

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра  
"Машиноведение и детали машин"

## КУРСОВАЯ РАБОТА ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ №1  
"ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИНТОВОГО МЕХАНИЗМА"

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА  
МДМ 01-*Номер механизма*.00.00 ПЗ

Студент

Группа

Преподаватель

Санкт-Петербург  
2012

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Основные сведения о конструкции механизма (указать название механизма), принцип его работы.
  2. Расчет винта
    - 2.1 Определение размеров винта (проектный расчет)
    - 2.2 Поверочный расчет винта по критерию статической прочности
    - 2.3 Поверочный расчет винта по критерию устойчивости
  3. Расчет гайки
    - 3.1 Определение посадочного диаметра гайки (проектный расчет)
    - 3.2 Определение диаметра бурта гайки (проектный расчет)
    - 3.3 Проверочный расчет гайки на срез бурта
    - 3.4 Проверочный расчет гайки на срез витка резьбы
  4. Расчет рукояти механизма (проектный расчет)
  5. Определение КПД винтового механизма
- Литература

**1. Основные сведения о конструкции механизма, принцип его работы.**

Рис.1 Конструктивная схема механизма

## 2.Расчеты винта

### 2.1 Проектный расчет винта (по износостойкости)

Задача расчета: определение стандартных параметров заданной резьбы: диаметров и шага.

Критерий работоспособности (или условие расчета): износостойкость винтовой пары (иногда называемое условием невыдавливания смазки)

$$p \leq [p] \quad (1)$$

где  $p$  – удельное давление в витках резьбы, МПа;

$[p]$  – допускаемое удельное давление в витках резьбы, МПа [ табл. 1]

Табл.1

Допускаемые напряжения в винтовой паре

Материалы винтовой пары	$[p]$ , МПа
Сталь закаленная - бронза оловянная	10-13
Сталь незакаленная - бронза оловянная	8-10
Сталь закаленная - бронза безоловянная или антифрикционный чугун	7-9
Сталь незакаленная - бронза безоловянная или антифрикционный чугун	6-7
Сталь незакаленная - серый чугун	4-5
Сталь - сталь	7,5 - 13

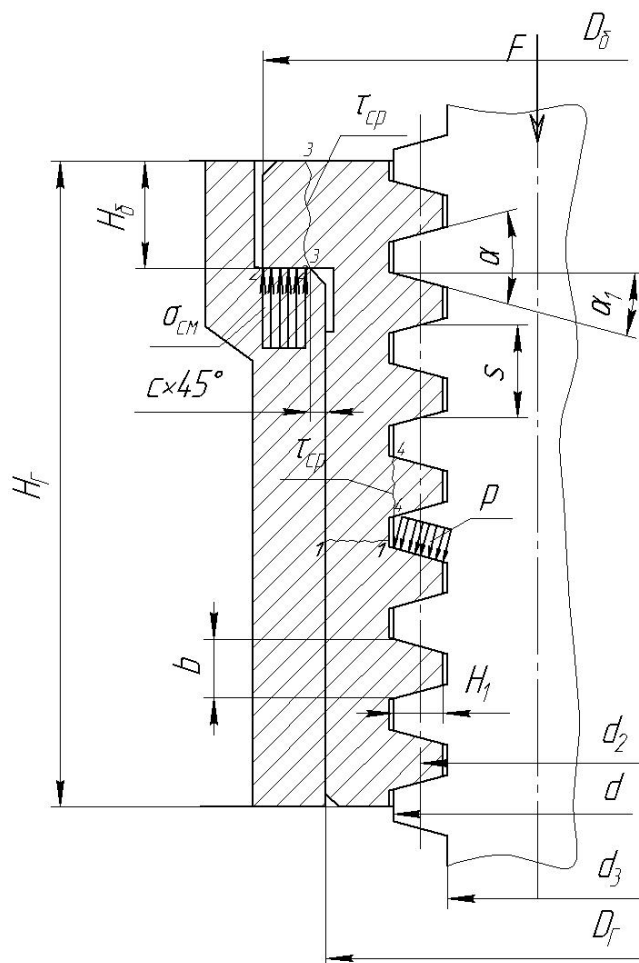


Рис.1 Схема нагружения винтовой пары

$d$  – наружный (номинальный) диаметр винта;  $d_2$  – средний диаметр резьбы;  
 $d_3$  – внутренний диаметр винта по дну впадины;  $H_1$  – рабочая высота профиля витка;  
 $s$  – шаг резьбы;  $\alpha$  – угол профиля резьбы;  $b$  – ширина профиля резьбы у основания;  
 $D_{\Gamma}$  – наружный (посадочный) диаметр закладной гайки;  $H_{\Gamma}$  – высота гайки;  
 $D_6$  – диаметр бурта гайки;  $H_6$  – толщина диаметра бурта;

Сделаем допущения, идущие в запас (*т.е. повышающие работоспособность конструкции*):

1. Пренебрегаем углом профиля резьбы (*полагая, что  $\alpha=0$ , т.е. имеем прямоугольную резьбу*).

2. Полагаем, что нагрузка на сопряженные витки резьбы распределяется равномерно. Тогда удельное давление можно определить в общем виде из следующего выражения:

$$p = \frac{F_n}{A_n} = \frac{F}{z \cdot A} \quad (2)$$

где  $F_n$  – нормальная сила, действующая в витках резьбы, Н

$A_n$  – площадь соприкосновения витков резьбы винта и гайки, мм<sup>2</sup>

$F$  – осевая нагрузка на винтовую пару (или механизм), Н

$A$  – площадь проекции одного витка резьбы на плоскость, перпендикулярную к оси винта, мм<sup>2</sup> (рис.1);  $A = \pi d_2 \cdot H_1$

В этом случае выражение (2) можно записать в виде:

$$p = \frac{F}{\pi d_2 \cdot H_1 \cdot z} \quad (2a)$$

Введем вспомогательные коэффициенты  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$

где  $\gamma_1 = \frac{H_1}{s}$  – коэффициент рабочей высоты профиля резьбы, откуда  $H_1 = \gamma_1 \cdot s$

