень подвижности заменяющего механизма определяется подстановкой в форму Чебышева следующих значений: $n = 5$, $P_5 = 7$:

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

Таким образом, степень подвижности осталась равной единице, т.е. замена выполнена верно.

Таблица 2

Анализ кинематических пар заменяющего механизма

Обозначение кинематической пары	I	II	III	IV	V	VI	VII
Звенья, образующие кинематическую пару	0-1	1-5	5-2	2-0	2-3	3-4	4-0
Класс кинематической пары	5	5	5	5	5	5	5
Наименование	Поступательная	Поступательная	Вращательная	Вращательная	Вращательная	Вращательная	Поступательная

Следующим этапом структурного анализа является выделение из механизма структурных групп с нулевой степенью подвижности. Эту задачу рекомендуется решать по следующей методике:

а) Отсоединение структурных групп начинать с групп II класса и наиболее удаленных по кинематической цепи от ведущего звена;

б) Если степень подвижности оставшейся кинематической цепи изменилась, то отсоединение сделано неверно, и следует отсоединить пару звеньев в другой комбинации;

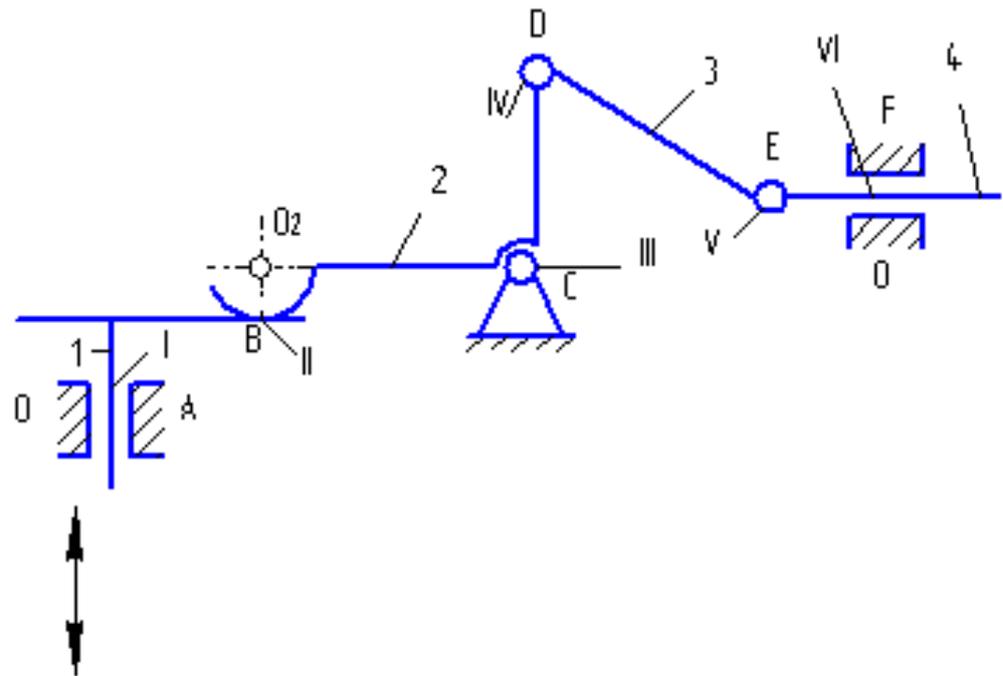
в) Если отсоединить группу II класса не удастся, то следует рассмотреть возможность отсоединения группы III класса.

г) После отсоединения 1 группы отсоединить от оставшейся кинематической цепи следующую группу и т. д. до тех пор, пока не останется механизм I класса, т. е. ведущее звено, соединенное кинематической парой со стойкой.

Рассмотрим изложенную последовательность на примере заменяющего механизма (рис.2.б). Вначале отделяется группа Ассура второго класса, образованная звеньями 4 и 3, а затем группа второго класса, состоящая из звеньев 2 и 5.

На этом расчленение механизма заканчивается, так как остались ведущее звено 1 и стойка 0, т.е. механизм I класса. Разложение механизма на группы Ассуря приведено на рис. 3.

а



б

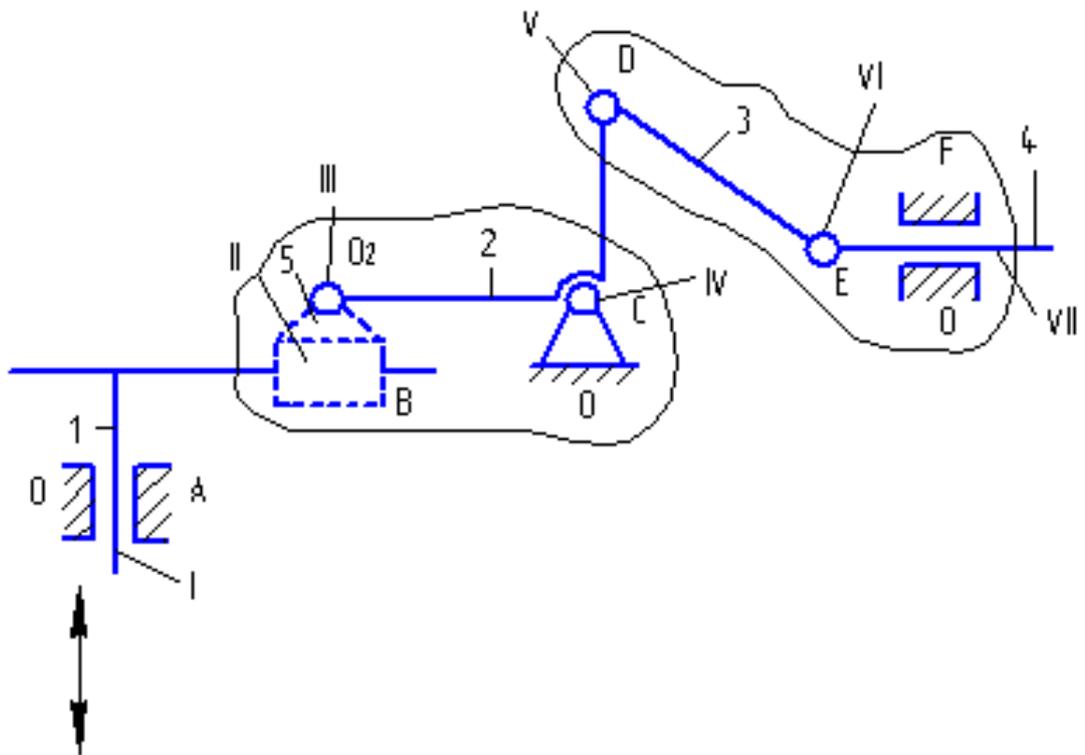
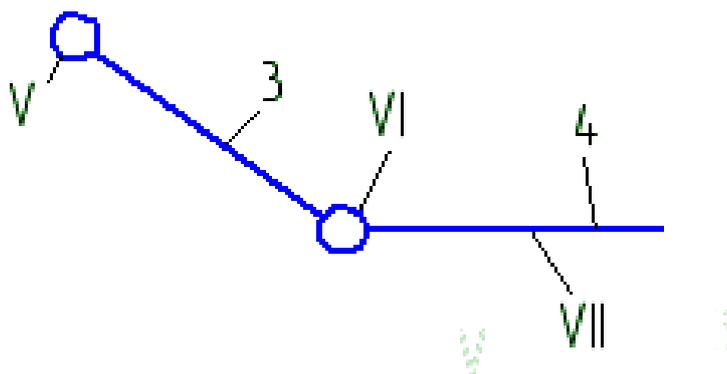
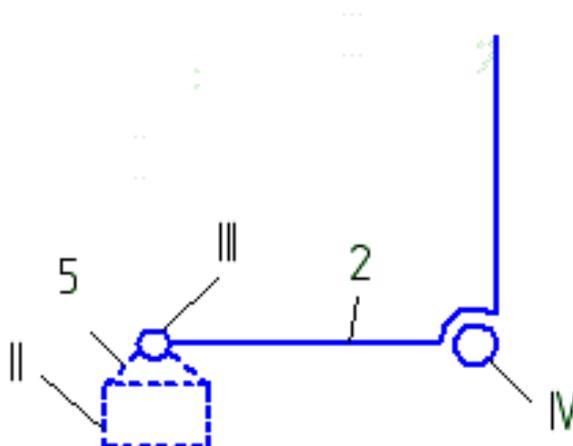


Рис. 2. а) – исходный механизм; б) – заменяющий механизм.

