

Федеральное агентство по образованию

**Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования**

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ
ПОЛИМЕРОВ**

Теория механизмов и машин

СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ

Учебно-методическое пособие

**Санкт-Петербург
2006**

УДК 531.1(0.75)+681.3.06(0.75)

Структура механизмов: учебно-методическое пособие / Сост. С.Г.Петров, В.Е.Головко, Н.В.Кузнецова, Ю.Н.Лазарев; ГОУВПО СПбГТУРП. СПб., 2006. 52 с.

В настоящем учебно-методическом пособии приводятся примеры решения задач по структуре механизмов и определению числа степеней подвижности механизмов, а также структурного анализа по Ассуру для плоских шарнирных механизмов. В начале пособия кратко изложены основные теоретические положения, необходимые для решения задач. Далее показываются примеры решения особых случаев и разбираются их решение.

Предназначено для студентов всех специальностей.

Рецензент: канд. техн. наук, доцент кафедры процессов и аппаратов химической технологии Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров Ю.А. Тихонов.

Подготовлено и рекомендовано к печати кафедрой теоретической механики и теории механизмов и машин Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров (протокол №1 от 31.01.06.).

Утверждено к изданию методической комиссией факультета механики автоматизированных производств СПбГТУРП (протокол № 4 от 21.02.06.).

© ГОУВПО Санкт-Петербургский
государственный технологический
университет растительных полимеров, 2006

ВВЕДЕНИЕ

В задачах исследования и проектирования механизмов вопросы структурного анализа играют существенную роль. В особенности это относится к многозвенным шарнирным (рычажным) механизмам, для которых исследование структуры является неизменно самым первым вопросом.

Структурный анализ механизмов включает, прежде всего, определение числа звеньев и числа кинематических пар каждого класса. Ошибки в этих подсчетах и рассуждениях могут привести к неверному определению числа степеней подвижности всего механизма (W). Последний же параметр дает ответ на вопрос о числе независимых параметров, однозначно определяющих положение всех звеньев механизма, или о числе ведущих звеньев (источников движения). Если в результате решения задачи по подсчету W получилось нулевое значение (либо отрицательная величина), то исследуемый механизм вообще работать не может, за исключением тех частных случаев, когда в составе механизма присутствуют, так называемые, пассивные звенья и пассивные кинематические пары. Отсюда следует, что даже самая простая задача структурного анализа - подсчет звеньев, кинематических пар и вычисление параметра W - играет и принципиальную и практически важную роль.

Еще более содержательным является структурный анализ механизмов по Ассуру. Группы нулевой подвижности (группы Ассура) представляют собой и кинематически, и статически определимые системы, поэтому их выявление необходимо как для кинематического анализа, так и для силового расчета механизма. Сама последовательность присоединения групп Ассура в рассматриваемом механизме однозначно диктует последовательность проведения кинематического и силового расчетов. При выделении групп Ассура в механизме сразу же устанавливается и их вид (т.е. класс группы), что определяет степень сложности свойств механизма и дает основание для выбора соответствующего метода его исследования.

В настоящем пособии будут рассмотрены методические вопросы, относящиеся к решению задач по определению числа степеней подвижности механизмов и проведению структурного анализа (по Ассуру) плоских шарнирных механизмов.

I. ЗАДАЧИ ПО ОПРЕДЕЛЕНИЮ ЧИСЛА СТЕПЕНЕЙ ПОДВИЖНОСТИ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Пространственные механизмы

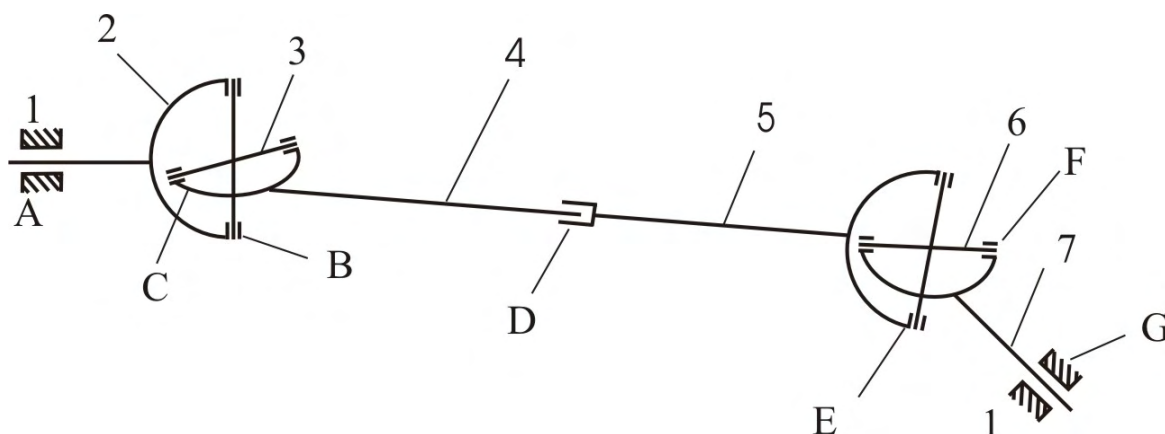


Рис. 1

Интересным примером пространственного механизма является устройство, так называемого, карданного вала (или двойного шарнира Гука), передающего вращательное движение между двумя валами, оси которых расположены произвольно (рис. 1).

Звенья механизма отметим буквами, а кинематические пары – арабскими цифрами. Стойка (неподвижное звено) отмечена цифрой 1. При выделении звеньев в кинематической схеме или на конструктивном чертеже следует обратить внимание на то, что звено может иметь сложную конфигурацию и состоять из нескольких деталей, не все эти детали или элементы относятся к одному и тому же звену, если у них нет никакого относительного движения по отношению друг к другу. Так, например, стойка в кинематической схеме, конечно, может быть изображена в "разных местах" механизма, но, тем не менее, это единое звено.

Второе звено (ведущий вал) связано с промежуточным валиком 4 непосредственно, а через крестовину 3. Точно так же ведомый вал 7 через крестовину 6 соединен с валиком 5. Итак, механизм имеет 7 звеньев.

Теперь перейдем к подсчету кинематических пар. Здесь почти все кинематические пары - вращательные или плоские шарниры (хотя механизм пространственный!), а одна пара - поступательная.

Поскольку кинематическая пара есть место подвижного соединения двух звеньев, то легко сразу же найти пары А, G и D (поступательная кинематическая пара).

Попробуем теперь разобраться с кинематическими парами в соединениях с крестовинами: звено 2 соединено с крестовиной 3 кинематической (вращательной) парой В, которая изображена (как и в конструкции) в виде двух мест соединения, но считается как одна пара (между звеном 2 и звеном 3). Аналогично и кинематическая пара С считается однократно между крестовиной 3 и валиком 4. Точно так же найдем в правой части механизма кинематические пары Е и F. Как уже было отмечено, пара G имеет место между выходным валом 7 и стойкой А. Итак, в механизме 7 кинематических пар и 7 звеньев. Все пары 5-го класса.

Общее уравнение, определяющее число степеней подвижности

$$W = (6 - m)(n - 1) - \sum_{k=5}^{k=5} (k - m) \cdot P_k, \quad (1)$$

включает такие параметры, как число звеньев n , число кинематических пар k -го класса P_k и число m - общее число связей, наложенных на звенья до соединения звеньев в механизм. Для случая пространственного механизма $m = 0$, для плоского механизма $m = 3$, поскольку наложенные три общие связи отнимают у звена три возможных движения и заставляют его двигаться в плоскости. Для соосных винтовых механизмов, в которых звенья могут совершать только два движения, число наложенных общих связей $m = 4$, так как $6 - 4 = 2$.

Из уравнения (I) при $m = 0$ получим

$$W = 6(n - 1) - P_1 - 2P_2 - 3P_3 - 4P_4 - 5P_5, \quad (2)$$

где $(n - 1)$ означает, что из общего количества звеньев в механизме необходимо вычесть одно неподвижное звено. Первый член уравнения (2) по

своему смыслу показывает общее число степеней подвижности всех подвижных и свободных звеньев (т.е. до их соединения кинематическими парами). Остальные члены правой части уравнения (2) представляют собой количества связей, накладываемых кинематическими парами всех классов - от 1-го до 5-го. В рассматриваемом примере карданного вала имеются только пары 5-го класса, поэтому $P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = 0$ и уравнение (2) получает более простой вид

$$W = 6(n-1) - 5P_5 = 6(7-1) - 5 \cdot 7 = 1.$$

Следовательно, данный механизм имеет одно ведущее звено (скажем, звено 2), движение которого обеспечивает однозначное положение всех звеньев в любой момент времени.

Заметим, что иногда в эксплуатации продольное относительное движение промежуточных валиков 4 и 5 нарушается, т.е. поступательная кинематическая пара D уничтожается, и звенья 4 и 5 становятся единым звеном. Посмотрим, как это скажется на подсчете W :

$$W = 6(6-1) - 5 \cdot 6 = 0.$$

Следовательно, при указанных выше условиях механизм становится вообще совершенно неработоспособным. Это обстоятельство подтверждает практическую значимость структурного анализа и свидетельствует о роли каждой кинематической пары в правильном функционировании всего механизма.

1.2. Винтовые соосные механизмы

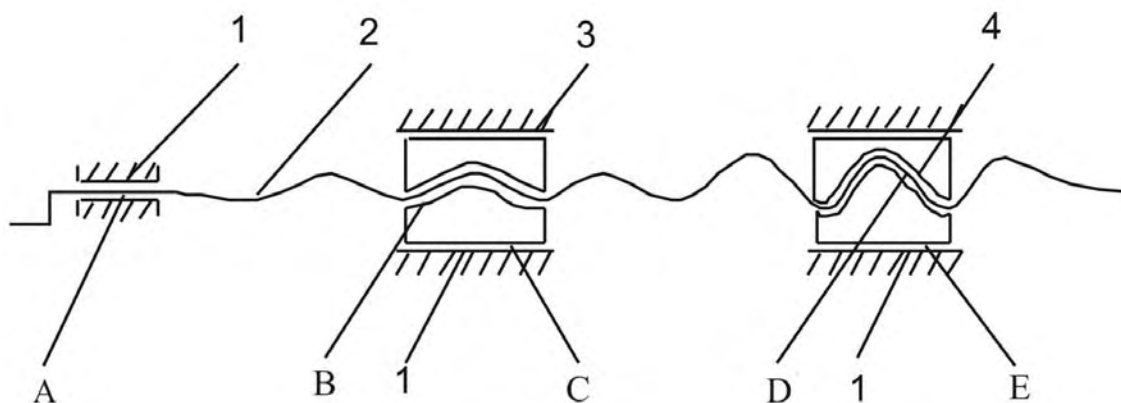


Рис. 2

Представленный на рис.2 винтовой механизм является примером целого ряда механизмов, широко применяемых в станках, оптико-механических приборах и в других областях современной техники.

В данном механизме 4 звена: 1 - стойка, 2 - винт (с двумя различными резьбами), 3 - гайка и 4 - вторая гайка. Кинематические пары в винтовых механизмах - все 5-го класса, но, кроме пар вращательных и поступательных, здесь обязательно присутствуют и пространственные винтовые пары. Пара А - вращательная, пары В и D - винтовые, а С и Е - поступательные.

Как было отмечено выше, в подобных механизмах звенья могут совершать только два движения: вокруг оси механизма и вдоль этой оси, т.е. в формуле (1) число $m = 4$, число степеней подвижности звеньев: $6 - 4 = 2$. Тогда формула (1) примет вид

$$W = 2(n-1) - P_5,$$

и для данного конкретного случая $W = 2 \cdot 3 - 5 = 1$, т.е. механизм является вполне работоспособным и должен иметь одно ведущее звено.

1.3. Плоские механизмы

Остановимся более подробно на анализе плоских механизмов, как особенно часто встречающихся в технике. Для плоских механизмов $m = 3$ и из общего уравнения (1) получим известную формулу Чебышева:

$$W = 3(n - 1) - P_4 - 2P_5.$$

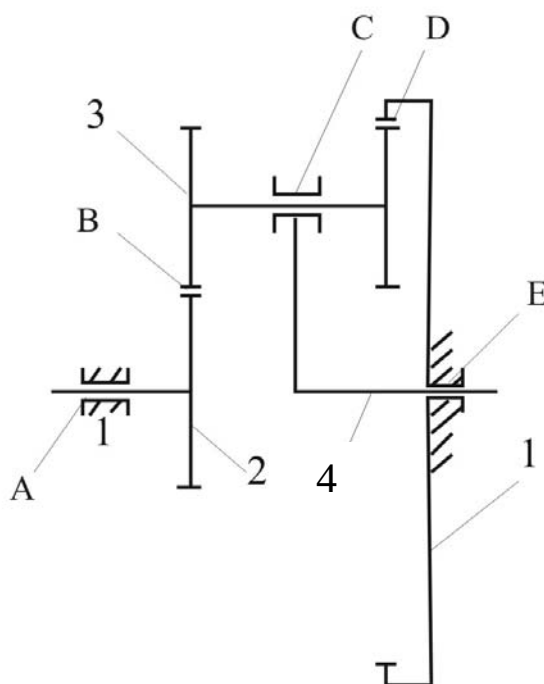


Рис. 3

Пример 1. На рис.3 показан планетарный зубчатый механизм с центральным колесом 2, неподвижным центральным колесом, имеющим вместе со стойкой номер 1, сателлитами 3 и водилом 4. Механизм называется планетарным, так как сателлиты 3 вращаются вокруг своей оси и одновременно - вокруг оси всего механизма (т.е. как планеты). В механизме 5 кинематических пар, из них три вращательные (A, C и E) и две - зубчатые (B и D), т.е. 4-го класса. Поэтому уравнение (1) примет вид

$$W = 3(n - 1) - 2 - 2 \cdot 3 = 1.$$

Если в этом же механизме сделать правое центральное колесо подвижным, то получим несколько отличную схему (рис.4) от схемы, изображенной на рис. 3.

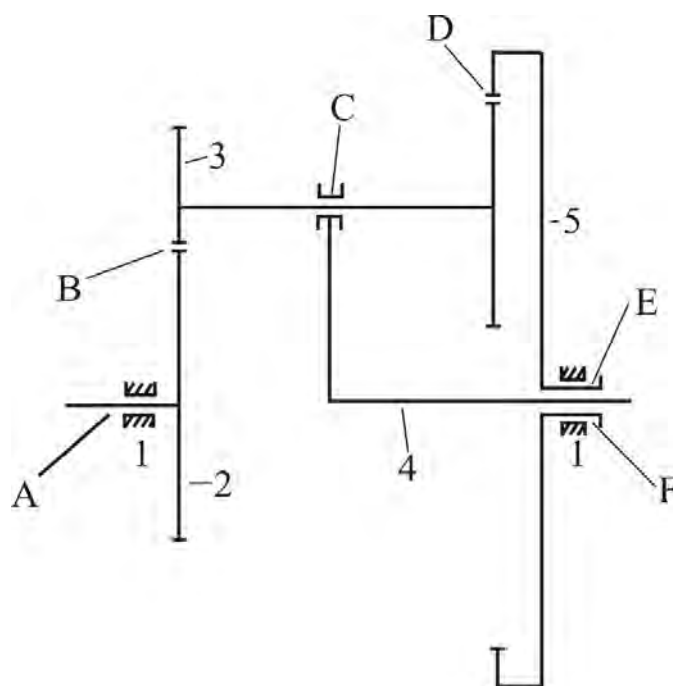


Рис. 4

Теперь механизм имеет уже 5 звеньев и 6 кинематических пар, причем $P_4 = 2$ (как и ранее), а $P_5 = 4$, так как следует считать вращательные пары между звеньями 4 и 5 и между 5 и 1. Отсюда

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

Таким образом, для работы этого механизма необходимо одновременно иметь два ведущих звена (например, звено 2 и звено 5, или 2 и 4, или же 4 и 5). Мы получили, так называемый, дифференциальный планетарный механизм.

Пример 2. Плоский шарнирный механизм имеет 9 звеньев (рис.5).

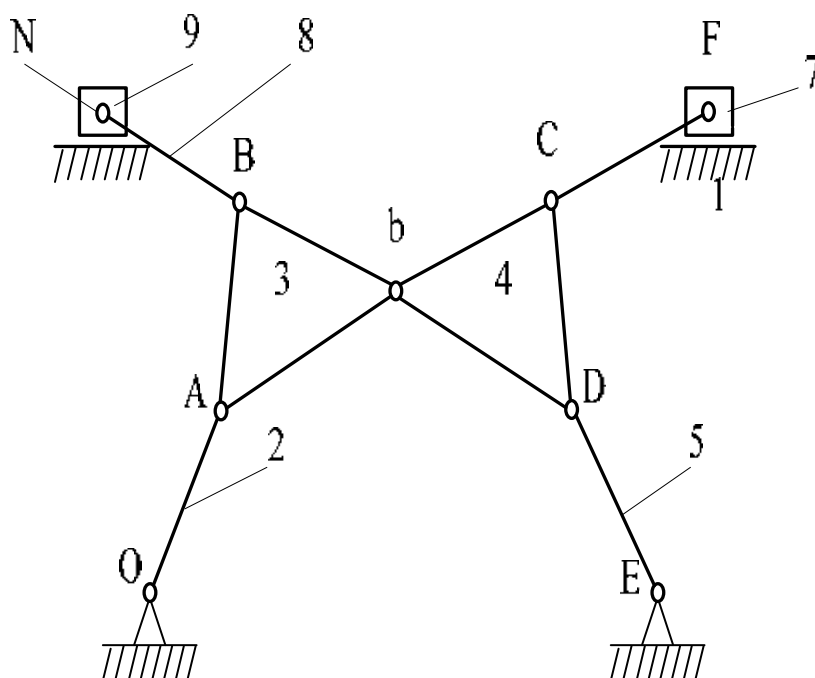


Рис. 5

Заметим, что стержни в звеньях 3 и 4 (например, AB и AG) не являются, конечно, отдельными звеньями, так как не имеют относительного движения по отношению друг к другу. Кинематические пары здесь только 5-го класса: 9 вращательных (O, A, C, D, E, F, G, H) и 2 поступательных - между звеном 7 и стойкой 1 и между 9 и 1.

