

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РФ  
ДЕПАРТАМЕНТ НАУЧНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОЛИТИКИ И ОБРАЗОВАНИЯ  
ФГОБУ ВПО КОСТРОМСКАЯ ГСХА

Кафедра деталей машин  
Скрипкин С.П., заслуженный работник Высшей школы,  
профессор, к. т. н.

# **ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

## **ПЕРЕДАЧА «ВИНТ – ГАЙКА»**

Учебно-методическое пособие с примером расчета  
для студентов агроинженерных специальностей  
очной и заочной форм обучения

4–е издание, исправленное и дополненное

КОСТРОМА  
КГСХА  
2011

## Содержание

Введение.....	3
1. Критерии работоспособности передачи винт – гайка.....	4
2. Определение размеров винта и гайки.....	4
3. Проверка соблюдения условия самоторможения.....	8
4. КПД передачи винт – гайка.....	9
5. Проверка винта на устойчивость.....	9
6. Расчет элементов винта и гайки на прочность.....	12
7. Конструирование и расчет дополнительных элементов в передаче винт – гайка.....	13
8. Конструирование элементов металлоконструкции.....	16
9. Расчет лапы съемника.....	21
10. Расчет рукоятки плоского сечения.....	22
11. Расчет штурвала.....	24
12. Расчет траверсы.....	26
13. Требования к расчетно – пояснительной записке и графической части РГР.....	27
14. Контрольные вопросы к защите расчетно – графической работы «Расчет конструкции с передачей винт – гайка».....	28
15. Приложение.....	29

## Расчёт передачи «винт – гайка»

### *Введение*

Основное назначение передачи «винт – гайка» — преобразование вращательного движения в поступательное. Примером использования передачи могут служить механизмы в домкратах, прессах, металлорежущих станках, сельскохозяйственных машинах, грузоподъемных механизмах.

Передачи винт – гайка бывают с трением скольжения, с трением качения и весьма разнообразны по конструктивным решениям. В домкратах, прессах и съемниках гайка обычно неподвижна, а винт совершает вращательное и поступательное движения. Встречаются домкраты с вращающейся гайкой, в этом случае винт совершает только поступательное движение. В токарно–винторезных станках разъемная гайка совершает возвратно поступательное движение, а винт только вращается.

К достоинствам механизмов с передачей винт – гайка следует отнести: простота конструкции, компактность, большой выигрыш в силе, возможность осуществления точных перемещений. В качестве недостатков надо отметить: низкий КПД, большое тепловыделение при больших скоростях скольжения, плохую износостойчивость. Указанных недостатков не имеют механизмы с шариковыми гайками, где трение скольжения заменено на трение качения, но они гораздо сложнее по конструкции.

В передачах винт-гайка применяют в основном стандартные трапецеидальные, упорные и метрические резьбы. Резьба с прямоугольным профилем не стандартизирована. Эта резьба обеспечивает некоторый выигрыш в силе и более высокий КПД, но она нетехнологична, и прочность её витков ниже, чем у трапецеидальной и упорной резьбы. В простейших съемниках применяют метрическую резьбу. Для изготовления винтов обычно используют углеродистые стали обыкновенного качества марок Ст4, Ст5 (ГОСТ 380–94), а также качественную углеродистую конструкционную сталь: Сталь 40, Сталь 50 (ГОСТ 1050–88). Винты из легированных сталей с термической обработкой предназначены для передач, работающих при интенсивных перемещениях. В этих случаях применяют: Сталь 40Х, Сталь 40ХН, Сталь 65 (ГОСТ 4543–71).

Для гаек в передачах с повышенным износом применяют оловянистые бронзы марок: Бр.ОФ10-05, Бр.ОСЦ6-6-3, Бр.ОФ-10-1 (ГОСТ 613–79). При работе с большими перерывами и умеренными нагрузками используют антифрикционный чугуны АСЧ-1, АСЧ-2 или

АЧВ-1, АЧВ-2 (ГОСТ 1585–85), а также серый чугун СЧ-12, СЧ-15, СЧ-18, СЧ-21 (ГОСТ 1412–88).

### 1. Критерии работоспособности передачи «винт – гайка»

В большинстве случаев основным критерием работоспособности винтовой пары является её износоустойчивость. Расчет по этому критерию сводится к ограничению давления между поверхностями резьбы винта и гайки. Указанный расчет выполняют в качестве проектного, служащего для определения диаметра винта. Вторым критерием работоспособности служит прочность винта, который в большинстве случаев работает на сжатие и кручение. Для винтов сжатия к числу главных критериев работоспособности так же следует отнести их продольную устойчивость, определяемую коэффициентом запаса устойчивости  $S_{yc}$ . К критериям работоспособности винтовых механизмов относятся: прочность гаек, рукояток, штурвалов, винтов для стопорения гаек, корпусов и других элементов конструкции.

В качестве примера произведем расчет механизма с передачей винт – гайка на усилие прижатия  $F = 1,8$  кН. Резьба прямоугольная.  $A=200$  мм. Гайка неподвижна, а винт вращается и совершает возвратно поступательное движение.

Данный механизм встроен в струбцину (см. рис. 1). Он состоит из винта с прямоугольной резьбой, гайки и других элементов конструкции. Крутящий момент на винт передается при помощи рукоятки, к которой прикладывает усилие рабочий. Рама струбцины имеет тавровое сечение.

### 2. Определение размеров винта и гайки

Определяем средний диаметр резьбы по критерию износоустойчивости:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}, \quad (1)$$

где  $F$  — расчетное усилие, Н;

$\psi_H$  — коэффициент высоты гайки ( $\psi_H = 1,2...2,5$ );

$\psi_h$  — коэффициент высоты резьбы;

$[p]$  — допускаемое давление в резьбе, МПа.

По табл. 1 коэффициент высоты прямоугольной резьбы принимаем  $\psi_h = 0,5$ .

Коэффициент высоты гайки принимаем  $\psi_H = 2$ .

Для сочетания материалов «незакаленная сталь-бронза» [табл. 2] принимаем  $[p] = 8$  МПа (материал гайки — бронза БрО10Ф1).

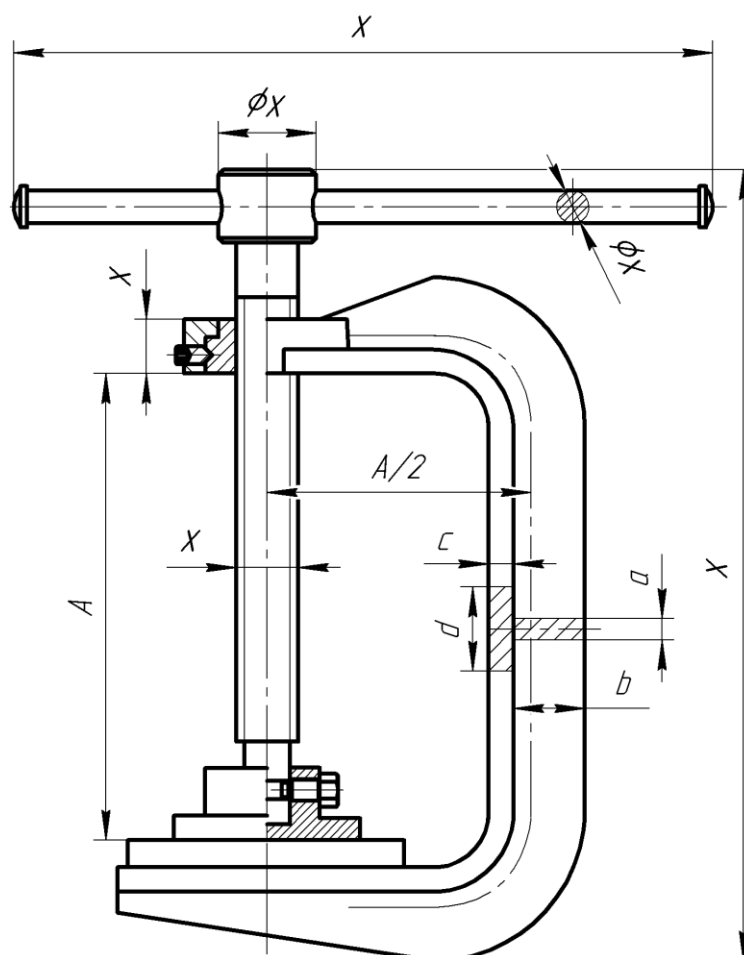


Рис.1. Схема струбцины с передачей винт – гайка (размеры  $\langle x \rangle$  устанавливаются на основании расчетов)

Таблица 1. Значения коэффициента  $\Psi_h$  для различных профилей резьбы

Тип резьбы	$\Psi_h$
Прямоугольная резьба	0,5
Трапецидальная резьба	0,5
Упорная резьба	0,75
Метрическая резьба	0,54

Таблица 2. Допускаемое давление в резьбе  $[p]$  для различных материалов

Материал пары винт-гайка	$[p]$ МПа
Закаленная сталь — бронза	11...13
Незакаленная сталь — бронза	8...10
Незакаленная сталь — чугун	4...6

Возвращаясь к формуле (1) находим предварительное значение среднего диаметра резьбы:

$$d_2^* = \sqrt{\frac{1800}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 8}} = 8,5 \text{ мм.}$$

Если по заданию проектируется передача со стандартной резьбой, то полученное значение среднего диаметра корректируем в сторону увеличения по таблицам приложения для стандартных резьб (см. табл. 2-4). Там же берутся значения наружного диаметра  $d$ , внутреннего  $d_1$ , а так же шаг резьбы  $P$ .