а



б



в

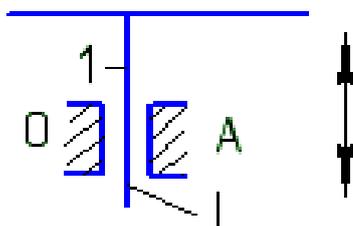


Рис.3. Структурные составляющие механизма: а) Группа Ассур II класса 2-го вида; б) Группа Ассур II класса 2-го вида; в) Механизм I класса.

Структурный анализ показал, что механизм имеет одну степень свободы и структурная формула его запишется в виде

$$I \rightarrow II_2 \rightarrow II_2$$

Римские цифры показывают класс структурных групп, а индексы, обозначенные арабскими цифрами, - вид групп.

Класс механизма определяется наивысшим классом структурной группы Ассура, входящей в состав механизма. Для исследуемого механизма наивысший класс присоединенных групп - второй, поэтому весь механизм относится ко II классу (при ведущем звене 1).

Задача 2. Тема «Структурный анализ пространственных механизмов»

Манипуляторы как исполнительные устройства промышленных роботов представляют собой пространственные механизмы различных структурных схем с несколькими степенями подвижности, выполняемые в виде незамкнутых кинематических цепей.

Обычно манипулятор имеет шесть или большее число степеней свободы (подвижности), из которых три используются для перемещения (переноса) объекта из одной точки пространства в другую по заданной траектории с регламентированным законом движения, а три других обеспечивают требуемую ориентацию объекта в пространстве.

Объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения рабочего органа (захвата), называется рабочим объемом манипулятора. Не все части рабочего объема одинаково удобны для выполнения заданных движений захвата. Одни части рабочего объема совершенно свободны для любых движений захвата, в то время как в других его частях на движения захвата могут быть наложены разного рода ограничения.

Под маневренностью манипулятора понимается его число степеней свободы при неподвижном захвате. Сравнение различных схем манипуляторов показывает, что маневренность зависит не только от числа степеней свободы манипулятора, но и от расположения кинематических пар.

В зависимости от степени совершенства системы управления и оснащенности техническими органами чувств роботы подразделяются на три поколения:

Роботы первого поколения работают по жесткой программе и могут воспроизводить заданные движения манипулятора независимо от внешней обстановки. Программа легко заменяется, чем обеспечивается гибкость перестройки робота на различные операции. Эти роботы находят широкое применение в различных производствах при автоматизации травмоопасных, монотонных, тяжелых ручных операций и пр.

Роботы второго поколения - адаптирующиеся, осязающие системы. Они снабжены датчиками - техническими органами чувств (зрение, слух, осязание и пр.). Эти роботы классифицируют обстановку (внешнюю и внутреннюю) и производят действия в соответствии со сложившейся обстановкой, т.е. работают по принципу «класс ситуаций - действие». Роботы второго поколения обладают некоторой автономностью и используются для выполнения сборочных работ, исследования морских глубин, космического пространства и пр.

Роботы третьего поколения - интеллектуальные роботы, снабжены элементами искусственного интеллекта. Задание для них задается в весьма общем виде. Они выбирают и осуществляют оптимальное решение поставленной задачи. Такие роботы находятся в стадии разработки и эксперимента.

Степень подвижности пространственных механизмов определяют по формуле А.П.Малышева [2, с.35]

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot p_5 - 4 \cdot p_4 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_2 - p_1, \quad (2.1)$$

где n - число подвижных звеньев;

p_5, p_4, \dots, p_i – число кинематических пар 5-го, 4-го, ... i -го класса.

На практике в пространственных механизмах встречаются кинематические пары 5-го класса (вращательная и поступательная); 4-го класса (сферический шарнир и цилиндрическая пара); 3-го класса (сферическая).

Условные обозначения кинематических пар на схемах приведены в таблице 3.

Примером рычажных пространственных механизмов служат кинематические цепи манипуляторов робототехнических систем.

Манипулятор представляет собой незамкнутую кинематическую цепь с несколькими степенями свободы. В задачу структурного анализа входит определение числа степеней свободы и маневренности манипулятора. Маневренность определяют также по формуле А.П.Малышева, но при этом захват считают неподвижным звеном. Таким образом, маневренность характеризует возможность звеньев манипулятора изменять свое положение при условии, что захват соединен с объектом манипулирования.

Условие. Для работы манипулятора определить число степеней свободы захвата и маневренность. Указать название, число и класс кинематических пар.

Схемы пространственных механизмов представлены на рис. 4.