для упорной резьбы:  $\gamma_1 = 0,75$

для трапециидальной резьбы  $\gamma_1 = 0,50$

для метрической резьбы:  $\gamma_1 = 0,54$

$s$  – шаг резьбы, мм

$\gamma_2 = \frac{H_{\Gamma}}{d_2}$  – коэффициент высоты гайки ( $\gamma_2 = 1.6 \dots 2.5$ )

где  $H_{\Gamma}$  – высота гайки, откуда  $H_{\Gamma} = \gamma_2 \cdot d_2 = s \cdot z$  или  $z = \frac{d_2 \cdot \gamma_2}{s}$

Выражение (1) с учетом сделанных преобразований и формулы (2a) можно записать в виде:

$$p = \frac{F}{\pi d_2^2 \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2} \leq [p] \quad (3)$$

А расчетное значение среднего диаметра резьбы ( $d_2^*$ ) определяется из выражения:

$$d_2^* = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \gamma_1 \cdot \gamma_2 \cdot [p]}}, \text{ мм} \quad (4)$$

В соответствие с найденным расчетным значением  $d_2^*$ , по ГОСТ 9484-81 (трапециидальная резьба), ГОСТ 101770-82 (упорная резьба) и ГОСТ 8724-81 (метрическая резьба) вы-

бираются стандартные параметры заданной резьбы:  $d_2$ ,  $d$ ,  $d_3$ ,  $s$  (Приложение, табл.1а, б, в - ближайшие большие значения).

Значком "\*" отмечены **расчетные** значения параметров (значения полученные в результате вычислений)

## 2.2 Проверочный расчет винта на статическую прочность

Задача расчета: оценка работоспособности винта по критерию статической прочности

Условие прочности:  $s \geq [s]$

где  $s$  – расчетный (действительный) коэффициент запаса (статической прочности);

$[s]$  - допускаемый (нормативный) коэффициент запаса;

Для стального винта  $[s] = 2,5 \dots 3,0$

(Большее значение  $[s]$  выбирается для грузоподъемных домкратов)

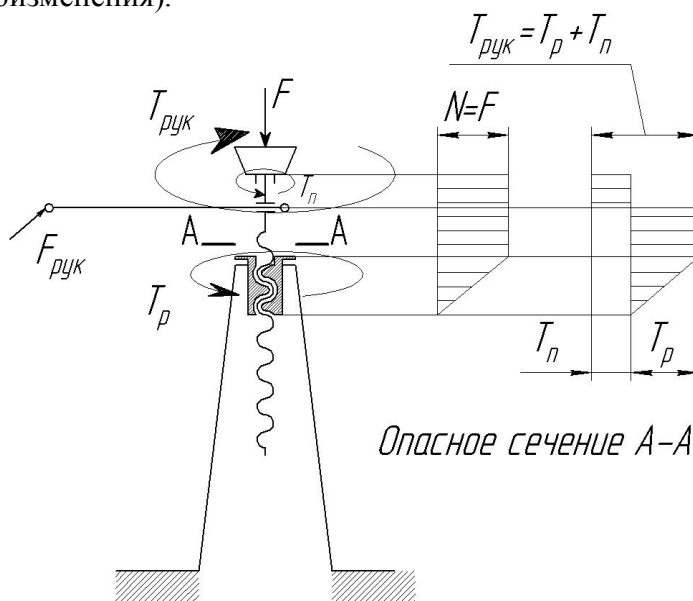
$$s = \frac{\sigma_{on}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}}$$

где  $\sigma_{on}$  - опасное (предельное) напряжение, МПа

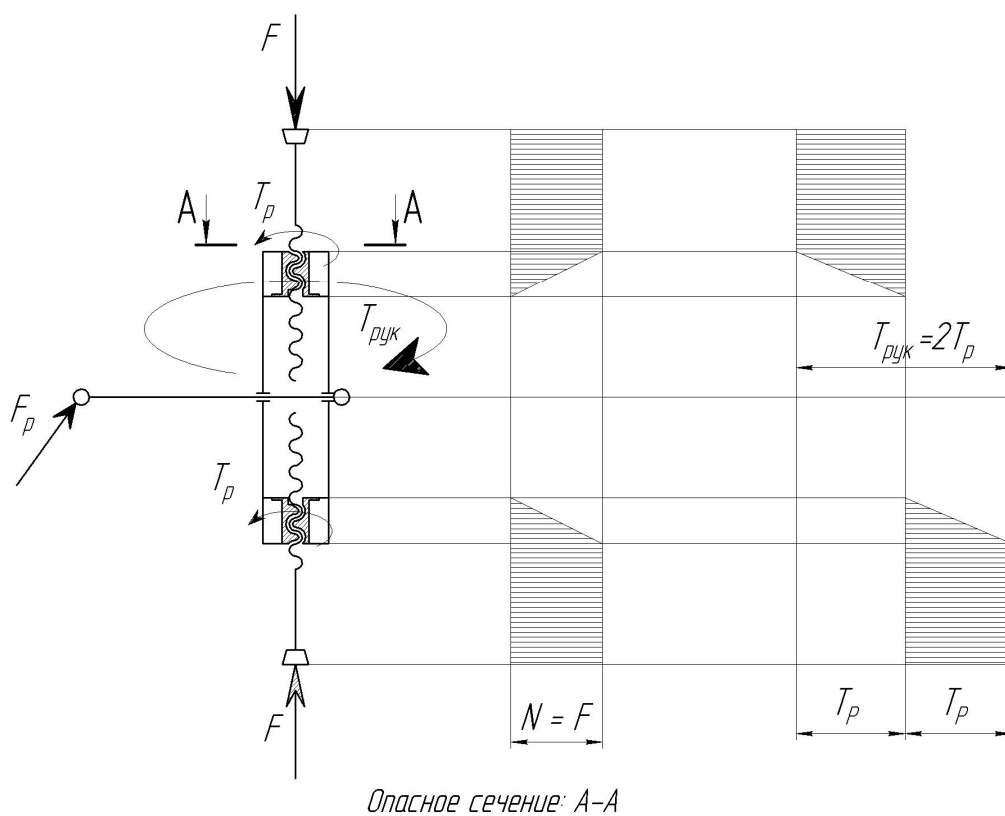
$\sigma_{max}$  - действующее (максимальное, *расчетное*) напряжение, МПа

В качестве опасного (предельного) напряжения для стального винта при статическом нагружении принимается  $\sigma_T$  - предел текучести [Табл.5].

