ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕДАЧЕЙ ВИНТ-ГАЙКА

Методическое пособие

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение……3
1. Схемы механизмов с передачей винт-гайка……4
2. Расчет передач винт-гайка с трением скольжения……8
2.1. Резьбы, трение в них и КПД……8
2.2. Расчет грузовых винтов……15
2.3. Расчет гайки……24
2.4. Расчет пяты трения……30
2.5. Расчет рукояток……33
2.6. Расчет корпусных деталей……39
2.6.1. Расчет корпусов домкрата……39
2.6.2. Расчет корпусов съемников……45
2.6.3. Расчет корпусов прессов……53
3. Определение необходимого осевого усилия для соединения или разъединения деталей……56
4. Расчет передачи винт-гайка с трением качения……59
5. Конструирование механизмов с передачей винт-гайка……70
6. Порядок проектирования механизмов с передачей винт-гайка……90
Приложение……98
Библиографический список……120

ВВЕДЕНИЕ

Передача винт-гайка широко применяется в общем машиностроении, авиационной технике, 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 данном пособии рассматривается проектирование простейших механизмов (домкратов, съемников и прессов), содержащих передачу винт-гайка, и ставится задача научить будущего конструктора переходить от абстрактных схем к конкретным конструкциям и тем самым заложить основы конструкторского труда.

Механизмы, встречающиеся на практике, могут иметь в своей конструкции передачи винт-гайка с трением скольжения и трением качения. Учитывая недостаточность информации и сложность проектирования передачи винт-гайка с трением качения, приведена последовательность расчёта этих передач.

Наличие справочных данных позволяет проектировать про-

стейшие механизмы с грузовым винтом, не обращаясь к дополнительной литературе. Приведенные фрагменты основных элементов конструкции домкратов, съемников и прессов позволяют сконструировать механизм в целом.

Выбор кинематической схемы механизма с грузовым винтом определяется главным образом требованиями компоновки и условиями его применения. Основным узлом в механизмах с грузовым винтом является передача винт-гайка, наибольшая простота и технологичность которой достигается в передачах скольжения. В передачах винт-гайка применяют в основном трапецеидальные и упорные резьбы. В силовых передачах при реверсивной нагрузке чаще всего применяют трапецеидальную резьбу. При нереверсивной нагрузке предпочтение отдается упорной резьбе, имеющей более высокий КПД благодаря меньшему профильному углу. Треугольную резьбу малого шага применяют для получения точных перемещений в механизмах, где вопросы КПД не являются актуальными.

При действии переменных односторонних нагрузок большой величины наиболее предпочтительной является упорная усиленная резьба.

1. СХЕМЫ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕДАЧЕЙ ВИНТ-ГАЙКА

Винтовые передачи, отличающиеся простотой конструкции и изготовления, применяются для поднятия тяжестей (домкраты), а также осуществления различных технологических процессов (винтовые прессы, гибочные прессы, винтовые съемники, ходовые винты станков и др.).

Простейший винтовой домкрат (рис. 1.1) состоит из корпуса или станины 5, грузового винта 4, коронки (чашки, подушки, башмака, ложемента) 1 для опирания поднимаемого груза, гайки 3 и рукоятки 2 для вращения винта. Иногда рукоятка снабжается "трещоткой" 2 (рис. 1.2), позволяющей заменить вращательное движение рукоятки качательным, или передачей (червячной, зубчатой конической) (рис. 1.3) для уменьшения усилия на рукоятке.

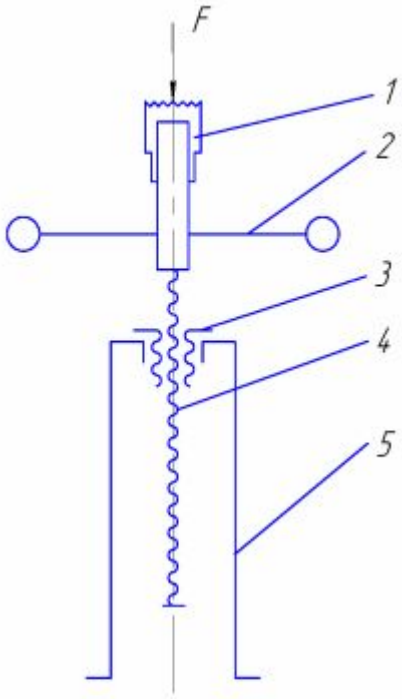


Рис. 1.1. Домкрат винтовой

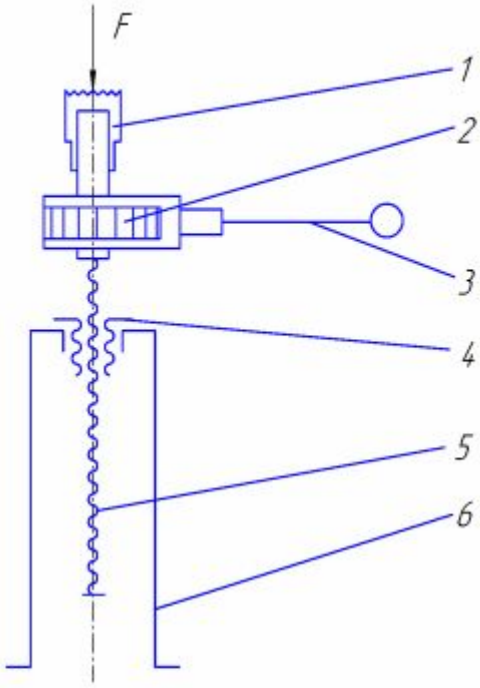


Рис. 1.2. Домкрат винтовой с зубчатой “трещоткой”

В переносных домкратах наряду с ручным приводом применяется механический привод от электрогидромотора (рис. 1.4), в стационарных домкратах – только механический.

В конструкциях телескопических домкратов (рис. 1.5) применяют два винта, ввинчиваемых друг в друга. Такие устройства позволяют

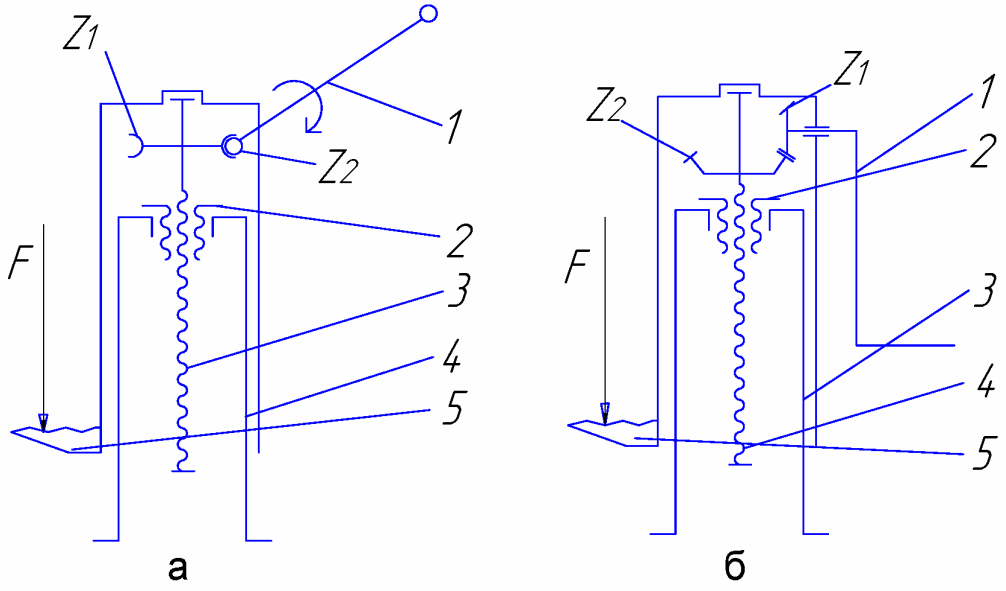


Рис. 1.3. Винтовые механизмы с механической передачей

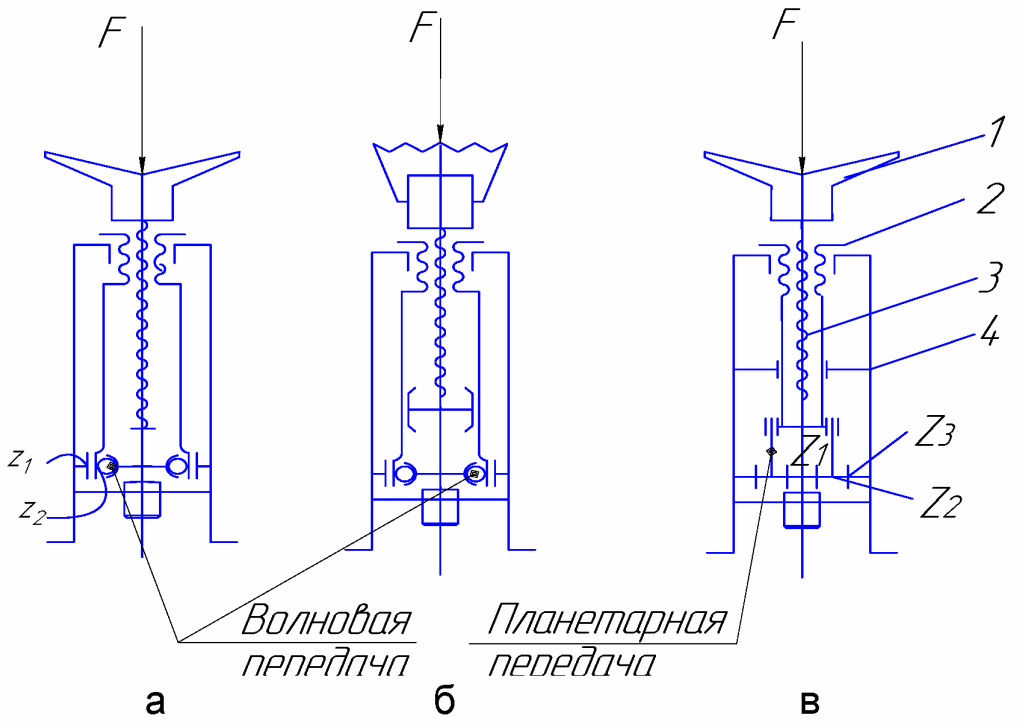


Рис. 1.4. Винтовые механизмы с механическим приводом

при сравнительно малом габарите осуществлять большую высоту подъема. Они широко применяются для аэродромного обслуживания самолетов и работы в стесненных условиях.

Некоторые конструкции домкратов представляют собой комбинации рычажных и винтовых механизмов (рис. 1.6), в которых верти-

кальное прямолинейное движение башмака достигается зацеплением зубьев, нарезанных на рычагах ***a*** и ***b*** [1].

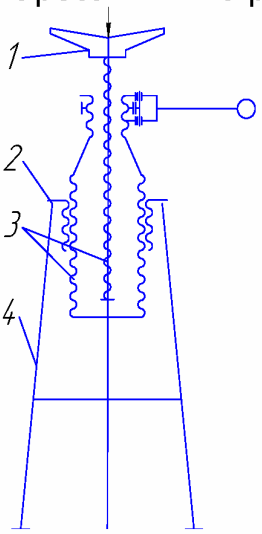


Рис. 1.5. Домкрат телескопический

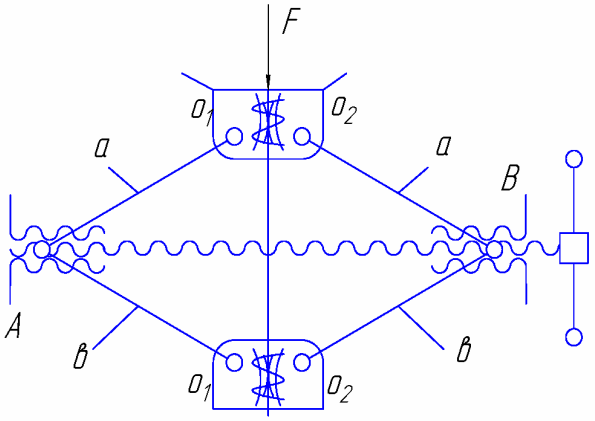


Рис. 1.6. Домкрат комбинированный

Простейший винтовой пресс с ручным приводом (рис. 1.7) состоит из тех же деталей, что и домкрат. Он применяется в ремонтных мастерских при сборке и разборке узлов, для изготовления деталей гибкой, штамповкой, а также для прессования различных изделий или закрепления деталей при сборке (струбцины). Привод винтовых прессов, так же как и домкратов, может быть ручным и механическим (рис. 1.8).

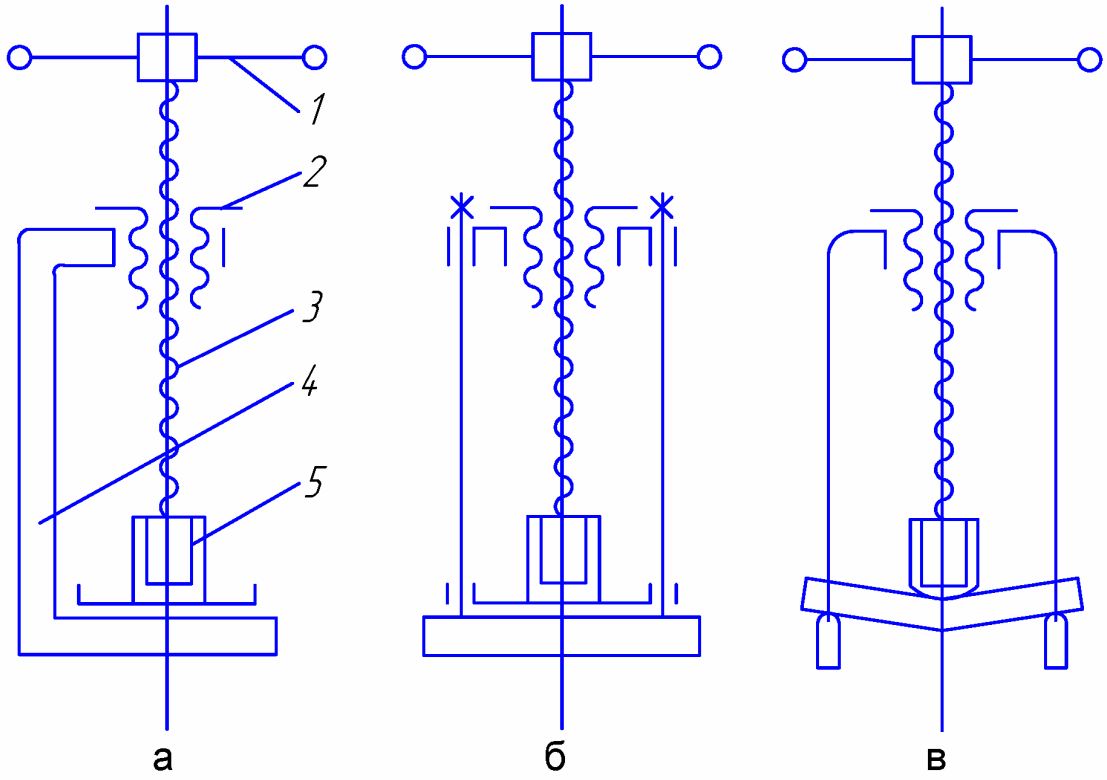


Рис. 1.7. Схемы винтовых прессов

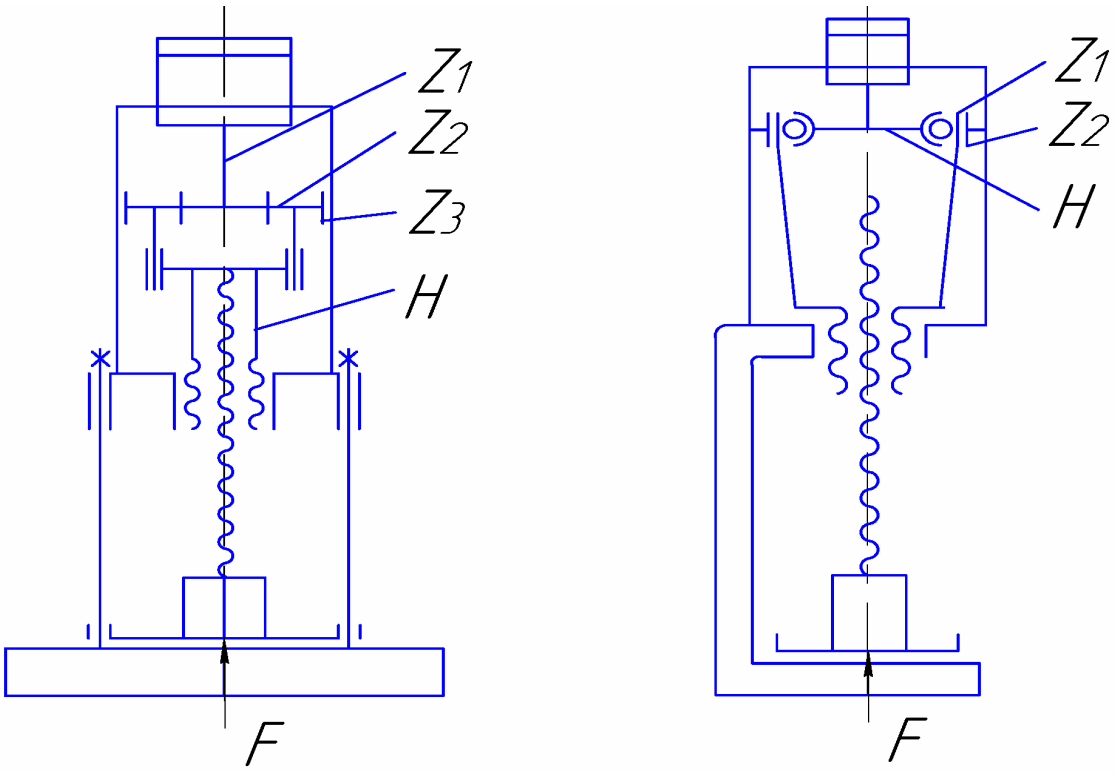


Рис. 1.8. Винтовые прессы с механическим приводом

Винтовые съемники (рис. 1.9) предназначены для разборки узлов с деталями, собранными с натягом. Разнообразие таких деталей велико: подшипники качения, различные втулки, диски, колеса и другие детали, посаженные с натягом на вал или в отверстие корпуса.

Съемник состоит из траверсы (корпуса) 4, винта 5, захватов (лап, упоров) 4, гайки 3 и рукоятки 1. Количество захватов – два или три.

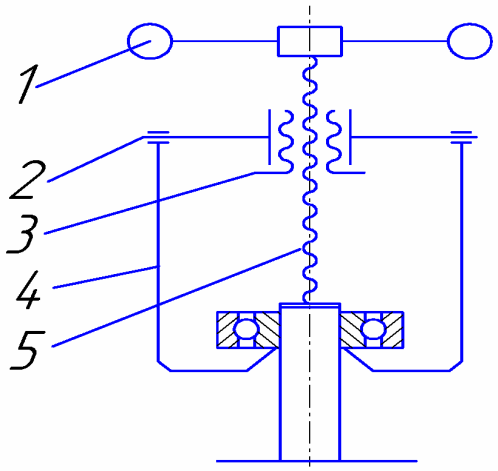


Рис. 1.9. Винтовой съемник

Для предотвращения разрушения демонтируемых подшипников качения следует захватывать внутреннее кольцо подшипника, поса-

женного на вал (рис. 1.10), а при запрессовке подшипника в корпус – наружное.

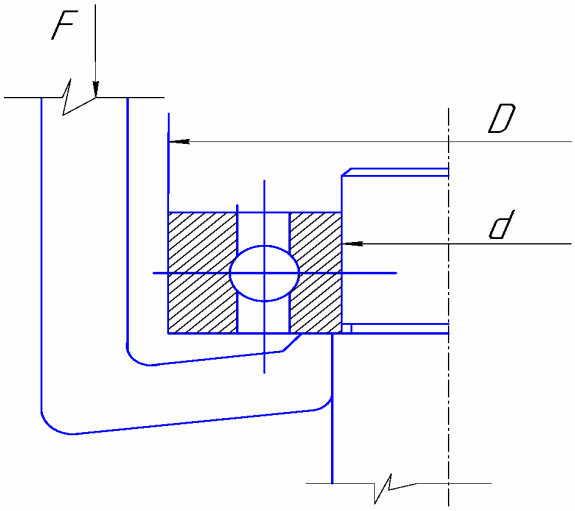


Рис. 1.10. Схема захвата подшипника

2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА С ТРЕНИЕМ СКОЛЬЖЕНИЯ

2.1. Резьбы, трение в них и КПД

В винтовых передачах скольжения применяются преимущественно резьбы прямоугольные, трапецеидальные и упорные. Прямоугольные резьбы (рис. 2.1) не могут быть изготовлены фрезерованием и шлифованием, они не стандартизованы и не применяются в условиях серийного производства.

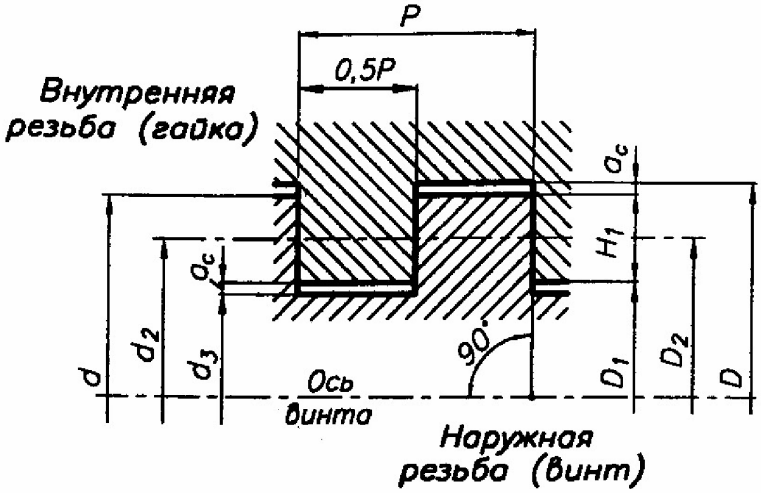


Рис. 2.1. Прямоугольная резьба

Резьбы трапецеидальные (ГОСТ 9484) (рис. 2.2, а), упорные (ГОСТ 10177) (рис. 2.2, б) и упорные усиленные (ГОСТ 13 535) в зависимости от диаметра разделены на три ряда в порядке предпочтительности применения. Первый ряд следует предпочесть второму, а второй – третьему [2].