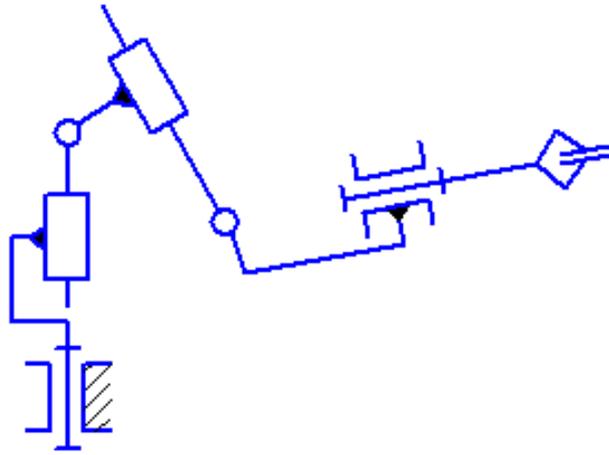


Схема 0

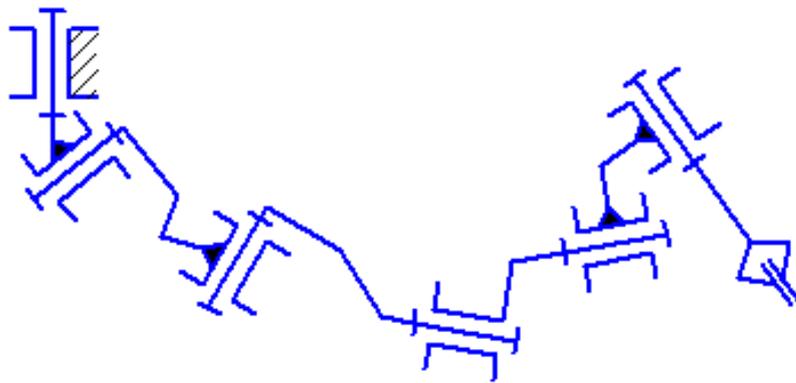


Схема 1

Рис. 4

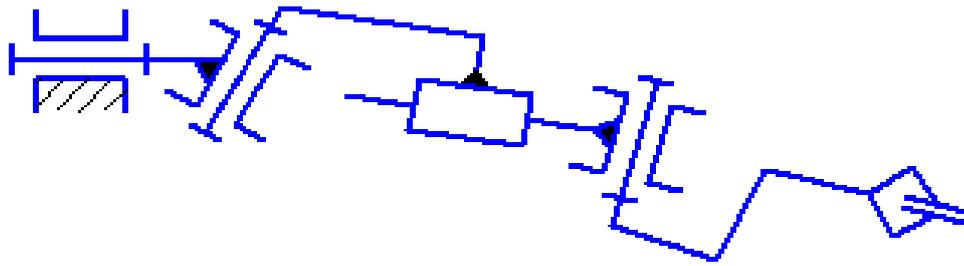


Схема 2

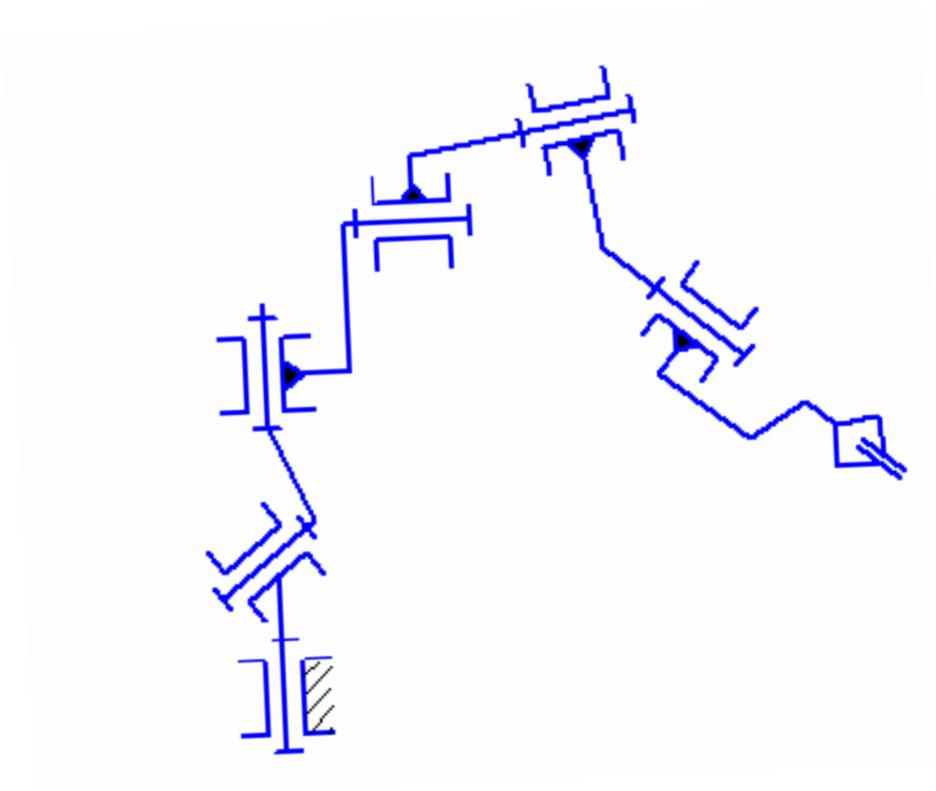


Схема 3

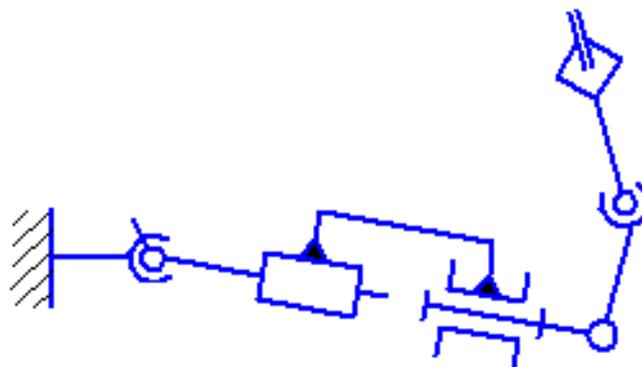


Схема 4

Продолжение рис. 4

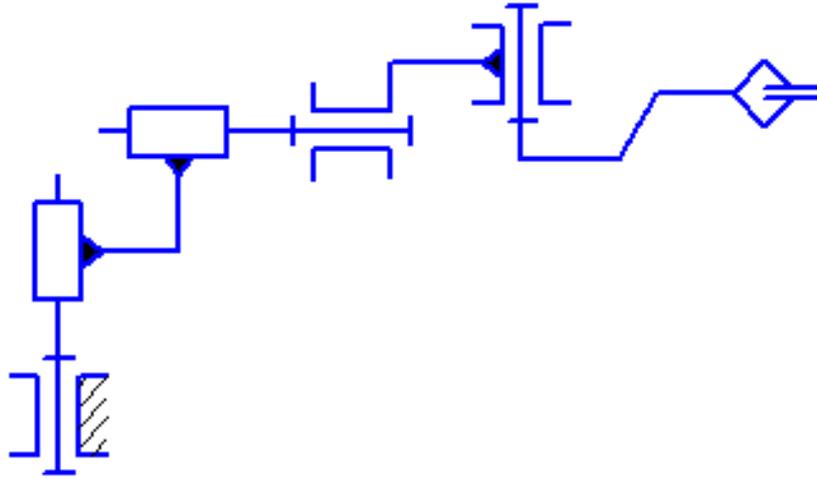


Схема 5

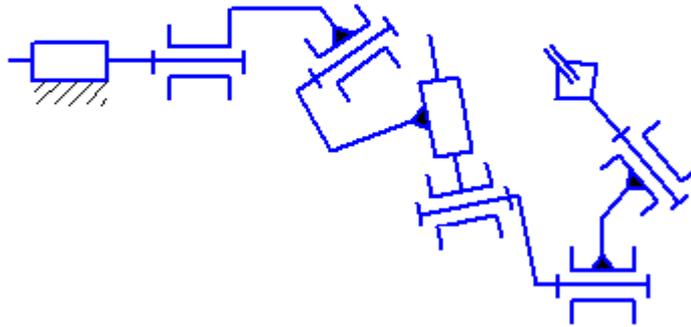


Схема 6

Продолжение рис. 4

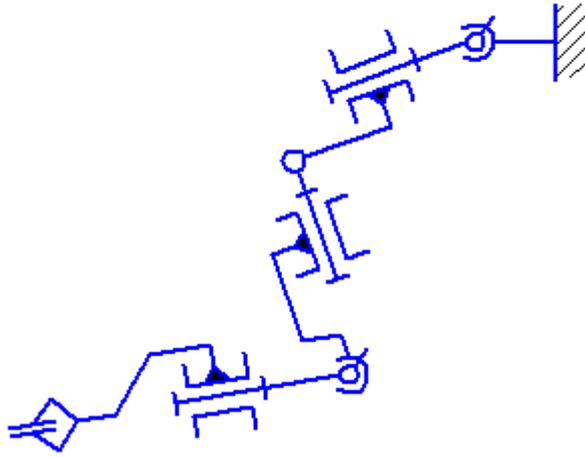


Схема 7

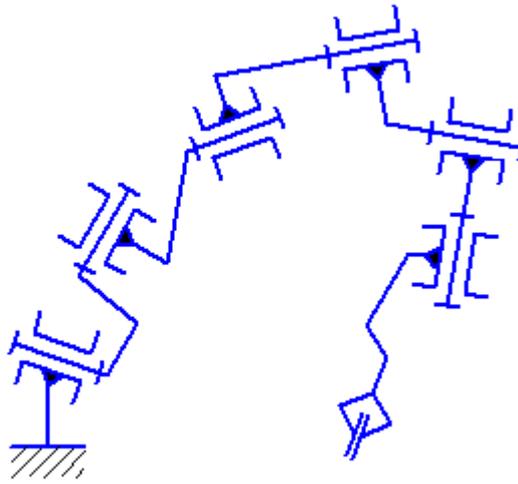


Схема 8

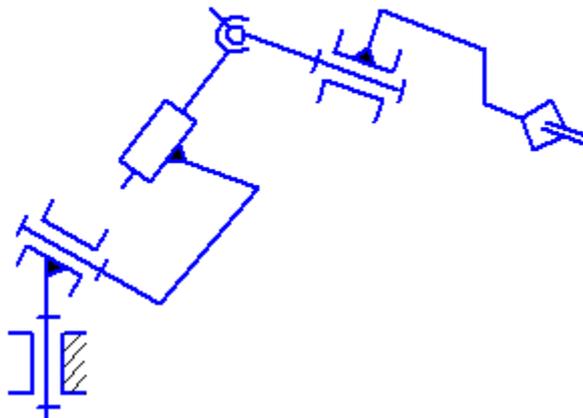
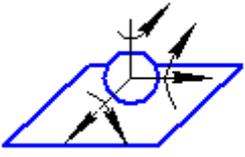
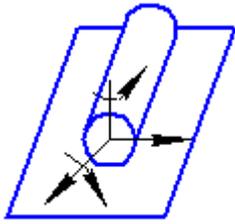
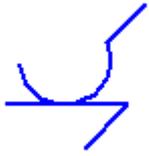
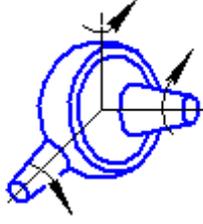
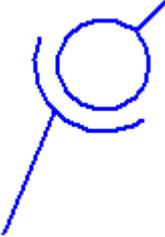
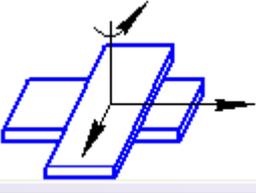
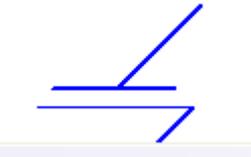
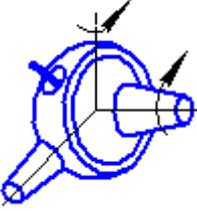
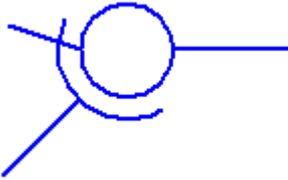
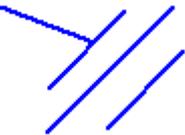
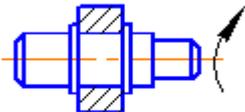
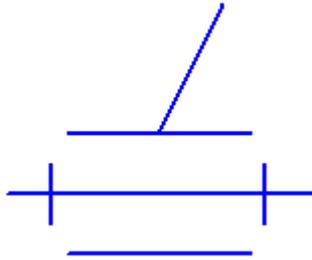
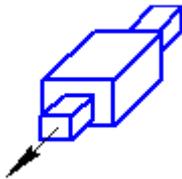
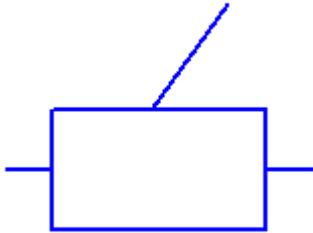


Схема 9

Окончание рис. 4

Классификация кинематических пар.

Класс пары	Название пары	Рисунок	Обозначение
1	Шар на плоскости		
2	Цилиндр на плоскости		
3	Сферическая пара		
3	Плоскостная пара		
4	Сферическая с пальцем		
4	Цилиндрическая пара		

Класс пары	Название пары	Рисунок	Обозначение
5	Вращательная пара		
5	Поступательная пара		