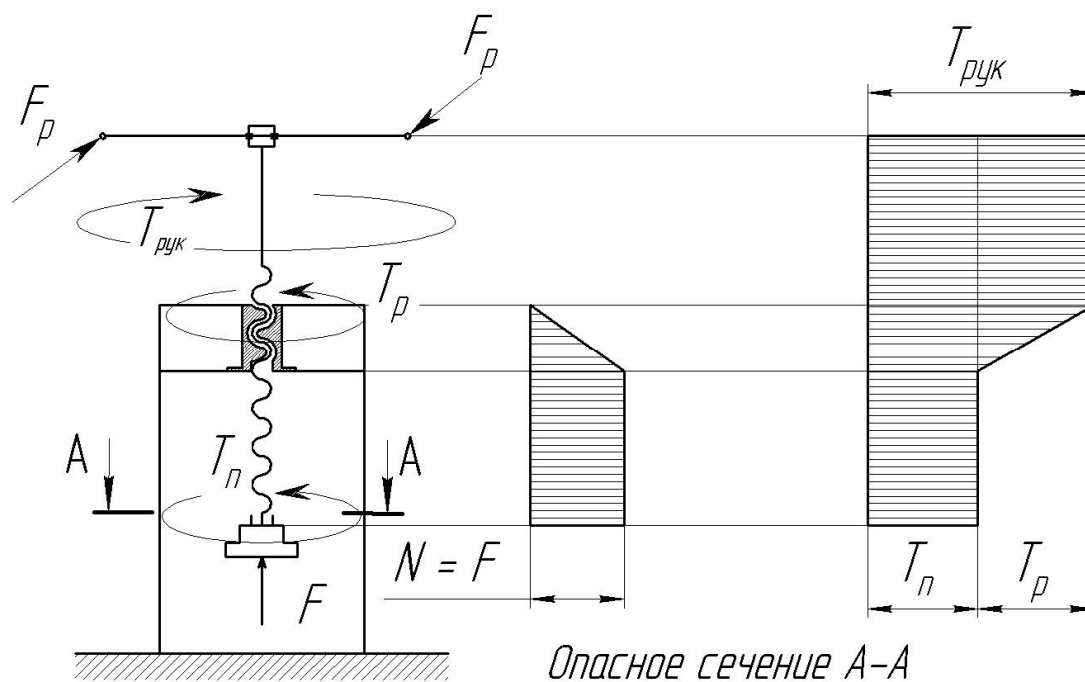
При работе винтового механизма стержень винта нагружен осевой сжимающей силой и крутящим моментом в результате чего в его сечениях возникают нормальные напряжения сжатия  $\sigma_{сж}$  и касательные напряжения кручения  $\tau_{кр}$ , т.е. рабочий участок винта находится в сложном напряженном состоянии. (Эпюры продольной силы и крутящего момента представлены на рис.2). В этом случае расчет ведется по эквивалентным напряжениям, определяемым по одной из теорий прочности (например, для пластичных материалов хорошо согласуется IV теория прочности – теория энергии формоизменения).



а) – для винта грузоподъемного домкрата



б) – для винта распорного домкрата



в) - для винта прессов, струбцины и съемника

Рис.2 а, б, в – Расчетные схемы механизмов и эпюры продольных сил и касательных напряжений в опасных сечений винтов

$$\sigma_{\max} = \sigma_E = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3\tau_{кр}^2}$$

где  $\sigma_{сж} = \frac{N}{A_{оп}} = \frac{4F}{\pi d_{оп}^2}$ ;  $\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \cong \frac{T_{оп}}{0,2d_{оп}^3}$

В качестве **опасного сечения** рассматривается сечение, обладающее наименьшими размерами, в котором внутренние силовые факторы (N и T) имеют максимальные значения, устанавливаемые по соответствующим эпюрам (рис. 2 а, б, в)

Например, для подъемного и распорных домкратов:  $T_{оп} = T_p$ ;  $d_{оп} = d_3$

Для прессов, струбины и съёмника:  $T_{оп} = T_n$ ;  $d_{оп} \cong d_3 - 5$  (с учетом размеров стопорной канавки для крепления опорного элемента пресса или струбины).

Определение момента трения в резьбе:

$$T_p = 0,5 \cdot F \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho^*)$$

где  $\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{s}{\pi d_2}\right)$  – угол подъема винтовой линии, град

$\rho^* = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \alpha_1}\right)$  – приведенный угол трения, град

$\alpha_1 = \frac{1}{2} \alpha$  – рабочий угол профиля резьбы (кроме упорной);  $\alpha$  – угол профиля резьбы

$\alpha = 30^\circ$ ;  $\alpha_1 = 15^\circ$  – для трапециидальной резьбы;

$\alpha = 30^\circ$ ;  $\alpha_1 = 3^\circ$  – для упорной резьбы;

$\alpha = 60^\circ$ ;  $\alpha_1 = 30^\circ$  – для метрической резьбы;

$\alpha = 0^\circ$ ;  $\alpha_1 = 0^\circ$  – для прямоугольной резьбы;

f – коэффициент трения скольжения [табл.2]

Таблица 2

Коэффициенты трения

Материалы пары трения	Винтовая пара	Опорная пята	Упорный подшипник качения
Сталь - бронза	0,15 – 0,17	0,20 – 0,22	0,01
Сталь - чугун	0,17 – 0,20	0,22 – 0,25	
Сталь - сталь	0,20 – 0,25	0,30 – 0,35	

Определение момента трения в опорной пяте:

1. Коническая пята съёмника (рис. 3, а) - общий случай

$$\text{Момент трения } T_n = \frac{1}{3} \cdot f \cdot \frac{F}{\sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} \quad (*)$$

$D_1$  - больший диаметр конической поверхности контакта, мм;

$D_2$  - малый диаметр конической поверхности контакта, мм;

$\alpha = 60^\circ$  – угол конуса хвостовика, равный углу центрального отверстия;



