

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

Н. В. Акулов

**ДЕТАЛИ МАШИН. РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРОСТЫХ
ВИНТОВЫХ УСТРОЙСТВ**

ПРАКТИКУМ

**для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2010

УДК 621.833.3(075.8)
ББК 34.443я73
А44

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 5 от 25.01.2010 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

Акулов, Н. В.
А44 Детали машин. Расчет и конструирование простых винтовых устройств : практикум для студентов техн. специальностей днев. и заоч. форм обучения / Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2010. – 34 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Представлены сведения, необходимые для выполнения расчетов и конструирования простых винтовых устройств.

Для студентов технических специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.833.3(075.8)
ББК 34.443я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2010

ВВЕДЕНИЕ

Передача винт-гайка широко применяется в общем машиностроении, робототехнических системах и комплексах, других машинах и механизмах. Широкое применение этих передач обусловлено необходимостью преобразования вращательного движения в поступательное, а также возможностью получения больших осевых сил.

В данных методических указаниях рассматривается расчет простейших механизмов (домкратов и прессов), содержащих передачу винт-гайка, и ставится задача приобрести практические навыки в расчетах данных передач.

Наличие справочных данных позволяет проектировать простейшие механизмы с грузовым винтом, не обращаясь к дополнительной литературе. Приведенные фрагменты основных элементов конструкции домкратов и прессов позволяют сконструировать механизм в целом.

1 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ПЕРЕДАЧАХ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Передачи винт-гайка используют для преобразования вращательного движения в поступательное при перемещении грузов, создания значительных осевых усилий (грузовые винты в домкратах, прессах) и для получения медленных или точных перемещений (ходовые винты для настройки и регулировки механизмов).

Достоинства передач:

- простота, компактность и технологичность конструкции;
- высокая нагрузочная способность и надежность;
- высокая степень редукции;
- возможность обеспечения точных плавных перемещений;
- выполнение самоторможения (при малых углах подъема и отсутствии вибрации), позволяющее использовать его при вертикальных перемещениях.

Недостатки передач:

- повышенный износ резьбы вследствие большого трения;
- низкий КПД (для несамотормозящих передач $\eta = 0,6 \dots 0,8$, для самотормозящих – $\eta < 0,5$);
- тихоходность передачи.

Применение шариковых винтовых пар в ответственных силовых передачах и механизмах точных перемещений позволяет повысить

КПД до 0,9, а также полностью устранить осевой и радиальный зазоры в соединении.

1.1 Классификация передач

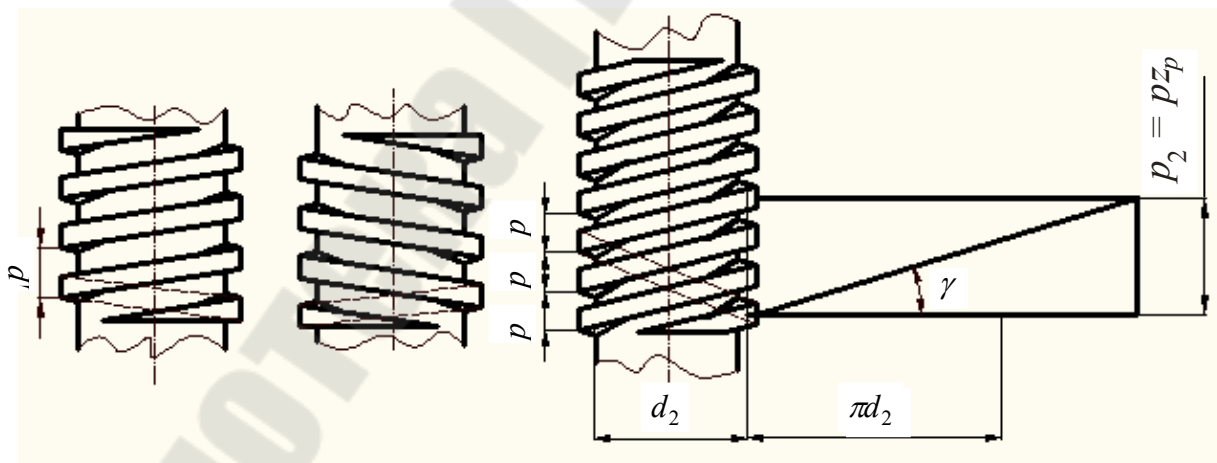
По назначению передачи винт-гайка делят на:

- грузовые – для создания больших осевых нагрузок;
- ходовые – применяемые в различных механизмах подач;
- установочные – используемые для точных перемещений и регулировки.

В зависимости от компоновки механизма передача винт-гайка может быть выполнена по следующим кинематическим схемам:

- винт вращается, гайка перемещается поступательно (ходовой винт токарного станка);
- гайка вращается, винт перемещается поступательно (винтовая передача задней бабки токарного станка);
- гайка неподвижна, винт вращается и перемещается поступательно (домкрат, пресс);
- винт неподвижен, гайка вращается и перемещается поступательно (стол сверлильного станка).

По числу заходов резьбы различают передачи с одно-, двух- и многозаходной резьбой (рисунок 1.1, а – в).



а – однозаходная правая; б – однозаходная левая; в – трехзаходная правая

Рисунок 1.1 – Схема образования резьбы

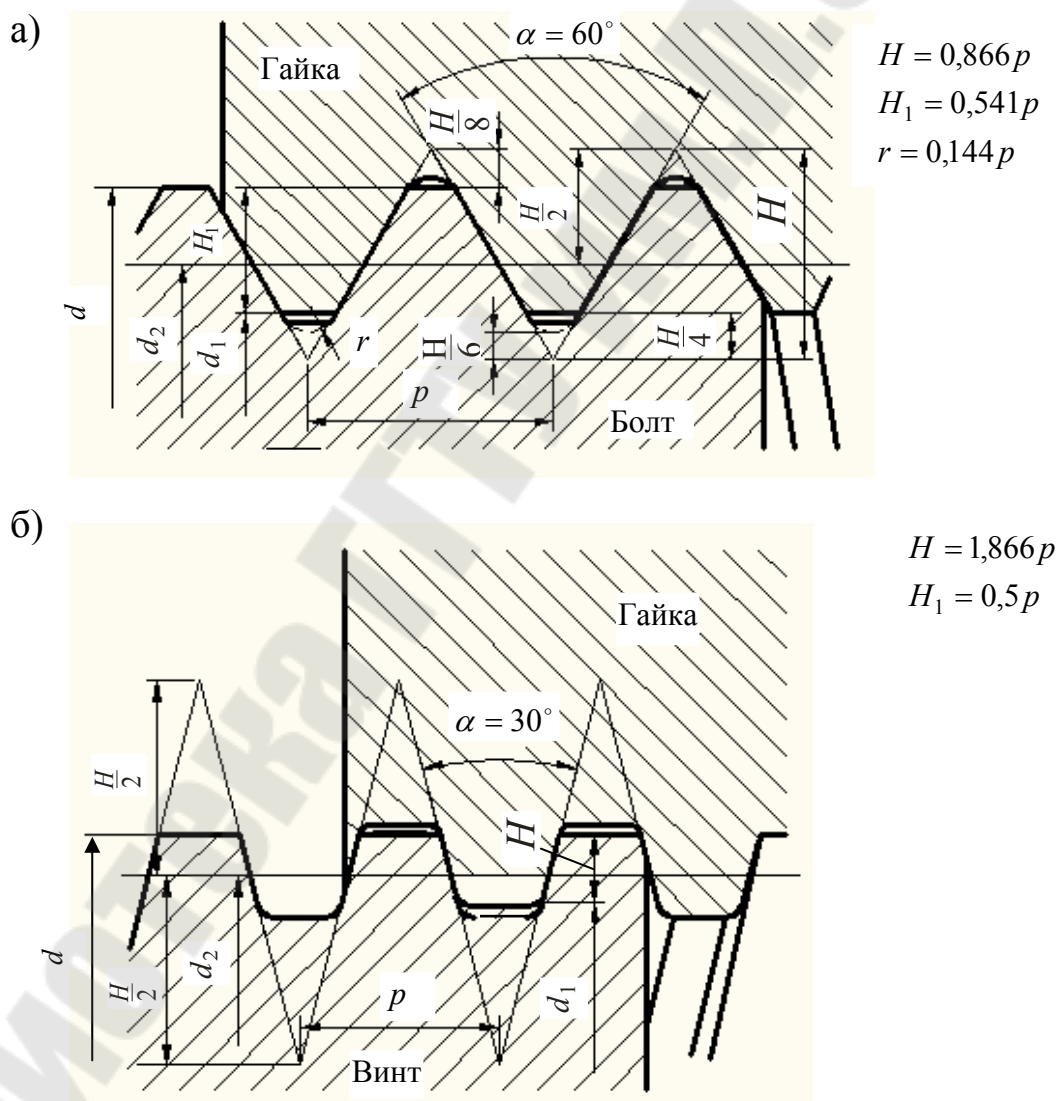
По способности обеспечить самоторможение винтовой пары – с самотормозящей и несмотормозящей резьбой.