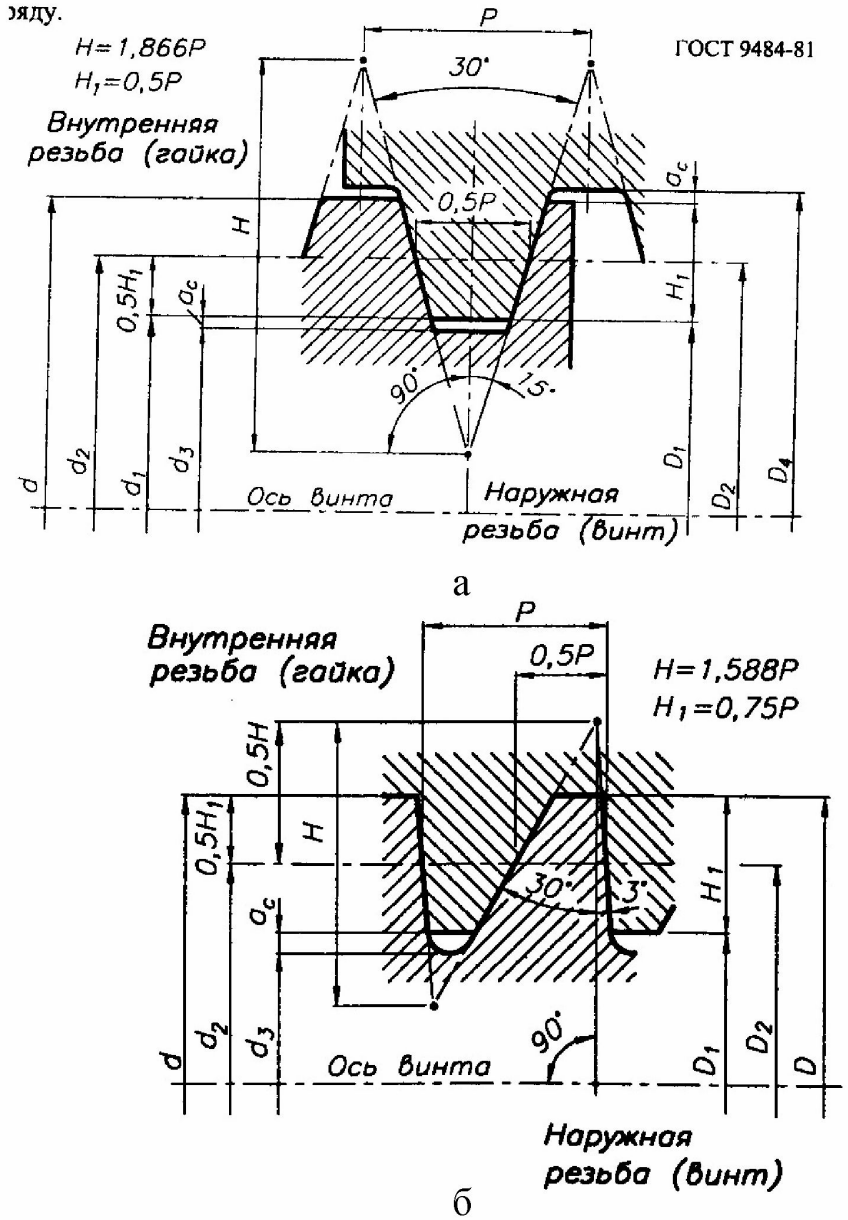


Рис. 2.2. Трапецеидальная и упорная резьбы

Геометрические размеры основных резьб приведены в приложении.

Работа сил трения в обычных резьбах зависит от качества поверхности, смазки, материала. Она тем меньше, чем меньше угол профиля резьбы, поэтому более высоким КПД обладают винтовые передачи с прямоугольной и упорной резьбой, несколько более низким КПД – передачи с трапецеидальной резьбой.

КПД винтовой пары с однозаходной резьбой, как правило, не превышает 0,5, поэтому такие резьбы – самотормозящие $(\psi < \rho')$. В двухзаходных резьбах условие самоторможения может не выполняться.

Из сравнения высоты витков у основания h различных резьб (см. рис. 2.2) видим, что прочность упорной резьбы на срез и изгиб

выше, чем трапецеидальной и тем более прямоугольной. Кроме того, благодаря большему радиусу закругления у основания витка упорная резьба имеет более низкий коэффициент концентрации напряжений и соответственно более высокую усталостную прочность. Все это говорит о желательности широкого применения упорных резьб.

Работа трения винтовых передач характеризуется коэффициентом полезного действия

$$\eta = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho`)}, \qquad (2.1)$$

где $\psi = arctg\frac{t}{\pi d_2}$ – угол подъема резьбы;

$t = Pz$ – ход резьбы;

d_2 – средний диаметр резьбы;

$\rho' = arctg\frac{f}{\cos\alpha'}$ – приведенный угол трения;

f – коэффициент трения;

α' – угол между рабочей поверхностью и поверхностью, нормальной к продольной оси резьбы (для метрической резьбы равен 30°, для трапецеидальной – 15°, для упорной – 3°);

P – шаг резьбы;

z – число заходов резьбы.

Интенсивно работающие винтовые передачи следует выполнять с максимально возможным КПД. В таких передачах назначают более крупный шаг (в пределах неравенства условия самоторможения) или принимают многозаходные резьбы, если самоторможение не требуется.

В периодически работающих передачах с ручным приводом желательно иметь малый движущий момент

$$T_{ВП} = F\frac{d_2}{2}tg(\psi + \rho') \qquad (2.2)$$

С этой целью следует выбирать малый шаг резьбы, уменьшая ψ. По формуле (2.2) вычисляется сопротивление вращению винтовой пары при подъеме груза, где доля момента, определяемая величиной ψ, представляет собой полезное сопротивление, связанное с подъемом груза, а доля, определяемая величиной $\rho`$, – сопротивление трения в резьбе.

При опускании груза сопротивление вращению находят по формуле

$$T_{ВП} = F\frac{d_2}{2}tg(\psi - \rho'). \quad (2.3)$$

В трапецеидальной и упорной резьбах угол трения несколько больше натурального, но это отличие мало (не превышает 5 %) и им можно пренебречь:

$$\rho' = arctg\frac{f}{\cos\alpha'} \approx arctg\, f. \quad (2.4)$$

Значения коэффициентов и углов трения для различных материалов и режимов смазки приведены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Коэффициент трения в винтовой паре

Материал пары	Смазка	Скорость, м/с	Коэффициент трения f	Угол трения
Сталь по стали	Скудная	<1	0,15 – 0,62	8°30' - 11°20'
		>1	0,1 – 0,15	5°40' - 8°30'
	Обильная	<1	0,08	4°40'
		>1	0,04	2°20'
Сталь по бронзе	Насухо	<1	0,13-0,15	7°20'- 8°30'
		>1	0,1	5°40'
	Скудная	<1	0,12 - 0.15	6°50'-8°30'
		>1	0,07 – О,09	4° - 5°10'
	Обильная	<1	0,06 – 0,07	3,30° - 4°'
		>1	0,02 – 0,04	1,10° - 2°20'
Сталь по алюминию	Скудная	<1	0,15	8°30'
		>1	0,08	4°30'
	Обильная	<1	0,06	3°30'
		>1	0,03	1°40'
Сталь по фторопласту	Скудная	<1	0,07	4°
Сталь по металлокерамике	Насухо	<1	0,1	5°40'
	Скудная	<1	0,07	4°
Сталь по текстолиту	Скудная	<1	0,12	6°50'
		>1	0,09	5°10'
	Обильная	<1	0,06	3°30'
		>1	0,03	1°40'
Сталь по чугуну	Скудная	<1	0,16 – 0,18	9° - 10°10'
		>1	0,1 – 0,15	5,40° - 8°30'
	Обильная	<1	0,05 – 0,07	2,40° - 4°
		>1	0,04 -	2°20'

2.2. Расчет грузовых винтов

Схема сил и моментов, действующих на винт передачи в трех возможных вариантах, показана на рис. 2.3.

Эпюры распределения продольной нагрузки и момента построены в предположении линейного распределения усилия по виткам резьбы.

Во всех случаях винт работает на сжатие (продольный изгиб) и кручение. Однако винт, изображенный на схемах “а”, “б”, испытывает большие напряжения, так как на участке BC несет полную нагрузку F и большой крутящий момент $T_{ВП}$.

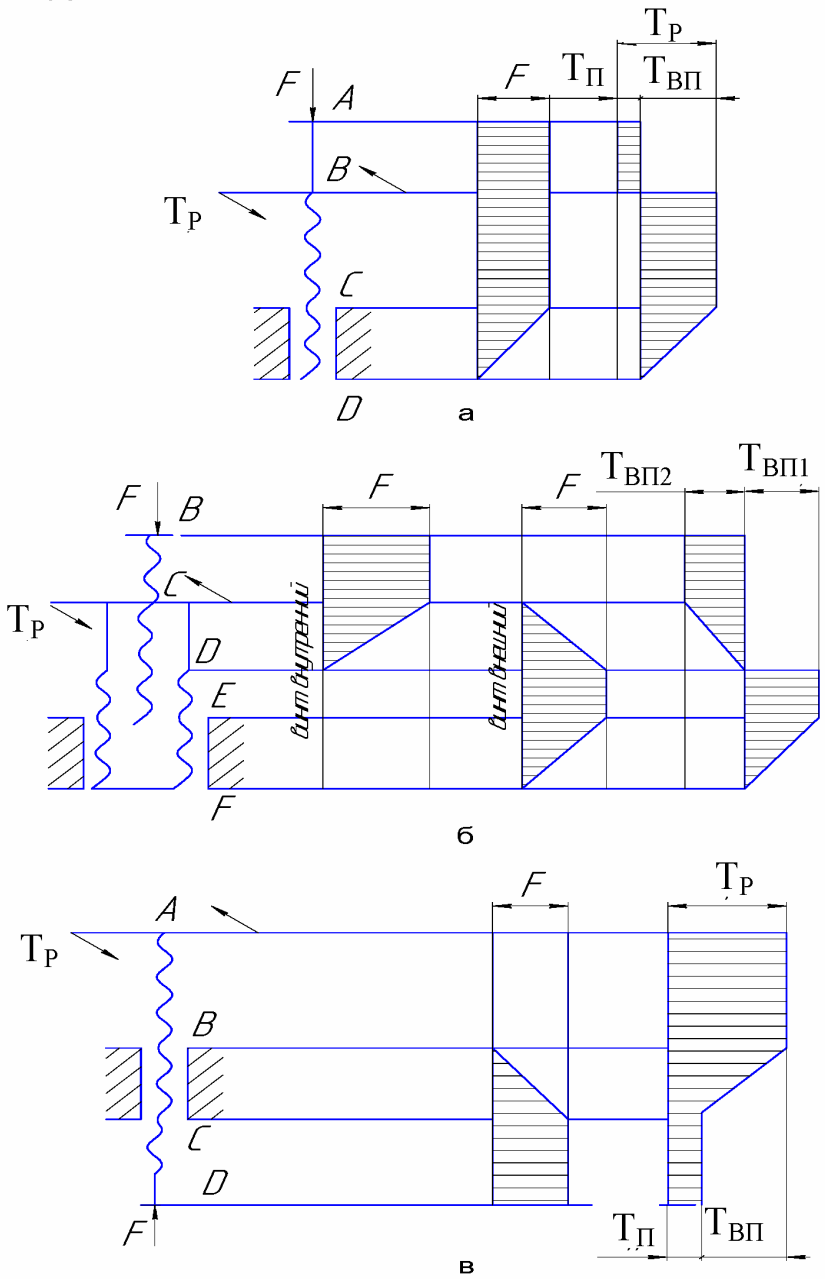


Рис. 2.3. Эпюры сил и моментов вдоль оси винта в домкратах, съемниках и прессах: а – домкрат обычный; б – домкрат телескопический; в – съемники и прессы

Винты должны удовлетворять одновременно нескольким условиям:

1. Прочность на сжатие с учетом устойчивости

$$\sigma = \frac{4kF}{\pi d_3^2 (1-\alpha^2)} \le \varphi[\sigma], \qquad (2.5)$$

откуда

$$d_з = \sqrt{\frac{4kF}{\pi(1-\alpha^2)\varphi[\sigma]}},$$

где F – заданная внешняя нагрузка;

d_3 – внутренний диаметр резьбы винта;

k – коэффициент, учитывающий скручивание тела винта моментом в опасном сечении, k = 1,3;

φ – коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения, выбираемый по табл. 2.4 для предварительно заданной гибкости λ < 100; для растянутых винтов $\varphi = 1$;

$\alpha = d_0 / d_з$ – отношение внутреннего диаметра d_0 к внешнему d_3 полого сечения винта (для сплошного сечения $\alpha = 0$);

$[\sigma] = \sigma_T / S$ – допускаемое напряжение;

σ_T – предел текучести материала винта;

S – коэффициент запаса прочности ($S = 4...6$ – для винтов домкратов и прессов и $S = 2...3$ – для винтов съемников и гибочных прессов).

2. Допускаемая гибкость при $\lambda < 100$ определяется по методике Ясинского

$$\lambda = \frac{\nu l}{i_{min}} \cong \frac{\nu l}{0,25 d_з} = \frac{\nu l}{\theta d_з} \le [\lambda], \qquad (2.6)$$

откуда

$$d_з = \frac{\nu l}{\theta[\lambda]}.$$

Здесь $\nu = 0,5...2$ – коэффициент приведения длины винта (рис. 2.4);

l – свободная длина винта;

$i_{\min}$ – радиус инерции сечения винта, равный 0,25 для сплошного сечения винта, а для полого сечения винта

α	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Θ	0,28	0,29	0,305	0,317	0,34

$[\lambda]$ – допускаемая гибкость (принимается такой же, как и в расчете на прочность, с учетом устойчивости при выборе φ).

3. Устойчивость для гибких винтов с $\lambda > 100$ по формуле для Эйлеровской критической нагрузки:

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{(\nu l)^2} \approx FS \quad , \qquad (2.7)$$

откуда

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{64FS(\nu l)^2}{(1-\alpha^4)E\pi^3}} .$$

Здесь E – модуль упругости материала винта (см. табл. 4.4); l – свободная длина винта; ν – коэффициент приведения длины винта (рис. 2.4); F – заданная внешняя нагрузка; $\alpha = d_0 / d_3$ – отношение внутреннего диаметра к внешнему полого сечения винта; $S = 3...6$ – коэффициент запаса устойчивости.

4. Износостойкость рабочих поверхностей витков резьбы (ограничение удельного давления)

$$p = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \le [p] \quad , \qquad (2.8)$$

откуда

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_h \psi_H [p]}} .$$

Здесь F – заданная внешняя нагрузка; d_2 – средний диаметр витков резьбы; H_1 – высота витка профиля резьбы; z – число витков резьбы; $\psi_H = H_Г / d_2$ – коэффициент высоты гайки (для ходовых винтов принимают конструктивно 1,2…2,5); H – высота гайки; $\psi_h = H_1 / P$ – стандартный коэффициент высоты резьбы, выбираемый по рис. 2.2; P – шаг резьбы; $[p]$ – допускаемое удельное давление, зависящее от материалов трущейся пары и выбираемое по табл. 2.2.

На рис. 2.4 приведены значения ν для различных случаев закрепления винта; схема "г" относится к свободностоящим домкратам, схемы "а", "б" и "в" – к винтам съемников, прессов и др.

Таблица 2.2

Значения допускаемых удельных давлений

Пара материалов	Допускаемое удельное давление $[p]$, Н/мм^2
Сталь по чугуну	5…6
Сталь по антифрикционному чугуну	10…15
Сталь по безоловянистой бронзе	5…7
Сталь по стали	7…15
Сталь по оловянистой бронзе	10…15

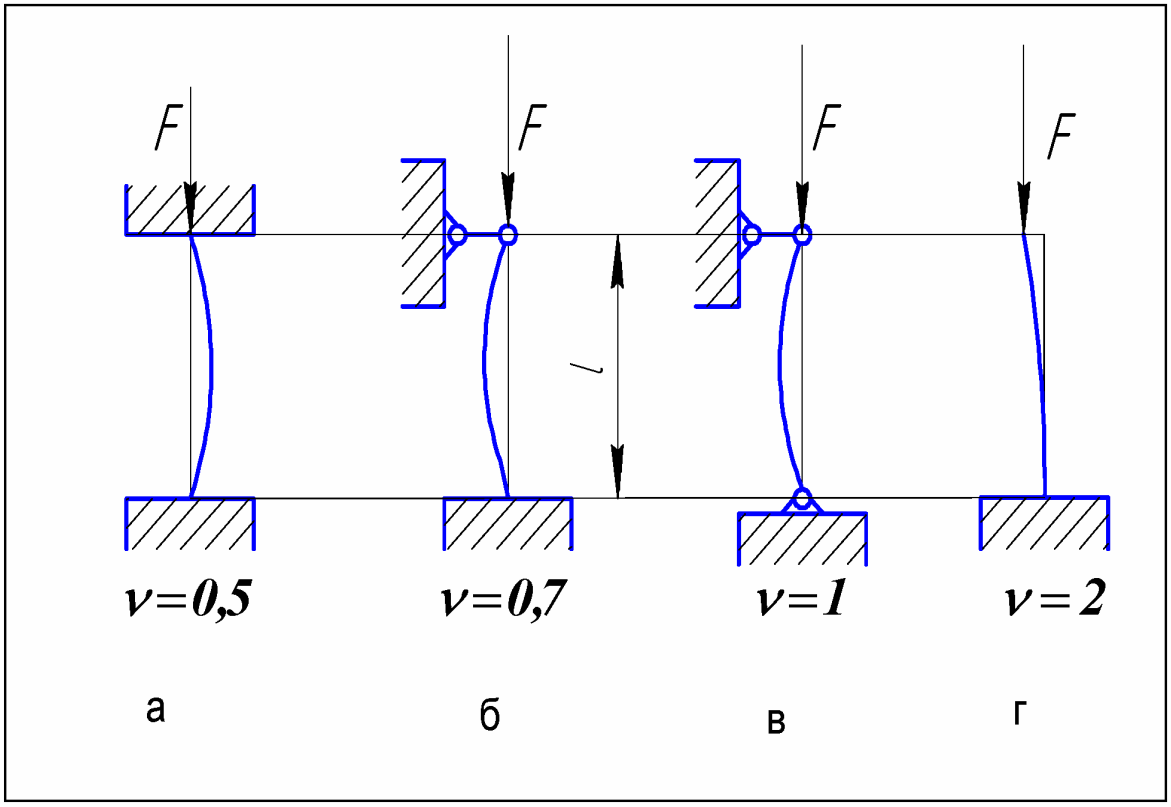


Рис. 2.4. Значения коэффициента приведения длины винта ν

По найденному значению диаметров d_3 и d_2 выбирают размеры стандартного винта, удовлетворяющие всем перечисленным выше условиям. Предварительно назначают шаг резьбы, который окончательно устанавливают при расчете гайки.

Для выбранного стандартного винта проводится проверочный

расчет. Приведенные напряжения (по третьей теории прочности) вычисляются по формуле

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 4\tau_{кр}^2} \le \varphi[\sigma] \quad , \qquad (2.9)$$

где $\sigma_{сж} = F/A$ – напряжение сжатия;

F – внешняя сила;

$A = \frac{\pi}{4} d_3^2 \left(1 - \alpha^2\right)$ – площадь сечения винта диаметром $d_з$;

$\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_\rho}$ – напряжение кручения;

$T_{кр}$ – крутящий момент в опасном сечении;

$W_\rho = \frac{\pi d_3^3}{16}\left(1 - \alpha^4\right)$ – полярный момент сопротивления сечения винта (для сплошного винта $\alpha = 0$);

φ – коэффициент снижения допускаемых напряжений, который выбирается по **действительной** гибкости винта (см. табл. 2.4)

Материалом для винта могут служить углеродистые и легированные стали (35, 45, 65Г, 40Х, 40ХН и др.), обладающие хорошей обрабатываемостью, повышенными механическими свойствами ($\sigma_в \ge 700 МПа \left(\frac{Н}{мм^2}\right)$, $\sigma_Т \ge 450 МПа$) и твердостью поверхности после закалки и отпуска до HRC 45 (табл. 2.3).

Таблица 2.3

Материалы, применяемые для изготовления винтов

Марка стали	Вид термической обработки	Механические свойства, МПа	Область применения
Ст. 3 кп	Без термической обработки	$\sigma_B = 380...490$ $\sigma_T = 200...240$	Прокатные профили, трубы
Ст. 5	Без термической обработки	$\sigma_B = 500...640$ $\sigma_T = 260...290$	Прокатные профили, трубы
20 кп	Без термической обработки	$\sigma_B = 390$ $\sigma_T = 230$ НВ 156	Крепежные детали, фланцы
35	Без термической обработки	$\sigma_B = 540$, $\sigma_T = 320$ НВ 187	Малонагруженные оси, валы, винты
	Закалка в воде, отпуск	$\sigma_B = 1000$, $\sigma_T = 650$ HRCэ 30…40	Средненагруженные винты, штифты, упоры
45	Без термической обработки	$\sigma_B = 610, \sigma_T = 360$ НВ 191	Средненагруженные винты, оси, рычаги
	Улучшение	$\sigma_B = 750$, $\sigma_T = 450$ НВ 192…285	Средненагруженные детали, работающие при средних скоростях скольжения и средних удельных давлениях: винты, валы, шпонки

Продолжение табл. 2.3

Марка стали	Вид термической обработки	Механические свойства, МПа	Область применения
	Закалка с нагревом ТВЧ и глубиной закаливаемого слоя 1,8…2,2 мм, отпуск	σ_B =900…1200, σ_T =700…900 HRCэ 38…46	Детали средней нагруженности, к которым предъявлены требования повышенной износостойкости: винты, собачки, цапфы
65Г	Закалка в масле, отпуск	σ_B =1500, σ_T =1200 HRCэ 42…48	Винты высокого класса точности и повышенной износстойкости, пружинные кольца, шайбы
30ХГСА	Закалка в масле, отпуск	σ_B =1100, σ_T = 850, σ_{-1} = 495, НВ 229	Трубы, детали шасси, тяги, крепеж
40Х	Улучшение	σ_B = 750…800, σ_T = 520…600 НВ 230…280	Детали с повышенной прочностью, работающие при средних скоростях скольжения и средних удельных давлениях, винты, червячные валы, шестерни
	Закалка в масле, отпуск	σ_B = 1000…1200, σ_T = 800…1000 HRCэ 34…42	Средненагруженные детали (винты, крановые колеса, шаровидные упоры)
ШХ15	Закалка в масле, отпуск	σ_B = 2 200 σ_T = 1 700 HRCэ 58…64	Винты шариковых винтовых передач, шаровидные упоры, собачки

Окончание табл. 2.3

Марка стали	Вид термической обработки	Механические свойства, МПа	Область применения
12ХН3А	Цементация, закалка в масле, отпуск	$\sigma_B = 850$; $\sigma_T = 700$, сердцевина НВ 260, поверхность HRCэ 58…62	Винты шариковых винтовых передач, шестерни, червячные валы

Таблица 2.4

Значения коэффициента уменьшения основного допускаемого напряжения при продольном изгибе φ

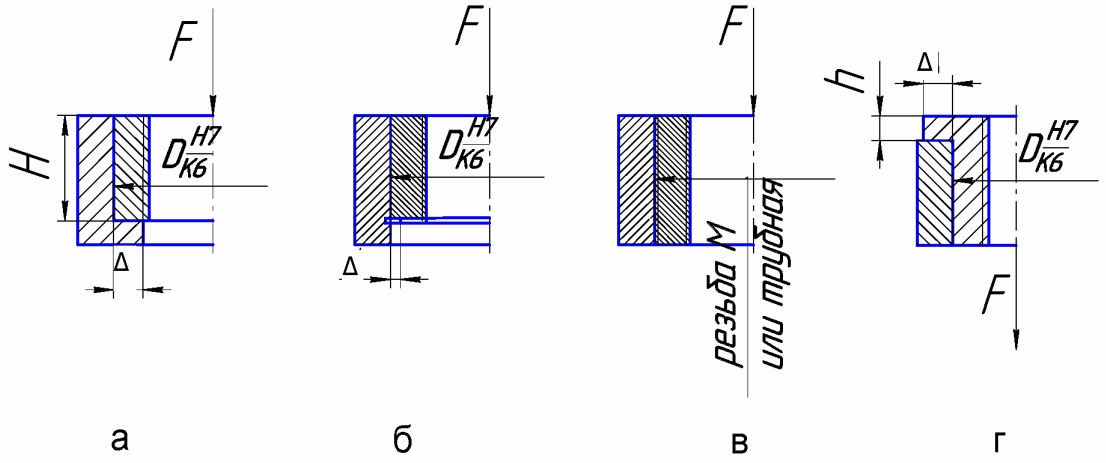
Гибкость λ	Сталь			Дюраль	Чугун
	углеродистая		легированная	Д16-Т	СЧ15-3 СЧ21-40
	С < 0,4%	С > 0,4%			
40	0,92	0,9	0,9	0,7	0,69
50	0,89	0,84	0,83	0,57	0,57
60	0,86	0,8	0,78	0,45	0,44
70	0,81	0,74	0,71	0,35	0,34
80	0,75	0,69	0,66	0,27	0,26
90	0,69	0,59	0,54	0,21	0,20
100	0,6	0,5	0,45	0,17	0,16
110	0,52	0,43	0,39	0,14	
120	0,45	0,38	0,33	0,12	
130	0,40	0,32	0,29	0,10	
140	0,36	0,28	0,26	0,09	
150	0,32	0,27	0,23	0,08	

В целях уменьшения трения и износа резьбовой пары со стальной гайкой применяют покрытия витков винта в виде тонких полимерных пленок. Толщина пленки 0,1…0,3 мм. Лучшими материалами для покрытия служат поликапроамид с добавлением 10 % барита (f = 0,015…0,018; [p] = 11 МПа) или капролон "В" (f = 0,015…0,02; [p] = 10 МПа). Коэффициент трения указан для смазанной пары. Удельное давление при скорости скольжения – не более 0,5 м/с.

