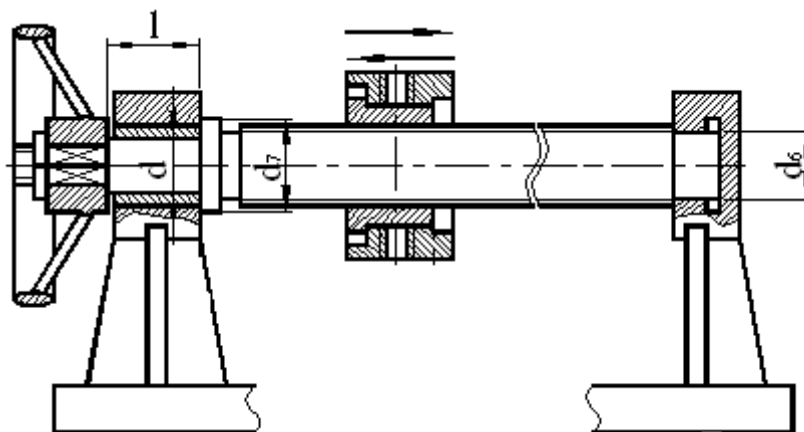


Федеральное агентство по образованию
Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Санкт-Петербургский государственный технологический
университет растительных полимеров»

В.О. Варганов, М.В. Колычев, В.М. Гребенникова

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА

Учебное пособие



Санкт-Петербург

2009

УДК 621.882 (075)

ББК 34.44я7

В 180

Варганов В.О., Колычев М.В., Гребенникова В.М. Расчет передач винт-гайка: учебное пособие / ГОУВПО СПбГТУРП. – СПб., 2009. – 44 с.

Учебное пособие содержит теоретический материал, пример расчета и справочные таблицы. Пособие поможет студентам самостоятельно подготовиться к выполнению контрольных и расчетно-графических работ по теме «Расчет передач винт-гайка» курсов «Детали машин» и «Прикладная механика».

Предназначено для студентов всех специальностей.

Рецензенты: профессор кафедры инженерной графики и автоматизированного проектирования СПбГТУРП, канд. техн. наук И. А. Шумейко, доцент кафедры материаловедения и технологии машиностроения СПбГТУРП, канд. техн. наук, Н.Н. Ситов

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом в качестве учебного пособия

© ГОУВПО Санкт-Петербургский
государственный технологический
университет растительных поли-
меров, 2009

© Варганов В.О., Колычев М.В.,
Гребенникова В.М., 2009

ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. Возможность применения передачи для преобразования поступательного движения во вращательное из-за низкого КПД в силовых передачах практически не используется. В ней используют пары винт-гайка скольжения (рис. 1,а) или качения (рис. 1,б).

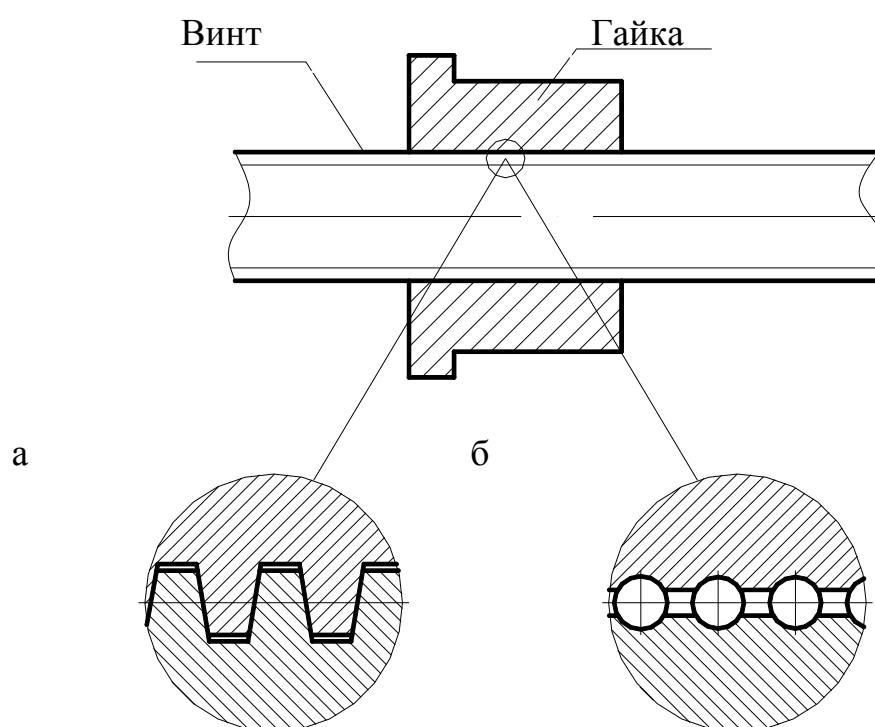


Рис.1. Передача винт-гайка: а – скольжения; б – качения

Винтовые передачи можно разделить на следующие основные группы: ходовые винты для преобразования вращательного движения в поступательное; грузовые винты для перемещения грузов и передачи усилий; передаточные винты для передачи энергии; установочные винты, применяемые для взаимной установки деталей в машинах и механизмах.

Область применения передач винт-гайка достаточно обширна – от точных измерительных приборов (механизмы делительных перемещений) до тяжелонагруженных приводов нажимных устройств и прокатных станов. Винтовыми передачами являются винтовые домкраты и прессы, съемники, различного типа стяжки, натяжные и нажимные

приспособления, зажимные устройства, механизмы подачи станков и т.п.

По схеме исполнения и конструктивным решениям передачи винт-гайка весьма разнообразны. В подавляющем большинстве конструкций гайка неподвижна, а винт совершает вращательное и поступательное движение, но встречаются винтовые передачи, в которых вращается гайка, а винт совершает лишь поступательное движение (некоторые домкраты и прижимы, механизмы изменения вылета крановой стрелы и др.).

Достоинствами передачи винт-гайка являются возможность обеспечения медленного поступательного движения при относительно больших частотах вращения; значительный выигрыш в силе; высокая точность перемещения; малые габариты; возможность обеспечения самоторможения. К недостаткам передачи скольжения относятся большие потери на трение и соответственно низкий КПД. Передачи качения лишены этого недостатка, но их конструкция сложнее, а стоимость выше.

2. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Тип резьбы в передачах скольжения выбирают в зависимости от требований к КПД, точности перемещений и технологичности. С целью повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения.

Для передачи скольжения при двустороннем направлении нагрузки основной является трапецеидальная резьба. Требования к трапецеидальной резьбе установлены ГОСТ 9484 – 81 (профиль), ГОСТ 24738 – 81 (диаметры и шаги однозаходной резьбы), ГОСТ 24739 – 81 (диаметры, шаги и ходы многозаходной резьбы), ГОСТ 24737 – 81 (основные размеры однозаходной резьбы) – (приложение 1).

Трапецеидальная резьба в основном диапазоне диаметров бывает мелкая, средняя и крупная. В передачах применяют в основном среднюю резьбу. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, например в микрометрах, крупную – когда передача

плохо защищена от пыли и грязи и подвержена износу. Для повышения скорости перемещения применяются многозаходные резьбы.

Упорные резьбы применяют при больших осевых нагрузках, действующих в одном направлении. Требования к упорной резьбе установлены ГОСТ 10177 – 82 (приложение 2).

Метрическую (треугольную) резьбу используют в передачах приборов и измерительных машин, где требуются малые перемещения с высокой точностью, и КПД не имеет существенного значения. Требования к метрической резьбе установлены ГОСТ 9150 – 81 (профиль), ГОСТ 8724 – 81 (диаметры и шаги), ГОСТ 16093 – 81 (точность), ГОСТ 24705 – 81 (основные размеры) – (приложение 3).

Прямоугольная резьба не стандартизована, имеет минимальные потери на трение и меньшее влияние радиальных биений винта на точность перемещений. Однако эта резьба не технологична, так как окончательную обработку невозможно осуществить фрезерованием и шлифованием.

В передачах винт-гайка скольжения для повышения износостойкости и снижения склонности к заеданию гайки изготавливают из материалов, обладающих антифрикционными свойствами, а материал винта должен обладать высокой твердостью. Поэтому для изготовления винтов применяют легированные стали У10, 65Г, 40Х, 40ХГ с закалкой до твердости не менее 45 HRC и последующей шлифовкой; стали 40ХФА, 18ХГТ с азотированием для уменьшения искажения формы и размеров винтов в результате закалки. Для слабонагруженных тихоходных винтов допустимо использовать незакаленные стали 45, 50 или А45, А50. Гайки изготавливают из оловянистых бронз Бр 010Ф1, Бр 06Ц6С3, в менее ответственных конструкциях – из цинкового сплава ЦАМ10-5, а при малых скоростях и нагрузках – из антифрикционных высокопрочных чугунов АЧВ-1, АЧВ-2 и ковких чугунов АЧК-1, АЧК-2 или серых чугунов СЧ 15 и СЧ 20.

2.1. РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВИНТОВ

2.1.1. Предварительный расчет винта

Основным критерием работоспособности передачи скольжения является износостойкость. Для предотвращения износа ограничивают среднее давление в резьбе p допусковым давлением $[p]$:

$$p = \frac{F}{(p \cdot d_2 \cdot H \cdot \psi_h)} \leq [p],$$

где F – осевая сила, действующая на винт;

d_2 – средний диаметр резьбы;

H – высота гайки;

$\psi_h = \frac{H_1}{P}$ – отношение рабочей высоты профиля к шагу резьбы,

равное 0,5 для трапецеидальной резьбы; 0,75 для упорной; 0,54 для треугольной;

H_1 – рабочая высота профиля резьбы;

P – шаг резьбы.

Предварительный расчет винта начинают с определения среднего диаметра резьбы из условия обеспечения износостойкости:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{p \cdot \psi_h \cdot \psi_H \cdot [p]}},$$

где $\psi_H = \frac{H}{d_2}$ – коэффициент относительной высоты гайки, равный 1,2 ÷ 2,5 (большие значения принимают для резьб меньших диаметров).

Допускаемое давление в резьбе $[p] = 16$ МПа – для пары сталь – сталь; $[p] = 12$ МПа – для пары закаленная сталь – бронза, антифрикционный чугун; $[p] = 9$ МПа – для пары незакаленная сталь – бронза; $[p] = 5$ МПа – для пары незакаленная сталь – серый чугун.

Для передач приборов допускаемое давление уменьшают в 2 – 3 раза по сравнению с передачами общего назначения.

По рассчитанному значению d_2 из соответствующего ГОСТа (см. приложения 1, 2, 3) для выбранного профиля резьбы определяются основные параметры: d – наружный диаметр; d_3 – внутренний диаметр и P – шаг.