Пример решения задачи 2

Для примера рассмотрим манипулятор, изображенный на рис. 5.

Звенья механизма обозначим арабскими цифрами, количество их $n = 5$.

Кинематические пары, входящие в состав данного механизма:

$p_5 = 3$, в том числе две вращательные (А, В) и одна поступательная (С);

$p_4 = 2$, сферический шарнир с пальцем (Д) и цилиндрическая пара (В).

До тех пор, пока захват (звено 5) не соединяется с объектом манипулирования, кинематическая цепь является незамкнутой.

Определяем степень подвижности:

$$W = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 2 = 7$$

Таким образом, механизм имеет 7 независимых движений для ориентации и перемещения в рабочем пространстве.

После того, как захват подведен к объекту манипулирования и объединен с ним, количество подвижных звеньев становится на единицу меньше, т.е. $n = 4$. Число кинематических пар остается неизменным. Те-

перь можно определить маневренность манипулятора.

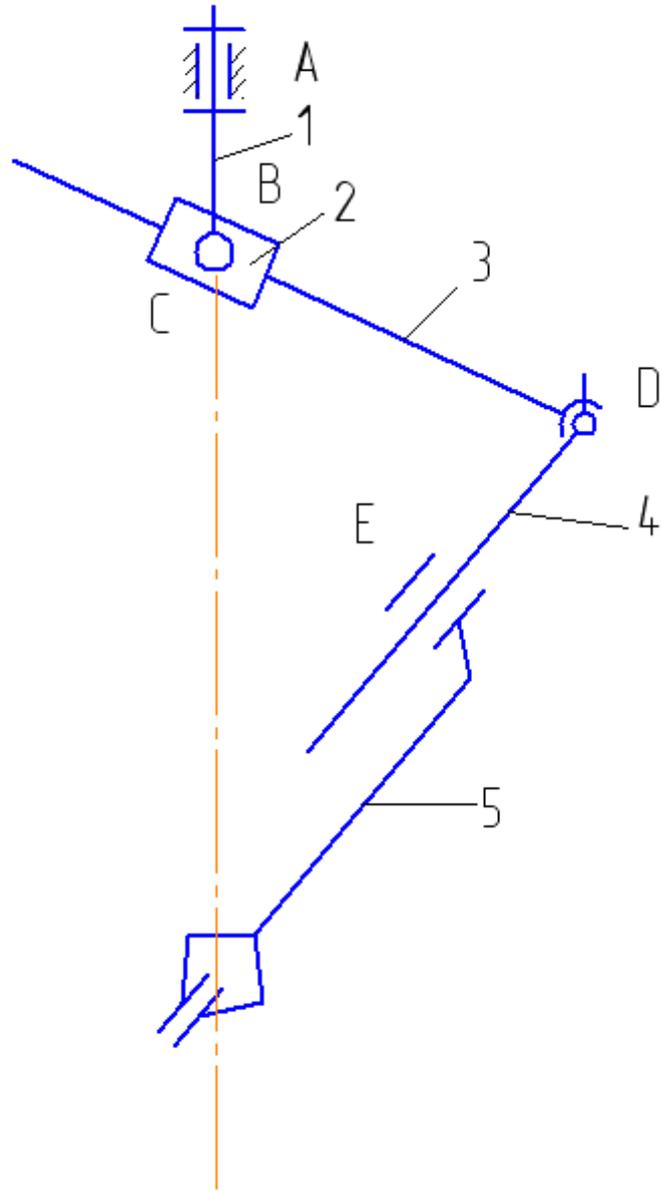


Рис. 5. Структурная схема руки манипулятора

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

Тот факт, что маневренность равна единице, означает, что при фиксированном положении захвата (неподвижная точка В) звенья механизма могут менять свое положение в зависимости от положения одного из звеньев: например, при вращении звена 2 одновременно изменятся длины сторон ВД и ДЕ, а также углы треугольника ВДЕ, то есть положение звеньев 3 и 4 является функцией угла поворота звена 2.

