

Министерство путей сообщения Российской Федерации  
Дальневосточный государственный университет путей сообщения

Кафедра «Детали машин»

Н.И. Яворский  
В.В. Дрыгин  
Ф.Г. Коновалова

## **ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

Программа, задания на расчётно-графические работы,  
методические указания к выполнению расчётно-графических работ  
для студентов специальности «Организация перевозок и управление»  
очной и заочной форм обучения», «АТС»

Хабаровск  
2001

УДК 621.01 (075.8)  
ББК К 412я73  
Я 227

Рецензент:  
Зав. кафедрой «Детали машин» ДВГУПС  
доцент Ю.В. Даньшин

**Яворский Н.И., Дрыгин В.В., Коновалова Ф.Г.**

**Я 227** Прикладная механика: Программа, задания на расчетно-графические работы, методические указания к выполнению расчетно-графических работ для студентов специальности «Организация перевозок и управление», «АТС» очной и заочной форм обучения. – Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2001. – 36 с.: ил.

Приводится перечень основных разделов курса «Прикладная механика» для студентов специальности «Организация перевозок и управление», задания на расчетно-графические работы, методика их выполнения.

© Издательство Дальневосточного государственного университета путей сообщения (ДВГУПС), 2001

## ВВЕДЕНИЕ

“Прикладная механика” является комплексной общетехнической дисциплиной подготовки инженеров не машиностроительных специальностей, включающей в себя основные положения курсов “Соппротивление материалов”, “Теория механизмов и машин”, “Детали машин”, “Взаимозаменяемость”. При этом соответствующие разделы вводятся как логически обусловленные и связанные между собой темы единой дисциплины.

Основной задачей курса является изучение теоретических основ проектирования и конструирования, построение моделей и алгоритмов расчёта изделий машиностроения, типовых для данной отрасли, что необходимо для создания нового или модернизации и надёжной эксплуатации действующего оборудования.

В соответствии с учебными планами, утверждёнными в 1998 году, раздел “Соппротивление материалов” изучается на кафедре “Строительная механика” и в данную работу не включён. Разделы “Теория механизмов и машин”, “Детали машин”, изучаются на кафедре “Детали машин” с выполнением двух расчётно-графических работ на дневной форме обучения и одной – на заочной.

## **1. Основные разделы курса «Прикладная механика»**

### **1.1. Программа лекционного курса**

Программа лекционного курса должна обеспечить теоретический материал, необходимый для выполнения расчётно-графических работ при сохранении логической связи между отдельными разделами дисциплины.

#### **1.1.1. Теория механизмов и машин**

“Теория механизмов и машин” является научно-теоретической основой механизации и автоматизации производства. В этот раздел включены вопросы структуры, кинематики и динамики механизмов. Одной из важнейших задач при изучении раздела является усвоение специальной терминологии, определений и основных положений анализа и синтеза механизмов.

1.1.1.1. Структура механизмов. Звенья и их связи. Виды кинематических пар. Кинематические цепи. Механизмы. Классификация механизмов.

1.1.1.2. Анализ механизмов. Планы положений механизма, траектории движения его точек. Определение скоростей и ускорений звеньев.

1.1.1.3. Задачи динамического исследования механизмов. Силы, действующие на звенья. Трение в кинематических парах. Кинетостатика плоского рычажного механизма.

1.1.1.4. Балансировка вращающихся масс.

1.1.1.5. Синтез зубчатых механизмов. Основной закон зацепления. Теория эвольвентного зацепления. Зубчатые и червячные передачи.

#### **1.1.2. Детали машин**

Основной задачей данного раздела является приобретение навыков расчёта и конструирования типовых элементов машин и конструкций, обеспечивающих выбор наиболее рациональных материалов, форм, размеров, степени точности, качества поверхности и технических условий изготовления.

Перед изучением теоретических вопросов следует повторить основные положения раздела “Сопrotивление материалов”: расчёты на прочность при растяжении, сжатии, сдвиге, смятии, кручении, изгибе; определение геометрических характеристик плоских сечений; расчёты на устойчивость; механические характеристики материалов.

1.1.2.1. Детали машин общего назначения. Требования к машинам и их деталям. Критерии работоспособности. Выбор материалов.

1.1.2.2. Соединения: сварные, заклёпочные, шпоночные, резьбовые. Конструкция. Схемы нагружения. Расчёты на прочность.

1.1.2.3. Механические передачи. Общие сведения. Классификация. Силовые и кинематические зависимости. Критерии работоспособности передач. Основы расчёта зубчатых, червячных, цепных и ременных передач.

1.1.2.4. Детали передач: валы, оси, подшипники. Конструкция. Критерии работоспособности. Методы расчёта и подбора.

1.1.2.5. Муфты. Конструкция и методы расчета.

**1.1.3. Основы взаимозаменяемости. Допуски и посадки.**

## **2. Расчётно-графические работы**

Для активного закрепления и углубления знаний, полученных при изучении общетехнических дисциплин, приобретения навыков конструирования и работы со справочной литературой, государственными и отраслевыми стандартами, освоения принципов оформления конструкторской документации на разрабатываемые изделия машиностроения, программой обучения предусмотрено выполнение 2-х расчётно-графических работ.

Расчётно-графическая работа № 1 составлена из двух частей:

1. Структурный и кинематический анализ рычажного механизма.
2. Кинетостатический расчет механизма.

Расчётно-графическая работа № 2 заключается в расчете и конструировании деталей винтового домкрата по основным критериям работоспособности.

### **2.1. Общие указания к выполнению расчётно-графических работ**

Схема задания и исходные данные по каждому разделу выбираются студентом из таблиц в соответствии со своим учебным шифром в следующем порядке: дважды записывают три последние цифры шифра (номера зачетной книжки). Под ними записывают первые шесть букв русского алфавита – идентификатора шифра. Например, при шифре 97-ОПиУ-371 запись выглядит так:

	3	7	1	3	7	1
Идентификатор шифра:	А	Б	В	Г	Д	Е

Далее в каждой вертикальной графе таблиц исходных данных следует выбрать те данные, которые соответствуют горизонтальной строке, обозначенной цифрой шифра, расположенной над соответствующей буквой. Например, цифра над буквой “Б” указывает строку 7 таблиц, в соответствии с чем следует из таблицы 1 выбрать схему “б” механизма по рисунку 1, а из таблицы 2:  $l_{OA} = 80$  мм;  $l_{AB} = 250$  мм; ...;  $m_3 = 0,85$  кг и т.д.

Расчётно-пояснительная записка должна быть оформлена на листах формата А4 в соответствии с требованиями ГОСТ 2.105-95. “ЕСКД. Об-

щие требования к тестовым документам”. Основные положения и методические указания по использованию указанного ГОСТа приведены в работе [5].

Названия разделов и подразделов пояснительной записки указываются в “Содержании” на заглавном листе. Содержание каждого раздела должно начинаться с текста задания, сопровождаемого исходными данными и схемой. Затем последовательно излагается расчётная часть раздела. Расчёты должны сопровождаться краткими пояснениями, расчётными схемами и эскизами. Приведённые в расчёте формулы, выбранные параметры необходимых величин должны сопровождаться ссылками на использованную литературу, список которой приводится в конце пояснительной записки.

***При выполнении расчетов необходимо соблюдение правила соответствия формул размерности физических величин, входящих в формулы.***

Графическая часть по каждому разделу проекта выполняется карандашом на чертёжной бумаге формата А3 (297×420 мм). В правом нижнем углу чертежа выполняется основная надпись (штамп) по форме 1 ГОСТ 2.104-68.

## **2.2. Задания на расчетно-графическую работу № 1**

Для одного из механизмов, схемы которых показаны на рисунке 1, требуется:

2.2.1. Вычертить кинематическую схему механизма в масштабе для заданного угла  $\varphi$  положения кривошипа.

2.2.2. Привести характеристику всех кинематических пар.

2.2.3. Определить степень подвижности механизма.

2.2.4. Выделить структурные группы Ассура, определить их класс, порядок. Определить класс механизма.

2.2.5. Определить линейные скорости и ускорения точек механизма, угловые скорости и ускорения его звеньев графоаналитическим методом и указать их направление на плане механизма.

2.2.6. Выполнить кинетостатический расчет механизма.

### **Исходные данные:**

Ведущее звено – кривошип ОА вращается равномерно с угловой скоростью  $\omega_1$ . Схему механизма, значения угла  $\varphi$  и угловую скорость  $\omega_1$  выбрать из таблицы 1. Размеры звеньев, их массы и значение внешней нагрузки – из таблиц 2 и 3.

Все графические построения выполнить на одном листе.