По формуле Чебышева получим

$$W = 3(9 - 1) - 2 \cdot 11 = 2.$$

Механизм обязательно должен иметь два ведущих звена (например, 2 и 5). В противном случае, т.е. при одном только ведущем звене, звенья не будут иметь сколько-нибудь определенного характера абсолютного движения, т.е. механизм использовать нельзя.

Пример 3. Этот пример другого плоского шарнирного (или рычажного) механизма интересен в отношении подсчета числа кинематических пар (рис.6).

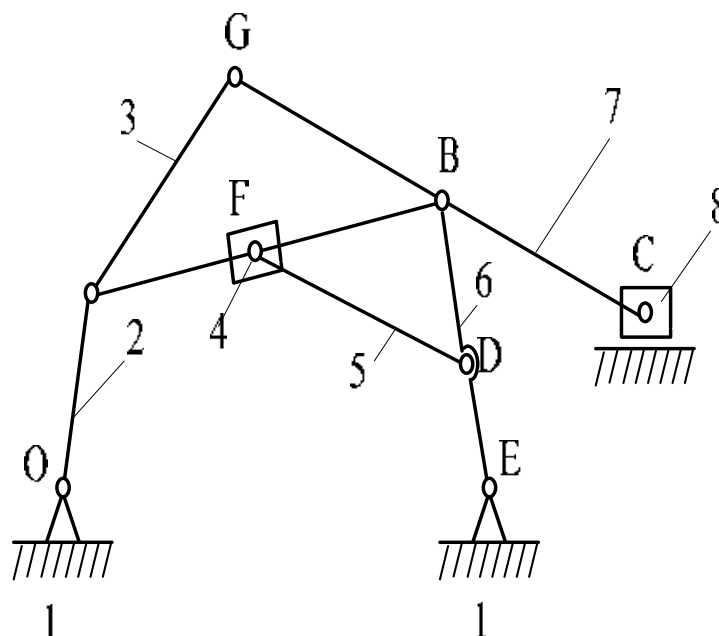


Рис. 6

Звено 3 является, так называемой, кулисой, т.е. подвижной направляющей поступательной пары. Число звеньев $n=8$. Кроме поступательных пар (между звеньями 8 и 1 и между 4 и 3), все остальные пары - вращательные. Но обратим внимание на то, что точка G не является, конечно, кинематической парой, так как здесь сходятся два стержня одного и того же звена 3, и в этой точке G нет подвижного соединения двух различных звеньев. В точке же B имеет место подвижное соединение не двух, а трех звеньев, а, следовательно, здесь две кинематические пары: между звеньями 3 и 6 и между 3 и 7.

Вообще, когда в одном шарнирном узле сходятся k звеньев, то в этой точке имеется $(k-1)$ кинематических вращательных пар. Итак, в рассматриваемом механизме $P_5 = 10$ (O, A, B, C, D, E, F и 2 поступательных). Тогда

$$W = 3(8-1) - 2 \cdot 10 = 1.$$

1.4. Особые случаи при определении числа степеней подвижности плоских механизмов.

Рассмотрим механизм параллелограмма ABCD с введенным дополнительным звеном 5, равным по длине и расположенным параллельно звеньям 2 и 4, (рис.7).

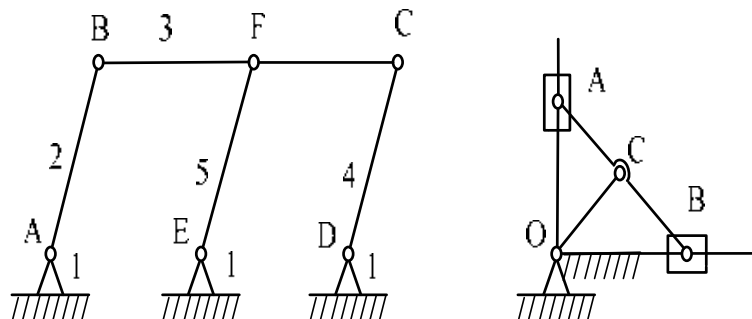


Рис. 7

Нет сомнений в том, что точки В и С совершают движение по окружностям с центрами в точках А и D. Но тогда и любая точка на шатуне BC тоже движется по окружности, в частности, круговая траектория точки F имеет центр в точке E.

Однако по формуле Чебышева для этого механизма получим

$$W = 3(5-1) - 2 \cdot 6 = 0,$$

хотя без звена 5 и шарниров E и F

$$W = 3(4-1) - 2 \cdot 4 = 1,$$

а введение звена 5 никак не может изменить движение этого механизма и его число степеней подвижности.

Подобные звенья (как 5) и кинематические пары (E и F) называются "пассивными", поскольку они не могут фактически изменить действительную подвижность исходного механизма. Размер и положение пассивного звена однозначно определяются траекторией некоторой точки исходного механизма.

В другом примере - механизм эллипсографа - все точки звена АВ совершают движение по эллипсам, а траектория средней (С) представляет

собой частный случай эллипса - окружность. Отсюда и возможность поставить пассивное звено OC для удобства привода в движение этого механизма. При формальном подсчете W и здесь получим ноль. Действительное число степеней подвижности эллипсографа остается, конечно, равным единице, но для правильного определения W необходимо предварительно найти и мысленно отбросить и пассивное звено, и пассивные пары.

Заметим, однако, что получаемый (при учете пассивных звеньев и пар) результат $W = 0$ все-таки имеет определенный смысл, поскольку его следует рассматривать как своего рода предупреждение о том, что при любой ошибке в выборе размера или положения пассивного звена исходный механизм сразу же оказывается неработоспособным.

Итак, пассивные звенья и пассивные кинематические пары не изменяют подвижности механизма, если размеры и положение пассивного звена точно соответствуют траектории некоторой точки исходного механизма, и при подсчете числа степеней подвижности пассивные звенья и пассивные кинематические пары должны быть отброшены.

В некоторых случаях пассивные кинематические пары могут встречаться и при отсутствии каких-либо пассивных звеньев (рис.8).

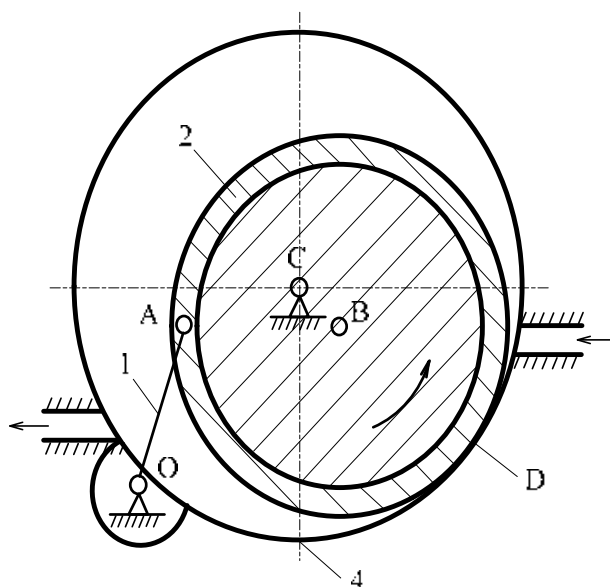


Рис. 8

Так в механизме эксцентрикового насоса касание кольца 2 с корпусом 4 (в точке D) является явно пассивной парой, не определяющей движение основного механизма, а необходимой технологически (для герметизации внутренних полостей при перекачивании жидкости).

Нетрудно заметить, что четырехзвенный механизм этого насоса является обычным четырехшарнирником ($OABC$) (см. рис.9).

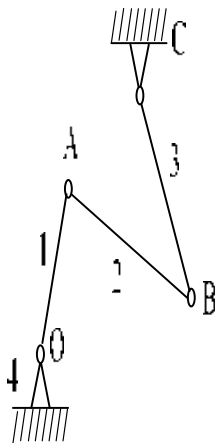


Рис. 9

Эксцентрик 3 должен быть изображен кривошипом CB , его длина есть расстояние между центрами вращательных кинематических пар. Кольцо 2 играет роль шатуна AB с размером, точно соответствующим расстоянию между центрами вращательных пар A и B . Кинематическая схема механизма также подтверждает, что касание звена 2 со стойкой 4 никак не может сказаться на подвижности механизма и поэтому не должно учитываться. Таким образом, соприкосновение звеньев в точке D является пассивной парой.

2. ЗАДАЧИ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА ПО АССУРУ ДЛЯ ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Исходные положения

Структурный анализ механизмов заключается в исследовании структурных свойств и характеристик механизмов по их структурным схемам. Структурная схема механизма – это такая его схема, на которой стандартными условными графическими обозначениями указаны стойка, все подвижные звенья, виды кинематических пар и их взаимное расположение. Структурный анализ рычажного механизма рекомендуется выполнять в следующей последовательности:

1. На листе обычной или миллиметровой бумаги форматов А4 (210×297) или А3 (297×420) изобразить структурную схему заданного плоского рычажного механизма в произвольном положении, соблюдая приближенно геометрические пропорции размеров его звеньев. При выполнении структурной схемы механизма должны использоваться условные графические обозначения всех его элементов в соответствии с действующими ГОСТами и должно соблюдаться заданное пространственно-ориентированное расположение структурных групп и кинематических пар, их взаимное расположение по схеме.
2. На структурной схеме звенья указать последовательно, начиная со входного звена (или звена, принимаемого за входное), арабскими цифрами: 1,2,3,4...Стойку указать штриховкой. Начальное звено (оно же входное – например, кривошип) указать, кроме того, стрелкой обобщенной координаты (например, угла поворота кривошипа φ_1), направленной в сторону движения этого звена. Шарниры и другие кинематические пары указать заглавными буквами латинского алфавита: А, В, С, D...При этом шарниры, соединяющие подвижные звенья со стойкой, рекомендуется указывать последовательно, начиная со входной пары, заглавными буквами с индексом $O_1, O_2, O_3...$ Двукратные шарниры, а также поступательные пары, совпадающие с шарнирами (например, пары, образованные кулисами и кулисными камнями, ползунами и стойкой), можно указать либо двумя разными буквами, либо двумя одинаковыми, но с разной индексацией, например: А, А' или A_1, A_2 .

При решении задач по структурному анализу необходимо, прежде всего, четко усвоить основное положение структурной теории Ассура. Оно заключается, как известно, в том, что любой механизм следует рассматривать как механизм, состоящий из простейших механизмов I класса (количество их соответствует числу W) и из групп нулевой подвижности, т.е. групп Ассура.

Механизм

Механизмы I класса + Группы нулевой подвижности

Простейший механизм состоит из стойки и одного подвижного звена и имеет, конечно, одну степень подвижности (рис.10):

$$W = 3(2-1) - 2 \cdot 1 = 1.$$

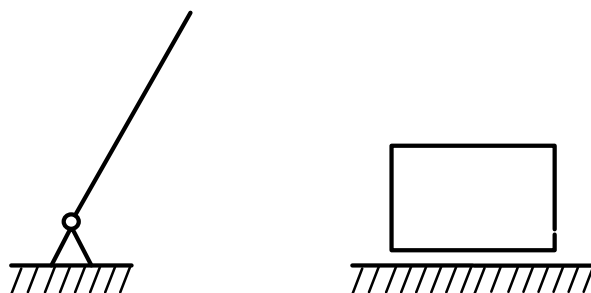


Рис. 10

Если при определении W для полной схемы механизма (по формуле Чебышева) получено значение $W = 1$, то надо выделять только один простейший механизм (при каждом варианте структурного анализа). В одной и той же схеме заданного механизма, конечно, может быть несколько вариантов выбора механизма I класса, так как любое звено, соединенное со стойкой, годится для этой роли. Если же $W = 2$, то одновременно должны быть взяты два простейших механизма и т.д.

Все остальные звенья, соединенные кинематическими парами, должны образовывать группы нулевой подвижности. Заметим при этом, что стойка не входит в группу Ассура, так как она уже вошла в простейший механизм. Кроме того, пассивные звенья и пассивные пары должны быть заранее отброшены.

Поскольку любая группа Ассура имеет нулевую подвижность, а стойка не входит в ее состав, то по уравнению Чебышева получим

$$W = 3n' - 2P'_5 = 0, \quad (3)$$

где n' - число звеньев в группе Ассура, P'_5 - число кинематических пар 5-го класса в этой группе.

Отсюда

$$P'_5 = \frac{3}{2}n', \quad (4)$$

т.е. число звеньев в группе всегда четное, а число пар в 1,5 раза больше числа звеньев.

Самая простая группа Ассура должна иметь $n'=2$ и $P'_5=3$, ее можно изобразить изолированно (т.е. вне механизма), но при этом следует помнить, что такое изображение всегда условно, так как точки А и С становятся кинематическими парами только после “подключения” группы к механизму (рис. 11).

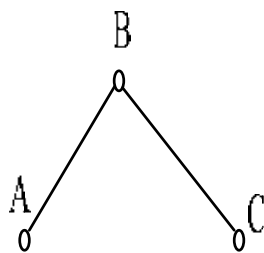


Рис. 11

Двухзвенная группа (или двухповодковая) может иметь и поступательные кинематические пары, но в этих случаях только внутренняя пара реальна, а внешние становятся реальными кинематическими парами лишь после присоединения группы к механизму (рис. 12).

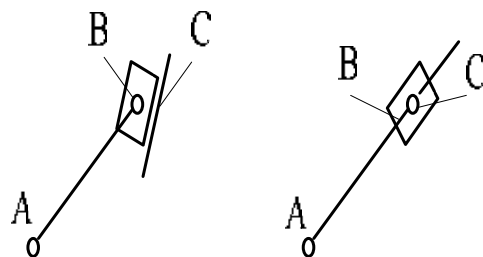


Рис. 12

Если в рассматриваемом механизме будут только двухзвенные группы Ассура, то весь механизм относят ко II классу. Поэтому самая простая двухзвенная группа уже носит название группы Ассура II класса.

Группы III класса изображены на рис.13.

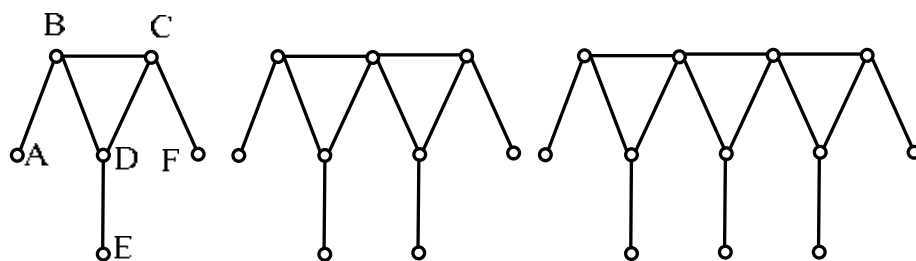


Рис. 13

Здесь $n'=4$ и $P'_5=6$, во втором варианте $n'=6$ и $P'_5=9$, а в третьем: $n'=8$ и $P'_5=12$. Очевидно, по такому образцу можно изобразить и другие примеры групп I класса. Заметим опять, что "внешние пары" (например, A, E, F) будут реальными парами только после подключения группы в механизм. Вместо шарниров во всех случаях могут быть и поступательные кинематические пары. Напомним, что, если в составе механизма имеется хотя бы одна группа III класса (кроме групп II класса или при их отсутствии), то всему механизму приписывают наименование механизма III класса. Такой механизм сложнее по своим свойствам, чем механизм II класса, и требует, применения уже другого метода кинематического или видового анализа.

Группа IV класса характеризуется наличием замкнутого подвижного контура (рис.14).

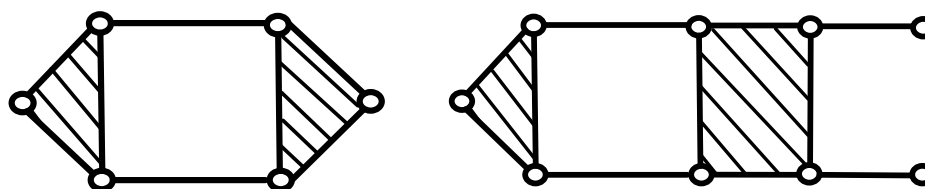


Рис.14

Соотношение (4) и здесь, конечно, имеет место, но сложность свойств механизма IV класса, имеющего в своем составе подобные группы, еще более возрастает.

Заметим, что треугольники и многоугольники в изображенных группах Ассура отражают не форму звеньев, а только число их кинематических пар.

При решении задач по структурному анализу нужно не только выявить, какие именно группы входят в состав механизма, но и четко отметить порядок (последовательность) их присоединения в механизме. Последнее обстоятельство важно, так как эта последовательность определяет и весь порядок кинематического и силового расчета механизма.

2.2. Структурный анализ механизмов II и III классов

Рассмотрим сравнительно простой пример шестизвенного механизма (рис.15).