В нашем случае предложено использовать прямоугольную резьбу. Определяем ее шаг по рекомендации:

$$P = 0,22d_2 = 0,22 \cdot 8,5 = 1,87 \text{ мм.}$$

Округляем полученный шаг по табл.1 приложения до значения  $P = 2$  мм. Диаметры рассчитываем по формулам:

$$d_1 = 4P = 4 \cdot 2 = 8 \text{ мм;}$$

$$d = d_1 + P = 8 + 2 = 10 \text{ мм;}$$

$$d_2 = d_1 + 0,5P = 8 + 1 = 9 \text{ мм.}$$

Находим геометрические размеры гайки, обозначение которых представлено на рисунке 2.

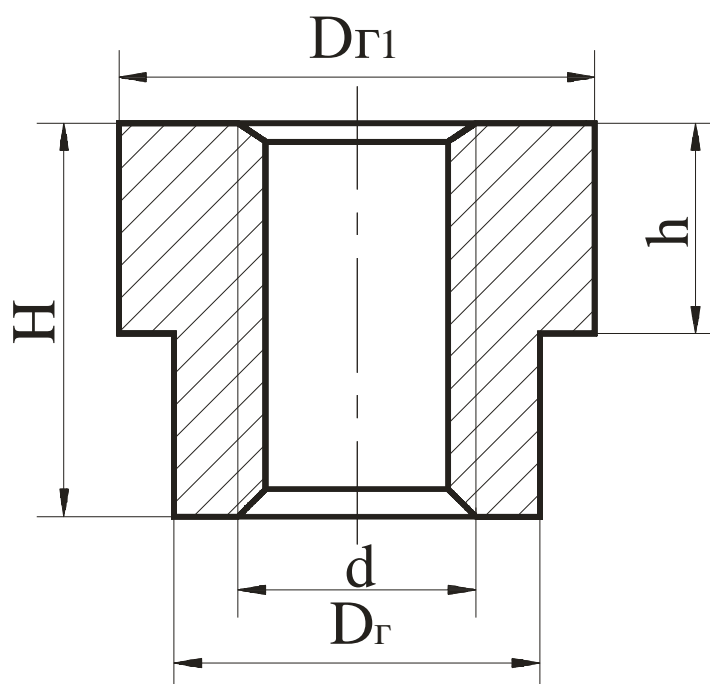


Рис. 2. Схема гайки с условными размерами

Высоту  $H$  определим в зависимости от выбранного нами коэффициента высоты гайки по формуле

$$H = \psi_H d_2 = 2 \cdot 9 = 18 \text{ мм.}$$

Число витков в гайке не должно превышать 10. Число витков определим по формуле

$$Z = \frac{H}{P} = \frac{18}{2} = 9.$$

Условие выполняется.

Высота буртика равна

$$h = 0,6H = 0,6 \cdot 18 = 10,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $h = 11$  мм.

Нижняя часть гайки работает на растяжение, поэтому диаметр гайки определяем по формуле

$$D_r = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]} + d^2} + 3,$$

где  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение растяжения, принимаемое по материалу гайки, МПа:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s},$$

$\sigma_T$  — предел текучести находится по данным таблицы 3;

$s$  — коэффициент запаса прочности (1,5...2,5).

Таблица 3. Механические свойства некоторых металлов для передачи винт-гайка

Марка материала	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа	Марка материала	$\sigma_T$ , МПа	$\sigma_B$ , МПа
Ст2кп	190-220	330-420	Сталь 40Х (зак., в. отп)	600-780	800-950
Ст3кп	200-240	370-470	Чугун СЧ18	—	180
Ст4кп	230-260	410-520	Чугун СЧ21	—	210
Ст5сп	260-290	500-640	Антифр. чугун АЧС-1	—	200
Сталь 20	250	420	Бронза Бр010Ф1	140	230
Сталь 30	300	500	Бронза Бр05Ц5С5	80	145
Сталь 40	340	580	Бронза БрА10Ж4Н4	430	650
Сталь 50	380	640	Бронза БрА10Ж3Мц1,5	300	450
Сталь 20Х (цемент.)	630	850	Бронза БрА9Ж3Л	195	425

По табл. 3 для бронза Бр010Ф1  $\sigma_T = 140$  МПа.

Коэффициент запаса прочности принимаем  $s = 2,5$ .

Подставляя принятые значения, получаем допускаемое напряжение растяжения:

$$[\sigma_p] = \frac{140}{2,5} = 56 \text{ МПа};$$

$$D_{\Gamma} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 56} + 10^2} + 3 = 14,9 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученное значение со стандартными линейными размерами (табл. 1 приложения). Принимаем  $D_{\Gamma} = 16$  мм.

Диаметр буртика гайки определяем по допусжаемому напряжению смятия от силы, действующей по оси винта:

$$D_{\Gamma 1} = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{CM}]} + D_{\Gamma}^2} + 3 \text{ мм,}$$

где  $[\sigma_{CM}]$  — допусжаемое напряжение смятия для выбранного материала, МПа.

Для бронзы  $[\sigma_{CM}] = 80$  МПа

$$D_{\Gamma 1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80} + 16^2} + 3 = 19,9 \text{ мм.}$$

С учетом того, что на цилиндрической поверхности буртика имеется углубление для фиксирующего винта принимаем  $D_{\Gamma 1} = 24$  мм.

Вычерчиваем эскиз гайки с рассчитанными размерами.

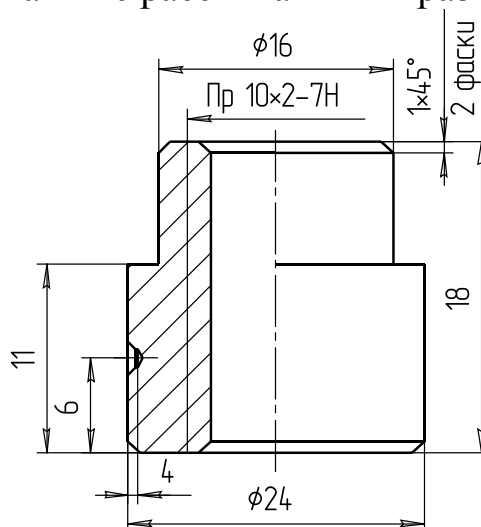


Рис. 3. Эскиз гайки с рассчитанными размерами

### 3. Проверка соблюдения условия самоторможения

Для большинства механизмов, использующих передачу винт – гайка, является обязательным удовлетворение условия самоторможения:

$$\psi < \varphi,$$

где  $\psi$  — угол подъема винтовой линии по среднему диаметру;

$\varphi$  — угол трения винтовой пары.

Угол трения определим из соотношения:



$$\varphi = \arctg f_D,$$

где  $f_D$  — действительный коэффициент трения в винтовой паре.

По табл. 4 для прямоугольной резьбы принимаем  $f_{np} = f_D = 0,12$ , а угол трения  $\varphi = \arctg 0,12 = 6,84^\circ$ .

Таблица 4. Значение  $f_{np}$  в зависимости от типа и угла профиля резьбы

Тип резьбы	$\gamma$	$f_{np}$
Крепежная метрическая резьба	$30^\circ$	$1,15f_\delta$
Ходовая трапецеидальная резьба	$15^\circ$	$1,03f_\delta$
Ходовая упорная резьба	$3^\circ$	$f_\delta$
Прямоугольная резьба	$0^\circ$	$f_\delta$

Для всех видов резьбы угол подъема определяется по соотношению

$$\psi = \arctg \left( \frac{P}{\pi d_2} \right) = \arctg \left( \frac{2}{3,14 \cdot 9} \right) = 4,05^\circ,$$

где  $P$  — шаг резьбы, мм;  
 $d_2$  — средний диаметр резьбы, мм.

Условие выполняется  $\psi = 4,05^\circ < \varphi = 6,84^\circ$ .

#### 4. КПД передачи винт – гайка

Определяем КПД винтовой передачи винт – гайка:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\varphi + \psi)} = \frac{\operatorname{tg} 4,05}{\operatorname{tg} (6,84 + 4,05)} = 0,37.$$

#### 5. Проверка винта на устойчивость

Проверка сжатых винтов на устойчивость сводится к определению коэффициента запаса устойчивости  $S_{yc}$ .