В зависимости от назначения винтовой передачи конструктивное исполнение передачи может быть различным (рис. 2 – 6)

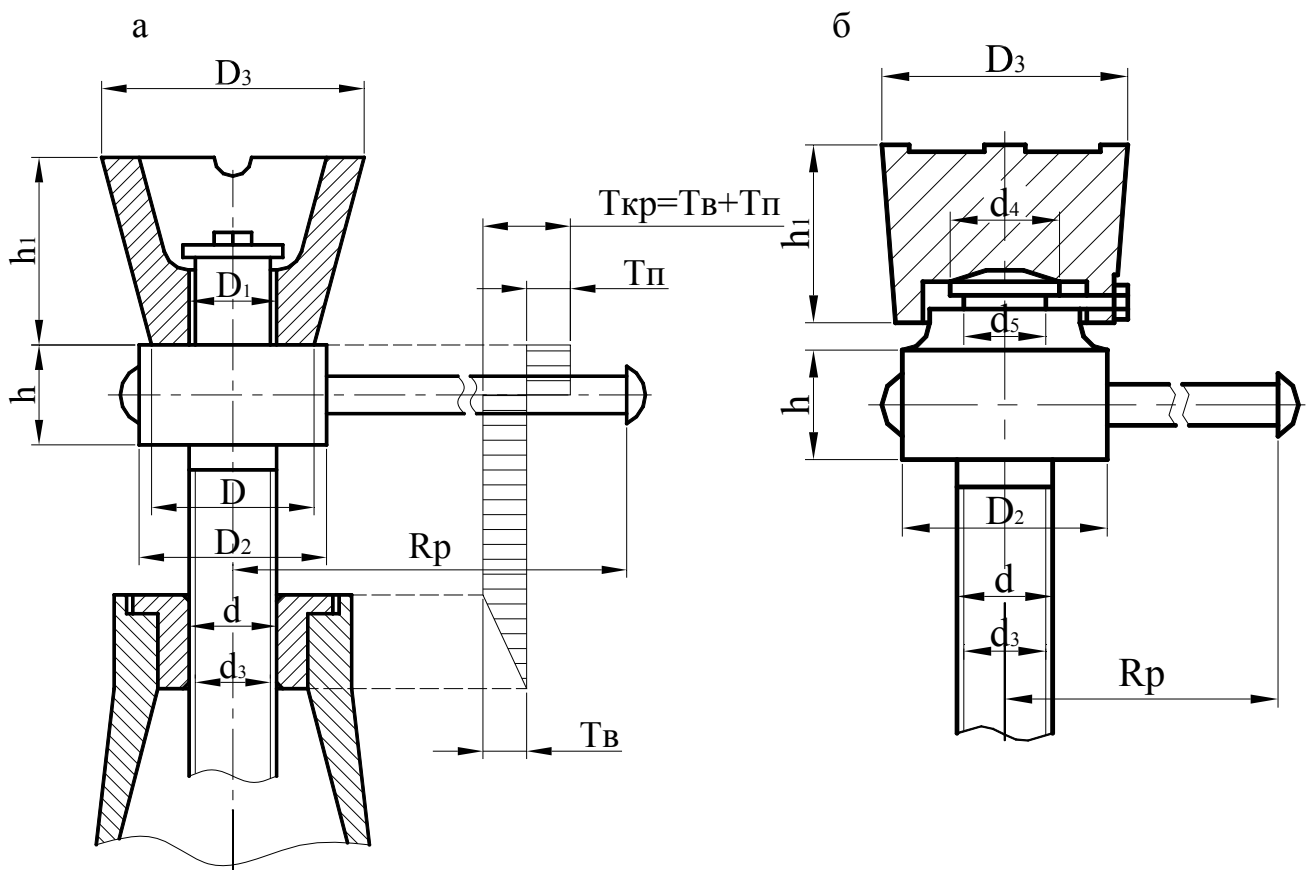


Рис.2. Винтовые домкраты:

$$D \approx D_2 - (2 \div 4) \text{ мм}; D_1 \approx (0,6 \div 0,7) \cdot d; D_2 \approx (1,7 \div 1,9) \cdot d;$$

$$D_3 \approx (2,5 \div 3,0) \cdot d; d_4 \approx 1,1 \cdot d; d_5 \approx d_3; h \approx 1,5 \cdot d;$$

$$h_1 \approx (1,5 \div 1,8) \cdot d$$

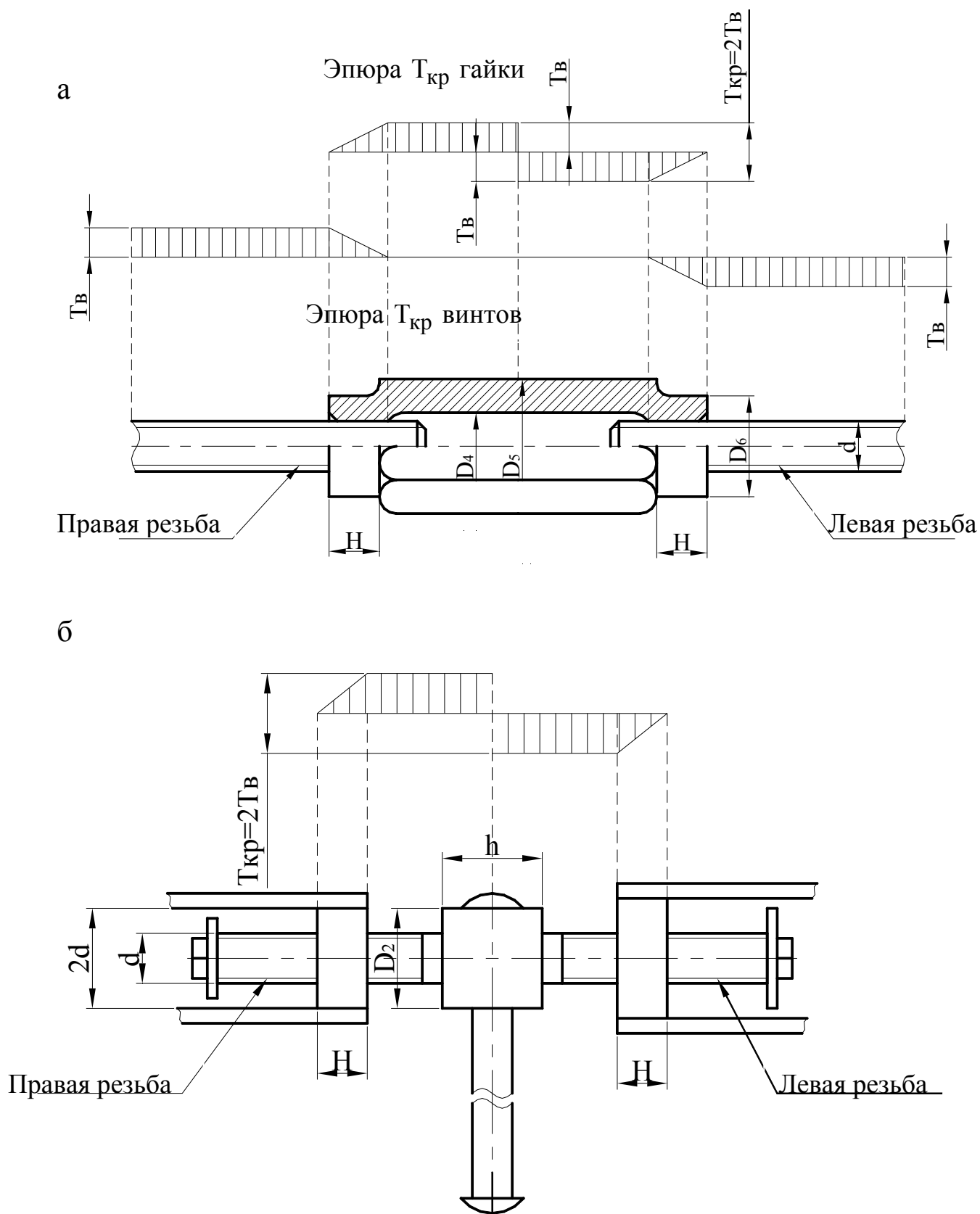


Рис.3. Винтовые стяжки:

$$D_4 \approx 1,2 \cdot d; D_5 \approx (2,4 \div 2,5) \cdot d; D_6 \approx 2 \cdot d; H \approx (1,2 \div 1,5) \cdot d$$

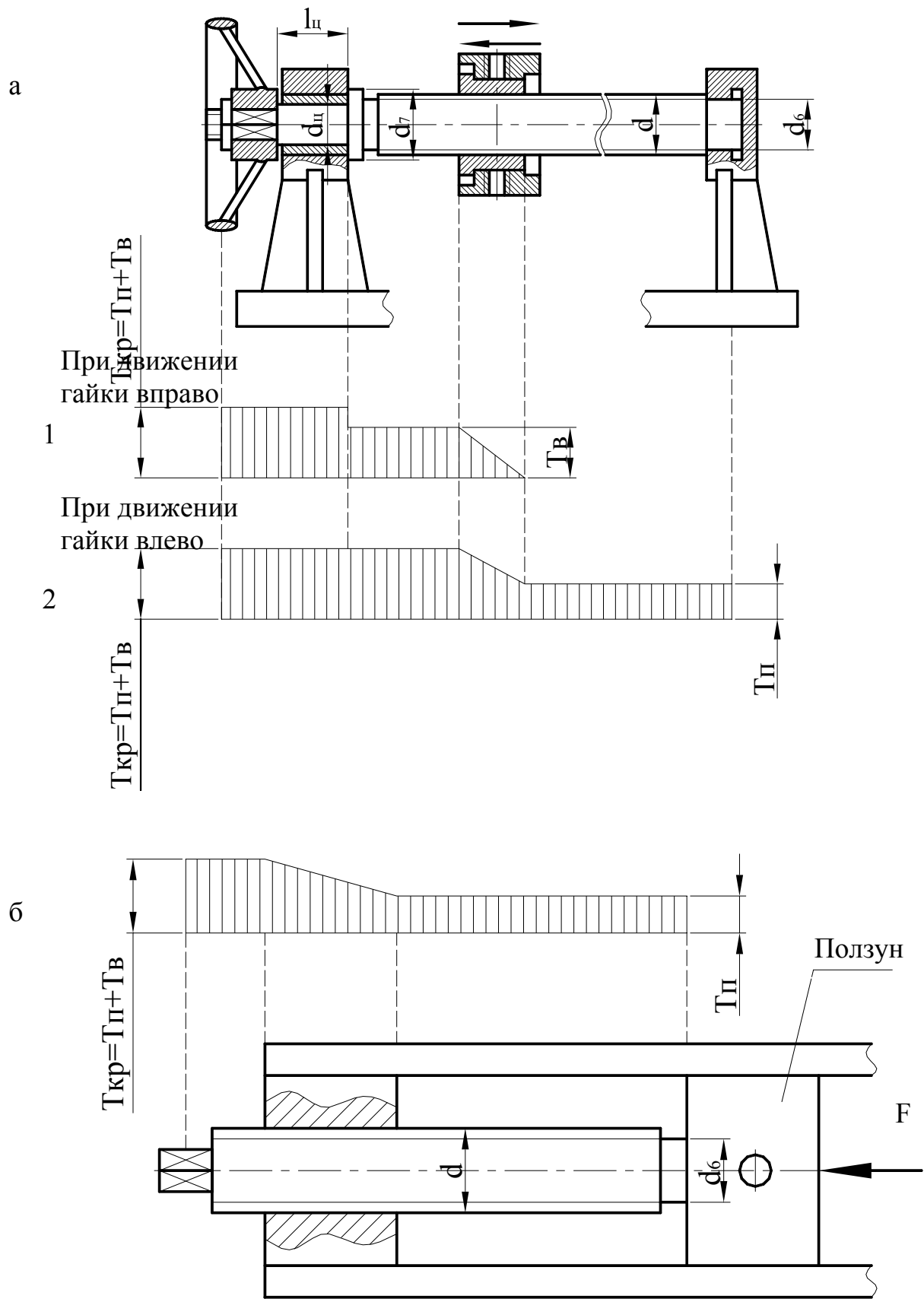


Рис.4. Ходовые винты:

$$d_6 \approx d_3; d_ц \approx (0,8 \div 1,0) \cdot d_3; d_7 \approx (1,2 \div 1,3) \cdot d_ц; l_ц \approx (1,0 \div 1,2) \cdot d_ц$$