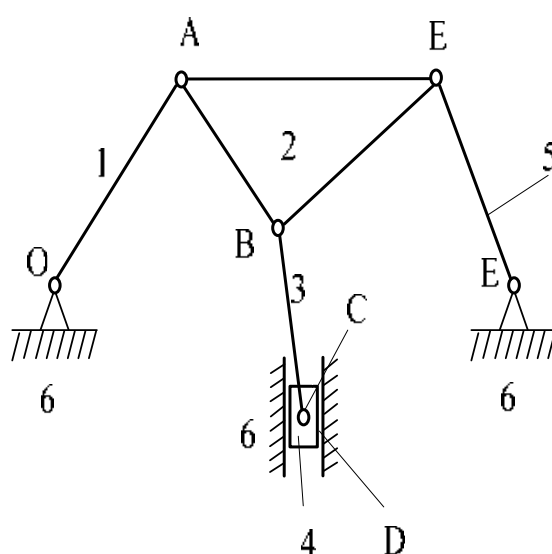


Рис. 15

Прежде всего, необходимо подсчитать число степеней подвижности, чтобы знать, сколько механизмов I класса здесь содержится

$$W = 3(6-1) - 2 \cdot 7 = 1.$$

Итак, в каждом варианте анализа будем выделять только один простейший механизм. В качестве последнего могут быть звенья 1 и 6, 4 и 5 и 6, которые имеют соединение со стойкой 6. Проследим выделение групп Ассура в каждом из указанных случаев. Пусть ведущим звеном является звено 1, т.е. выбран механизм I класса, состоящий из звеньев 1 и 6. К звену 1 в механизме присоединено звено 2, но оно не может быть группой Ассура, так как надо взять, по крайней мере, 2 звена. Допустим, что взяты звенья 2 и 3 (рис.16).

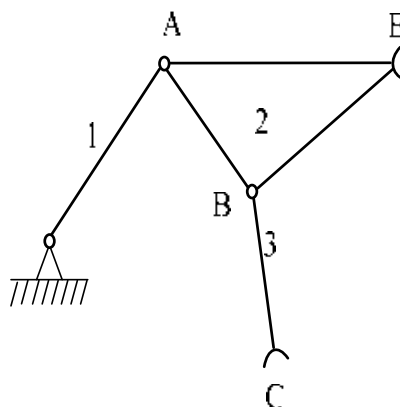


Рис. 16

Но это не группа Ассура, так как после присоединения только этих звеньев (без звеньев 4 и 5) точки E и C не стали кинематическими парами, т.е. присоединили два звена 2 и 3 и только две пары A и B, что не составляет группу Ассура. Тогда попробуем подключить звенья 2 и 5 (рис.17).

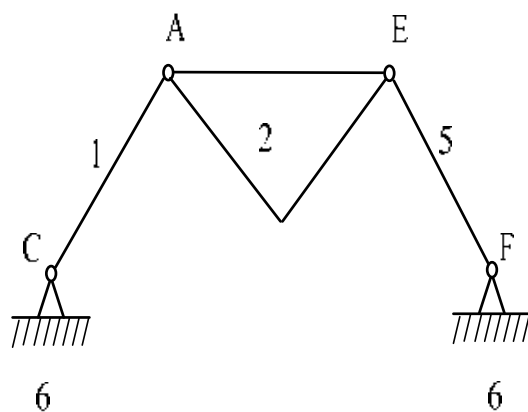


Рис. 17

В этом случае мы действительно получили группу 2 класса, так как при двух звеньях (2 и 5) все три пары вполне реальны (и А, и Е, и F), поскольку стойка 6 уже была взята в механизме I класса (и пара F реальна). Пока еще не весь механизм “построен”, но то, что мы сейчас получили, уже представляет собой вполне работоспособный “фрагмент” исходного механизма (т.е. реальный четырехзвенный механизм). Далее присоединим вторую группу Ассура, состоящую из звеньев 3 и 4 с парами В, С, D.

Результат всего анализа изобразим в виде записи

$$1 \times 6 - 2 \times 5 - 3 \times 4.$$

Здесь видно, что к простейшему механизму 1×6 сначала подсоединяется группа 2 и 5, а затем 3 и 4. Весь механизм относится ко 2 классу, поскольку обе группы 2 класса. Пусть теперь ведущим звеном является звено 5. Тогда к простейшему механизму I класса сначала подключается двухповодковая группа 2×1 , а затем 3×4

$$6 \times 5 - 2 \times 1 - 3 \times 4.$$

Как видим, и в этом случае механизм оказался II класса, т.е. его сложность не изменилась при изменении ведущего звена. Последний вариант анализа будет при ведущем звене-ползуне 4. Итак, 4×6 - механизм I класса. Попробуем присоединить два звена 3 и 2. Но это не группа Ассура, так как две кинематические пары С и В при этом окажутся реальными, а точки А и Е

не будут ни к чему присоединены (нет еще звеньев 1 и 5). Если подключить звенья 3, 2 и 1, то пары С и О будут реализованы, однако три звена - это не группа Ассура. Придется подключить сразу все четыре звена 3, 2, 1 и 5. Получим группу III класса, состоящую из четырех звеньев и шести реальных пар (С, В, А, Е, F и О)

$$4 \times 6 - 3 \times 2 - 1 \times 5.$$

Весь механизм теперь уже относится к III классу, следовательно, при ведущем звене-ползуне 4 - исходный механизм по своим свойствам оказывается сложнее, чем при ведущих звеньях 1 или 5.

В качестве второго примера возьмем задачу, рассмотренную в пункте 1.3 пример 2. Как было установлено, в этом случае $W = 2$. Следовательно, придется в каждом варианте анализа брать сразу два простейших механизма (рис. 18).

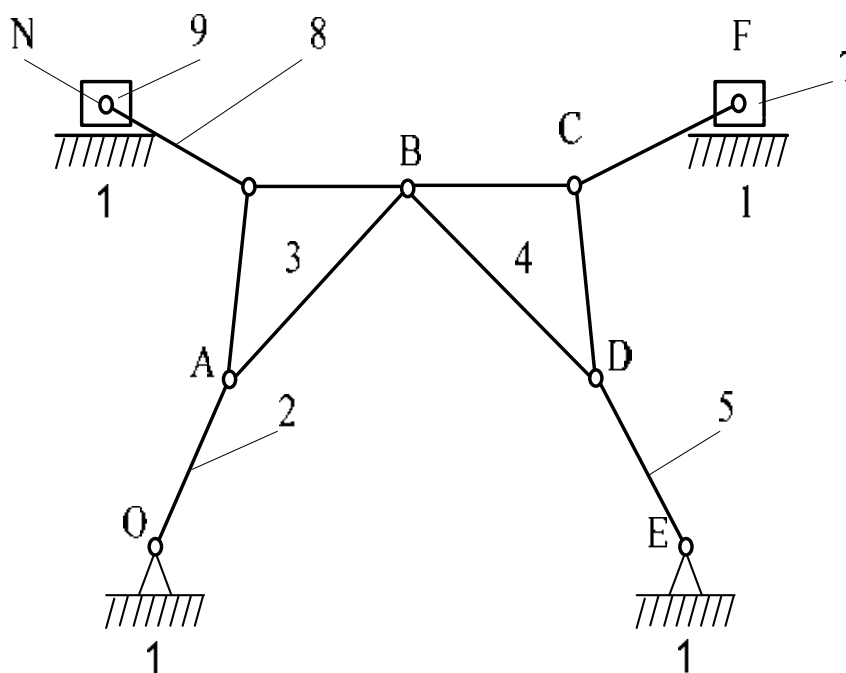


Рис. 18

Пусть ведущими звеньями будут 2 и 5, т.е. простейшие механизмы 2×1 и 5×1 . Первой группой Ассура является, очевидно, 3×4 , где два звена и три

реальные пары (А, В, D). После присоединения этой группы (3×4) можно в произвольной последовательности подключить группы 6×7 и 8×9

$$\frac{2 \times 1}{5 \times 1} \} - 3 \times 4 \langle \begin{matrix} 6 \times 7 \\ 8 \times 9 \end{matrix} .$$

Все три группы Ассура II класса, следовательно, и сам механизм относится ко II классу. Если в качестве простейших механизмов взять 2×1 и 9×1, то первой группой Ассура окажется 3×4, затем 4×5 и в заключение 6×7

$$\frac{2 \times 1}{9 \times 1} \} - 3 \times 4 - 4 \times 5 - 6 \times 7 .$$

И в этом случае класс механизма не изменяется. Попробуем теперь взять в качестве ведущих звеньев 2 и 7, Тогда первая группа Ассура после перебора возможных подключений окажется группой III класса (звенья 3, 4, 6 и 5), а затем идет группа 8×9

$$\frac{2 \times 1}{9 \times 1} \} - 3 \times 4 \times 6 \times 5 - 8 \times 9 .$$

Таким образом, при ведущих звеньях 2 и 7 весь механизм усложняется и относится уже к III классу. Рассмотрим еще один случай: ведущими звеньями могут быть два ползуна 7 и 9. При этом придется присоединить сразу все остальные звенья, которые составят одну группу III класса (с двумя "базисными" звеньями 3 и 4 и четырьмя поводками: $n'=6$; $P_5'=9$)

$$\frac{7 \times 1}{9 \times 1} \} - 6 \times 4 \times 3 \times 5 \times 2 \times 8 .$$

Можно проверить и остальные варианты выбора двух ведущих звеньев, но новых случаев структуры мы уже, очевидно, не получим.

В качестве третьего примера проведем структурный анализ восьмизвенного кулисного механизма (рис. 19).

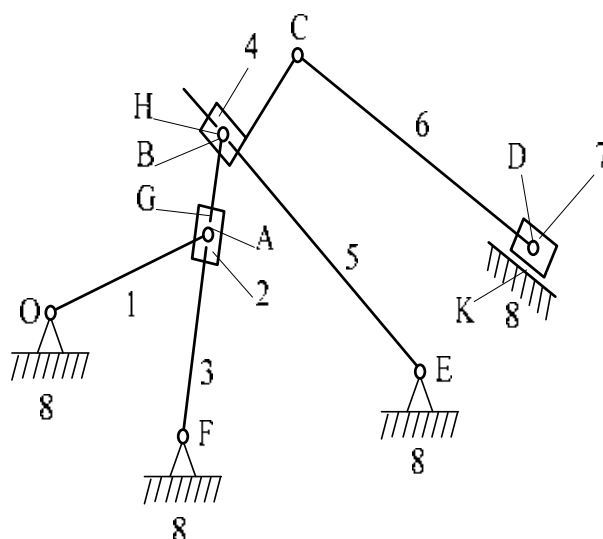


Рис. 19

Здесь имеется два, так называемых, кулисных устройства: кулисы 3 и 5 с ползунами 2 и 4. В этой схеме семь вращательных и три поступательных кинематических пары: вращательные О, А, В, С, D, Е, F; поступательные: G, Н, К. По уравнению Чебышева

$$W = 3(8-1) - 2 \cdot 10 = 1.$$

Если ведущим звеном выбрать 1, то первая группа Ассура будет 2×3 с кинематическими парами А, F и поступательной парой G, вторая группа - звенья 4×5 , а третья - 6×7

$$1 \times 8 - 2 \times 3 - 4 \times 5 - 6 \times 7.$$

Весь механизм II класса. Отметим, кстати, что этот результат лишний раз подтверждает, что сложность свойств механизма не определяется ни числом звеньев, ни наличием таких особенностей, как кулиса. Первый из рассмотренных в этом параграфе механизмов при ведущем звене 4 оказался сложнее, чем данный механизм при ведущем звене 1.

Пусть 3 - ведущее звено, тогда

$$\underline{3 \times 8} \langle \begin{matrix} 2 \times 1 \\ 4 \times 5 - 6 \times 7 \end{matrix}$$

и снова механизм II класса. Почти аналогичная структурная формула будет и при ведущем звене 5:

$$\underline{5 \times 8} - 4 \times 3 \langle \begin{matrix} 2 \times 1 \\ 6 \times 7 \end{matrix}$$

Более сложный случай окажется только в четвертом варианте структурного анализа

$$\underline{7 \times 8} - 6 \times 4 \times 5 \times 3 - 2 \times 1,$$

где появляется группа III класса. Нетрудно видеть, что звено 4 аналогично "треугольному" (базисному) звену группы III класса, так как к этому звену относятся три кинематические пары (С, В, и поступательная Н), а звенья 6, 5 и 3 играют роль «поводков» в классической схеме группы III класса.

Довольно интересным примером для структурного анализа является механизм (рис.6) параграфа 1.3. На первый взгляд, здесь явно присутствует замкнутый подвижный контур, образованный звеньями 4, 5, 6 и 3. Но в действительности группы IV класса ни при каком ведущем звене в этом механизме нет.

При ведущем звене 2

$$\underline{2 \times 1} - 3 \times 6 \langle \begin{matrix} 5 \times 4 \\ 7 \times 8 \end{matrix}$$

Когда ведущим является звено 6, то

$$\underline{6 \times 1} - 3 \times 2 \langle \begin{matrix} 5 \times 4 \\ 7 \times 8 \end{matrix}$$

Последний вариант примет вид

$$8 \times 1 - 7 \times 6 - 3 \times 2 - 5 \times 4.$$

Таким образом, во всех случаях этот механизм относится только ко II классу.

.Структурный анализ механизмов IV-класса

Как видно по схеме, число звеньев $n=6$, а $P_5 = 7$ (рис.20), поэтому

$$W = 3(6-1) - 2 \times 7 = 1.$$

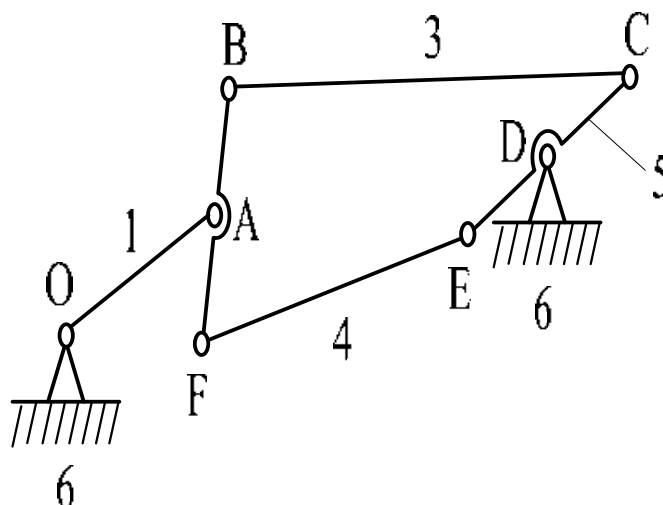


Рис. 20

Если звено 1 ведущее, то все остальные звенья следует отнести к одной группе Ассура

$$\underline{1 \times 6} - 2 \times 3 \times 4 \times 5.$$

Действительно, звенья 2 и 3 не образуют группу Ассура, так как при отсутствии звеньев 5 и 4 мы не получим трех пар, а только две (А и В). Аналогичный вывод будет при попытке рассмотреть два звена 2 и 4.

Группа $2 \times 3 \times 4 \times 5$ образует замкнутый подвижный контур, поэтому данный механизм должен относиться к IV классу (при ведущем звене 1). Если же звено 5 - ведущее, то весь механизм становится несколько проще по своим свойствам, хотя и в этом случае сразу все звенья образуют одну группу (III класса)

$$\underline{5 \times 6} - 3 \times 2 \times 4 \times 1.$$

Роль базисного звена здесь играет стержень 2, несущий три кинематических пары (А, В и F). Механизм III класса.

Восьмизвенный механизм, изображенный на следующей схеме (рис.21), относится к IV классу при двух вариантах ведущих звеньев:

$$\underline{7 \times 1} - 6 \times 5 \times 8 \times 3 \times 4 \times 2,$$

$$\underline{8 \times 1} - 5 \times 3 \times 4 \times 2 - 6 \times 7,$$

а при ведущем звене 2

$$\underline{2 \times 1} - 3 \times 4 \times 5 \times 8 - 6 \times 7.$$

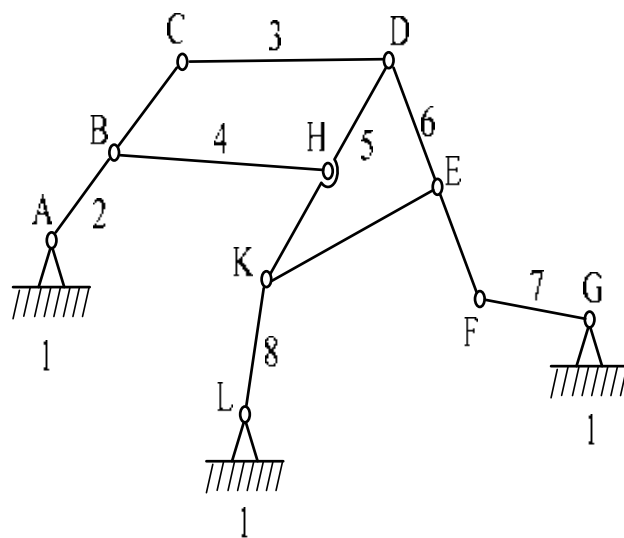


Рис.21

Здесь сама группа $3 \times 4 \times 5 \times 8$, если ее представить изолированно, не имеет никакого замкнутого контура. Это - группа III класса. Что касается групп $5 \times 3 \times 4 \times 2$ и $6 \times 5 \times 8 \times 3 \times 4 \times 2$, то они, конечно, точно соответствуют тем общим изображениям групп IV класса, которые были показаны в самом начале настоящего подраздела.

2.4. Структурный анализ механизмов с кинематическими парами IV класса

Так как в структурных группах Ассура звенья соединяются только кинематическими парами V класса, то для тех механизмов, в составе которых есть высшие пары (пары IV класса), необходимо произвести замену высших пар.

