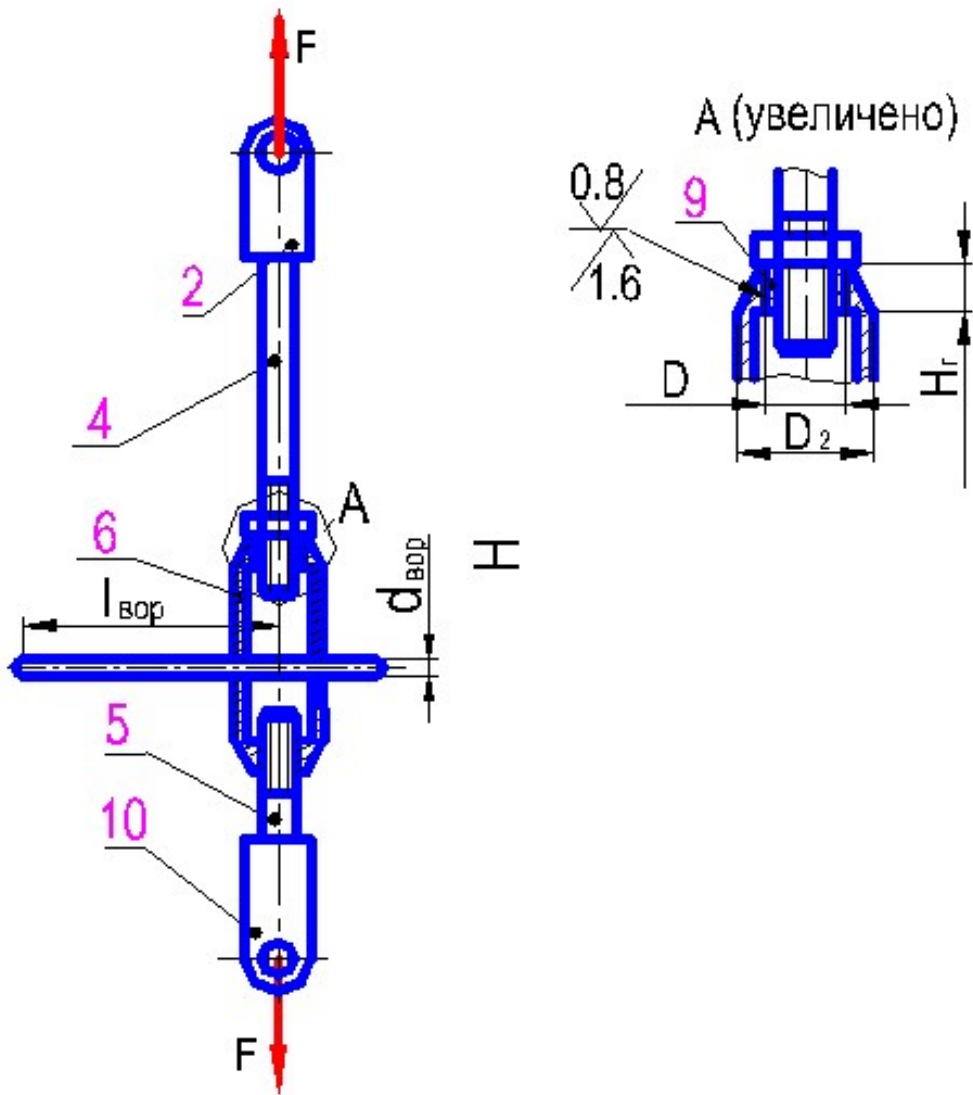


## Винт-гайка скольжения



## Исходные данные

$F := 24000$  Н - внешняя осевая сила

$l_{max} := 225$  мм - максимальная рабочая длина винта (только для сжатых винтов!!!!)

Тип резьбы - Метрическая

**Определить размеры винта, высоту гайки, размеры воротка.**

Таблица 1

Значения коэффициента высоты резьбы и угла наклона  
рабочей стороны профиля резьбы

Тип резьбы	Коэффициент высоты резьбы $=H_1/p$	Угол наклона рабочей стороны профиля резьбы $^\circ$
Упорная	0,75	3
Трапецеидальная	0,5	15
Метрическая	0,54	30

 $\psi_h$  $\gamma$ 

- $\psi_h := 0.54$  - коэффициент высоты резьбы  
 $\psi_H := 2$  - коэффициент высоты гайки (принимается равным 1,2...2,5)  
 $\gamma := 30^\circ$  - угол наклона рабочей стороны профиля резьбы

Таблица 2

Значения допускаемого давления в витках резьбы  
передачи винт-гайка скольжения [P]

Материалы	[P], МПа
Незакаленная сталь – серый чугун	5
Незакаленная сталь - бронза	9
Закаленная сталь – бронза, антифрикционный чугун	12
Сталь - сталь	16

Принимаем  $[P] := 16$  МПа

:

1. Средний диаметр резьбы из условия износостойкости:

$$d_2 := \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [P]}} \quad d_2 = 21.026 \quad \text{мм}$$

## Параметры резьбы выбираем по ГОСТ :

- **таблица 16:**

наружный диаметр резьбы .....	$d_g := 24$	мм
шаг резьбы .....	$p := 3$	мм
средний диаметр резьбы .....	$d_2 := 22.051$	мм
внутренний диаметр резьбы гайки .....	$D_1 := 20.752$	мм

### Угол подъема резьбы

$$\psi := \operatorname{atan}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right) \cdot \frac{180}{\pi}$$