По направлению подъема средней винтовой линии – с правой и левой резьбой (рисунок 1.1, а, б).

1.2 Основные параметры передачи

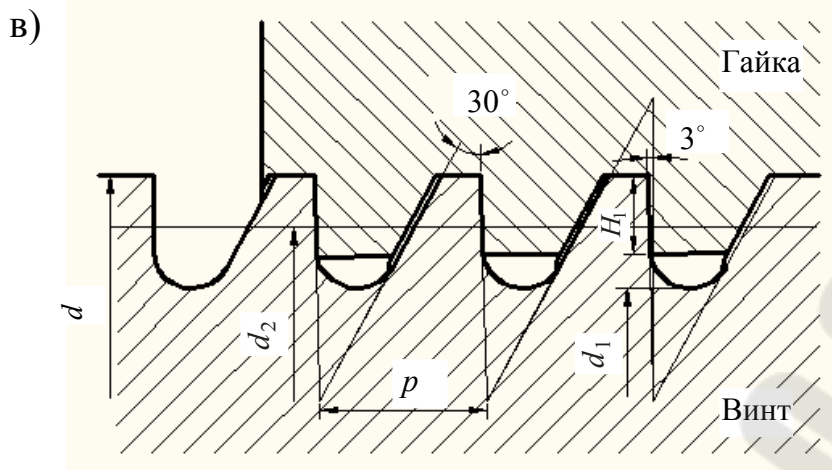
1.2.1 Профиль резьбы.

Выбор профиля резьбы (рисунок 1.2) зависит от назначения передачи (грузовая, ходовая или установочная) и условий эксплуатации (характер нагружения, точность перемещения, нормы зазоров, значения КПД, условия окружающей среды).

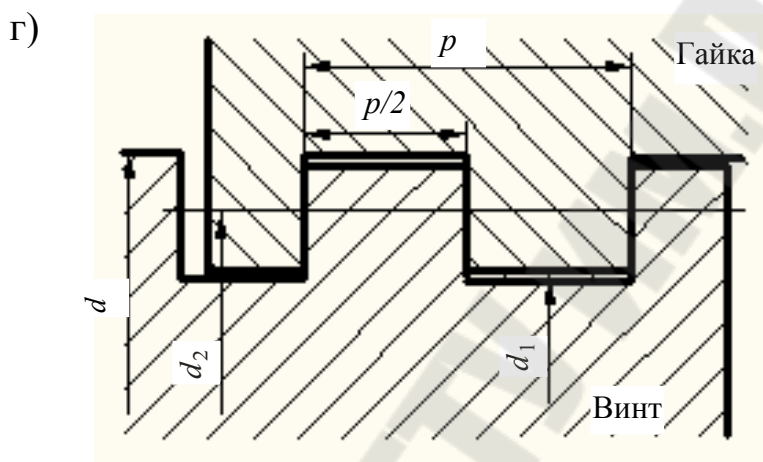


а – метрическая; б – трапецеидальная

Рисунок 1.2 – Профили резьбы



$$H_1 = 0,75p$$



в – упорная; г – прямоугольная

Продолжение рисунка 1.2

Для грузовых винтов, воспринимающих большие односторонние осевые нагрузки, в том числе и ударные, применяют упорную резьбу (рисунок 1.2, в; таблица П2). КПД упорной резьбы выше, чем у трапецидальной, благодаря меньшему профильному (технологическому) углу $\alpha/2 = \gamma = 3^\circ$. Резьба характеризуется высокой статической и усталостной прочностью вследствие значительных радиусов закруглений впадины резьбы, снижающих концентрацию напряжений.

Для установочных винтов, выполняющих точное перемещение, применяют метрические резьбы с мелким шагом, с углом профиля $\alpha = 60^\circ$ (рисунок 1.2, а). Крупные резьбы применяются в грузовых передачах, создающих сравнительно небольшие осевые нагрузки (съемники, струбцины). Резьба характеризуется наибольшей прочностью и

наименьшим КПД (в данном случае КПД не является решающим), технологична.

В домкратах и прессах при небольших осевых нагрузках применяют прямоугольную резьбу с квадратным профилем ($\alpha = 0^\circ$). Резьба обладает наибольшим КПД и пониженной прочностью, не технологична. Ввиду наличия радиального зазора у вершин профилей не обеспечивается достаточная точность центрирования гайки по винту. При износе витков резьбы появляется осевой люфт, который трудно устранить. Прямоугольная резьба не стандартизирована.

1.2.2 Угол подъема винтовой линии и условие самоторможения.

Винтовая передача называется самотормозящей при выполнении условия

$$\gamma < \varphi' , \quad (1)$$

где γ – угол подъема средней винтовой линии (рисунок 1.1, в);

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P \cdot z_p}{\pi \cdot d_2} ; \quad (2)$$

P – шаг резьбы, мм;

z_p – число заходов резьбы;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

φ' – приведенный угол трения;

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} ; \quad (3)$$

f – коэффициент трения в резьбе (таблица ПЗ);

$\frac{\alpha}{2}$ – угол наклона рабочей стороны профиля резьбы;

$\frac{\alpha}{2} = 30^\circ$ – в метрической (рисунок 1.2, а);

$\frac{\alpha}{2} = 15^\circ$ – в трапецеидальной (рисунок 1.2, б);

$\frac{\alpha}{2} = \gamma = 3^\circ$ – в упорной (рисунок 1.2, в).

В прямоугольной резьбе $\frac{\alpha}{2} = 0^\circ$ (рисунок 1.2, г).

Самотормозящие передачи применяются для преобразования вращательного движения в поступательное, при этом гарантируется отсутствие движения под действием осевой статической силы, т.е. в самотормозящих передачах поднятый груз не будет самопроизвольно опускаться, и необходимость в тормозных устройствах отпадает.

Если в винтовой передаче

$$\gamma > \varphi', \quad (4)$$

она является несамотормозящей. При условии $\gamma = 2^\circ$ $\varphi' \cong 12^\circ$ винтовую передачу можно использовать для преобразования поступательного движения во вращательное.

1.2.3 Число заходов резьбы.

Самотормозящая передача характеризуется малыми углами подъема γ , поэтому в ней обычно применяют однозаходную резьбу.

В случаях, когда требуется большое перемещение винта или гайки за один оборот, применяют резьбы с большим ходом. Однако, в пределах обычной высоты гайки получается малое число витков резьбы, что влияет на недостаточную ее прочность. В этих случаях применяют многозаходные винты, чтобы получить достаточное число витков резьбы.

Согласно выражению (2) число заходов резьбы

$$z_p = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{P}. \quad (5)$$

Ход резьбы, т.е. осевое перемещение гайки (винта) за один полный оборот

$$P_z = P \cdot z_p. \quad (6)$$

1.2.4 Кинематические и силовые зависимости в винтовой паре.

Скорость относительного перемещения гайки или винта, мм/с

$$v = \frac{z_p \cdot P \cdot n}{60}, \quad (7)$$

где P – шаг резьбы, мм;

n – частота вращения винта или гайки, мин⁻¹;

Ход резьбы P_z в зависимости от скорости поступательного движения v (мм/с) и угловой скорости ω (рад/с) винта или гайки

$$P_z = \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{\omega}. \quad (8)$$

Передаточное число винтовой пары

$$u = \frac{\pi \cdot d_2}{P_z}, \quad (9)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы, мм;

P_z – ход средней винтовой линии, мм.

Зависимость между моментом трения в резьбе T_p (Н·мм) и создаваемой осевой нагрузкой Q (Н)

$$T_p = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot fg(\gamma + \varphi'). \quad (10)$$

На рисунке 1.3 представлен общий вид винтового домкрата.

Момент трения в кольцевой пяте, Н·мм (рисунок 1.4, а, б)

$$T_{on} = \frac{1}{3} \cdot Q \cdot f \cdot \frac{D_0^3 - d_0^3}{D_0^2 - d_0^2}, \quad (11)$$

где f – коэффициент трения скольжения; $f = 0,12 \dots 0,15$ (сталь по чугуну или сталь по стали).

Момент трения в сплошной пяте, Н·мм (рисунок 1.4, в)

$$T_{on} = \frac{1}{3} \cdot Q \cdot f \cdot D_0. \quad (12)$$

Момент трения в пяте с трением качения, Н·мм (рисунок 1.4, г)

$$T_{on} = 0,25 \cdot Q \cdot f_{np} \cdot (D_n + d_n), \quad (13)$$

де f_{np} – приведенный коэффициент трения; $f_{np} = 0,3$;

D_n и d_n – соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника, мм.