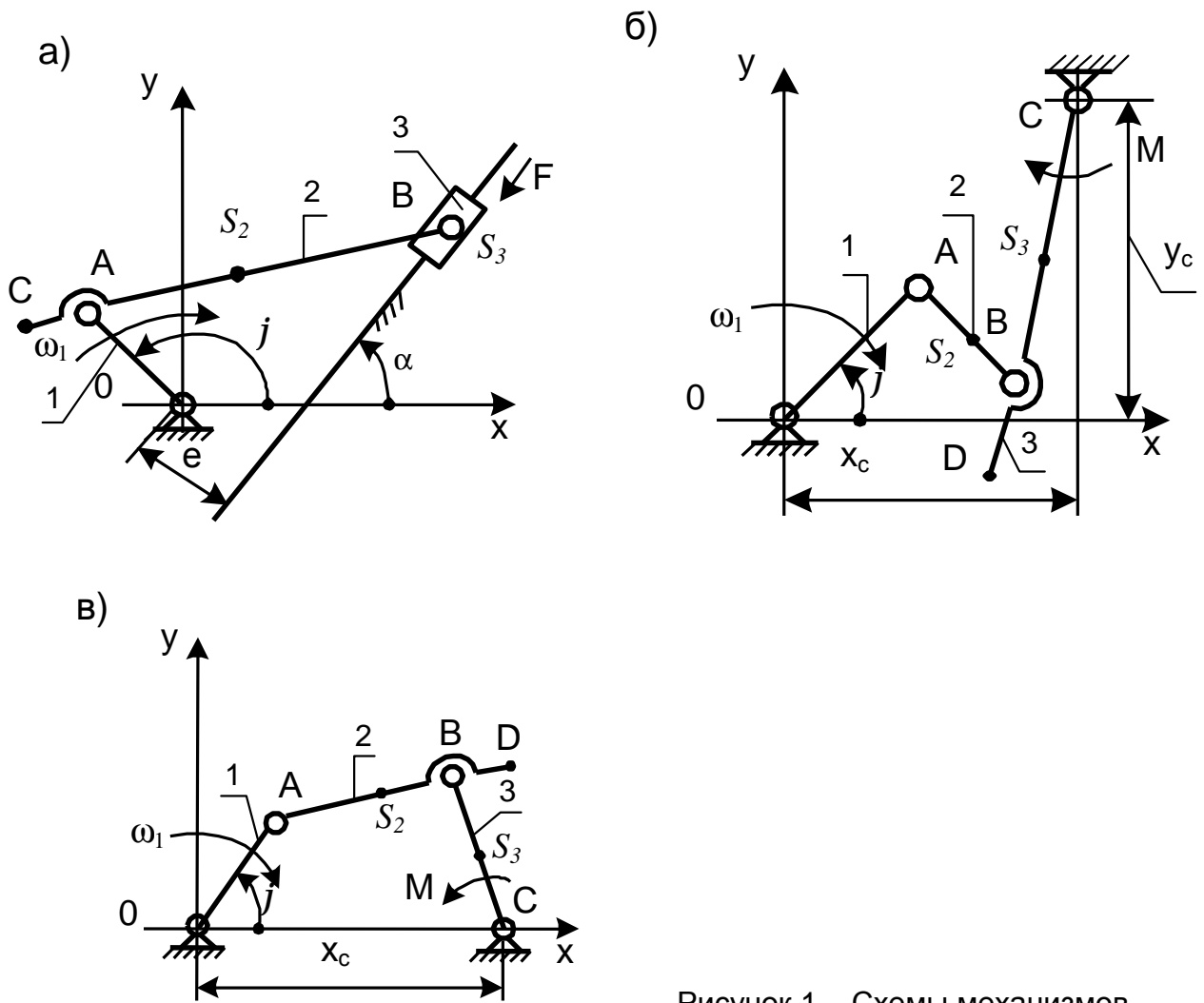


Рисунок 1 – Схемы механизмов

Таблица 1 – Выбор схемы и обобщённых координат механизма

Номер строки	Схема по рисунку 1	$\varphi$ , град	$\omega_1$ , 1/с
1 или 6	а	30	10
2 или 7	б	60	10
3 или 8	в	90	15
4 или 9	а	120	15
5 или 0	б	150	30
Буква идентификатора шифра	Б	В	Е

Таблица 2 – Исходные данные механизма по схеме рисунка 1,а

Номер строки	$l_{OA}$ , мм	$l_{AB}$ , мм	$l_{AC}$ , мм	$e$ , мм	$\alpha$ , град	$F$ , Н	$m_2$ , кг	$m_3$ , кг
1	60	150	10	30	0	30	3,0	0,15
2	70	180	15	20	30	32	3,5	0,25
3	80	240	20	25	60	40	4,2	0,3
4	90	270	25	15	90	44	4,5	0,4
5	100	300	30	0	20	48	5,0	0,5
6	40	200	35	10	40	35	3,7	0,6
7	50	250	40	20	50	40	4,3	0,85
8	75	160	45	25	80	32	3,2	0,9
9	110	250	50	30	45	42	4,3	1,0
0	120	300	60	0	90	48	5,0	1,2
Буква идентификатора шифра	А	Б	В	Г	Д	Е	А	Б

Таблица 3 – Исходные данные механизмов по схемам рисунков 1,б и 1,в

Номер строки	$l_{OA}$ , мм	$l_{AB}$ , мм	$l_{BC}$ , мм	$l_{BD}$ , мм	$x_C$ , мм	$y_C^*$ , мм	$M$ , Н·м	$m_2$ , кг	$m_3$ , кг
1	40	210	150	40			1,5	3,8	3,0
2	50	225	210	50			2,2	4,0	3,8
3	60	190	225	60			2,6	3,6	4,0
4	70	200	190	70			2,0	3,6	3,6
5	80	230	200	80	$l_{BA}+0.5 l_{OA}$	$l_{BC}$	2,4	4,2	3,7
6	75	205	205	90			2,2	3,5	3,8
7	55	180	215	100			2,4	3,4	4,0
8	85	195	180	20			1,8	3,4	3,4
9	90	220	190	30			2,0	3,8	3,4
0	100	215	220	100			2,6	4,0	4,0
Буква идентификатора шифра	А	Б	В	Г			Д	Е	А

Примечания. 1\*. Для схемы рисунка 1,в  $y_C=0$ .

2. Центры масс  $S_i$  звеньев расположены на середине длины соответствующего звена.

3. Момент инерции звена  $J_i$  относительно центра масс определить по формуле  $J_i = 0,29m_i \cdot l_i^2$ , кг·м<sup>2</sup>.



## 2.3. Задания на расчётно-графическую работу №2

Рассчитать винтовой домкрат грузоподъемностью  $F$ , кН, при максимальной высоте подъема  $H$ , мм. Исходные данные для расчета приведены в таблице 4, конструктивные схемы домкратов – на рисунке 2.

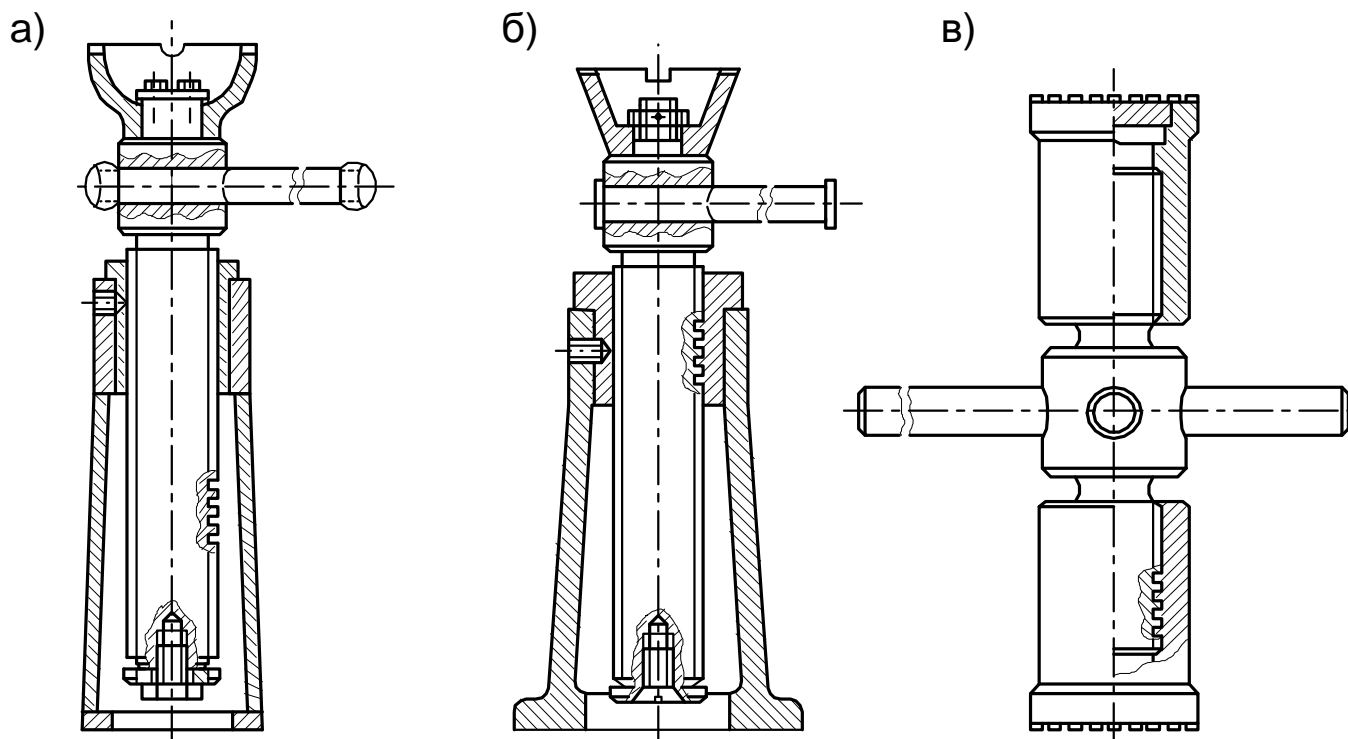


Рисунок 2 – Типы домкратов

Таблица 4 – Исходные данные к расчету домкрата

Номер строки	F, кН	H, мм	Домкрат по рисунку 2	Вид резьбы	Материалы	
					винта	гайки
0	10	200	а	Трапецеидальная	Ст 4	СЧ 12
1	15	250	б	Упорная	Ст 5	СЧ 15
2	20	300	в	Прямоугольная	Сталь 45	СЧ 18
3	25	150	а	Трапецеидальная	Сталь 50	СЧ 21
4	30	350	б	Упорная	Сталь 40Х	БрОФ 10-5
5	35	275	в	Прямоугольная	Сталь 35	БрОЦС 66-3
6	40	325	а	Трапецеидальная	Сталь 40ХН	БрОФ 10-1
7	45	225	б	Упорная	Сталь 40ХГ	БрАЖ 9-4
8	50	175	в	Прямоугольная	Ст 5	АВЧ-1
9	55	400	а	Трапецеидальная	Сталь 65Г	АВЧ-2
Буква идентификатора	В	А	В	Б	Г	Д

### **Необходимо:**

1. Вычертить расчетную схему и построить эпюры внутренних усилий для винта и гайки.
2. Из условия износостойкости резьбы определить средний диаметр винта, подобрать резьбу: трапецеидальную по ГОСТ 9484-81; упорную – по ГОСТ 10177-82; размеры прямоугольной резьбы определить расчетом и согласовать с ГОСТ 6636-69 (см. приложения А, Б, В).
3. Проверить винт на устойчивость и на выполнение условия самоторможения.
4. Определить конструктивные размеры винта, используя эмпирические зависимости.
5. Из условия прочности определить размеры гайки.
6. Определить необходимый для подъема груза вращающий момент.
7. Определить размеры рукоятки винта.
8. Выполнить рабочие чертежи винта и гайки в соответствии с требованиями ЕСКД.

## **2.4. Методика выполнения расчетно-графической работы № 1**

Первая задача посвящена структурному, кинематическому и кинетостатическому исследованию механизма.

Прежде чем приступить к решению задачи, студент должен предварительно изучить следующие основные вопросы:

1. Структурный анализ механизмов.
2. Исследование и проектирование плоских рычажных механизмов.
3. Кинематический анализ механизмов. Задачи и методы кинематического анализа. Планы положений механизма. Определение скоростей и ускорений методом планов.
4. Кинетостатическое исследование механизма.