угол подъема резьбы .....  $\psi = 2.48$

внутренний диаметр резьбы: .....  $d_3 := 20.32$  мм

- **таблица 6**

### 2. Высота гайки равна:

$$H_z := \psi_H \cdot d_2$$

$$H_z = 44.102 \text{ мм}$$

**Принимаем по ряду Ra40 высоту гайки**

$$H_z := 45 \quad \text{мм}$$

### 3. Наружный диаметр гайки:

$$D_z := 2.0 \cdot d_g$$

$$D_z = 48 \quad \text{мм}$$

**ВНИМАНИЕ!!!!**

**Если винт растянут, то пункты 4 и 5 пропустить!!!**

### 4. Расчетная длина сжатого участка винта:

$$L_p := l_{max} + \frac{H_z}{2}$$

$$L_p = 247.5 \quad \text{мм}$$

## 5. Гибкость винта:

$$\psi_H := \frac{H_e}{d_2} \quad \psi_H = 2.041$$

Если  $\psi_H \leq 2$ , гайку считаем шарнирной опорой,  $\mu=1$ ;

Если  $\psi_H > 2$ , гайку считаем заделкой,  $\mu=0,7$ .

### Радиус инерции

$$i := \frac{d_3}{4} \quad \mu := 0.7 \quad i = 5.08 \quad \text{мм}$$

$$\lambda_g := \mu \cdot \frac{L_p}{i} \quad \lambda_g = 34.104$$

## 6. Проверка винта по объединенному условию прочности и устойчивости $\sigma_{сж} < \phi[\sigma]_{сж}$

$$\sigma_{сж} := \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_3^2} \quad \sigma_{сж} = 74.007 \quad \text{МПа}$$

**Винт изготовлен из стали 40Х улучшенной**  $\sigma_m := 750 \quad \text{МПа}$

Допускаемые напряжения сжатия при коэффициенте запаса прочности  $S=2...4$

$$S := 3 \quad [\sigma]_{сж} := \frac{\sigma_m}{S} \quad [\sigma]_{сж} = 250 \quad \text{МПа}$$

**Коэффициент снижения допускаемых напряжений для стальных сжатых стержней**

$$\phi := 0.86 \quad \phi \cdot [\sigma]_{сж} = 215 \quad \text{МПа}$$

**ВЫВОД :** Рабочие напряжения сжатия меньше допустимых, следовательно прочность и устойчивость винта обеспечивается.

## 7. Момент на торце винта

Расчетный средний диаметр опорного торца винта  $d_u := 0.5 \cdot d_3$

Для передачи винт-гайки скольжения коэффициент трения на торце винта принимается  $f_t=0,15...0,2$

$$f_m := 0.17$$

Момент трения на торце винта

$$T_m := F \cdot f_m \cdot \frac{d_u}{2} \quad T_m = 2.073 \cdot 10^4 \quad \text{Нмм}$$

## 8. Момент сопротивления в резьбе:

Для передачи винт-гайки скольжения коэффициент трения в резьбе  $f_p=0,1$

$$f_p := 0.1$$

$$\phi_{mp} := \arctan \left( \frac{f_p}{\cos \left( \gamma \cdot \frac{\pi}{180} \right)} \right) \quad \phi_{mp} = 0.115$$

$$T_p := F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan \left( \psi \cdot \frac{\pi}{180} + \phi_{mp} \right)$$

$$T_p = 4.223 \cdot 10^4 \quad \text{Нмм}$$

## 9. Момент заворачивания:

$$T_{зав} := T_m + T_p$$

$$T_{зав} = 6.295 \cdot 10^4 \quad \text{Нмм}$$

## 10. Длина воротка:

Принимаем усилие, развиваемое одним рабочим:  $F_{раб} := 100 \quad \text{Н}$

$$T_{зав} = F_{раб} \cdot l_{вор}$$

$$l_{вор} := \frac{T_{зав}}{F_{раб}}$$

$$l_{вор} = 629.515 \quad \text{мм}$$

Принимаем  $l_{вор} := 630 \quad \text{мм}$

## 11. Диаметр воротка из условия его прочности по изгибу:

Принимаем, что кратковременно рабочий может приложить максимальную силу  
 $F_{max}=3F_{раб}$

$$F_{max} := 3 \cdot F_{раб} \quad F_{max} = 300 \quad \text{Н}$$

**Вороток изготовлен из стали 45 горячекатаной**  $\sigma_m := 360 \quad \text{МПа}$

Допускаемые напряжения по изгибу при коэффициенте запаса прочности  $S=1,5$

$$S := 1.5 \quad [\sigma]_u := \frac{\sigma_m}{S} \quad [\sigma]_u = 240 \quad \text{МПа}$$

**Напряжения изгиба в опасном сечении воротка равно:**

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{И}}}{W_{\text{И}}} = F_{\text{max}} \cdot \frac{\left(l_{\text{вор}} - \frac{D_2}{2}\right)}{0.1 d_{\text{вор}}^3}$$

Из условия  $D_2 := 2.5 \cdot d_8$   $D_2 = 60$  мм

Примем  $D_2 := 60$  мм

**Откуда**

$$d_{\text{вор}} := \sqrt[3]{10 \cdot F_{\text{max}} \cdot \frac{\left(l_{\text{вор}} - \frac{D_2}{2}\right)}{[\sigma]_u}}$$

$d_{\text{вор}} = 19.574$  мм

**Принимаем по ряду Ra40**  $d_{\text{вор}} := 20$  мм