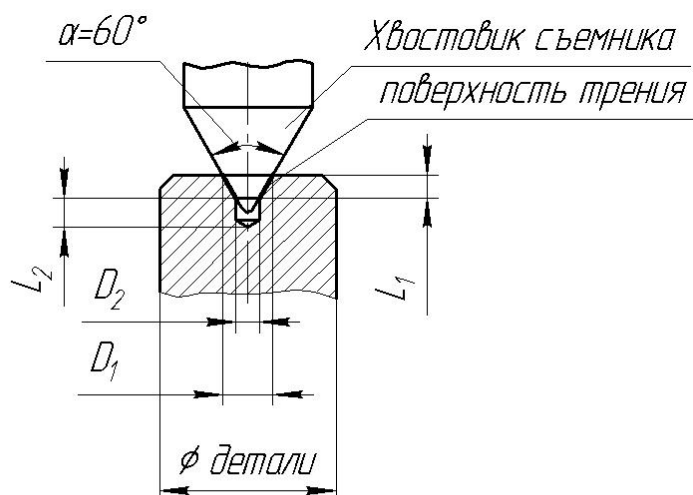
2. Кольцевая пята (рис. 3,б)

$$\text{Момент трения } T_{\pi} = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F \cdot \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} \quad (**)$$

$D_1$  - больший диаметр кольцевой пяты, мм;

$D_2$  - малый диаметр кольцевой пяты, мм;

(получено из (\*) при  $\alpha = 180^\circ$ )

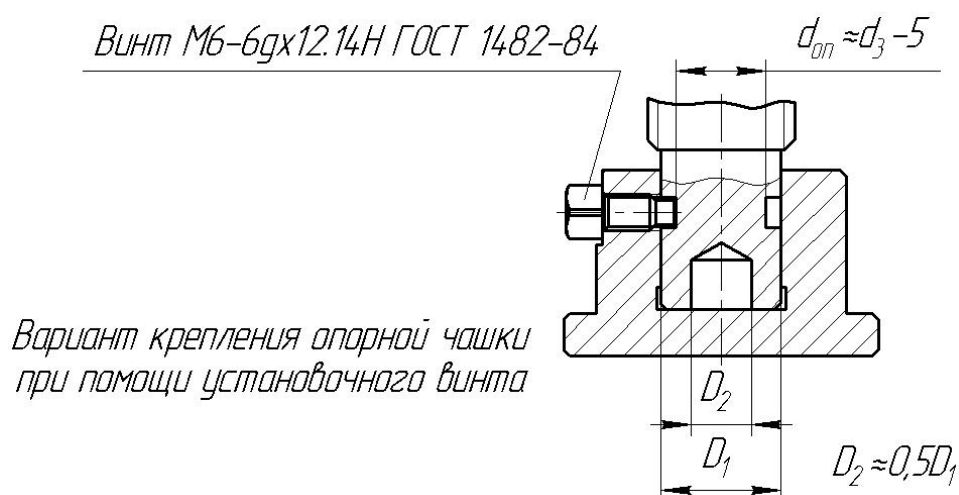


Для  $\phi 30$  -  $D_1=8,5$ ;  $D_2=4$ ;  $L=5$ ;  $L_1=3,90$

Для  $\phi 40$  -  $D_1=10,6$ ;  $D_2=5$ ;  $L=6,3$ ;  $L_1=4,85$

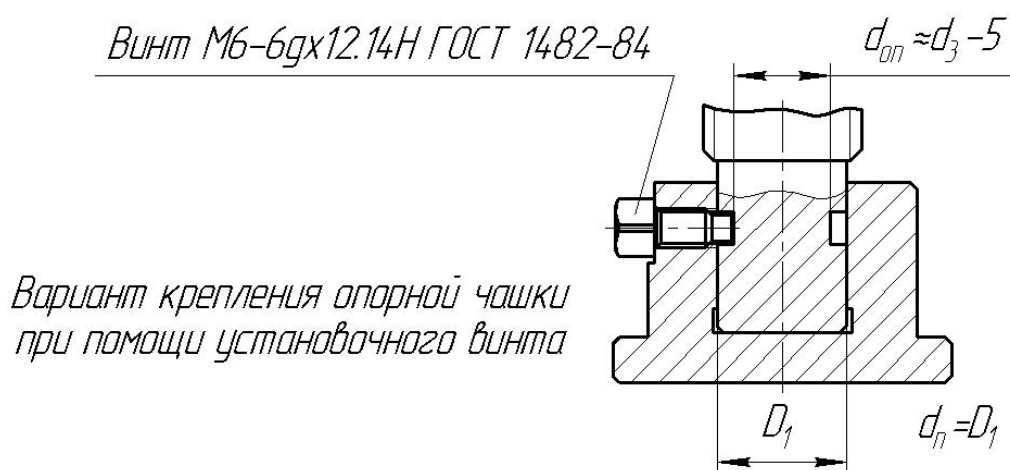
Для  $\phi 60$  -  $D_1=13,2$ ;  $D_2=6,3$ ;  $L=8,0$ ;  $L_1=5,98$

а) - коническая пята съёмника

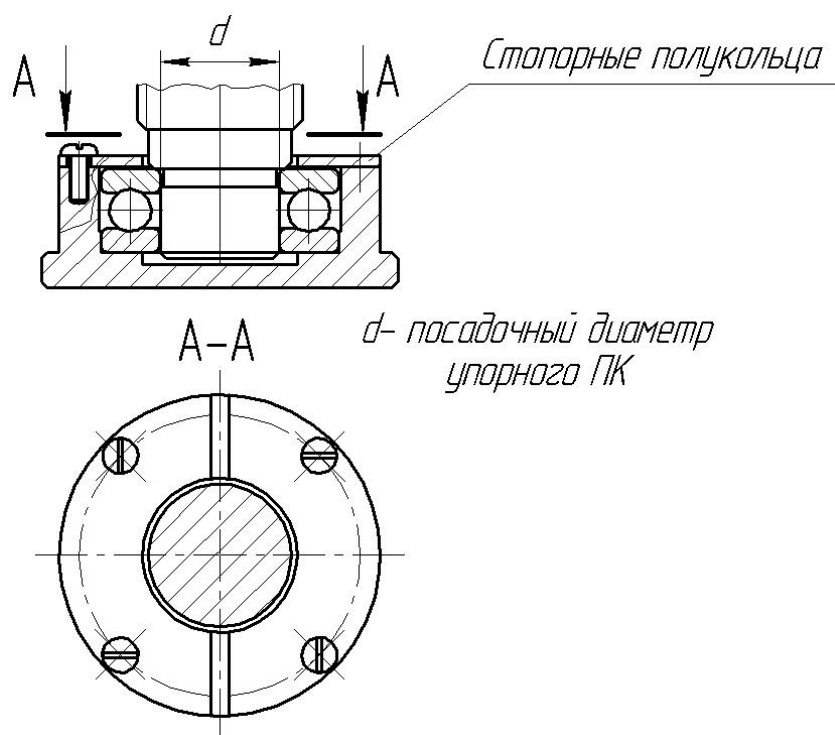


Вариант крепления опорной чашки  
при помощи установочного винта

б) - кольцевая пята



в) - сплошная пята



г) – пята на упорном ПК

Рис. 3 Варианты конструкции опорной пяты винтовых механизмов

Конструктивные варианты опорных чашек грузоподъемных домкратов приведены на рис. 8 ПРИЛОЖЕНИЯ