### **2.4.1. Исходные данные**

В качестве примера выполнения расчётно-графической работы № 1 проведём исследование схемы механизма, представленного на рисунке 1,б, у которого ведущее звено 1 (кривошип ОА) вращается с угловой скоростью  $\omega_1$  по часовой стрелке. Размеры звеньев:  $l_{OA}$ ,  $l_{AB}$ ,  $l_{BC}$ ,  $l_{BE}$ ,  $l_{OC}$ ,  $u_C$ , момент сил сопротивления  $M$ , массы звеньев  $m_2$ ,  $m_3$  выбрать из таблицы 3. Угол положения ведущего звена  $\varphi$ , угловую скорость  $\omega_1$  выбрать из таблицы 1.

### **2.4.2. Построение схемы механизма**

В теории механизмов и машин действительные размеры принято выражать в метрах, а их масштабное значение – в миллиметрах.

По исходным данным вычерчиваем схему механизма в произвольно выбранном, но удобном для построения масштабе  $K_1$ , м/мм. Масштабный коэффициент  $K_1$  показывает сколько метров действительной длины содержится в одном миллиметре отрезка на чертеже. Действительную длину ведущего звена  $l_{OA}$  изобразим на чертеже отрезком  $\overline{OA}$ , мм. Тогда масштабный коэффициент  $K_1$ , м/мм, будет равен

$$K_1 = l_{OA} / \overline{OA}. \quad (1.1)$$

**Примечание:** в данных методических указаниях нумерация формул произведена в соответствии с номером расчетно-графической работы и порядкового номера формулы.

Размеры в мм остальных звеньев в выбранном масштабе определяются соответственно:

$$\overline{AB} = l_{AB} / K_1; \quad \overline{BC} = l_{BC} / K_1; \quad \overline{BD} = l_{BD} / K_1; \quad \overline{x_C} = x_C / K_1; \quad \overline{y_C} = y_C / K_1. \quad (1.2)$$

Для построения плана механизма (рисунок 3,а) в выбранной системе координат  $XOY$  (кинематическая пара  $O$  совпадает с началом координат) находим положение шарнира  $C$ . Точка  $A$  движется по круговой траектории радиуса  $OA$  относительно точки  $O$  и ее положение определяется углом  $\varphi$ . Точка  $B$  движется по круговой траектории радиуса  $CB$  относительно точки  $C$ . Для нахождения положения точки  $B$  раствором циркуля  $\overline{AB}$  с центром в точке  $A$  делаем засечку на траектории движения точки  $B$ . Точка  $D$  находится на продолжении звена 3 и ее положение характеризуется длиной отрезка  $\overline{BD}$ . Соединив отмеченные точки линиями, получим схему (план) механизма в заданном положении.

### 2.4.3. Структурное исследование механизма

Согласно принципу образования механизмов, сформулированному русским учёным Л.В. Ассуром, любой плоский рычажный механизм может быть составлен последовательным присоединением к основному механизму групп Ассура. Группу Ассура образуют звенья, соединенные между собой низшими кинематическими парами и имеющие нулевую степень подвижности.

Количество ведущих звеньев механизма соответствует степени подвижности  $W$  механизма, которая может быть вычислена по формуле П.Л. Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.3)$$

где  $n$  – число подвижных звеньев механизма;  $p_5$  – число низших кинематических пар (пар 5-го класса);  $p_4$  – число высших кинематических пар (пар 4-го класса).

Исследуемый механизм имеет: число подвижных звеньев  $n = 3$  (на схеме механизма все подвижные звенья пронумерованы от 1 до 3, а неподвижное звено (стойка) имеет номер 4); число низших кинематических пар  $p_5 = 4$ . Высших кинематических пар в данном механизме нет. Следовательно, степень подвижности его равна:

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

Это означает, что в рассматриваемой кинематической цепи достаточно задать движение только одному звену (в данном случае звену 1, которое является ведущим), чтобы движение всех остальных звеньев было бы вполне определённым.

Произведём разложение механизма на группы Ассур. Правильно выполнить эту операцию очень важно, так как это определяет дальнейшее исследование механизма.

Выделение групп Ассур обычно осуществляется методом попыток и его следует начинать с последней, наиболее удаленной от ведущего звена и наиболее простой группы. Простейшая группа Ассур представляет собой сочетание двух звеньев и трёх кинематических пар.

Для данного механизма такой группой является комбинация звеньев 2, 3 и трёх вращательных кинематических пар А, В, С. Действительно, оставшаяся часть механизма – ведущее звено ОА, соединенное со стойкой, имеет степень подвижности  $W = 1$ . Группа звеньев 2 – 3 является группой Ассур второго порядка первого вида, у которой все три кинематические пары являются вращательными.

На рисунке 3,а показан механизм, разложенный на группы Ассур (при разложении обязательно следует соблюдать взаимное расположение звеньев).

Класс и порядок механизма определяется классом и порядком наиболее сложной группы Ассур, входящей в механизм. На основании проведённого исследования можно заключить, что данный механизм является механизмом первого класса, второго порядка.

#### **2.4.4. Кинематическое исследование механизма**

Кинематическое исследование механизма начинают с ведущего звена и далее для каждой структурной группы в порядке их присоединения.

##### **2.4.4.1. Определение линейных скоростей точек звеньев механизма**

Точка А кривошипа ОА совершает вращательное движение, поэтому вектор скорости  $v_A$ , м/с, точки А направлен перпендикулярно звену 1 в сторону вращения и численно равен по модулю

$$v_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \quad (1.4)$$

где  $\omega_1$  – угловая скорость звена OA,  $c^{-1}$ ;  $l_{OA}$  – длина звена OA, м.

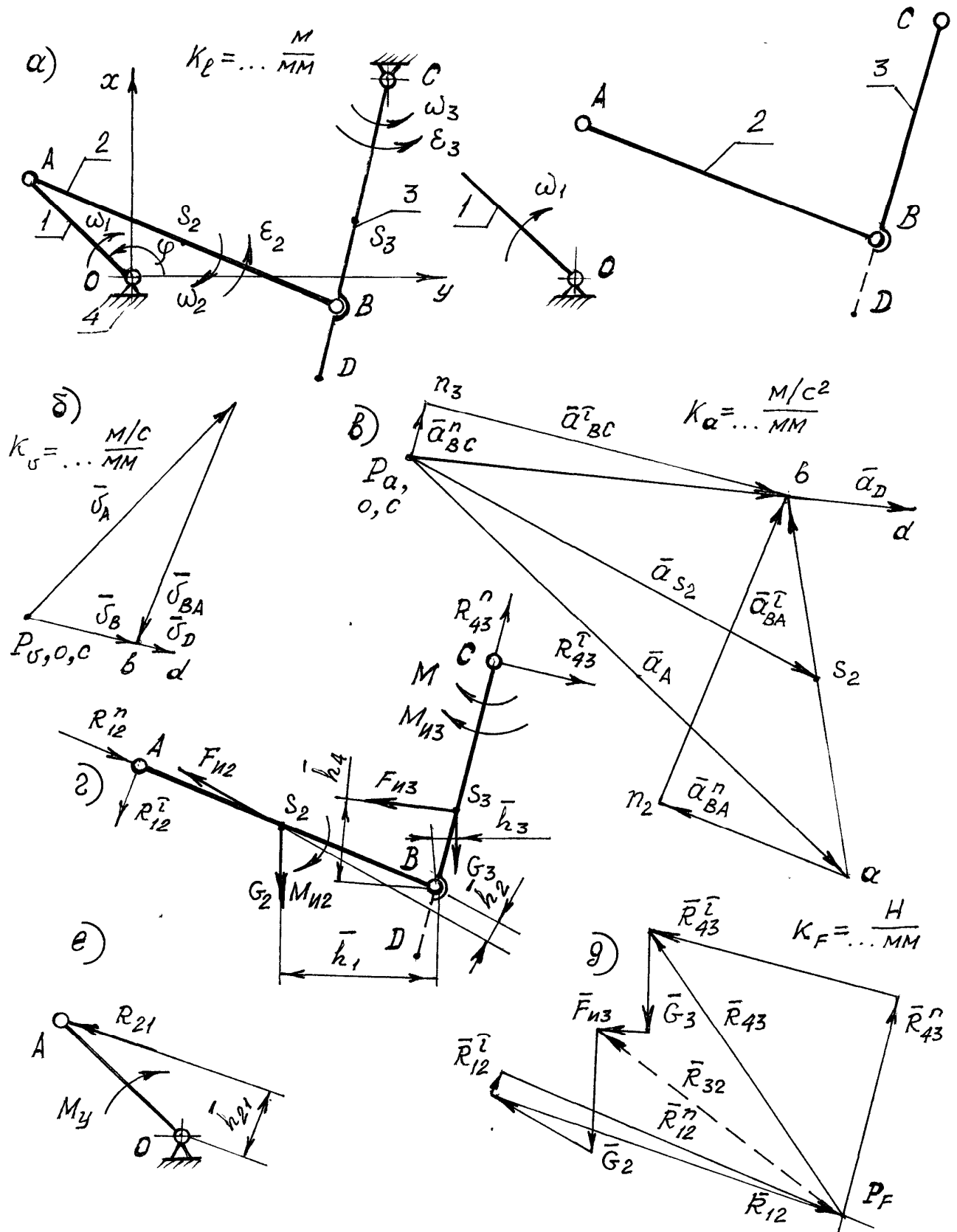


Рисунок 3 – Структурное, кинематическое и кинетостатическое исследование рычажного механизма

Для определения скорости  $v_B$  точки В составляют векторные уравнения, связывающие искомую скорость точки с известными скоростями точек А, С. Так как точка В принадлежит звену 2, то ее скорость равна векторной сумме абсолютной скорости  $\overline{v_A}$  точки А и скорости  $\overline{v_{BA}}$  точки В относительно точки А. В то же время точка В принадлежит звену 3 и ее скорость равна векторной сумме абсолютной скорости  $\overline{v_C}$  точки С ( $v_C = 0$ ) и скорости  $\overline{v_{BC}}$  точки В относительно точки С. Следовательно

$$\left. \begin{aligned} \overline{v_B} &= \overline{v_A} + \overline{v_{BA}}, \\ \overline{v_B} &= \overline{v_C} + \overline{v_{BC}}. \end{aligned} \right\} \quad (1.5)$$

В этой системе уравнений известны по модулю и направлению векторы скоростей точек А и С (скорость точки А была определена выше, а скорость точки С равна 0). Векторы относительных скоростей неизвестны по величине, но известны по направлению: вектор  $\overline{v_{BA}}$  перпендикулярен к звену АВ, а вектор  $\overline{v_{BC}}$  перпендикулярен к звену ВС. Таким образом, система двух векторных уравнений (1.5) содержит четыре неизвестных и может быть решена графическим методом с помощью построения плана скоростей.