2.3. Расчет гайки

Гайки обычно изготавливают из материалов, имеющих в паре со стальным винтом низкий коэффициент трения и хорошую износостойкость. К таким материалам относятся оловянистые и безоловянистые бронзы, латунь, металлокерамика и антифрикционный чугун.

Гайки вытачиваются в виде цилиндрических втулок и запрессовываются или ввинчиваются в стальной, чугунный или алюминиевый корпус. Конструктивно гайка может быть выполнена по схемам, представленным на рис. 2.5.



а б в г

Рис. 2.5. Конструктивные схемы установки гаек в корпус

Лучшее распределение нагрузки по виткам достигается в вариантах "а" и "б" при нагрузке, действующей сверху (винт сжат), а в варианте "г", наоборот, при нагрузке, приложенной к винту снизу (винт растянут) [3] .

Коэффициент трения стального винта по виткам гайки зависит от материала гайки и смазки (см. табл. 2.1). В гайке рассчитывают резьбу (на изгиб, срез и удельное давление), основные размеры (H, D), а также отдельные элементы (посадка в корпус, упорный буртик Δ, фиксирующие детали и др.) [4].

Прежде чем рассчитывать элементы гайки, окончательно выбирают шаг резьбы, чтобы обеспечить максимальный КПД или условие самоторможения. В последнем случае шаг выбирают таким, чтобы угол подъема резьбы был меньше угла трения:

$$\psi < \rho = 4°30`...8°30`,$$

при этом желательно, чтобы выполнялось условие $\rho - \psi \geq 1°$.

Прочность витка гайки по сравнению с витком винта (при одинаковых материалах) выше из-за большей длины развёртки витка у основания. Однако материал гайки обладает меньшей механической прочностью, и поэтому витки гайки обычно проверяют на прочность при следующих допущениях:

– осевое усилие F распределяется между витками равномерно;

– угол подъема витков настолько мал, что их можно рассматривать в виде плоских круговых колец.

Витки резьбы испытывают деформацию среза и изгиба по цилиндрическому сечению $\pi d` h_0$ (рис. 2.6) и деформацию смятия по поверхности $\frac{\pi}{4}[d^2 - (d_1)^2] = 0{,}78[d^2 - (d_1)^2]$.

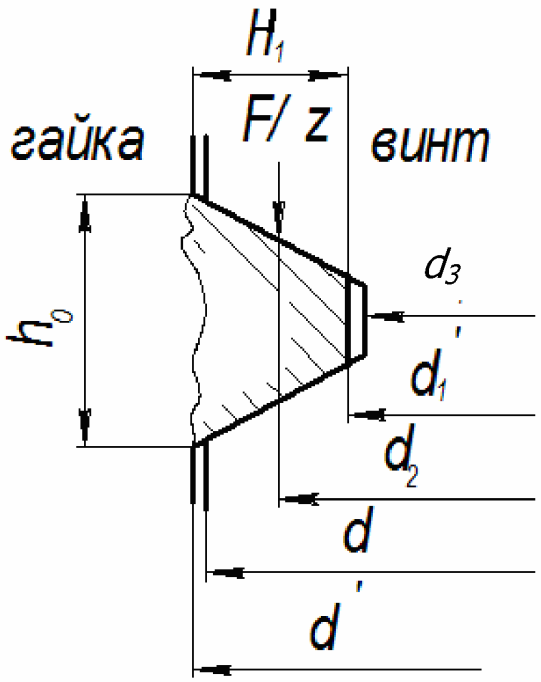


Рис. 2.6. Виток резьбы с размерами

Уравнение прочности витка на срез при нагрузке, приходящейся на один виток (F/z), имеет вид

$$\tau_{cp} = \frac{F}{z\pi d` h_0} \le [\tau_{cp}]. \qquad (2.10)$$

Расчетная схема витка гайки на изгиб представляет собой кольцевую плиту, заделанную по наружному контуру и несущую равномерно распределенную нагрузку:

$$p = \frac{4F}{z\pi(d^2 - (d_1')^2)}. \qquad (2.11)$$

Если же виток можно разрезать и развернуть, то упрощенно его представляют в виде консольной балки шириной, равной длине окружности диаметром d' (рис. 2.7).

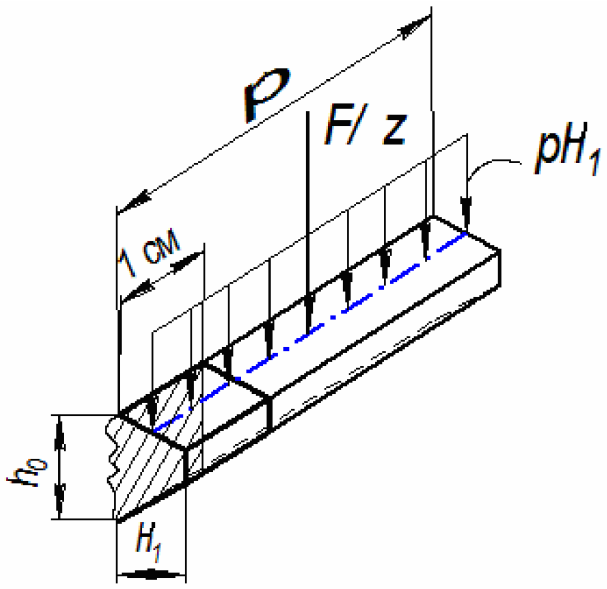


Рис. 2.7. Схема витка резьбы при расчете на изгиб

Погонно-распределенный изгибающий момент у основания витка $M \cong 0{,}5pH_1^2$, момент сопротивления витка шириной в 1 см $W_x = h_0^2/6$.

Прочность витка на изгиб определяют по уравнению

$$\sigma_И = \frac{3pH_1^2}{h_0^2} \le [\sigma_И]. \qquad (2.12)$$

Трение в винтовых парах обычно происходит в условиях скудной смазки. Длительная работа передачи в таких условиях без заедания и значительного износа возможна лишь при соответствующем подборе материалов и невысоких удельных давлениях. Опыт показывает, что при некотором удельном давлении [p] смазка не выдавливается, удерживается на поверхности трения и винтовая пара обладает достаточной износостойкостью.

Уравнение износостойкости витка по условию невыдавливания смазки:

$$\sigma_{СМ} = \frac{4F}{z\pi[d^2 - d_1^2]} \le [p], \qquad (2.13)$$

где *[p]* – допускаемое удельное давление, равное 3…7 Н/мм^2 для гайки из безоловянистых бронз, металлокерамики и антифрикционного чугуна и 7…15 Н/мм^2 для высококачественных оловянистых бронз. Число витков определяют из уравнения (2.13):

$$z = \frac{4F}{[p]\pi[d^2 - d_1^2]}. \qquad (2.14)$$

Оно должно быть меньше или равно 10. Нежелательно принимать количество витков менее 5, поскольку при этом ухудшается центровка винта.

Если расчётная высота гайки $H = zP$, окажется менее $(1...1,25)d$, то ее следует назначить в рекомендуемом диапазоне, причём большей для свободно стоящих домкратов, поскольку в них гайка должна иногда сопротивляться действию значительного момента от действия внецентренной нагрузки.

При малом количестве витков Z, когда высота гайки H принята в указанных выше границах в зависимости от диаметра винта, не обязательно нарезать резьбу по всей высоте гайки, можно нарезать нужное количество витков только у торцов гайки.

После того как число витков найдено, резьбу проверяют на срез и изгиб по уравнениям (2.10) и (2.12), принимая допускаемые напряжения:

$$[б_и] = (0,15...0,3)\sigma_B \text{ и } [\tau_{ср}] \cong 0,6[\sigma_и].$$

Значения σ_B для различных бронз можно найти по табл. 2.5.

Таблица 2.5

Материалы, применяющиеся для изготовления гаек винтовых передач

Материал	ГОСТ	Способ изготовления	σ_B, Н/мм^2 (МПа)	δ, %
Оловянистые бронзы Е = 80000 Н/мм^2, НВ = 60				
БрОФ 10-1	613-79	Отливка в землю	300	6
БрОЦ 4-3	"	То же	250	23
БрОЦСН 3-7-5-1	"	То же	180	8
БрОЦС 3-5-5	"	То же	180	4
Безоловянистые бронзы Е = 120000 Н/мм^2, НВ = 100				
БрАЖН 10-4-4	493-79	Поковка	650	5
БрАЖН 10-4-4	“	Отливка в кокиль	600	5
БрАЖМц10-3-1	“	Поковка	600	12
БрАЖМц 10-3-1	“	Отливка в кокиль	500	20
БрАЖ 9-4	“	Отливка в кокиль	500	10
БрАЖ 9-4	“	Отливка в землю	400	10

Окончание табл. 2.5

Материал	ГОСТ	Способ изготовления	σ_B, Н/мм^2 (МПа)	δ, %
Латунь Е = 100000 Н/мм^2, НВ = 80				
ЛАЖМц 70-6-3-1	614-41	Отливка в землю	520	7
ЛМцЖ 52-4-1	“	То же	450	13
Металлокерамика: железографит НВ = 30…125, бронзографит НВ = 18…40				
ЖГр-3		Спекание в пресс-форме и нарезание резьбы	300	-
ЖГр-7			300	-
БрОГр10-2			140	-

Примечание. А – алюминий, Ж – железо, Мц – марганец, Ф – фосфор в шахте, σ_B – усредненный предел прочности при растяжении; последняя цифра марки металлокерамики обозначает содержание графита в процентах.

В диаметральных сечениях гайка работает на кручение и сжатие (растяжение), поэтому наружный диаметр гайки D можно определить из уравнения

$$kF = (D^2 - d^2)[\sigma]\frac{\pi}{4}, \qquad (2.15)$$

где k = 1,3 – коэффициент, учитывающий действие касательных напряжений кручения;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение сжатия или растяжения, $[\sigma] \approx [\sigma_u]$.

Для расчета тела гайки на растяжение (см. рис. 2.5, г) в уравнение (2.15) следует подставлять вместо F величину $F(1-h/H)$.

Если толщина стенки гайки по расчету оказывается малой, то наружный диаметр гайки назначают конструктивно, но не менее $D = d + 4P$, где d – наружный диаметр резьбы. Размер заплечика Δ (см. рис. 2.5, а, б) можно определить из условия смятия материала гайки под действием силы F по уравнению

$$\pi D \Delta [\sigma_{см}] \cong F,$$

где

$$[\sigma_{см}] \cong 2[\sigma_{и}].$$

Высоту заплечика h (см. рис. 2.5, г) определяют из условия его изгиба под действием нагрузки F по уравнению (запрессовку и трение на поверхности гайки не учитывают)

$$h = \left(\frac{6F\Delta}{\pi D[\sigma_{и}]} \right)^{\frac{1}{2}}.$$

Иногда гайку в корпусе помимо запрессовки фиксируют с помощью стальных штифтов или винтов (рис. 2.8), которые должны удерживать гайку от проворота, предполагая, что трение на ее поверхности отсутствует. Расчет этих элементов можно выполнить из условия их среза по сечению штифта диаметром d_0 и смятия боковой поверхности площадью $A = d_0 l$ под действием момента винтовой пары:

$$\tau_{ср} = \frac{8T_{ВП}}{\pi d_0^2 D} \le [\tau_{ср}],$$

$$\sigma_{см} = \frac{2T_{ВП}}{l d_0 D} \le [\sigma_{см}],$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, которое следует принимать по материалу гайки как менее прочному.

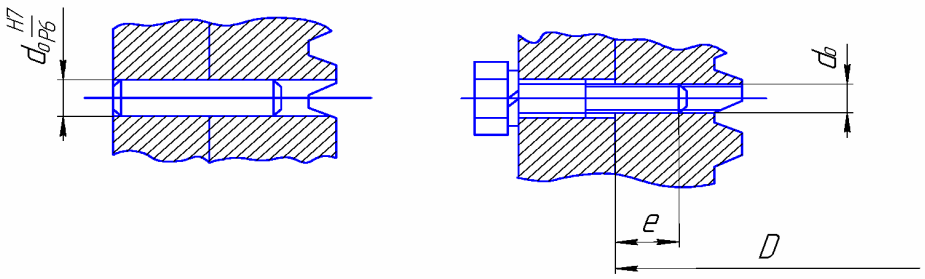


Рис. 2.8. Фрагмент конструкции механического крепления гайки в корпусе

2.4. Расчет пяты трения

Осевую нагрузку вращающийся винт воспринимает посредством упорного подшипника – пяты. Конструкция пяты может быть плоской (рис. 2.9, а), кольцевой (рис. 2.9, б), сферической (рис. 2.9, в), в виде упорного или радиально-упорного шарикового подшипника (рис. 2.9, г).

Диаметр плоской и кольцевой пят определяется из условия невыдавливания смазки с поверхности трения, зависящего от уровня удельного давления F, определяемого опытом и ограничиваемого величиной [p].

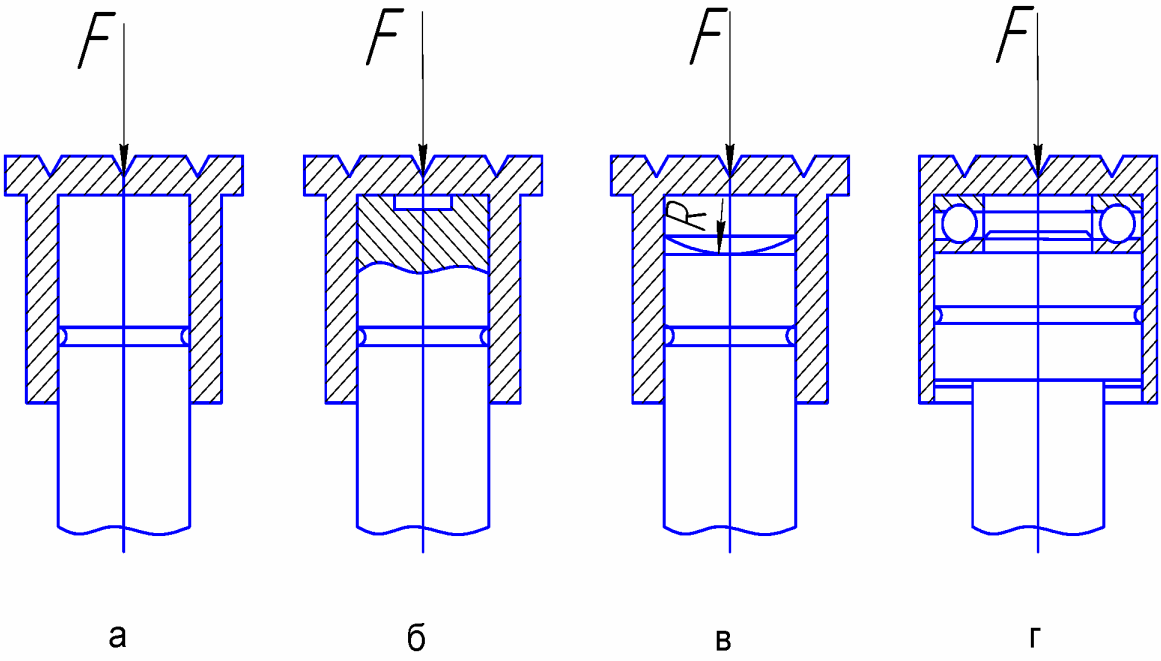


Рис. 2.9. конструктивные варианты пяты трения

Диаметр плоской пяты

$$d = \sqrt{\frac{4F}{[p]\pi}} \quad . \qquad (2.16)$$

Диаметр кольцевой пяты

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi(1-\alpha^2)[p]}} \quad , \qquad (2.17)$$

где α = 0,5…0,7 – отношение внутреннего диаметра пяты к внешнему.

Допускаемое удельное давление [p] зависит от материала трущейся пары, твердости и относительной скорости. Его значения при-

нимаются такими же, как и для витков гайки, по формуле (2.13).

В сферической пяте (один элемент пары плоский) расчетом на прочность определяется радиус сферы по уравнению Герца:

$$\sigma_н = 0{,}388\left(F\frac{E^2}{R^2}\right)^{\frac{1}{3}} < [\sigma_н], \qquad (2.18)$$

где E – модуль упругости материала;

R – радиус сферы;

$[\sigma_н] = (30...80)HRC$ – допускаемое напряжение для стальных высокоуглеродистых или легированных сталей, Н/мм^2, с твердостью HRC > 45.

Конструктивно сферические пяты обычно выполняются со стальным сферическим вкладышем (рис. 2.9, в), опирающимся на плоский торец винта с высокой поверхностной твердостью.

Размеры шариковых подшипников в механизмах с ручным приводом определяются из расчета статической грузоподъемности. Расчетная грузоподъемность стандартного упорного подшипника определяется следующим образом:

$$\boldsymbol{C_0 = SF}, \qquad (2.19)$$

где S = 1,2…1,5 – коэффициент запаса;

F – осевая нагрузка подшипника, Н;

C_0 – статическая грузоподъемность, Н, по которой в каталогах шарикоподшипников [5] выбирают требуемый размер упорного подшипника.

Расчетная статическая грузоподъемность упорного нестандартного подшипника определяется по формуле

$$C_0 = 5zd_ш{}^2 = nF(A), \qquad (2.21)$$

где z – количество шариков;

$d_ш$ – диаметр шарика, мм.

Момент трения в различных конструкциях пят находят по следующим формулам:

– для плоской пяты

$$\boldsymbol{T_{TP} = \frac{2}{3}Ff\frac{d}{2}}, \qquad (2.23)$$

где d – диаметр пяты;

– для кольцевой пяты

$$\boldsymbol{T_{TP} = \frac{1}{3}Ff\frac{d^3 - d_0^3}{d^2 - d_0^2}}, \qquad (2.24)$$

где d и d_0 – наружный и внутренний диаметры пяты соответственно.

Для сферической пяты момент трения определяют по формуле (2.23), в которую вместо $d/2$ подставляют радиус площадки контакта a, вычисляемый по формуле

$$a = 0,88\left(\frac{F2R}{E}\right)^{\frac{1}{3}}. \qquad (2.25)$$

Коэффициент трения f для стальной пары можно принять равным 0,2…0,3.

Момент трения в упорном или радиально-упорном шариковом подшипнике вычисляют по формуле

$$\boldsymbol{T_{TP} = Ff'\frac{d}{2}}, \qquad (2.26)$$

где d – внутренний диаметр кольца подшипника, мм;

f' = 0,001…0,003 – приведенный коэффициент трения.

2.5. Расчет рукояток

В стационарных винтовых передачах вращение винтов (гаек) осуществляется с помощью электрогидропривода (см. рис. 1.4). В переносных устройствах наряду с механическим приводом применяется привод ручной с помощью перекидной рукоятки или рукоятки, запрессованной в тело винта. Последний вариант удобен в подъемниках большой грузоподъемности, когда рукоятки оказываются длиной более метра. В этом случае целесообразно отказаться от перекидной рукоятки (лучше запрессовать ее в тело винта) и работать с помощью трубы, подбираемой по месту.

Расчет рукоятки ведется по моменту T_P (см. рис. 2.3).

Сначала рассчитывают нужную длину рукоятки, исходя из усилия рабочего Q = 200…250 Н:

$$\boldsymbol{l = \frac{T_{BП} + T_{П}}{Q} + 100\ мм}.$$

Затем определяется диаметр рукоятки из расчета ее на изгиб как консольной балки, условно заделанной по оси винта (рис. 2.10, а):

$$M_p = \mathrm{Q}l = 0,1d^3[\sigma_И],$$

$$d = \left(\frac{M_p}{0,1[\sigma_И]}\right)^{\frac{1}{3}}.$$

Если же учесть наличие зазора в отверстии, то расчет следует вести по моменту M_A (рис. 2.10,б). Допускаемые напряжения не долж-

ны превышать $0,2\sigma_T$, поскольку условия работы рукоятки весьма тяжелые.

Далее проверяются напряжения смятия в отверстии в предположении нулевого зазора (рис. 2.10, а). Наибольшие напряжения смятия возникают в точке А и складываются из доли напряжений, обязанных действию момента $\sigma_{см}^{M}$, и доли, обязанной действию приведенной силы $\sigma_{см}^{\mathrm{Q}}$, тогда

$$\sigma_{см}(A) = \sigma_{см}^{M} + \sigma_{см}^{\mathrm{Q}} = \frac{6M_p}{dD^2} + \frac{\mathrm{Q}}{dD} < [\sigma_{см}]. \qquad (2.27)$$

На рис. 2.11 показаны конструкции храповых механизмов ("трещоток"), применяемых в винтовых подъемниках.

Храповое колесо 1 жестко насажено на винт 2 (или гайку, если она ведущая), а собачка 3, закрепленная на рукоятке, сообщает винту движение. Собачка выполняется перекидной для реверсирования движения, удерживаемой в рабочем положении пружиной 5 и скосами фиксатора 4. Она изготавливается из стали с твердостью после закалки HRC > 45.

Размеры храпового колеса, так же как и других деталей, выбираются произвольно. Обычно берут

$D_X \cong 2d;$

$B \approx (0,2...0,25)D_X;$

число зубьев $z = 6...12;$

$S = \pi D_X / 2z;$

$x_1 \approx 0,75D_X;$

$h_3 = (0,6...0,8)D_X / z.$

Собачка в зацеплении помимо пружины удерживается действием момента Ne, где N – нормальная сила в зацеплении, e – ее плечо. В храповом механизме рассчитывают зуб колеса на изгиб (условно предполагая силу N приложенной к его вершине) и смятие. Ось собачки рассчитывается на изгиб и срез. Рукоятка рассчитывается в сечении 1–1 на изгиб и растяжение, а в сечении 2–2 – на изгиб.

Кроме того, проверяют прочность соединения винт–храповик, которое бывает шпоночным, штифтовым или профильным (например, квадратным). Храповое колесо изготавливается из стали с твердостью HRC > 30.