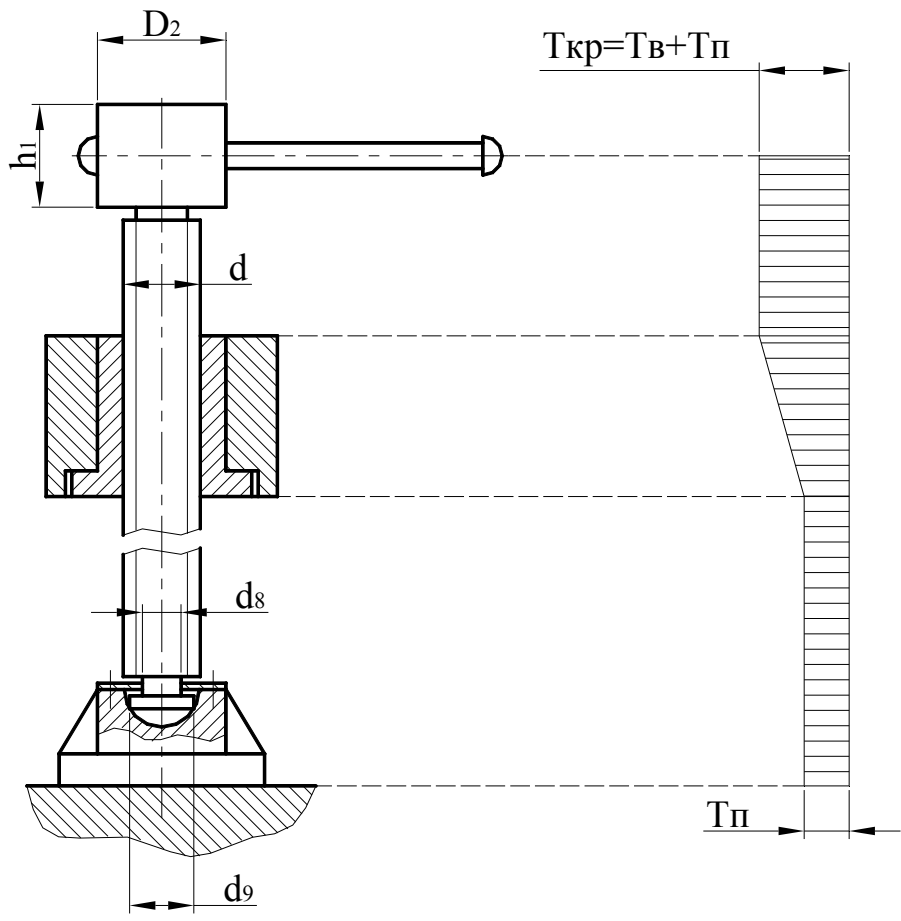


Рис.5. Винтовой пресс:

$$d_8 \approx 0,8 \cdot d_3; d_9 \approx 0,9 \cdot d$$

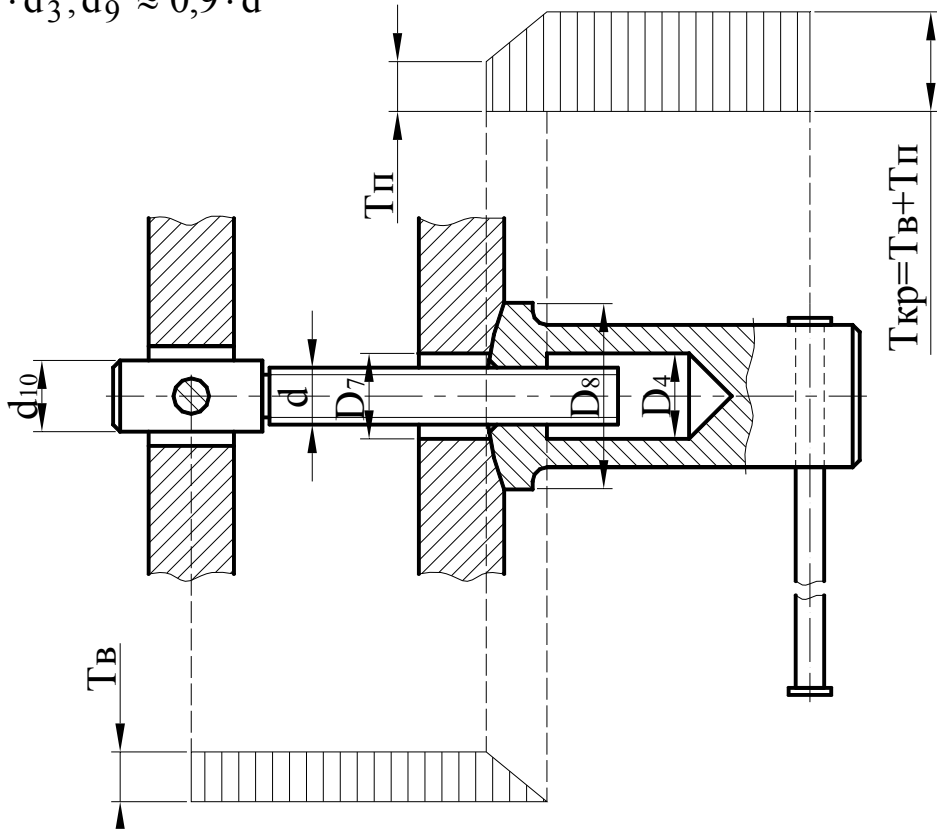


Рис.6. Рычажно-винтовой зажим:

$$D_7 \approx 1,2 \cdot d; D_8 \approx (2,5 \div 3,0) \cdot d; d_{10} \approx 1,2 \cdot d$$

2.1.2. Проверка условия самоторможения

При необходимости выбранную резьбу проверяют на выполнение условия самоторможения:

$$\theta < \varphi' ,$$

где $\theta = \arctg\left(\frac{P_h}{p \cdot d_2}\right)$ – угол подъема винтовой линии по среднему

диаметру d_2 ;

$P_h = P \cdot z$ – ход резьбы; P – шаг резьбы; z – число заходов;

$\varphi' = \arctg\left(\frac{f}{\cos(\gamma)}\right)$ – приведенный угол трения;

f – коэффициент трения в резьбе;

$f \approx 0,1$ – для стального винта и бронзовой гайки;

$f \approx 0,18$ – для стального винта и стальной гайки;

$f \approx 0,15$ – для стального винта и чугунной гайки;

γ – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы;

$\gamma = 0^\circ$ – для прямоугольной резьбы;

$\gamma = 3^\circ$ – для упорной резьбы;

$\gamma = 15^\circ$ – для трапецеидальной резьбы;

$\gamma = 30^\circ$ – для метрической резьбы.

2.1.3. Проверочный расчет винта

Спроектированный на основе предварительного расчета винт проверяется на прочность путем сравнения эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$, учитывающего совместное действие напряжений сжатия (растяжения)

$U_{сж(p)}$ и кручения $\Phi_{кр}$ с допускаемым напряжением $[y]_{сж(p)}$. Для проведения этого расчета определяется величина крутящего момента, строятся эпюры и на их основе устанавливается, какое сечение является опасным (см. рис. 2 – 6):

$$y_{экр} = \sqrt{y_{сж(p)}^2 + 3 \cdot \Phi_{кр}^2} \leq [y]_{сж(p)},$$

$$\text{где } y_{сж(p)} = \frac{4 \cdot F}{p \cdot d_3^2}; \quad \Phi_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_p},$$

$T_{кр}$ – момент, скручивающий винт;

$W_p = 0,2 \cdot d_3^3$ – полярный момент сопротивления поперечного сечения винта, мм^3 .

Крутящий момент $T_{кр}$ в опасном сечении определяется индивидуально для каждой винтовой передачи. $T_{кр}$ – это такой момент, который нужно приложить к винту или гайке для преодоления момента сопротивления в резьбе T_B и момента трения на торце винта, в пяте $T_{п}$. В некоторых конструкциях в сечениях, работающих на совместное действие сжатия (растяжения) и кручения, $T_{кр}$ равен моменту сопротивления в резьбе винта T_B (рис. 2,а; 3а, б; 4,а1; 6), в других – этот момент равен моменту трения в пяте $T_{п}$ (рис. 4,а,б; 5):

$$T_B = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\psi + \varphi').$$

Момент трения в пяте зависит от формы пяты. Для сплошной пяты (рис.2,б; 4,а2, б; 5):

$$T_{п} = \frac{1}{3} \cdot F \cdot f \cdot d_{п},$$

где $d_{п}$ – диаметр пяты.

Для пяты, имеющей форму кольца (рис. 2,а; 4,а1; 6):

$$T_{\text{п}} = \frac{1}{3} \cdot F \cdot f \cdot \frac{D_{\text{ср.п}}}{2}.$$

Средний диаметр пяты на рис. 2,а:

$$D_{\text{ср.п}} = \frac{D + D_1}{2},$$

где D – внутренний диаметр пяты;

D_1 – наружный диаметр пяты.

Значения коэффициента трения в пяте можно принимать по аналогии с коэффициентом трения в резьбе.

Допускаемое напряжение сжатия или растяжения винта:

$$[y]_{\text{сж(р)}} = \frac{y_{\text{T}}}{[s]},$$

где y_{T} – предел текучести материала винта;

$[s] = 3$ – минимально допустимый запас прочности винта.

2.1.4. Проверка на устойчивость

Винты, испытывающие сжатие, дополнительно рассчитывают на устойчивость при продольном изгибе.

Проверку проводят при гибкости винта

$$l = \frac{m \cdot L}{i} \geq 55,$$

где m – коэффициент приведения, учитывающий способ закрепления винта;

L – длина сжатого участка винта, мм;

i – радиус инерции поперечного сечения винта, мм.

При значениях $l < 55$ проверку на устойчивость можно не выполнять.

Одна из опор винта – гайка. Гайку считают шарнирной опорой при

$\psi_H = \frac{H}{d_2} \leq 2$ и заделкой при $\psi_H > 2$. Закрепление другого конца винта

считают шарнирным. Коэффициенты приведения длины m для различных сочетаний опор представлены на рис. 7.

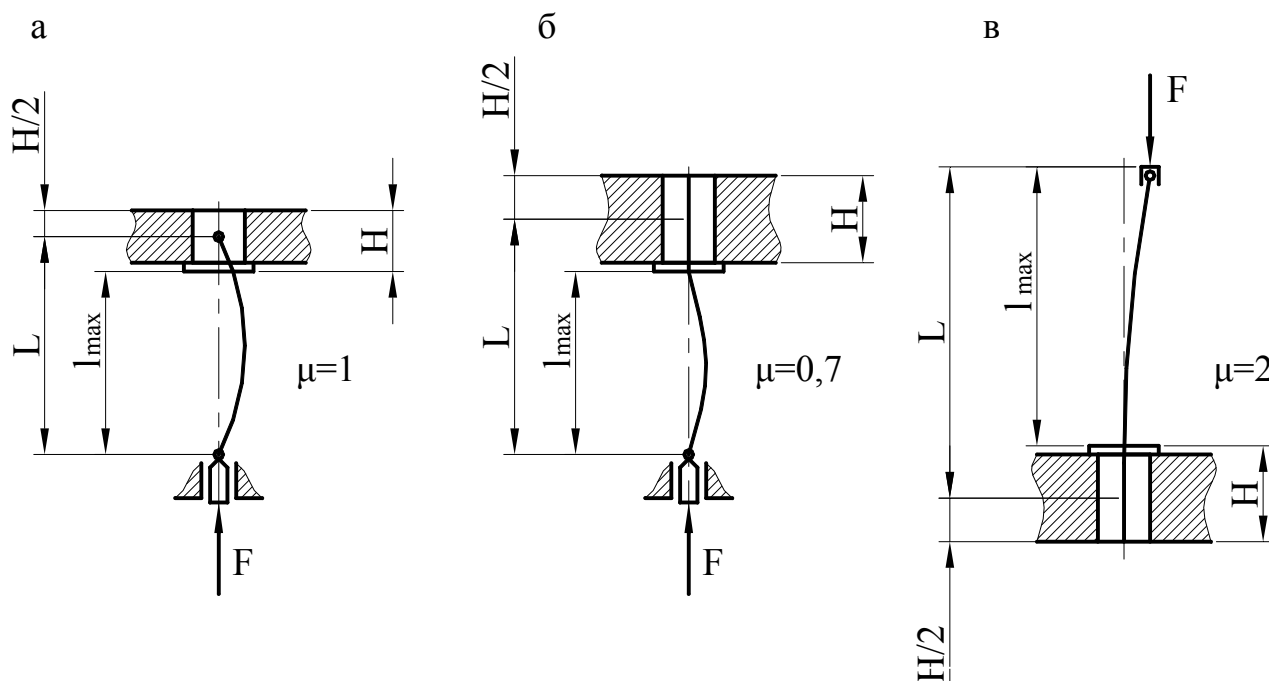


Рис.7. Способы закрепления винта

При работе домкрата в условиях, когда невозможно представить смещение точки контакта винта с объектом относительно оси домкрата, рекомендуется принимать $\psi_H > 2$. Схема закрепления концов винта, соответствующая этому случаю, показана на рис. 7,в.

Расчет проводится для наиболее опасного случая, принимая расчетную длину сжатого участка:

$$L = l_{\max} + \frac{H}{2},$$

где l_{\max} – максимальная рабочая длина винта, мм;

$\frac{H}{2}$ – слагаемое, вводимое для учета зазоров в резьбе.

Радиус инерции поперечного сечения винта:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}},$$

где I – осевой момент инерции сечения, мм^4 ;

A – площадь поперечного сечения, мм^2 .

Пренебрегая ужесточающим действием витков резьбы, принимают:

$$I = \frac{p \cdot d_3^4}{64}; \quad A = \frac{p \cdot d_3^2}{4}.$$

В этом случае радиус инерции:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_3}{4}.$$

Винты любой длины можно также проверять по объединенному условию прочности и устойчивости:

$$y_{\text{сж}} = \frac{4 \cdot F}{p \cdot d_3^2} \leq \varphi \cdot [y]_{\text{сж}},$$

где $[y]_{\text{сж}} = \frac{y_T}{[s]}$ – допускаемое напряжение сжатия;

φ – коэффициент понижения допускаемого напряжения, определяемый в зависимости от гибкости винта (таблица).