Для построения выбираем на плоскости произвольную точку  $P_v$  – полюс плана скоростей, которая является началом отсчёта, и откладываем на ней отрезок  $\overline{P_v a}$ , перпендикулярный к звену ОА, в направлении движения точки А. Длина этого отрезка изображает на плане скоростей вектор скорости  $\overline{v_A}$  точки А и выбирается произвольно. Тогда масштабный коэффициент  $K_v, \frac{м/с}{мм}$ , плана скоростей можно вычислить:

$$K_v = v_A / \overline{P_v a}. \quad (1.6)$$

Масштаб плана скоростей  $K_v$  показывает, сколько метров в секунду действительной скорости содержится в одном миллиметре отрезка на чертеже.

В соответствии с первым уравнением системы (1.5) на плане скоростей через точку  $a$  проводим прямую, перпендикулярную к звену 2 механизма (линия вектора  $\overline{v_{BA}}$ ). В соответствии со вторым уравнением через полюс (точка С совпадает с полюсом) проводим на плане прямую, перпендикулярно к звену 3 механизма (это линия вектора  $\overline{v_{BC}}$ ). Точка  $b$  пересечения этих двух прямых, является концом вектора  $\overline{P_v b}$ , изобра-

жающего на плане вектор скорости  $\overline{v_B}$  и равного ему вектора  $\overline{v_{BC}}$ . Вектор  $\overline{ab}$  изображает в масштабе относительную скорость  $v_{BA}$ .

Для определения действительной величины любого из полученных векторов достаточно умножить соответствующий отрезок на масштаб плана скоростей  $K_v$ . Тогда

$$v_B = v_{BC} = \overline{P_v b} \cdot K_v; \quad v_{BA} = \overline{ab} \cdot K_v. \quad (1.7)$$

Чтобы определить скорость точки D, воспользуемся теоремой подобия. Величину отрезка  $\overline{P_v d}$  находим из пропорции

$$\frac{\overline{P_v d}}{l_{CD}} = \frac{\overline{P_v b}}{l_{BC}}. \quad (1.8)$$

Действительная величина скорости точки D равна:

$$v_D = \overline{P_v d} \cdot K_v.$$

Построение плана скоростей показано на рисунке 3,б.

#### 2.4.4.2. Определение угловых скоростей звеньев механизма

Угловые скорости вращения звеньев определяются на основе построенного плана скоростей. Модуль угловой скорости второго звена можно найти по формуле:

$$\omega_2 = v_{BA} / l_{BA}. \quad (1.9)$$

Для определения направления  $\omega_2$  необходимо мысленно перенести вектор относительной скорости  $\overline{v_{BA}}$  в точку B механизма. Направление вектора скорости  $\overline{v_{BA}}$  указывает, что точка B относительно точки A вращается по часовой стрелке.

Аналогично определяем модуль и направление угловой скорости звена 3:

$$v_{BC} = v_B; \quad \omega_3 = v_{BC} / l_{CB}. \quad (1.10)$$

Направление угловых скоростей показываем на схеме механизма круговыми стрелками (см. рисунок 3,а).

#### 2.4.4.3. Определение ускорений точек звеньев механизма

Определение ускорений точек звеньев механизма выполняется в той же последовательности, что и определение скоростей.

Первой точкой, ускорение которой надо определить, является точка А ведущего звена 1.

При вращательном движении звена ускорение любой точки можно представить в виде векторной суммы двух составляющих: нормальной и тангенциальной. Поэтому, для определения ускорения точки А напомним векторное уравнение

$$\overline{a_A} = \overline{a_{AO}^n} + \overline{a_{AO}^\tau} . \quad (1.11)$$

Так как звено 1 вращается с постоянной угловой скоростью ( $\omega_1 = \text{const}$ ), то

$$\overline{a_{AO}^\tau} = \varepsilon_1 \cdot \mathbf{l}_{AO} = \frac{d\omega_1}{dt} \cdot \mathbf{l}_{OA} = 0.$$

Следовательно, в этом частном случае полное ускорение  $\overline{a_A}$  точки А определяется только величиной нормального ускорения  $\overline{a_{AO}^n}$ , которое по модулю равно:

$$a_{AO}^n = v_{AO}^2 / l_{OA} \quad (1.12)$$

и направлено параллельно звену ОА от точки А к точке О (центру вращения). Рассматривая точку В, как принадлежащую одновременно звеньям 2 и 3, ускорение точки В может быть представлено в виде суммы двух векторов:

$$\left. \begin{aligned} \overline{a_B} &= \overline{a_A} + \overline{a_{BA}} , \\ \overline{a_B} &= \overline{a_C} + \overline{a_{BC}} . \end{aligned} \right\} \quad (1.13, a)$$

Относительные ускорения  $\overline{a_{BA}}$  и  $\overline{a_{BC}}$  представим в виде суммы двух составляющих – нормальной и тангенциальной. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \overline{a_B} &= \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau} , \\ \overline{a_B} &= \overline{a_C} + \overline{a_{BC}^n} + \overline{a_{BC}^\tau} . \end{aligned} \right\} \quad (1.13, b)$$

Величины нормальных составляющих относительных ускорений

$$\left. \begin{aligned} a_{BA}^n &= \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}} , \\ a_{BC}^n &= \frac{v_{BC}^2}{l_{BC}} . \end{aligned} \right\} \quad (1.14)$$



Вектор нормальной составляющей  $\overline{a_{BA}^n}$  направлен вдоль звена АВ от точки В к точке А, а вектор нормальной составляющей  $\overline{a_{BC}^n}$  – вдоль звена ВС от точки В к точке С.

Тангенциальные составляющие ускорений  $\overline{a_{BA}^t}$  и  $\overline{a_{BC}^t}$  по абсолютной величине неизвестны, но известны по направлению: они направлены перпендикулярно к нормальным составляющим.

Таким образом, выражения (1.13,б) представляют систему двух векторных уравнений с четырьмя неизвестными, которая может быть решена графическим методом с помощью построения плана ускорений. Для этого выбираем на плоскости произвольную точку  $P_a$  – полюс плана ускорений, которая является началом отсчёта, и откладываем от неё отрезок  $\overline{P_a a}$  параллельно звену ОА в направлении от точки А к точке О в соответствии со схемой механизма (см. рисунок 3,в). Длина этого отрезка изображает на плане вектор  $\overline{a_A}$  ускорения точки А и выбирается произвольно. Тогда масштабный коэффициент плана ускорений  $K_a, \frac{м/с^2}{мм}$ , будет

$$K_a = a_A / \overline{P_a a}. \quad (1.15)$$

В соответствии с первым уравнением системы (1.13,б) через точку  $a$  плана ускорений проводим прямую, параллельную звену АВ в направлении от точки В к точке А, и на ней откладываем отрезок  $\overline{an_2}$ , мм,

$$\overline{an_2} = a_{BA}^n / K_a, \quad (1.16)$$

величина которого в масштабе соответствует величине вектора нормальной составляющей ускорения  $\overline{a_{BA}^n}$ .

Через точку  $n_2$  перпендикулярно к звену АВ (или тоже самое, что перпендикулярно  $an_2$ ) проводим линию вектора тангенциальной составляющей  $\overline{a_{BA}^t}$ .

В соответствии со вторым уравнением системы (1.13,б) из полюса  $P_a$  (точка С совпадает с полюсом) проводим прямую, параллельную звену ВС, в направлении от точки В к точке С и откладываем отрезок

$$\overline{P_a n_3} = a_{BC}^n / K_a. \quad (1.17)$$

Через точку  $n_3$  перпендикулярно звену ВС проводим линию вектора тангенциальной составляющей ускорения  $\overline{a_{BC}^t}$ .

Пересечение двух прямых на плане ускорений, изображающих линии действия тангенциальных составляющих ускорений, даёт точку  $b$ . Соединяя точку  $b$  с полюсом плана ускорения  $P_a$ , получим отрезок  $\overline{P_a b}$ , соответствующий на плане ускорений вектору ускорения точки  $B$  механизма. Величину этого ускорения находим с помощью масштаба:

$$a_B = \overline{P_a b} \cdot K_a. \quad (1.18)$$

Вектор  $\overline{ab}$ , проведённый из точки  $a$  в точку  $b$ , на плане ускорений соответствует масштабному выражению вектора полного относительного ускорения  $\overline{a_{BA}}$ , абсолютная величина которого равна:

$$a_{BA} = \overline{ab} \cdot K_a. \quad (1.19)$$

Значения тангенциальных составляющих относительных ускорений вычисляем по формулам

$$\left. \begin{aligned} a_{BA}^{\tau} &= \overline{n_2 b} \cdot K_a, \\ a_{BC}^{\tau} &= \overline{n_3 b} \cdot K_a. \end{aligned} \right\} \quad (1.20)$$

Для определения ускорения точки  $D$  воспользуемся теоремой подобия. Величина отрезка  $\overline{P_a d}$  может быть найдена из соотношения

$$\frac{\overline{P_a d}}{l_{CD}} = \frac{\overline{P_a b}}{l_{BC}}, \quad \text{т.е.} \quad \overline{P_a d} = \overline{P_a b} \frac{l_{CD}}{l_{BC}}. \quad (1.21)$$

Численная величина абсолютного ускорения точки  $D$  механизма равна

$$a_D = \overline{P_a d} \cdot K_a. \quad (1.22)$$

Ускорения  $a_{S_i}$  центров масс звеньев определяются аналогично с помощью теоремы подобия. Например, в соответствии с исходными данными центр массы  $S_3$  делит отрезок  $CD$  пополам. На плане ускорений точка  $s_3$  также будет делить отрезок  $cd$  пополам. Ускорение центра масс  $a_{s_3}$ ,  $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$

$$a_{s_3} = \overline{P_a s_3} \cdot K_a$$

#### 2.4.4.4. Определение угловых ускорений звеньев механизма Угловое ускорение $\varepsilon_2$ , $\text{с}^{-2}$ , звена 2

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^\tau / \mathbf{l}_{AB}. \quad (1.23)$$

Для определения направления углового ускорения  $\varepsilon_2$ , необходимо вектор тангенциальной составляющей ускорения  $\overline{a_{BA}^\tau}$  мысленно перенести в точку В механизма. Направление этого вектора указывает направление углового ускорения звена 2 против часовой стрелки.

Угловое ускорение звена 3 определяется аналогично

$$\varepsilon_3 = a_{BC}^\tau / \mathbf{l}_{BC}. \quad (1.24)$$

Оно направлено против часовой стрелки (в этом также легко убедиться, если вектор  $\overline{a_{BC}^\tau}$  перенести в точку В механизма). Направление угловых ускорений для всех звеньев механизма указывается на схеме механизма круговыми стрелками (см. рисунок 3,а).