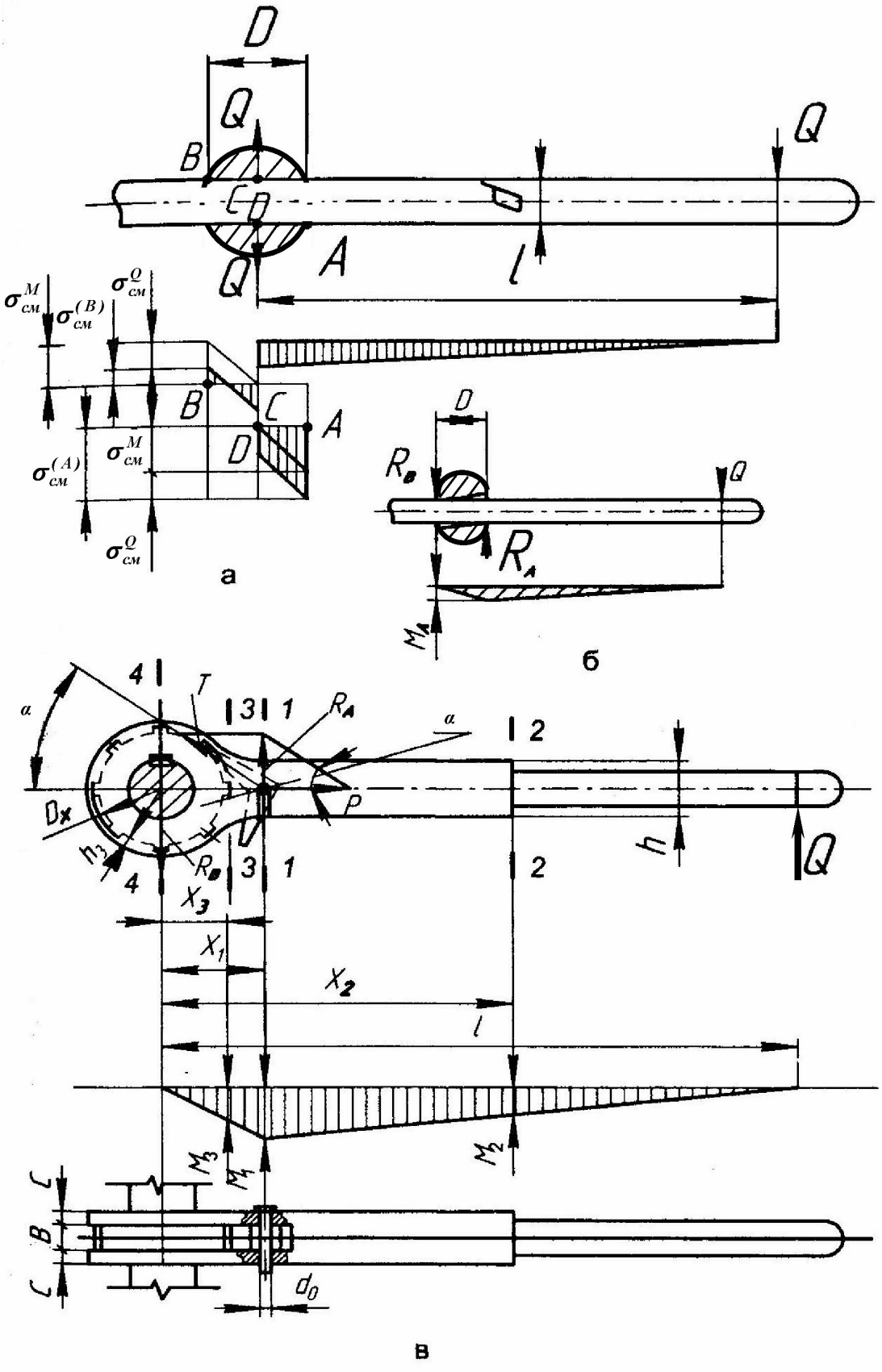


Рис. 2.10. Эпюры моментов и напряжения в различных типах рукояток

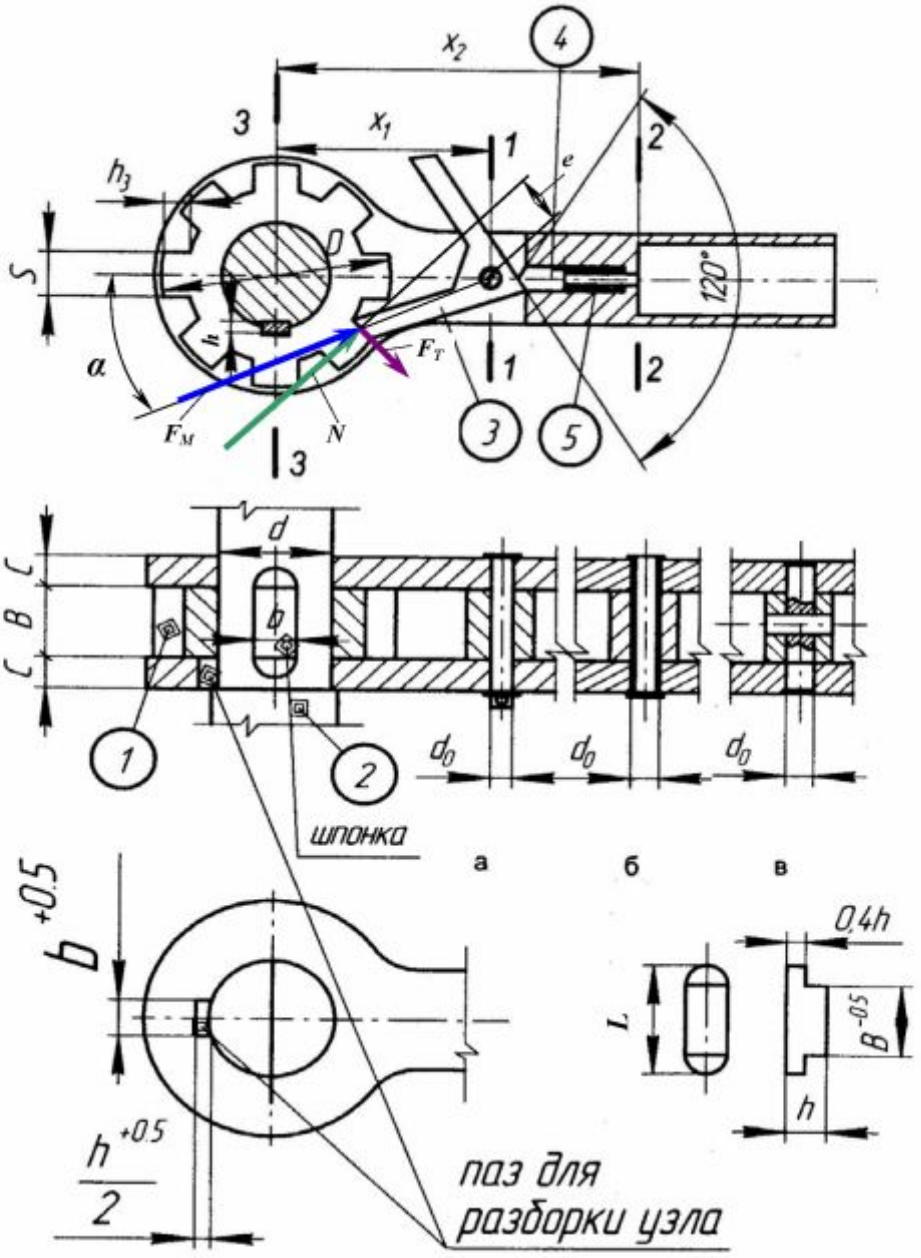


Рис. 2. 11. Конструкции храповых механизмов

Прочность на изгиб проверяется так:

$$\sigma_{И} = Nh_{3}6 \Big/ BS^{2} \leq [\sigma_{И}],$$

где $N = 2M_{p} \Big/ (D_{X} - h_{3})$ – нормальная сила; B – ширина храпового колеса.

Напряжение смятия $\sigma_{СМ} = N \Big/ h_{3} B \leq [\sigma_{СМ}]$.

На ось собачки действует сила

$$F_M = \frac{R_A}{\sin\alpha} = \frac{M_P}{X_1 \sin\alpha},$$

где α – угол между продольной осью рукоятки и направлением действия силы F_M (определяется по чертежу после предварительной прорисовки храпового механизма в натуральную величину). Действие сосредоточенной силы F_M обуславливает возникновение в оси собачки:

– напряжений среза

$$\tau_{ср} = \frac{F_M}{2 \cdot 0{,}78 d_0^2} \le [\tau_{ср}];$$

– и изгиба (ось рассматривается как балка на двух опорах)

$$\sigma_И = \frac{F_M (B + c)}{4 \cdot 0{,}1 d_0^3} \le [\sigma_И].$$

Ось собачки может быть сделана в виде закладного кольца по ГОСТ 9650 (см. рис. 2.11, а), полой трубки – по ГОСТ 12640 (см. рис. 2.11, б) или цилиндрического стержня, заштифтованного в теле собачки (см. рис. 2.11, в).

Рукоятка делается литой (СЧ15, АЛ-9, сталь), кованой или сварной. Прочность в сечении 1–1 проверяется на изгиб и растяжение:

$$\sigma = \frac{M_P \left(1 - \frac{X_1}{l}\right)}{W} + \frac{F_M \cos\alpha}{A} \le [\sigma],$$

где W и A – момент сопротивления и площадь сечения 1–1 соответственно; l – плечо силы, действующей на рукоятку.

Прочность сечения 2–2 проверяется на изгиб:

$$\sigma_И = \frac{M_P \left(1 - X_2 / l\right)}{W} \le [\sigma_И],$$

где W – момент сопротивления сечения 2–2.

Стандартная шпонка (одна или две) храпового колеса с размерами bxhxL выбирается по диаметру вала из каталога [2, т. 2] по геометрическим соображениям и проверяется на срез (см. рис. 2.11):

$$\tau_{ср} = \frac{2M_p}{Z d (L - b) b} \le [\tau_{ср}], \qquad (2.28)$$

где Z – число шпонок, $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза для материала шпонки;

и смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M_p}{Z d (L - b) 0{,}5h} \le [\sigma_{см}], \qquad (2.29)$$

где $[\sigma_{CM}]$ – допускаемое напряжение смятия для наименее прочного материала (винта, шпонки или рукоятки). Если какое-то из условий не выполняется, следует увеличить размеры шпонки (сначала длину L, а если это невозможно – ширину и высоту сечения bxh), согласуя их со стандартными.

В случае профильной (квадратной) беззазорной посадки храповика на винт (рис. 2.12) проверяются напряжения смятия

$$\sigma_{CM} = \frac{M_P}{2\left(\frac{a^2 B}{6}\right)} \le [\sigma_{CM}]. \qquad (2.30)$$

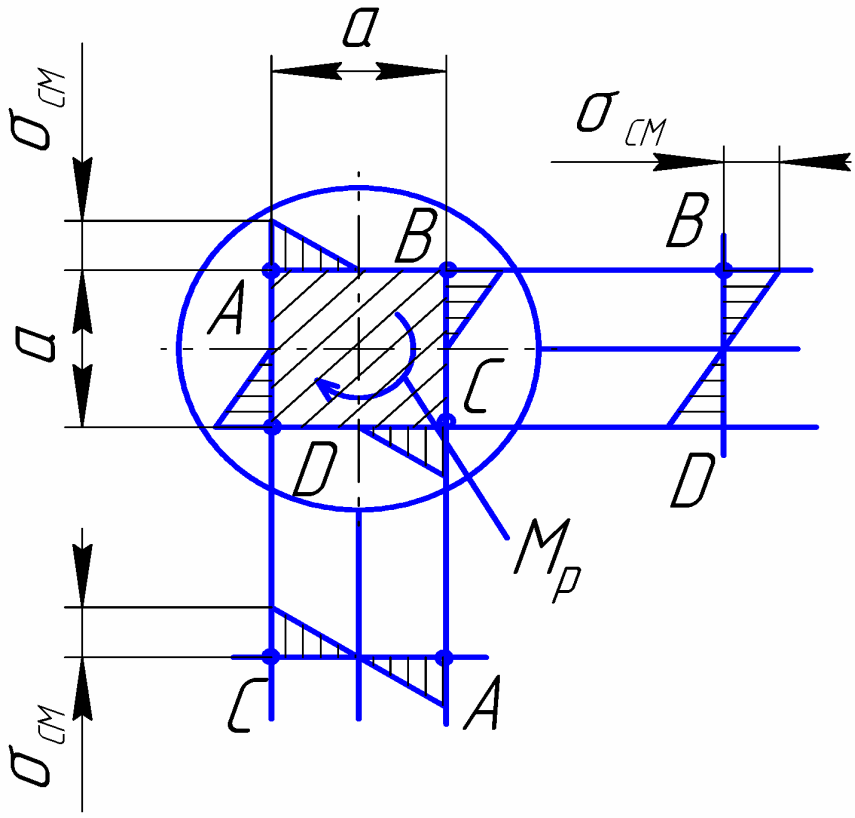


Рис. 2.12. Напряжения смятия в случае профильной установки храповика на винт

Если задана схема механического привода винтового устройства, то необходимо определить мощность двигателя, рассчитать и вычертить заданную передачу привода, руководствуясь литературой [6, 2].

2.6. Расчет корпусных деталей

2.6.1. Расчет корпусов домкратов

2.6.1.1. Расчет корпуса обычного домкрата

Корпус рассчитывается на сжатие от заданной нагрузки – силы F – и кручение моментом винтовой пары. Так, например, для сечения I–I (рис. 2.13)

$$\sigma_{пр} = \left(\sigma^2 + 3\tau^2\right)^{1/2} \le [\sigma],$$

где $\sigma = \dfrac{4F}{\pi\left(d_2^2 - d_1^2\right)}$; $\tau = \dfrac{16T}{\pi d_2^3 (1-\alpha^4)}$; $\alpha = \dfrac{d_1}{d_2}$.

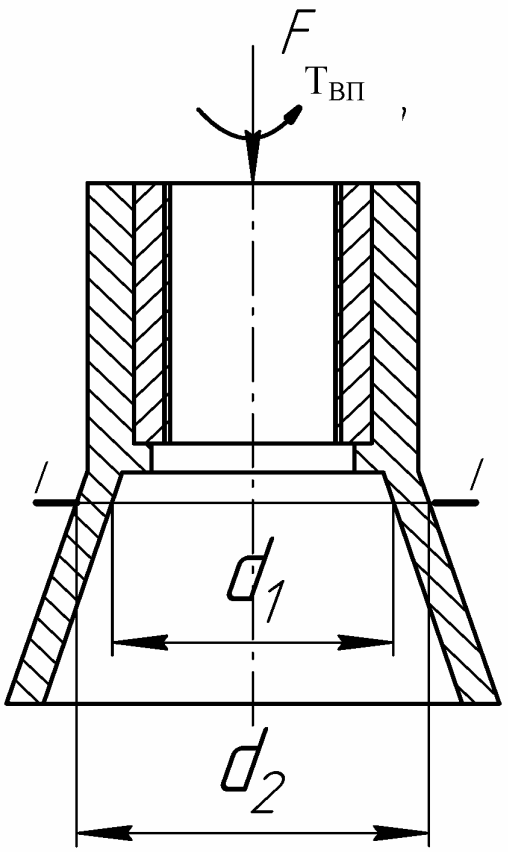


Рис. 2.13. Нагрузки, действующие на корпус домкрата

Опорная плита домкрата может быть выполнена круглой или квадратной, её размеры определяются из расчета на смятие материала, на который устанавливается домкрат. Обычно под него подкладываются доски, шпалы, для которых допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ = 1,2…2 МПа.

Уравнение прочности на смятие, из которого можно определить

наружный размер плиты D_1 (размер D_2 определяется по эскизу):

– для круглого основания (рис. 2. 14, а)

$$F \le \frac{\pi}{4}\left(D_1^2 - D_2^2\right)[\sigma_{CM}]; \qquad (2.31)$$

– для квадратного основания (рис. 2.14, б)

$$F \le \left(D_1^2 - \frac{\pi}{4} D_2^2\right)[\sigma_{CM}].$$

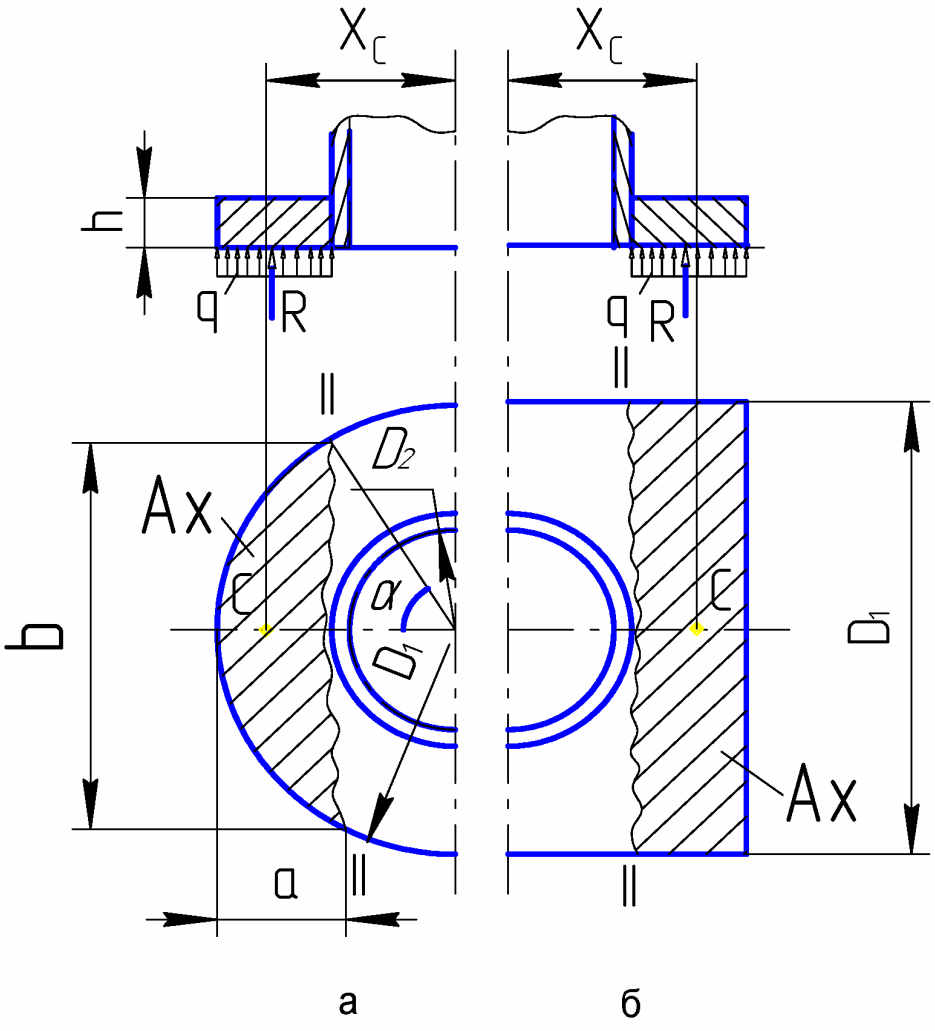


Рис. 2.15. Нагрузки, действующие на опорную часть домкрата

Толщина плиты h определяется из условия прочности на изгиб. Предполагается, что со стороны основания на плиту действует равномерно распределенная нагрузка $q = F / A$, где A – площадь основания плиты, которая рассчитывается после определения размера D_1 и округления его до ближайшего стандартного из нормального ряда длин.

Изгибающий момент в сечении II–II (рис. 2.14, а)

$$M = R\left(X_c + a - \frac{D_1}{2} \right),$$

где $R = qA_X$, A_X – площадь заштрихованного сегмента: $A_X \approx \frac{2}{3}ab$ для круглого основания и $A_X = D_1(D_1 - D_2)$ – для квадратного;

$$X_C = \frac{D_1}{3}\frac{\sin^3\gamma}{\gamma - \sin(\cos\gamma)} \approx \frac{D_1}{2} - 0,6a$$ – координата центра тяжести заштрихованного сегмента.

Толщина круглой плиты

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b[\sigma]}},$$

где $[\sigma]$ - допускаемое изгибное напряжение для материала, из которого сделан корпус домкрата.

Для прямоугольной плиты в последнее выражение вместо b следует подставить D_1.

Рассчитанное значение толщины округляют до ближайшего большего нормального размера, учитывая, что по технологическим условиям литья толщину рекомендуется принимать не менее 6 мм.

2.6.1.2. Расчет корпуса самолётного домкрата

Одним из элементов винтового механизма аэродромного обслуживания является ложемент. Он предназначен для поддерживания частей самолетов и других объемных грузов. Ложементы, условно отнесенные к корпусным деталям, изготавливаются в виде сварных конструкций из сталей 20, 25 (рис. 2.15, а, б). Иногда ложемент целесообразно сваривать из стальных штампованных элементов толщиной 1…1,5 мм (рис. 2.15, в). Конструкция ложемента может быть литой из сплавов Ал4, Ал9 или из чугуна СЧ15, СЧ18 (рис. 2.15, г).

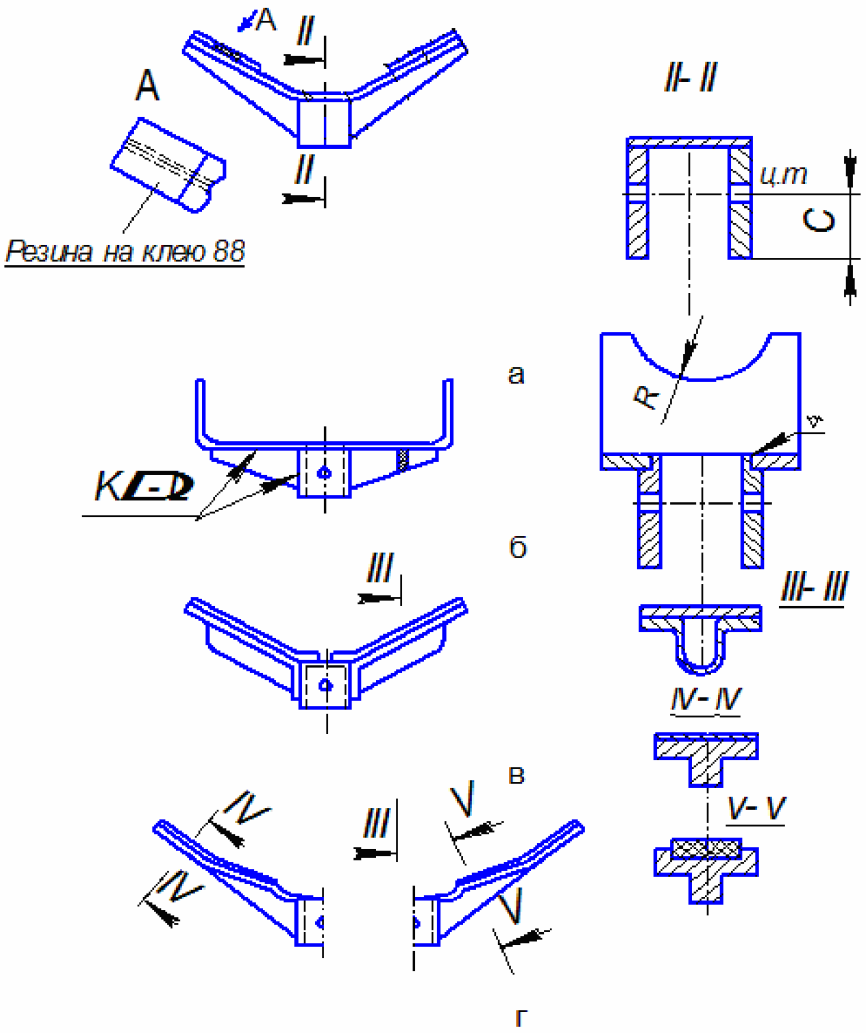


Рис. 2.15. Конструкции сварных и литых ложементов

При расчете ложемента делают допущение, что нагрузка интенсивностью q (рис. 2.15/2) равномерно распределена по рабочей поверхности ложемента длиной около $\frac{2}{3}l$ и равнодействующая F' этой нагрузки q приложена посередине участка.