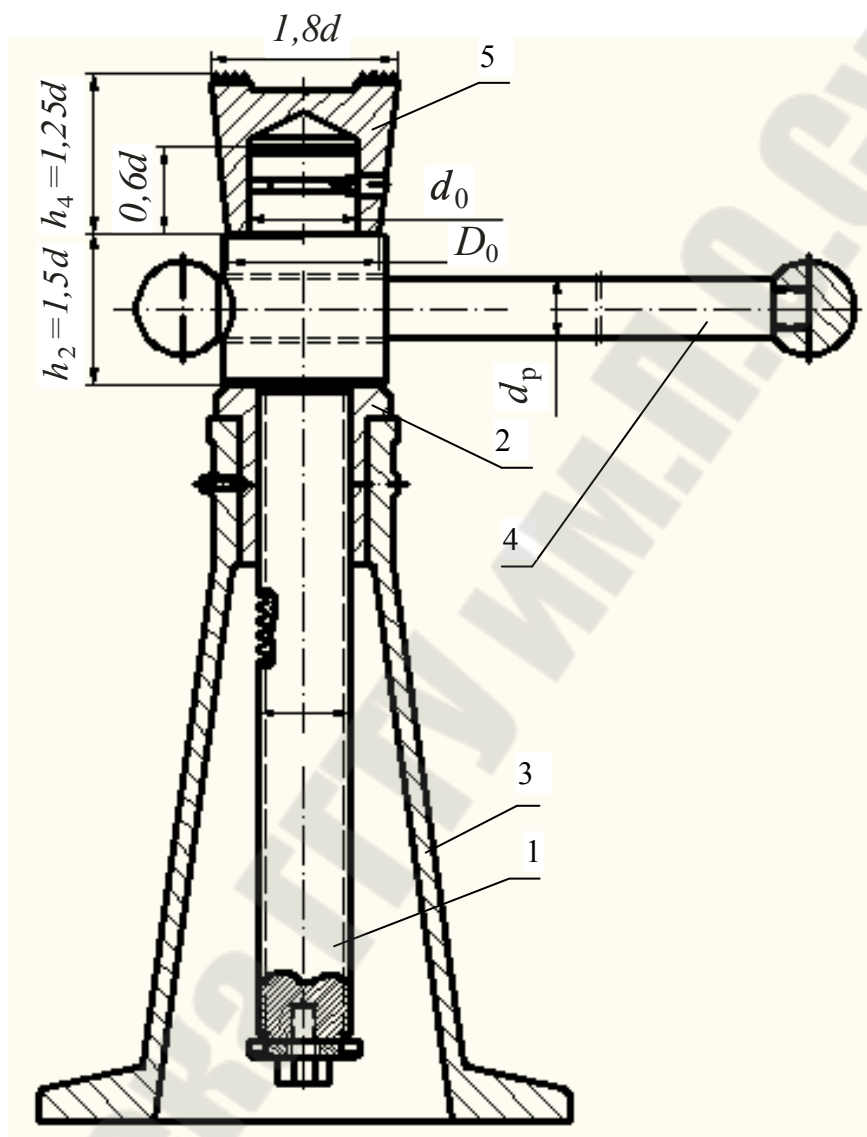
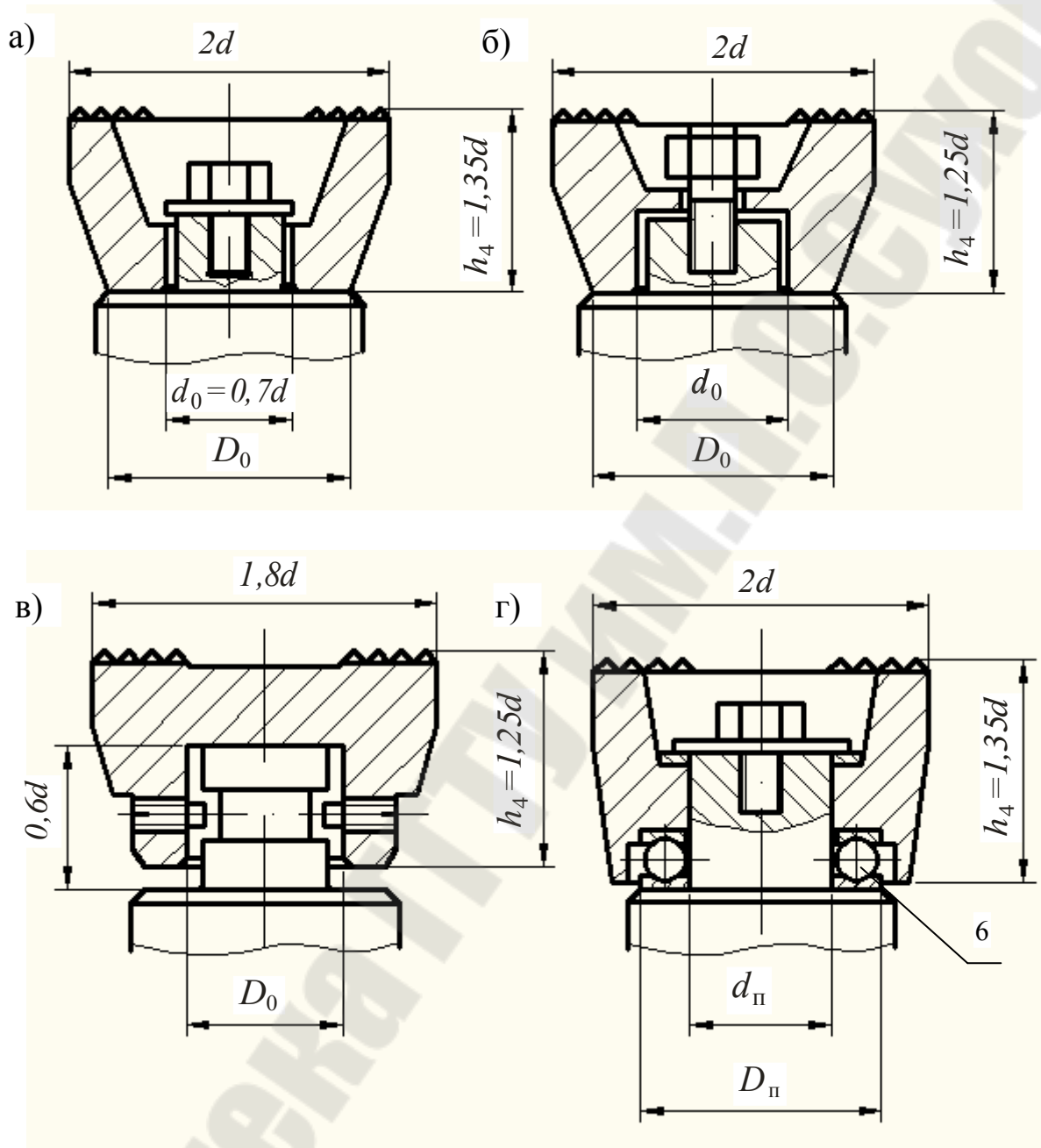


Рисунок 1.3 – Винтовой домкрат

1.2.5 КПД передачи.

С учетом потерь в резьбе и на опорной поверхности винта КПД передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi') + 2 \frac{T_{on}}{Q \cdot d_2}} \quad (14)$$



а, б – опорные узлы в виде кольцевой пяты; в – опорный узел в виде сплошной пяты; г – опорный узел в виде пяты с трением качения

Рисунок 1.4 – Опорные узлы

Из выражения (14) следует, что КПД винтовой пары возрастает с увеличением угла подъема γ , с уменьшением приведенного угла трения φ' и момента трения на опорной поверхности винта. Для увеличения γ применяют многозаходные резьбы; уменьшение φ' , а также потерь в опорах достигается применением антифрикционных мате-

риалов, тщательной обработкой и смазкой трущихся поверхностей. Существенно снижается трение в опорах при установке под упорный торец винта или гайки подшипников качения (рисунок 1.4, г).

1.3 Конструкция передач

В качестве примера рассмотрим принцип работы домкрата (рисунок 1.3).

Основными конструктивными элементами являются: винт 1, гайка 2, корпус 3, рукоятка 4 и чашка 5.

При воздействии рабочего на рукоятку 4 создается усилие, которое способствует вращению винта 1 и его поступательному перемещению.

На головке винта установлена чашка 5, упирающаяся в груз. Чашка имеет насечку на верхней плоскости для предупреждения проскальзывания груза.