Значения коэффициента понижения
допускаемого напряжения φ

л	0	30	50	60	70	80	90	100	120	140	160
φ	1,00	0,91	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	0,51	0,37	0,29	0,24
	1,00	0,91	0,83	0,79	0,72	0,65	0,55	0,43	0,30	0,23	0,19

Нижние значения φ принимаются для винтов, изготовленных из сталей повышенного качества.

Стальные винты, для которых значение гибкости $l \geq 100$, проверяют по критической осевой силе $F_{\text{кр}}$ (продольный изгиб).

Согласно формуле Эйлера критическая сила, при которой винт теряет устойчивость:

$$F_{\text{кр}} = \frac{p^2 \cdot E \cdot I}{s \cdot (m \cdot L)^2} \geq F,$$

где E – модуль упругости материала винта, МПа;

s – коэффициент запаса устойчивости, обычно принимаемый $2,5 \div 4$ для вертикально расположенных винтов и $3,5 \div 5$ для горизонтальных. Меньшие значения s принимают при высокой точности определения действующих нагрузок и достоверности расчетной схемы.

Полагая, что $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $s = 3$, получаем

$$F_{кр} = 3,4 \cdot 10^4 \cdot \frac{d_3^4}{(m \cdot L)^2} \geq F.$$

В случае неудовлетворения условиям прочности и устойчивости или их завышенным запасам предварительно выбранные размеры винта должны быть уточнены.

2.2. РАСЧЕТ ГАЙКИ

Высота гайки H находится из условия

$$H = \psi_H \cdot d_2,$$

где ψ_H – коэффициент относительной высоты гайки, равный $1,2 \div 2,5$ (большие значения принимают для резьб меньших диаметров).

Наружный диаметр гайки D_Γ (на рис. 8 показаны гайки для осевой нагрузки постоянного направления, а на рис. 9 для нагрузки переменного направления) определяют из ее расчета на растяжение с учетом кручения:

$$y_p = \frac{4 \cdot F \cdot k_{кр}}{p \cdot (D^2 - d^2)} \leq [y]_p,$$

откуда

$$D_\Gamma \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot k_{кр}}{p \cdot [y]_p} + d^2},$$

где $k_{кр} = 1,3$ – коэффициент, учитывающий кручение гайки;

$[y]_p = 50$ МПа – допускаемое напряжение растяжения для
 бронзовых гаек;

$[y]_p = 40$ МПа – допускаемое напряжение растяжения для
 чугунных гаек.

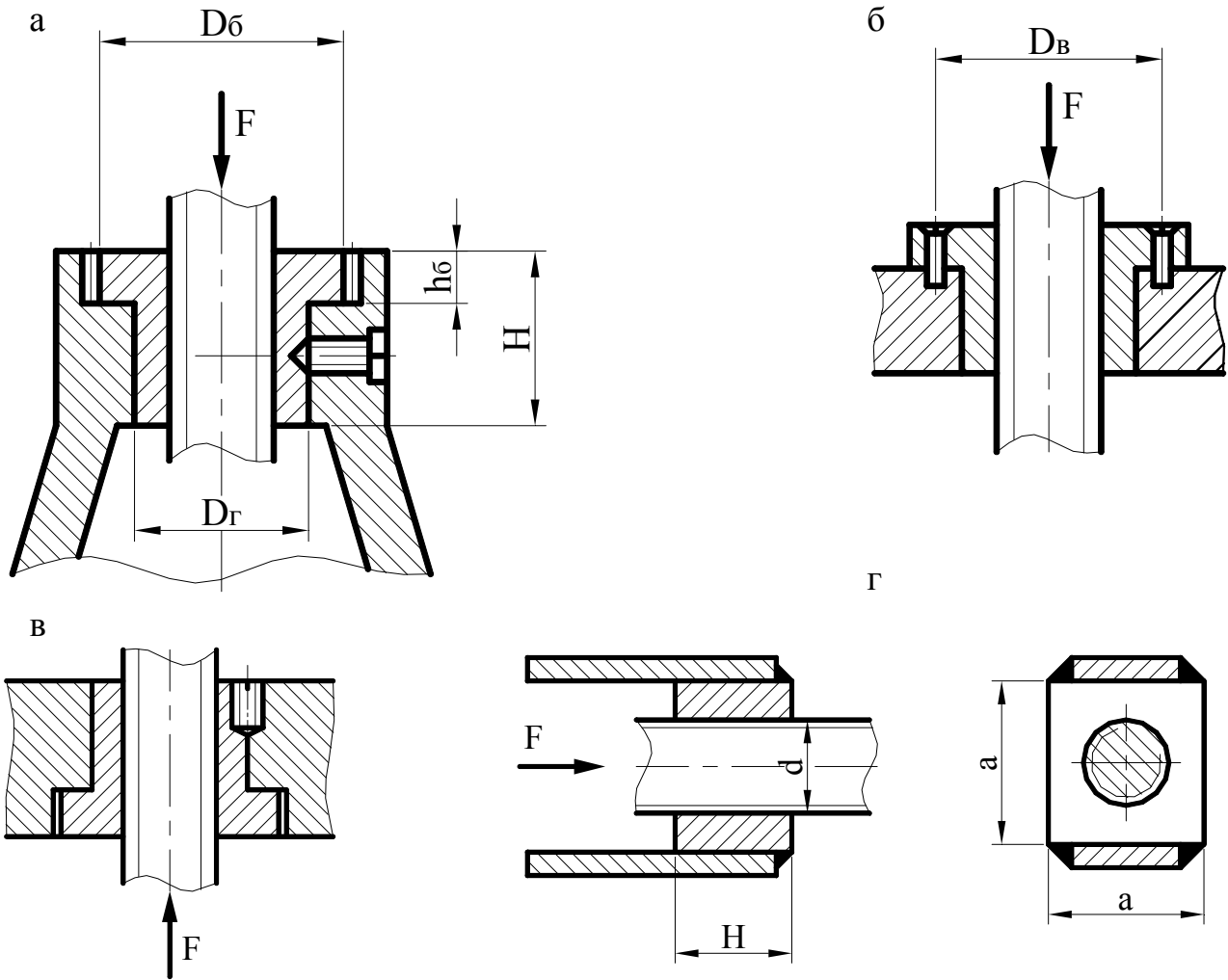


Рис.8. Конструкции гаек для осевой нагрузки постоянного направления
 $a \approx 2 \cdot d$

Гайку-стяжку (рис. 3 ,а) следует проверить в опасном сечении на совместное действие растяжения и кручения:

$$y_p = \frac{4 \cdot F}{p \cdot (D_6^2 - D_4^2)}; \quad \phi_{кр} = \frac{T_B}{W_p};$$

в)

г)

$$W_p = \frac{p \cdot D_6^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{D_4^4}{D_6^4}\right).$$

Эквивалентное напряжение определяется по формуле:

$$y_{\text{экв}} = \sqrt{y_p^2 + 3 \cdot \phi_{\text{кр}}^2} \leq [y]_p.$$

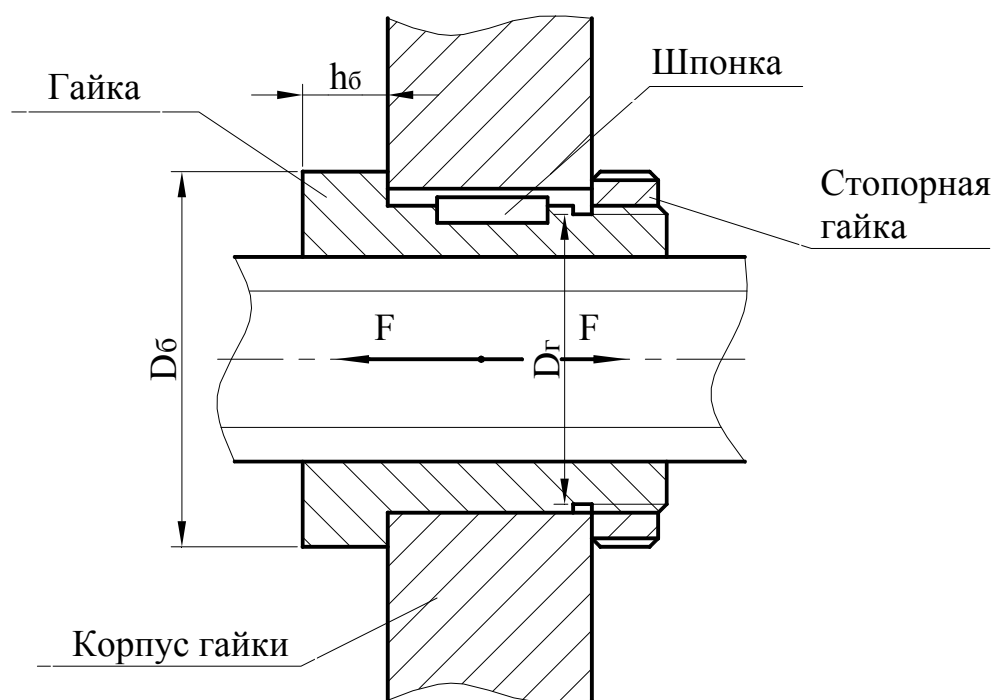


Рис.9. Конструкция гайки для нагрузки переменного направления

В среднем сечении гайки напряжение кручения определяется по

$$T_{\text{кр}} = 2 \cdot T_{\text{в}} :$$

$$\phi_{\text{кр}} = \frac{2 \cdot T_{\text{в}}}{W_p} \leq [\phi]_{\text{кр}},$$

где $[\phi]_{\text{кр}} = 40 \div 50 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение кручения для
бронзы и чугуна;

$$[\phi]_{\text{кр}} = \frac{0,6 \cdot y_{\text{T}}}{[s]} \text{ МПа} \text{ – допускаемое напряжение кручения для}$$

стальных гаек;

$$[s] = 1,75 \text{ – минимально допустимый запас прочности.}$$

Размеры квадратной гайки винтовой стяжки (рис.8,г) назначают конструктивно без проверочного расчета.

Гайку рычажно-винтового зажима (рис. 6) в опасном сечении проверяют на кручение по $T_{кр} = T_B + T_{II}$.

Наружный диаметр опорного бурта гайки D_6 (рис. 8,а,б,в) определяют из условия прочности на смятие:

$$y_{см} = \frac{4 \cdot F}{p \cdot (D_6^2 - D_Г^2)} \leq [y]_{см},$$

откуда

$$D_6 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{p \cdot [y]_{см}} + D_Г^2},$$

где $[y]_{см} = 70 \div 80$ МПа – допускаемое напряжение смятия для
бронзовых гаек;

$[y]_{см} = 60 \div 80$ МПа – допускаемое напряжение смятия для
чугунных гаек.

Высоту опорного бурта h_6 назначают конструктивно $h_6 = 8 \div 12$ мм и проверяют на срез:

$$\phi_{ср} = \frac{F}{p \cdot D_Г \cdot h_6} \leq [\phi]_{ср},$$

где $[\phi]_{ср} = 30 \div 50$ МПа – допускаемое напряжение среза для
бронзовых и чугунных гаек.

2.3. РАСЧЕТ РУКОЯТКИ

В расчетах винтовых передач с ручным приводом усилие рабочего на рукоятке $F_{раб}$ принимается равным $F_{раб} = 100 \div 300$ Н. Длина рукоятки R_p (радиус маховика, штурвала) может быть определена из условия:

$$F_{\text{раб}} \cdot R_p \geq T_p = T_v + T_{\text{п}},$$

откуда

$$R_p \geq \frac{T_v + T_{\text{п}}}{F_{\text{раб}}}.$$

Если величина R_p окажется большой, то можно учитывать усилие не одного, а двух рабочих.

Диаметр рукоятки d_p определяется из условия прочности на изгиб:

$$y_{\text{и}} = \frac{F_{\text{раб}} \cdot R_p}{0,1 \cdot d_p^3} \leq [y]_{\text{и}},$$

откуда

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{F_{\text{раб}} \cdot R_p}{0,1 \cdot [y]_{\text{и}}}},$$

где $[y]_{\text{и}} = \frac{1,2 \cdot y_{\text{т}}}{[s]}$ – допускаемое напряжение изгиба;

$y_{\text{т}}$ – предел текучести материала рукоятки;

$[s] = 2 \div 2,5$ – коэффициент запаса прочности.