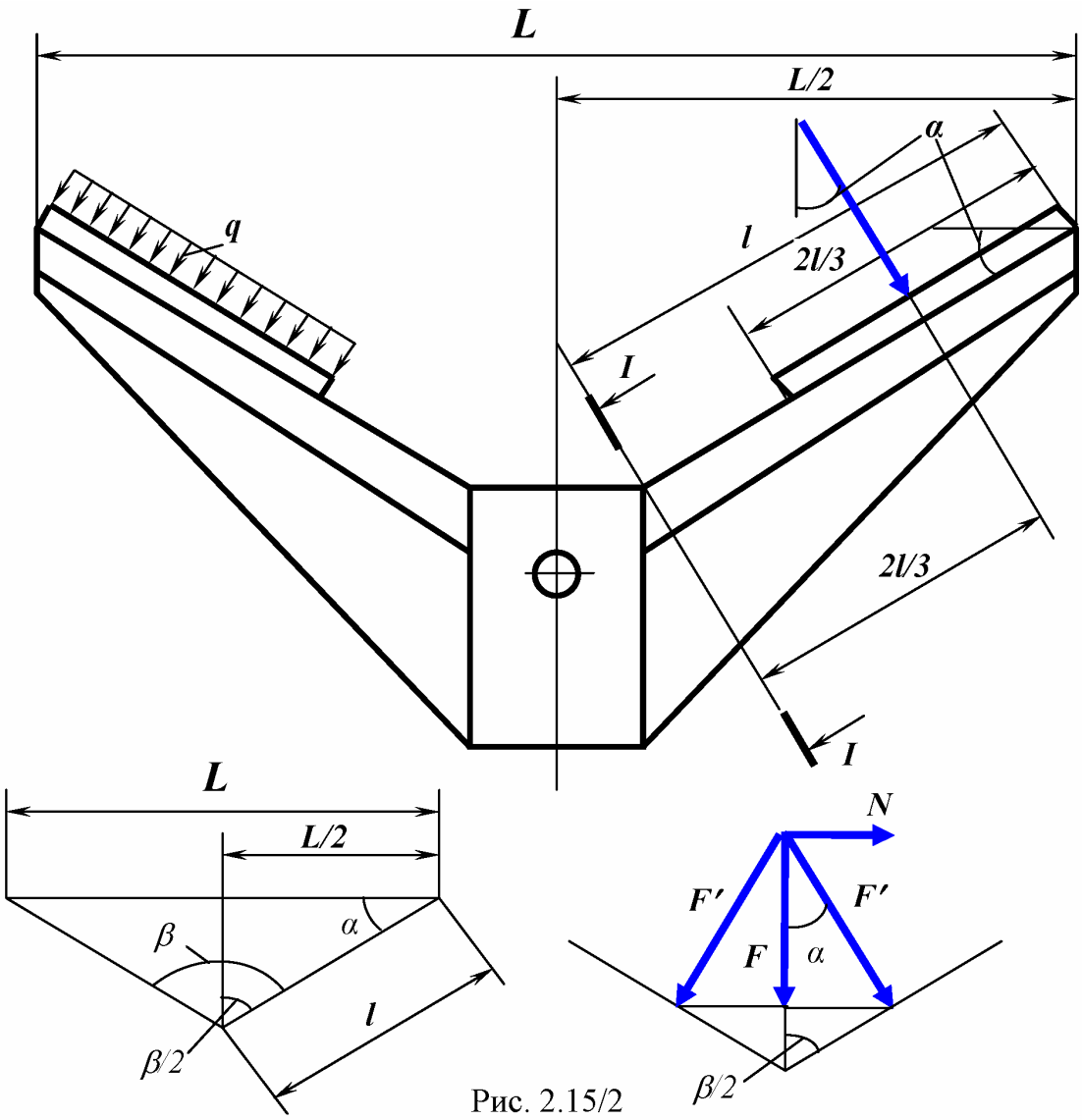


Рис. 2.15/2

Опасным сечением является сечение I-I. Напряжения в нём определяются как при изгибе консольной балки

$$\sigma_u = \frac{M}{W} \le [\sigma] .$$

Изгибающий момент

$$M = F' \frac{2}{3} l ,$$

где $F' = \dfrac{F}{2\cos\alpha}$ (F – заданная нагрузка на домкрат);

$\alpha = 90 - \dfrac{\beta}{2}$ (обычно принимают $\beta = 120 \ldots 150°$);

$l = \dfrac{L}{2\cos\alpha}$ (L – заданный размер ложемента).

Момент сопротивления определяется формой сечения. Для тав-

ра с параметрами, указанными на рис. 2.15/3, $W = 0{,}029\ h^3$. Тогда высота сечения

$$h = \sqrt[3]{\frac{2F'l}{3 \cdot 0{,}029[\sigma]}}.$$

Допускаемое напряжение $[\sigma]$ определяется по справочной литературе для выбранного материала ложемента.

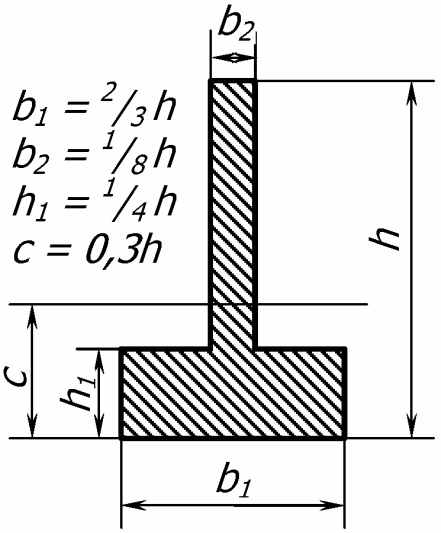


Рис. 2.15/3

Напряжениями среза обычно пренебрегают.

Корпуса винтовых механизмов аэродромного обслуживания обычно представляют собой сварную пространственную конструкцию, изготовленную из стальных (25, 30ХГС), дюралевых или алюминиевых (Д16, АМц, АМг) труб или уголков.

Для расчета труб необходимо определить силы, действующие в отдельных элементах, например в подкосе (рис. 2.16). Разложив силу $F/3$ на два направления, найдем усилие, сжимающее подкос

$$S \cong \frac{F\cos\alpha}{3},$$

и силу, изгибающую подкос, $Q = \dfrac{F\sin\alpha}{3}$. Подкосы соединены поперечными связями. Усилие S_0, возникающее в этих связях под действием силы Q, можно найти, пренебрегая трением между стойками и основанием ($F_{TP} = 0$):

$$S_0 = \frac{Qb}{2(b-a)\cos 30^\circ \cos\alpha} = \frac{Q(l+c)}{2(b-a)\cos 30^\circ}.$$

Подкос работает на продольный изгиб под действием силы S и поперечный изгиб под действием силы Q. Напряжения в нем опреде-

ляются по формуле

$$\sigma = \frac{S}{\varphi A} \pm \frac{Qc}{W} \le [\sigma], \qquad (2.32)$$

где $A = \frac{\pi d_{НТР}^2}{4}\left(1 - \alpha_{ТР}^2\right)$ и $W = \frac{\pi d_{НТР}^3}{4}(1 - \alpha^4)$ – соответственно площадь и осевой момент сопротивления поперечного сечения подкоса (трубы); $d_{НТР}$ – наружный диаметр трубы; $d_{ВТР}$ – внутренний диаметр трубы.

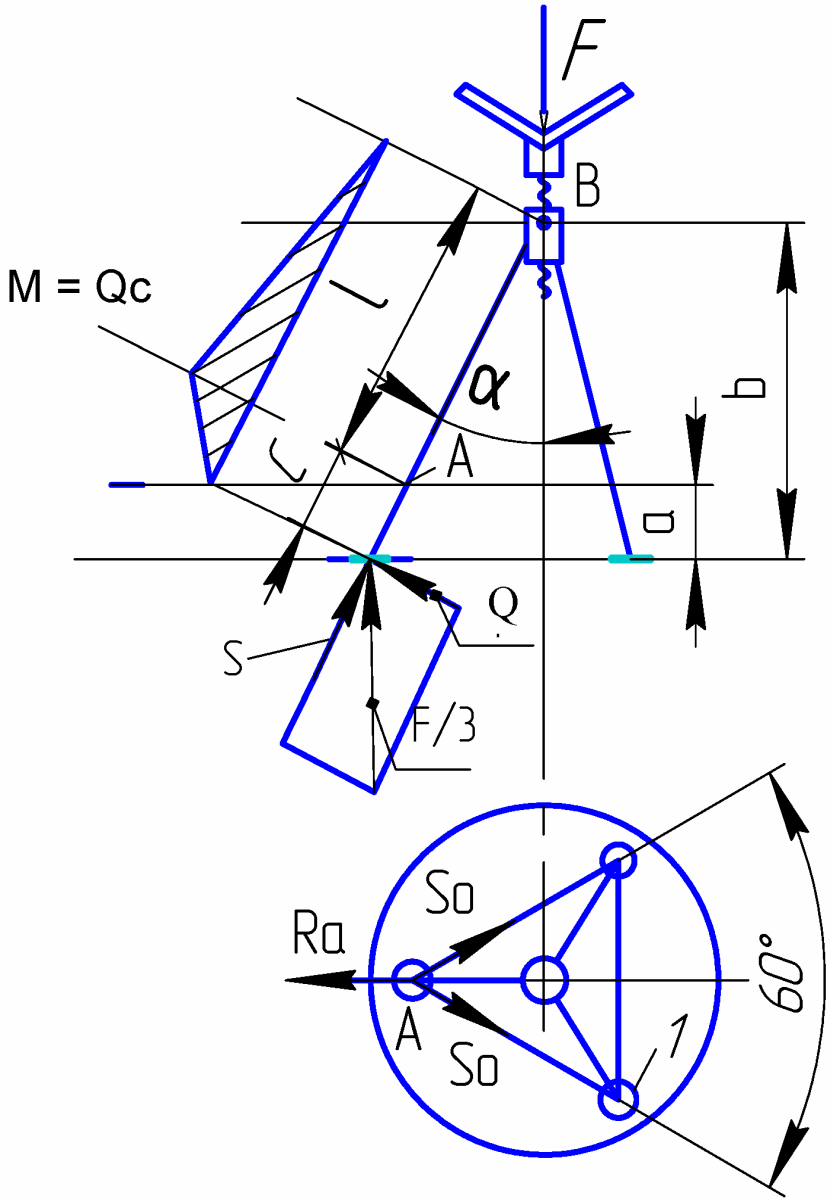


Рис. 2.16. Силы, действующие на корпус домкрата, состоящий из труб

Расчет удобно вести в такой последовательности.

Принимают, например, что подкосы выполнены из стандартных труб. Задаются углом α = 12…15° (см. рис. 2.16), предельной гибкостью подкоса [λ] = 100 и коэффициентом приведенной длины $\nu = 1$. Находят наружный диаметр трубы:

$$d_{HTP} = \frac{l}{0,25[\lambda]\sqrt{1+\alpha_{TP}^2}}. \qquad (2.33)$$

Выбрав по ГОСТу ближайший больший диаметр трубы, проверяют её прочность по нормальным напряжениям (см. формулу (2.31)).

Трубы свариваются между собой и привариваются к корпусу электрической или газовой сваркой. Для трудносвариваемых материалов (дюрали) применяют резьбовое соединение элементов. Стыкуемые концы труб подгоняются фасонными срезами, скосами и т.д., поэтому вид сварного шва получается сложным, и его периметр обычно больше периметра трубы в нормальном сечении. Расчет таких швов (рис. 2.17) может выполняться условно (считая, что шов расположен в нормальном сечении свариваемого элемента (рис. 2.17,а)) по формуле

$$\tau' = \frac{S}{\pi d_{HTP} 0,7K} \le [\tau'_{CP}], \qquad (2.34)$$

где K – катет сварного шва, которым задаются в зависимости от размера конструкции корпуса; $[\tau'_{CP}]$ – допускаемое напряжение сварного шва.

Катет действительного шва можно принимать равным расчетному или уменьшать пропорционально параметрам шва:

$$K' = K\frac{d_{HTP}}{l},$$

где l – действительный периметр сварного шва.

Тонкостенные трубы провариваются на всю толщину, образуя шов встык, поэтому их расчет ведется аналогично расчету самой трубы в окрестностях шва или условно в нормальном сечении трубы (см. рис. 2.17, б) по формуле

$$\sigma = \frac{S}{\pi d_{HTP}\delta} \le [\sigma'], \qquad (2.35)$$

где $[\sigma'_P]$ – допускаемое напряжение растяжения наплавленного шва.

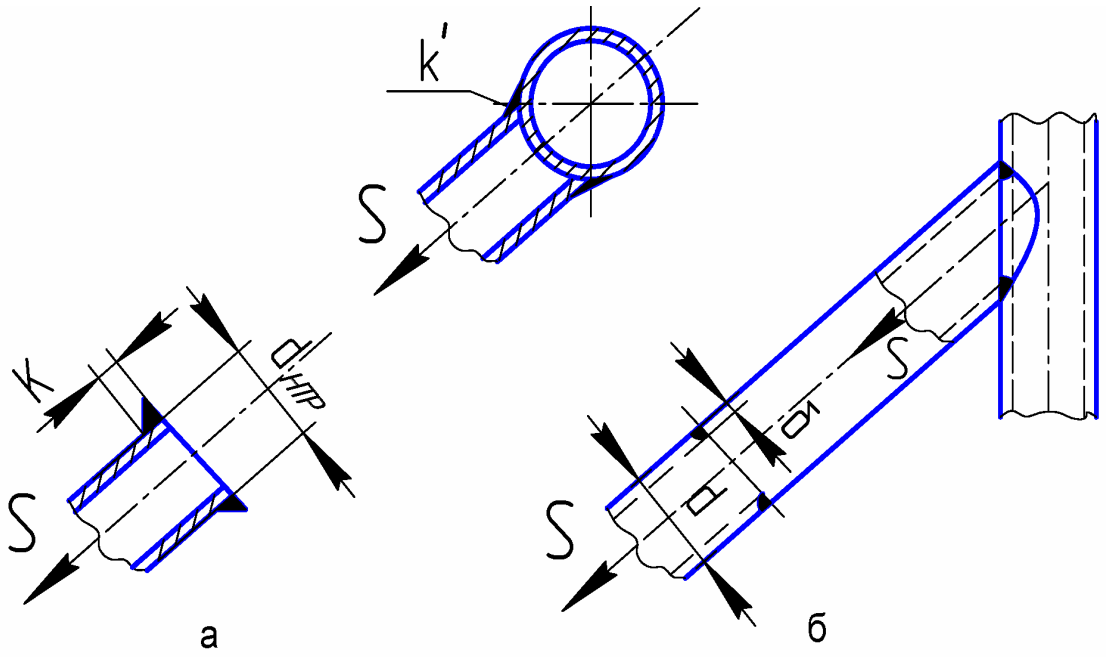


Рис. 2.17. Соединение труб сваркой

Опорной частью домкрата служат металлические пластины 1 (см. рис. 2.16), площадь которых определяется формулой (2.31), в которой следует заменить F на F/3.

2.6.2. Расчет корпусов съемников

К корпусным деталям съемника относятся траверса и захваты. Захваты могут свободно перемещаться по траверсе (см. рис. 1.9).

В съемнике, изображенном на рис. 2.18, захват подвижен относительно траверсы, образуя в сопряжении некоторый зазор. При нагружении силой $F/2$ захват повернется на малый угол Δ, и его можно рассматривать как консольную балку на двух опорах с реакциями

$$T_1 = \frac{Fb}{2a} \quad \text{и} \quad T_2 = \frac{F(a+b)}{2a}.$$

Под действием реакций в траверсе возникает изгибающий момент (рис. 2.18, в) с нулевой точкой под направлением действия силы $F/2$.

Величины изгибающих моментов соответственно равны:

$$M_1 = \frac{F}{2}b \quad \text{и} \quad M_2 = -\frac{F}{2}(l_1 - b).$$

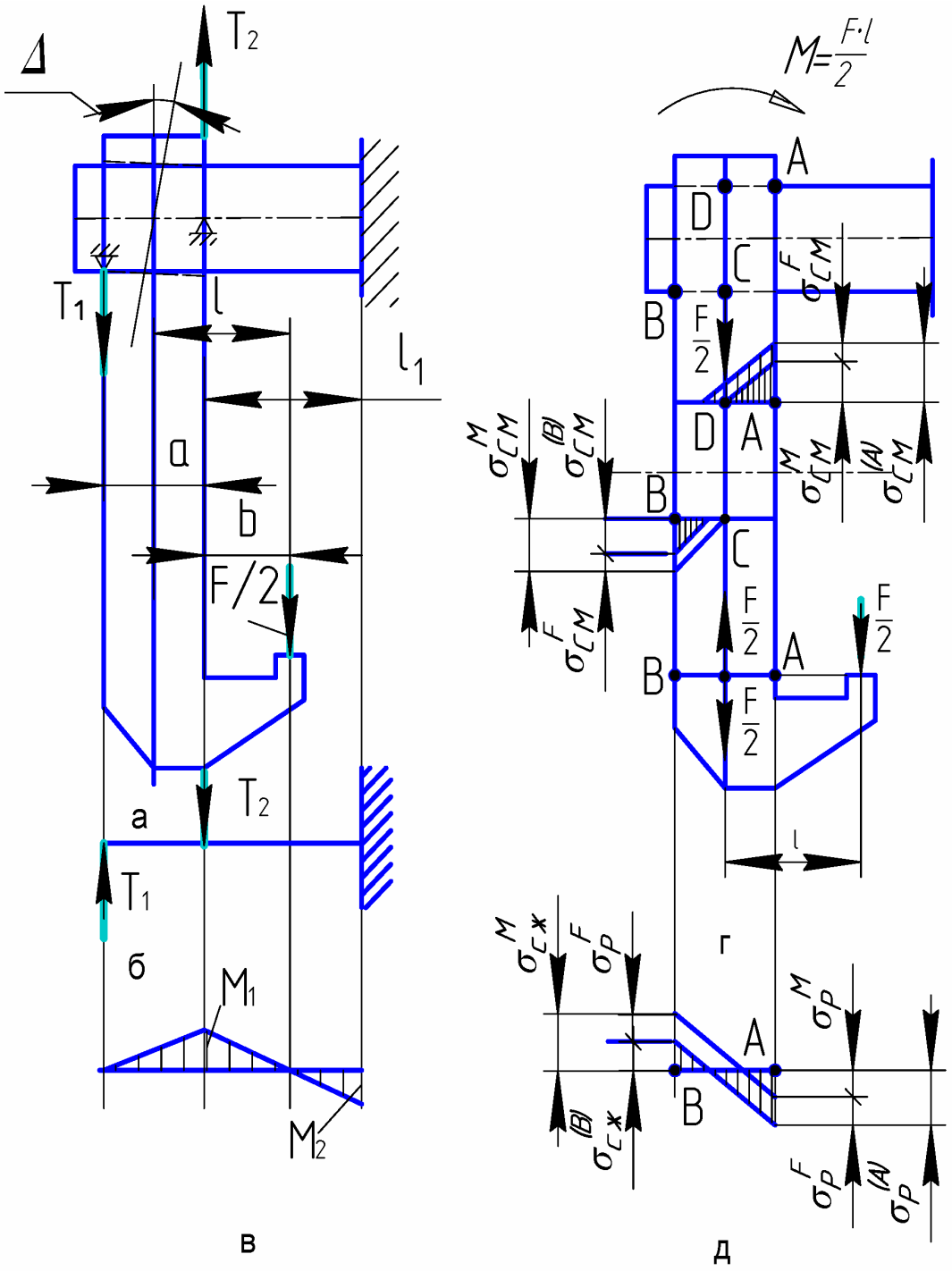


Рис. 2.18. Расчетная схема корпуса съемника

По ним рассчитываются сечения траверсы на прочность.

При беззазорном сопряжении захвата и траверсы на поверхности отверстия возникают напряжения смятия, вызванные действием момента $M = 0,5Fl$ и приведенной силой $F/2$. Суммарные напряжения смятия показаны на рис. 2.18, г, их расчет можно выполнить по уравнению (2.27).

Расчет захвата в прямолинейной части (А – В) (рис. 2.18, д) ведут по внецентренной нагрузке при совместном действии растяжения и изгиба:

$$\sigma_P(A) = \frac{F}{2A} + \frac{M}{W} \le [\sigma_P];$$

$$\sigma_{СЖ}(B) = \frac{F}{2A} - \frac{M}{W}. \qquad (2.36)$$

Поскольку напряжения во внутренних волокнах сечения захвата суммируются, то в целях облегчения конструкции следует назначить сечения в форме трапеции или тавра (рис. 2.19).

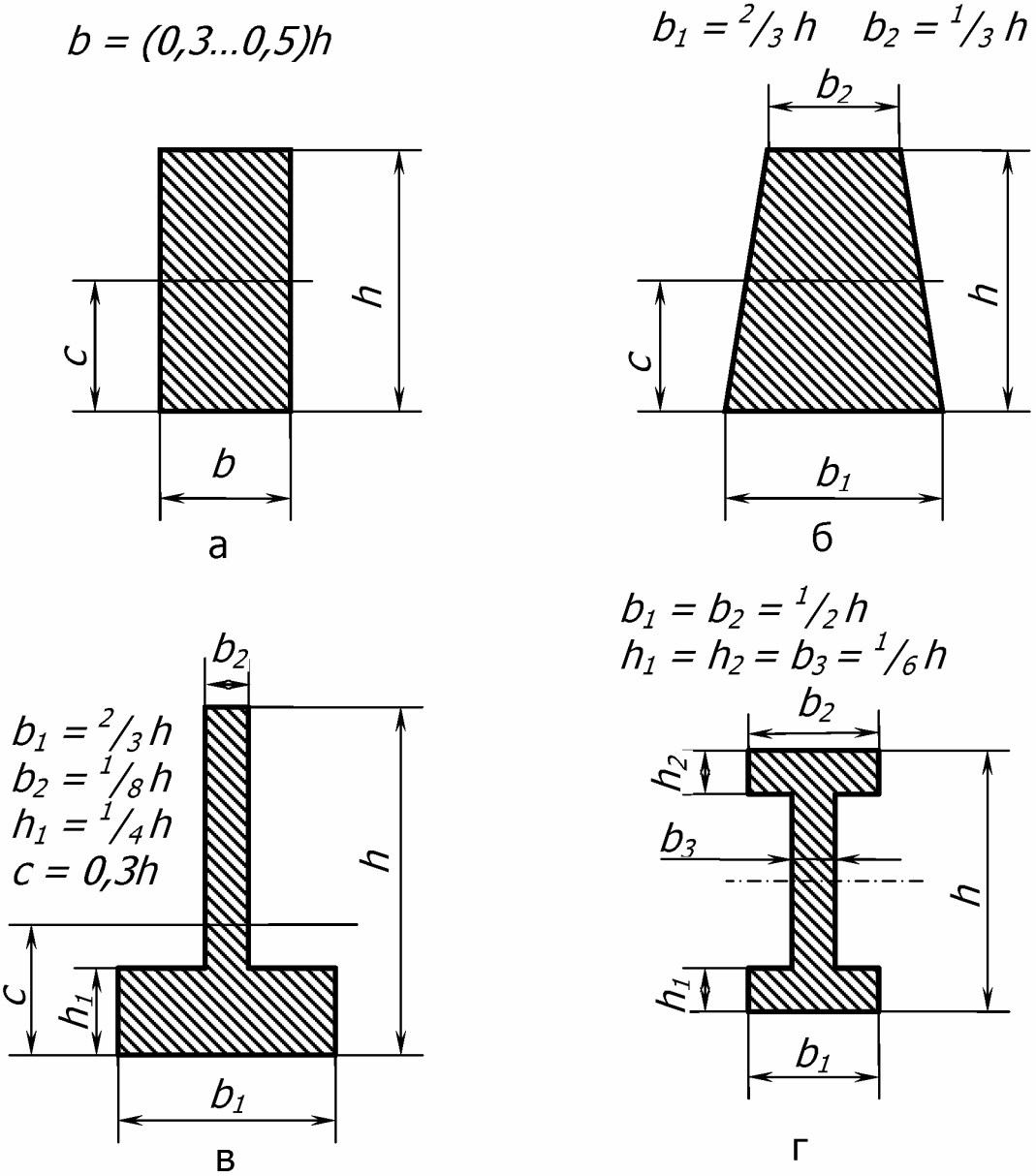


Рис. 2.19. Возможные формы поперечных сечений элементов корпуса съемника

Некоторые захваты съемников и станины прессов содержат криволинейные элементы – кривые брусья.