Задача 3. Тема «Кинематический анализ зубчатых механизмов»

Задачей кинематического анализа зубчатых механизмов является определение передаточного отношения и частоты вращения выходных звеньев.

Простейшая зубчатая передача состоит из двух колес с зубьями, посредством которых они сцепляются между собой. По форме колес различают цилиндрические, конические, эллиптические, фигурные зубчатые передачи.

Наиболее распространены зубчатые колеса круглой формы, т. е. цилиндрические и конические. Коническая зубчатая передача осуществляет вращение между валами, геометрические оси которых пересекаются. По форме и расположению зубьев на колесе различают прямые, косые, шевронные, круговые и другие криволинейные зубья.

Постоянство передаточного отношения зубчатой передачи обеспечивается формой профиля зубьев. Наибольшее распространение получил эвольвентный профиль, так как отличается простотой изготовления (методом копирования или обкатки).

При нарезании зубчатых колес с числом зубьев эвольвентного профиля меньше некоторого предельного значения происходит подрез ножек зубьев, в результате чего прочность зубьев значительно снижается. Для устранения подрезания применяют зубчатые зацепления со смещением или так называемые скорректированные зубчатые передачи.

К основным геометрическим параметрам, характеризующим зубчатое зацепление, относятся: модуль, угол зацепления, диаметры делительной, начальной и основной окружностей, коэффициент перекрытия.

Зубчатые механизмы подразделяются на механизмы с неподвижными и подвижными осями вращения.

Для выполнения кинематического анализа необходимо определить передаточное отношение зубчатой передачи.

Передаточным отношением U_{1i} называется отношение угловой скорости ω_1 зубчатого колеса 1 к угловой скорости i го ω_i зубчатого колеса. Вместо угловых скоростей можно использовать также понятие частоты вращения n :

$$U_{1i} = \omega_1 / \omega_i = n_1 / n_i. \quad (3.1)$$

Угловые скорости колес, находящихся в зацеплении, обратно пропорциональны радиусам начальных окружностей r_w и числам зубьев колес Z .

Таким образом, передаточное отношение для пары цилиндрических колес внешнего зацепления (рис.6, а)

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{Z_2}{Z_1}, \quad (3.2)$$

внутреннего зацепления (рис.6, б)

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Общее передаточное отношение многосвязного механизма равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней [6, с.93]

$$U_{1i} = U_{12} \cdot U_{23} \cdot U_{34} \dots U_{(i-1)i} \quad (3.3)$$

Определение передаточного отношения рекомендуется производить в следующем порядке:

- 1) определить число ступеней в передаче;
- 2) найти передаточное отношение каждой ступени;
- 3) перемножить передаточные отношения ступеней.

Полученное число и будет передаточным отношением многоступенчатой передачи.

Механизмы с одной степенью свободы, имеющие неподвижное колесо, называют планетарными. Особенность планетарных механизмов - наличие зубчатых колес (сателлитов) с движущимися геометрическими осями.

а

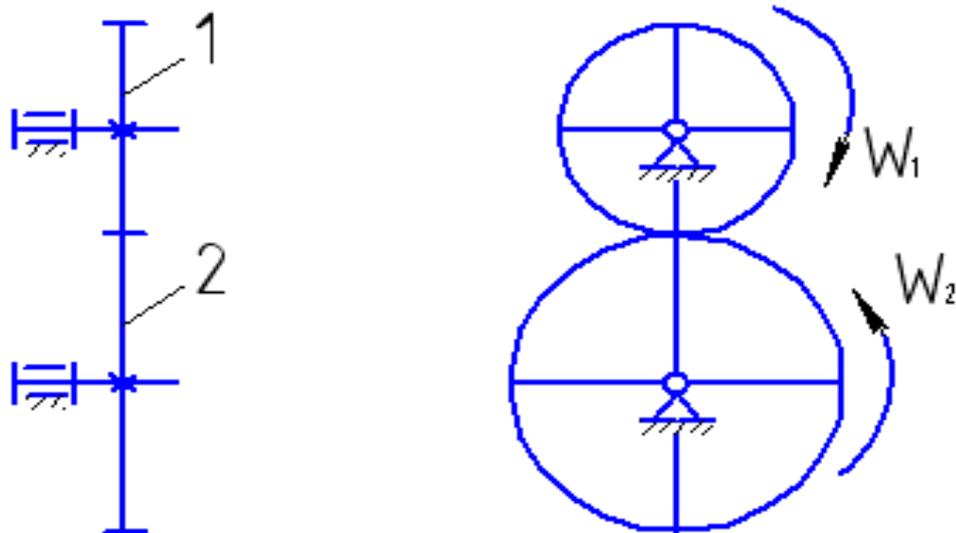
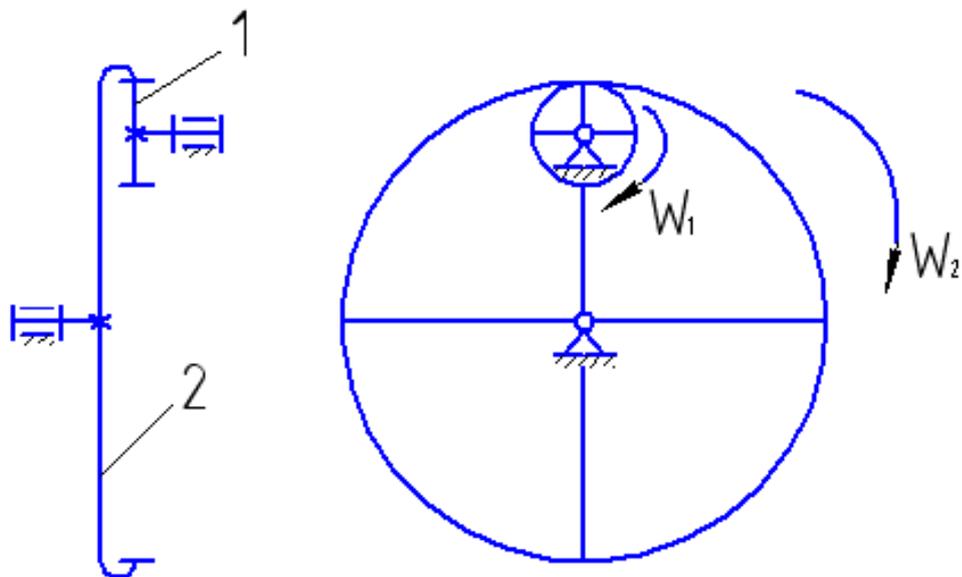


Рис.6.

б



Продолжение рис.6.