Изготавливают рукоятки из стали Ст 3, Ст 4, Ст 5 круглого сечения. Рукоятки (ручки) штурвалов и маховики целесообразно выбирать стандартные из справочников по деталям машин.

Рукоятки и штурвалы могут насаживаться на квадратную поверхность (рис.10).

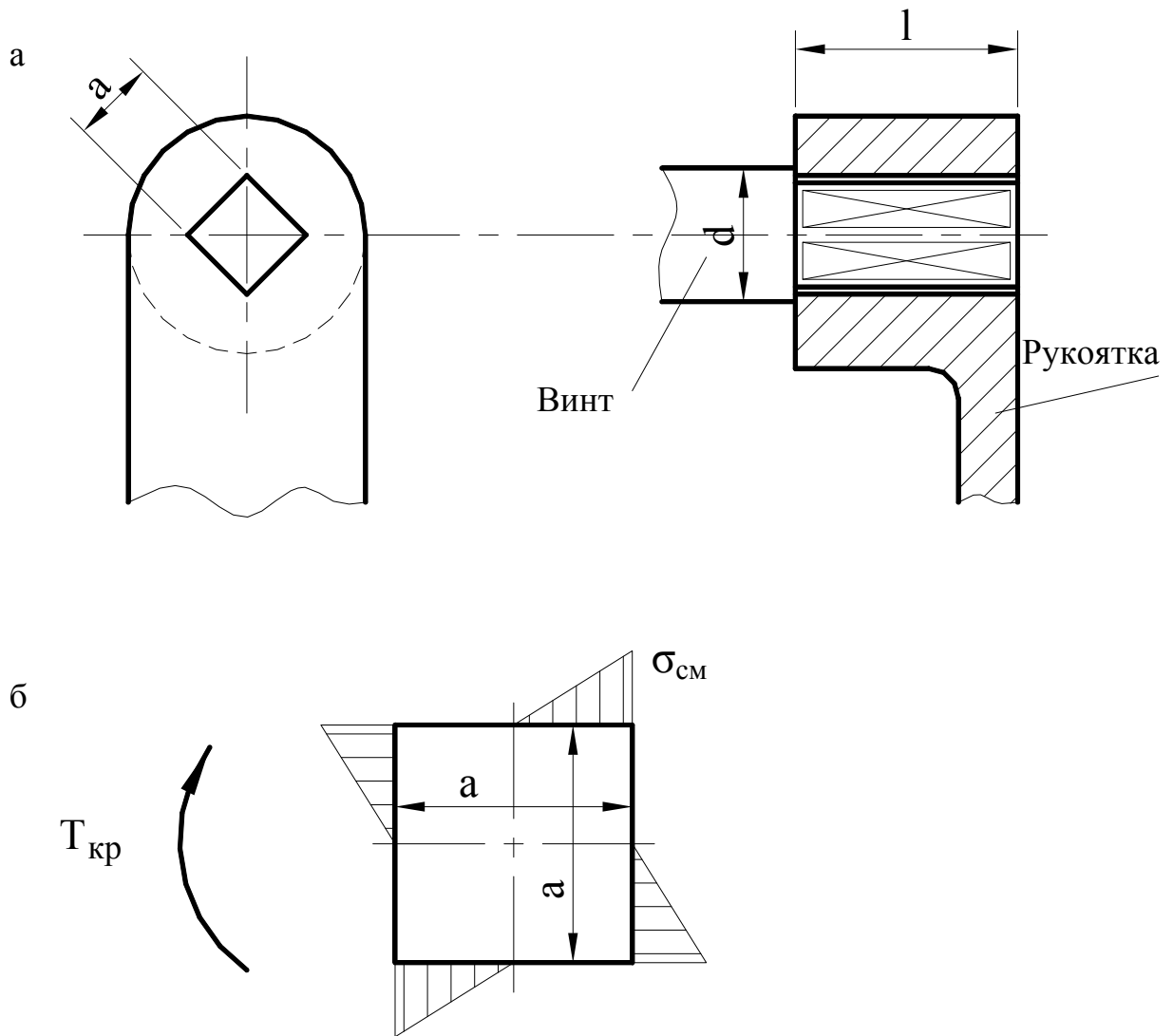


Рис.10. Схема крепления рукоятки на винте

В этом случае соединение рассчитывается по напряжениям смятия, возникающим на рабочих гранях.

Напряжения смятия распределяются по схеме, показанной на рис. 10, б и рассчитываются по формуле

$$y_{см} = \frac{3 \cdot T_{кр}}{R_p \cdot a^2} \leq [y]_{см},$$

где $a \approx 0,75 \cdot d$;

$[y]_{см} = 100 \div 150$ МПа – для стальных рукояток и штурвалов.

Для передачи вращения винтам от рукояток, штурвалов и маховичков могут применяться призматические и сегментные шпоночные соединения, которые проверяются на прочность по напряжениям смятия.

2.4. РАСЧЕТ СТОПОРНЫХ ВИНТОВ

Для обеспечения неподвижного соединения гаек с корпусом используются стопорные винты (рис. 8,а,б,в). Стопорные винты предотвращают возможное проворачивание гайки под действием момента в резьбе T_B . Винты проверяются на прочность по напряжениям среза.

В конструкциях, соответствующих рис. 8,а,б, напряжения среза возникают в поперечном сечении винтов:

$$\phi_{\text{ср}} = \frac{T_B}{z \cdot D_B \cdot \frac{\rho \cdot d_3^2}{4}} \leq [\phi]_{\text{ср}},$$

где D_B – диаметр окружности, по которой действует срезающее винт усилие;

z – число стопорных винтов;

d_3 – внутренний диаметр резьбы винтов;

$[\phi]_{\text{ср}} = 70$ МПа – допустимое напряжение среза.

В конструкциях, соответствующих рис. 8, в, напряжения среза возникают в продольном сечении винтов:

$$\phi_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T_B}{z \cdot D \cdot \ell \cdot d_3} \leq [\phi]_{\text{ср}},$$

где ℓ – длина винта.

2.5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ВИНТ – ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Рассчитать винт и гайку домкрата (рис. 2,а). Резьба самотормозящая, упорная. Грузоподъемность домкрата $F = 10$ кН, рабочий ход винта $l_{\max} = 300$ мм.

Решение:

1. Назначим материал: для изготовления винта – сталь 35 (ГОСТ 1050–74), гайки – бронза Бр 010Ф1.

2. Определим средний диаметр резьбы из условия обеспечения износостойкости. Примем коэффициент относительной высоты гайки $\psi_H = 1,7$, отношение рабочей высоты профиля к шагу резьбы $\psi_H = 0,75$, допускаемое давление в резьбе для пары незакаленная сталь – бронза $[p] = 9$ МПа :

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{p \cdot \psi_H \cdot \psi_H \cdot [p]}} = \sqrt{\frac{10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,7 \cdot 0,75 \cdot 9}} = 16,66 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 10177-82 на профиль и основные размеры резьбы упорной примем резьбу S 20×2, у которой средний диаметр $d_2 = 18,5$ мм, внутренний диаметр $d_3 = 16,529$ мм, наружный диаметр $d = 20$ мм, шаг $P = 2$ мм.

3. Проверим выбранную резьбу на выполнение условия самоторможения, приняв для смазанного винта коэффициент трения $f = 0,1$.

Угол подъема винтовой линии

$$\psi = \arctg \frac{P}{p \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{3,14 \cdot 18,5} = 1,97^\circ.$$

Приведенный угол трения

$$\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos(\gamma)} = \arctg \frac{0,1}{\cos(3^\circ)} = 5,72^\circ.$$

Поскольку $\varphi' > \psi$, условие самоторможения выполняется.

4. Проверим прочность винта при совместном действии напряжений сжатия и кручения. Крутящий момент, действующий в опасном сечении винта, равен моменту сопротивления в резьбе винта:

$$T_B = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 10 \cdot 10^3 \cdot \frac{18,5 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \operatorname{tg} 7,69^\circ = 12,49 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эквивалентные напряжения по IV теории прочности:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \sqrt{y_{\text{сж}}^2 + 3 \cdot \sigma_{\text{кр}}^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F}{p \cdot d_3^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{T_B}{0,2 \cdot d_3^3}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 16,529^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{12,49 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 16,529^3}\right)^2} = 52,42 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Допускаемое напряжение сжатия винта:

$$[\sigma]_{\text{сж}} = \frac{y_T}{[s]} = \frac{320}{3} \approx 106 \text{ МПа},$$

где $y_T = 320 \text{ МПа}$ – предел текучести стали 35;

$[s] = 3$ – допускаемый запас прочности.

Статическая прочность винта обеспечена:

$$\sigma_{\text{экв}} = 52,42 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{сж}} = 106 \text{ МПа}.$$

5. Проверим винт на устойчивость. Воспользуемся для этого методом расчета сжатых стержней на устойчивость с помощью коэффициента понижения допускаемого напряжения.

Вычислим радиус инерции поперечного сечения винта:

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{p \cdot d_3^4 / 64}{p \cdot d_3^2 / 4}} = \frac{d_3}{4} = \frac{16,529}{4} = 4,13 \text{ мм}.$$

Гибкость винта

Для определения гибкости винта примем $L = l_{\text{max}} = 300 \text{ мм}$.

$$\lambda = \frac{m \cdot L}{i} = \frac{1 \cdot 300}{4,13} = 72,64,$$

где $m = 1$ – коэффициент приведения (рис. 7,а).

Этому значению гибкости соответствует коэффициент понижения допускаемого напряжения $\varphi = 0,74$. Приняв допускаемое напряжение сжатия винта $[y]_{сж} = 106$ МПа, определим допускаемое напряжение на устойчивость:

$$\varphi \cdot [y]_{сж} = 0,74 \cdot 106 = 78,44 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение сжатия винта:

$$y_{сж} = \frac{4 \cdot F}{p \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 16,529^2} = 46,6 \text{ МПа.}$$

Устойчивость винта обеспечена:

$$y_{сж} = 46,6 \text{ МПа} < \varphi \cdot [y]_{сж} = 78,44 \text{ МПа.}$$

6. Определим размеры гайки.

Высота гайки:

$$H = ш_H \cdot d_2 = 1,7 \cdot 18,5 = 31,45 \text{ мм.}$$

Примем для бронзовой гайки допускаемые напряжения на растяжение $[y]_p = 50$ МПа, на срез $[\phi]_{ср} = 40$ МПа, на смятие $[y]_{см} = 75$ МПа.

Наружный диаметр гайки D_Γ определим из условия прочности на растяжение с учетом кручения:

$$D_\Gamma \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F \cdot k_{кр}}{p \cdot [y]_p} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{3,14 \cdot 50} + 20^2} = 27 \text{ мм.}$$

Примем $D_\Gamma = 28$ мм.

Диаметр опорного бурта гайки D_δ определим из условия прочности на

смятие:

$$D_\delta \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{p \cdot [y]_{см}} + D_\Gamma^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 75} + 28^2} = 30,88 \text{ мм.}$$

Примем $D_\delta = 32$ мм.

Высоту опорного бурта гайки h_δ определим из условия прочности на срез:

$$\phi_{ср} = \frac{F}{p \cdot D_\Gamma \cdot h_\delta} \leq [\phi]_{ср},$$

откуда

$$h_{\sigma} \geq \frac{F}{p \cdot D_{\Gamma} \cdot [\phi]_{\text{ср}}} = \frac{10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 28 \cdot 40} = 2,8 \text{ мм.}$$

Примем $h_{\sigma} = 4 \text{ мм.}$

7. Определим КПД z винтовой пары:

$$z = \frac{\text{tg}\psi}{\text{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\text{tg}1,97^{\circ}}{\text{tg}(1,97^{\circ} + 5,72^{\circ})} = 0,25.$$

8. Расчет рукоятки.