Сила F, действующая в плоскости оси бруса (рис. 2.20) и приложенная в точке B, может быть разложена на две составляющие:

– нормальную к поперечному сечению

$$N_\varphi = F\sin\varphi,$$

– направленную радиально

$$Q_\varphi = F\cos\varphi.$$

Наибольшего значения нормальная сила (N = F) достигает в точке C при $\varphi = 90^\circ$. В этом же сечении действует и наибольший изгибающий момент

$$M = FR = NR.$$

Эпюры изменения M, N и Q по оси бруса показаны на рис. 2.20.

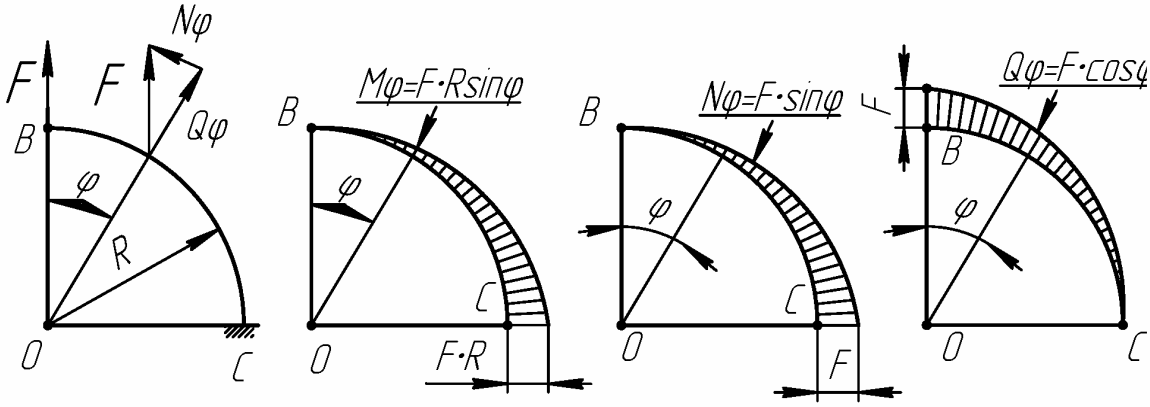


Рис. 2.20. Эпюры нагрузок по оси криволинейного элемента съемника или пресса

Расчет захвата в криволинейной части не отличается от прямолинейной, если радиус кривизны велик по сравнению с высотой сечения h. К таким захватам относятся брусья малой кривизны с R/h > 5, где R – радиус кривизны центра тяжести сечения стержня.

Если стержень характеризуется большой кривизной (R/h < 5), то его расчет следует вести по формуле

$$\sigma_{1,2} = \frac{N}{A} \pm \frac{M}{S}\frac{Z_{1,2}}{R_{1,2}} \le [\sigma] \qquad (2.37)$$

или

$$\sigma_{1,2} = \frac{N}{A} \pm k_{1,2}\frac{M}{J}c \le [\sigma], \qquad (2.38)$$

где $S = Ae$ – статический момент площади сечения криволинейного элемента относительно нейтральной оси (A – площадь сечения криволинейного элемента; e – расстояние нейтральной линии от центра тяжести); $c = R - R_1$ – координата центра тяжести; $R_{1,2}$ – радиус внутренних и наружных волокон соответственно; $Z_{1,2}$ – расстояние от нейтральной линии до внутреннего и наружного волокон соответственно; $k_{1,2}$ – коэффициенты для внутренних и наружных волокон соответственно (табл. 2.12); N и M – сила и момент, которые вычисляются по формулам, приведенным на рис. 2.20.

Таблица 2.12

Величины коэффициентов $k_{1,2}$ и отношений e/R для криволинейных элементов различных сечений

R/c	Прямоугольное сечение (см. рис. 2.19, а)			Трапецеидальное сечение (см. рис. 2.19, б)		
	k_1	k_2	e/R	k_1	k_2	e/R
1.2	2.59	0.57	0.305	3.09	0.56	0.336
1.4	2.13	0.63	0.204	2.25	0.62	0.229
1.6	1.79	0.67	0.149	1.91	0.66	0.168
1.8	1.63	0.70	0.112	1.73	0.70	0.128
2.0	1.52	0.73	0.090	1.61	0.73	0.102
3.0	1.3	0.81	0.041	1.37	0.81	0.046
4.0	1.2	0.85	0.021	1.26	0.86	0.024
6.0	1.12	0.90	0.009	1.17	0.91	0.011
8.0	1.09	0.92	0.005	1.13	0.94	0.006
10.0	1.07	0.94	0.003	1.11	0.95	0.004
R/c	Тавровое сечение (см. рис. 2.19, в)			Двутавровое сечение (см. рис. 2.19, г)		
	k_1	k_2	e/R	k_1	k_2	e/R
1.2	3,62	0,58	0,418	2,52	0,67	0,408
1.4	2,54	0,63	0,299	1,90	0,71	0,285
1.6	2,14	0,67	0,229	1,63	0,75	0,208
1.8	1,89	0,70	0,183	1,56	0,77	0,160
2.0	1,73	0,72	0,149	1,41	0,79	0,127
3.0	1,41	0,79	0,069	1,23	0,86	0,058
4.0	1,29	0,83	0,040	1,16	0,89	0,030
6.0	1,18	0,88	0,018	1,10	0,92	0,013
8.0	1,13	0,91	0,010	1,07	0,94	0,007
10.0	1,10	0,92	0,006	1,05	0,95	0,005

Как известно, при изгибе брусьев большой кривизны между волокнами в радиальном направлении возникает значительное давление, поперечные сечения искривляются, нарушая гипотезу плоских сечений. Это приводит к тому, что нейтральный слой не совпадает с осью бруса (линией ЦТ). Напряжения в сечении распределяются так, как показано на рис. 2.21, где $r_н$ – радиус нейтральной оси, h – высота сечения бруса.

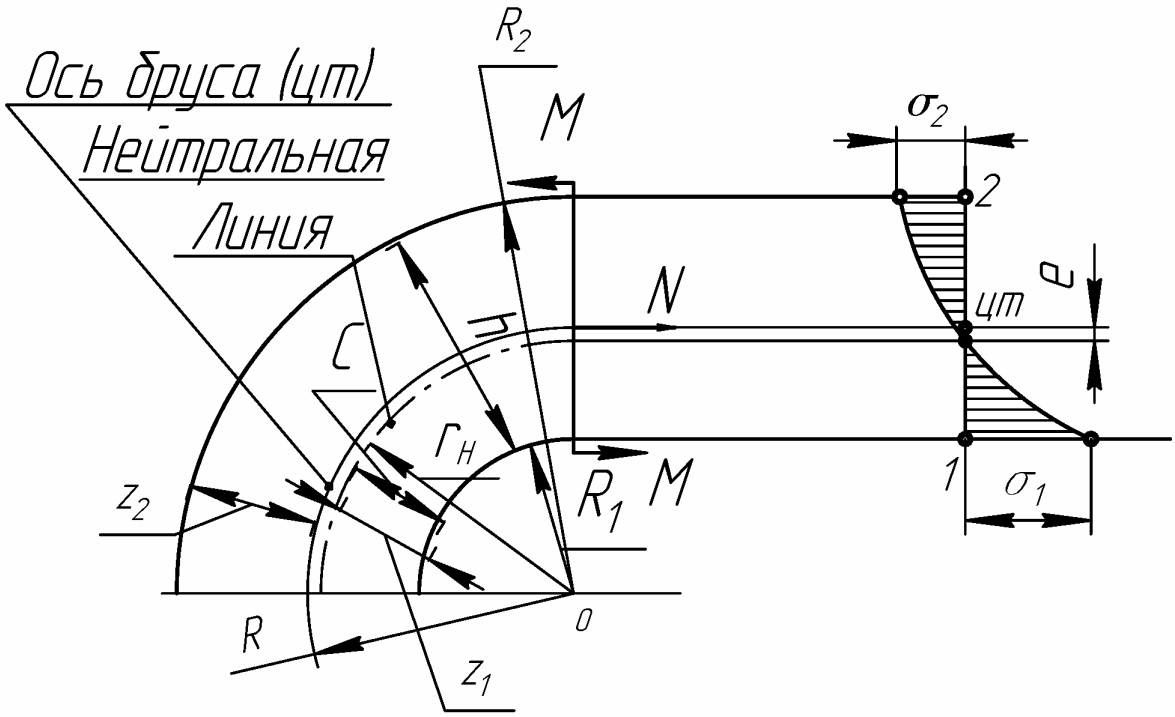


Рис. 2.21. Эпюра напряжений по сечению криволинейного элемента

Максимальные напряжения возникают во внутренних волокнах. Для того чтобы их уменьшить и приблизить к напряжениям наружных волокон, сечение бруса выполняют в виде трапеции, тавра и др. (см. рис. 2.19).

В расчетные уравнения (2.37), (2.38) входят эксцентриситет “e” и координата центра тяжести “c”, величины которых для некоторых сечений можно определить по следующим уравнениям:

– прямоугольное сечение (см. рис. 2.19, а):

$$e = R - r_н = R - \frac{h}{ln\frac{1 + h/2R}{1 - h/2R}}; \qquad (2.39)$$

$$c = 0{,}5\,h;$$

– трапециевидное сечение (см. рис. 2.19, б):

$$e = R - r_н = R - \frac{0.5(b_1 + b_2)h}{(b_1 + \frac{b_1 + b_2}{h} R_1) \ln \frac{R_2}{R_1} - (b_1 - b_2)}; \quad (2.40)$$

$$c = \frac{h}{3}\left(\frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2}\right);$$

– тавровое сечение (см. рис. 2.19, в):

$$e = R - r_н = R - \frac{b_1 h_1 + b_2 h_2}{b_1 \ln \frac{R_1 + h_1}{R_1} + b_2 \ln \frac{R_2}{R_1 + h_1}}; \quad (2.41)$$

$$c = \frac{0{,}5 b_1 h_1^2 + b_2 h_2 (h_1 + 0{,}5 h_2)}{b_1 h_1 + b_2 h_2};$$

–двутавровое сечение (см. рис. 2.19, г):

$$e = R - r_н = R - \frac{b_1 h_1 + b_2 h_2 + b_3 h_3}{b_1 \ln \frac{R_1 + h_1}{R_1} + b_3 \ln \frac{R_2 - h_2}{R_1 + h_1} + b_2 \ln \frac{R_2}{R_2 - h_2}}; \quad (2.42)$$

$$c = \frac{0{,}5 b_1 h_1^2 + b_3 h_3 (h_1 + 0{,}5 h_3) + b_2 h_2 (h - 0{,}5 h_2)}{b_1 h_1 + b_2 h_2 + b_3 h_3}.$$

Расчет элементов корпуса съемника с поворачивающимися захватами (рис. 2.22) можно проводить в такой последовательности.

1. Из прочностного расчета на изгиб определяется диаметр d оси вращения захвата и проверяется на срез:

$$\sigma_И = \frac{F(a+b)}{0{,}4 X d^3} \le [\sigma_И]; \quad (2.43)$$

$$\tau_{СР} = \frac{4 \cdot F}{i X \pi d^2} \le [\tau_{СР}],$$

где X – количество захватов; i – число срезов ($i = 2$).

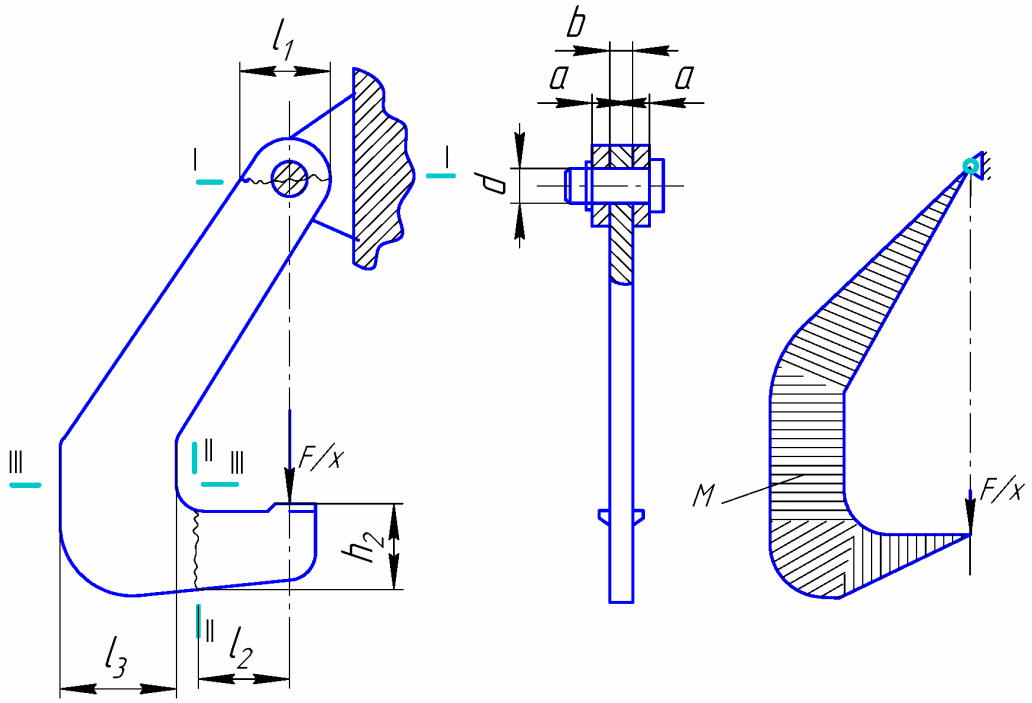


Рис. 2.22. Корпус съемника с поворачивающимися захватами

2. Приняв $b = 2a$, по условию прочности на смятие определяют размеры a и b:

$$\sigma_{CM} = \frac{F}{2Xad} \le [\sigma_{CM}], \qquad (2.44)$$

откуда

$$a = \frac{F}{2Xd[\sigma_{CM}]}.$$

3. Из условия прочности на растяжение находят размер b опасного сечения I–I, ослабленного отверстием диаметра d:

$$\sigma_P = \frac{F}{X(l_1 - d)b} \le [\sigma_P]; \qquad (2.45)$$

$$l_1 = d + \frac{F}{Xb[\sigma_P]}.$$

4. Из расчета на изгиб определяют размер сечения II–II:

$$\sigma_И = \frac{6Fl_2}{Xbh_2^2} \le [\sigma_И]; \qquad (2.46)$$

$$h_2 = \sqrt{\frac{6Fl_2}{Xb[\sigma_И]}}.$$

5. Из расчета на изгиб и растяжение определяют размер сечения III–III:

$$\sigma = \frac{F}{Xbl_3} + \frac{6F\left(l_2 + 0,5l_3\right)}{Xbl_3^2} \le [\sigma_И]; \qquad (2.47)$$

$$l_3 = \frac{2F + \sqrt{4F^2 + 6Fl_2[\sigma]Xb}}{X[\sigma]b}.$$

2.6.3. Расчет корпусов прессов

Корпус пресса может быть изготовлен в литом, сварном и комбинированном исполнении. На рис. 2.23 показана конструкция корпуса одностоечного пресса в литом исполнении, расчет которого может быть проведен в такой последовательности.

1. Задаются сечением I–I в относительных единицах (рис. 2.19). Из приблизительного расчета на изгиб

$$\sigma_И = \frac{M}{W_X} \le [\sigma_И] \qquad (2.48)$$

определяют характерный размер $h = h_I$. Для таврового сечения

$$h_I = \sqrt[3]{\frac{FH}{0,029[\sigma_И]}}.$$

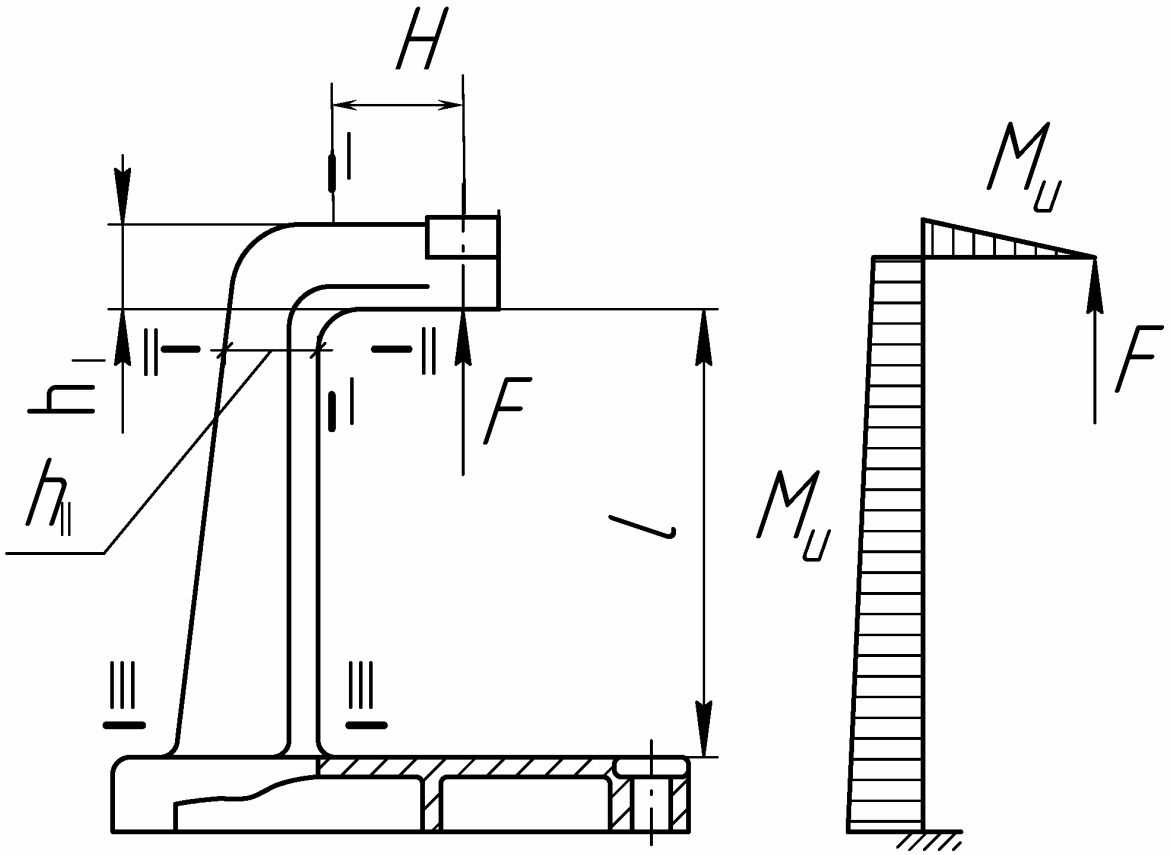


Рис. 2.23. Корпус пресса с одной стойкой

2. Задаются размером $h_{II} \approx 1,1h_I$ и проверяют сечение II–II на прочность с учетом напряжений изгиба и растяжений:

$$\sigma_{И} = \frac{F(H+a)y_i}{J_X} \pm \frac{F}{S} \le [\sigma], \qquad (2.49)$$

где y_i – расстояние соответственно от нейтральной оси до наиболее удаленных волокон.

Расчет сечения III–III проводится аналогично расчету сечения II–II.

Конструкции прессов с двумя стойками (см. рис. 1.7, б) представляют собой замкнутые рамы, расчет элементов которых может вестись с учетом узловых моментов заделки.

Обычно в станинах прессов нижняя поперечина представляет собой плиту большой жесткости, поэтому схема рамы состоит из верхней поперечины и двух стоек, заделанных у основания (рис. 2.24).

Поперечина под действием силы F (рис. 2.24, в) поворачивается над опорой на угол

$$\varphi_1 = \frac{Fl_1^2}{16E_1J_1}.$$

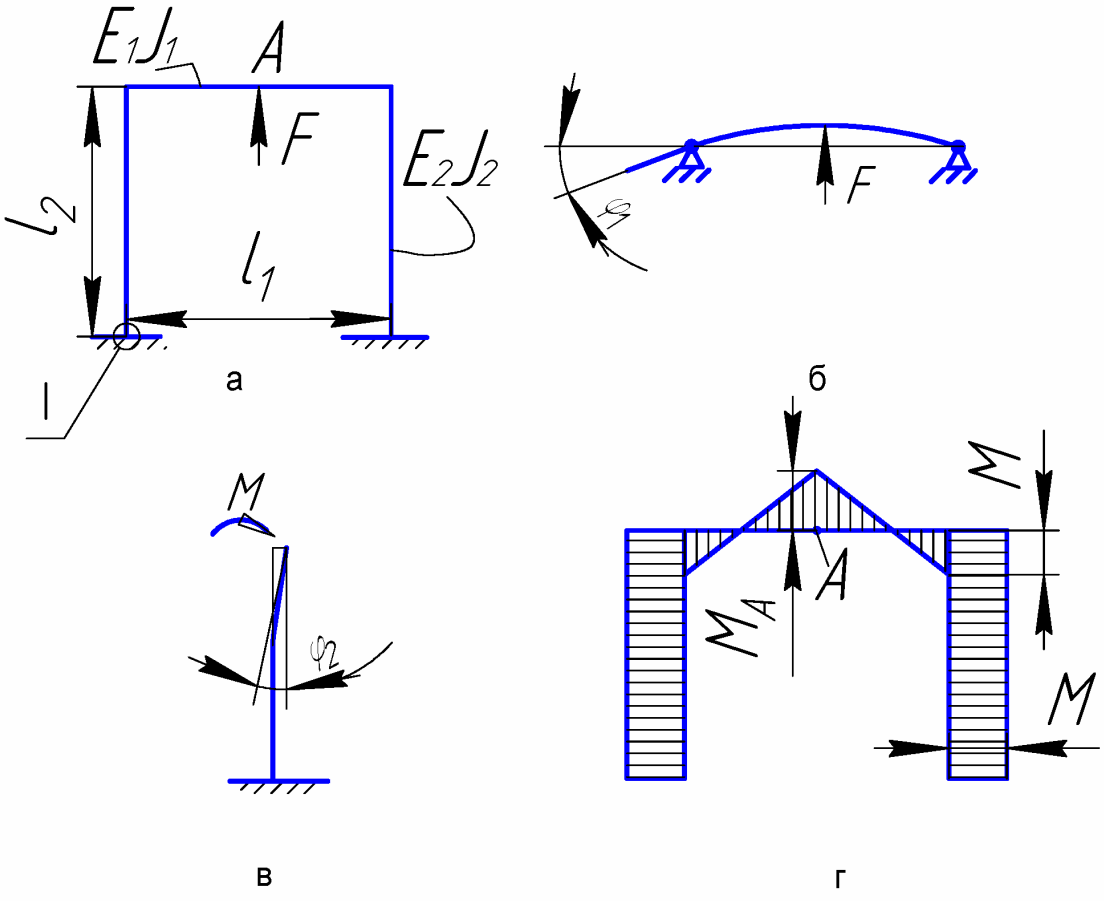


Рис. 2.24. Расчетная схема пресса с двумя стойками (I – резьбовое соединение стойки и основания пресса)

Стойка под действием момента заделки получает угловую деформацию (рис. 2.24, б):

$$\varphi_2 = \frac{Ml_2}{E_2 J_2}.$$

Из условия равенства угловых деформаций $|\varphi_1| = |\varphi_2|$ определяют момент заделки:

$$M = \frac{Fl_1^2}{16l_2}\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1}. \qquad (2.50)$$

Момент в точке А поперечины находят по формуле

$$M_A = \frac{Fl_1}{4} - M = \frac{Fl_1}{4}\left(1 - \frac{l_1}{4l_2}\frac{E_2 J_2}{E_1 J_1}\right). \qquad (2.51)$$

На рис. 2.24, г построены эпюры изгибающих моментов в элементах рамы. Очевидно, поперечину следует рассчитывать на изгиб, а

стойки – на растяжение и изгиб по уравнению (2.35).