### 3. Сплошная пята (рис. 3, в)

$$\text{Момент трения } T_{\text{п}} = \frac{1}{3} \cdot F \cdot f \cdot d_{\text{он}}$$

(получено из выражения (\*\*)) при  $D_2 = 0$ )

### 4. Пята на упорном ПК (рис. 3, г)

$$\text{Момент трения } T_{\text{п}} = \frac{1}{2} \cdot F \cdot f \cdot d$$

где  $d$  – посадочный диаметр ПК;

### 2.2.1 Проверка механизма на самоторможение (что особенно важно для грузоподъемных домкратов)

$$\text{Условие самоторможения: } \rho^* > \psi \text{ или } \arctg\left(\frac{f}{\cos \alpha_1}\right) > \arctg\left(\frac{s}{\pi d_2}\right)$$

## 2.3 Проверочный расчет винта на устойчивость

$$\text{Условие устойчивости: } s_y \geq [s_y]$$

где  $[s_y]$  – нормативный коэффициент запаса устойчивости;

$[s_y] = 3 \dots 5$  – большие значения - при возможном внецентренном приложении нагрузки (характерно для домкратов);

$$s_y = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma} = \frac{F_{\text{кр}}}{F} - \text{расчетный коэффициент запаса устойчивости}$$

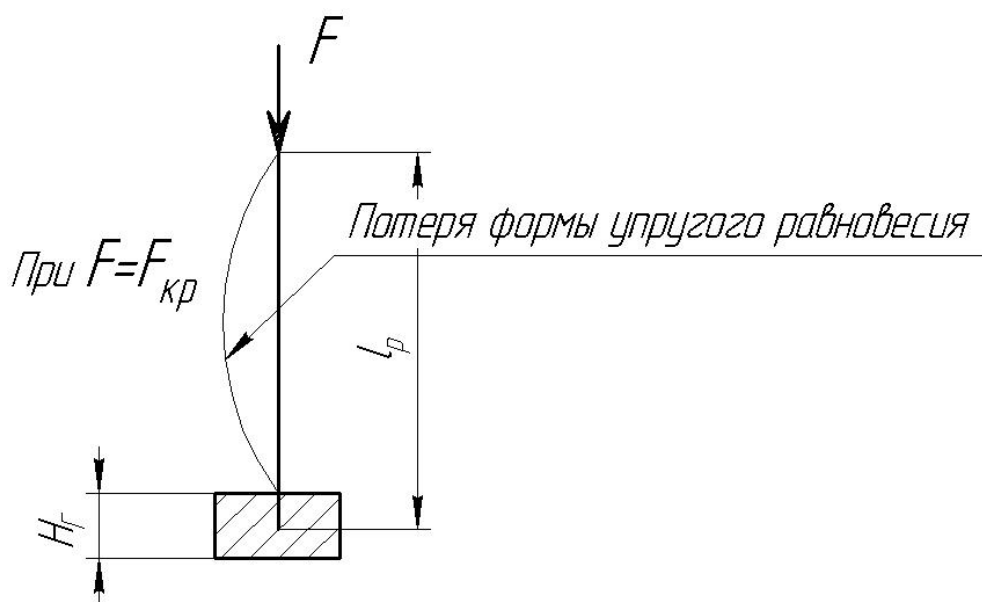


Рис. 4 Расчетная схема при расчете винта на устойчивость

$\sigma_{\text{кр}}$  и  $F_{\text{кр}}$  соответственно определяются в зависимости от расчетного значения податливости  $\lambda$ .

$$\lambda = \frac{\mu \cdot \ell_p}{\sqrt{\frac{J}{A_g}}}$$

где  $\ell_p = \ell_{пв} + 0,5H_{\Gamma}$ , мм;  $\ell_{пв}$  – осевое перемещение винта, мм;  $H_{\Gamma}$  – высота гайки ( $H_{\Gamma} = \gamma_2 \cdot d_2 = z \cdot s$ , мм;  $z$  – число витков резьбы (не более 10–ти).

$\mu$  – коэффициент приведения длины стержня (*учитывает условие заделки*) [табл. 4];  $J$  – момент инерции сечения винта, мм<sup>4</sup>;  $A_{\text{в}}$  – площадь поперечного сечения винта по диаметру  $d_3$ ;

$$J = \frac{\pi d_3^4 (0,4 + 0,6 \frac{d}{d_3})}{64}; \quad A_{\text{в}} = \frac{\pi d_3^2}{4};$$

Расчетное значение гибкости  $\lambda$  сравнивается с критическими значениями  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  [табл. 3]:

Если  $\lambda \geq \lambda_1$ , то  $\sigma_{\text{кр}}$  определяется по формуле Эйлера:  $\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ ;

Если  $\lambda > \lambda_2$ , то  $\sigma_{\text{кр}}$  определяется по формуле Тетмайера-Ясинского:  $\sigma_{\text{кр}} = (a - b \cdot \lambda)$  (значение коэффициентов  $a$  и  $b$  – по [табл. 3];

Если  $\lambda \leq \lambda_2$ , то  $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_T$ , т.е. работоспособность винта определяется критерием прочности, поэтому проверочный расчет на устойчивость не проводится (рис.5).  $F_{\text{кр}} = \sigma_{\text{кр}} \cdot A_{\text{в}}$