При замене высших пар характер мгновенного относительного движения звеньев не должен измениться, т.е. должна сохраняться кинематическая эквивалентность заменяемого и заменяющего механизмов. Для выполнения этого условия каждую высшую пару необходимо заменять звеном с двумя

низшими кинематическими парами. Это добавочное (фиктивное) звено с двумя парами V класса по концам накладывает на относительное движение звеньев столько же условий связи, сколько накладывала на них высшая пара. После замены высших пар должна быть вычерчена кинематическая схема заменяющего механизма, в которой звенья соединены только парами V класса.

Замена высших пар производится в следующем порядке (рис.22):

- 1) к точке касания сопряженных профилей, образующих высшую пару, проводится нормаль ($n - n$);
- 2) определяются радиусы кривизны сопряженных профилей в точке касания, и центры кривизны соответствующих кривых отмечаются на этой нормали (S_1 и S_2);
- 3) в центрах кривизны устанавливаются шарниры (вращательные пары 5 класса), которые соединяются прямолинейным фиктивным звеном;
- 4) шарниры, установленные в центрах кривизны, соединяют стержнями с центрами вращения соответствующих кривых, образующих высшую пару.

Если один из сопряженных профилей прямолинеен, то его радиус кривизны бесконечен, в этом случае вместо вращательной пары на конце фиктивного звена устанавливается поступательная пара, т.е. фиктивное звено относительно прямолинейного профиля перемещается поступательно (рис.23)

Таким образом, вместо одной высшей пары в действительном механизме в заменяющем будет кинематическая цепь, т.е. звено с двумя парами V класса. Это не изменит степени подвижности механизма и сохранит неизменным характер относительного движения звеньев для каждого мгновенного положения.

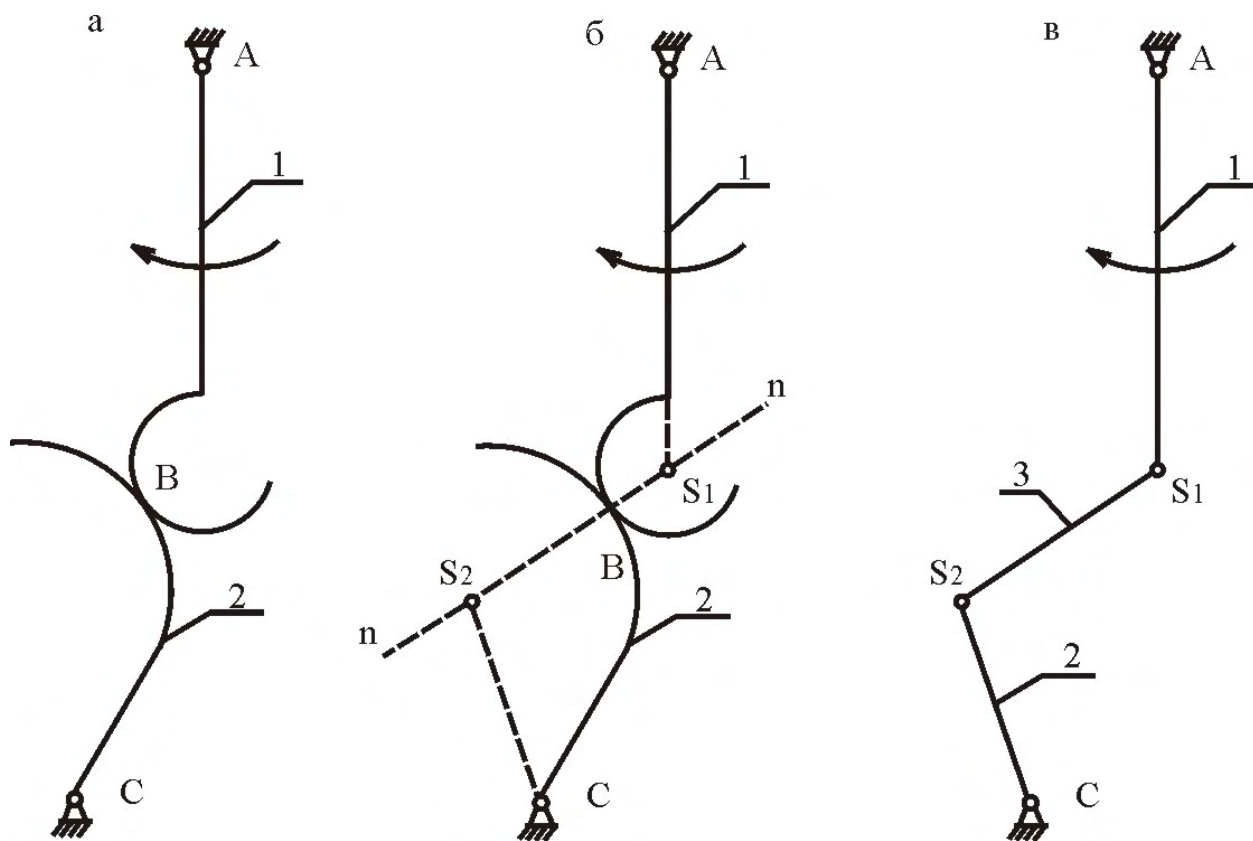


Рис. 22

- а) $W = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$. В этом механизме два звена (1 и 2); две пары V класса (A и C) и одна пара IV класса (B);
 б) показана методика замены высшей пары;
 в) $W = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$. В заменяющем механизме 3 звена (1, 2 и 3), четыре пары V класса (A, S₁, S₂ и C) и нет высших пар. Высшая пара заменена фиктивным звеном (3) с двумя парами V класса по концам (S₁ и S₂).

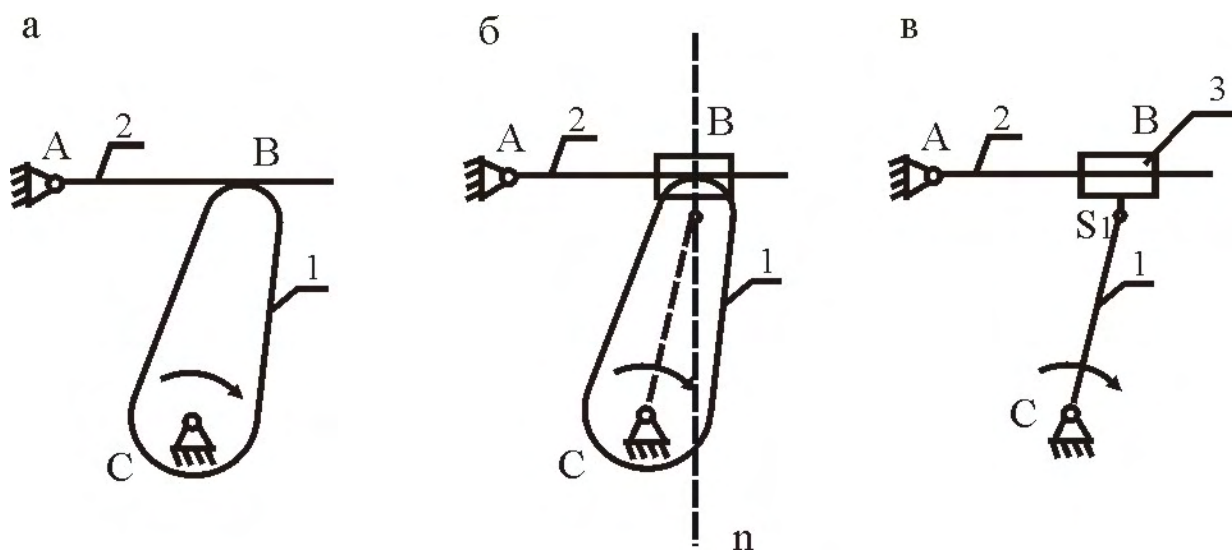


Рис. 23

- а) $W = 3 \times 2 - 2 \times 2 - 1 = 1$. В действительном механизме два звена (1 и 2), две пары V класса (А и С) и одна пара IV класса (В);
- б) показана методика замены высшей пары. Радиус кривизны второго сопряженного профиля $\rho_2 = \infty$, следовательно, вместо вращательной пары устанавливается поступательная;
- в) $W = 3 \times 3 - 2 \times 4 - 0 = 1$. В заменяющем механизме три звена (1, 2 и 3) и четыре пары 5 класса (А, В, S_1 и С). Высшая пара заменена фиктивным звеном (3) с двумя парами V класса по концам (вращательной парой S_1 и поступательной парой В).

Проведем структурный анализ механизма, показанного на рис.24,а: Подсчитаем степень подвижности механизма $W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \times 7 - 2 \times 9 - 1 = 2$. Однако в этом механизме звено 3 является лишней степенью свободы, т.к. если сообщить движение ролику, то он будет вращаться относительно точки С, но не передаст движения другим звеньям благодаря своей круглой форме. Ролик введен в механизм из конструктивных целей (замена трения скольжения трением качения) и на кинематику механизма не влияет. Для дальнейшего структурного анализа избавляемся от ролика, для чего увеличиваем профиль кулачка на величину радиуса ролика. Это не изменит характера движения толкателя (звено 4).

На рис.24,б показан механизм без лишней степени свободы. Его $W = 3 \times 6 - 2 \times 8 - 1 = 1$, что обуславливается характером передачи движения от одного ведущего звена. В этом механизме есть высшая пара IV класса (В), которую необходимо заменить.

На рис.24,в показан заменяющий механизм, у которого высшая пара заменена фиктивным звеном (8) с двумя парами V класса (S_1 и S_2) по концам. Степень подвижности заменяющего механизма $W = 3 \times 7 - 2 \times 10 - 0 = 1$.

На рис.24,г показано разложение механизма на структурные группы Ассура. К ведущему звену присоединяется слева группа второго порядка второго вида, состоящая из звеньев 3 и 8, а справа последовательно присоединено 2 группы: сначала группа второго порядка третьего вида (звенья 4 и 5) и затем группа второго порядка второго вида (звенья 6 и 7). Структурная формула механизма имеет вид

$$1 \times 2 \begin{cases} 3 \times 8 \\ 4 \times 5 - 6 \times 7 \end{cases}.$$

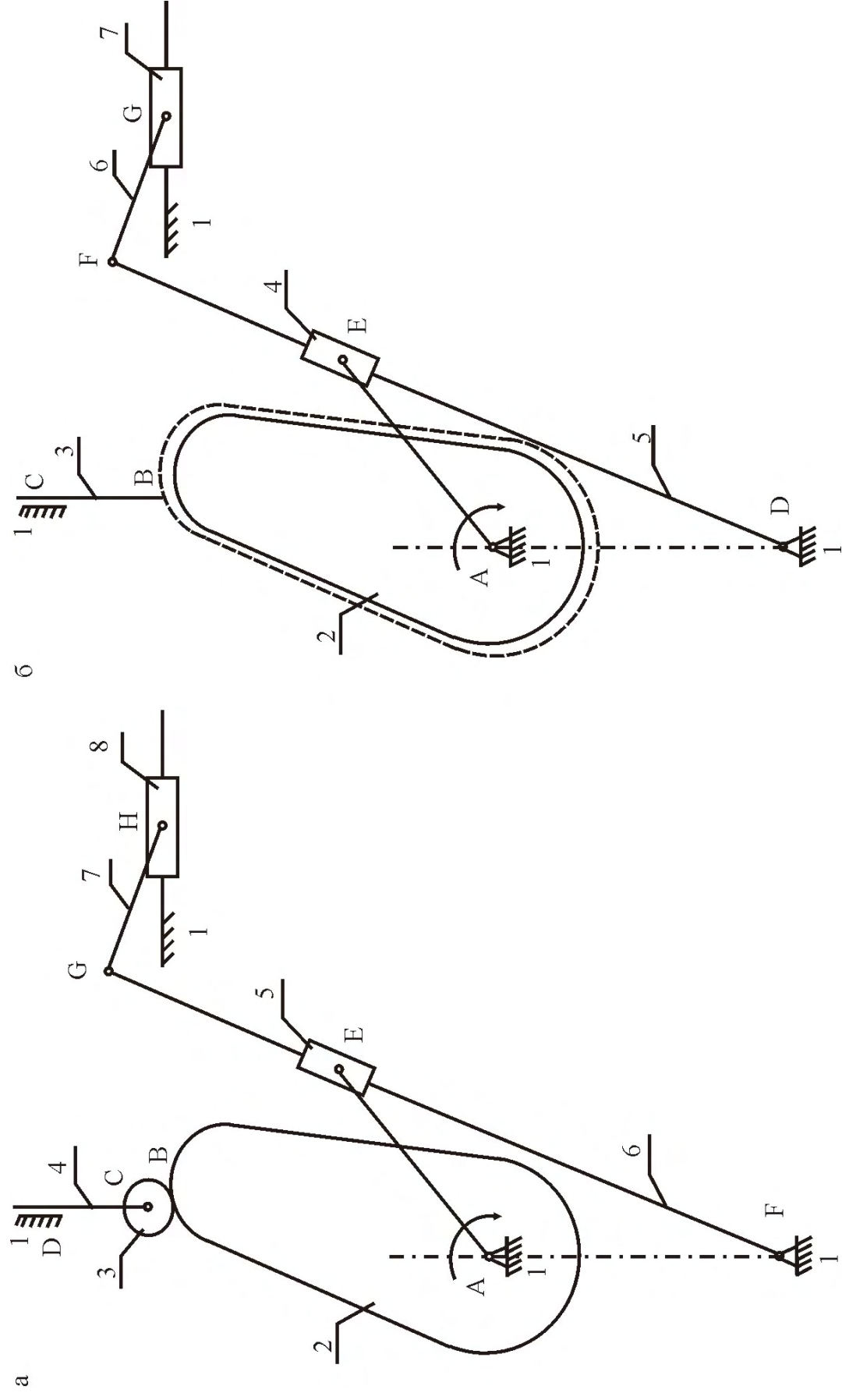


Рис.24(а, б)

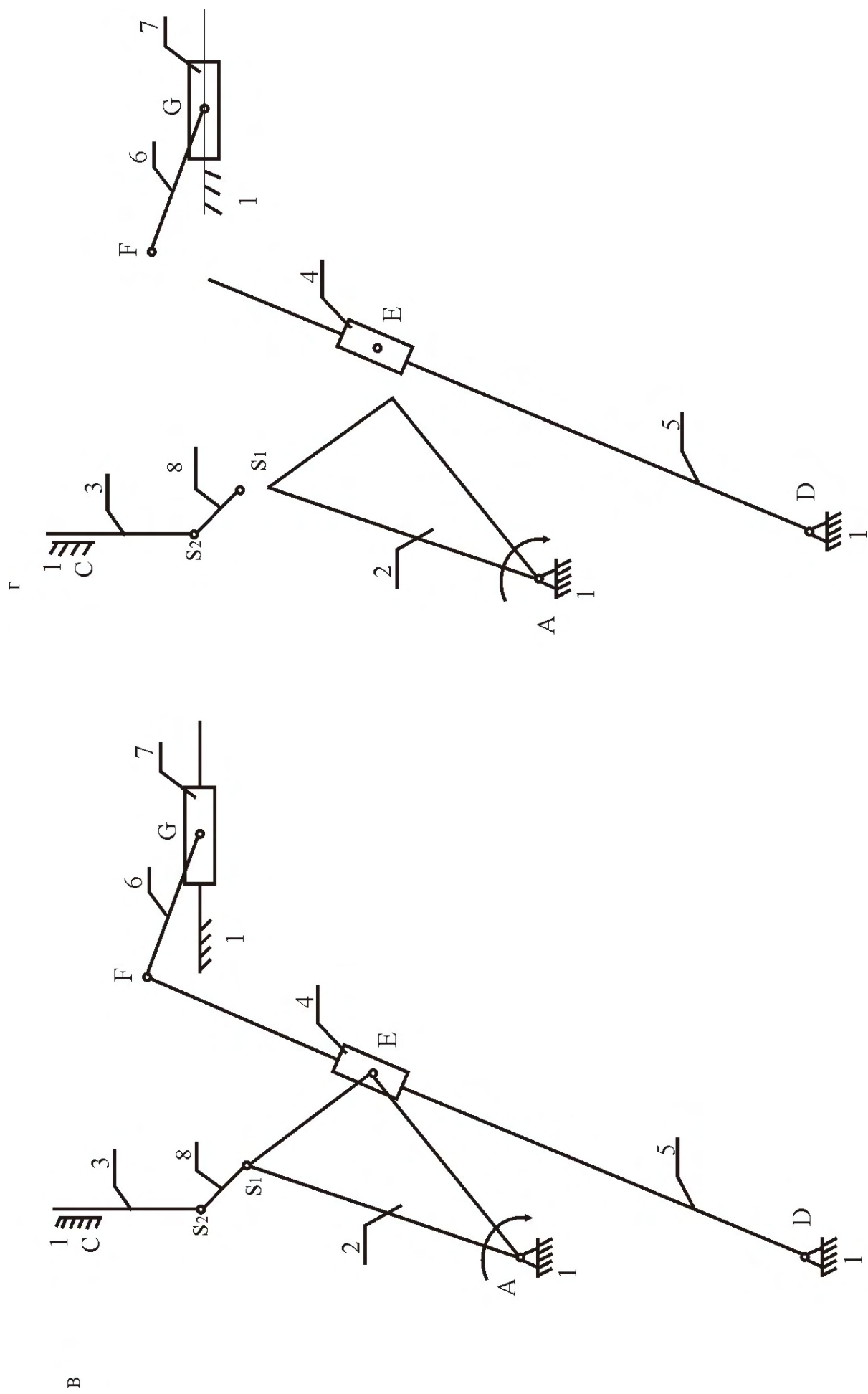


Рис.24(в, г)

2.5. Значение структурного анализа механизма по Ассуру

В заключение необходимо еще раз подчеркнуть значение структурного анализа, как в чисто теоретическом, так и в прикладном, практическом отношениях. Прежде всего, теория Ассура по существу приводит к закону образования или построения механизмов. Если создается механизм с одной степенью подвижности, то к одному механизму I класса последовательно присоединяются группы Ассура II или старших классов. Эти подключения групп могут осуществляться и параллельно, как это было, например, в третьем примере (рис.19). При построении механизма с $W = 2$ те же операции производятся для взятых двух простейших механизмов и т.д.