При работе домкрата между головкой винта 1 и чашкой 5 возникает трение. Для уменьшения потерь по кольцевой поверхности уменьшают радиус опорной поверхности чашки 5 либо устанавливают упорный подшипник 6 (рисунок 1.4, г). Полное вывинчивание винта 1 из гайки 2 ограничивается торцевой шайбой 7. Стопорение гайки в корпусе 3 от проворачивания моментом трения винтовой пары осуществляется стопорным винтом 8. Высота корпуса 3 домкрата принимается с таким расчетом, чтобы полностью опущенный винт 1 не упирался в основание домкрата, либо фундамента.

1.4 Материалы винтовой пары

Материалы винта и гайки должны составлять антифрикционную износостойкую пару и обладать хорошей обрабатываемостью.

Выбор марки материала зависит от назначения передачи, условий работы и способа обработки резьбы.

Винты, не подвергаемые закалке, изготавливают из сталей 40, 45, 50; подвергаемые закалке – из сталей : 65Г, У10А, 40Х, 40ХГ, 40ХН. Точные тяжелонагруженные винты изготавливают из азотируемых сталей 65Г, 40Х, 40ХГ, так как они характеризуются минимальным короблением после термообработки и повышенной износостойкостью.

Гайки ответственных передач изготавливают из оловянистых бронз марок БрО10Ф1, БрО6Ц6С3; в малоответственных тихоходных передачах ($v \leq 2$ м/с) применяют антифрикционный чугун марки АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2, а также серый чугун СЧ20.

1.5 Конструкция винта и гайки

Винты грузовых механизмов выполняют в пределах $l = (8 \dots 10) \cdot d$. Опорой таких винтов служат гайки.

Ходовые винты при большой длине выполняют составными из нескольких частей, которые затем свинчиваются и крепятся дополнительно клиньями, либо коническими штифтами.

В качестве опор для тяжело нагруженных ходовых винтов применяют подшипники качения.

Для компенсации опасных тепловых напряжений и деформаций осевую фиксацию ходовых винтов осуществляют в одной опоре. Длинные винты, воспринимающие двухстороннюю нагрузку, фиксируются в двух опорах, чтобы винт в обе стороны работал на растяжение.

Простые гайки выполняют в виде цельной втулки с фланцем для осевой фиксации (рисунок 1.5, а).

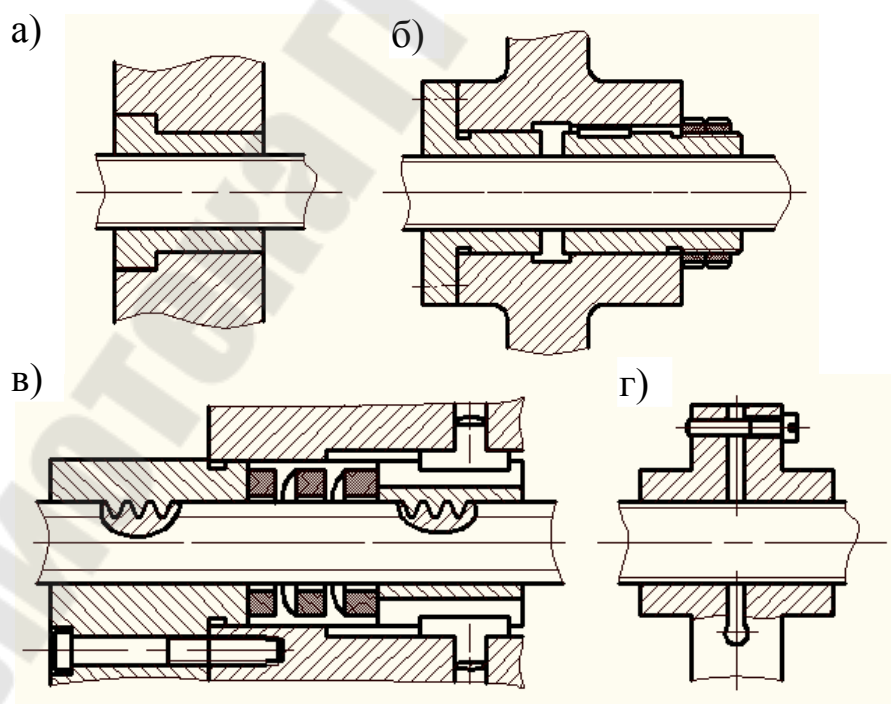
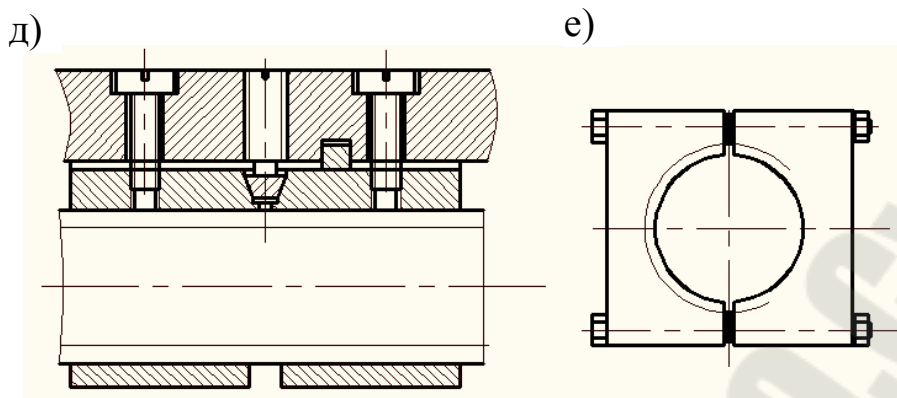


Рисунок 1.5 – Винтовые пары скольжения



а – простая гайка; б, в, д – с компенсацией зазора осевым смещением сдвоенных гаек;
 г – с компенсацией зазора стягиванием разрезной гайки; е – с компенсацией зазора составной гайки путем удаления прокладок по разьему

Продолжение рисунка 1.5

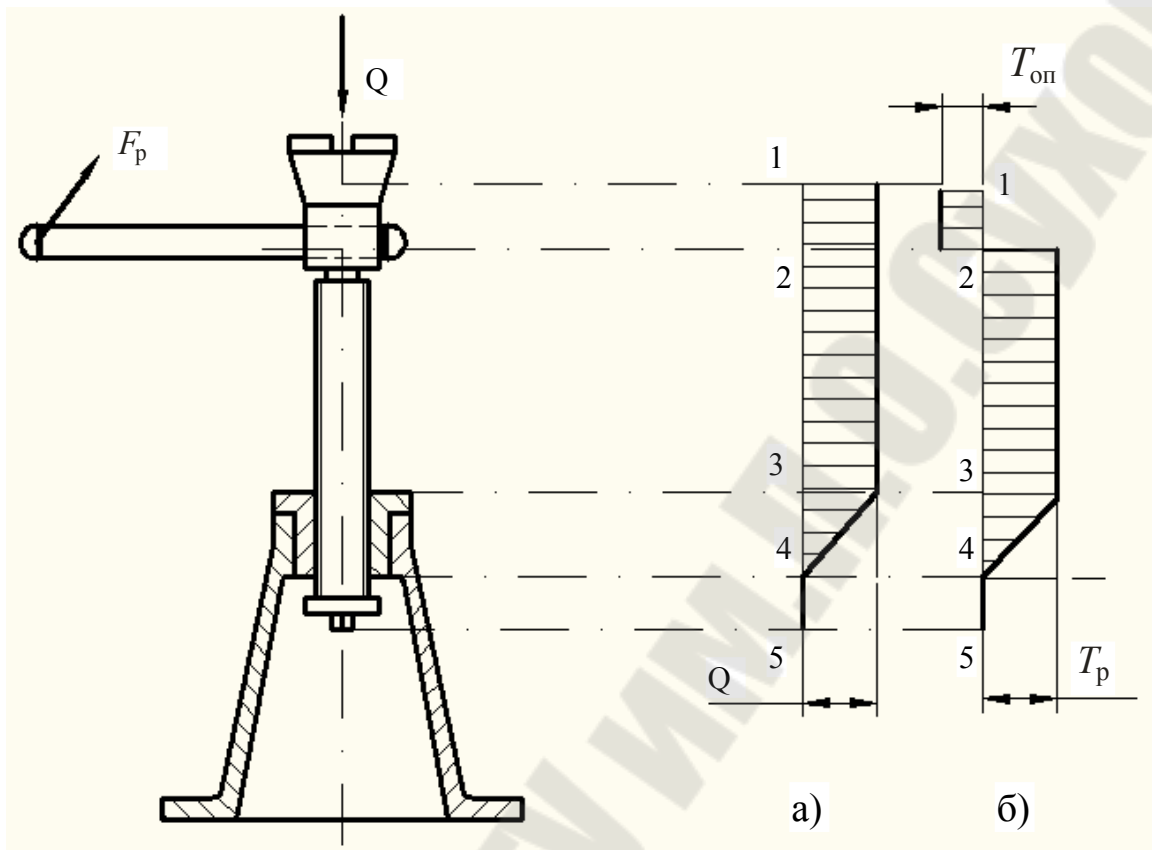
Конструкции гаек ходовых винтов, предназначенные для точных перемещений с двухсторонним приложением нагрузки, предусматривают возможность компенсации зазора осевым относительным смещением сдвоенных гаек: посредством резьбы (рисунок 1.5, б); клина (рисунок 1.5, д); пружины (рисунок 1.5, в); стягиванием разрезной гайки (рисунок 1.5, г); удалением части прокладок по разьему составной гайки (рисунок 1.5, е).