Коэффициенты  $a$  и  $b$  в формуле Тетмайера-Ясинского и критические гибкости  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  сжатого стержня

Табл.3

№	Материал стержня	$\sigma_T$ , МПа	$a$ , МПа	$b$ , МПа	$\lambda_1$	$\lambda_2$
1	Сталь Ст3	230	310	1,14	100	70
2	Сталь Ст4	250	328	1,11	96	69
3	Сталь Ст5	280	350	1.15	92	61
4	Сталь 45	360	450	1.67	85	54
5	Сталь 50	380	470	1,87	82	48

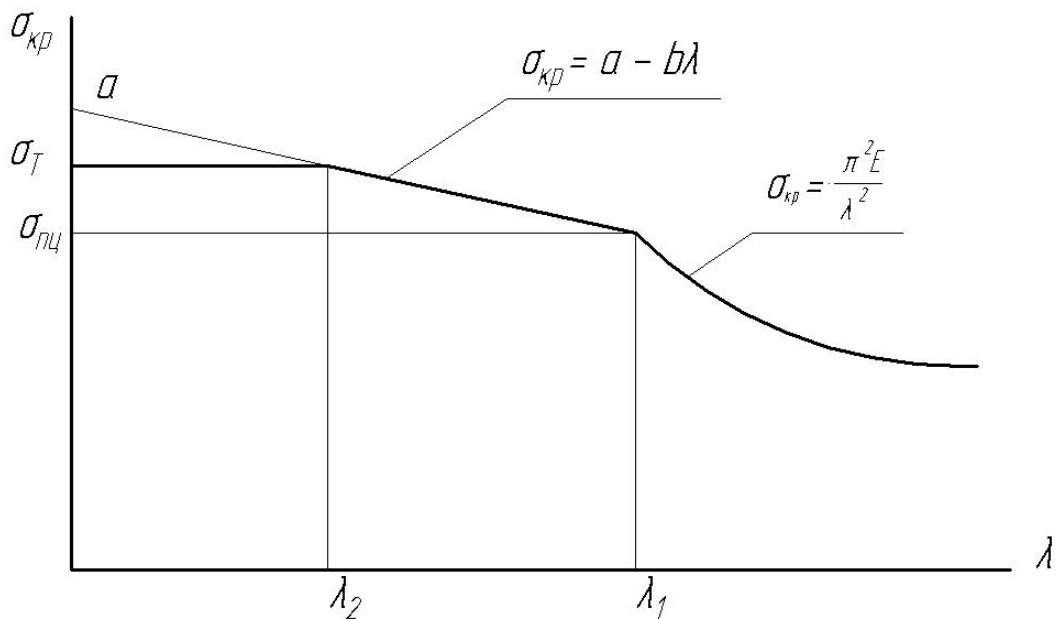


Рис. 5 Зависимость критического напряжения от гибкости винта

Таблица 4

Коэффициент приведения длины стержня

Схема	Закрепление концов стержня	$\mu$	Примеры
	Один конец зашце́млен, другой свободен	2,0	Винты домкратов и съёмников
	Оба конца закреплены шарнирно	1,0	Винт прессы, гайка низкая, пята сферическая
	Один конец зашце́млен, другой закреплён шарнирно	0,7	Винт прессы, гайка высокая, пята сферическая
	Один конец зашце́млен, поворот другого ограничен (несовершенная заделка)	0,6	Винт прессы, гайка высокая, пята плоская
	Поворот обоих концов ограничен (несовершенная заделка)	0,75	Винт прессы, гайка низкая, пята плоская
Гайка считается низкой, если выполняется условие: $H_{\Gamma} \leq 2d_2$			

### 3. Расчет гайки (рис.1)

#### 3.1 Определение посадочного диаметра гайки $D_{\Gamma}$ (проектный расчет)

Критерий работоспособности – статическая прочность гайки при растяжении.

Опасное сечение - 1 – 1 (рис. );

Условие расчета:  $\sigma_p \leq [\sigma_p]$ , где  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$  -  $[s] = 2 \dots 3$  – для бронзы;

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{\sigma}}{[s]} - [s] = 4 \dots 5 - \text{для чугуна};$$

$\sigma_T$  и  $\sigma_{\sigma}$  – пределы прочности текучести и прочности для бронзы и чугуна, соответственно [приложение, табл.3];

$$\sigma_p = \frac{N}{A_{\Gamma}} = \frac{F}{A_{\Gamma}}; \text{ где } A_{\Gamma} = \frac{\pi}{4} [D_{\Gamma}^2 - (d+1)^2] - \text{площадь опасного сечения гайки (при рас-}$$

*тяжении*);  $(d+1)$  – учитывает зазор в винтовой паре;

Определим расчетное значение посадочного диаметра гайки  $D_{\Gamma}^*$ , решая исходное нера-

венство:  $D_{\Gamma}^* = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma_p]} + (d+1)^2}$ ; далее, расчетное значение округляем до стандартного, из ряда

предпочтительных чисел [приложение, табл.2];

#### 3.2 Определение диаметра бурта гайки $D_B$ (проектный расчет)

Критерий работоспособности – статическая прочность гайки на смятие

Опасное сечение - 2 – 2 (рис. );

Условие расчета:  $\sigma_{cm} \leq [\sigma_{cm}]$ , где  $\sigma_{cm} = (0,6 \dots 0,8) \sigma_T$  – для бронзы;

$$\sigma_{cm} = 0,4 \sigma_{\sigma} - \text{для чугуна};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A_{cm}}; \text{ где } A_{cm} = \frac{\pi}{4} [D_B^2 - (D_{\Gamma} + 2c)^2] - \text{площадь смятия с учетом заходной фаски}$$

корпуса  $c = (2 \dots 2,5) \times 45^0$ ;

Определим расчетное значение бурта гайки  $D_B^*$ , решая исходное неравенство:

$$D_B^* = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma_{cm}]} + (D_{\Gamma} + 2c)^2}; \text{ далее, расчетное значение округляем до стандартного, из}$$

ряда предпочтительных чисел [приложение, табл.2] (или до целого);

#### 3.3 Проверочный расчет бурта гайки на срез

Назначаем толщину бурта гайки, принимая ее равной:  $H_B = (0,20 \dots 0,30) H_{\Gamma}$

Опасное сечение: 3 – 3 (рис. 1);