Во-вторых, значение структурного анализа заключается в том, что в результате выделяются все группы Ассура, которые представляют собой и кинематически, и статически определимые системы. Отсюда ясно, что кинематический и силовой расчеты механизмов необходимо производить только по группам Ассура. И важно иметь в виду, что сама последовательность кинематического анализа должна осуществляться в том же порядке, в котором группы Ассура подсоединены к простейшим механизмам: от ведущего звена к первой группе, затем - к следующей и т.д. до последней группы. Силовой же расчет производится в обратном порядке: от последней группы Ассура к предпоследней и т.д. до ведущего звена.

В-третьих, значение структурного анализа состоит в определении степени сложности механизма в соответствии со сложностью самой старшей из входящих в его состав групп Ассура. Это дает возможность выбрать и соответствующий метод исследования. Так, в первом примере (рис.15) при ведущих звеньях 1 или 5 можно построить планы скоростей и ускорений механизма обычным способом на основании теоремы теоретической механики с разложением плоскопараллельного движения на поступательное и вращательное движения (само построение следует, конечно, проводить по группам Ассура). Если же ведущим звеном будет звено 4, то придется помимо этого привлечь так называемый метод особых точек.



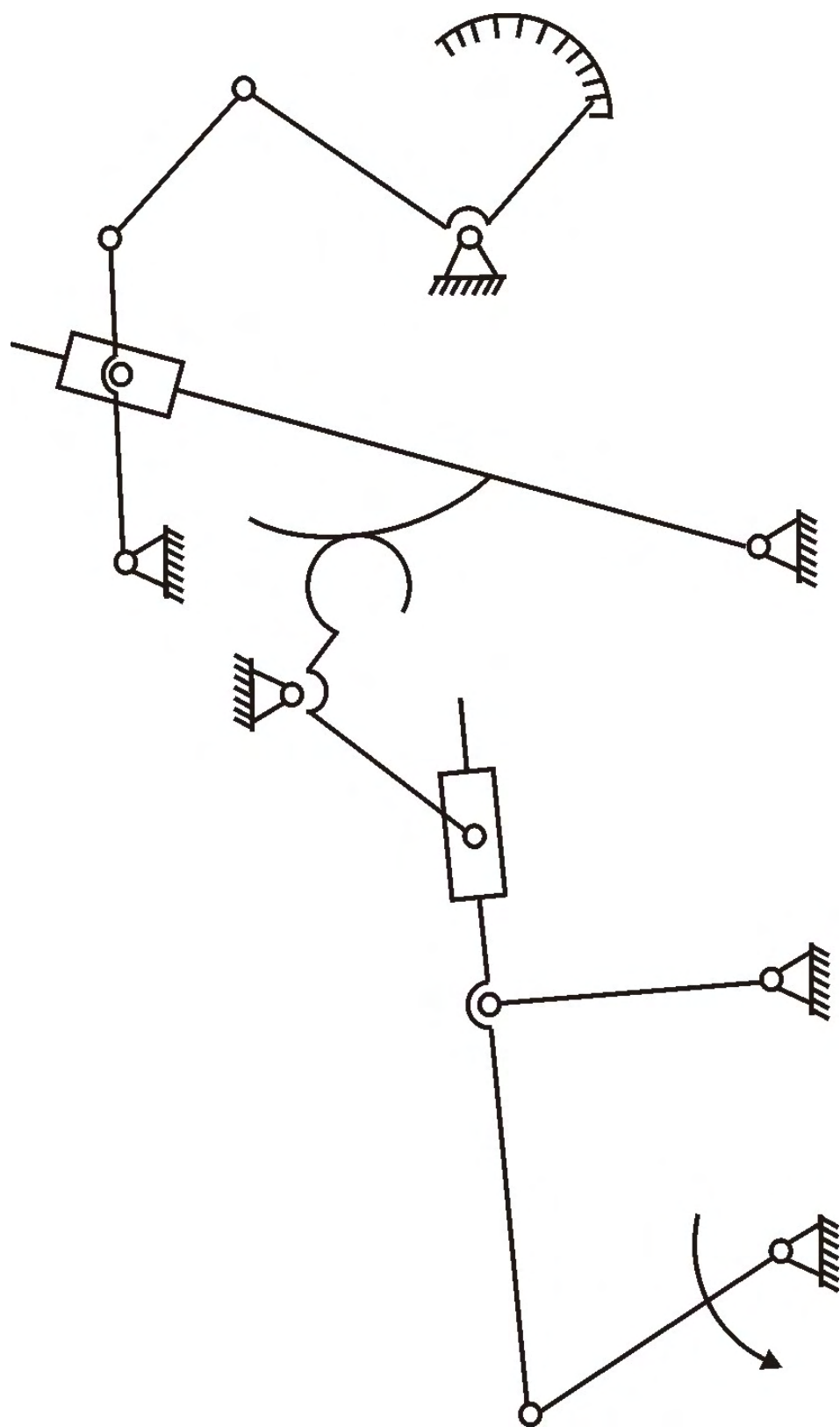


Рис. 26. Схема механизма управления

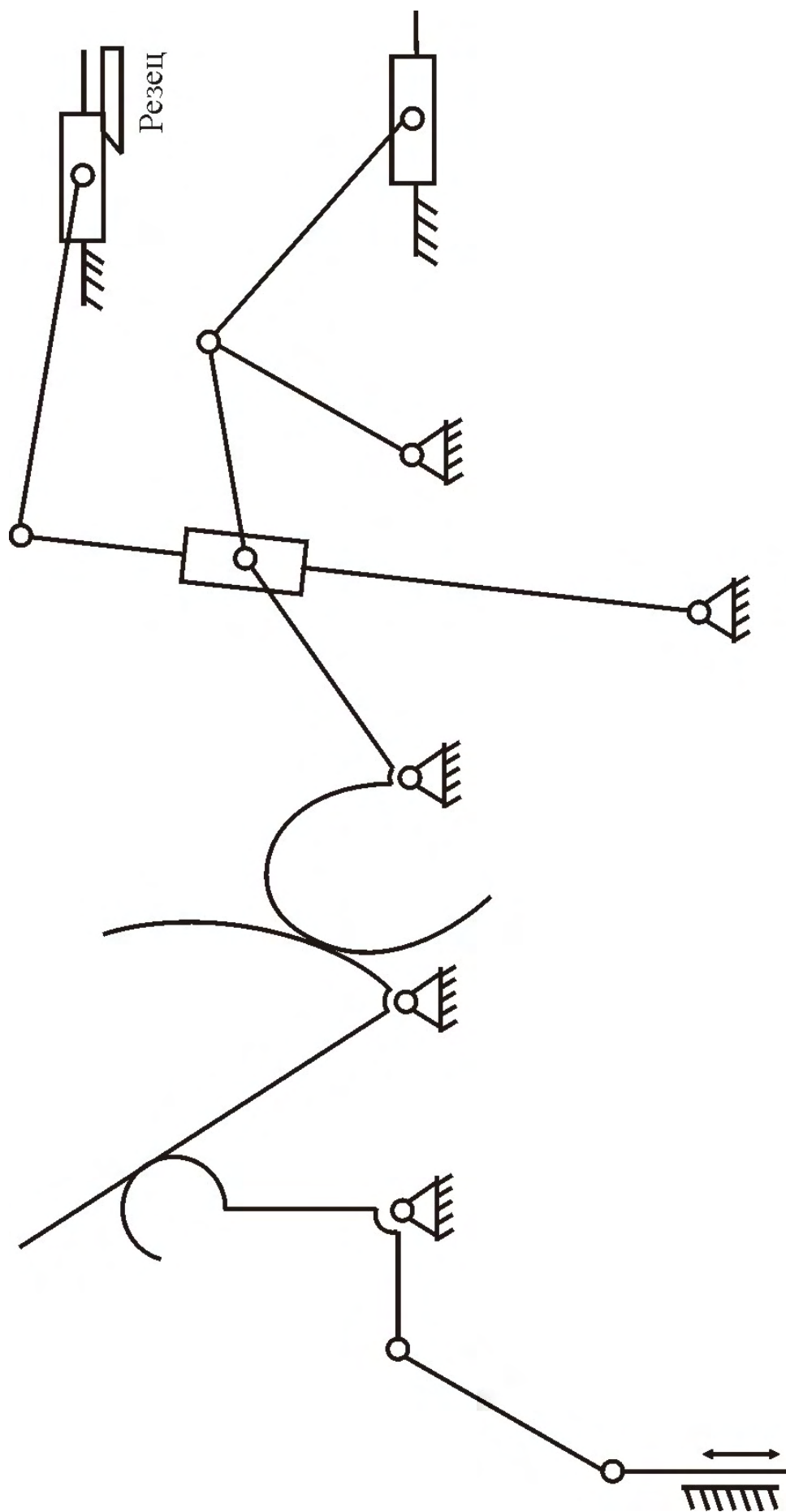


Рис.27. Схема механизма поперечно-строгального станка

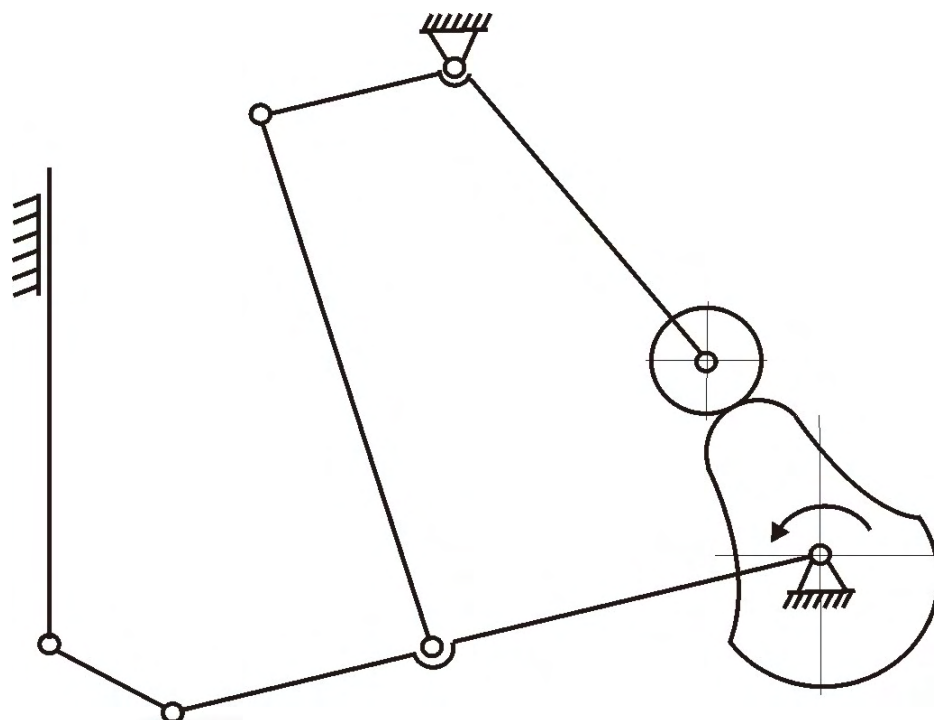


Рис.28. Схема механизма подъема типографических штанг счетной машины

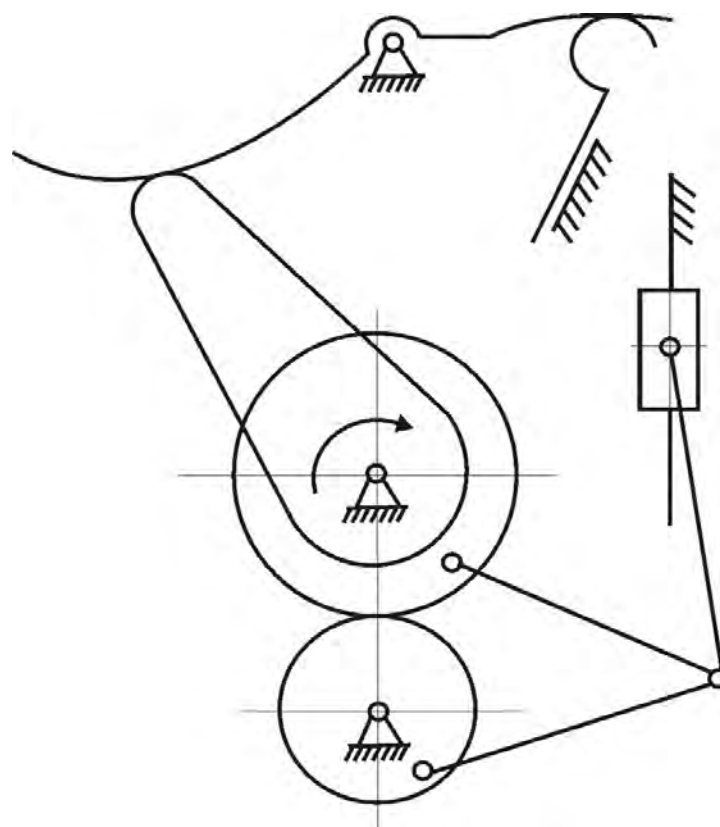


Рис.29. Схема рычажно-зубчатого механизма двигателя с кулачковым механизмом

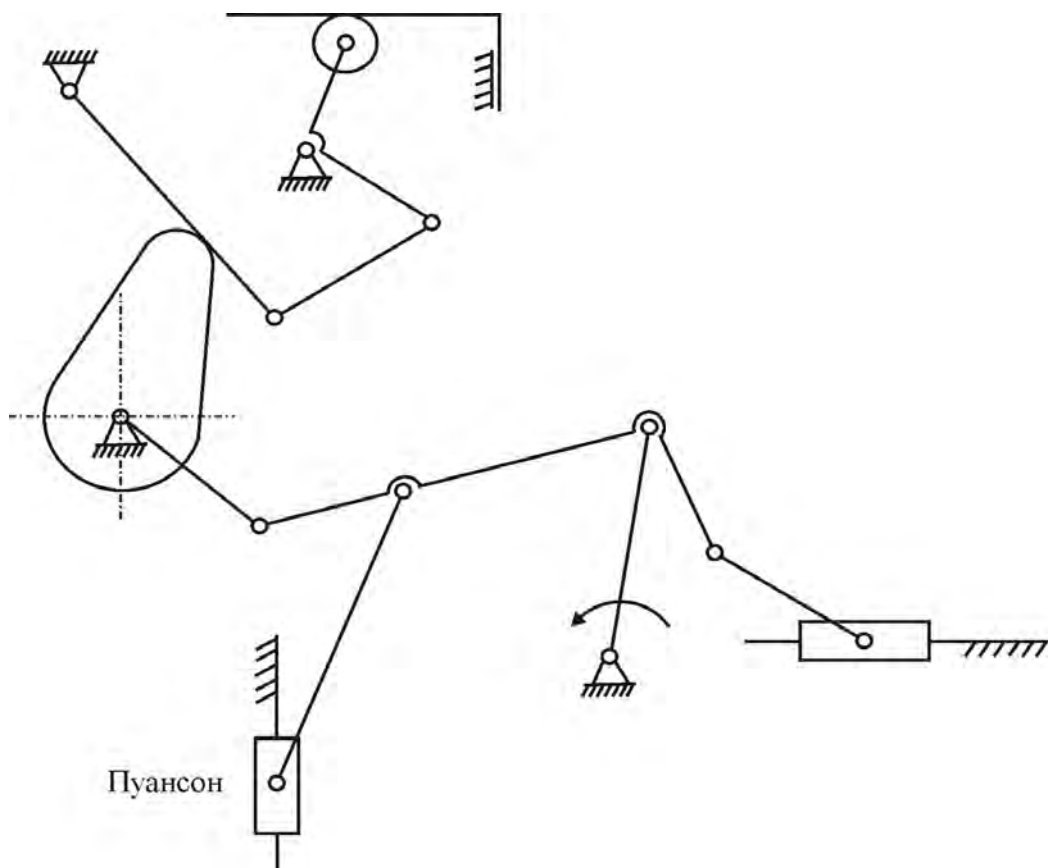


Рис.30. Схема механизма пресса с кулачковым механизмом подачи заготовок

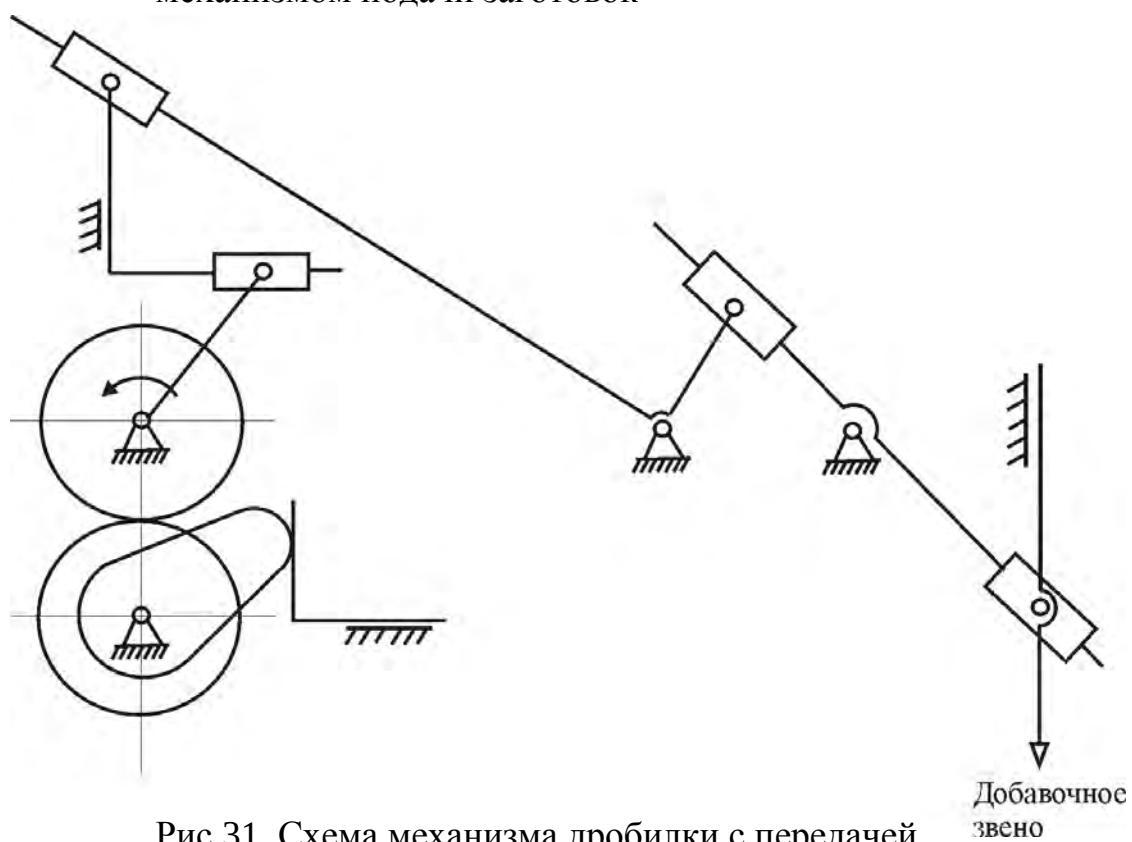


Рис.31. Схема механизма дробилки с передачей к кулачковому механизму подачи материала