## 2.4.5. Кинетостатический расчет механизма

### 2.4.5.1. Задачи кинетостатики механизмов

Силовой расчет механизма заключается в определении сил, действующих в кинематических парах, т.е. реакций. Знание этих сил необходимо для расчета звеньев и кинематических пар на прочность, определения мощности двигателя, ограничение износа трущихся поверхностей и т.д.

При решении задачи силового расчета закон движения ведущего звена механизма предполагается известным. Должны быть заданы также массы, моменты инерции звеньев механизма и внешние нагрузки на механизм (например, силы производственных сопротивлений). Сила считается заданной, если известна ее величина, направление и точка приложения.

Если при расчете в число заданных сил не входят силы инерции звеньев, то расчет называют *статическим*. Если в расчете в число заданных сил входят силы инерции звеньев, то такой расчет называют *кинетостатическим*. Для обоих случаев метод расчета один и тот же. Кроме того, в первом приближении силовой расчет ведется без учета сил трения. Это существенно упрощает задачу, т.к. в этом случае реакция в кинематической паре будет направлена по нормали к контактирующим поверхностям. Условимся силу, действующую на звено с номером  $n$  со стороны звена с номером  $k$ , обозначать  $\overline{R}_{kn}$ . Так  $\overline{R}_{12}$  есть реакция со стороны отсоединенного звена 1 на звено 2. Знак момента силы относительно выбранной точки при записи уравнений равновесия будем считать положительным, если момент направлен против хода стрелки часов.

#### 2.4.5.2. Определение сил инерции

В общем случае силы инерции звена  $i$ , совершающего плоскопараллельное движение, могут быть сведены к силе инерции  $F_{иi}$ , приложенной в центре масс  $S_i$  звена и к паре сил инерции, момент которой равен  $M_{иi}$ .

Сила  $F_{иi}$  может быть определена из уравнения

$$\overline{F}_{иi} = -m_i \cdot \overline{a}_{Si}, \quad (1.25)$$

где  $\overline{F}_{иi}$  – вектор силы инерции звена  $i$ , Н;  $m_i$  – масса звена, кг;  $\overline{a}_{Si}$  – вектор ускорения центра масс, м/с<sup>2</sup>. Таким образом, сила инерции звена  $\overline{F}_{иi}$  направлена противоположно вектору ускорения  $\overline{a}_{Si}$  точки  $S_i$  и равна по величине  $F_{иi} = m_i \cdot a_{Si}$ .

Момент  $M_{иi}$ , Н·м, пары сил инерции может быть определен по формуле

$$\overline{M}_{иi} = -J_{Si} \cdot \overline{\varepsilon}_i, \quad (1.26)$$

где  $J_{Si}$  – момент инерции звена относительно оси, проходящей через его центр масс, кг·м<sup>2</sup>;  $\varepsilon_i$  – угловое ускорение звена, с<sup>-2</sup>.

Момент  $\overline{M}_{иi}$  направлен противоположно угловому ускорению звена  $\overline{\varepsilon}_i$ .

#### 2.4.5.3. Кинетостатика двухповодковой группы 1 вида

Выделяем группу Ассур из механизма и прикладываем к звеньям этой группы заданные силы и моменты. Действие отброшенных звеньев заменяем реакциями  $R_{12}$  и  $R_{43}$ , которые нужно определить. Направляем реакции пока произвольно и раскладываем каждую из них на 2 составляющие: нормальную  $R^n$ , направленную вдоль звена и касательную  $R^t$ , направленную перпендикулярно звену (рисунок 3, г).

Для нахождения составляющей реакции  $R_{12}^t$  рассмотрим равновесие звена 2. Составим уравнение равновесия в форме суммы моментов сил относительно точки В:

$$\sum M_B^{(2)} = 0; \quad R_{12}^t \cdot I_{AB} + G_2 h_1 - F_{и2} h_2 - M_{и2} = 0. \quad (1.27)$$

Значение плеч  $h_i$  сил относительно рассматриваемой точки определяется измерением их на плане структурной группы и подставляется в (1.27) с учетом их масштабного изображения

$$h_i = \overline{h}_i \cdot K_L. \quad (1.28)$$

Значение тангенциальной составляющей  $R_{12}^t$

$$R_{12}^t = (M_{и2} - G_2 h_1 + F_{и2} h_2) / I_{AB}. \quad (1.29)$$

Если после определения величины этой силы она окажется отрицательной, то ее направление должно быть изменено на противоположное.

Аналогично, для нахождения  $R_{43}^{\tau}$  рассматривается равновесие звена 3:

$$\sum M_B^{(3)} = 0.$$

Затем в произвольно выбранном масштабе сил  $K_F$ , Н/мм, строим план сил (рисунок 3,д), для чего запишем уравнение равновесия группы Ассура

$$\overline{R_{43}^{\tau}} + \overline{G_3} + \overline{F_{и3}} + \overline{G_2} + \overline{F_{и2}} + \overline{R_{12}^{\tau}} + \overline{R_{12}^n} + \overline{R_{43}^n} = 0. \quad (1.30)$$

Значение отрезков векторов сил, мм, находим делением известных сил на масштаб сил  $K_F$ . Из полюса  $P_F$  плана сил проводим направление вектора  $\overline{R_{43}^n}$ ; откладываем векторы сил в соответствии с уравнением (1.30). Пересечение направлений векторов  $\overline{R_{12}^n}$  и  $\overline{R_{43}^n}$  образуют замкнутый многоугольник.

Векторы полных реакций в шарнирах

$$\overline{R_{12}} = \overline{R_{12}^n} + \overline{R_{12}^{\tau}}; \quad \overline{R_{43}} = \overline{R_{43}^n} + \overline{R_{43}^{\tau}}. \quad (1.31)$$

Вектор реакции  $\overline{R_{32}}$  в шарнире В находим из условия равновесия звена 2:

$$\overline{G_2} + \overline{F_{и2}} + \overline{R_{12}} + \overline{R_{32}} = 0. \quad (1.32)$$

Вектор  $\overline{R_{32}}$  на рисунке 3,д показан штриховой линией.

Величину реакций получаем умножением соответствующих векторов на масштаб сил.

Определение момента  $M_y$ , приложенного к ведущему звену и уравновешивающего действие всех остальных внешних сил и моментов, производится из условия равновесия звена 1 (рисунок 3,е)

$$R_{21} \overline{h_{21}} K_1 - M_y = 0, \quad (1.33)$$

откуда

$$M_y = R_{21} \overline{h_{21}} K_1.$$

Величина реакции  $R_{21}$  равна по модулю и направлена противоположно реакции  $R_{12}$ .

Для определения реакции в шарнире О следует рассмотреть равновесие звена 1 и записать уравнение равновесия в форме (1.30).

## 2.5. Методика расчета деталей домкрата (расчетно-графическая работа № 2)

**Исходные данные (на примере вышерассмотренного шифра):**

Грузоподъемность  $F = 15 \text{ кН}$ ;

Вид резьбы – упорная;

Высота подъема  $H = 150 \text{ мм}$ ;

Материал винта – сталь 50;

Схема домкрата «б» по рисунку 2;

Материал гайки – Бр АЖ 9-4.

### 2.5.1. Расчетная схема и эпюры внутренних силовых факторов

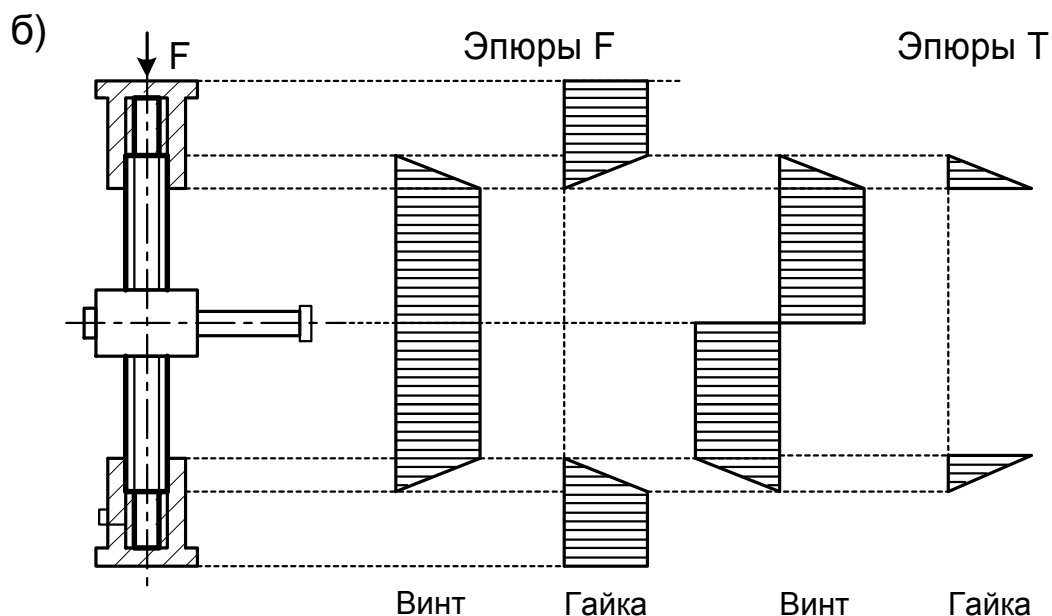
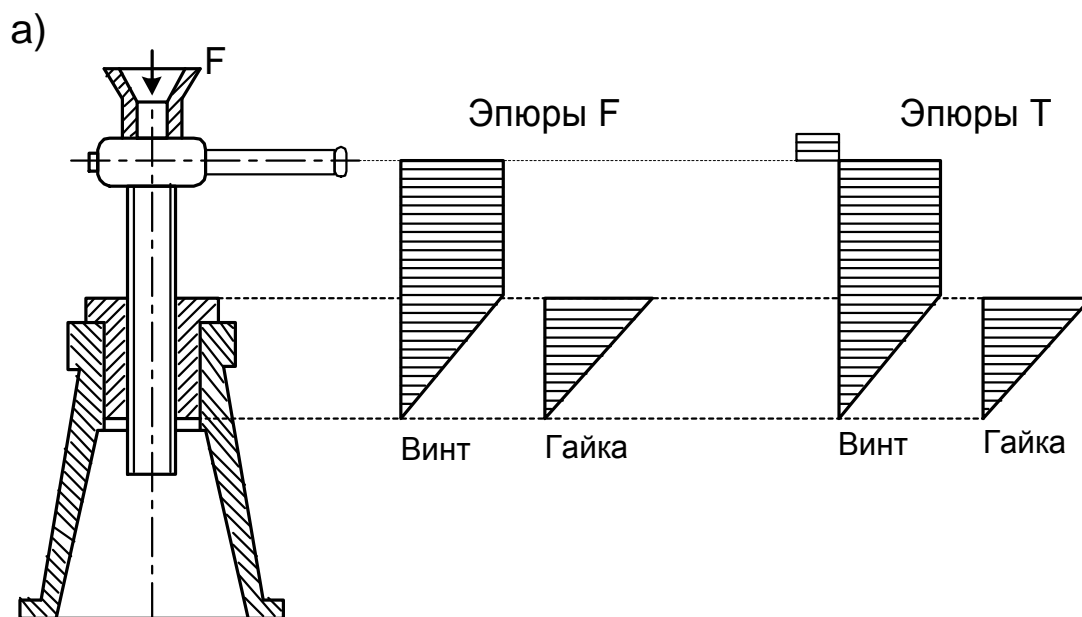


Рисунок 4 – Расчетные схемы домкратов

## 2.5.2. Условие износостойкости резьбовой пары грузового винта

$$q = F/(\pi d_2 h Z_r) \leq [q],$$

где  $F$  – расчетная нагрузка на винт (грузоподъемность), Н;  $d_2$  – средний диаметр резьбы, мм;  $h$  – рабочая высота профиля резьбы;  $Z_r$  – число витков резьбы в гайке;  $[q]$  – допускаемое давление в резьбе, МПа.