Условие статической прочности при срезе:  $\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}]$ ;

$$\text{где } [\tau_{cp}] = \frac{\tau_T}{[s]} = \frac{[0,6 \dots 0,7] \sigma_T}{[s]}; \quad [s] = 2 \dots 3 - \text{для бронзы};$$

$$[\tau_{cp}] = \frac{\tau_B}{[s]} = \frac{[1,2...1,4]\sigma_B}{[s]}; \quad [s] = 4...5 - \text{чугуна};$$

$$\tau_{cp} = \frac{F}{\pi(D_r + 2c) \cdot H_B};$$

### 3.4 Проверочный расчет витка резьбы гайки на срез

Опасное сечение: 4 – 4 (рис.1); Схема нагружения витка – рис.6 ;

Условие статической прочности при срезе:  $\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}]$  (определение  $[\tau_{cp}]$  – см. выше);

$$\tau_{cp} = \frac{Q}{A_{cp}} = \frac{F}{\pi dbz}; \text{ где } b - \text{ ширина (толщина) витка у основания};$$

$b = 0,65 \cdot s$  – для трапециидальной резьбы;

$b = 0,75 \cdot s$  – для упорной резьбы;

$b = 0,87 \cdot s$  – для метрической резьбы

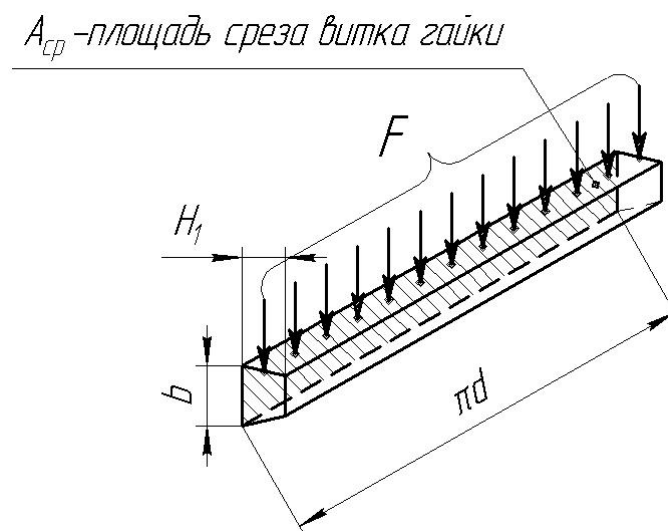


Рис. 6 Схема нагружения витка резьбы при расчете на срез

## 4. Расчет рукоятки (рис.7)

### 4.1 Определение расчетной длины рукоятки (проектный расчет)

Расчетная длина рукоятки определяется из условия:

$$T = T_p + T_n = F_p \cdot L_p \cdot m \rightarrow L_p = \frac{T_p + T_n}{m F_p}, \text{ Нм};$$

$F_p = 120...200 \text{ Н}$  – при длительном режиме работы;

$F_p = 250...300 \text{ Н}$  – при кратковременном режиме работы;

$m = 1 - 2$ ;

*(Желательно, чтобы  $L_p$  была не более 1200 мм, в этом случае принимаем  $m = 2$ )*

**(Внимание! для распорного домкрата:  $T = 2T_p$ );**

Общая длина рукоятки:  $L_o = L_p + (100 \dots 150)$  **(округлять до целых значений)**

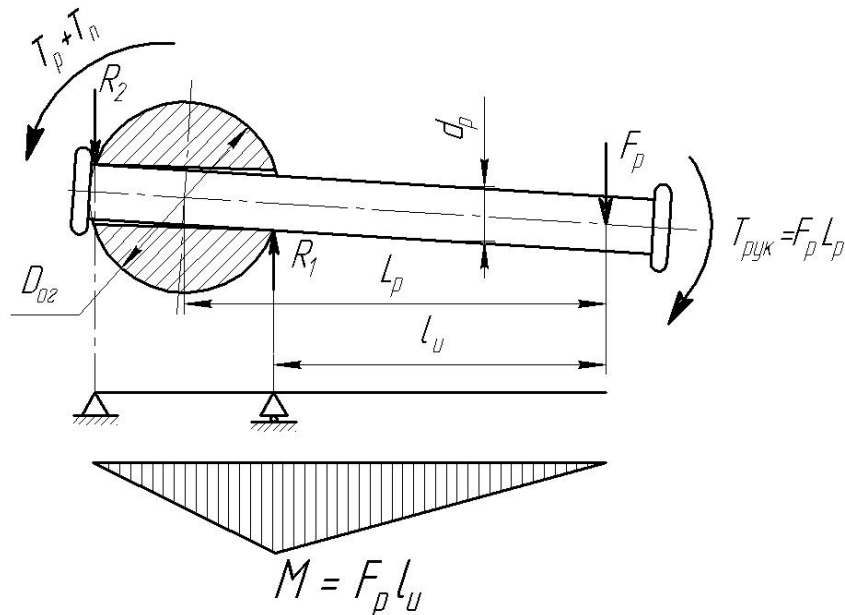


Рис. 7 Схема нагружения рукоятки

#### 4.2 Определение диаметра рукоятки (проектный расчет)

Критерий работоспособности: статическая прочность при изгибе

Условие прочности:  $\sigma_{и} \leq [\sigma_{и}]$ ;

где  $[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_{тл}}{[s]} = \frac{(1,1 \dots 1,2)\sigma_T}{[s]}$ ;  $[s] = 1,5 \dots 1,8$ ; материал рукоятки - Ст3:

$\sigma_T = 240$  МПа;

$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W} = \frac{F m l_u}{\frac{\pi d_p^3}{32}}$ ;  $l_{и} = L_p - \frac{D_{ог}}{2}$ ;  $D_{ог} \approx (1,5 \dots 1,8)d$  – диаметр оголовка винта;

Определим расчетный диаметр рукоятки из условия прочности:

$$d_p^* = \sqrt[3]{\frac{32 F_p m l_u}{\pi [\sigma_{и}]}}$$

Полученное значение округляем до стандартного, из ряда предпочтительных чисел

#### 5. Оценка КПД винтового механизма

КПД винтового механизма определяем из выражения:

$$\eta = \frac{A_{поллезн}}{A_{затрач}} = \frac{F \cdot s}{F_p m \cdot 2\pi L_p}$$