1.6 Распределение осевых сил и крутящих моментов по длине винта

Для определения нагрузок в опасном сечении винта строят эпюры продольных сил и крутящих моментов в предположении равномерного распределения сил и моментов по виткам гайки.

При работе домкрата под нагрузкой (рисунок 1.6 а) участок 1 – 3 от опорной поверхности винта до гайки сжимается полной силой Q . По высоте гайки на участке 3 – 4 нагрузка падает до нуля.

Помимо сжатия винт домкрата скручивается (рисунок 1.6 б): на участке 1 – 2 от опорной поверхности винта до оси рукоятки моментом трения в опоре T_{on} , и на участке 2 – 4 – моментом трения в резьбе T_p . По высоте гайки на участке 3 – 4 значение момента T_p падает до нуля.



а) – эпюра сжимающих сил: б) – эпюра скручивающих моментов

Рисунок 1.6– Схема винтового домкрата

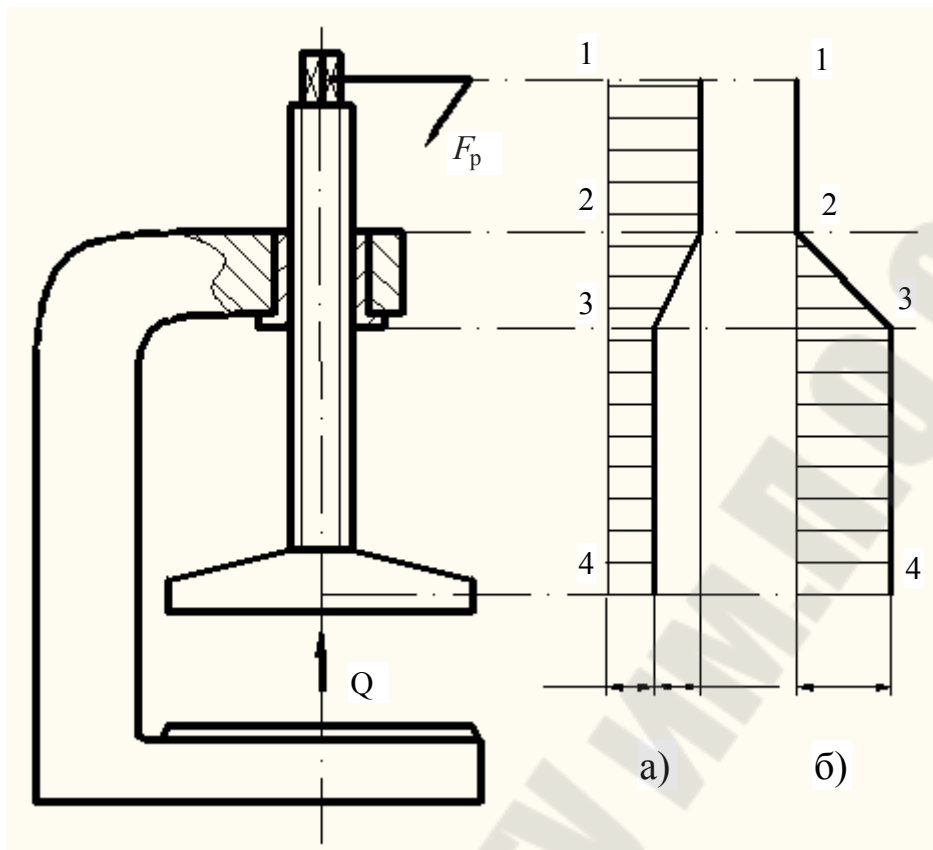
Поскольку обычно (для винтовой пары скольжения) $T_{on} < T_p$, то опасным является участок винта домкрата 2 – 3, нагруженный осевой силой Q и моментом трения в резьбе T_p .

Под нагрузкой участок винта 4 – 3 от опорной поверхности винта до гайки сжимается полной силой Q . По высоте гайки на участке 3 – 2 сжимающая сила падает до нуля.

Схема винтового пресса представлена на рисунке 1.7

Винт пресса нагружен крутящими моментами: на участке 1 – 4 моментом трения в опоре T_{on} , а на участке 1 – 3 – моментом трения в резьбе T_p , который по высоте гайки уменьшается до нуля.

Так как винт пресса испытывает сжатие, то опасным окажется участок винта 1 – 2, нагруженный осевой силой Q и суммарным крутящим моментом $T = T_{on} + T_p$.



а) – эпюра сжимающих сил; б) – эпюра скручивающих моментов

Рисунок 1.7– Схема винтового пресса

Момент T_{on} определяют в зависимости от конструкции опоры по формулам (11) – (13); момент T_p – по формуле (10).

1.7 Расчет передачи

Основным критерием работоспособности передачи является износостойкость резьбы, которая оценивается по величине среднего удельного давления. По этому критерию выполняют проектировочный расчет.

Проверку винта проводят на прочность и устойчивость (рисунок 1.8).

Средний диаметр резьбы, мм, определяется по формуле

$$d_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [q]}} \quad (15)$$

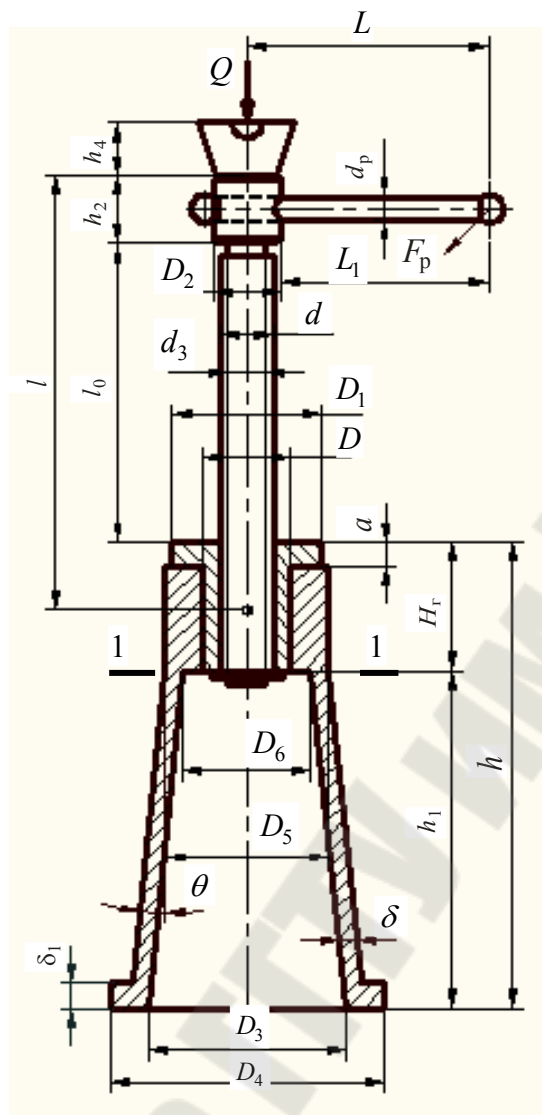


Рисунок 1.8– Расчетная схема домкрата

где Q – осевая нагрузка, действующая на передачу, Н%;

$\psi_H = \frac{H_c}{d_2}$ – коэффициент высоты гайки: для цельных гаек

$\psi_H = 1,2 \dots 2,5$; для разъемных и сдвоенных гаек $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$;

$\psi_h = \frac{H_k}{P}$ – коэффициент рабочей высоты профиля резьбы: трапецидальной – $\psi_h = 0,5$ (рисунок 1.2, б); упорной – $\psi_h = 0,75$ (рисунок 1.2, в); прямоугольной – $\psi_h = 0,5$;

$[q]$ – среднее допускаемое давление в резьбе (таблица П4).

Полученное значение d_2 округляется до стандартного (таблицы П1, П2) и принимаются остальные параметры резьбы винта и гайки.

При расчете винтов с прямоугольной резьбой, ее параметры определяют из соотношений:

$$P = \frac{d_2}{4}; \quad d_1 = \frac{8d_2}{9}; \quad d = \frac{5d_1}{4}. \quad (16)$$

В зависимости от назначения передачи и требований в отношении самоторможения задаются числом заходов резьбы z_p .

При известной скорости поступательного движения v и угловой скорости ω винта (гайки) определяют ход резьбы (формула 8), а затем число заходов резьбы z_p .