Гибкость винта зависит от его диаметра, длины и определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l}{i},$$

где  $\mu$  — коэффициент приведения длины винта, зависит от расчётной схемы винта (см. рис. 4);

$l$  — расчетная длина винта, т.е. расстояние от середины гайки до опорной поверхности головки винта. При вывернутом до отказа винте можно принять  $l = h$  подъёма + 0,5 Н гайки;

$i$  — радиус инерции для круглого сечения, рассчитывается по внутреннему диаметру резьбы  $d_1$ :

$$i = \sqrt{\frac{4I_{\text{пр}}}{\pi d_1^2}},$$

где  $I_{\text{пр}}$  — приведённый момент инерции круглого сечения:

$$I_{\text{пр}} = \frac{\pi d_1^4}{64}.$$

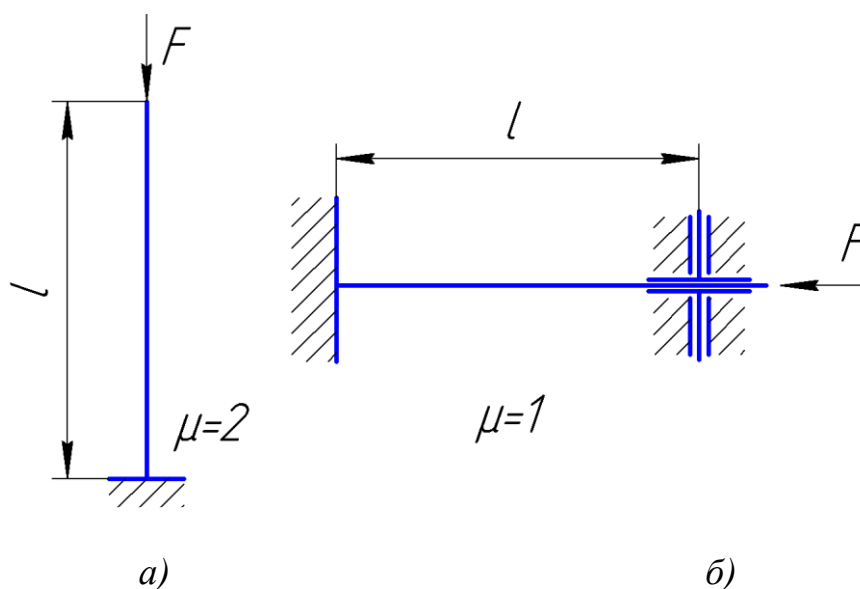


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $\mu$  от принятой расчетной схемы винта:  
а) домкраты, съемники, струбцины; б) ходовые винты и валики

В зависимости от гибкости винта  $\lambda$  или его приведённой длины  $(\mu l)$ , критическая сила (нагрузка) на винт определяется по формулам Эйлера или Ясинского.

Если  $\lambda > 100$  или  $(\mu l) > 25d_1$ , то критическую силу определяют по формуле Эйлера:

$$F_{\text{ЭД}} = \frac{\pi^2 A I_{\text{пр}}}{(\mu l)^2},$$

Где  $E$  — модуль продольной упругости материала винта, МПа;  
 $(\mu l)$  — приведённая длина винта.

Если  $\lambda < 100$  или  $(\mu l) < 25d_1$ , то критическую силу определяют по формуле Ясинского:

$$F_{\hat{E}D} = \frac{\pi d_1^2}{4} (a - b\lambda),$$

где  $a$  и  $b$  — коэффициенты, принимаемые в зависимости от материала винта по таблице 5.

Таблица 5. Коэффициенты  $a$  и  $b$  в формуле Ясинского

Материалы	$a$ , МПа	$b$ , МПа
Ст3 и Сталь 20	310	1,14
Ст4	328	1,11
Ст5 и Сталь 30	345	1,24
Сталь 40	321	1,16
Сталь 45	450	1,67
Сталь 50	473	1,87
Чугун	776	1,20

Запас устойчивости винта определяется по уравнению

$$S_{yc} = F_{кр} / F > [S_{yc}],$$

где  $S_{yc}$  должен составлять не менее 2,5. В случае если  $S_{yc} < 2,5$ , то диаметр винта следует увеличить и сделать его перерасчет. Также потребуется изменить и размеры гайки.

Находим радиус инерции и гибкость винта:

$$i = \sqrt{\frac{4 \cdot 200,96}{3,14 \cdot 8^2}} = 2 \text{ мм}, \quad \lambda = \frac{2 \cdot 209}{2} = 209.$$

Так как гибкость винта получилась больше 100, то критическую силу определяем по формуле Эйлера:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EI_{пр}}{(\mu l)^2} \text{ кН},$$

где  $E$  — модуль продольной упругости материала винта. Для стали  $2 \times 10^5$  МПа.

$I_{пр}$  — приведенный момент инерции для круглого сечения:

$$I_{пр} = \frac{\pi d_1^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 8^4}{64} = 200,96 \text{ мм}^4.$$

Критическая сила определяется по формуле

$$F_{\hat{E}D} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 200,96}{(2 \cdot 209)^2} = 2268 \text{ Н}.$$

Запас устойчивости винта определяем по уравнению

$$S_{yc} = \frac{F_{KP}}{F} = \frac{2268}{1800} = 1,6 > [S_{yc}] = 1,5.$$

Условие выполняется.

### 6. Расчёт элементов винта и гайки на прочность

Винт в передаче винт – гайка испытывает напряжения сжатия или растяжения и кручения. Для оценки величины этих напряжений следует определить величину эквивалентного напряжения и сравнить ее с допускаемым напряжением растяжения:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{KP}^2} \leq [\sigma_p], \text{ МПа,}$$

где  $\sigma_p$  — напряжение растяжения или сжатия:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 8^2} = 36 \text{ МПа;}$$

$\tau_{KP}$  — напряжение кручения:

$$\tau_{KP} = \frac{T_{TP}}{0,2d_1^3} = \frac{1,506 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 8^3} = 14,7 \text{ МПа;}$$

$T_{TP}$  — момент трения в резьбе, Н·м

$$T_{TP} = 0,5d_2 F \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = 0,5 \cdot 9 \cdot 1,8 \operatorname{tg}(6,84 + 4,05) = 1,506 \text{ Н·м.}$$

Подставив значения, получаем эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{36^2 + 3 \cdot 14,7^2} = 44,1 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 142 \text{ МПа.}$$

Условие прочности удовлетворяется.

Так как в передаче гайка изготавливается из менее прочного материала, чем винт, то резьбу в гайке проверим на срез:

$$\tau_{CP} = \frac{F}{\pi d H K_{\text{г}} K_H} \leq [\tau_{CP}], \quad (2)$$

где  $H$  — высота гайки, мм;

$K_H$  — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по виткам резьбы, принимается равным 0,6...0,7;

$[\tau_{CP}]$  — допускаемое напряжение среза, МПа:

$$[\tau_{CP}] = 0,6 \frac{\sigma_B}{[S]} = 0,6 \frac{230}{2} = 69 \text{ МПа.}$$

$\sigma_B$  — временное сопротивление.

Для бронзы Бр010Ф1  $\sigma_B = 230$  МПа (см. табл. 3).

$K_{\text{г}}$  — коэффициент полноты резьбы принимается по таблице 6.

Таблица 6. Значения коэффициента  $K_{II}$  для различных профилей резьбы

Тип резьбы	$K_{II}$
Прямоугольная	0,5
Трапецеидальная	0,65
Упорная	0,75
Метрическая	0,87

Возвращаясь к формуле (2), находим

$$\tau_{CP} = \frac{1,8 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10 \cdot 18 \cdot 0,65 \cdot 0,7} = 7 < [\tau_{CP}] = 69 \text{ МПа.}$$

Условие прочности удовлетворяется.

### 7. Конструирование и расчёт дополнительных элементов в передаче винт – гайка

Выбор размеров головки винта. Размеры головки винта (рис. 5) назначаются конструктивно:

$$D_2 = 1,9d = 1,9 \cdot 10 = 19 \text{ мм.}$$

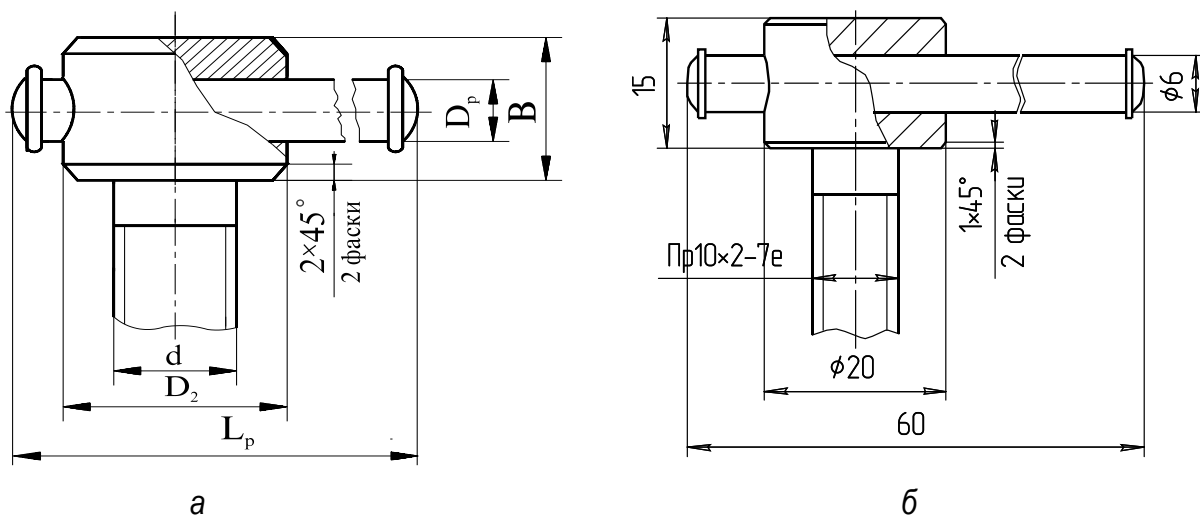


Рис. 5. Головка винта в общем виде (а) и с рассчитанными размерами (б)

Принимаем:

$$D_2 = 20 \text{ мм;}$$

$$B = 1,5d = 1,5 \cdot 10 = 15 \text{ мм;}$$

$$D_p = 0,5d = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр рукоятки  $D_p = 6 \text{ мм.}$

Определение длины рукоятки. Общий момент сопротивления повороту винта равен

$$T_O = T_{TP} + T_H,$$

где  $T_{TP}$  — момент трения в резьбе, Н·м;

$T_H$  — момент сопротивления в наконечнике, Н·м.