Введя обозначения:  $\psi_H = H_r / d_2$  – коэффициент высоты гайки;  $\psi_h = h / p$  – коэффициент высоты резьбы, определяем средний диаметр резьбы  $d_2$ , мм

$$d_2^* \geq \sqrt{F/(\pi \psi_H \psi_h [q])}. \quad (2.1)$$

Значение коэффициента высоты гайки назначают в пределах  $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ ; значение коэффициента высоты резьбы для трапецеидальной и прямоугольной резьб  $\psi_h = 0,5$ , для упорной  $\psi_h = 0,75$ .

Допускаемое давление назначают в зависимости от материалов резьбовой пары:

- для закаленной стали по бронзе  $[q] = 10 \dots 13$  МПа;
- для незакаленной стали по бронзе  $[q] = 8 \dots 10$  МПа;
- для незакаленной стали по чугуноу  $[q] = 5 \dots 6$  МПа;
- для закаленной стали по антифрикционному чугуноу  $[q] = 7 \dots 9$  МПа;
- для незакаленной стали по антифрикционному чугуноу  $[q] = 6 \dots 7$  МПа.

**Примечание:** размеры, обозначенные \*), согласовать с ГОСТ 9484-81, ГОСТ 10177-82 или для прямоугольной резьбы по ГОСТ 6636-69.

В соответствии с расчетным размером  $d_2$  для трапецеидальной и упорной резьб из ГОСТ выписать размеры наружного диаметра винта  $d$ , внутреннего диаметра  $d_1$ , среднего диаметра  $d_2$ , шага  $p$ .

Для нестандартной прямоугольной резьбы принимают высоту профиля резьбы  $h$

$$h^* = 0,1 d_2. \quad (2.2)$$

Наружный диаметр

$$d = d_2 + h \quad (2.3)$$

Внутренний диаметр

$$d_1 = d_2 - h \quad (2.4)$$

Шаг резьбы

$$p = 2h. \quad (2.5)$$

## 2.5.3. Высота гайки

$$H_r^* = \psi_H d_2. \quad (2.6)$$

Из ряда  $R_{a40}$  ГОСТ 6636-69 принимаем  $H_r = \dots$

Количество витков резьбы в гайке

$$Z_r = H_r / p. \quad (2.7)$$

**Если число витков в гайке  $Z_r > 10$ , принять резьбу с другими параметрами.**

#### 2.5.4. Угол подъема винтовой линии

$$\gamma = \arctg [\rho / (\pi d_2)]. \quad (2.8)$$

Приведенный угол трения

$$\rho' = \arctg (f / \cos \delta), \quad (2.9)$$

где  $\delta$  – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы. Для трапециевидальной резьбы  $\delta=15^\circ$ ; для упорной  $\delta=3^\circ$ ; для прямоугольной  $\delta=0^\circ$ .

Коэффициент трения скольжения  $f$  принимают при стальном винте и бронзовой гайке со смазкой  $f=0,07\dots 0,10$ ; при стальном винте и чугунной гайке со смазкой  $f=0,05\dots 0,15$ .

#### 2.5.5. Условие самоторможения

$$\gamma < \rho'. \quad (2.10)$$

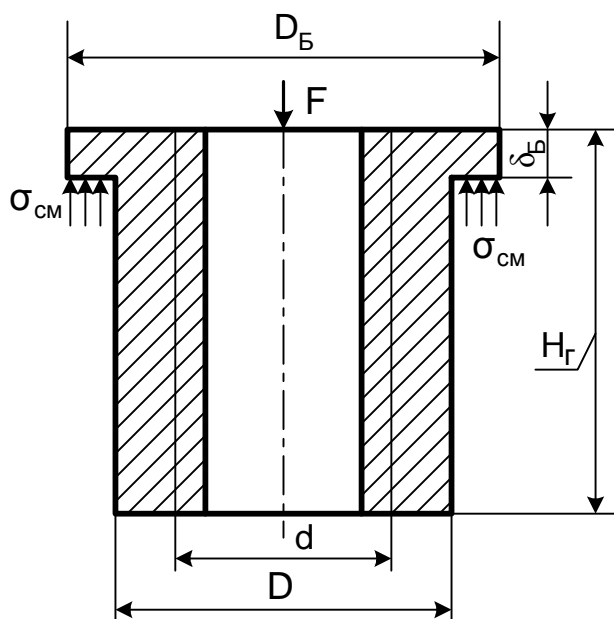
Если оно не выполняется, принять резьбу с более мелким шагом.

#### 2.5.6. Коэффициент полезного действия винта при подъеме груза

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / [\operatorname{tg}(\gamma + \rho')]. \quad (2.11)$$

#### 2.5.7. Размеры гайки

Из условия прочности при растяжении (сжатии)



$$\sigma_p = 4F / [\pi(D^2 - d^2)] \leq [\sigma_p]$$

определяем наружный диаметр гайки  $D$ , мм

$$D^* \geq \sqrt{4F / (\pi[\sigma_p]) + d^2}, \quad (2.12)$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение при растяжении (сжатии); для бронзовых гаек  $[\sigma_p]=50$  МПа; для чугунных –  $[\sigma_p]=30\dots 40$  МПа.

Рисунок 5 - Гайка



Из условия прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = 4F/[\pi(D_{\text{Б}}^2 - D^2)] \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

определяем диаметр бурта гайки  $D_{\text{Б}}$ , мм

$$D_{\text{Б}}^* \geq \sqrt{4F/(\pi[\sigma_{\text{см}}]) + D^2}, \quad (2.13)$$

где  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение смятия. Для бронзовых гаек  $[\sigma_{\text{см}}]=70\dots80$  МПа, для чугунных –  $[\sigma_{\text{см}}]=60\dots80$  МПа.

Из условия прочности бурта гайки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = F/ \pi D \delta_{\text{Б}} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

находим его толщину  $\delta_{\text{Б}}$ , мм

$$\delta_{\text{Б}}^* \geq F/\pi D [\tau_{\text{ср}}], \quad (2.14)$$

где  $[\tau_{\text{ср}}]$  – допускаемое напряжение среза. Для бронзовых и чугунных гаек  $[\tau_{\text{ср}}] = 30\dots50$  МПа.

***В гайках винта домкрата по схеме рис. 2, в бурт отсутствует.***

### **2.5.8. Проверка винта на устойчивость**

Момент инерции сечения винта  $I$ , мм<sup>4</sup>

$$I = \pi d_1^2 (0,4 + 0,6d/d_1)/64. \quad (2.15)$$

Радиус инерции винта  $i$ , мм

$$i = \sqrt{I/A}, \quad (2.16)$$

где  $A = \pi d_1^2 / 4$  – площадь поперечного сечения винта.

Гибкость винта  $\lambda$

$$\lambda = \mu l / i, \quad (2.17)$$

где  $l$  – длина винта (высота подъема), мм;  $\mu$  – коэффициент приведения длины. Учитывая наличие зазоров между винтом и гайкой, винт можно рассматривать как двухопорный стержень, закрепленный шарнирно по концам, тогда  $\mu = 1$ .

Если  $\lambda < 55$ , расчет винта на устойчивость проводить не нужно.

В случае  $55 < \lambda < 100$ , проверку на устойчивость следует проводить по эмпирической формуле Ф.С. Ясинского

$$F_{кр} = \pi d_1^2 (a - b\lambda) / 4 \geq F, \quad (2.18)$$

где  $a, b$  – коэффициенты, зависящие от материала винта (см. таблицу 5).

Таблица 5 – Значение коэффициентов  $a, b$

Марка стали	$a$ , МПа	$b$ , МПа
Ст4; Сталь 35	328	1,11
Ст5	350	1,15
Сталь 45	450	1,67
Сталь 50	473	1,87
Сталь 40Х; 40ХН; 40ХГ	464	3,62
Сталь 65Г	589	3,82

В случае, если  $\lambda > 100$  определение критической силы производят по формуле Л. Эйлера

$$F_{кр} = \pi^2 EI / (\mu l)^2 \geq F, \quad (2.19)$$

где  $E$  – модуль упругости. Для стали  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

**Если условие  $F_{кр} \geq F$  не выполняется, следует увеличить диаметральные размеры винта и, соответственно, откорректировать ранее проведенные расчеты.**

**2.5.9. Определение размеров пяты винта домкрата по схемам а, б рисунка 2 производят по эмпирическим зависимостям**

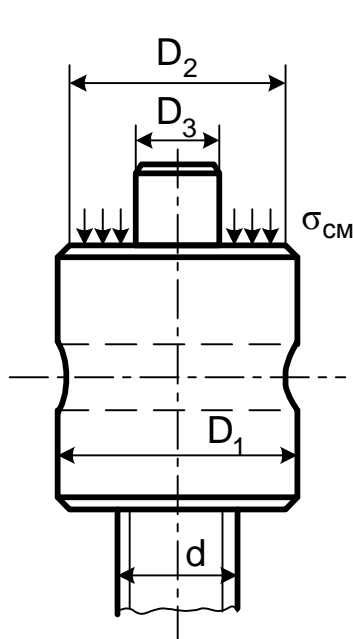


Рисунок 6 – Расчетная схема головки винта

$$\left. \begin{aligned} D_1^* &= (1,35 \dots 1,50) d \\ D_2^* &= D_1 - (2 \dots 5) \text{ мм} \\ D_3^* &= (0,6 \dots 0,7) d \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

Размеры площади кольцевой поверхности пяты  $A_{\Pi}$ , мм<sup>2</sup>

$$A_{\Pi} = \pi (D_2^2 - D_3^2) / 4. \quad (2.21)$$

Проверка на смятие:

$$\sigma_{см} = F / A_{\Pi} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.22)$$

где  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое давление на кольцевой поверхности пяты винта  $[\sigma_{см}] = 80 \dots 100$  МПа.