Для изготовления рукоятки выберем сталь Ст3 ГОСТ 380-84, для которой $y_{\text{T}} = 240 \text{ МПа}$. Для определения длины рукоятки R_{p} примем:

$$F_{\text{раб}} = 200 \text{ Н}; T_{\text{в}} = 12,49 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{\text{п}} = \frac{1}{3} \cdot F \cdot f \cdot \frac{D_{\text{ср.п}}}{2} = \frac{1}{3} \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 0,18 \cdot \frac{22}{2} = 6,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$\text{где } D_{\text{ср.п}} = \frac{D + D_1}{2} = \frac{(D_2 - 2) + 0,6 \cdot d}{2} = \frac{(1,7 \cdot d - 2) + 0,6 \cdot d}{2} = \\ = \frac{(1,7 \cdot 20 - 2) + 0,6 \cdot 20}{2} = 22 \text{ мм.}$$

$$R_{\text{p}} \geq \frac{T_{\text{в}} + T_{\text{п}}}{F_{\text{p}}} = \frac{12,49 \cdot 10^3 + 6,6 \cdot 10^3}{200} = 95,45 \text{ мм.}$$

Примем $R_{\text{p}} = 250 \text{ мм.}$

Диаметр рукоятки определим из условия прочности на изгиб:

$$d_{\text{p}} \geq 3 \sqrt{\frac{2 \cdot F_{\text{раб}} \cdot R_{\text{p}}}{0,1 \cdot [y]_{\text{и}}}} = 3 \sqrt{\frac{200 \cdot 250}{0,1 \cdot 144}} = 15,14 \text{ мм},$$

где $[y]_{\text{и}}$ – допускаемое напряжение изгиба для Ст3;

$$[y]_{\text{и}} = \frac{1,2 \cdot y_{\text{T}}}{[s]} = \frac{1,2 \cdot 240}{2} = 144 \text{ МПа.}$$

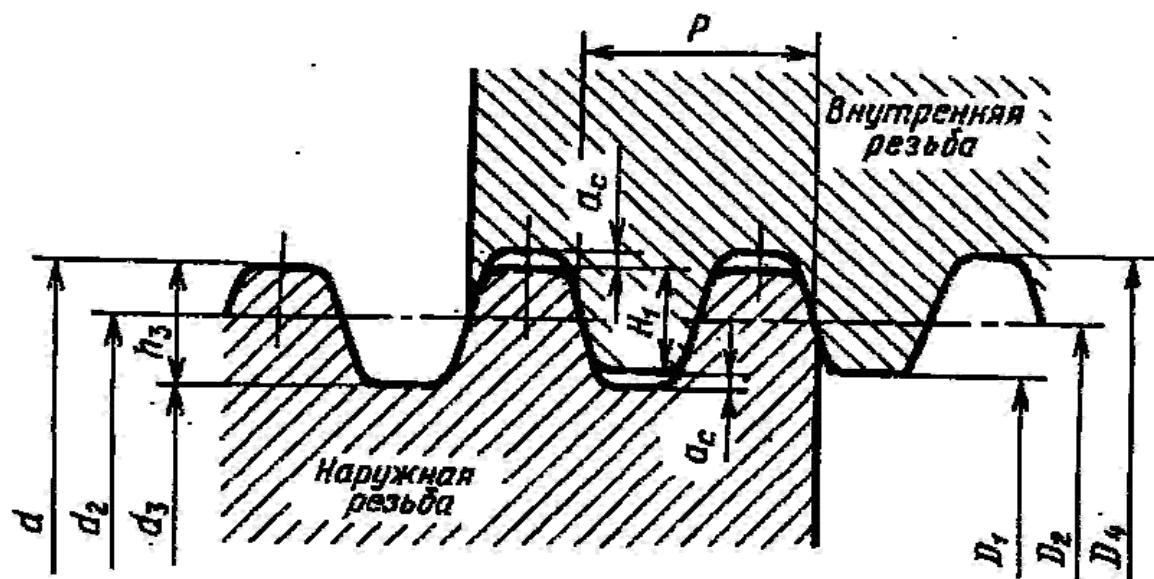
По сортаменту на стальной прокат круглого сечения примем $d_{\text{p}} = 16 \text{ мм.}$

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ ОДНОЗАХОДНАЯ РЕЗЬБА.

ГОСТ 24737-81



d – наружный диаметр наружной резьбы (винта); d_2 – средний диаметр наружной резьбы; d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы; D_1 – наружный диаметр внутренней резьбы; D_2 – средний диаметр внутренней резьбы; D_4 – внутренний диаметр внутренней резьбы (гайки); P – шаг резьбы; a_c – зазор по вершине резьбы; h_3 – высота профиля наружной резьбы; H_1 – рабочая высота профиля резьбы.

Значения диаметров вычислены по формулам:

$$D_1 = d - 2 \cdot H_1 = d - P;$$

$$D_4 = d + 2 \cdot a_c;$$

$$d_2 = D_2 = d - H_1 = d - 0,5 \cdot P;$$

$$d_3 = d - 2 \cdot h_3.$$

Таблица 1П

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D ₄	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
8	1,5	8,000	8,300	7,250	6,200	6,500
	2	9,000	8,500	7,000	5,500	6,000
9	1,5	9,000	9,300	8,250	7,200	7,500
	2	9,000	9,500	8,000	6,500	7,000
10	1,5	10,000	10,300	9,250	8,200	8,500
	2	10,000	10,500	9,000	7,500	8,000
11	2	11,000	11,500	10,000	8,500	9,000
	3	11,000	11,500	9,500	7,500	8,000
12	2	12,000	12,500	11,000	9,500	10,000
	3	12,000	12,500	10,500	8,500	9,000
14	2	14,000	14,500	13,000	11,500	12,000
	3	14,000	14,500	12,500	10,500	11,000
16	2	16,000	16,500	15,000	13,500	14,000
	4	16,000	16,500	14,000	11,500	12,000
18	2	18,000	18,500	17,000	15,500	16,000
	4	18,000	18,500	16,000	13,500	14,000
20	2	20,000	20,500	19,000	17,500	18,000
	4	20,000	20,500	18,000	15,500	16,000
22	2	22,000	22,500	21,000	19,500	20,000
	3	22,000	22,500	20,500	18,500	19,000
	5	22,000	22,500	19,500	16,500	17,000
	8	22,000	23,000	18,000	13,000	14,000
24	2	24,000	24,500	23,000	21,500	22,000
	3	24,000	24,500	22,500	20,500	21,000
	5	24,000	24,500	21,500	18,500	19,000
	8	24,000	25,000	20,000	15,000	16,000
26	2	26,000	26,500	25,000	23,500	24,000
	3	26,000	26,500	24,500	22,500	23,000
	5	26,000	26,500	23,500	20,500	21,000
	8	26,000	27,000	22,000	17,000	18,000
28	2	28,000	28,500	27,000	25,500	26,000
	3	28,000	28,500	26,500	24,500	25,000
	5	28,000	28,500	22,500	22,500	23,000
	8	28,000	29,000	24,000	19,000	20,000
30	3	30,000	30,500	28,500	26,500	27,000
	6	30,000	31,000	27,000	23,000	24,000
	10	30,000	31,000	25,000	19,000	20,000

Продолжение табл. 1П

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D ₄	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
32	3	32,000	32,500	30,500	28,500	29,000
	6	32,000	33,000	29,000	25,000	26,000
	10	32,000	33,000	27,000	21,000	22,000
34	3	34,000	34,500	32,500	30,500	31,000
	6	34,000	35,000	31,000	27,000	28,000
	10	34,000	35,000	29,000	23,000	24,000
36	3	36,000	36,500	34,500	32,500	33,000
	6	36,000	37,000	33,000	29,000	30,000
	10	36,000	37,000	31,000	25,000	26,000
38	3	38,000	38,500	36,500	34,500	35,000
	6	38,000	39,000	35,000	31,000	32,000
	7	38,000	39,000	34,500	30,000	31,000
	10	38,000	39,000	33,000	27,000	28,000
40	3	40,000	40,500	38,500	36,500	37,000
	6	40,000	41,000	37,000	33,000	34,000
	7	40,000	41,000	36,500	32,000	33,000
	10	40,000	41,000	35,000	29,000	30,000
42	3	42,000	42,500	40,500	38,500	39,000
	6	42,000	43,000	39,000	35,000	36,000
	7	42,000	43,000	38,500	34,000	35,000
	10	42,000	43,000	37,000	31,000	32,000
44	3	44,000	44,500	42,500	40,500	41,000
	7	44,000	45,000	40,500	36,000	37,000
	8	44,000	45,000	40,000	35,000	36,000
	12	44,000	45,000	38,000	31,000	32,000
46	3	46,000	46,500	44,500	42,500	43,000
	8	46,000	47,000	42,000	37,000	38,000
	12	46,000	47,000	40,000	33,000	34,000
48	3	48,000	48,500	46,500	44,500	45,000
	8	48,000	49,000	44,000	39,000	40,000
	12	48,000	49,000	42,000	35,000	36,000
50	3	50,000	50,500	48,500	46,500	47,000
	8	50,000	51,000	46,000	41,000	42,000
	12	50,000	51,000	44,000	37,000	38,000
52	3	52,000	52,500	50,500	48,500	49,000
	8	52,000	53,000	48,000	43,000	44,000
	12	52,000	53,000	46,000	39,000	40,000

Продолжение табл. 1П

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D ₄	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
55	3	55,000	55,500	53,500	51,500	52,000
	8	55,000	56,000	51,000	46,000	47,000
	12	55,000	56,000	49,000	42,000	43,000
	14	55,000	57,000	48,000	39,000	41,000
60	3	60,000	60,500	58,500	56,500	57,000
	8	60,000	61,000	56,000	51,000	52,000
	9	60,000	61,000	55,500	50,000	51,000
	12	60,000	61,000	54,000	47,000	48,000
	14	60,000	62,000	53,000	44,000	46,000
65	4	65,000	65,500	63,000	60,500	61,000
	10	65,000	66,000	60,000	54,000	55,000
	16	65,000	67,000	57,000	47,000	49,000
70	4	70,000	70,500	68,000	65,500	66,000
	10	70,000	71,000	65,000	59,000	60,000
	16	70,000	72,000	62,000	52,000	54,000
75	4	75,000	75,500	73,000	70,500	71,000
	10	75,000	76,000	70,000	64,000	65,000
	16	75,000	77,000	67,000	57,000	59,000
80	4	80,000	80,500	78,000	75,500	76,000
	10	80,000	81,000	75,000	69,000	70,000
	16	80,000	82,000	72,000	62,000	64,000
85	4	85,000	85,500	83,000	80,500	81,000
	5	85,000	85,500	82,500	79,500	80,000
	12	85,000	86,000	79,000	72,000	73,000
	18	85,000	87,000	76,000	65,000	67,000
	20	85,000	87,000	75,000	63,000	65,000
90	4	90,000	90,500	88,000	85,500	86,000
	5	90,000	90,500	87,500	84,500	85,000
	12	90,000	91,000	84,000	77,000	78,000
	18	90,000	92,000	81,000	70,000	72,000
	20	90,000	92,000	80,000	68,000	70,000
95	4	95,000	95,500	93,000	90,500	91,000
	5	95,000	95,500	92,500	89,500	90,000
	12	95,000	96,000	89,000	82,000	83,000
	18	95,000	97,000	86,000	75,000	77,000
	20	95,000	97,000	85,000	73,000	75,000

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы				
		наружный		средний	внутренний	
		d	D ₄	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
100	4	100,00	100,500	98,000	95,500	96,000
	5	100,00	100,500	97,500	94,500	95,000
	12	100,00	101,000	94,00	87,000	88,000
110	4	110,00	110,500	108,000	105,50	106,00
	5	110,00	110,500	107,500	104,50	105,00
	12	110,00	111,000	104,000	97,000	98,000
	20	110,00	112,000	100,000	88,000	90,000
120	6	120,00	121,000	117,000	113,00	114,00
	14	120,00	122,000	113,000	104,00	106,00
	16	120,00	122,000	112,000	102,00	104,00
	22	120,00	122,000	109,000	96,000	98,000
	24	120,00	122,000	108,000	94,000	96,000
130	6	130,00	131,000	127,000	123,00	124,00
	14	130,00	132,000	123,000	114,00	116,00
	16	130,00	132,000	122,000	112,00	114,00
	22	130,00	132,000	119,000	106,00	108,00
	24	130,00	132,000	118,000	104,00	106,00

Номинальный диаметр трапецеидальной резьбы соответствует ее наружному диаметру, измеренному по стержню. Трапецеидальная резьба стандартизована для номинальных диаметров 8 – 640 мм.

В обозначении трапецеидальной резьбы указывают буквы Tr, номинальный диаметр, шаг (либо ход и шаг – для многозаходной резьбы) и поле допуска.