Величина момента сопротивления в наконечнике может быть принята  $T_H = 0,5T_{TP}$ . Следовательно,  $T_O = 1,5T_{TP}$ .

$$T_O = 1,5 \cdot 1,506 = 2,26 \text{ Н·м.}$$

С другой стороны, общий момент сопротивления преодолевается усилием рабочего, приложенного к рукоятке:

$$T_O = F_P L_P, \text{ Н·м,}$$

где  $F_P$  — усилие рабочего на рукоятке. Примем его значение равным 50 Н;

$L_P$  — длина рукоятки, выраженная из предыдущего уравнения, м:

$$L_P = \frac{T_O}{F_P} = \frac{2,26}{50} = 0,0452 \text{ м.}$$

С учетом удобства расположения рукоятки в руке рабочего принимаем длину рукоятки  $L_P = 60$  мм.

Диаметр рукоятки проверим по напряжению изгиба:

$$\sigma_{\dot{E}} = \frac{T_O}{W_X} \leq [\sigma_{\dot{E}}], \quad (3)$$

где  $W_X$  — осевой момент сопротивления, мм<sup>3</sup>. Примем диаметр рукоятки  $D_P = 6$  мм, тогда

$$W_X = 0,1D_P^3 = 0,1 \cdot 6^3 = 21,6 \text{ мм}^3.$$

$[\sigma_{\dot{E}}]$  — допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_{\dot{E}}] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{340}{2,5} = 136 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести. Выбираем для изготовления рукоятки материал Сталь 40. По данным табл. 3, для этой стали  $\sigma_T = 340$  МПа.

$S$  — коэффициент запаса прочности. Рекомендуется выбирать в пределах 1,5...2,5.

Возвращаясь к формуле (3), находим расчетные напряжения изгиба и сравниваем их с допускаемыми напряжениями

$$\sigma_{\dot{E}} = \frac{T_O}{W_X} = \frac{1,506 \cdot 10^3}{21,6} = 69,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\dot{E}}] = 136 \text{ МПа.}$$

Условие прочности удовлетворяется.

Выбор размеров наконечника винта. Передача усилия от вращающегося винта на неподвижную опорную поверхность детали

требует использования специального наконечника. Наконечник воспринимает осевое усилие со стороны торца винта и передает его детали. При этом относительное круговое движение винта осуществляется в закрытом пространстве наконечника, куда помещается смазка.

На рис. 6 представлены варианты двух видов наконечников винтов. Конструкция наконечника по варианту рисунка *ба* рекомендуется для домкратов, а по варианту *бб* — для съемников и струбцин. Выбор размеров элементов винта производится по рекомендациям, приведенным на поле чертежа.

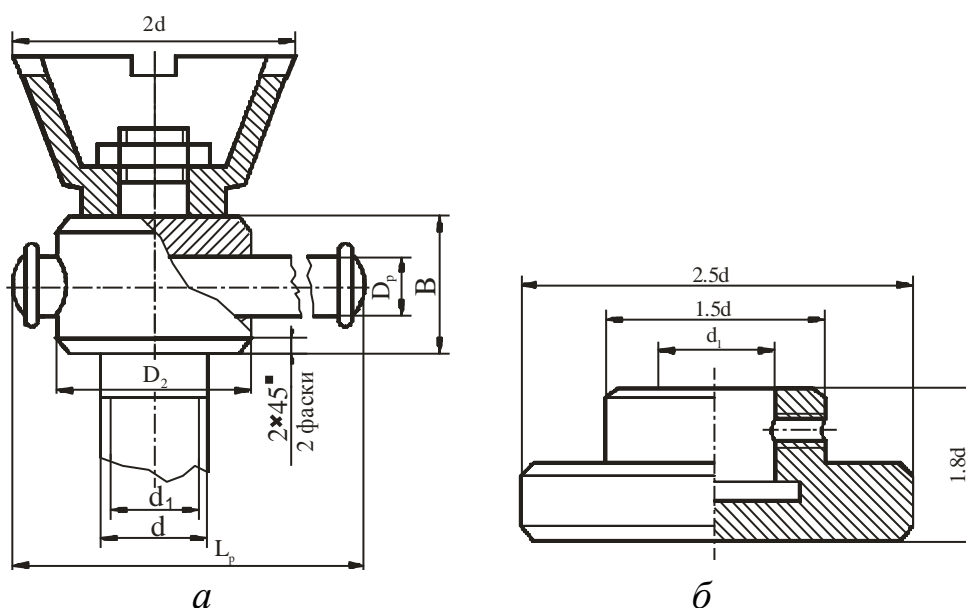


Рис. 6. Конструктивное оформление верхнего (а) и нижнего (б) наконечника винта

Размеры наконечника винта представлены на рисунке 7.

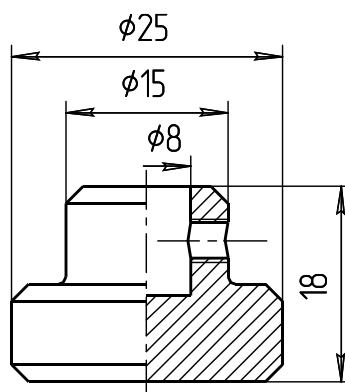


Рис. 7. Эскиз наконечника винта струбцины с размерами

## 8. Конструирование элементов металлоконструкции

### 8.1. Пример расчета скобы для случая таврового сечения

Выбор размеров элементов скобы струбцины (тавровое сечение). Скоба струбцины имеет тавровое сечение и испытывает 2 вида деформации: изгиб и растяжение. Для расчетов принимаем скобу в форме рамы (рис. 3.12).

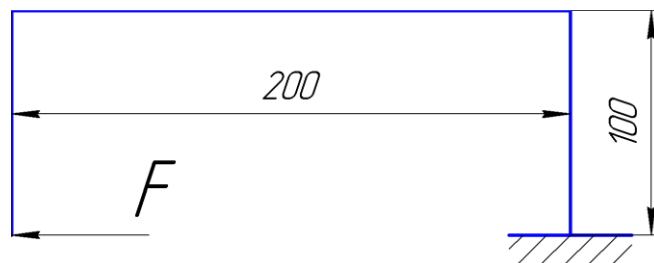


Рис. 8. Эскиз струбцины, представленный в виде статически нагруженной рамы

Для простоты решения, а именно, для того чтобы не рассчитывать реакции опоры, рассматриваем раму со свободного конца.

Максимальные напряжения в скобе складываются из напряжений растяжения и изгиба. Условие прочности должно удовлетворять формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_H \leq [\sigma_P]. \quad (4)$$

Расчет проводим методом последовательных приближений, задавшись размерами таврового сечения скобы (рис. 9).

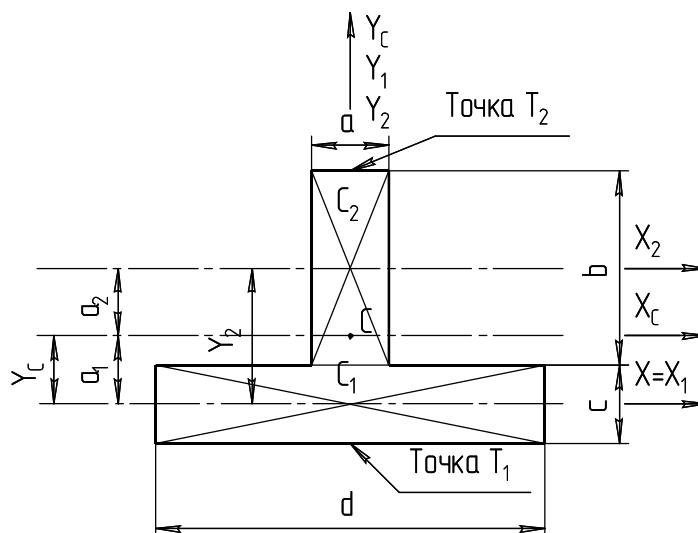


Рис. 9. Схема для расчёта момента инерции таврового сечения скобы

Принимаем  $a = c = 10$  мм,  $b = 25$  мм,  $d = 30$  мм.

Разбиваем тавровое сечение на два прямоугольника с площадями:

$$S_1 = cd = 10 \cdot 30 = 300 \text{ мм}^2; \quad S_2 = ab = 10 \cdot 25 = 250 \text{ мм}^2.$$



Находим величину напряжения растяжения (напряжения растяжения имеют знак «-»):

$$\sigma_P = -\frac{F}{S_1 + S_2} = -\frac{1800}{300 + 250} = -3,3 \text{ МПа.}$$

Координаты центра тяжести относительно произвольных осей  $X = X_1$ :

$$Y_1 = 0 \text{ мм,} \quad Y_2 = \frac{b}{2} + \frac{c}{2} = \frac{25}{2} + \frac{10}{2} = 17,5 \text{ мм.}$$

Положение центра тяжести всего сечения:

$$Y_C = \frac{S_2 Y_2}{S_1 + S_2} = \frac{250 \cdot 17,5}{300 + 250} = 7,95 \text{ мм.}$$

Откладываем значение  $Y_C$  от точки  $C_1$ .