Механизмы с числом степеней свободы $W > 2$, которые обычно не имеют неподвижного колеса, называют дифференциальными.

Поскольку сателлиты в передачах с подвижными осями совершают сложное вращательное движение, то определение передаточного движения производят методом обращенного движения [3, с.34-35].

Условие. Исходные данные к задаче 3 приведены в табл.4, кинематические схемы зубчатых механизмов представлены на рис.7. Определить число степеней подвижности механизма, неизвестные числа зубьев колес и частоту вращения колес.

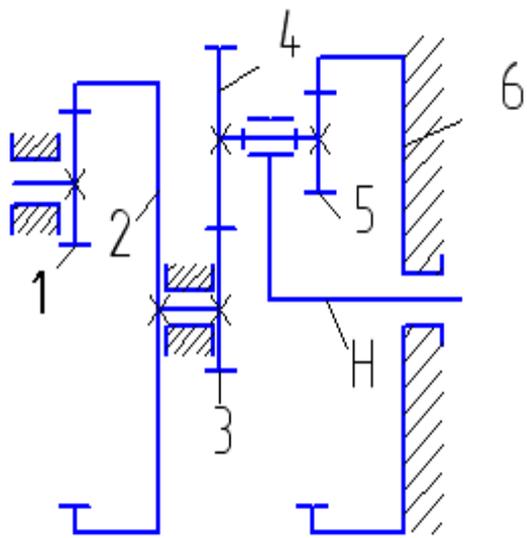


Схема 0

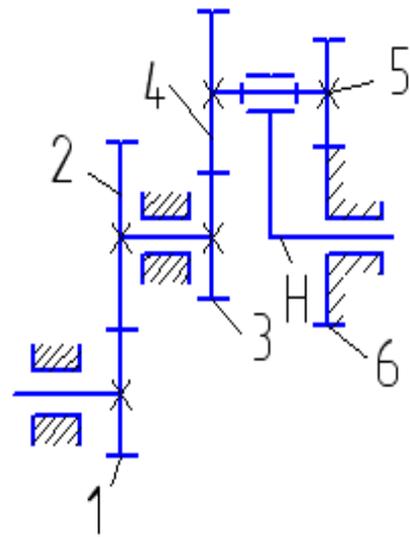


Схема 1

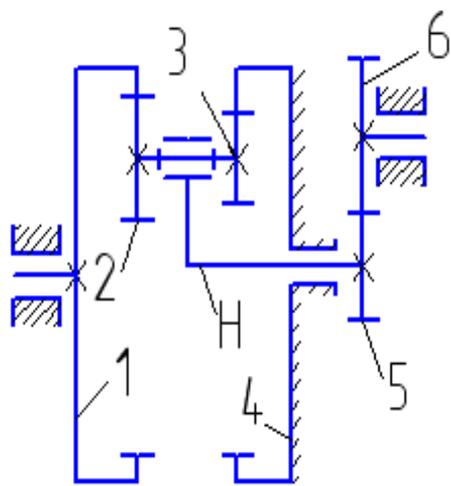


Схема 2

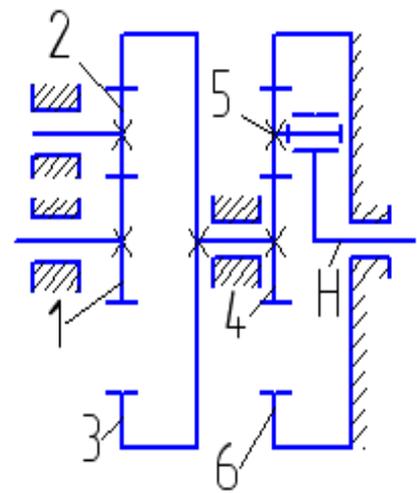


Схема 3

Рис. 7

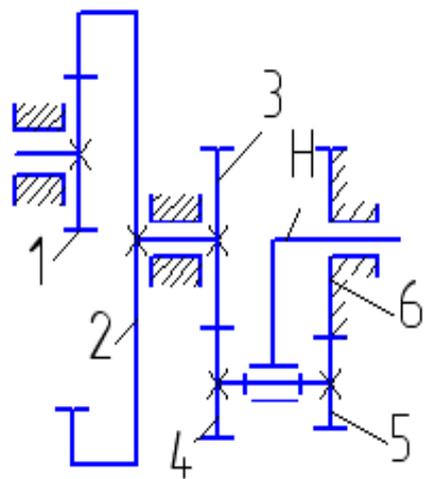


Схема 4

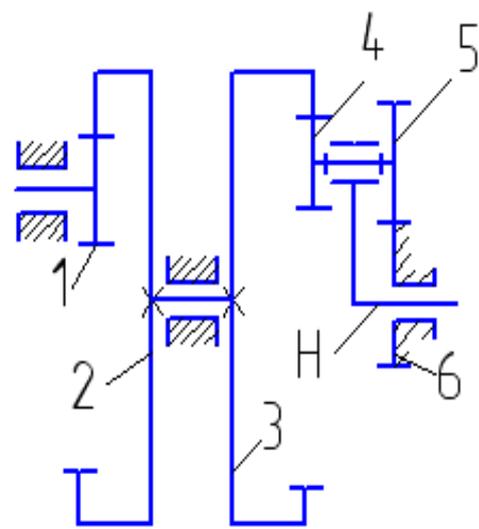


Схема 5

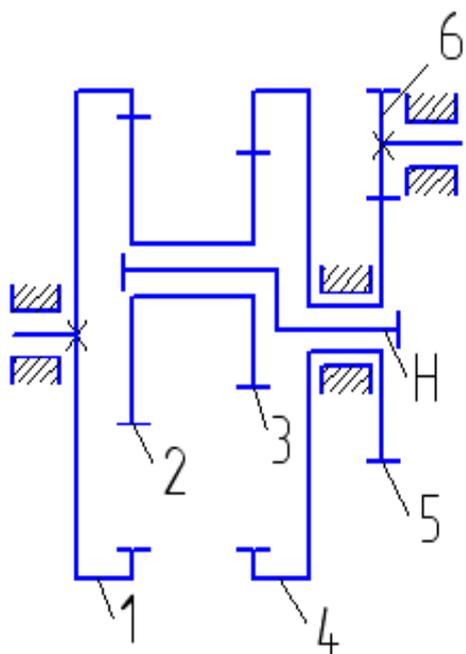


Схема 6

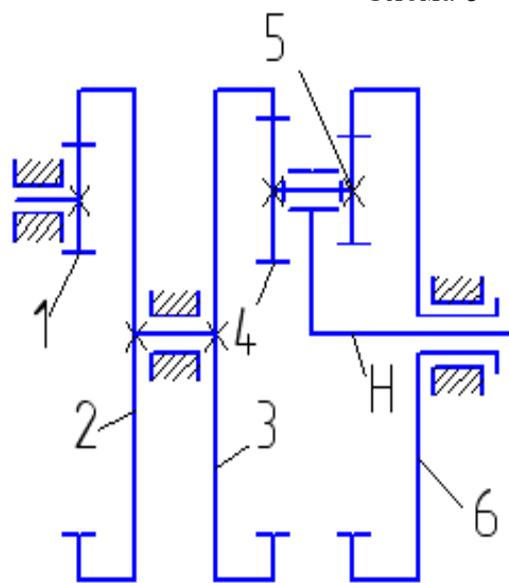


Схема 7

Продолжение рис. 7

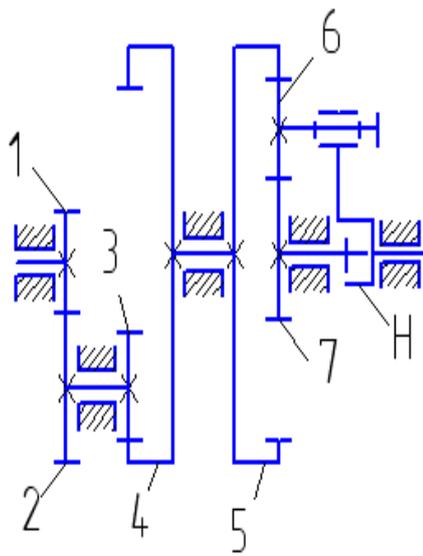


Схема 8

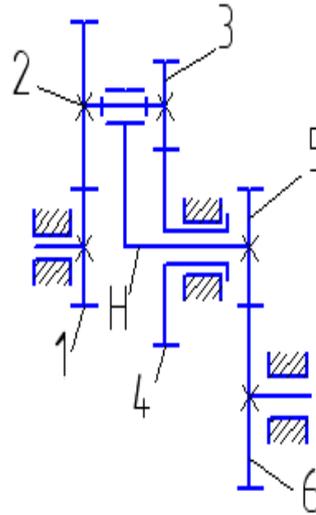


Схема 9

Окончание рис. 7

Таблица 4

Варианты исходных данных к задаче 3

Величина	Предпоследняя цифра шифра зачетной книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z_1	20	25	150	17	30	25	65	20	30	
Z_2	100	50	20	34	210	200	62	120	70	20
Z_3	30	25		120	40	200	63	140	20	40
Z_4	40		160	10	40	25			120	80
Z_5	20	30	25		20		30	30	140	17
Z_6		70	40	50		80	60	150	20	51
n_1 . об/мин	1000	1450	750				950	1500	1000	750
n_H . об/мин				45	60	50	50	40	60	
Опре- делить	Z_6, n_H	Z_4, n_H	Z_3, n_H	Z_5, n_1	Z_6, n_1	Z_5, n_1	Z_4, n_6	Z_4, n_6	Z_7, n_7	Z_1, n_4

Пример решения задачи 3 с планетарной ступенью

Условие. Зубчатый механизм (рис.8) имеет частоту вращения 1- го колеса $n_1 = 750$ об/мин. Числа зубьев колес: $Z_1 = Z_4 = 16$, $Z_2 = 40$, $Z_5 = 64$.

Решение.

1. Определяем степень подвижности механизма по формуле П.А. Чебышева для плоских механизмов

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

Подвижные звенья n :

1- колесо 1; 2 - колеса 2 и 3 , установленные на одной неподвижной оси; 3 - колесо 4 (сателлит); 4 - подвижная ось Н (водило). Итого, $n = 4$.

Колесо 5 - неподвижное, т.к. жестко крепится к стойке.

Кинематические пары 5-го класса (вращательные) представляют собой подвижные соединения осей O_1 , O_2 со стойкой, оси O_4 с водилом Н, а также соединение водила со стойкой. Таким образом, $p_5 = 4$.