Для самотормозящих передач должно быть выполнено условие (1).

Высота гайки определяется по формуле

$$H_z = \psi_H \cdot d_2. \quad (17)$$

Учитывая неравномерность распределения осевой нагрузки по виткам резьбы, необходимо выполнить условие

$$z = \frac{H_z}{P} \leq 10 \dots 12. \quad (17')$$

Если полученное число витков $z > 12$, необходимо увеличить диаметр резьбы или изменить материал гайки.

Далее определяют конструктивные размеры гайки.

Наружный диаметр гайки D , мм, (рисунок 1.7) определяется из условия прочности ее тела на растяжение осевой силой и кручение моментом винтовой пары по формуле

$$D = \sqrt{\frac{5Q}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2}, \quad (18)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение материала гайки, МПа; $[\sigma_p] = 34 \dots 44$ МПа – для бронзы; $[\sigma_p] = 20 \dots 34$ МПа – для чугуна.

Наружный диаметр гайки определяется из условия прочности на смятие по формуле

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot [\sigma_{см}]} + D^2}, \quad (19)$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие материала гайки, МПа; $[\sigma_{см}] = 42 \dots 55$ МПа – для бронзы или чугуна по чугуну или стали.

Высоту фланца гайки a , для более равномерного распределения осевой нагрузки по виткам резьбы, принимают

$$a = (0,25 \dots 0,3) \cdot H_z \quad (20)$$

и проверяют на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot a} \leq [\tau_{ср}], \quad (21)$$

где $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение на срез, МПа; $[\tau_{ср}] = 20 \dots 25$ МПа – для бронзы; $[\tau_{ср}] = 20 \dots 30$ МПа – для чугуна.

При действии сжимающей нагрузки, винты проверяют на устойчивость

$$Q_{дон} = [\sigma_{сж}] \cdot F \cdot \varphi \geq Q, \quad (22)$$

где $Q_{дон}$ – допускаемая осевая нагрузка на винт из условия устойчивости, Н;

$[\sigma_{сж}] = \sigma_T / 3$ – допускаемое напряжение на сжатие стального винта, МПа;

σ_T – предел текучести материала, МПа (таблица П5);

F – площадь поперечного сечения винта, мм²; $F = (\pi \cdot d_3^2) / 4$;

φ – коэффициент понижения допускаемых напряжений на сжатие; его значение выбирают по гибкости стержня $\lambda = (\mu \cdot l) / i_{\min}$ (таблица П6).

μ – коэффициент приведения длины сжатого участка винта, зависящий от способа закрепления его концов. Опоры скольжения при $l/d \leq 2$ и опоры качения при одном подшипнике в опоре эквивалентны шарнирной опоре; гайка с опорой рассматривается как заделка; разъемную гайку считают шарнирной опорой. Тогда: $\mu = 1$ – оба конца винта закреплены шарнирно или один из них направляется гайкой (ходовые винты); $\mu = 2$ – один конец винта свободен, другой закреплен жестко или направляется гайкой (винт домкрата); $\mu = 0,7$ – один конец винта закреплен жестко или направляется гайкой, другой закреплен шарнирно (винт пресса);

l – наибольшая длина сжатой части винта, мм: для винтов, у которых второй опорой служит гайка, – расстояние между серединами опоры и гайки; для винтов пресса и домкрата – расстояние между опорной поверхностью винта и серединой гайки (размер l , рисунок 1.7);

$i_{\min} = d_3/4$ – минимальный радиус инерции поперечного сечения винта, мм;

Q – заданная нагрузка, Н.

В случае недостаточной жесткости винта, т.е. при $Q_{дон} < Q$ необходимо увеличить диаметр винта d_3 .

Винт на прочность проверяется по эквивалентному напряжению в наиболее опасном сечении. Для винта домкрата, пресса, съемника, струбцины (рисунки 1.6, 1.7) опасным является одно из сечений между гайкой и рукояткой:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{4Q}{\pi \cdot d_3^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0,2 \cdot d_3^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (23)$$

где T – крутящий момент, возникающий в опасном сечении винта: в прессах, съемниках, струбцинах $T = T_{он} + T_p$, в домкратах $T = T_p$;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на сжатие или растяжение стальных винтов; $[\sigma] = \sigma_T/3$.

Если расчетное напряжение $\sigma_{\text{экв}} > [\sigma]$, то необходимо увеличить диаметр d_3 или выбрать другой материал винта.

Длина рукоятки (диаметр штурвала) передачи определяется из условия равновесия движущего момента, создаваемого рабочим $T_{раб}$ и моментом трения в опоре – $T_{он}$, в резьбе – T_p :

$$T_{раб} = T_{он} + T_p. \quad (24)$$

Момент, создаваемый рабочим

$$T_{раб} = n_p \cdot F_p \cdot L \cdot K, \quad (25)$$

где n_p – количество рабочих;

F_p – усилие, создаваемое одним рабочим на рукоятке (штурвале), Н; $F_p = 300$ Н;

L – длина рукоятки (радиус штурвала), мм;

K – коэффициент, учитывающий неудобство одновременной работы двух или более рабочих; $K = 0,8$.

Тогда из выражений (24) и (25)

$$L = \frac{T_{он} + T_p}{n_p \cdot F_p \cdot K}. \quad (26)$$

Диаметр рукоятки d_p , мм, из условия прочности на изгиб консольной балки с плечом изгиба $L_1 = L - D_2/2$ (рисунок 1.8):

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{n_p \cdot F_p \cdot K \cdot L_1}{0,1 \cdot [\sigma_u]}}, \quad (27)$$

где $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение на изгиб, МПа; для сталей марок 15 (Ст3) и 20 (Ст4) – $[\sigma_u] = 120 \dots 130$ МПа.

2 ПРИМЕР РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ВИНТ–ГАЙКА

Условие задачи.

Рассчитать винтовой домкрат (рисунок 1.8) грузоподъемностью $Q = 100000$ Н. Высота подъема груза $l_0 = 200$ мм.

Решение.

1. Принимаем: материал винта – сталь 45 (таблица П5), $\sigma_T = 360$ МПа; материал гайки – БрО10Ф1; материал корпуса домкрата – чугун СЧ15.

Допускаемые напряжения:

– для материала винта

$$[\sigma] = 360/3 = 120 \text{ МПа};$$

– для материала гайки

$$[\sigma_p] = 40 \text{ МПа}; \quad [\sigma_{сж}] = 50 \text{ МПа}.$$

Допускаемое давление для пары сталь–бронза (таблица П4):

$$[q] = 9 \text{ МПа}.$$

Так как нагрузка в передаче односторонняя, то принимаем упорную резьбу: $\psi_h = 0,75$.

Конструкцию гайки принимаем цельную (рисунок 1.5, а): $\psi_H = 1,5$.

2. Определяем средний диаметр резьбы по формуле (15)

$$d_2 = \sqrt{\frac{100000}{3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,75 \cdot 9}} = 56,084 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 10177-82 (таблица П2) принимаем однозаходную резьбу с параметрами: $z_p = 1$; $d = 65$ мм; $P = 10$ мм; $d_2 = 57,5$ мм; $d_3 = 47,644$ мм.

3. Определяем угол подъема резьбы по формуле (2)

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{10 \cdot 1}{3,14 \cdot 57,5} = 0,05539;$$

$$\gamma = 3^\circ 10' 12''.$$

Приведенный угол трения определяется по формуле (3)

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,1}{\cos 3^\circ} = 5^\circ 43' 06''.$$

Так как $\gamma < \varphi'$ винтовая пара самотормозящая, следовательно, условие (1) соблюдено.

4. Высота гайки определяется по формуле (17)

$$H_2 = 1,5 \cdot 57,5 = 86,3 \text{ мм.}$$

Принимаем $H_2 = 88 \text{ мм.}$

5. Число витков резьбы в гайке определяется по формуле (17')

$$z = \frac{88}{10} = 8,8 < z = 10 \dots 12.$$

6. Наружный диаметр гайки определяется по формуле (18)

$$D = \sqrt{\frac{5 \cdot 100000}{3,14 \cdot 40} + 65^2} = 90,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $D = 95 \text{ мм.}$

7. Наружный диаметр фланца гайки определяется по формуле (19)

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 50} + 95^2} = 107,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_1 = 110 \text{ мм.}$

8. Высота фланца гайки определяется по формуле (20)

$$a = 0,25 \cdot 88 = 22 \text{ мм.}$$

Проверяем высоту фланца на срез по формуле (21)

$$\tau_{cp} = \frac{100000}{3,14 \cdot 95 \cdot 22} = 15,2 \text{ МПа} < [\tau_{cp}] = 20 \dots 25 \text{ МПа.}$$

9. Из условия износостойкости наружный диаметр опорной поверхности чашки домкрата (рисунок 1.3, б) определяется по формуле

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [q]} + d_0^2}; \quad (28)$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 15} + 45^2} \cong 102,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_0 = 105$ мм.