Находим координаты центра тяжести прямоугольников относительно центральных осей:

$$a_1 = Y_1 - Y_C = 0 - 7,95 = -7,95 \text{ мм,} \quad a_2 = Y_2 - Y_C = 17,5 - 7,95 = 9,55 \text{ мм.}$$

Находим моменты инерции прямоугольников:

$$J_{x_1} = \frac{dc^3}{12} = \frac{30 \cdot 10^3}{12} = 2500 \text{ мм}^4,$$

$$J_{x_2} = \frac{ab^3}{12} = \frac{10 \cdot 25^3}{12} = 13021 \text{ мм}^4.$$

Вычисляем главный момент инерции относительно оси  $X$ :

$$J_{xc} = J_{x_1} + a_1^2 S_1 + J_{x_2} + a_2^2 S_2;$$

$$J_{xc} = 2500 + (-7,95)^2 \cdot 300 + 13021 + 9,55^2 \cdot 250 = 57282 \text{ мм}^4.$$

Находим координаты наиболее удаленных от центра тяжести нижней  $T_1$  и верхней  $T_2$  точек сечения:

$$T_1 = a_1 + \frac{c}{2} = -7,95 + \frac{-10}{2} = -12,95 \text{ мм,}$$

$$T_2 = a_2 + \frac{b}{2} = 9,55 + \frac{25}{2} = 22,05 \text{ мм.}$$

Находим моменты сопротивления для точек  $T_1$  и  $T_2$ :

$$W_{x_1} = \frac{J_{xc}}{T_1} = \frac{57282}{-12,95} = -4421,78 \text{ мм}^3,$$

$$W_{x_2} = \frac{J_{xc}}{T_2} = \frac{57282}{22,05} = 2598,37 \text{ мм}^3.$$

Находим величину изгибающего момента относительно нейтральной оси сечения:

$$M = \frac{FA}{2} = \frac{1800 \cdot 200}{2 \cdot 1000} = 180 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Находим величину напряжений изгиба для точек  $T_1$  и  $T_2$ :

$$\sigma_{H1} = \frac{M}{W_{X1}} = \frac{180 \cdot 10^3}{-4\,421,78} = -41 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H2} = \frac{M}{W_{X2}} = \frac{180 \cdot 10^3}{2\,598,37} = 69 \text{ МПа}.$$

Находим максимальное напряжение для точек  $T_1$  и  $T_2$  по формуле (4):

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_{H1} = -3,3 + (-41) = -44,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_{H2} = -3,3 + 69 = 65,7 \text{ МПа}.$$

При изготовлении скобы струбцины из стали сравниваем большее максимальное напряжение с допусаемым. Если для этой цели используется чугун, надо проверять на удовлетворение условия прочности как сжатую, так и растянутую сторону, так как допусаемые напряжения на сжатие намного больше, чем напряжения растяжения.

В нашем случае используется сталь, поэтому для сравнения принимаем  $\sigma_{\max 2} = 66 \text{ МПа} < [\sigma_P] = 135 \text{ МПа}$ . То есть условие прочности выполняется.

## 8.2. Пример расчета скобы для случая двутаврового сечения

Металлоконструкция нагружена изгибающим моментом и осевой сжимающей или растягивающей силой. Исходные данные:

- растягивающая сила  $F = 3,3 \text{ кН}$ ;
- изгибающий момент  $M = 330 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Максимальные напряжения в стойке складываются из напряжений растяжения (сжатия) и изгиба. Условие прочности должно удовлетворять формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_P + \sigma_H \leq [\sigma_P]. \quad (5)$$

Расчет проводим методом последовательных приближений, задавшись размерами двутаврового сечения скобы (рис. 10).

Принимаем:  $a = 8 \text{ мм}$ ,  $b = 10 \text{ мм}$ ,  $c = 10 \text{ мм}$ ,  $d = 20 \text{ мм}$ .

Разбиваем тавровое сечение на три прямоугольника с площадями:

$$S_1 = S_3 = cd = 10 \cdot 20 = 200 \text{ мм}^2; \quad S_2 = ab = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм}^2.$$

Находим величину напряжения растяжения (напряжения растяжения имеют знак «-»):

$$\sigma_P = \frac{F}{(S_1 + S_2 + S_3)} = -\frac{3300}{(200 + 80 + 200)} = -7 \text{ МПа.}$$

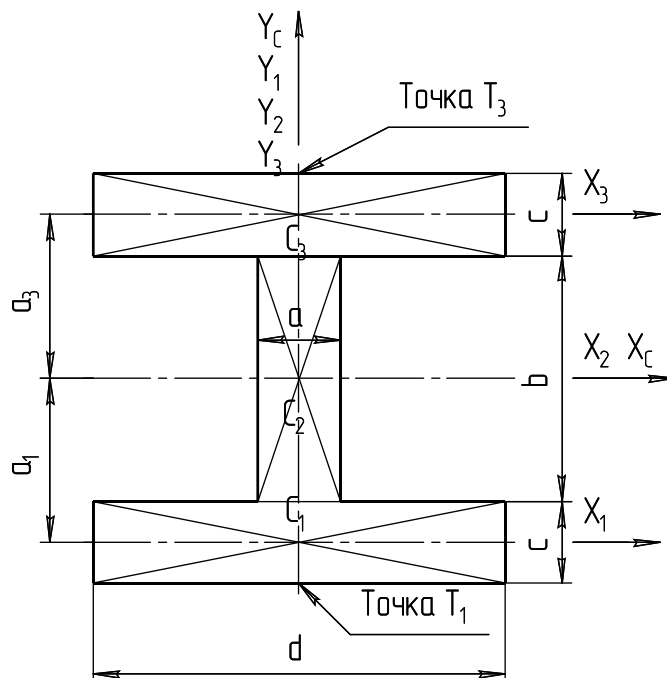


Рис. 10. Схема для расчёта момента инерции двутаврового сечения стойки

Координаты центра тяжести относительно произвольных осей  $X = X_2$ :

$$Y_1 = a_1 = \left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2}\right)(-1) = \left(\frac{10}{2} + \frac{10}{2}\right)(-1) = -10 \text{ мм};$$

$$Y_3 = \frac{b}{2} + \frac{c}{2} = \frac{10}{2} + \frac{10}{2} = 10 \text{ мм};$$

$$Y_2 = 0 \text{ мм.}$$

Положение центра тяжести всего сечения:

$$Y_C = Y_2 = 0 \text{ мм.}$$

Откладываем значение  $Y_C$  от точки  $C_1$ .

Находим координаты центра тяжести прямоугольников относительно центральных осей:

$$a_1 = (-1)\left(\frac{b}{2} + \frac{c}{2}\right) = (-1)\left(\frac{10}{2} + \frac{10}{2}\right) = -10 \text{ мм};$$

$$a_3 = \frac{b}{2} + \frac{c}{2} = \frac{10}{2} + \frac{10}{2} = 10 \text{ мм.}$$

Находим моменты инерции прямоугольников:

$$J_{x1} = J_{x3} = \frac{dc^3}{12} = \frac{20 \cdot 10^3}{12} = 1667 \text{ мм}^4;$$

$$J_{x2} = \frac{ab^3}{12} = \frac{8 \cdot 10^3}{12} = 667 \text{ мм}^4.$$

Вычисляем главный момент инерции относительно оси  $X$ :

$$J_{xc} = J_{x1} + a_1^2 S_1 + J_{x3} + a_3^2 S_3 + J_{x2} \text{ мм}^4;$$

$$J_{xc} = 1667 + (-10)^2 \cdot 200 + 1667 + 10^2 \cdot 200 + 667 = 44000 \text{ мм}^4.$$

Находим координаты наиболее удаленных от центра тяжести нижней  $T_1$  и верхней  $T_2$  точек сечения:

$$T_1 = a_1 + \frac{c}{2} = -10 + \frac{(-10)}{2} = -15 \text{ мм};$$

$$T_2 = a_2 + \frac{b}{2} = 10 + \frac{10}{2} = 15 \text{ мм}.$$

Находим моменты сопротивления для точек  $T_1$  и  $T_2$ :

$$W_{x1} = \frac{J_{xc}}{T_1} = \frac{44000}{(-15)} = -2933 \text{ мм}^3;$$

$$W_{x2} = \frac{J_{xc}}{T_2} = \frac{44000}{15} = 2933 \text{ мм}^3.$$

Находим величину напряжений изгиба для точек  $T_1$  и  $T_2$ :

$$\sigma_{H1} = \frac{M}{W_{x1}} = \frac{330 \cdot 10^3}{(-2933)} = 112,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H2} = \frac{M}{W_{x2}} = \frac{330 \cdot 10^3}{2933} = 112,5 \text{ МПа}.$$

По формуле (5) находим максимальные напряжения для точек  $T_1$  и  $T_2$ :

$$\sigma_{\max 1} = \sigma_P + \sigma_H = (-7) + (-112,5) = -119,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max 2} = \sigma_P + \sigma_H = (-7) + 112,5 = 105,5 \text{ МПа}.$$

При изготовлении стойки из стали сравниваем большее максимальное напряжение с допускаемым. Если для этой цели используется чугун, надо проверять на удовлетворение условия прочности как сжатую (точка  $T_2$ ), так и растянутую сторону (точка  $T_1$ ), так как допускаемые напряжения на сжатие намного больше, чем напряжения растяжения.