Добавочное звено

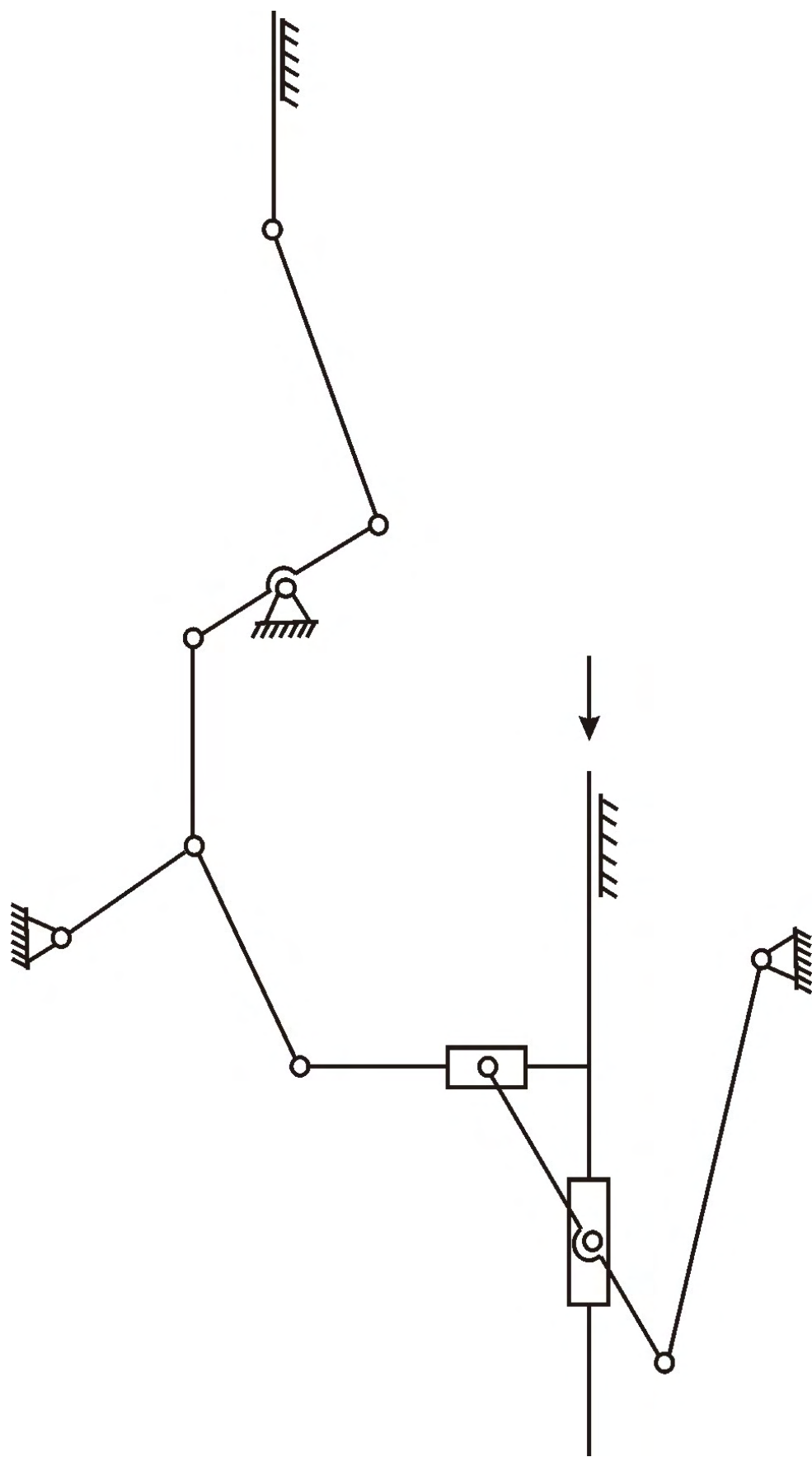


Рис.32. Схема механизма шагающего хода экскаватора с приводом к тормозным щиткам



Рис.33. Схема механизма поршня тестодетельной машины

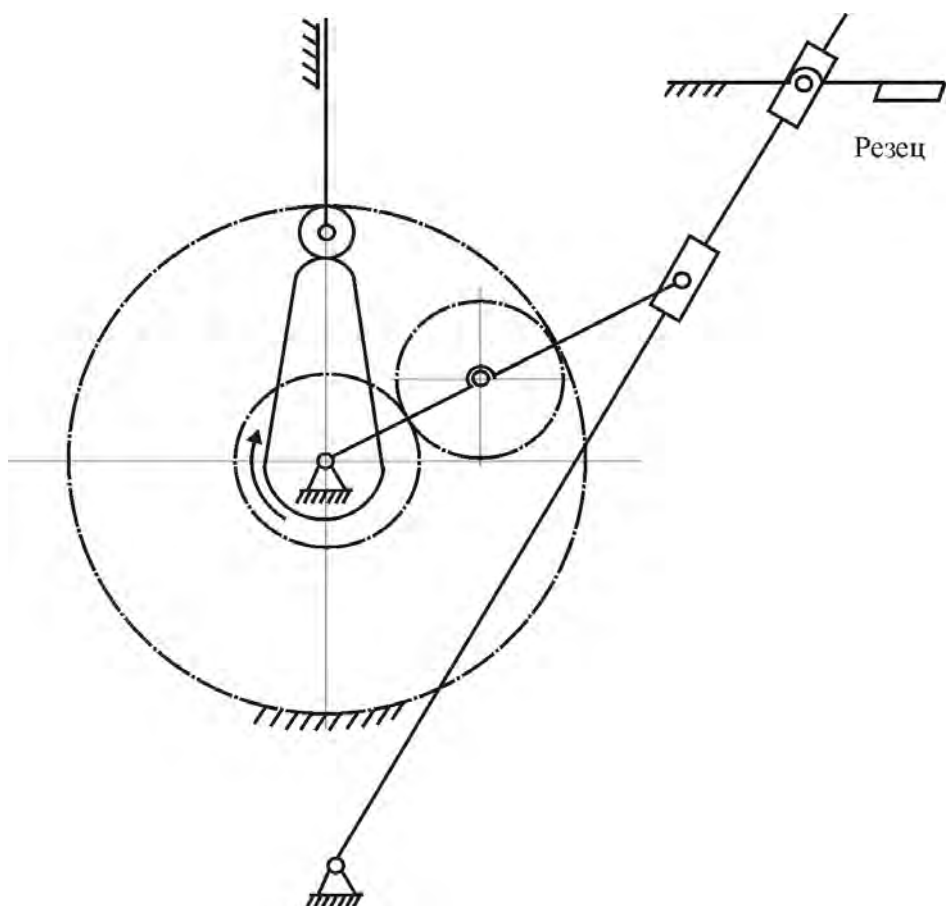


Рис.34. Схема механизма поперечно-строгального станка с кулачковым механизмом подачи заготовки

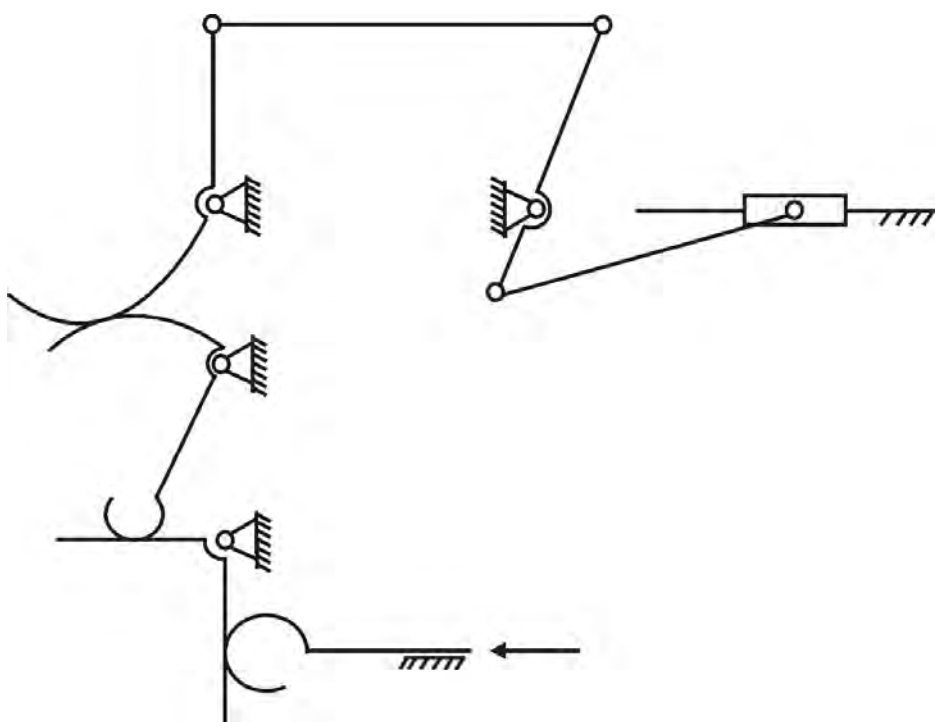


Рис.35. Схема механизма манометра

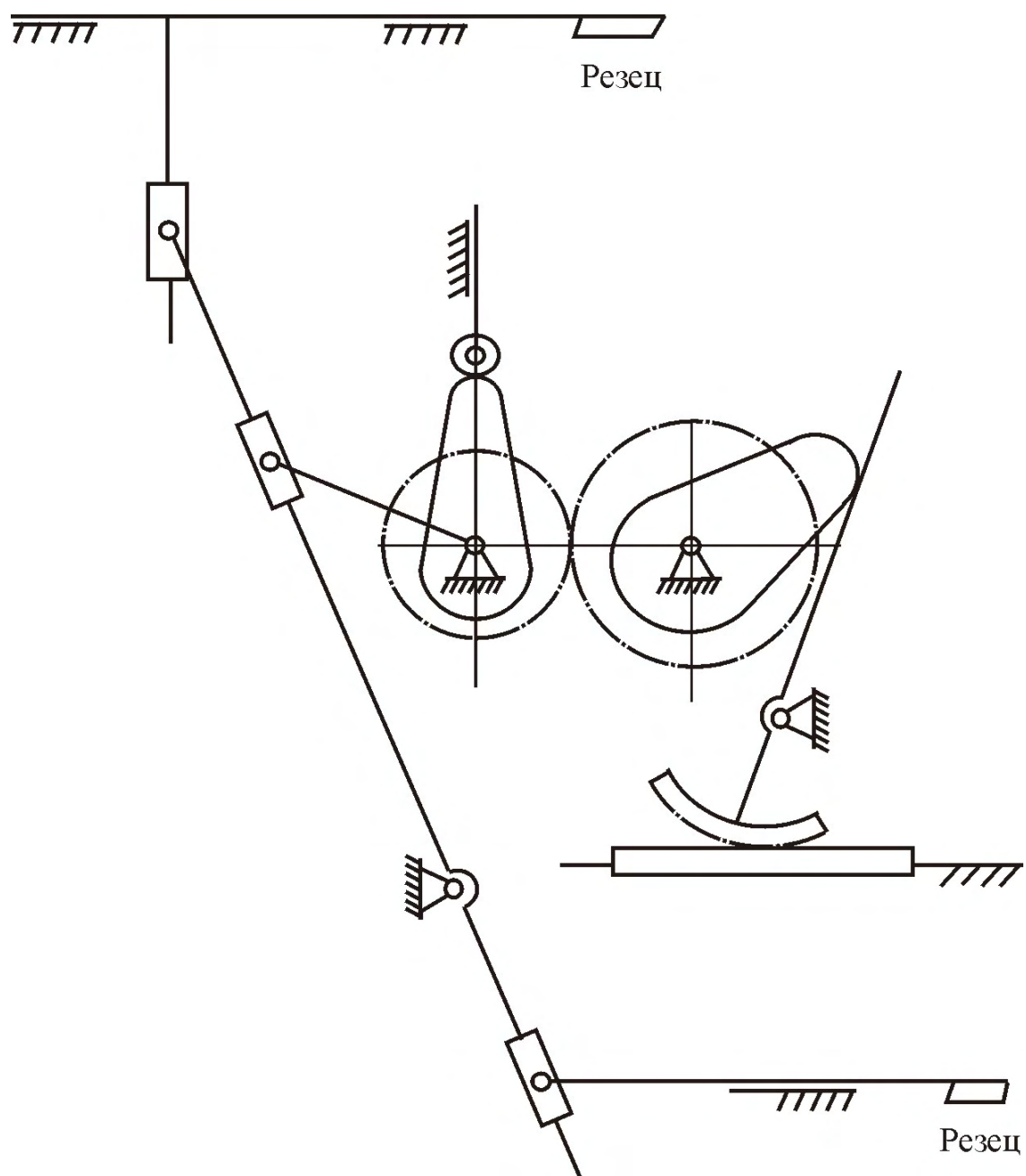


Рис.36. Схема механизма зубострогального станка с кулачковым механизмом подачи заготовок

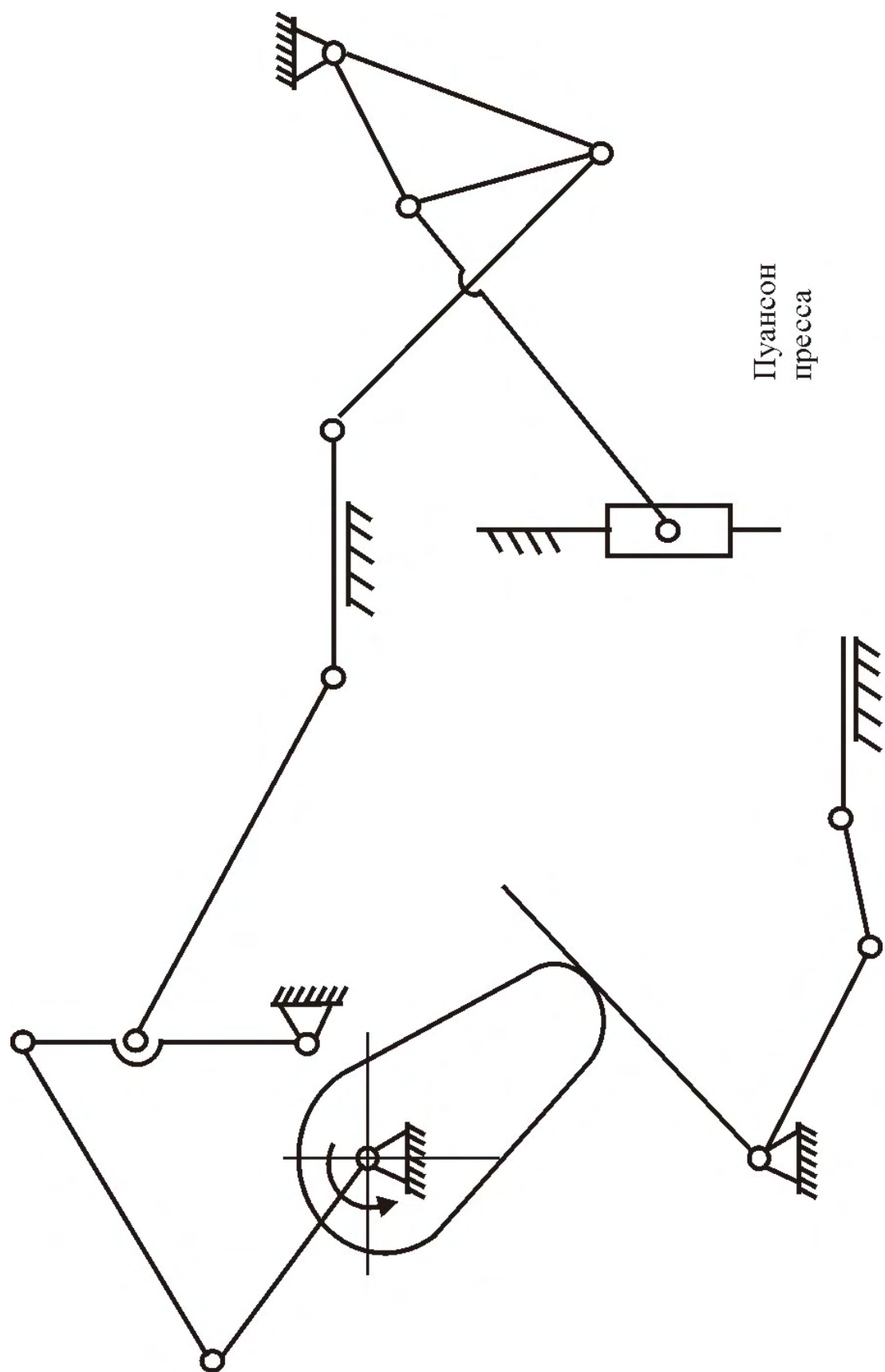


Рис.37. Схема механизма штамповочного прессы с кулачковым механизмом подачи заготовок