Кинематические пары 4-го класса, т.е. высшие кинематические пары, находятся в точках касания колес: 1 и 2, 3 и 4, 4 и 5. Итого, $p_4 = 3$.

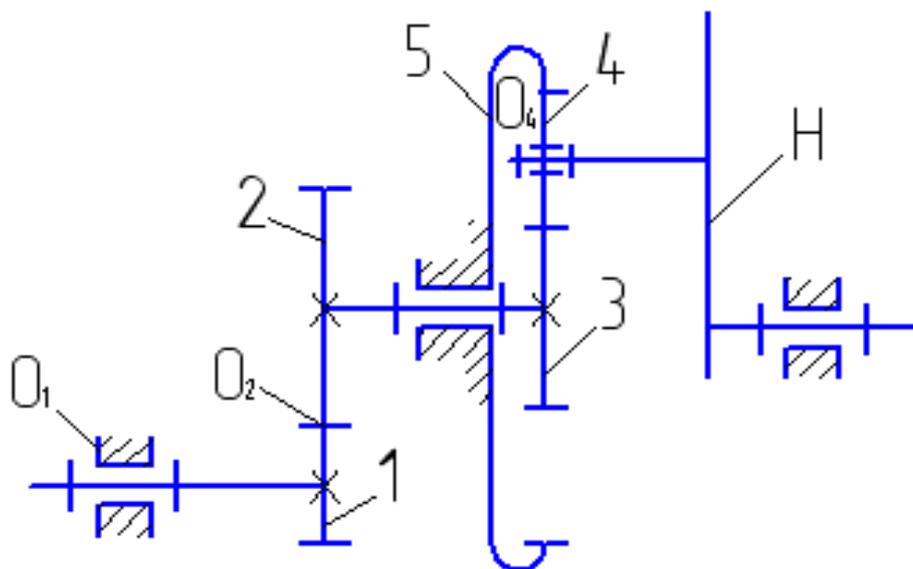


Рис. 8. Механизм с планетарной ступенью

Вычисляем степень подвижности механизма

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

2. Определяем число ступеней в механизме.

I ступень, образованная колесами 1 и 2, - рядовая.

II ступень, включающая колесо 3, неподвижное колесо 5, сателлит 4 и водило Н — планетарная.

3. Определяем передаточное отношение I ступени.

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.4)$$

Зацепление внешнее, поэтому отношение имеет значок « минус ».

Определяем передаточное отношение II ступени (планетарной).

Применяем метод обращенного движения. Для этого всему механизму условно задается дополнительная частота вращения, равная и противоположно направленная частоте вращения водила ($-n_H$).

Частоты вращения звеньев в обращенном движении изменяются на $-n_H$ и станут равны

$$\begin{aligned} n_3^H &= n_3 - n_H \\ n_4^H &= n_4 - n_H \\ n_5^H &= n_5 - n_H \\ n_H^H &= n_H - n_H = 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

где, n_3 , n_4 , n_5 и n_H — соответственно частоты вращения колес 3, 4, 5 и водила в реальном механизме. Верхний индекс Н показывает, что водило остановлено.

Передаточное отношение обращенного механизма

$$U_{35}^H = \frac{n_3^H}{n_5^H} = \frac{n_3 - n_H}{0 - n_H} = 1 - U_{3H} \quad (3.6)$$

отсюда

$$U_{3H} = 1 - U_{35}^H \quad (3.7)$$

где U_{3H} – передаточное отношение от колеса 3 к водилу H.

При остановленном водиле ступень II представляет собой обычную рядовую передачу, поэтому величину передаточного отношения U_{35}^H находим как обратное отношение чисел зубьев крайних колес. При этом учитываем знаки: "минус" - для внешнего зацепления колес 3 и 4, "плюс" - для внутреннего зацепления колес 4 и 5.

$$U_{35}^H = -\frac{Z_5}{Z_3} \quad (3.8)$$

Неизвестное число зубьев Z_3 определяем из условия соосности, согласно которому

$$r_{w_3} + 2 \cdot r_{w_4} = r_{w_5} \quad (3.9)$$

где r_{w_3} , r_{w_4} , r_{w_5} - радиусы начальных окружностей колес 3,4,5, соответственно.

Формулу (3.9) можно представить в виде

$$\frac{mZ_3}{2} + mZ_4 = \frac{mZ_5}{2}$$

здесь m - модуль колес.