## ЛИТЕРАТУРА

1. В.Н.Комков Проектирование передачи винт-гайка Л., ЛПИ, 1983
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/Под ред. Чернавского С. А. и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 416 с. *(для выбора материала гайки)*

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1а

<b>Резьба трапецеидальная ГОСТ 9484-81</b>							
d	s	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d	s	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>
16	4	14	11,5	40	6	37	33
16	2	15	13,5	42	6	39	35
18	4	16	13,5	44	8	40	35
18	2	17	15,5	46	8	42	37
20	4	18	15,5	48	8	44	39
22	5	19,5	16,5	50	8	46	41
24	5	21,5	18,5	52	8	48	43
26	5	23,5	20,5	55	8	51	46
28	5	25,5	22,5	60	8	56	51
30	6	27	23	65	10	60	54
32	6	29	25	70	10	65	59
34	6	31	27	75	10	70	64
36	6	33	29	80	10	75	69
38	6	35	31	-	-	-	-

Таблица 1б

<b>Резьба упорная по ГОСТ 10177-82</b>							
d	s	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d	s	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>
14	3	11,75	8,793	40	7	34,75	27,851
16	4	13	9,058	42	7	36,75	29,851
18	4	15	11,058	44	7	38,75	31,851
20	4	17	13,058	46	8	40	32,116
22	5	18,25	13,322	48	8	42	34,116
24	5	20,25	15,322	50	8	44	36,116
26	5	22,25	17,322	52	8	46	38,116
28	5	24,25	19,322	55	9	48,25	39,380
30	6	25,25	19,587	60	9	52,25	44,380
32	6	27,25	21,587	65	10	57,50	47,645
34	6	29,25	23,587	70	10	62,50	52,645
36	6	31,25	25,587	75	10	67,50	57,645
38	7	32,25	25,851	80	10	72,50	62,645

Таблица 1в

<b>Метрическая резьба по ГОСТ 8724-81</b>							
d	s	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d	s	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>
12	1,75	10,863	9,853	36	4	33,402	31,093
(14)	2	12,701	11,546	(39)	4	36,402	34,093
16	2	14,701	13,546	42	4,5	39,077	36,479
(18)	2,5	16,376	14,933	(45)	4,5	42,077	39,479
20	2,5	18,376	16,933	48	5	44,752	41,866
(22)	2,5	20,376	18,933	(52)	5	48,752	45,866
24	3	22,051	20,319	56	5,5	52,428	49,252
(27)	3	25,051	23,319	(60)	3,5	56,428	53,252
30	3,5	27,727	25,706	64	6	60,103	56,639
(33)	3,5	30,727	28,706	(68)	6	64,103	60,639

(Размеры без скобок – предпочтительные размеры)

Таблица 2

**ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ, ВХОДЯЩИЕ В РЯДЫ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ  
(СТАНДАРТНЫХ) ЧИСЕЛ ПО ГОСТ 8032-84**

3,2*	10*	32*	100*	320*
3,4	10,5	34/35	105	340
3,6*	11*	36*	110*	360*
3,8	11,5	38	120	380
4,0*	12*	40*	125*	400*
4,2	13	42	130	420
4,5*	14*	45*/47	140*	450
4,8	15	48	150	480
5,0*	16*	50*/52	160*	500
5,3	17	53/55	170	530
5,6*	18*	56*	180*	560*
6,0	19	60/62	190	600
6,3*	20*	63*/65	200*	630*
6,7	21	67/70	210	670
7,1*	22*	71*/72	220*	710*
7,5	24	75	240	750

8,0*	25*	80*	250*	800*
8,5*	26	85	260	850
9,0*	28*	90*	280*	900*
9,5	30	95	300	950

**Числа со звездочкой** – предпочтительнее чисел без звездочек

**Числа под косой чертой** – для посадочных мест подшипников качения

Таблица 3

Механические характеристики материалов

Марка материала	Способ отливки	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
БрО10Ф1	Песчаная форма	200	100
БрО10Ф1	Кокиль	255	147
БрО10Н1Ф1	Центробежное	285	165
БрО5Ц5С5	Песчаная форма	150	80
БрО5Ц5С5	Кокиль	200	90
БрА9ЖЗЛ	Песчаная форма	392	196
БрА9ЖЗЛ	Кокиль	490	236
БрА10Ж4Н4Л	Песчаная форма; кокиль	590	275
СЧ10	Песчаная форма	118	-
СЧ15	Песчаная форма	147	-
СЧ18	Песчаная форма	177	-
СЧ20	Песчаная форма	206	-

Литература: Курсовое проектирования деталей машин: Учебное пособие /С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1988, стр. 66, табл. 4.8

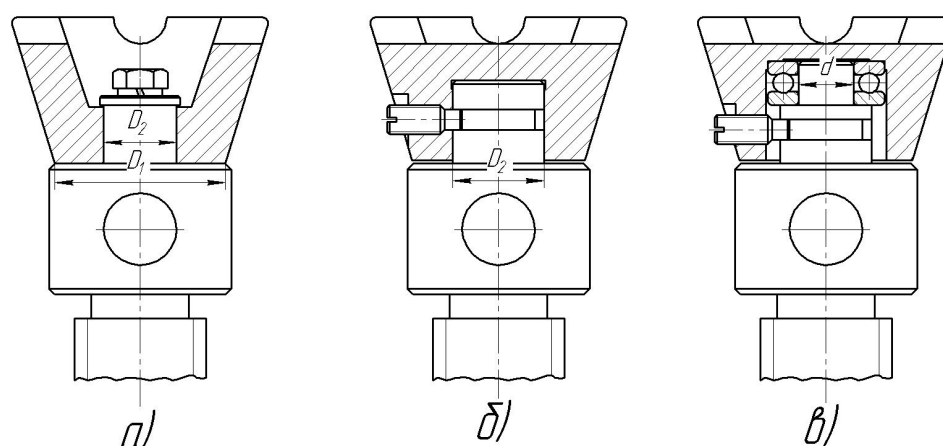


Рис. 8 Конструктивные варианты опорных чашек грузоподъемного домкрата: а) – кольцевая пята; б) – сплошная (плоская или сферическая) пята; в) на упорном подшипнике качения;