**У винта домкрата по схеме рисунка 2, в пята отсутствует.**

**2.5.10. Крутящий момент  $T$** , прилагаемый к винту и необходимый для подъема груза, равен

$$T = T_p + T_n, \quad (2.23)$$

где  $T_p$  – момент трения в резьбе, Н·мм;  $T_n$  – момент трения на пяте, Н·мм.

$$T_p = [Fd_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')] / 2; \quad (2.24)$$

$$T_n = \frac{fF}{3} \cdot \frac{D_2^3 - D_3^3}{D_2^2 - D_3^2}. \quad (2.25)$$

**В домкрате по схеме рисунка 2,в  $T = 2T_p$ .**

**2.5.11. Длина рукоятки  $l_p$** , мм определяется из условия физических возможностей рабочего на преодоление момента  $T$

$$l_p^* = T / [F_p], \quad (2.25,а)$$

где  $[F_p] = 250$  Н – усилие, прикладываемое рабочим.

Если длина рукоятки получается слишком большой, разрешается подъем груза осуществлять двумя рабочими. Тогда

$$l_p^* = T / (2[F_p]). \quad (2.25,б)$$

**2.5.12. Из условия прочности на изгиб**

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{и} &= M / W_x \leq [\sigma_{и}]; \\ M &= T; \quad W_x = \pi d_p^3 / 32 \approx 0,1 d_p^3 \end{aligned} \right\} \quad (2.26)$$

определяем диаметр рукоятки  $d_p$ , мм

$$d_p^* = \sqrt[3]{M / (0,1[\sigma_{и}])}. \quad (2.27)$$

Допускаемое напряжение изгиба  $[\sigma_{и}] = 160 \dots 180$  МПа.

**2.5.13. Образцы выполнения рабочих чертежей винта и гайки** приведены в приложениях Г и Д.

**ПРИЛОЖЕНИЕ А**  
(справочное)

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69)

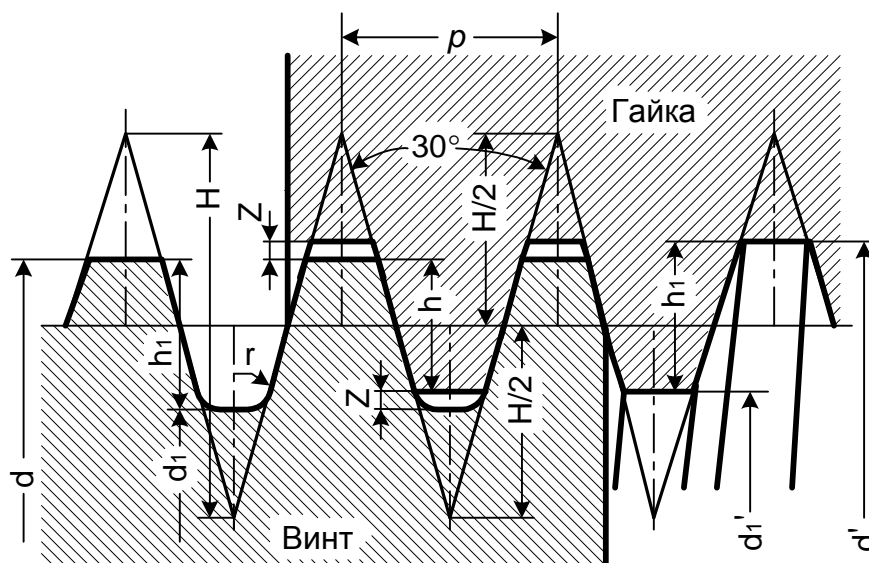
В миллиметрах

Ряды				Ряды				Ряды			
R <sub>a</sub> 5	R <sub>a</sub> 10	R <sub>a</sub> 20	R <sub>a</sub> 40	R <sub>a</sub> 5	R <sub>a</sub> 10	R <sub>a</sub> 20	R <sub>a</sub> 40	R <sub>a</sub> 5	R <sub>a</sub> 10	R <sub>a</sub> 20	R <sub>a</sub> 40
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05				10,5				105
			1,1				11				110
		1,2	1,15				11,5				120
			1,2				12				125
			1,3				13				130
1,6	1,6	1,6	1,4	16	16	16	14	160	160	160	140
			1,5				15				150
			1,7				17				170
		2,0	1,8				18				180
			1,9				19				190
			2,0				20				200
2,5	2,5	2,5	2,1	25	25	25	21	250	250	250	210
			2,2				22				220
			2,4				24				240
		3,2	2,6				26				260
			2,8				28				280
			3,0				30				300
4,0	4,0	4,0	3,2	40	40	40	32	400	400	400	320
			3,4				34				340
			3,6				36				360
		5,0	3,8				38				380
			4,2				42				420
			4,5				45				450
6,3	6,3	6,3	4,8	63	63	63	48	630	630	630	480
			5,0				50				500
			5,3				53				530
		8,0	5,6				56				560
			6,7				67				670
			7,1				71				710
8,0	8,0	8,0	7,5	80	80	80	75	800	800	800	750
			8,5				85				850
			9,0				90				900
		9,5	8,0				80				800
			9,0				90				900
			9,5				95				950

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б (справочное)

### Резьба трапецеидальная по ГОСТ 9484-81

В миллиметрах



$$H = 1,866 p; h_1 = 0,5 p + Z; h = 0,5 p; d_2 = d - 0,5 p;$$

$$d_1 = d - 2h_1; d' = d + 2Z; d_1' = d - p$$

Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр		Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d <sub>2</sub>	Внутр. гайки d <sub>1</sub> '	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d <sub>2</sub>	Внутр. гайки d <sub>1</sub> '
16			2	15	14			48	3	46,5	45
			4	14	12				8	44	40
	18		2	17	16				12	42	36
			4	16	14				3	48,5	47
20			2	19	18	50			8	46	42
			4	18	16				12	44	38
	22		2	21	20			52	3	50,5	49
			5	19,5	17				8	48	44
			8	18	14				12	46	40
		24	2	23	22		55		3	53,5	52
			5	21,5	19				8	51	47
			8	20	16				12	49	43
26			2	25	24	60			3	58,5	57
			5	23,5	21				8	56	52
			8	22	18				12	54	48
	28		2	27	26			(62)	4	60	58
			5	25,5	23				10	57	52
			8	24	20				16	54	46

Продолжение приложения Б

Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр		Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр	
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d <sub>2</sub>	Внутр. гайки d <sub>1</sub> '	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		Средний d <sub>2</sub>	Внутр. гайки d <sub>1</sub> '
		30	3	28,5	27			65	4	63	61
			6	27	24				10	60	55
			10	25	20				16	57	49
32			3	30,5	29		70		4	68	66
	6		29	26	10				65	60	
	10		27	22	16				62	54	
		34	3	32,5	31			75	4	73	71
			6	31	28				10	70	65
			10	29	24				16	67	59
	36		3	34,5	33			(78)	4	76	74
			6	33	30				10	73	68
			10	31	26				16	70	62
		38	3	36,5	35	80			4	78	76
			6	35	32				10	75	70
			10	33	28				16	72	64
40			3	38,5	37			85	5	82,5	80
			6	37	34				12	79	73
			10	35	30				20	75	65
		42	3	40,5	39		90		5	87,5	85
			6	39	36				12	84	75
			10	37	32				20	80	70
	44		3	42,5	41			95	5	92,5	90
			8	40	36				12	89	83
			12	38	32				20	85	75
		46	3	44,5	43	100			5	97,5	95
			8	42	38				12	94	88
			12	40	34				20	90	80

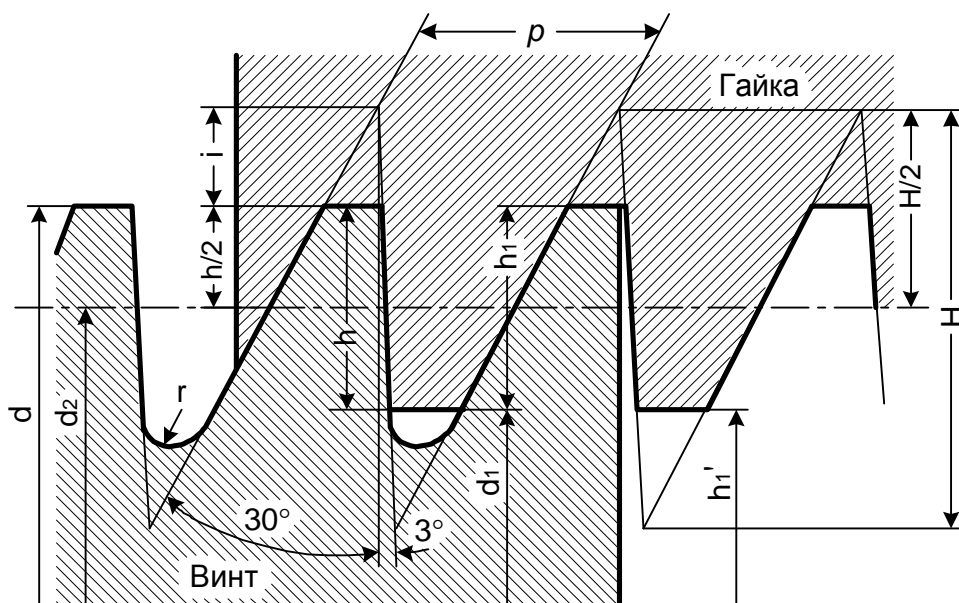
Обозначение резьбы трапецеидальной диаметром 60 мм и шагом 12 мм: Трап 60x12

## ПРИЛОЖЕНИЕ В

(справочное)

### Резьба упорная по ГОСТ 10177-82

В миллиметрах



$$H=1,5878 p; \quad i=0,4189 p; \quad h=0,75 p; \quad h_1=0,86777 p; \quad r=0,12427 p;$$

Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр			Наружный диаметр d			Шаг резьбы p	Диаметр		
				Винт и гайка	Винт	Гайка					Винт и гайка	Винт	Гайка
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	средний d <sub>2</sub>	внутренний d <sub>1</sub>	внутренний d <sub>1</sub> '	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	средний d <sub>2</sub>	внутренний d <sub>1</sub>	внутренний d <sub>1</sub> '		
	22		2 20,500	18,528	19			48	3 45,750	42,794	43,5		
			5 18,250	13,322	14,5				8 42,000	34,116	36		
			8 16,000	8,116	10				12 39,000	27,174	30		
		24	2 22,500	20,528	21			50	3 47,750	44,794	45,5		
			5 20,250	15,322	16,5				8 44,000	36,116	38		
			8 18,000	10,116	12				12 41,000	29,174	32		
26			2 24,500	22,528	23			52	3 49,750	46,794	47,5		
			5 22,250	17,322	18,5				8 46,000	38,116	40		
			8 20,000	12,116	14				12 43,000	31,174	34		
	28		2 26,500	24,528	25			55	3 52,750	49,794	50,5		
			5 24,250	19,322	20,5				8 49,000	41,116	43		
			8 22,000	14,116	16				12 46,000	34,174	37		
		30	3 27,750	24,794	25,5			60	3 57,750	54,794	55,5		
			6 25,500	19,586	21				8 54,000	46,116	48		
			10 22,250	12,644	15				12 51,000	39,174	42		
32			3 29,750	26,794	27,5			65	4 62,000	58,058	59		
			6 27,500	21,586	23				10 57,500	47,644	50		
			10 24,500	14,644	17				16 53,000	37,232	41		

Продолжение приложения В

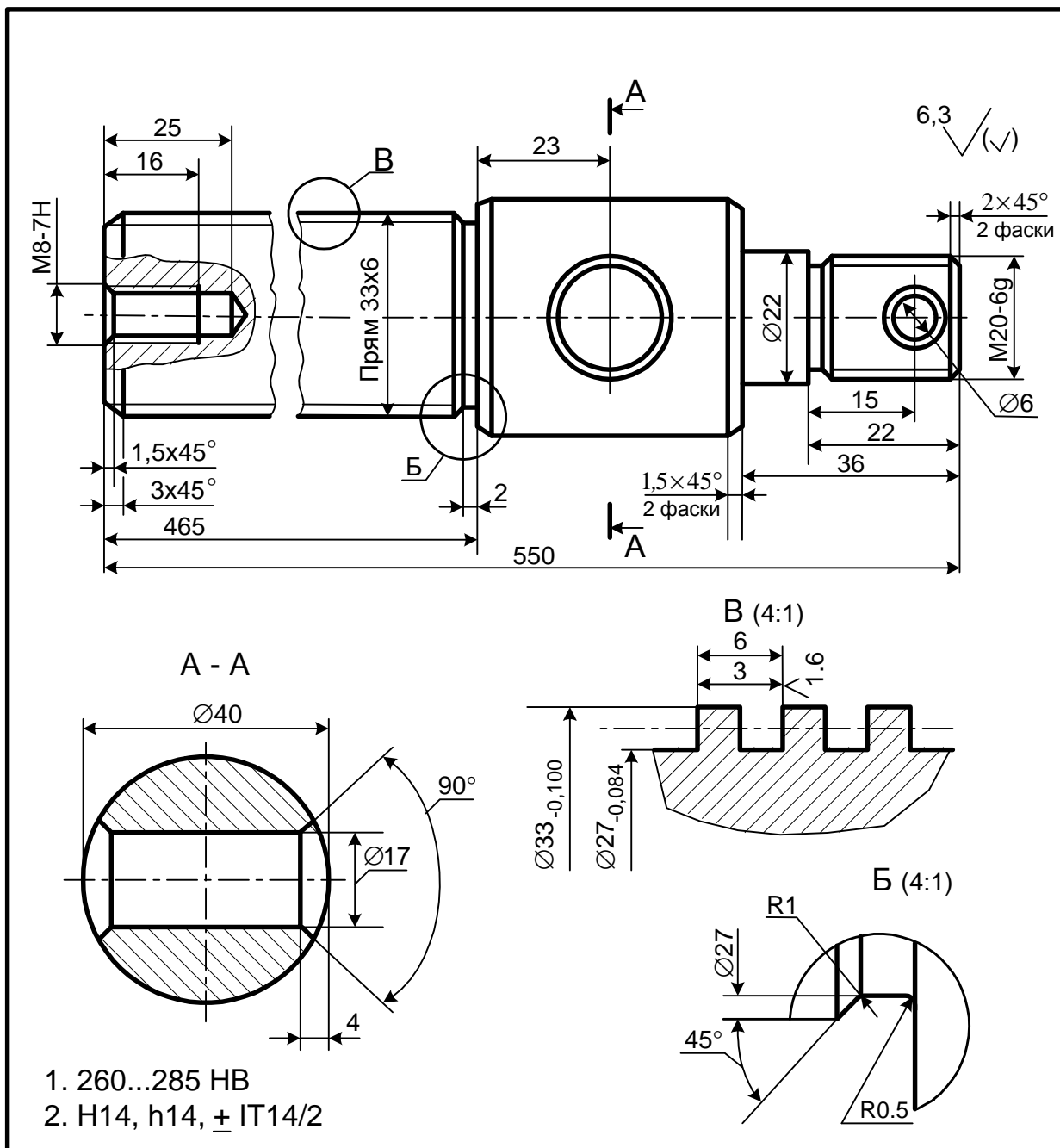
Наружный диаметр d			Шаг резьбы P	Диаметр			Наружный диаметр d			Шаг резьбы P	Диаметр		
				Винт и гайка	Винт	Гайка					Винт и гайка	Винт	Гайка
1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		средний d <sub>2</sub>	внутренний d <sub>1</sub>	внутренний d <sub>1</sub> '	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд		средний d <sub>2</sub>	внутренний d <sub>1</sub>	внутренний d <sub>1</sub> '
		34	3	31,750	28,794	29,5		70		4	67,000	63,058	64
			6	29,500	23,586	25			10	62,500	52,644	55	
			10	26,500	16,644	19			16	58,000	42,232		
	36		3	33,750	30,794	31,5		75		4	72,000	68,058	69
			6	31,500	25,586	27			10	67,500	57,644	60	
			10	28,500	18,644	21			16	63,000	47,232	51	
		38	3	35,750	32,794	33,5	80		4	77,000	73,058	74	
			6	33,500	27,586	29			10	72,500	62,644	65	
			10	30,500	20,644	23			16	68,000	52,232	56	
40			3	37,750	34,794	35,5		85		5	81,250	76,322	77,5
			6	35,500	29,586	31			12	76,000	64,174	67	
			10	32,500	22,644	25			20	70,000	50,290	55	
		42	3	39,750	36,794	37,5	90		5	86,250	81,322	82,5	
			6	37,500	31,586	33			12	81,000	69,174	72	
			10	34,500	24,644	27			20	75,000	55,290	60	
	44		3	41,750	38,794	35,5	95		5	91,250	86,322	87,5	
			8	38,000	30,116	32			12	86,000	74,174	77	
			12	35,000	23,174	26			20	80,000	60,290	65	
		46	3	43,750	40,794	41,5	100		5	96,250	91,322	92,5	
			8	40,000	32,116	34			12	91,000	79,174	82	
			12	37,000	25,114	28			20	85,000	65,290	70	

Обозначение резьбы упорной диаметром 80 мм и шагом 16 мм:  
Уп 80x16





**ПРИЛОЖЕНИЕ Д**  
(информационное)  
Пример выполнения чертежа гайки



					РГР 2 - 371 (три последние цифры шифра)			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Винт	Лит	Масса	Масштаб
Разраб.						У		1:1
Пров.						Лист	Листов 1	
Н контр.					Сталь 40Х ГОСТ 4543-71	ДВГУПС каф. Детали машин		
Утв.								

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика: Учебное пособие для вузов / Под ред. В.М. Осецкого. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 488 с.
2. Иосилевич Г.Б., Строганов Г.Б., Маслов Г.С. Прикладная механика: Учеб. для вузов / Под ред. Г.Б. Иосилевича. – М.: Высш. шк., 1989. – 351с.
3. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 699с.
4. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 5-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1991. – 383с.
5. Дрыгин В.В., Козерод Ю.В. Единая система конструкторской документации в курсовом и дипломном проектировании. Часть 1. Оформление пояснительной записки: Методические указания на выполнение курсового и дипломного проектирования. – Хабаровск: ДВГУПС, 1998. – 24 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1 ОСНОВНЫЕ РАЗДЕЛЫ КУРСА «ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА» .....	4
1.1 Программа лекционного курса.....	4
1.1.1 Теория механизмов и машин .....	4
1.1.2 Детали машин .....	4
1.1.3 Основы взаимозаменяемости. Допуски и посадки.....	5
2 РАСЧЁТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ.....	5
2.1 Общие указания к выполнению расчётно-графических работ .....	5
2.2 Задания на расчётно-графическую работу № 1 .....	6
2.3 Задания на расчётно-графическую работу № 2 .....	9
2.4 Методика выполнения расчётно-графической работы № 1 .....	10
2.5 Методика расчета деталей домкрата (расчётно-графическая работа № 2).....	22
ПРИЛОЖЕНИЕ А – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69).....	28
ПРИЛОЖЕНИЕ Б – Резьба трапецеидальная по ГОСТ 9484-81.....	29
ПРИЛОЖЕНИЕ В – Резьба упорная по ГОСТ 10177-82.....	31
ПРИЛОЖЕНИЕ Г – Пример выполнения чертежа винта .....	33
ПРИЛОЖЕНИЕ Д – Пример выполнения чертежа гайки.....	34
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	35

Николай Иванович Яворский  
Владимир Васильевич Дрыгин  
Феодосия Гавриловна Коновалова

## **ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

Программа, задания на расчётно-графические работы,  
методические указания к выполнению расчётно-графических работ  
для студентов специальности “Организация перевозок и управление”  
очной и заочной форм обучения

---

План 2001 г. Поз. 1.22.  
Отпечатано с авторских оригиналов.  
Технический редактор Н.В. Мильштейн.  
ИД № 05247 от 2.07.2001 г. ПЛД № 79-19 от 19.01.2000 г.  
Подписано в печать 28.09.2001. Печать офсетная.  
Бумага тип. № 2. Формат 60х84/16.  
Печ. л. 2,2. Зак. 240. Тираж 225 экз. Цена 34 р.

---

Издательство ДВГУПС  
680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, 47.



Министерство путей сообщения Российской Федерации

---

ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

Н.И. ЯВОРСКИЙ В.В. ДРЫГИН Ф.Г. КОНОВАЛОВА

# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Программа, задания на расчётно-графические работы,  
методические указания к выполнению расчётно-графических  
работ для студентов специальности “Организация перевозок  
и управление” очной и заочной форм обучения

Хабаровск  
Издательство ДВГУПС  
2001