В нашем случае используется сталь, поэтому для сравнения принимаем  $\sigma_{\max 2} = 126,5 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 135 \text{ МПа}$ . Прочность обеспечена.

При расчёте съёмников требуется произвести расчёт его лап.

Лапа съёмника (рис. 3.15) нагружена силой растяжения  $F_{Л}$  и изгибающим моментом  $M_{И}$ . Вследствие этого в сечении X–X действуют напряжения растяжения и напряжения изгиба. Они расположены в одной плоскости.

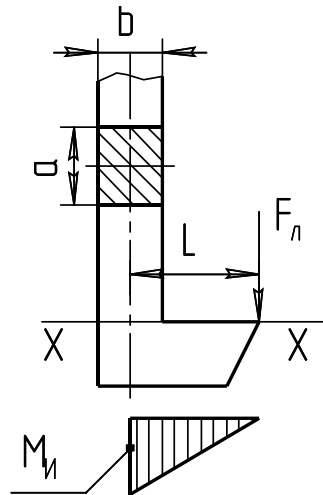


Рис. 11. Схема для расчёта лапы съёмника

Тогда эквивалентное напряжение будет равняться

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{P} + \sigma_{И}.$$

Условие удовлетворения критерия прочности

$$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma_{P}],$$

где  $\sigma_{P}$  — напряжения растяжения, МПа:

$$\sigma_{D} = \frac{F_{\Sigma}}{A},$$

$A$  — площадь сечения лапы съёмника, мм<sup>2</sup>;

$F_{Л}$  — сила, приходящаяся на одну лапу, Н:

$$F_{Л} = F / z;$$

$z$  — количество лап съёмника.

Она равна:  $A = ab$ . Для предварительного расчёта рекомендуется принять  $a = 0,75d$ ;  $b = d$ .

Напряжения изгиба:

$$\sigma_{И} = \frac{M_{И}}{W_x},$$

где  $M_{И}$  — изгибающий момент, Н·мм:  $M_{И} = F_{Л} L$ ;

$W_x$  — осевой момент сопротивления, мм<sup>3</sup>:

$$W_x = \frac{ab^2}{6}.$$

— допускаемое напряжение растяжения:

$$[\sigma_P] = \frac{\sigma_T}{s}$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести материала лапы [табл. 3.25], МПа;  
 $s$  — коэффициент запаса прочности, рекомендуемое значение  $s = 1,5 \dots 2,5$ .

Пример расчёта. Исходные данные:

- материал лапы — Ст3;
- предел текучести  $\sigma_T = 220$  МПа (си. табл. 3);
- усилие —  $F = 3,3$  кН;
- расстояние от оси лапы до точки приложения силы —  $L = 30$  мм;
- размеры сечения лапы —  $a = 15$  мм;  $b = 20$  мм;
- количество лап съёмника —  $z = 2$ ;

$F_L$  — сила, действующая на лапу:  $F_L = F / z = 3\,300 / 2 = 1\,650$  Н;

$\sigma_P$  — напряжение растяжения:  $\sigma_P = \frac{F_L}{A} = \frac{F_L}{ab} = \frac{1\,650}{15 \cdot 20} = 5,5$  МПа;

$\sigma_{II}$  — напряжение изгиба:  $\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_x} = \frac{6F_L L}{ab^2} = \frac{6 \cdot 1\,650 \cdot 30}{15 \cdot 20^2} = 49,5$  МПа.

Эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_P + \sigma_{II} = 5,5 + 49,5 = 55 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение растяжения.

Примем коэффициент запаса прочности  $s = 2,5$ . Тогда допускаемое напряжение будет равно

$$[\sigma_P] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{220}{2,5} = 88 \text{ МПа.}$$

Условие прочности —  $\sigma_{\Sigma} = 55 \text{ МПа} \leq [\sigma_P] = 88 \text{ МПа}$ .

Прочность обеспечена.

### 10. Расчет рукоятки плоского сечения

При расчёте съёмной рукоятки разбираем пример расчёта рукоятки плоского сечения, которая одевается на винт с квадратным наконечником.

Рукоятка (см. рис. 12) предназначена для вращения винта.

Общий момент сопротивления повороту винта равен

$$T_O = T_{TP} + T_H,$$

где  $T_H$  — момент сопротивления в наконечнике, Н·мм.

Его величина может быть принята  $T_H = 0,5T_{TP}$ . Ранее момент трения в резьбе был определен и составил  $T_{TP} = 57\,140$  Н·мм. Следовательно,  $T_O = 1,5T_{TP} = 1,5 \cdot 57\,140 = 85\,710$  Н·мм.

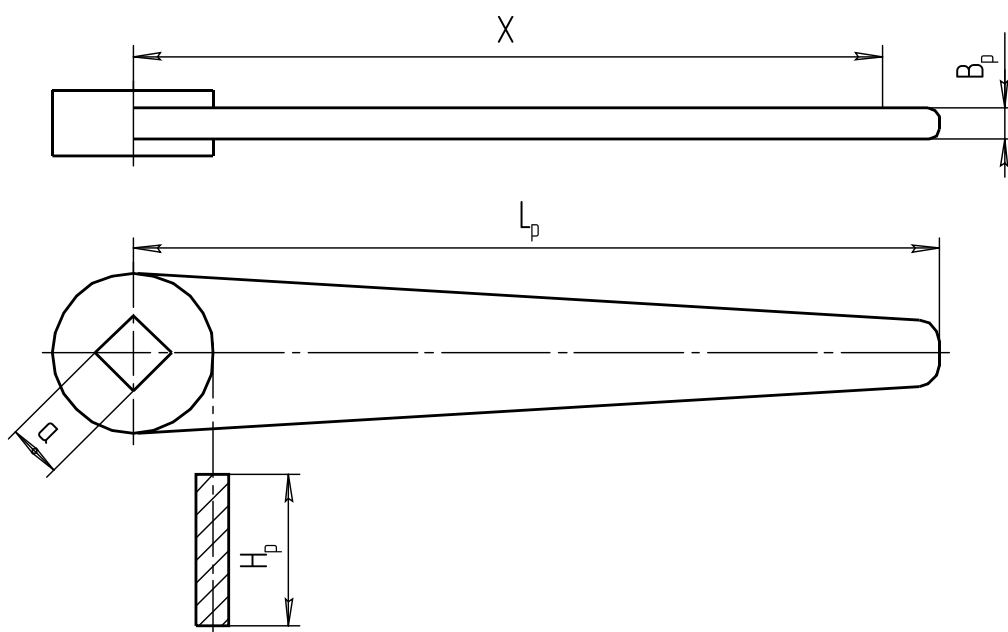


Рис. 12. Рукоятка плоского сечения

Общий момент сопротивления преодолевается усилием работника —  $F_p = 150...300$  Н, приложенного к рукоятке длиной  $L_p$ , т.е.

$$T_O = F_p L_p,$$

где  $F_p$  — усилие работника на рукоятке, принимаем  $F_p = 250$  Н;

$L_p$  — длина рукоятки, мм.

Обычно задача решается относительно требуемой длины рукоятки:

$$L_p = \frac{T_O}{F_p} = \frac{85\,710}{250} = 343 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученную цифру с рядом нормальных линейных размеров [табл. 5 приложения]. Принимаем  $L_p = 340$  мм.

Рукоятка плоского сечения изготавливается методом штамповки и состоит собственно из рукоятки и втулки, в которой сделано квадратное отверстие. Размер стороны квадрата рекомендуется принимать  $a = 0,7d_I$ .

Опасным сечением рукоятки будет место ее крепления к втулке. Плечо действия силы  $F_p$  будет равно  $X$ . Примем его равным  $X = 0,9L_p$ . Тогда напряжения изгиба в опасном сечении будут равны

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_x} = \frac{F_p \cdot 0,9L_p \cdot 6}{H_p B_p^2} \leq [\sigma_{II}].$$

Примем  $L_p = 340$  мм,  $B_p = 25$  мм и  $H_p = 8$  мм, тогда

$$\sigma_{II} = \frac{250 \cdot 0,9 \cdot 340 \cdot 6}{8 \cdot 25^2} = 91,8 \text{ МПа.}$$

При изготовлении рукоятки из Стали 40  $[\sigma_{II}] = 170$  МПа.

$$\sigma_{II} = 91,8 \text{ МПа} < [\sigma_{II}] = 170 \text{ МПа.}$$

Условие прочности удовлетворяется.

## 11. Расчет штурвала

При расчёте прессов требуется произвести расчёт штурвала (рис. 13).

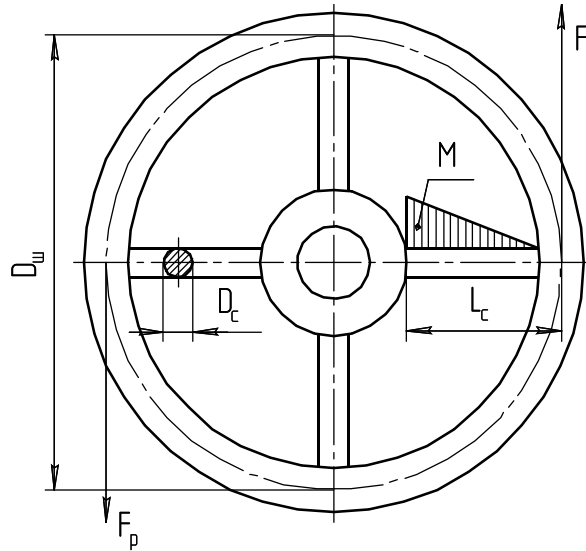


Рис. 13. Схема для расчёта штурвала

Расчету подлежат: диаметр штурвала и диаметр спиц штурвала.