Примеры обозначения трапецеидальной резьбы:

– номинальный диаметр 24 мм, шаг 8 мм, поле допуска 7e

Tr 24×8 – 7e;

– номинальный диаметр 24 мм, шаг 5 мм, поле допуска 7e, левая

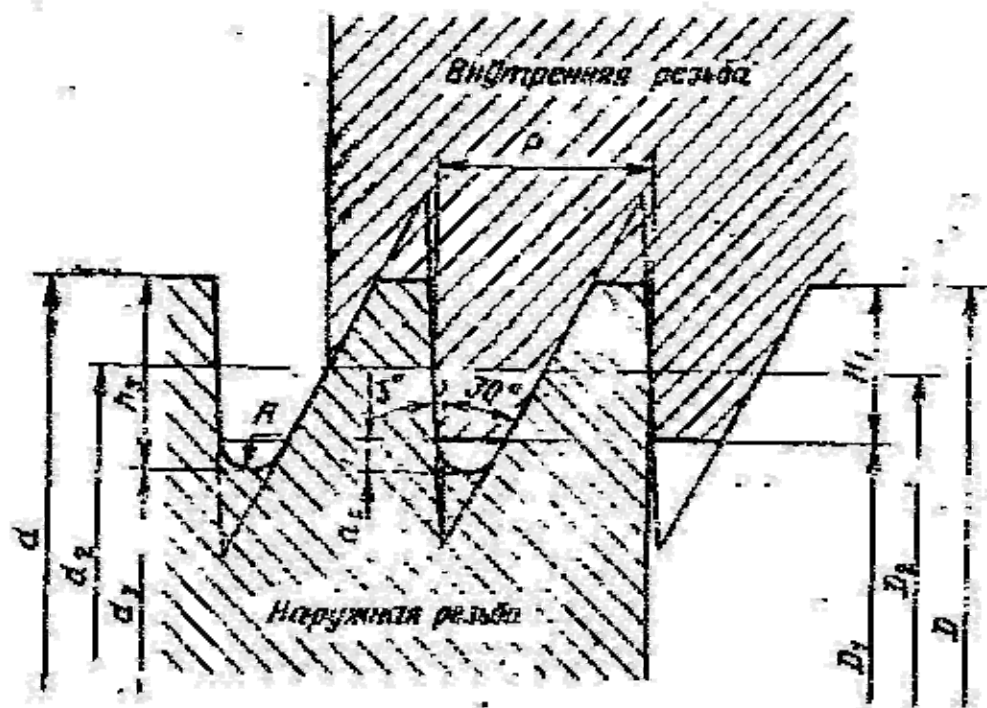
Tr 24×5LH – 7e;

– номинальный диаметр 24 мм, шаг 2 мм, поле допуска 7e,

трехзаходная (ход резьбы 3·2=6 мм)

Tr 24×6(P2) LH – 7e.

РЕЗЬБА УПОРНАЯ. ГОСТ 10177-82



d – наружный диаметр наружной резьбы винта; d_2 – средний диаметр наружной резьбы; d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы; D – внутренний диаметр внутренней резьбы(гайки); D_1 – наружный диаметр внутренней резьбы; D_2 – средний диаметр внутренней резьбы; P – шаг резьбы; a_c – зазор по вершине резьбы; h_3 – высота профиля наружной резьбы; H_1 – высота профиля внутренней резьбы; R – радиус закруглений по впадине наружной резьбы.

Значения диаметров вычислены по формулам:

$$d_2 = D_2 = d - 0,75 \cdot P;$$

$$d_3 = d - 2 \cdot h_3 = d - 1,735534 \cdot P;$$

$$D_1 = d - 2 \cdot H_1 = d - 1,5 \cdot P.$$

Таблица 2П

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
10	2	10,000	8,500	6,529	7,000
	3	12,000	10,500	8,529	9,000
12	2	12,000	10,500	8,529	9,000
	3	12,000	9,750	6,793	7,500
14	2	14,000	12,500	10,529	11,000
	3	14,000	11,750	8,793	9,500
16	2	16,000	14,500	12,529	13,000
	4	16,000	13,000	9,058	10,000
18	2	18,000	16,500	14,529	15,000
	4	18,000	15,000	11,058	12,000
20	2	20,000	18,500	16,529	17,000
	4	20,000	17,000	13,058	14,000
22	2	22,000	20,500	18,529	19,000
	3	22,000	19,750	16,793	17,500
	5	22,000	18,250	13,322	14,500
	8	22,000	16,000	8,116	10,000
24	2	24,000	22,500	20,529	21,000
	3	24,000	21,750	18,793	19,500
	5	24,000	20,250	15,322	16,500
	8	24,000	18,000	10,116	12,000
26	2	26,000	24,500	22,529	23,000
	3	26,000	23,750	20,793	21,500
	5	26,000	22,250	17,322	18,500
	8	26,000	20,000	12,116	14,000
28	2	26,000	26,500	24,529	25,000
	3	28,000	25,750	22,793	23,500
	5	28,000	24,250	19,322	20,500
	8	28,000	22,000	14,116	16,000
30	3	30,000	27,750	24,793	25,500
	6	30,000	25,500	19,587	21,000
	10	30,000	22,500	12,645	15,000

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
32	3	32,000	29,750	26,793	27,500
	6	32,000	27,500	21,587	23,000
	10	32,000	24,500	14,645	17,000
34	3	34,000	31,750	28,793	29,500
	6	34,000	29,500	23,587	25,000
	10	34,000	26,500	16,645	19,000
36	6	36,000	33,750	30,793	31,500
	6	36,000	31,500	25,587	27,000
	10	36,000	28,500	18,645	21,000
38	3	38,000	35,750	32,793	33,500
	6	38,000	33,500	27,587	29,000
	7	38,000	32,750	25,851	27,500
	10	38,000	30,500	20,645	23,000
40	3	40,000	37,750	34,793	35,500
	6	40,000	35,500	29,587	31,000
	7	40,000	34,750	27,851	29,500
	10	40,000	32,500	22,645	25,000
42	3	42,000	39,750	36,793	37,500
	6	42,000	37,500	31,587	33,000
	7	42,000	36,750	29,851	31,500
	10	42,000	34,500	24,645	27,000
44	3	44,000	41,750	38,793	39,500
	6	44,000	38,750	31,851	33,500
	7	44,000	38,000	30,116	32,000
	10	44,000	35,000	23,174	26,000
46	3	46,000	43,750	40,793	41,500
	8	46,000	40,000	32,116	34,000
	12	46,000	37,000	25,174	28,000
48	3	48,000	45,750	42,793	43,500
	8	48,000	42,000	34,116	36,000
	12	48,000	39,000	27,174	30,000
50	3	50,000	47,750	44,793	45,500
	8	50,000	44,000	36,116	38,000
	12	50,000	41,000	29,174	32,000
52	3	52,000	49,750	46,793	47,500
	8	52,000	46,000	38,116	40,000
	12	52,000	43,000	31,174	34,000

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
55	3	55,000	52,750	49,793	50,500
	8	55,000	49,000	41,116	43,000
	9	55,000	48,250	39,380	41,500
	12	55,000	46,000	34,174	37,000
	14	55,000	44,500	30,702	34,000
60	3	60,000	57,750	51,793	55,500
	8	60,000	54,000	46,116	48,000
	9	60,000	53,250	44,380	46,500
	12	60,000	51,000	39,174	42,000
	14	60,000	49,500	35,702	39,000
65	4	65,000	62,000	58,058	59,000
	10	65,000	57,500	47,645	50,000
	16	65,000	53,000	37,231	41,000
70	4	70,000	67,000	63,058	64,000
	10	70,000	62,500	52,645	55,000
	16	70,000	58,000	42,231	46,000
75	4	75,000	72,000	68,058	69,000
	10	75,000	67,500	57,645	60,000
	16	75,000	63,000	47,231	51,000
80	4	80,000	77,000	73,058	74,000
	10	80,000	72,500	62,645	65,000
	16	80,000	68,000	52,231	56,000
85	4	85,000	82,000	78,058	79,000
	5	85,000	81,250	76,322	77,500
	12	85,000	76,000	64,174	67,000
	18	85,000	71,500	53,760	58,000
	20	85,000	70,000	50,289	55,000
90	4	90,000	87,000	83,058	84,000
	5	90,000	86,250	81,322	82,500
	12	90,000	81,500	69,174	72,000
	18	90,000	76,500	58,760	63,000
95	4	95,000	92,000	88,058	89,000
	5	95,000	91,250	86,322	87,500
	12	95,000	86,000	74,174	77,000
	18	95,000	81,500	63,760	68,000
100	4	100,000	97,000	93,058	94,000
	5	100,000	96,250	91,322	92,500
	12	100,000	91,000	79,174	82,000
	20	100,000	85,000	65,289	70,000

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₃	D ₁
110	4	110.000	107.000	103.058	104.000
	5	110.000	106.250	101.322	102.500
	12	110.000	101.000	89.174	92.000
	20	110.000	95.000	75.289	80.000
120	6	120.000	115.500	109.587	111.000
	14	120.000	109.500	95.702	99.000
	16	120.000	108.000	92.231	96.000
	22	120.000	103.500	81.818	87.000
130	6	130.000	125.500	119.587	121.000
	14	130.000	119.500	105.702	109.000
	16	130.000	118.000	102.231	106.000
	22	130.000	113.500	91.81	97.00
140	6	140.000	135.500	129.587	131.000
	14	140.000	129.500	115.702	119.000
	16	140.000	128.000	112.231	116.000

Профиль упорной резьбы имеет вид неравнобокой трапеции с передним (в направлении передачи усилия) углом 3° и задним углом 30° .

При особо больших нагрузках для диаметров 80 – 2000 мм применяют также усиленную упорную резьбу по ГОСТ 13535 – 87, имеющую задний угол профиля 45° .

Номинальный диаметр упорной резьбы соответствует ее наружному диаметру, измеренному по стержню. Упорная резьба стандартизирована для номинальных диаметров 10 – 640 мм.

В обозначении упорной резьбы указывают букву S, номинальный диаметр, шаг (либо ход и шаг – для многозаходной резьбы) и поле допуска.

Примеры обозначения упорной резьбы:

– номинальный диаметр 24 мм, шаг 5 мм, поле допуска 8h

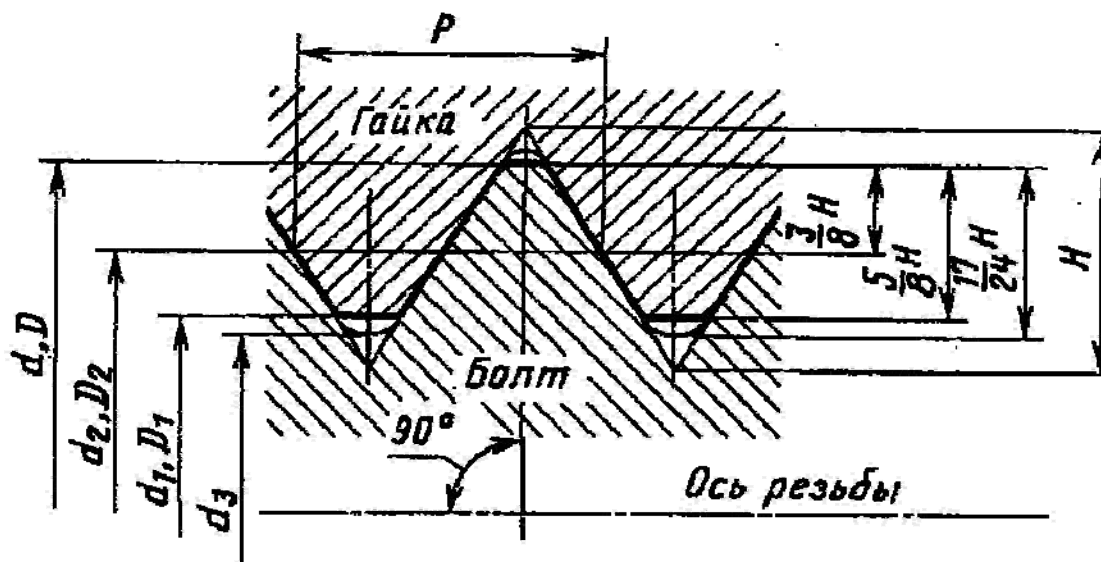
S 24×5 – 8h;

– номинальный диаметр 24 мм, шаг 2 мм, поле допуска 8h,

четырезаходная (ход резьбы $4 \times 2 = 8$ мм), левая

S 24×8(P2)LH – 8h.

МЕТРИЧЕСКАЯ РЕЗЬБА. ГОСТ 24705-81



d – наружный диаметр наружной резьбы (болта); d_1 – внутренний диаметр наружной резьбы; d_2 – средний диаметр наружной резьбы; d_3 – внутренний диаметр наружной резьбы по дну впадин; D – внутренний диаметр внутренней резьбы(гайки); D_1 – наружный диаметр внутренней резьбы (гайки); D_2 – средний диаметр гайки; P – шаг резьбы; H – высота исходного треугольника.