Расчет резьбы стойки (см. рис. 2.24) с учетом силы предварительной затяжки ведут в такой последовательности.

1. Определяют силу предварительной затяжки:

$$F_З = K_З\left(1-\chi\right)F_1, \qquad (2.52)$$

где F_1 – сила, действующая на одну стойку; $K_З$ – коэффициент запаса затяжки.

При постоянной нагрузке принимают $K_З = 1,75$; χ – коэффициент основной нагрузки. Для стальных и чугунных деталей без упругих подкладок $\chi = 0,2...0,3$.

2. Определяют расчетное усилие с учетом кручения при затяжке:

$$F_{Расч} = 1,3F_З + xF_1. \qquad (2.53)$$

3. Определяют внутренний диаметр резьбы, нарезанный на стойке:

$$d_З = \sqrt{\frac{4F_{Расч}}{\pi[\sigma_P]}}. \qquad (2.54)$$

По диаметру $d_З$ подбирают метрическую резьбу (ГОСТ 9150-81, СТСЭВ 180-75).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО ОСЕВОГО УСИЛИЯ ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ ИЛИ РАЗЪЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Съемники служат для демонтажа подшипников и других деталей, посаженных на вал или в корпус с натягом.

Обычно для заданной детали или типа подшипника, а также по заданному характеру посадки на вал или в корпус определяют необходимое осевое усилие или нагрузку съемника [7]:

$$F = pf\pi db, \qquad (3.1)$$

где b – ширина подшипника или охватывающей детали; d – диаметр сопряжения; $f = 0,12...0,15$ – коэффициент трения между сопряженными поверхностями; p – посадочное давление.

Посадочное давление p, Н/мм^2, связано с расчетным натягом δ зависимостью Ляме, выводимой в курсе “Сопротивление материалов”:

$$p = \frac{\delta}{d\left(\frac{c_1}{E_1}+\frac{c_2}{E_2}\right)\cdot 10^3}, \qquad (3.2)$$

где $\delta = \delta_{\max} - 1,2(R_{Z1} + R_{Z2})$ – расчетный натяг, мкм;

$\delta_{\max}$ – наибольший табличный натяг для заданной посадки;

R_{Z1} и R_{Z2} – высоты шероховатостей сопряженных поверхностей (равные 40; 20; 25; 1,25; 0,63 мкм); d – посадочный диаметр, мм;

E_1 и E_2 – модули упругости материалов сопряженных деталей (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм^2; для чугуна $E = 1,2 \cdot 10^5$ Н/мм^2; для бронзы $E = 1 \cdot 10^5$ Н/мм^2);

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1;\ c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2,$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона (для стали $\mu \approx 0,3$; для чугуна $\mu \approx 0,25$; для бронзы $\mu \approx 0,33$); d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для сплошной детали $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали.

Значения коэффициентов c_1 и c_2 приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения коэффициентов c_1 и c_2 для стальных деталей

d_1/D или d/d_2	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
c_1	0,7	0,72	0,78	0,89	1,08	1,37	1,83	2,62	4,25	9,23
c_2	0	1,32	1,38	1,49	1,68	1,97	2,43	3,22	4,85	9,83

Если, например, демонтажу подлежит шариковый подшипник (рис. 3.1), то ориентировочно размеры d_1 и d_2 можно вычислить так:

$d_1 = 0,76D + 0,24d$; $d_2 = 0,27D + 0,73d$. По этим же формулам можно вычислить размеры d_1 и d_2 для колец роликового конического подшипника.

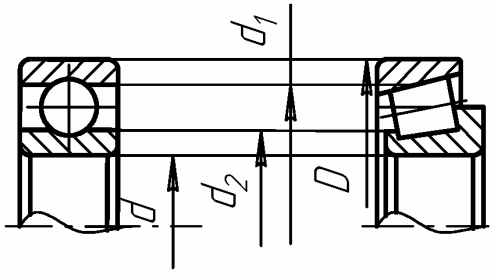


Рис. 3.1. Конструкции шарикового и роликового подшипников качения

Гибочные прессы предназначены для гибки стального и дюралевого проката различного профиля в холодном состоянии (рельс, швеллер, квадрат, круг и др.).

Элементы профиля, изгибаемого прессом, рассматриваются

как балки на двух опорах, нагруженные центральной силой.

По мере увеличения нагрузки на балку нормальные напряжения в крайних волокнах достигают предела текучести (рис. 3.2, а), после чего возникающие пластические деформации в крайних волокнах будут распространяться в направлении нейтральной оси.

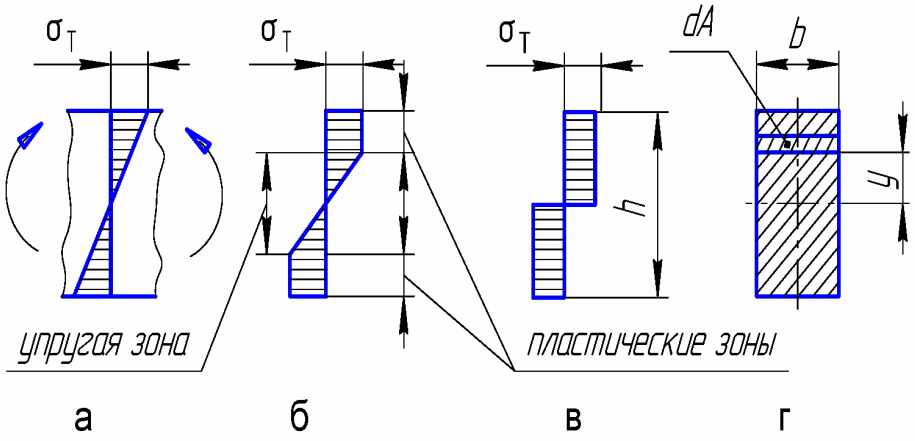


Рис. 3.2. Нормальные напряжения в поперечных сечениях профиля

До полного исчерпания несущей способности балки в её поперечных сечениях будут две зоны – пластическая и упругая (рис. 3.2, б). Предельное состояние наступит, когда текучесть распространится по всему поперечному сечению. Эпюра нормальных напряжений в поперечном сечении в предельном состоянии изображена на рис. 3.2, в. В поперечном сечении образуется пластический шарнир (рис. 3.2,в), предельный изгибающий момент которого можно вычислить как сумму моментов относительно нейтральной оси сил $\sigma_T dA$, т.е.

$$M_{пр} = \int_F \sigma_T Y dF = 2\sigma_T S_{\max},$$

где S_{max} – статический момент половины поперечного сечения относительно нейтральной оси.

Величину $2S_{\max}$ называют пластическим моментом сопротивления и обозначают $W_{пл}$, тогда

$$W_{пр} = \sigma_T W_{пл}. \qquad (3.3)$$

Пластический момент сопротивления можно выразить через момент сопротивления сечения белки. На рис. 3.3 представлены значения $W_{пл}$ для некоторых сечений.

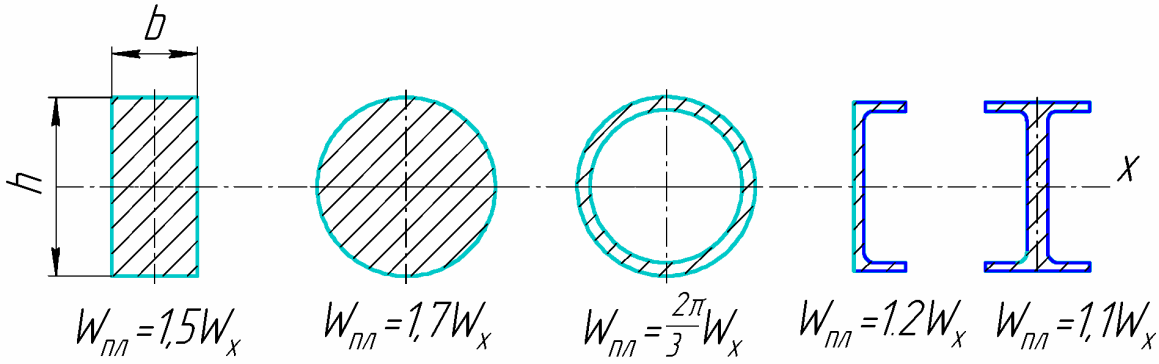


Рис. 3.3. Различные формы поперечных сечений балки

В несимметричных сечениях нейтральная ось не будет проходить через центр тяжести поперечного сечения балки. Она будет делить площадь сечения пополам, тогда предельный изгибающий момент

$$M_{пр} = \sigma_T \left(S_P + S_{сж} \right), \qquad (3.4)$$

где S_P – статический момент растянутой зоны сечения относительно нейтральной оси; $S_{сж}$ – статический момент сжатого сечения; $S_P + S_{сж}$ – статический момент сопротивления.

4. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА С ТРЕНИЕМ КАЧЕНИЯ

Шариковинтовые передачи получили широкое распространение в машино- и приборостроении. По сравнению с винтовыми передачами с трением скольжения они характеризуются значительно большим КПД, меньшим износом, большой точностью хода и повышенной долговечностью. К недостаткам шариковых передач следует отнести сложность конструкции и трудоёмкость их изготовления. Однако рост производства высокоточных станков и совершенствование технологии обработки частично устраняют этот недостаток и расширяют возможности использования таких передач. В целях предотвращения интенсивного износа и коррозии элементы шариковой пары должны быть защищены от попадания пыли, влаги и химически активных веществ. Для этого в корпусе гайки устанавливают уплотнительные кольца из фетра, пластмассы или металлокерамики.

Для повышения нагрузочной способности, долговечности и КПД шариковинтовых передач желательно увеличивать не число рабочих витков в гайке, а диаметр шариков, так как их размеры оказывают значительно большее влияние на эти показатели, чем их количество. Однако при увеличении диаметра шариков увеличиваются диаметральные размеры передачи и уменьшается ее кинематическая чувствительность вследствие возрастания инерции движущих масс.

В винтовых шариковых парах (рис. 4.1) между рабочими поверхностями гайки 1 и винта 2 помещены стальные шарики 3. Скорость перемещения этих шариков отличается от скоростей ведущего и ведомого звеньев, поэтому для обеспечения непрерывной циркуляции шариков концы рабочей части резьбы гайки соединены возвратным каналом 4. Замкнутую цепь шариков условно делят на активную (рабочую) часть передачи и пассивную (возвратный канал). При вращении винта 2 шарики, находящиеся между рабочими канавками винта и гайки, благодаря трению перекатываются по ним и передают движение от винта к гайке, которая перемещается поступательно. Гайка удерживается от проворачивания направляющими или шпонкой, зафиксированной в корпусе.

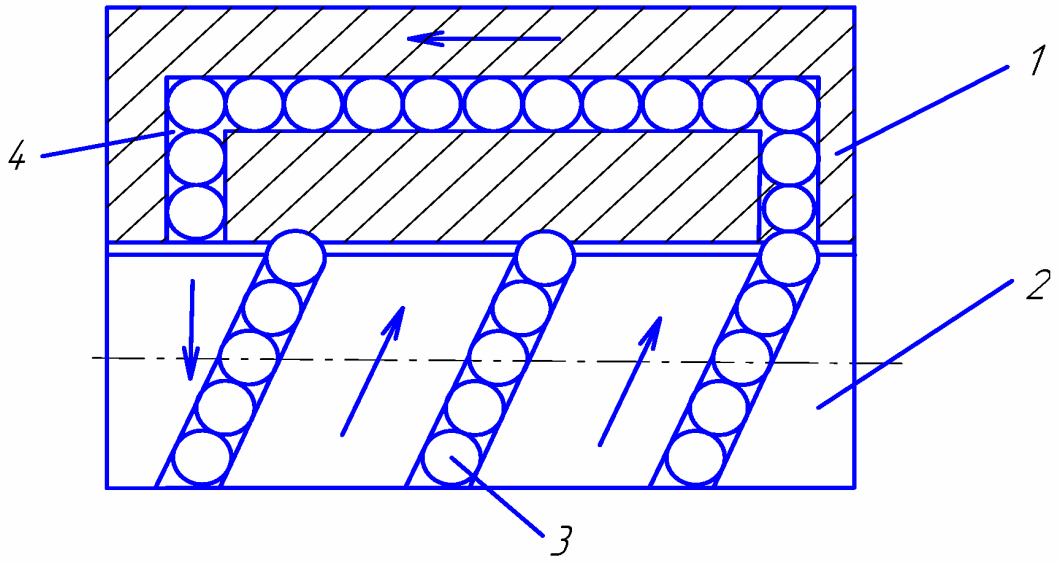


Рис. 4.1. Винтовая шариковая пара

Шариковые передачи отличаются друг от друга в основном формой профиля витков резьбы. Профиль шариковой резьбы не стандартизирован. На практике применяют следующие профили витков винта и гайки: круглый (рис. 4.2, а), овальный (рис. 4.2, б), треугольный (рис. 4.2, в) и прямоугольный (рис. 4.2, г).

В винтовых парах с круглым профилем резьбы угол контакта $\alpha_к = 20...50^\circ$. Резьбы с овальным профилем характеризуются большим углом контакта $\alpha_к$ по сравнению с резьбой круглого профиля. Треугольный профиль резьбы имеет $\alpha = 45^\circ$, а у прямоугольного $\alpha = 90^\circ$. Для тяжело нагруженных передач рекомендуется применять резьбы с круглым и овальным профилями, так как они обладают наибольшей несущей способностью и имеют наименьшие контактные напряжения (в сравнении с прямоугольной и треугольной резьбами).

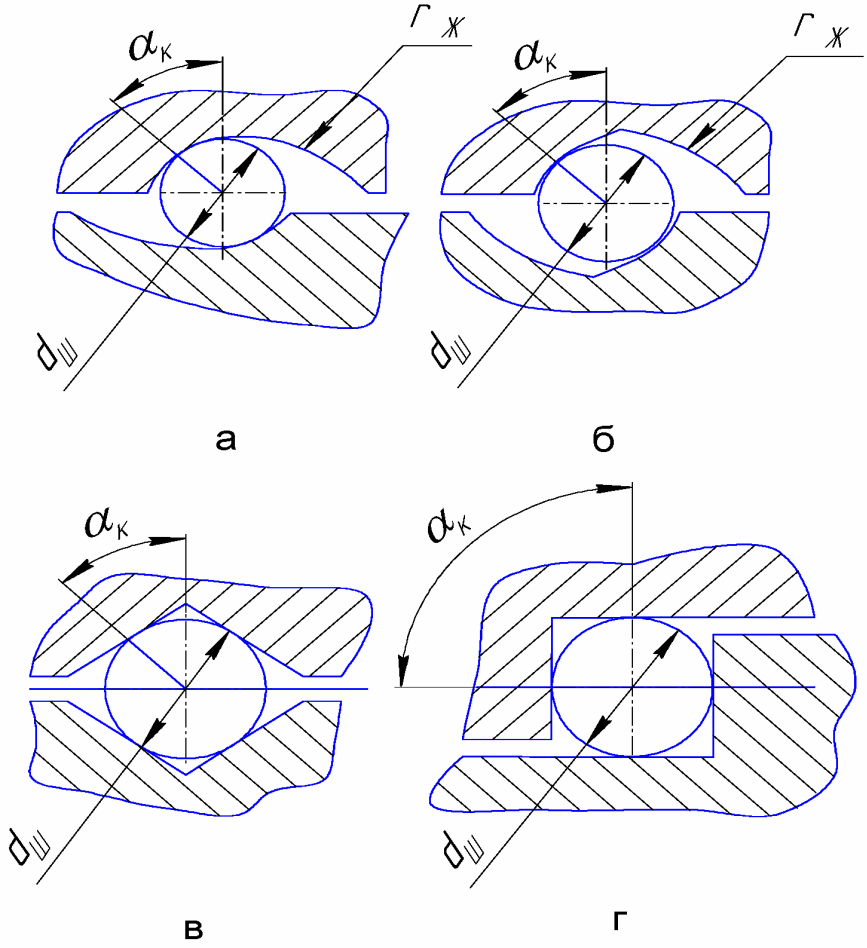


Рис. 4.2. Профили витков винта и гайки и шарики диаметром $d_ш$

Обычно винтовые шариковые пары выполняют однозаходными с минимально возможным шагом, так как угол подъёма резьбы практически не влияет на КПД пары.

Вращающий момент на ведущем звене

$$T = F\frac{D_{ср}}{2}tg(\psi + \rho_к), \qquad (4.1)$$

где F – осевая сила на ведомом звене, $D_{ср}$ – диаметр окружности, на которой располагаются центры шариков (рис. 4.3); ψ – угол подъёма винтовой линии на цилиндре диаметром $D_{ср}$; ρ – приведенный угол трения качения.

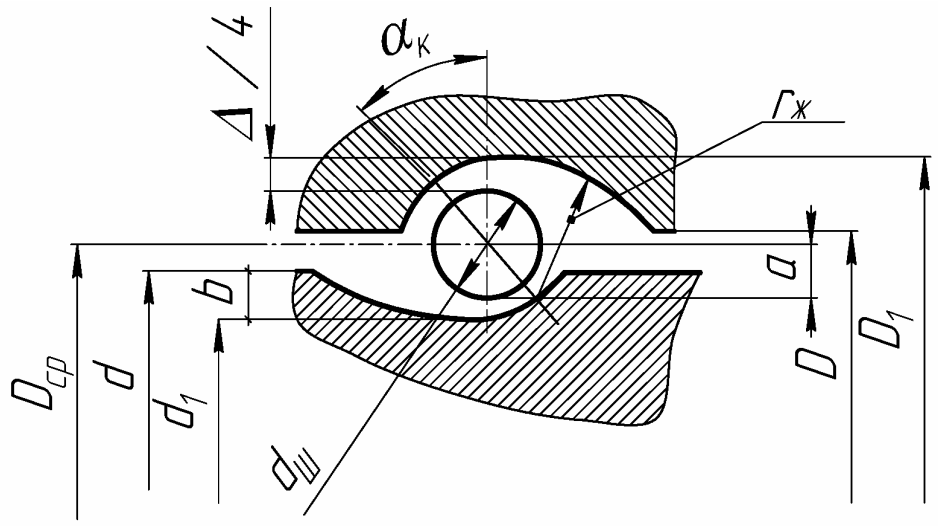


Рис. 4.3. Схема для определения радиального зазора

КПД шариковой пары вычисляют по той же зависимости, что и для винтовой пары скольжения:

$$\eta = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho_k)}. \qquad (4.2)$$

Расчет винтовых шариковых передач осуществляют в такой последовательности:

1. Выбирают материалы для винта и гайки (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Пределы текучести и прочности сталей

Марка стали	ШХ6	ШХ9	ШХ15	ШХ15СГ	12ХН3А
$\sigma_в$, МПа	600…730		650…750		950
$\sigma_т$, МПа	320…400		360…420		700
Марка стали	12Х2Н4А	18ХГТ	20Х2Н4А	30ХГСА	38ХМЮА
$\sigma_в$, МПа	1100	1000	1200	1100	1000
$\sigma_т$, МПа	850	850	1100	850	850

Здесь $\sigma_в$ и $\sigma_т$ – пределы текучести и прочности соответственно.

2. Определяют допускаемые напряжения:

– на растяжение-сжатие $[\sigma] = (0{,}3…0{,}4)\ \sigma_т$;

– на контактную прочность $[\sigma_н] = 3000Кт$, МПа.

Коэффициент K_T принимают в зависимости от твёрдости контактирующих поверхностей (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Значения коэффициентов K_T

HRC	62	58	54	49	45	40	35	29
$K_т$	1	0,89	0,79	0,69	0,6	0,5	0,415	0,38

Величину угла контакта $\alpha_к$ задают. Для наиболее распространенных резьб с круглым и овальным профилем $\alpha_к$ = 45°.

3. Определяют внутренний диаметр d_1 резьбы винта из условий:

а) прочности и устойчивости (для винтов любой длины)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4kF}{\pi[\sigma]\varphi(1-\alpha^2)}}; \qquad (4.3)$$

б) гибкости (по Ясинскому) – формула применима при $\nu l < 25d_1$

$$d_1 = \frac{\nu l}{\theta[\lambda]}; \qquad (4.4)$$

в) устойчивости (по Эйлеру) – формула применима при $\nu l > 25d_1$

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{nF64(l\nu)^2}{\pi^3 E\left(1-\alpha^4\right)}}, \qquad (4.5)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, мм; K = 1,3 – коэффициент, учитывающий действие скручивающих моментов винтовой пары и опорной пяты; F – осевая сила, растягивающая или сжимающая тело винта (задана в исходных данных), Н; $\alpha = d_0/d_1$ – отношение внутреннего диаметра к внешнему для винтов полого сечения (для сплошного сечения α = 0); φ – коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения (выбирают из табл. 2.10 по предварительно заданной гибкости $\lambda \le 100$ (для коротких винтов), для растянутых винтов φ = 1); $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение-сжатие; ν – коэффициент приведения длины винта (рис. 2.4); θ – коэффициент полноты сечения (выбирают из табл. 4.3); $[\lambda]$ – допускаемое значение гибкости (для грузовых винтов $[\lambda] \approx 100$, см. табл. 2.10); l – свободная

длина винта (назначает конструктор); E – модуль упругости материала винта (табл. 4.4); n – коэффициент запаса по устойчивости (n = 2…4, в отдельных случаях 2…6).