В формуле (28): допустимое удельное давление $[q] = 15$ МПа; внутренний диаметр опорной поверхности чашки принимаем конструктивно $d_0 = 0,7 \cdot d = 0,7 \cdot 65 \cong 45$ мм. Высота чашки $h_4 = 1,35 \cdot d = 1,35 \cdot 65 \cong 88$ мм. Диаметр головки винта $D_2 = D_0 + 5 = 105 + 5 = 110$ мм. Высота головки винта $h_2 = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 65 \cong 98$ мм.

10. Проверяем винт на устойчивость. Определяем длину сжатой части винта (рисунок 1.8):

$$l = l_0 + h_2 + \frac{H_2}{2} = 200 + 98 + \frac{88}{2} = 342 \text{ мм.}$$

Находим гибкость винта

$$\lambda = \frac{2 \cdot 342}{11,911} \cong 58,$$

где $i_{\min} = \frac{47,644}{4} = 11,911$ мм.

По таблице П6 для гибкости $\lambda = 58$ коэффициент уменьшения напряжения для стали 45 $\varphi = 0,83$. Тогда допустимая осевая нагрузка на винт (формула 22)

$$Q_{\text{дон}} = 120 \cdot \frac{3,14 \cdot 47,644^2}{4} \cdot 0,83 = 177478 \text{ Н} > Q = 100000 \text{ Н.}$$

Условие (22) выполняется.

11. Эквивалентное напряжение в наиболее опасном сечении винта домкрата определяется по формуле (23)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 47,644^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{449613}{0,2 \cdot 47,644^3}\right)^2} = 66,7 \text{ МПа,}$$

где $T = T_p = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma + \varphi')$ (формула 10);

$$T = 100000 \cdot \frac{57,5}{2} \cdot \text{tg}(3^\circ 10' 12'' + 5^\circ 43' 06'') = 449613 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

$$\sigma_{\text{экв}} < [\sigma].$$

Условие (23) выполняется.

12. Момент трения в опоре определяется по формуле (11), рисунок 1.3, б

$$T_{on} = \frac{1}{3} \cdot 100000 \cdot 0,12 \cdot \frac{105^3 - 45^3}{105^2 - 45^2} = 474000 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

13. Длина рукоятки, ориентируясь на двух рабочих, определяется по формуле (26)

$$L = \frac{474000 + 449613}{2 \cdot 300 \cdot 0,8} = 1090 \text{ мм}.$$

14. Диаметр рукоятки определяется по формуле (27)

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 300 \cdot 0,8 \cdot 1035}{0,1 \cdot 130}} = 34 \text{ мм},$$

где $L_1 = L - \frac{D_2}{2} = 1090 - \frac{110}{2} = 1035 \text{ мм}.$

15. КПД домкрата определяется по формуле (14)

$$\eta = \frac{\text{tg}3^\circ 10' 12''}{\text{tg}(3^\circ 10' 12'' + 5^\circ 43' 06'') + 2 \cdot \frac{474000}{100000 \cdot 57,5}} = 0,17.$$

16. Определяем размеры корпуса (рисунок 1.8).

Высота корпуса h определяется высотой подъема груза $l_0 = 200 \text{ мм}$, высотой гайки $H_2 = 88 \text{ мм}$ и способом крепления торцовой шайбы. Принимаем

$$h = l_0 + H_2 + 50 \text{ мм} = 200 + 88 + 50 = 338 \text{ мм}.$$

Для обеспечения устойчивости домкрата корпус его выполняется с уклоном к основанию $\text{tg}\theta = \frac{1}{10}$. Для свободного выхода резца при расточке посадочной поверхности под гайку принимаем:

$$D_6 = D + (5 \dots 10) = 95 + 10 = 105 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр корпуса у основания

$$D_3 = D_6 + 2 \cdot h_1 \cdot \text{tg}\theta = 105 + 2 \cdot (h - H_2) \cdot \frac{1}{10} =$$

$$= 105 + 2 \cdot (338 - 88) \cdot \frac{1}{10} = 155 \text{ мм.}$$

Диаметр D_4 определяется из условия прочности на смятие материала опоры (обычно деревянные брусья), на который опирается домкрат:

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot [\sigma_{см}]} + D_3^2}; \quad (29)$$

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot 4} + 155^2} \cong 236 \text{ мм,}$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для дерева, МПа; $[\sigma_{см}] = 4$ МПа.

Толщина стенки корпуса принимается конструктивно из условия получения отливки и проверяется в опасном сечении на сжатие. Принимаем $\delta = 10$ мм и определяем напряжение сжатия в сечении 1–1 (рисунок 1.8):

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot (D_5^2 - D_6^2)} \leq [\sigma_{сж}], \quad (30)$$

где $D_5 = D_6 + 2 \cdot \delta$; $D_5 = 105 + 2 \cdot 10 = 125$ мм;

$[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение на сжатие, МПа; $[\sigma_{сж}] = 35 \dots 45$ МПа.

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot 100000}{3,14 \cdot (125^2 - 105^2)} = 27,7 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_{сж}] < [\sigma_{сж}].$$

Условие (30) выполняется.

Толщина опорного фланца $\delta_1 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 10 = 15$ мм.

Конструктивное оформление простых винтовых устройств широко представлено в учебной литературе, например ([5], с. 261-266).

3 ЗАДАНИЯ НА ВЫПОЛНЕНИЕ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

Для выполнения расчетов используются расчетные схемы домкрат (рисунок 1.6) и винтового пресса (рисунок 1.7)

Исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Данные к выполнению расчетов

№ варианта	Рисунок	Осевое усилие Q , кН	Расчетная длина винта l_0 , мм	Тип резьбы
1	1.8	3	100	Треугольная
2	1.8	4	120	Трапецеидальная
3	1.8	5	130	Треугольная
4	1.8	6	140	Трапецеидальная
5	1.8	7	150	Прямоугольная
6	1.7	8	160	Упорная
7	1.8	9	170	Треугольная
8	1.7	10	150	Упорная
9	1.7	11	160	Упорная
10	1.7	12	170	Упорная
11	1.8	13	140	Трапецеидальная
12	1.8	14	170	Трапецеидальная
13	1.7	30	180	Упорная
14	1.7	50	190	Упорная
15	1.7	70	210	Упорная

ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин и основы конструирования/Под ред. М.Н. Ерохина. –М.: КолосС, 2005. – 462 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов/Под ред. В.А. Финогенова. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
3. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991. – 276 с.
4. Куклин Н.Г., Куклина Г.С. Детали машин. М.: Высш. шк., 1987. – 383 с.
5. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие. – Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица П1 – Профиль и основные размеры трапецидальных однозаходных резьб (рисунок 1.2, б) [3]

Размеры в мм

Размеры профиля резьбы (ГОСТ 9484-81)									
P	a_c	h_3	$R_{1\max}$	$R_{2\max}$	P	a_c	h_3	$R_{1\max}$	$R_{2\max}$
1,5	0,15	0,9	0,075	0,15	6	0,5	3,5	0,25	0,5
2	0,25	1,25	0,125	0,25	8		4,5		
3		1,75			10		5,5		
4		2,25			12		6,5		
5		2,75			16		1,0		
Основные размеры резьб (ГОСТ 24738-81)									
d	d_3	$d_2 = D_2$	D_4	D_1	d	d_3	$d_2 = D_2$	D_4	D_1
$P = 1,5$					$P = 5$				
8	6,2	7,25	8,3	6,5	95	89,5	92,5	95,5	90
$P = 2$					100	94,5	97,5	100,5	95
8	5,5	7	8,5	6	$P = 6$				
10	7,5	9	10,5	8	30	23	27	31	24
12	9,5	11	12,5	10	32	25	29	33	26
14	11,5	13	14,5	12	34	27	31	35	28
16	13,5	15	16,5	14	36	29	33	37	30
18	15,5	17	18,5	16	38	31	35	39	32
22	19,5	21	22,5	20	40	33	37	41	34
24	21,5	23	24,5	22	42	35	39	43	26
26	23,5	25	26,5	24	$P = 8$				
28	25,5	27	28,5	26	28	19	24	29	20
$P = 3$					44	35	40	45	35
30	26,5	28,5	30,5	27	46	37	42	47	38
34	30,5	32,5	34,5	31	48	39	44	49	40
36	32,5	34,5	36,5	33	52	41	46	51	42
38	34,5	36,5	38,5	35	55	46	51	56	47
42	38,5	40,5	42,5	39	60	51	56	61	52
44	40,5	42,5	44,5	41	$P = 10$				
46	42,5	44,5	46,5	43	36	25	31	37	26
50	46,5	48,5	50,5	47	38	27	33	39	28
55	51,5	53,5	55,5	52	42	31	37	43	32
60	56,5	58,5	60,5	57	65	54	60	66	55
$P = 4$					70	59	65	71	60
65	60,5	63	65,5	61	75	64	70	76	65
70	65,5	68	70,5	66	80	69	75	84	70
75	70,5	73	75,5	71	$P = 12$				
80	75,5	78	80,5	76	50	37	44	51	38
$P = 5$					55	42	49	56	43
85	79,5	82,5	85,5	80	60	47	54	61	48
90	84,5	87,5	90,5	85	85	72	79	86	73

Продолжение таблицы П1

Основные размеры резьб (ГОСТ 24738-81)									
d	d_3	$d_2 = D_2$	D_4	D_1	d	d_3	$d_2 = D_2$	D_4	D_1
$P = 12$					$P = 16$				
90	77	84	91	78	75	57	67	77	59
$P = 16$					80	62	72	82	64
70	52	62	72	54					

Пр и м е ч а н и е . В условное обозначение трапецеидальной резьбы должны входить буквы Tr – номинальный диаметр и шаг, например: $Tr40 \times 6$. Для левой резьбы после условного обозначения размера резьбы указывают буквы LH , например: $Tr40 \times 6LH$.