Исходной информацией для расчета диаметра штурвала является значение трения в резьбе  $T_{ТР}$ . Общий момент сопротивления повороту винта, с учетом трения в наконечнике  $T_O = 1,5T_{ТР}$ .

Общий момент сопротивления повороту винта преодолевается усилием рук рабочего  $F_P$  на плече  $0,5D_{Ш}$ . Так как рабочий использует две руки, то

$$T_i = 1,5T_D = 0,5D_{\phi} 2F_D.$$

Выразим из этой формулы диаметр штурвала:

$$D_{Ш} = \frac{T_O}{F_P}.$$

Усилие со стороны руки рабочего рекомендуется принимать 150...250 Н. Полученное значение  $D_{Ш}$  следует округлить до целого значения.

*Примечание.* Если в результате расчёта диаметр штурвала получился меньше 125 мм, то по рекомендациям отраслевых нормалей минимальный размер штурвала принимают равным 125 мм.

Расчет диаметра спиц штурвала. Спицы штурвала нагружены изгибающим моментом:

$$M_{И} = \frac{2F_P L_C}{z},$$



где  $L_C$  — длина спицы (рекомендуется  $0,35D_{III}$ );  
 $z$  — число спиц штурвала (принимается от 3 до 6).

После замены  $L_C$  на  $0,35D_{III}$  получаем значение изгибающего момента:

$$M_{II} = \frac{0,7F_P D_{III}}{z}.$$

Напряжения изгиба у основания спицы с удовлетворением критерия прочности:

$$\sigma_{II} = \frac{M_{II}}{W_x} \leq [\sigma_{II}],$$

где  $W_x$  — осевой момент сопротивления,  $\text{мм}^3$ , равный  $W_x = 0,1d_c^3$ ;  
 $[\sigma_{II}]$  — допускаемое напряжение изгиба, МПа:

$$[\sigma_{II}] = \frac{\sigma_T}{s},$$

$\sigma_T$  — предел текучести материала спицы, МПа. При изготовлении штурвала из чугуна вместо  $\sigma_T$  берется  $\sigma_B$  (см. табл. 3);  
 $s$  — коэффициент запаса прочности, рекомендуемое значение для стали  $s = 1,5 \dots 2,5$ , для чугуна —  $s = 3 \dots 5$ .

При проектном расчете диаметр спицы находится по выражению

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_{II}}{0,1[\sigma_{II}]}}.$$

Пример расчёта штурвала. Исходные данные:

- материал штурвала — СЧ18;
- временное сопротивление чугуна  $\sigma_B = 180$  МПа;
- момент трения в резьбе —  $T_{TP} = 57140$  Н·мм;
- количество спиц штурвала  $z = 4$ ;
- усилие рабочего —  $F_P = 150$  Н.

Общий момент трения  $T_O = 1,5T_{TP} = 1,5 \cdot 57140 = 85710$  Н·мм.

Предварительное значение диаметра штурвала

$$D_{III} = \frac{T_O}{F_P} = \frac{85710}{150} = 571 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученное значение со стандартными линейными размерами (табл. 5 приложения). Принимаем диаметр штурвала

$$D_{III} = 580 \text{ мм.}$$

Определяем величину изгибающего момента, действующего на спицу:

$$M_{II} = \frac{0,7F_P D_{III}}{z} = \frac{0,7 \cdot 150 \cdot 580}{4} = 15225 \text{ Н·мм.}$$

Определяем допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_B}{s} = \frac{180}{4} = 45 \text{ МПа.}$$

Определяем предварительное значение диаметра спицы:

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{M_H}{0,1[\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{15\,225}{0,1 \cdot 45}} = 15,01 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр спицы 16 мм.

## 12. Расчет траверсы

Траверса (поперечина) является несущим элементом съемников и прессов. Нагружается траверса изгибающим моментом. Наибольшее значение момента приходится на середину траверсы. В этом же месте располагается гайка передачи винт – гайка.

Для размещения гайки на траверсе выполняется расширение в виде цилиндра диаметром  $B$  и высотой, равной высоте гайки  $H$  (рис. 14). В центре цилиндра растачивается ступенчатое отверстие по размерам наружных диаметров гайки  $D_g$  и  $D_{g1}$  (см рис 2 и 3).

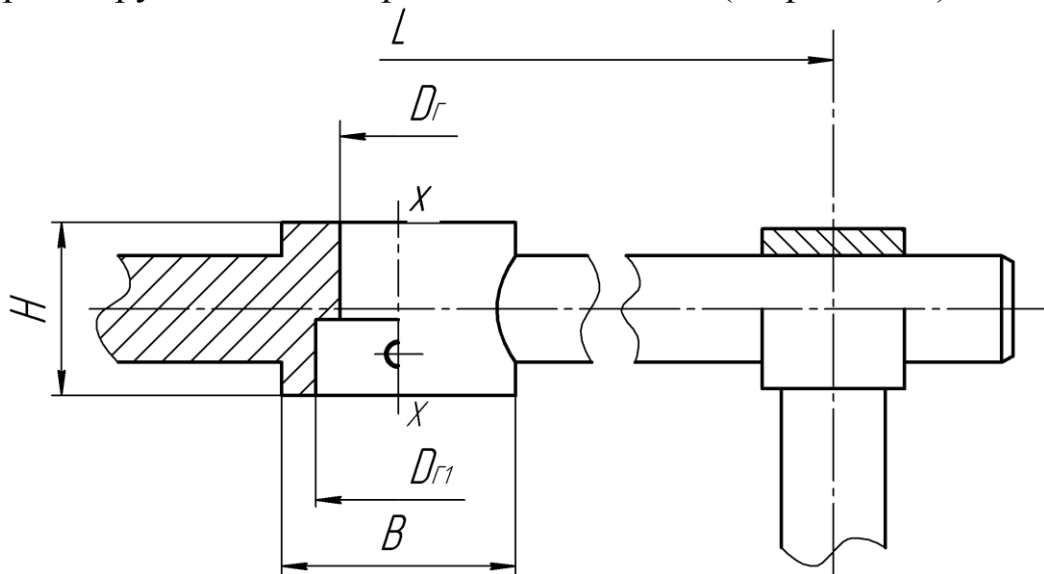


Рис. 14. Траверса

Расчетным параметром траверсы является размер  $B$ , который находится из нужного осевого момента сопротивления в сечении X-X.

Исходной формулой для расчета является:

$$\sigma_u = M / W_x < [\sigma_u], \quad (6)$$

где  $M$  — изгибающий момент в середине траверсы:

$$M = F \cdot L / 4,$$

где  $L$  — наибольшее расстояние между лапами съемника или стойками пресса.

где  $W_x$  — осевой момент сопротивления в сечении X-X. Его можно рассматривать как сопротивление прямоугольника, ослабленного

ступенчатым отверстием с диаметрами  $D_2$  и  $D_{21}$ . С достаточной степенью точности ступенчатую форму отверстия можно заменить условным гладким цилиндрическим отверстием со средним диаметром:

$$D_{cp} = (D_2 + D_{21}) / 2, \quad \text{тогда } W_x = (B - D_{cp}) \times H^2 / 6.$$

$[\sigma_H]$  — допускаемое напряжение изгиба, МПа:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{\sigma}}{s} = \frac{340}{2} = 170 \text{ МПа},$$

где  $\sigma_T$  — предел текучести материала траверсы. Для Стали 40  $\sigma_T = 340$  МПа (см. табл. 3);

$s$  — коэффициент запаса прочности, рекомендуемое значение для стали  $s = 1,5 \dots 2,5$ .

Подставляя все значения в формулу (6), и решая ее относительно  $B$ , получим:

$$B = \frac{1,5 \cdot F \cdot L}{[\sigma_H] \cdot H^2} + D_{cp}.$$

Пример расчёта. Исходные данные:

- материал траверсы — Сталь 40;
- предел текучести —  $\sigma_T = 340$  МПа;
- осевое усилие на винте —  $F = 7$  кН;
- расстояние —  $L = 150$  мм;
- высота гайки —  $H = 36$  мм;
- диаметр гайки —  $D_G = 25$  мм;
- диаметр гайки —  $D_{G1} = 32$  мм;

Находим средний диаметр отверстия под гайку:

$$D_{cp} = (D_2 + D_{21}) / 2 = (25 + 32) / 2 = 28,5 \text{ мм.}$$

Находим размер  $B$ :

$$B = \frac{1,5 \times 7000 \times 150}{170 \times 26^2} + 28,5 = 33,9 \text{ мм.}$$

Согласовываем полученное значение со стандартными линейными размерами (табл. 1 приложения). Принимаем  $B = 36$  мм.

### *13. Требования к расчётно-пояснительной записке и графической части РГР*

Расчетно-графическая работа «Расчет конструкции с передачей винт-гайка» оформляется расчетно-пояснительной запиской и вложенными в нее эскизами основных деталей.

Записка пишется на листах формата А4 с полями и номерами страниц. Открывает записку титульный лист из плотной бумаги, на котором пишется название академии и кафедры, тема РГР, факультет, курс и группа, а также фамилия и инициалы имени и отчества студента. Ниже указывается имя руководителя.