Значения диаметров вычислены по формулам:

$$D_2 = D - 2 \cdot \frac{3}{8} \cdot H = D - 0,649519053 \cdot P;$$

$$d_2 = d - 2 \cdot \frac{3}{8} \cdot H = d - 0,649519053 \cdot P;$$

$$D_1 = D - 2 \cdot \frac{5}{8} \cdot H = D - 1,082531755 \cdot P;$$

$$d_1 = d - 2 \cdot \frac{5}{8} \cdot H = d - 1,082531755 \cdot P;$$

$$d_3 = d - 2 \cdot \frac{17}{24} \cdot H = d - 1,226869322 \cdot P.$$

Таблица 3П

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₁ = D ₁	d ₃
4	0,7	4,000	3,545	3,242	3,141
	0,5	4,000	3,675	3,459	3,387
4,5	0,75	4,500	4,013	3,688	3,580
	0,5	4,500	4,175	3,959	3,887
5	0,8	5,000	4,480	4,134	4,019
	0,5	5,000	4,675	4,459	4,387
5,5	0,5	5,500	5,175	4,959	4,887
6	1	6,000	5,350	4,917	4,773
	0,75	6,000	5,513	5,188	5,080
	0,5	6,000	5,675	5,459	5,387
7	1	7,000	6,350	5,917	5,773
	0,75	7,000	6,513	6,188	6,080
	0,5	7,000	6,675	6,459	6,387
8	1,25	8,000	7,188	6,647	6,466
	1	8,000	7,350	6,917	6,773
	0,75	8,000	7,513	7,188	7,080
	0,5	8,000	7,675	7,459	7,387
9	1,25	9,000	8,188	7,647	7,466
	1	9,000	8,350	7,917	7,773
	0,75	9,000	8,513	8,188	8,080
	0,5	9,000	8,675	8,459	8,387
10	1,5	10,000	9,026	8,376	8,160
	1,25	10,000	9,188	8,647	8,466
	1	10,000	9,350	8,917	8,773
	0,75	10,000	9,513	9,188	9,080
	0,5	10,000	9,675	9,459	9,387
11	1,5	11,000	10,026	9,376	9,9160
	1	11,000	10,350	9,917	9,773
	0,75	11,000	10,513	10,188	10,080
	0,5	11,000	10,675	10,459	10,387
12	1,75	12,000	10,863	10,106	9,853
	1,5	12,000	11,026	10,376	10,160
	1,25	12,000	11,188	10,647	10,466
	1	12,000	11,350	10,917	10,773
	0,75	12,000	11,513	11,188	11,080
	0,5	12,000	11,675	11,459	11,387
14	1,5	14,000	13,026	12,376	12,160
	1,25	14,000	13,188	12,647	12,466
	1	14,000	13,350	12,917	12,773
	0,75	14,000	13,513	13,188	13,080
	0,5	14,000	13,675	13,459	13,387

Продолжение табл. 3П

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₁ = D ₁	d ₃
15	1,5	15,000	14,026	13,376	13,160
	1	15,000	14,350	13,917	13,773
16	2	16,000	14,701	13,835	13,546
	1,5	16,000	15,026	14,376	14,160
	1	16,000	15,350	14,917	14,773
	0,75	16,000	15,513	15,188	15,080
	0,5	16,000	15,675	15,459	15,387
17	1,5	17,000	16,026	15,376	15,160
	1	17,000	16,350	15,917	15,773
18	2,5	18,000	16,376	15,294	14,933
	2	18,000	16,701	15,835	15,546
	1,5	18,000	17,026	16,376	16,160
	1	18,000	17,350	16,917	16,773
	0,75	18,000	17,513	17,188	17,080
	0,5	18,000	17,675	17,459	17,387
20	2,5	20,000	18,376	17,294	16,933
	2	20,000	18,701	17,835	17,546
	1,5	20,000	19,026	18,376	18,160
	1	20,000	19,350	18,917	18,773
	0,75	20,000	19,513	19,188	19,080
	0,5	20,000	19,675	19,459	19,387
22	2,5	22,000	20,376	19,294	18,933
	2	22,000	20,701	19,835	19,546
	1,5	22,000	21,026	20,376	20,160
	1	22,000	21,350	20,917	20,773
	0,75	22,000	21,513	21,188	21,080
	0,5	22,000	21,675	21,459	21,387
24	3	24,000	22,051	20,752	20,319
	2	24,000	22,701	21,835	21,546
	1,5	24,000	23,026	22,376	22,160
	1	24,000	23,350	22,917	22,773
	0,75	24,000	23,513	23,188	23,080
25	2	25,000	23,701	22,835	22,546
	1,5	25,000	24,026	23,376	23,160
	1	25,000	24,350	23,917	23,773
26	1,5	26,000	25,026	24,376	24,160
27	2	27,000	25,701	24,835	24,546
	1,5	27,000	26,026	25,376	25,160
	1	27,000	26,350	25,917	25,773
	0,75	27,000	26,513	26,188	26,080

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₁ = D ₁	d ₃
28	2	28,000	26,701	25,835	25,546
	1,5	28,000	27,026	26,376	26,160
	1	28,800	27,350	26,917	26,773
30	3,5	30,000	27,727	26,211	25,706
	3	30,000	28,051	26,752	26,319
	2	30,000	28,701	27,835	27,546
	1,5	30,000	29,026	28,376	28,160
	1	30,000	29,350	28,917	28,773
	0,75	30,000	29,513	29,188	28,773
32	2	32,00	30,701	29,835	29,546
	1,5	32,00	31,026	30,376	30,160
33	3,5	33,00	30,727	29,211	28,706
	3	33,00	31,051	29,752	29,319
	2	33,00	31,0701	30,835	30,546
	1,5	33,00	32,026	31,376	31,160
	1	33,00	32,350	31,917	31,773
	0,75	33,00	32,513	32,188	32,080
35	1,5	35,00	34,026	33,376	33,160
36	4	36,00	33,402	31,670	31,093
	3	36,00	34,051	32,752	32,319
	2	36,00	34,701	33,835	33,546
	1,5	36,00	35,026	34,376	34,160
	1	36,00	35,350	34,917	34,773
38	1,5	38,00	37,026	36,376	36,160
39	4	39,00	36,402	34,670	34,093
	3	39,00	37,051	35,752	35,319
	2	39,00	37,701	36,835	36,546
	1,5	39,00	36,026	37,376	37,160
	1	39,00	38,350	37,917	37,773
40	3	40,00	38,051	36,752	36,319
	2	40,00	38,701	37,835	37,546
	1,5	40,00	39,026	38,376	38,160
42	4,5	42,00	39,077	37,129	36,479
	4	42,00	39,402	37,670	37,093
	3	42,00	40,051	38,752	38,319
	2	42,00	40,701	39,835	39,546
	1,5	42,00	41,026	40,376	40,160
	1	42,00	41,350	40,917	40,773

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₁ = D ₁	d ₃
45	4,5	45,00	42,077	40,129	39,479
	4	45,00	42,402	40,670	40,093
	3	45,00	43,051	41,752	40,319
	2	45,00	43,701	42,835	42,546
	1,5	45,00	44,026	43,376	43,160
	1	45,00	44,350	43,917	43,773
48	5	48,00	44,752	42,587	41,866
	4	48,00	45,402	43,670	43,093
	3	48,00	46,051	44,752	44,319
	2	48,00	46,701	45,835	45,546
	1,5	48,00	47,026	46,376	46,160
	1	48,00	47,350	46,917	46,773
50	3	50,00	48,051	46,752	46,319
	2	50,00	48,701	47,835	47,546
	1,5	50,00	49,026	48,376	48,160
52	5	52,00	48,752	46,587	45,866
	4	52,00	49,402	47,670	47,093
	3	52,00	50,051	48,752	48,319
	2	52,00	50,701	49,835	49,546
	1,5	52,00	51,026	50,376	50,160
	1	52,00	51,350	50,917	50,773
55	4	55,00	52,402	50,670	50,093
	3	55,00	53,051	51,752	51,319
	2	55,00	53,701	52,835	52,546
	1,5	55,00	54,026	53,376	53,160
56	5,5	56,00	52,428	50,046	49,252
	4	56,00	53,402	51,670	51,093
	3	56,00	54,051	52,752	52,319
	2	56,00	54,701	53,835	53,546
	1,5	56,00	55,026	54,376	54,160
	1	56,00	55,350	54,917	54,773
58	4	58,00	55,402	53,670	53,093
	3	58,00	56,051	54,752	54,319
	2	58,00	56,701	55,835	55,546
	1,5	58,00	57,026	56,376	56,160
60	4	60,00	57,402	55,670	55,093
	3	60,00	58,051	56,752	56,319
	2	60,00	58,701	57,835	57,546
	1,5	60,00	59,026	58,376	58,160
	1	60,00	59,350	58,917	58,773

Окончание таблицы 3П

Номинальный диаметр резьбы d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		d = D	d ₂ = D ₂	d ₁ = D ₁	d ₃
62	4	62,000	59,402	57,670	57,093
	3	62,000	60,051	58,752	58,319
	2	62,000	60,701	59,835	59,546
	1,5	62,000	61,026	60,376	60,160
64	6	64,000	60,103	57,505	56,639
	4	64,000	61,402	59,670	59,093
	3	64,000	62,051	60,752	60,319
	2	64,000	62,701	61,835	61,546
	1,5	64,000	63,026	62,376	62,160
	1	64,000	63,350	62,917	62,773

Номинальный диаметр метрической резьбы соответствует ее наружному диаметру, измеренному по стержню. Метрическая резьба стандартизована для номинальных диаметров 0,25 – 600 мм. Для каждого номинального диаметра метрической резьбы в диапазоне 1 – 68 мм предусмотрен один крупный и несколько мелких шагов.

Метрическая резьба диаметром менее 1 мм имеет только крупный шаг, диаметром свыше 68 мм – только мелкие шаги.

В обозначении метрической резьбы указывают букву М, номинальный диаметр, шаг (только, если он мелкий) либо ход и шаг (для многозаходной резьбы), а также поле допуска.

Примеры обозначения метрической резьбы:

– номинальный диаметр 24 мм, крупный шаг, поле допуска 6g

M24 – 6g;

– номинальный диаметр 24 мм, мелкий шаг 1,5 мм, поле допуска 6g

M24×1,5 – 6g;

– номинальный диаметр 24 мм, крупный шаг, поле допуска 6g, левая

M24LH – 6g;

– номинальный диаметр 24 мм, мелкий шаг 1,5 мм, поле допуска 6g, двухзаходная (ход резьбы 2×1,5=3 мм), левая

M24×3(P1,5)LH – 6g.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Ряховский О.А., Клыпин А.В. Детали машин: учебник для сред. спец.учеб. заведений. – М.: Дрофа, 2002. – 288 с.

Боков В.Н. Детали машин: лекции с метод.указ. – М.: Высшая школа, 1960. – 671 с.

Батурин А.Т., Ицкович Г.М., Панич Б.Б., Чернин И.М. Детали машин: учебник для машиностр. техникумов. – 6-е изд. – М.: Машиностроение, 1971. – 467 с.

Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу “Детали машин”. – 2-е изд., исправл. – М.: Машиностроение, 2004. – 440 с.

Кишко А.В., Жуникова Т.Л. Резьбовые соединения: учебно – методическое пособие. – СПб.: ГОУВПО СПбГТУРП, 2005. – 44 с.

Бусыгин Ф.М., Кириленко А.Л., Аввакумов М.В. Расчет резьбовых соединений: методические указания. – Л.: ЛТИ ЦБП, 1978. – 32 с.

Резьбы. Сборник стандартов. – М.:Изд-во. стандартов, 2002. – 267 с.

Учебное издание

**Валерий Олегович Варганов
Михаил Владимирович Колычев
Вера Михайловна Гребенникова**

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ - ГАЙКА

Учебное пособие

Редактор и техн. редактор Л.Я. Титова
Компьютерный набор и верстка И.Н. Березкин и П.В. Корнев

Подп. к печати 02.07.09. Формат 60×84/16. Бумаги тип. №1.

Печать офсетная. Печ. л. 2,75 Уч. – изд. л. 2,75 л.

Тираж 100 экз. Изд. №77. Цена «С». Заказ

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