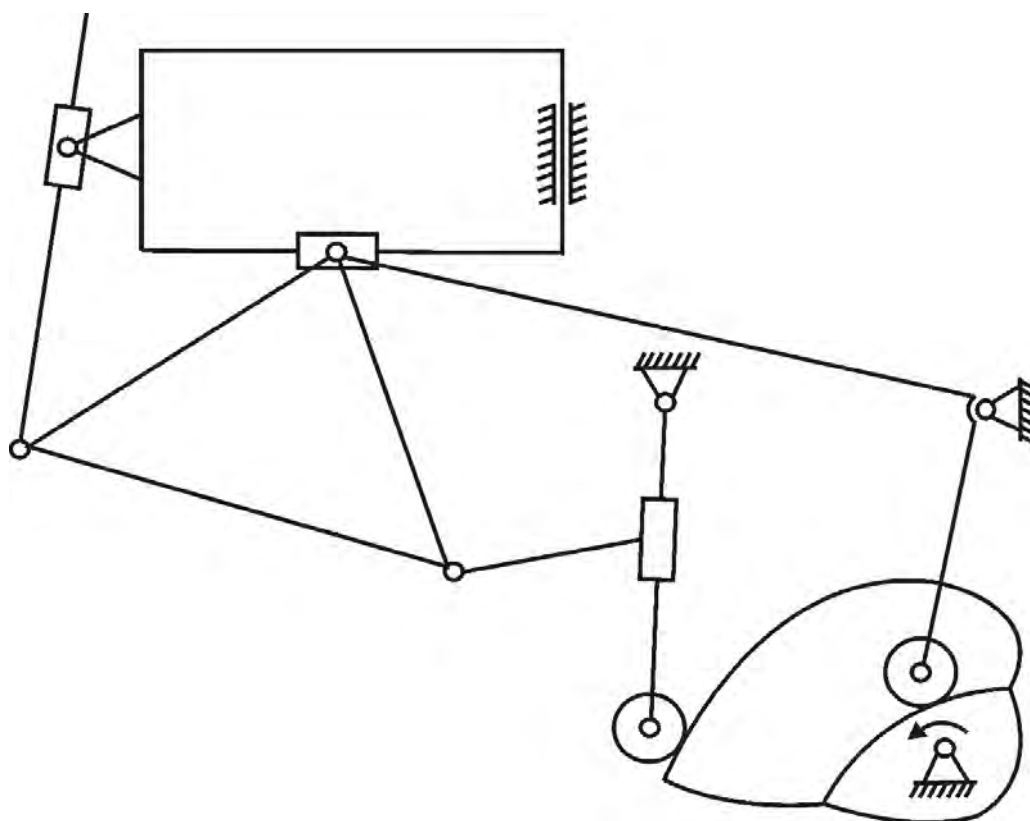


Рис.38. Схема механизма подъема траверсы и остановки счетных карт табулятора

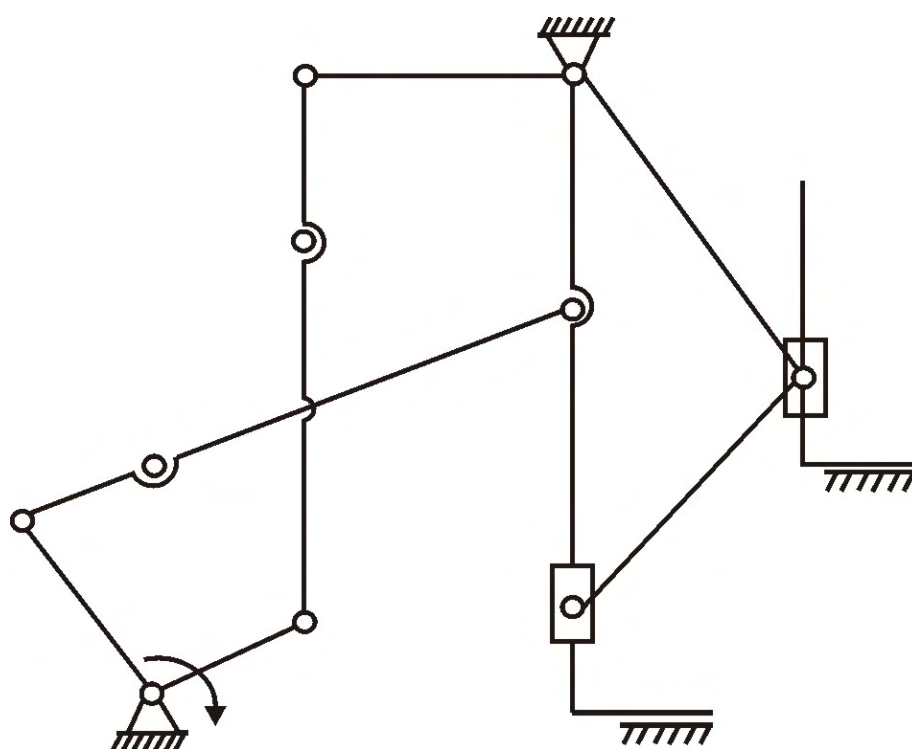


Рис.39. Схема механизма парового насоса

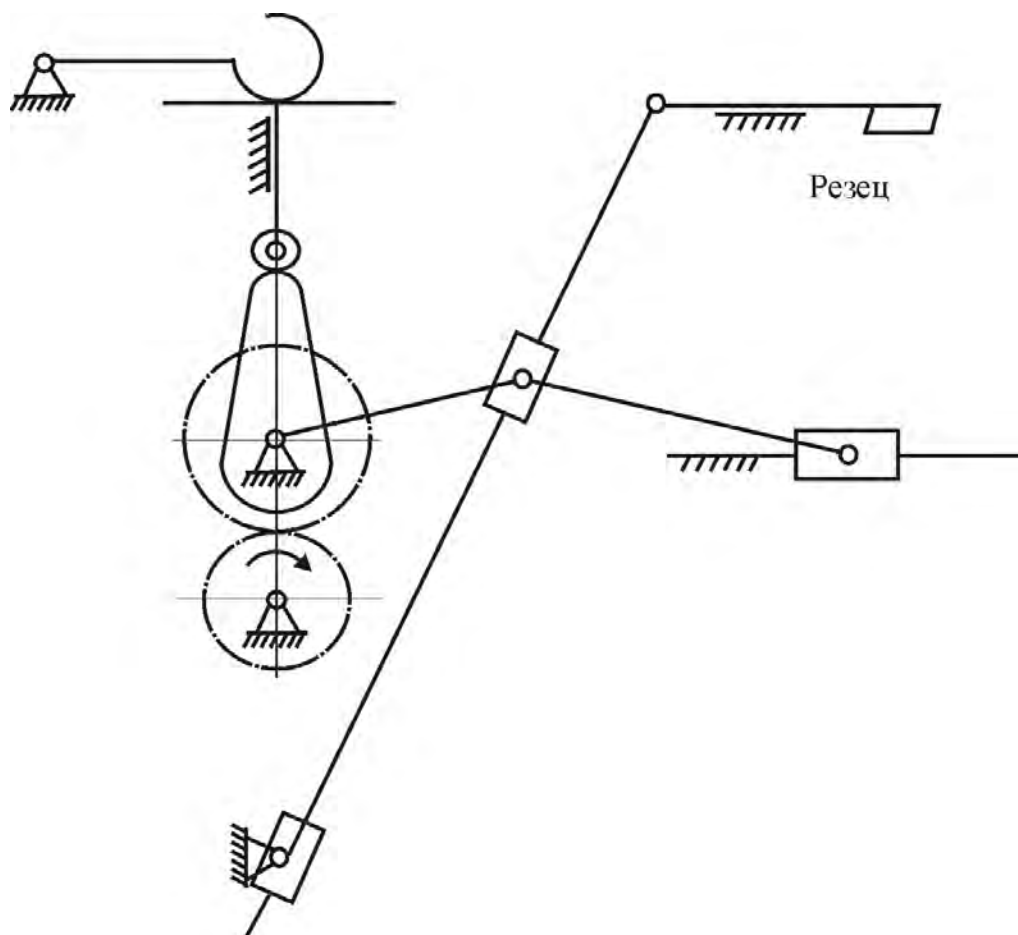


Рис.40. Схема механизма поперечно-строгального станка с кулачковым механизмом подачи заготовок