На первой странице записки приводится небольшое введение с общими сведениями о передаче винт-гайка. Далее приводятся данные технического задания и упрощенный эскиз задания. Все расчеты проводятся в системе СИ с указаниями размерностей. Расчетная формула сначала пишется в общем виде с расшифровкой параметров. После этого дается ее цифровое значение и завершается полученной цифрой с размерностью.

Эскизы деталей изображаются в масштабе, на миллиметровой бумаге или непосредственно на листах записки, если они имеют клетчатую сетку. Обязательному эскизированию подлежат: гайка, головка винта, наконечник винта, сборочный чертеж изделия. На эскизе проставляются все рассчитанные размеры. Резьба обозначается в соответствии с ГОСТ (приложение). Эскизы выполняются карандашом в масштабе. На рис. 15 приведен пример оформления эскиза струбцины.

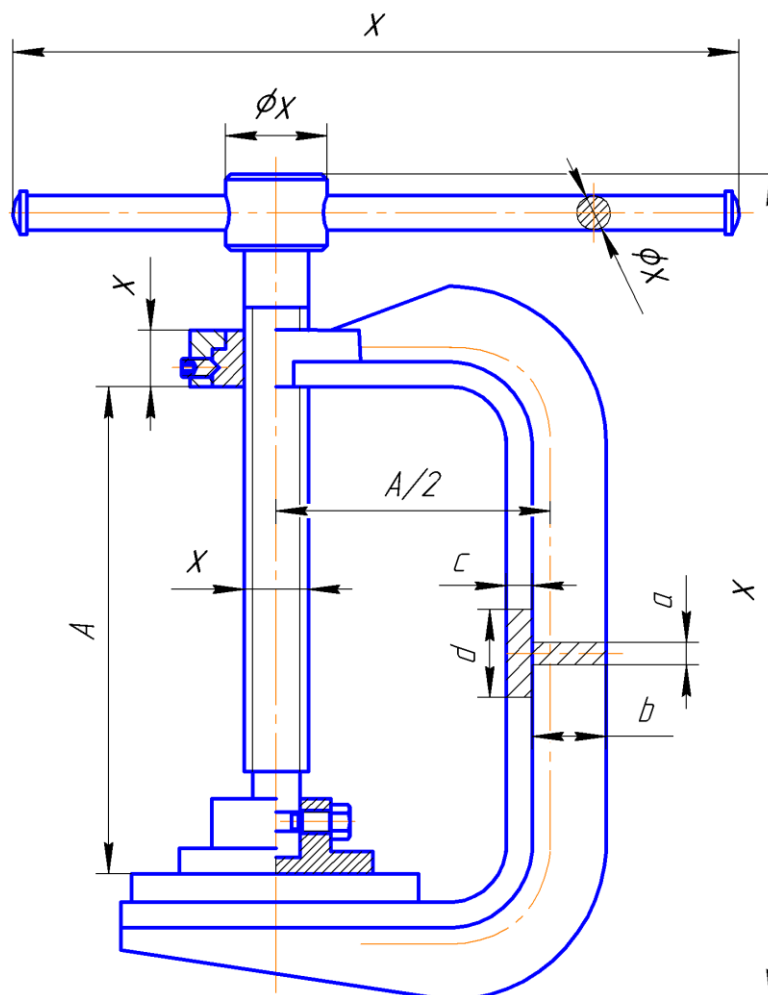


Рис. 15 Эскиз струбцины  
(размеры «X» устанавливаются на основании расчетов)

*14. Контрольные вопросы для защиты расчетно-графической работы  
«Расчет конструкции с передачей винт-гайка»*

1. В каких узлах и механизмах применяется передача «винт-гайка»?
2. Какие возможны варианты конструкторского оформления передачи «винт-гайка»?
3. Какие требования предъявляются к материалам для изготовления рабочей пары передачи «винт-гайка»? Назовите марки материалов винтов и гаек.
4. Назовите основные критерии работоспособности передачи «винт-гайка»?
5. Как выбирается основной геометрический параметр — диаметр винта в передаче «винт-гайка»?
6. Как устанавливаются размеры гайки в передаче «винт-гайка»?
7. В чем заключается явление самоторможения в резьбе передачи «винт-гайка»? Каково условие его удовлетворения?
8. Как определяется КПД передачи «винт-гайка»?
9. Каковы причины низкого КПД передачи «винт-гайка»? Какие существуют способы его повышения?
10. Как оценить устойчивость винта в передаче «винт-гайка»?
11. Как проверить резьбу винта и гайки на прочность в передаче «винт-гайка»?
12. Как определить размеры рукоятки или ключа для вращения винта в передаче «винт-гайка»?
13. Какими преимуществами и недостатками в сравнении с другими видами передач обладает передача «винт-гайка»?

## Приложение

## 1. Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69, мм

Таблица III

Ряды			Дополни- тельные размеры	Ряды			Дополни- тельные размеры	Ряды			Дополни- тельные размеры					
Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40		Ra10	Ra20	Ra40						
8,0	8,0	8,0	8,2 8,5 8,8	40	40	40	41 44	200	200	200	205					
		8,5				42						210				
		9,0				45						220				
	9,0	9,0	9,2 9,5 9,8		45	45	46 49		220	220		240	230			
		9,5				48										
		9,8				49										
10	10	10	10,2 10,5 10,8	50	50	50	52 55	250	250	250	270 290 310					
		10,5				53						260				
		11				56						280				
	11	11	11,2 11,5 11,8		56	56	58 62		280	280		300	310			
		11,5				60										
		11,8				62										
12	12	12	12,5	63	63	63	65	320	320	320	330					
		13				67				340						
	14	14	14		13,5 14,5 15,5	71	71		70	73 78		360	360	360	350 370	
			15						75					380		
		15	15			15,5	71		75			78	360	380		380
			15,5						78							
16	16	16	16,5 17,5	80	80	80	82	400	400	400	410 440					
		17				85				420						
		18				90				450						
	18	18	18		18,5 19,5	90	90		92 98	450		450	480	460 490		
			19												95	
		19	98													
20	20	20	20,5	100	100	100	102	500	500	500	515					
		21				105				530						
		22				110				560						
	22	22	22		21,5 23,0	110	110		108	112 115 118		560	560	580		
			24						120							
		24	118													
25	25	25	27 29	125	125	125	135 145	630	630	630	615 650 690 730					
		26				130				670						
		28				140				710						
	28	28	28		31 33	140	140		155 165	710		710	750	775		
			30												150	
		30	155													
32	32	32	35 37 39	160	160	160	175 185 195	800	80	800	825 875 925 975					
		34				170				850						
		36				180				900						
	36	36	36		35 37 39	180	180		175 185 195	900		900	950	875 925 975		
			38												190	
		38	195													



## 3. Резьба упорная ГОСТ 10177-82

Таблица ПЗ

Номинальный диаметр резьбы $d$	Шаг резьбы $P$	Диаметры элементов резьбы		
		$d_2 = D_2$	$d_1$	$D_1$
20	2	18,50	16,529	17
	4	17	13,058	14
24	2	22,50	20,529	21
	3	21,75	18,793	19,5
	5	20,25	15,322	16,5
	8	18	10,116	12
28	2	26,5	24,529	25
	3	25,75	22,793	23,5
	5	24,25	19,322	20,5
	8	22	14,116	16
32	3	29,75	26,793	27,5
	6	27,50	21,587	23
	10	24,50	14,645	17
36	3	33,75	30,793	31,5
	6	31,50	25,587	27
	10	28,5	18,645	21
40	3	37,75	34,793	35,5
	6	35,50	29,587	31
	7	34,75	27,851	29,5
	10	32,50	22,793	25
44	3	41,75	38,793	39,5
	7	38,75	31,851	33,5
	8	38	30,116	32
	12	35	23,174	26
48	3	45,75	42,793	43,5
	8	42	34,116	36
	12	39	27,174	30
52	3	49,75	46,793	47,5
	8	46	38,116	40
	12	43	31,174	34



#### 4. Метрическая резьба с крупным шагом ГОСТ 24705-81

Таблица П4

Диаметры, мм			Шаг резьбы $P$ , мм
Наружный $d$	Средний $d_2$	Внутренний $d_1$	
8	7,188	6,647	1,25
10	9,026	8,376	1,5
12	10,863	10,106	1,75
14	12,701	11,835	2
16	14,701	13,835	2
18	16,376	15,294	2,5
20	18,376	17,294	2,5
22	20,376	19,264	2,5
24	22,051	20,752	3
27	25,051	23,752	3
30	27,727	26,211	3,5
33	30,727	29,211	3,5
36	33,402	31,670	4
42	39,077	37,129	4,5
45	42,077	40,129	4,5
48	44,752	41,866	5
56	52,428	50,046	5,5
64	60,103	57,505	6

#### Обозначения резьб на чертежах

Примеры обозначения резьб (а) на винте, (б) в отверстиях гайки

Резьба трапецеидальная диаметром 48 и шагом 8 мм, 7 качества

а) Tr48x8-7e; б) Tr48x8-7H

То же резьба трапецеидальная левая

а) Tr48x8LH-7e; б) Tr48x8LH-7H

Резьба упорная диаметром 48 и шагом 8 мм, 7 качества

а) S48x8-7e; б) S48x8-7H

Резьба метрическая с крупным шагом диаметром 12 мм, 6 качества

а) M12-6g; б) M12-6H