Таблица П2 – Профиль и основные размеры упорных резьб (ГОСТ 10177-82) (рисунок 1.2, в) [3]

Размеры в мм

Размеры профиля резьбы							
P	a_c	h_3	R	P	a_c	h_3	R
2	0,236	1,736	0,249	8	0,942	6,942	0,994
3	0,353	2,603	0,373	10	1,178	8,678	1,243
4	0,471	3,471	0,497	12	1,413	10,413	1,491
5	0,589	4,339	0,621	16	1,884	13,884	1,988
6	0,707	5,207	0,746	20	2,355	17,355	2,485

Основные размеры резьб							
Диаметр резьбы				Диаметр резьбы			
$d = D$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1	$d = D$	$d_2 = D_2$	d_3	D_1
$P = 2$				$P = 3$			
10	8,5	6,528	7	50	47,75	44,794	45,5
12	10,5	8,528	9	55	52,75	49,794	50,5
14	12,5	10,528	11	60	57,75	54,794	55,5
16	14,5	12,528	13	$P = 4$			
18	16,5	14,528	15	65	62,0	58,058	55
20	18,5	16,528	17	70	67,0	63,058	64
22	20,5	18,528	19	75	72,0	68,058	69
24	22,5	20,528	21	80	77,0	73,058	74
26	24,5	22,528	23	$P = 5$			
$P = 3$				85	81,250	76,322	77,5
30	27,75	24,794	25,5	90	86,250	81,322	82,5
32	29,75	26,794	27,5	95	91,250	86,322	87,5
34	31,75	28,794	29,5	100	96,250	91,322	92,5
36	33,75	30,794	31,5	$P = 6$			
38	35,75	32,794	33,5	30	25,5	19,586	21
40	37,75	34,794	35,5	32	27,5	21,586	23
42	39,75	36,794	37,5	34	29,5	23,586	25
46	43,75	40,794	41,5	36	31,5	25,586	27

Продолжение таблицы П2

Размеры профиля резьбы							
P	a_c	h_3	R	P	a_c	h_3	R
$P = 6$				$P = 10$			
40	35,5	29,586	31	65	57,5	47,644	50
42	37,5	31,586	33	70	62,5	52,644	55
$P = 8$				75	67,5	57,644	60
28	22,0	14,116	16	80	72,5	62,644	65
44	38,0	30,116	32	$P = 12$			
46	40,0	32,116	34	50	41,0	29,174	32
50	44,0	36,116	38	55	46,0	34,174	37
52	46,0	38,116	40	60	51,0	39,174	42
55	49,0	41,116	43	85	76,0	64,174	67
60	54,0	46,116	48	90	81,0	69,174	72
$P = 10$				$P = 16$			
36	28,5	18,644	21	75	63,0	47,232	51
38	30,5	20,644	25	80	68,0	52,232	56
42	34,5	24,644	27				

Пр и м е ч а н и е . В условное обозначение упорной резьбы должны входить: буква S , номинальный диаметр и шаг, например: $S80 \times 10$. Для левой резьбы после условного обозначения размера резьбы указывают буквы LH , например $S80 \times 10 LH$.

Таблица П3 – Значения коэффициентов трения скольжения f при смазке [3]

Материалы трущейся пары		f
Винт	Гайка	
Сталь	Бронза оловянисто-фосфористая	0,1
Сталь	Бронза безоловянистая	0,12
Сталь	Антифрикционный чугун	0,13

Таблица П4 – Среднее допускаемое давление в резьбе $[q]$ [3]

Материал винтовой пары	$[q]$, МПа
Закаленная сталь – бронза	12
Незакаленная сталь – бронза	9
Закаленная сталь – антифрикционный чугун АЧВ-1, АЧК-1	8
Незакаленная сталь – антифрикционный чугун АЧВ-2, АЧК-2	6
Незакаленная сталь – чугун СЧ20	5

Пр и м е ч а н и е . Давление в резьбе винтовых механизмов точных перемещений принимают в 2 ... 3 раза меньше, чем винтов общего назначения.
При редкой работе передачи, а также при гайках малой высоты значение $[q]$ может быть повышено до 20%.

Таблица П5 – Механические характеристики материалов резьбовых соединений из углеродистых и легированных сталей при нормальной температуре (ГОСТ 1759.0-87)

Болты		Гайки				
Класс прочности	Марка стали	Класс прочности	Марка стали	σ_{σ} , МПа	σ_T , МПа	НВ
3.6	Ст3 кп, Ст3 сп, 10 10 кп	4	Ст3 кп, Ст3 сп	300 ... 490	200	90 ... 150
4.6 4.8	20 10, 10 кп	5	10, 10 кп 20	400 ... 550	240 320	110 ... 170
5.6 5.8	30, 35 20, 20 кп Ст3 кп	6	Ст5, 15 15 кп, 35	500 ... 700	300 400	140 ... 215
6.6 6.8 6.9	35*, 45, 40Г 20, 20 кп	8	20, 20 кп 35,45	600 ... 800	360 180 540	170 ... 245
8.8	35*, 35Х, 38ХА, 45Г	10	35Х, 38ХА	800 ... 1000	640	225 ... 300
10.9	40Г2, 40Х, 30ХГСА	12	40Х, 30ХГСА	1000 ... 1200	900	280 ... 365
12.9 14.9	30ХГСА, 40ХНМА	14	30ХГСА, 40ХНМА	1200 ... 1400 1400 ... 1600	1080 1260	330 ... 425 390 и св.
<p>П р и м е ч а н и е . Класс прочности болтов обозначен двумя числами. Первое число, умноженное на 100, определяет минимальное значение σ_{σ}, МПа, второе, деленное на 10, соответствует примерному значению $\sigma_T / \sigma_{\sigma}$; произведение чисел, умноженное на 10, дает σ_T, МПа (для класса прочности 3.6 значения приближенные). Класс прочности гаек обозначен числом, которое при умножении на 100 дает величину напряжения от испытательной нагрузки в МПа.</p> <p>* Для болтов с диаметром резьбы до 16 мм включительно.</p>						

Таблица Пб – Значения коэффициента понижения допускаемого напряжения φ в зависимости от гибкости λ

$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}$	φ	$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}$	φ
1	1,00/1,00	80	0,70/0,65
10	0,98/0,97	90	0,62/0,55
20	0,95/0,95	100	0,51/0,43
30	0,91/0,91	110	0,43/0,35
40	0,89/0,87	120	0,37/0,30
50	0,86/0,83	130	0,33/0,26
60	0,82/0,79	140	0,29/0,23
70	0,76/0,72	150	0,26/0,21

Пр и м е ч а н и е . В знаменателе значения φ даны для сталей повышенного качества.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1 Основные сведения о передачах винт-гайка скольжения	3
1.1 Классификация передач	4
1.2 Основные параметры передачи	5
1.3 Конструкция передач	12
1.4 Материалы винтовой пары	12
1.5 Конструкция винта и гайки	13
1.6 Распределение осевых сил и крутящих моментов по длине винта	14
1.7 Расчет передачи	16
2 Пример расчета передачи винт-гайка	22
3 Задания на выполнение расчета передачи винт-гайка	27
Литература	28
Приложение	29

Акулов Николай Владимирович

**ДЕТАЛИ МАШИН. РАСЧЕТ
И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРОСТЫХ
ВИНТОВЫХ УСТРОЙСТВ**

**Практикум
для студентов технических специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 29.06.10.

Пер. № 8Е.
E-mail: ic@gstu.by
<http://www.gstu.by>