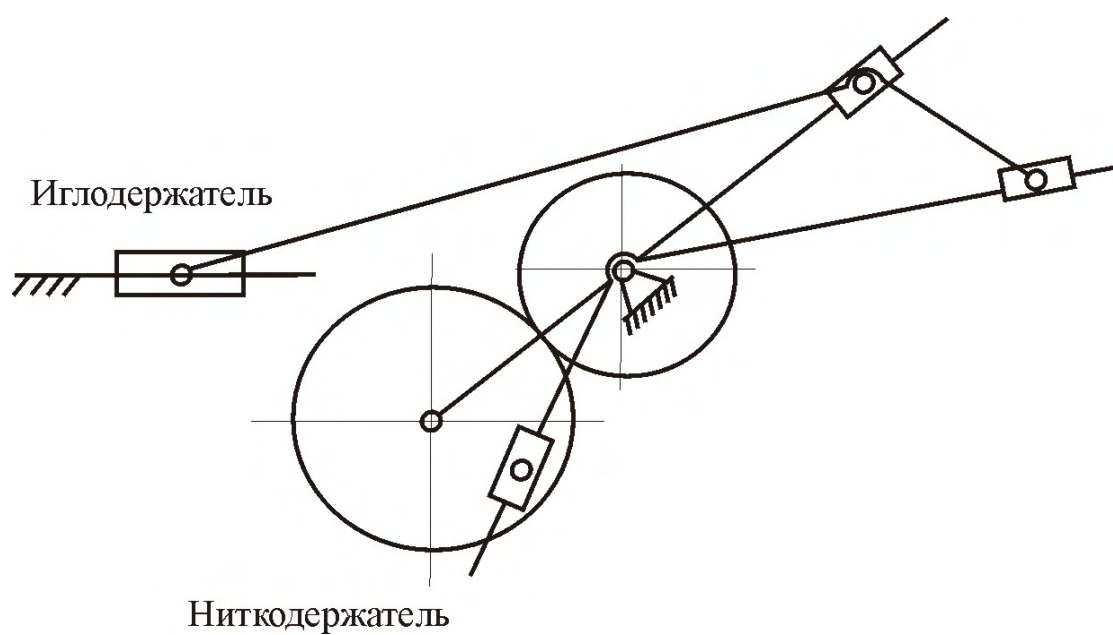


Рис.41. Схема механизма швейной машины

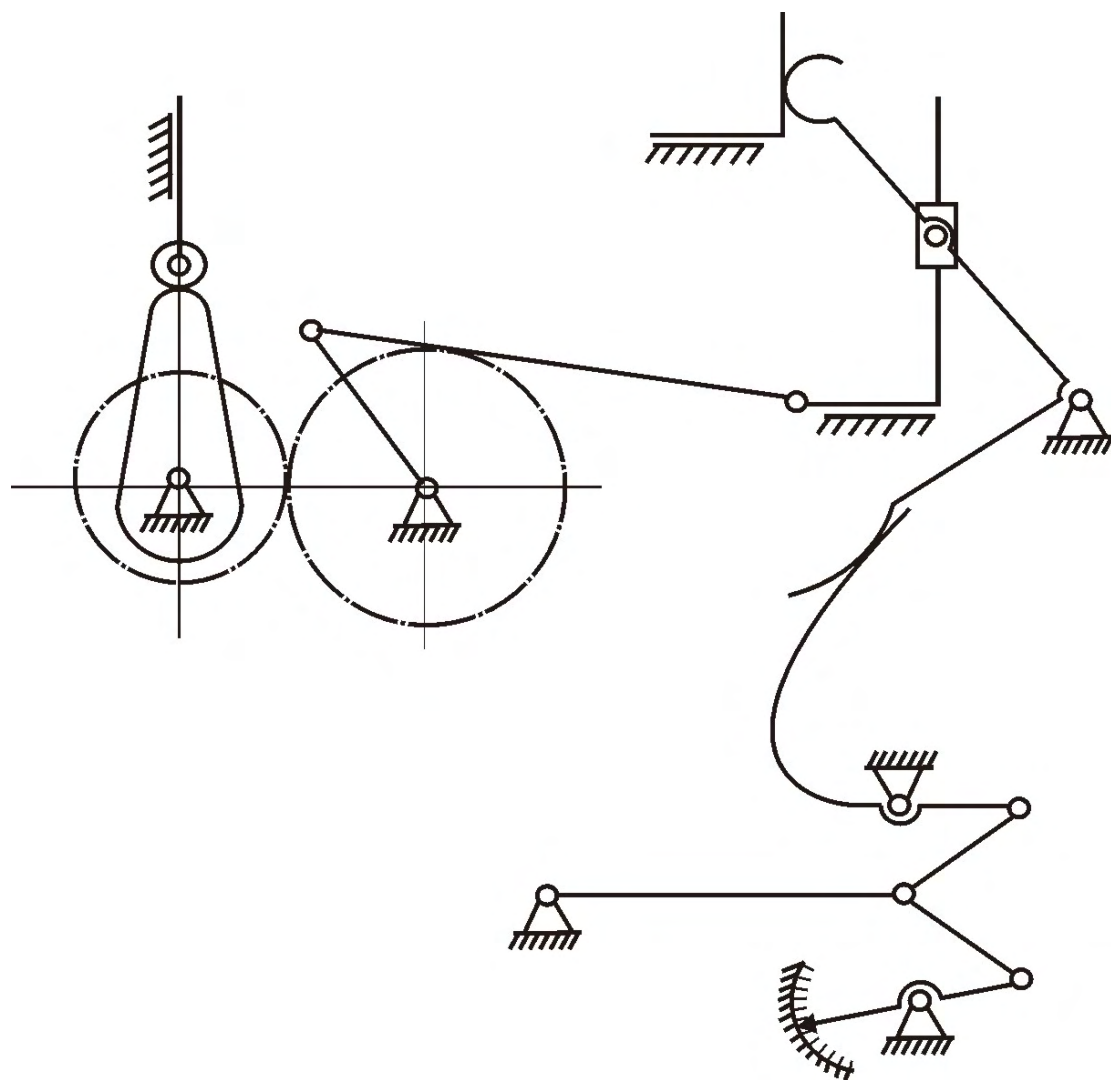


Рис.42. Схема механизма управления

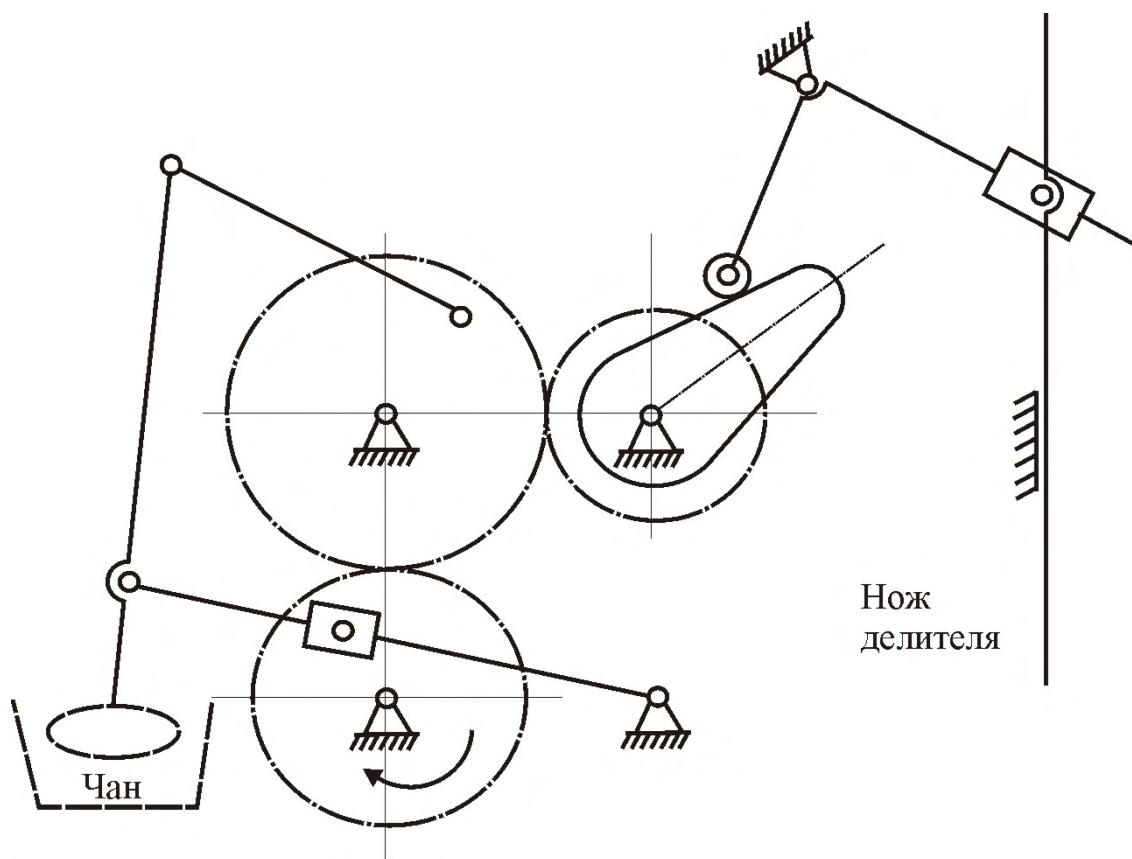


Рис.43. Схема механизма тестомесительной и тестоделительной машины

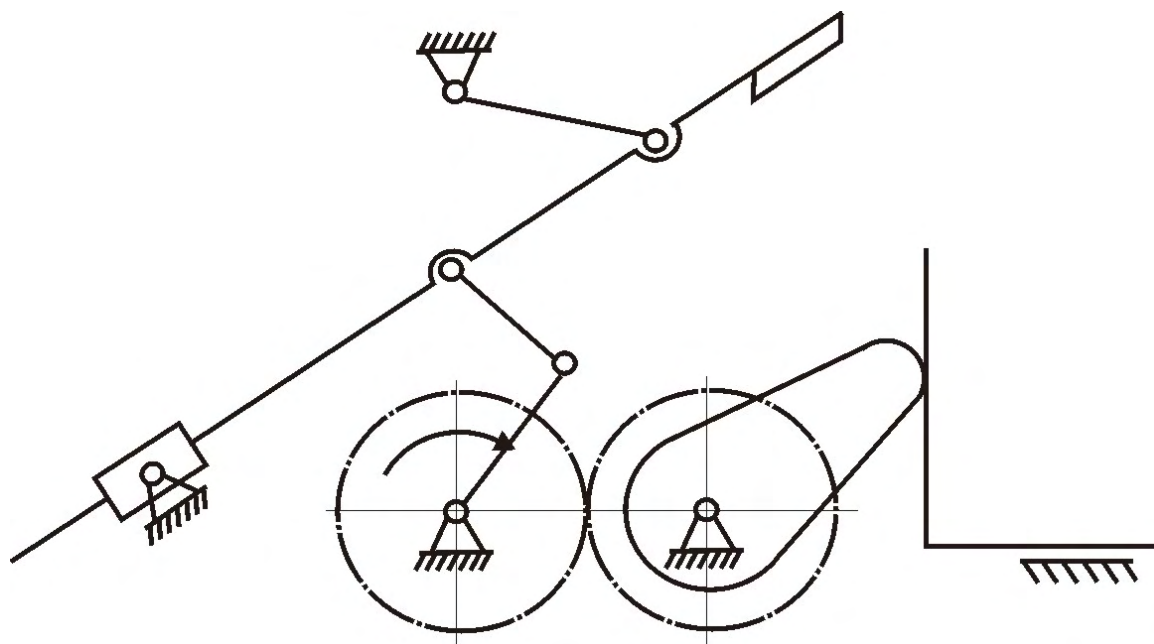


Рис.44.Схема механизма ножа с кулачковым механизмом подачи материала

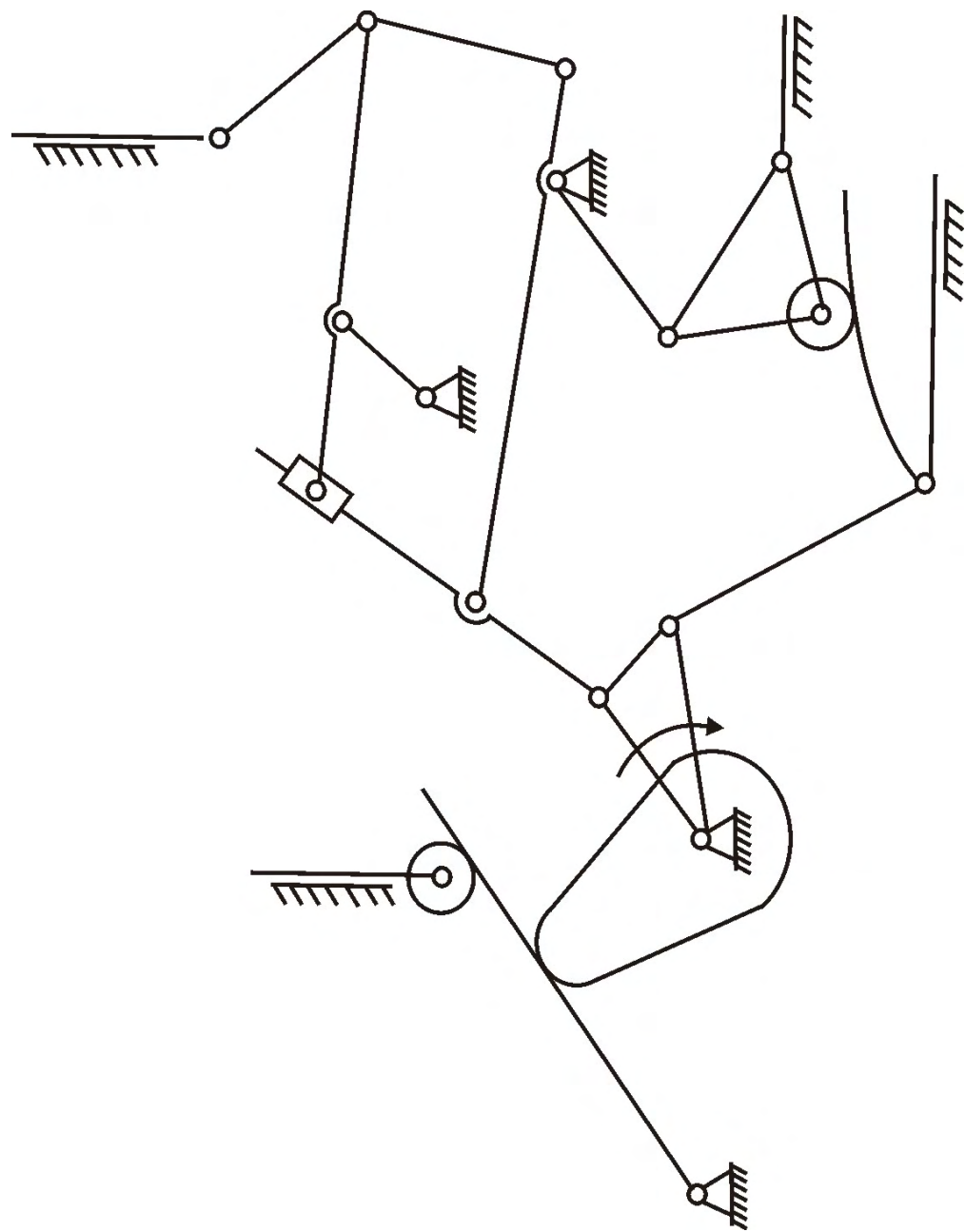


Рис.45. Схема механизма горизонтального перемещения матриц счетной машины

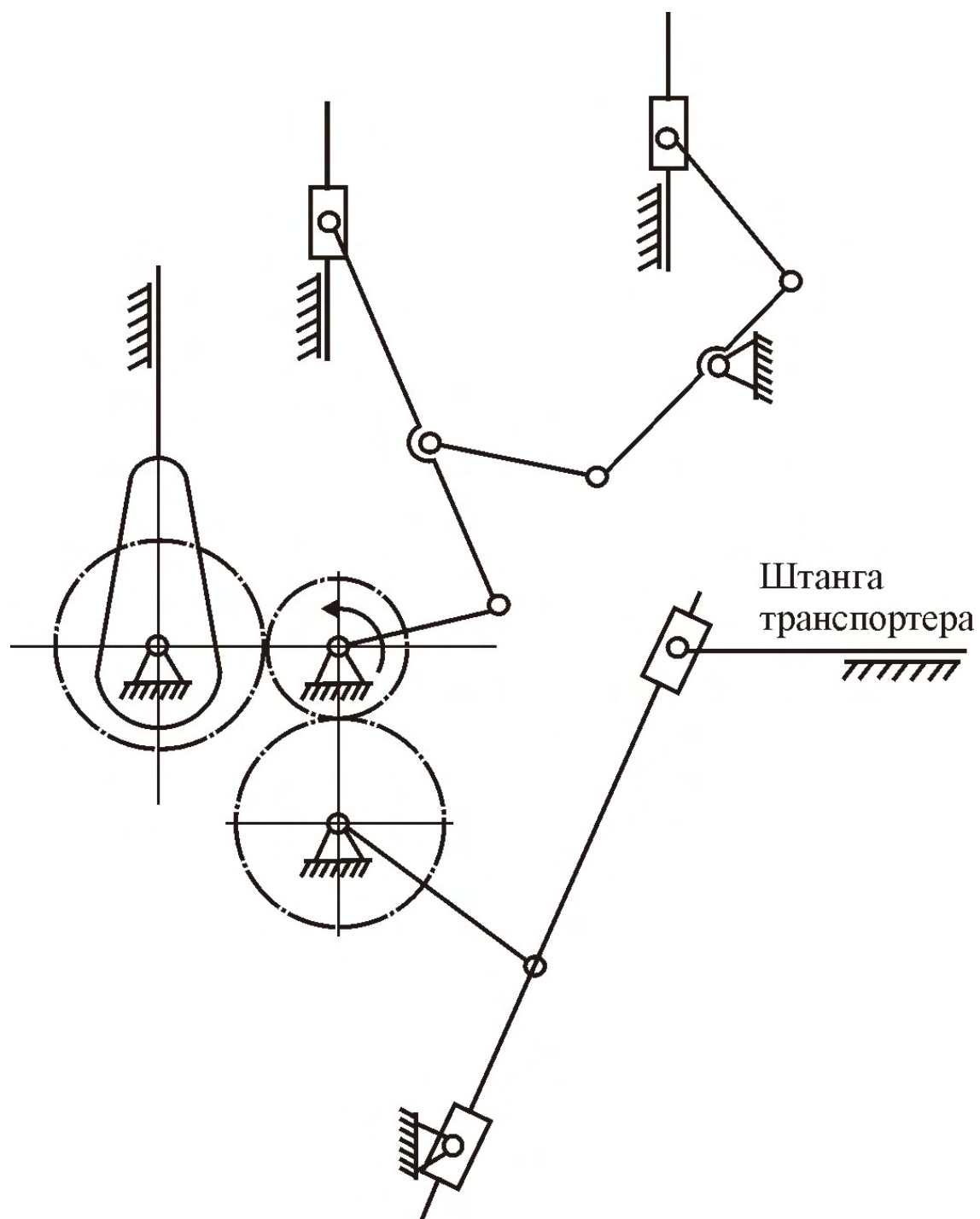


Рис.46. Схема механизма транспортного устройства поточной линии с кулачковым механизмом командоаппарата механизма зажима заготовок

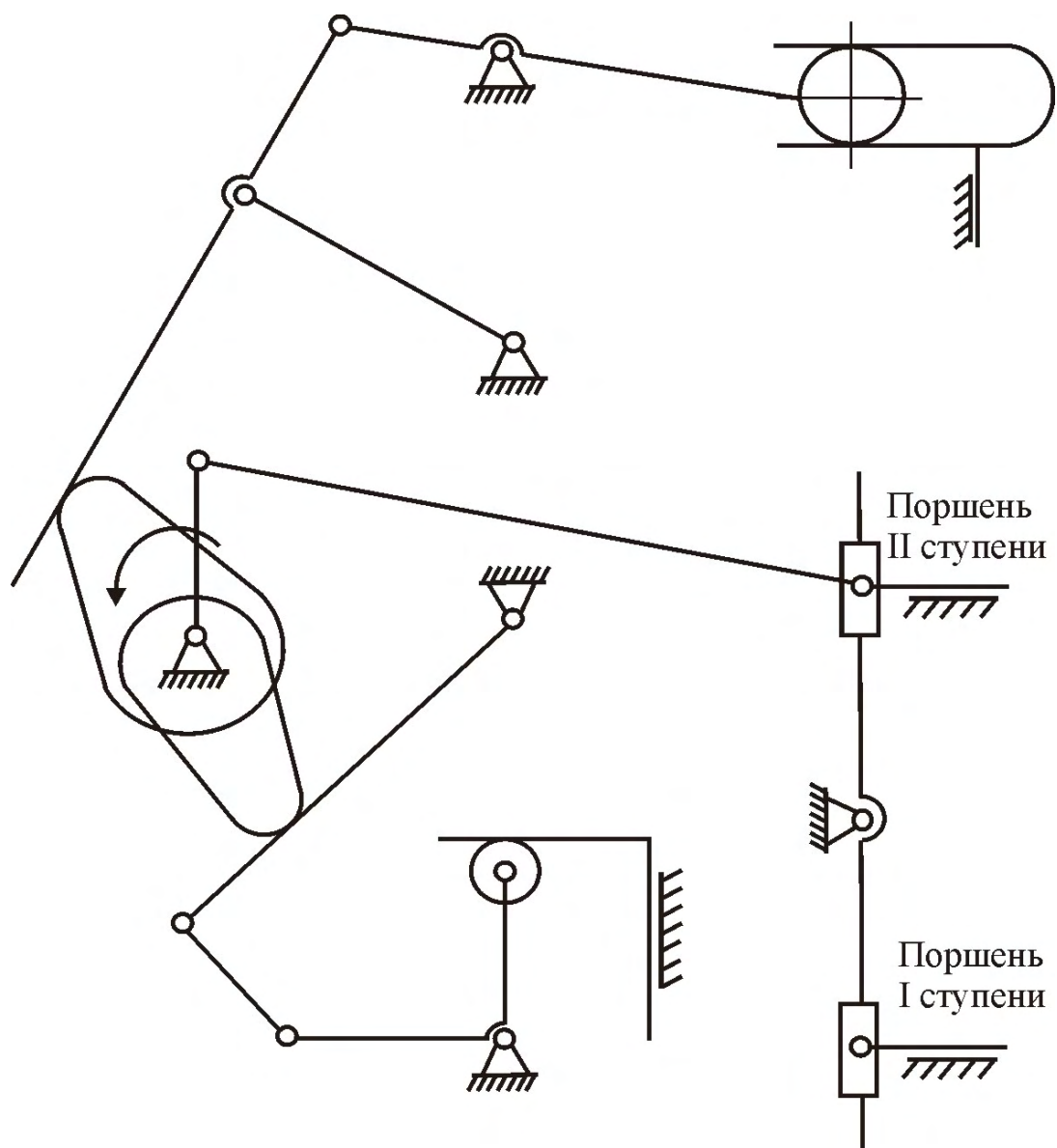


Рис.47. Схема механизма двухступенчатого компрессора с кулачковым механизмом перепускного клапана

Библиографический список

- Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: - М.: Наука, 1975.
 Зиновьев В. А. Курс теорий механизмов и машин: -М.: Наука, 1972.
 Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. -М.: Наука,1979.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Задачи по определению числа степеней подвижности механизмов.....	4
1.1. Пространственные механизмы.....	-
1.2. Винтовые соосные механизмы.....	7
1.3. Плоские механизмы.....	8
1.4. Особые случаи при определении числа степеней подвижности	
плоских механизмов.....	11
2.Задачи структурного анализа по Ассуру для плоских шарнирных	
механизмов.....	15
2.1. Исходные положения.....	-
2.2. Структурный анализ механизмов II и III классов.....	19
2.3. Структурный анализ механизмов IV класса.....	25
2.4. Структурный анализ механизмов с кинематическими парами IV	
класса.....	27
2.5. Значение структурного анализа механизма по Ассуру.....	33
2.6. Кинематические схемы механизмов.....	34
Библиографический список.....	51

Учебное издание

Петров Сергей Гаррикович
Головко Виктор Евгеньевич
Кузнецова Наталья Владимировна
Лазарев Юрий Николаевич

Структура механизмов.

Учебно-методическое пособие

Редактор и корректор М.А. Полторак
Техн. редактор Л.Я.Титова

Темплан 2006 г., поз.62

Подп. к печати 10.10.06. Формат 60x84/16.

Бумага тип. №1. Печать офсетная. Уч.-изд. л. 3,25. Усл. печ. л.,3,12.
Изд. №612. Цена “С”. Заказ

Ризограф ГОУ ВПО Санкт-Петербургского государственного
технологического университета растительных полимеров,
198095, Санкт-Петербург, ул. Ивана Черных, 4.