Так как модули всех колес одинаковы, то

$$Z_3 = Z_5 - 2 Z_4$$

$$Z_3 = 64 - 2 \cdot 16 = 32.$$

4. Определяем общее передаточное отношение зубчатого механизма путем перемножения передаточных отношений отдельных ступеней.

$$U_{1H} = U_{12} \cdot U_{3H} \quad (3.10)$$

Подставляя полученные выражения (3.6), (3.7) и (3.8) в формулу (3.10), имеем

$$U_{1H} = -\frac{40}{16} \cdot \left(1 + \frac{64}{32}\right) = -7.5$$

Знак «минус» показывает, что колесо 1 и водило Н вращаются в противоположные стороны.

Частота вращения водила Н

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}}$$
$$n_H = -\frac{750}{7.5} = -100 \text{ об/мин}.$$

Примечание. Передаточное отношение от водила Н к колесу 3 определяется как обратное отношение по формуле

$$U_{H3} = \frac{1}{U_{3H}}$$

Если колесо 5 сделать подвижным, то получим дифференциальную ступень.

Пример решения задачи 3 с дифференциальной ступенью

Условие. Зубчатый механизм (рис.9) имеет частоту вращения 1-го колеса $n_1 = 750$ об/мин, частоту вращения 5-го колеса $n_5 = 60$ об/мин. Числа зубьев колес: $Z_1 = Z_4 = 16$, $Z_2 = 40$, $Z_5 = 64$.

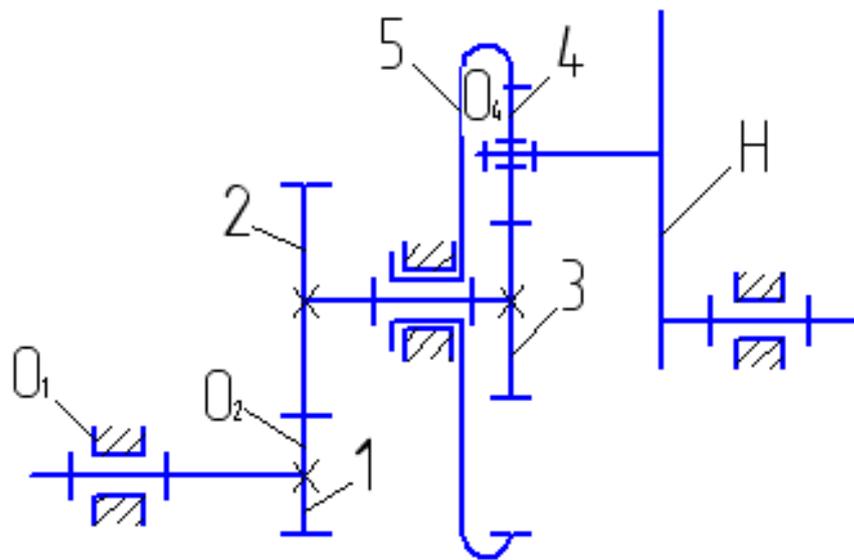


Рис.9. Механизм с дифференциальной ступенью

Решение:

1) Определим степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

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

Число подвижных звеньев n :

1 - колесо 1; 2 - колеса 2 и 3, установленные на одной неподвижной оси;
3 - колесо 4 (сателлит); 4 - колесо 5; 5 - подвижная ось Н (водило).

Таким образом, число подвижных звеньев $n = 5$.

Число кинематических пар 5-го класса $P_5 = 5$, т.к. добавляется пара, образованная вращением оси подвижного 5-го колеса относительно стойки: число кинематических пар 4-го класса $P_4 = 3$.

Вычисляем степень подвижности

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

2) Определяем число ступеней в механизме.

I ступень, состоящая из колес 1 и 2, - рядовая.

II ступень, включающая подвижные колеса 3 и 5, сателлит 4, водило H, - дифференциальная.

3) Определяем передаточное отношение I ступени

$$U_{12} = -\frac{Z_2}{Z_1}; \quad U_{12} = -\frac{40}{16} = -2,5$$

Частоту вращения колеса 2 находим из определения передаточного отношения

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}} \quad n_2 = -\frac{750}{2,5} = -300 \text{ об/мин} \quad (3.12)$$

4) Определяем передаточное отношение II ступени (дифференциальной).

Применяем метод обращенного движения, аналогично рассмотренному ранее решению задачи 3 с планетарной ступенью. На основании формул (3.5) и (3.8) передаточное отношение обращенного механизма

$$U_{35}^H = \frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} \quad (3.13)$$

$$U_{35}^H = -\frac{Z_5}{Z_3} \quad (3.14)$$

Приравняв правые части полученных выражений (3.13) и (3.14), имеем

$$\frac{n_3 - n_H}{n_5 - n_H} = -\frac{Z_5}{Z_3}, \quad \text{откуда} \quad n_H = \frac{Z_3 \cdot n_3 + Z_5 \cdot n_5}{Z_3 + Z_5} \quad (3.15)$$

Поскольку колеса 2 и 3 находятся на одной оси, то частота вращения этих колес одинакова

$$n_2 = n_3 = 300 \text{ об/мин}$$

Число зубьев 3-го колеса определим из условия соосности, аналогично планетарной ступени предыдущей задачи 3

$$Z_3 = Z_5 - 2Z_4, \quad Z_3 = 64 - 2 \cdot 16 = 32.$$

Тогда частота вращения водила

$$n_H = \frac{32 \cdot 300 + 64 \cdot 60}{32 + 64} = 140 \text{ об / мин.}$$

Литература

1. Прикладная механика. Теория механизмов и машин Электронный ресурс : учебное пособие / П.М. Вержанский / В.А. Мостаков / М.Н. Вьюшина / А.Д. Бардовский / Б.В. Воронин / П.Я. Бибииков. - Прикладная механика. Теория механизмов и машин, 2019-09-01. - Москва : Издательский Дом МИСиС, 2015. - 96 с. - Книга находится в базовой версии ЭБС IPRbooks. - ISBN 978-5-87623-889-4
2. Теория механизмов и машин : учеб. пособие для вузов / [М. З. Козловский и др.]. - 3-е изд., испр. - Москва : Академия, 2008. - 558 с. : ил. - (Высшее профессиональное образование). - Библиогр.: с. 548. - Предм. указ.: с. 549-554. - ISBN 978-5-7695-5633-3
3. Тимофеев, С. И. Теория механизмов и механика машин : учеб. пособие для вузов / С. И. Тимофеев. - Ростов-на-Дону : Феникс, 2011. - 349 с. : ил. ; 21. - (Высшее образование). - Гриф: Доп. УМО. - Библиогр.: с. 346. - ISBN 978-5-222-17719-8

Интернет-ресурсы:

1. <http://window.edu.ru/> – Единое окно доступа к образовательным ресурсам.
2. www.biblioclub.ru – Электронно-библиотечная система «Университетская библиотека онлайн».
3. catalog.ncstu.ru – Электронный каталог фолиант СКФУ
4. www.library.stavsu.ru – Электронная библиотека и электронный каталог научной библиотеки СКФУ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по выполнению контрольных работ

по дисциплине «ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

для студентов заочной формы обучения направления подготовки

15.03.02 Технологические машины и оборудование

Составители

Е.Н. Павленко, к.т.н., доцент

Отв. редактор

Д.В. Казаков, к.т.н., доцент