Таблица 4.3

Значения коэффициента полноты сечения

α	0	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
θ	0,25	0,28	0,29	0,306	0,317	0,34

Таблица 4.4

Модули упругости материалов

Материал	Модуль упругости E, МПа
Углеродистые стали	$(2,0…2,1)\cdot10^5$
Хромистые стали	$2,1\cdot10^5$
Стальное литьё	$1,75\cdot10^5$
Чугун серый, белый	$(1,15…1,6)\cdot10^5$
Алюминиевый сплав	$(0,67…0,71)\cdot10^5$
Титановые сплавы ВТ-14, ВТ-15, ВТ-6	$1,1\cdot10^5$

4. При проектировочном расчете выбирают диаметр шарика $d_ш$, шаг резьбы P, средний диаметр резьбы $D_{ср}$, наружный диаметр резьбы гайки D_1, радиус профиля каналов (желобов) в винте и гайке (см. рис. 4.3), угол подъёма винтовой линии резьбы ψ на среднем диаметре можно выбрать в зависимости от d_1 из табл. 4.5

Диаметр отверстия в гайке D и наружный диаметр резьбы винта d находят по формулам

$$D = D_1 - 2b,$$
$$d = d_1 + 2b, \qquad (4.6)$$

где b = (0,3…0,35)$d_ш$ – глубина профиля резьбы винта и гайки; меньшие значения b принимают для передач с небольшими осевыми нагрузками.

Для резьб, не указанных в табл. 4.5, диаметр шариков определяют из соотношения

$$d_ш = (0,1...0,3)d_1. \qquad (4.7)$$

Таблица 4.5

Параметры винтовых шариковых передач систем управления

$D_{ср}$, мм	d_1, мм	D_1, мм	$D_ш$, мм	P, мм	$r_ж$, мм	ψ
10	6,98	13,02	3,0	4,0	1,54	7°19′
17	13,8	20,2	3,175	5,0	1,68	5°22′
20	16,8	23,2	3,175	5,0	1,68	4°32′
22	18,8	25,2	3,175	5,0	1,68	4°08′
25	21,8	28,2	3,175	5,0	1,68	5°06′
30	25,2	34,8	4,763	-	-	4°15′
36	31,2	40,8	4,763	7,0	2,45	3°32′
40	33,6	46,4	6,35	8,5	3,27	4°18′
40	33,6	46,4	6,35	10,0	3,27	4°33′
40	32,2	44,8	4,763	7,0	2,45	3°11′
45	40,2	49,8	4,763	7,0	2,45	2°50′
45	38,6	51,4	6,35	7,0	2,45	3°26′
50	43,6	56,4	6,35	8,5	3,27	3°06′
50	41,9	58,07	8,0	12,0	4,12	4°22′
55	48,9	61,4	6,35	10,0	3,27	3°10′
55	47,79	62,21	7,144	12,0	3,68	3°58′
60	53,6	66,4	6,35	10,0	3,27	3°02′
60	51,93	68,07	8,0	12,0	4,12	3°39′
70	61,93	78,07	8,0	12,0	4,12	3°07′
70	59,59	80,41	10,319	16,0	5,31	4°19′
75	64,59	85,41	10,319	16,0	5,31	3°53′
80	69,59	90,41	10,319	16,0	5,31	2°39′
90	79,59	100,41	10,319	16,0	5,31	3°14′

Полученное значение $d_ш$, мм, округляют до ближайшего стандартного диаметра шариков (ГОСТ 3922–81):

2,0	2,381	2,5	2,778	3,0	3,175
3,5	3,572	4,0	4,365	4,5	4,763
5,0	5,159	5,5	5,556	5,8	6,0
6,35	6,5	6,747	7,0	7,144	7,5
7,938	8,0	8,334	8,5	8,73	9,0
9,128	9,525	9,922	10,0	10,319	10,716
11,0	11,112	11,5	11,509	11,906	12,0
12,303	12,7	13,0	13,494	14,0	14,288
15,0					

Радиус желоба определяют таким образом:

$$r_ж = (0,515...0,52)d_ш. \quad (4.8)$$

Средний диаметр резьбы (расстояние между центрами диамет-

рально расположенных шариков) определяют по формуле

$$D_{ср} = d_1 + 2(r_{ж} - a), \tag{4.9}$$

где $a = (r_{ж} - 0,5d_{ш})\cos\alpha_k$ – величина смещения центра радиусов профилей резьб винта и гайки относительно центра шарика (см. рис. 4.3).

Радиальный зазор в шариковой паре вычисляют по уравнению

$$\Delta = D_1 - (2d_{ш} + d_1). \tag{4.10}$$

Если технические условия на величину Δ не установлены, то при расчёте принимают

$$\Delta = 0,03...0,12 \quad мм \tag{4.11}$$

При заданных длине L_2 выпущенной части винта (рис. 4.4), предельных допускаемых значениях зазора Δ и отклонениях винта δ необходимая длина рабочей базы будет такой:

$$L_1 \geq (\Delta/\delta)L_2. \tag{4.12}$$

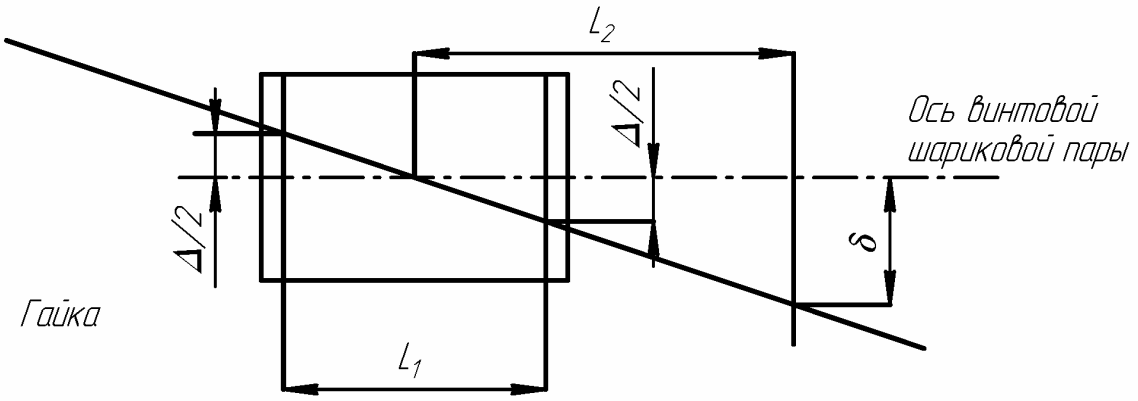


Рис. 4.4. Схема для определения рабочей базы гайки

Шаг резьбы определяют из соотношения

$$P = (1,32...1,54)\,d_{Ш} \tag{4.13}$$

и по технологической необходимости округляют его до первой значащей цифры после запятой.

Активная часть винтовой шариковой пары обычно составляет 1…2,5 витка; при большем количестве рабочих витков КПД шариковой пары снижается из-за увеличения взаимного трения шариков.

5. Определяют количество шариков в рабочей части резьбы по формуле

$$Z_{ш} = \frac{\pi D_{ср} к}{d_{ш}} - 1, \tag{4.14}$$

где К – количество витков в одной замкнутой рабочей цепочке; $d_ш$ –

диаметр шарика. Полученное значение $Z_ш$ округляют до ближайшего меньшего целого числа. Если при расчёте окажется $Z_ш > 65$, то следует уменьшить их количество, увеличив диаметр шариков. Для равномерного распределения нагрузки разность диаметров шариков не должна превышать 3 мкм.

Общее минимальное количество витков K_0 в гайке зависит от конструкции перепускного канала. Его выбирают в зависимости от количества рабочих витков K из табл. 4.6.

Таблица 4.6

Значения минимального количества витков в гайке

Количество рабочих витков K	1,5	2,5	3,5	5	10,5
Общее минимальное число витков K_0	3,0	4,5	5,5	7,5	13,5

6. Определяют длину гайки:

$$l_2 = \left[K_0 + (1...1,5)\right]P. \qquad (4.15)$$

7. Рассчитывают внешний диаметр гайки из условия прочности ее тела на растяжение-сжатие:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]} + D_1^2}, \qquad (4.16)$$

где F – осевая сила.

Если $D_2 < D_1 + 2P$, то из конструктивных соображений принимают $D_2 > D_1 + 2P$.

8. Проверяют прочность тела гайки по приведенному напряжению с учетом ее работы на растяжение-сжатие и кручение в соответствии с условием

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{F}{A_2}\right)^2 + 4\left(\frac{T_{kp}}{W_2}\right)^2} \le [\sigma]. \qquad (4.17)$$

Здесь F – осевая сила;

$T_{kp} = F\frac{D_{cp}}{2}tg(\psi + arctg\frac{K_1}{d_ш \sin\alpha_к})$ – крутящий момент в шариковой паре (K_1 = 0,008…0,1 мм);

$A_2 = \frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)$ – площадь поперечного сечения тела гайки по наружному диаметру ее резьбы;

$W_2 = \dfrac{\pi(D_2^4 - D_1^4)}{16D_2}$ – полярный момент сопротивления того же сечения.

Если условие (4.17) не выполняется, то следует увеличить диаметр D_2 и повторить расчёт.

9. Проверяют прочность винта по приведенному напряжению с учетом работы винта на растяжение и кручение:

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{F}{A_b}\right)^2 + 4\left(\frac{T_{kp}}{W_b}\right)^2} \le [\sigma], \qquad (4.18)$$

где $A_b = \dfrac{\pi}{4} d_1^2 \left(1 - \alpha^2\right)$ – площадь поперечного сечения винта по внутреннему диаметру его резьбы; $W_b = \dfrac{\pi}{16} d_1^3 (1 - \alpha^4)$ – полярный момент сопротивления того же сечения; $\alpha = d_0 / d_1$ – отношение диаметра отверстия полого винта к внутреннему диаметру резьбы (для сплошных винтов α = 0).

10. Проверяют шариковую передачу на долговечность (в часах) по формуле

$$L_h = \frac{1}{n_в}\left(\frac{154 z_{Ш}^{0,7} \varphi_{Ш} d_{Ш}^2}{[F_{Ш}]}\right)^{\frac{10}{3}} \ge [L_h], \qquad (4.19)$$

где $\varphi_ш$ – корректирующий коэффициент, который либо вычисляют по уравнению

$$\varphi_{ш} = \frac{1}{1 + 0,002 d_{ш}}, \qquad (4.20)$$

либо выбирают из табл. 4.7;

Таблица 4.7

Значение корректирующего коэффициента

$D_ш$, мм	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\varphi_ш$	0,98	0,96	0,94	0,93	0,91	0,89	0,87	0,86	0,85	0,83

$n_в$ – частота вращения винта (мин$^{-1}$), определяемая по зависимости

$$n_в = \frac{60 \cdot 10^3 \upsilon}{P n_1} = \frac{60 \cdot 10^3 S}{P n_1 t}, \qquad (4.21)$$

где – υ осевая скорость перемещения винта, м/с; P – шаг резьбы, мм; n_1 – количество заходов резьбы; S – ход винта, м; t – время вращения винта, с.

Допускаемую нагрузку, действующую на один шарик по нормали к поверхности контакта, определяют по формуле

$$[F_ш] = 0,33 \cdot 10^{-5} [\sigma_н]^2 d_ш^2, \qquad (4.22)$$

где $[\sigma_н]$ – допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_н] = 3000К_Т$ (см. табл. 4.2).

Если вычисленная долговечность меньше заданной $[L_h]$, следует принять шарик следующего (большего) диаметра и расчёт повторить.

11. Определяют критическую частоту вращения ходового винта.

С увеличением скоростей современных машин при проектировании различных механизмов становиться всё более важным проведение исследования колебаний, возникающих в них. Только используя теорию колебаний, можно определить оптимальные размеры конструкции, когда рабочие режимы машины отдалены насколько это возможно от критических, при которых могут появиться опасные колебания. Резонанс представляет большую опасность для конструкций и его следует избегать. Амплитуды колебаний при резонансе достигают значительных величин. В действительных условиях, благодаря наличию трения, амплитуды колебаний при резонансе конечные. Одна из основных задач расчёта ходовых винтов на колебания – определение критических частот их вращения.

В качестве расчетной схемы условно принимают винт постоянного поперечного сечения с приведенным диаметром $d_п$, установленный на двух опорах и вращающийся с рабочей частотой $n_в$.

Критическую частоту вращения винта (мин$^{-1}$) для первого тона его колебаний вычисляют по формуле

$$n_{kp} = 13,9 \cdot 10^7 \frac{d_п}{l^2} \sqrt{1 + \alpha^2}, \qquad (4.23)$$

где $d_п$ = (0,4…0,6)d, мм; l – расстояние между опорами двухопорных винтов, или между опорой и серединой гайки для винтов, или между опорой и серединой гайки, если второй опорой служит гайка, мм.

Для винтов с шарнирными опорами за $n_{кр}$ надо принимать величину, в два раза меньшую вычисленной по этой формуле.

Для обеспечения нормальной работы винтовой шариковой передачи необходимо выполнить условие $n_в \le 0,8n_{кр}$. Если оно не выполняется, то следует увеличить либо шаг резьбы P в допустимых пределах, либо d или α для увеличения $n_{кр}$.

5. КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕДАЧЕЙ ВИНТ-ГАЙКА

Расчёт механизмов следует выполнять одновременно с вычерчиванием конструкции, так как многие размеры, необходимые для расчёта, можно определить только из чертежа. В то же время поэтапное вычерчивание конструкции в процессе расчёта служит проверкой этого расчёта. Неправильный результат обычно проявляется в нарушении пропорциональности. Некоторые размеры элементов механизмов при проектировании не рассчитывают, а принимают в соответствии с опытом проектирования подобных конструкций.

На рис. 5.1 – 5.19 приведены различные элементы и фрагменты конструкций, которые могут быть применены в зависимости от схемы механизма и условий его работы. В результате компоновки фрагментов конструкций создается конструкция механизма в целом, соответствующая данной схеме.

На рис. 5.1 приведены литые и сварные корпуса винтовых домкратов. Литые конструкции корпусов (см. рис. 5.1, а, б, в) выполняют из алюминиевых сплавов (Ал4, Ал9); чугуна (СЧ15, СЧ18) и стального литья (20Л, 25Л). Лёгкие сплавы выбираются для изготовления домкратов грузоподъемностью до 10 000 Н, стальное литье – для домкратов грузоподъёмностью более 30 000 Н.

Форма корпуса может быть конической или цилиндрической с кольцевой или квадратной опорной плитой.

На рис. 5.1, г изображены сварные конструкции, изготовленные на базе стальной трубы, диаметр которой выбирается произвольно, а толщина стенки δ обосновывается расчетом на сжатие. В трубу вваривается переходная втулка под запрессовку гайки. Гайку можно ввертывать на резьбе непосредственно без переходной втулки.

На рис. 5.2, а, б, в изображены чашки (коронки, подушки, башмаки), в которых трение происходит в плоской, кольцевой и сферической пятах соответственно. На рис. 5.2, д показан пример применения шариковых стандартных подшипников, а на рис. 5.2, г – нестандартных.

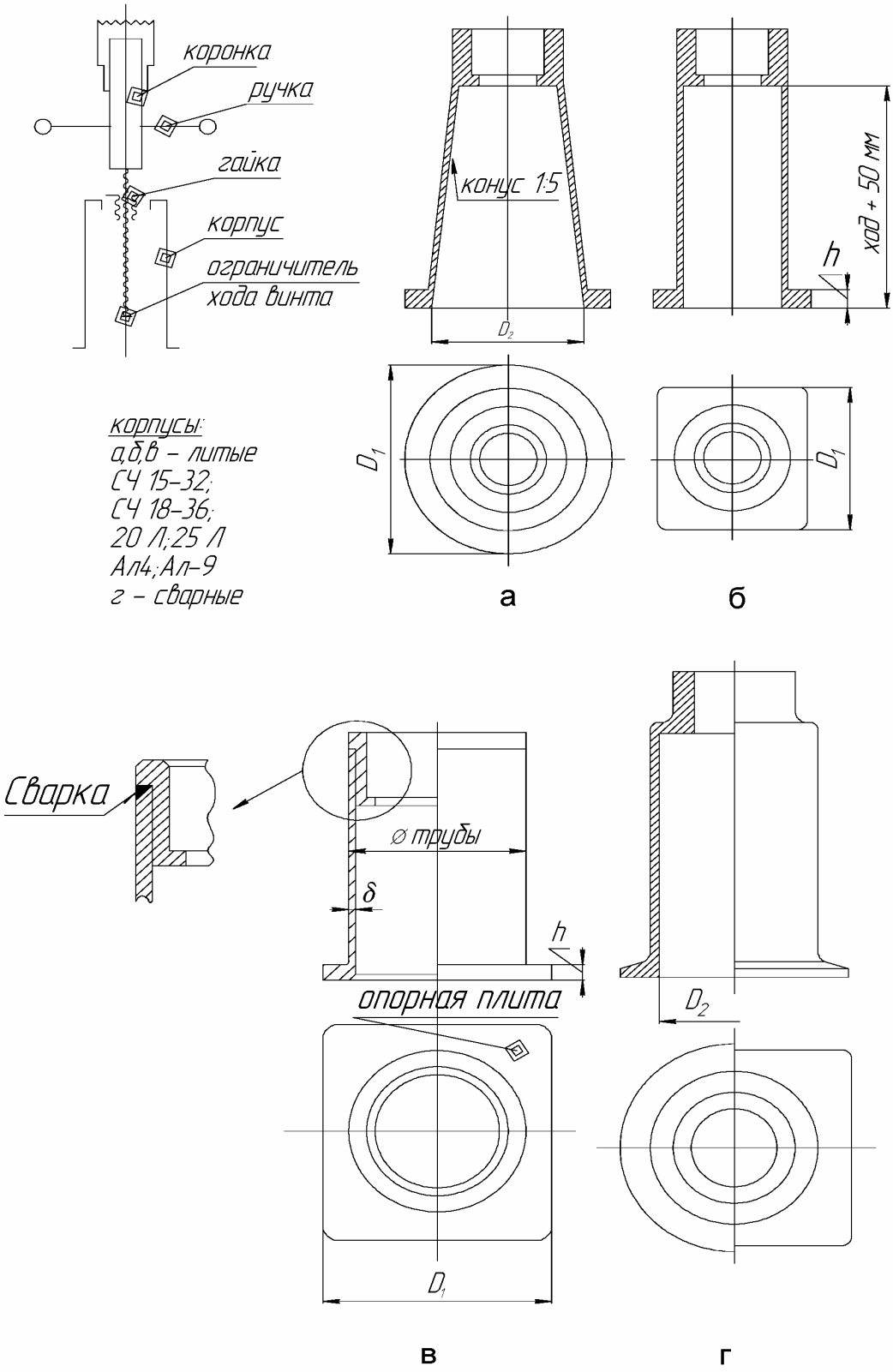


Рис. 5.1. Литые и сварные корпуса винтовых механизмов

Во всех конструкциях предусмотрены замки-устройства, препятствующие разборке узла, в виде винтов с цилиндрическим хвосто-

виками (рис. 5.2, б, г), скоб (рис. 5.2, в). В конструкции, изображенной на рис. 5.2, а, замком служит шарик. Для смазки трущихся поверхностей в конструкции предусмотрены маслёнки под шприц, смазочные канавки и уплотнения.

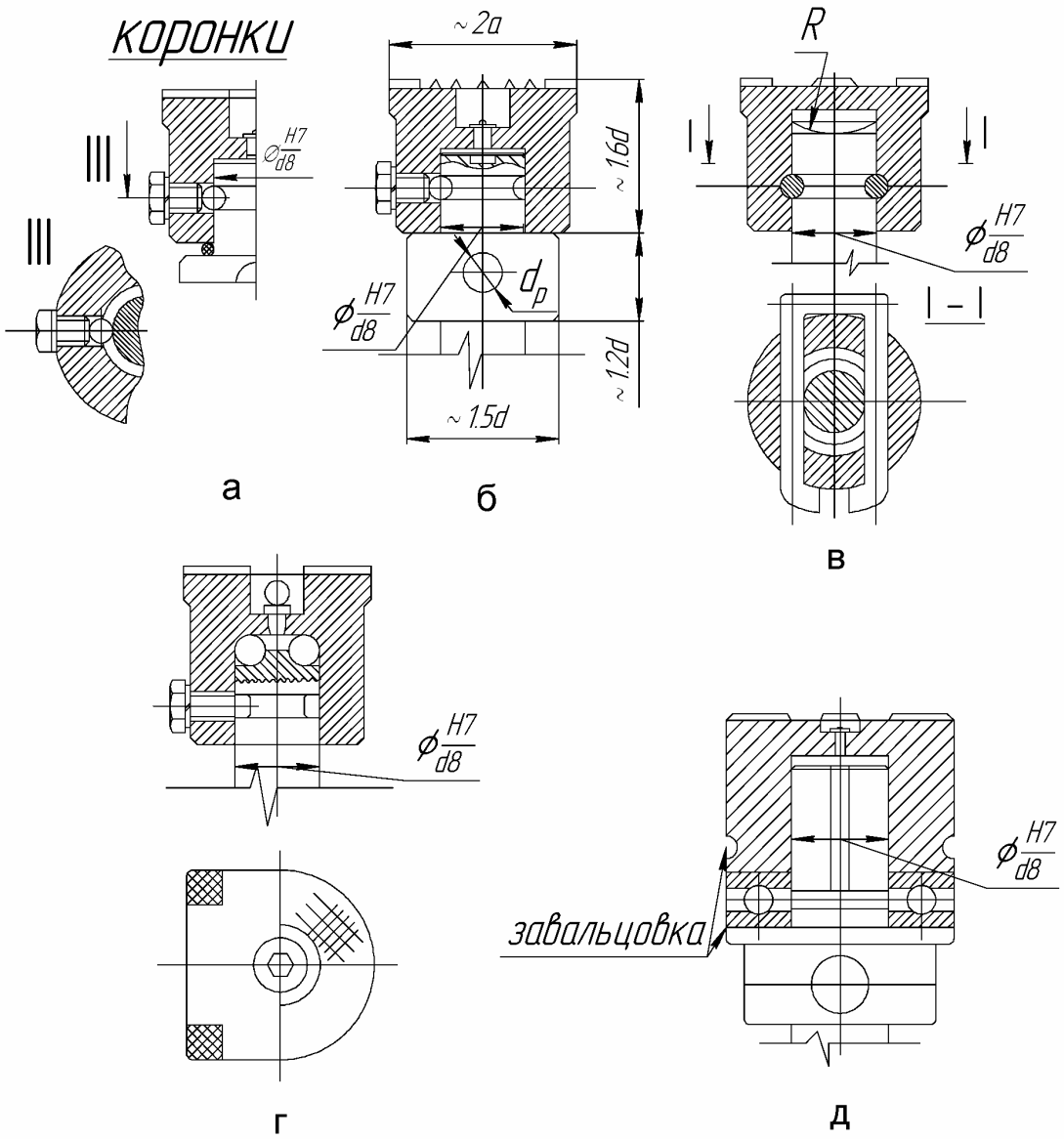


Рис. 5.2. Устройства, на которые опирается поднимаемый груз (коронки, чашки, башмаки)

Ограничители хода винтов приведены на рис. 5.3. Они необходимы для предотвращения полного вывинчивания винта из гайки, что далеко не безопасно. На рисунках представлены варианты с шайбой (рис. 5.3, а) и врезной пластиной (рис. 5.3, б).

Гайки (рис. 5.4) обычно выполняют съемными, в виде втулок, запрессованных или ввернутых на резьбе в корпус. Материалы гайки можно выбирать по табл. 2.11. Для предупреждения проворачивания гайки при ослаблении ее посадки предусматриваются различные кон-

тровочные устройства в виде винтов, штифтов и т.д.

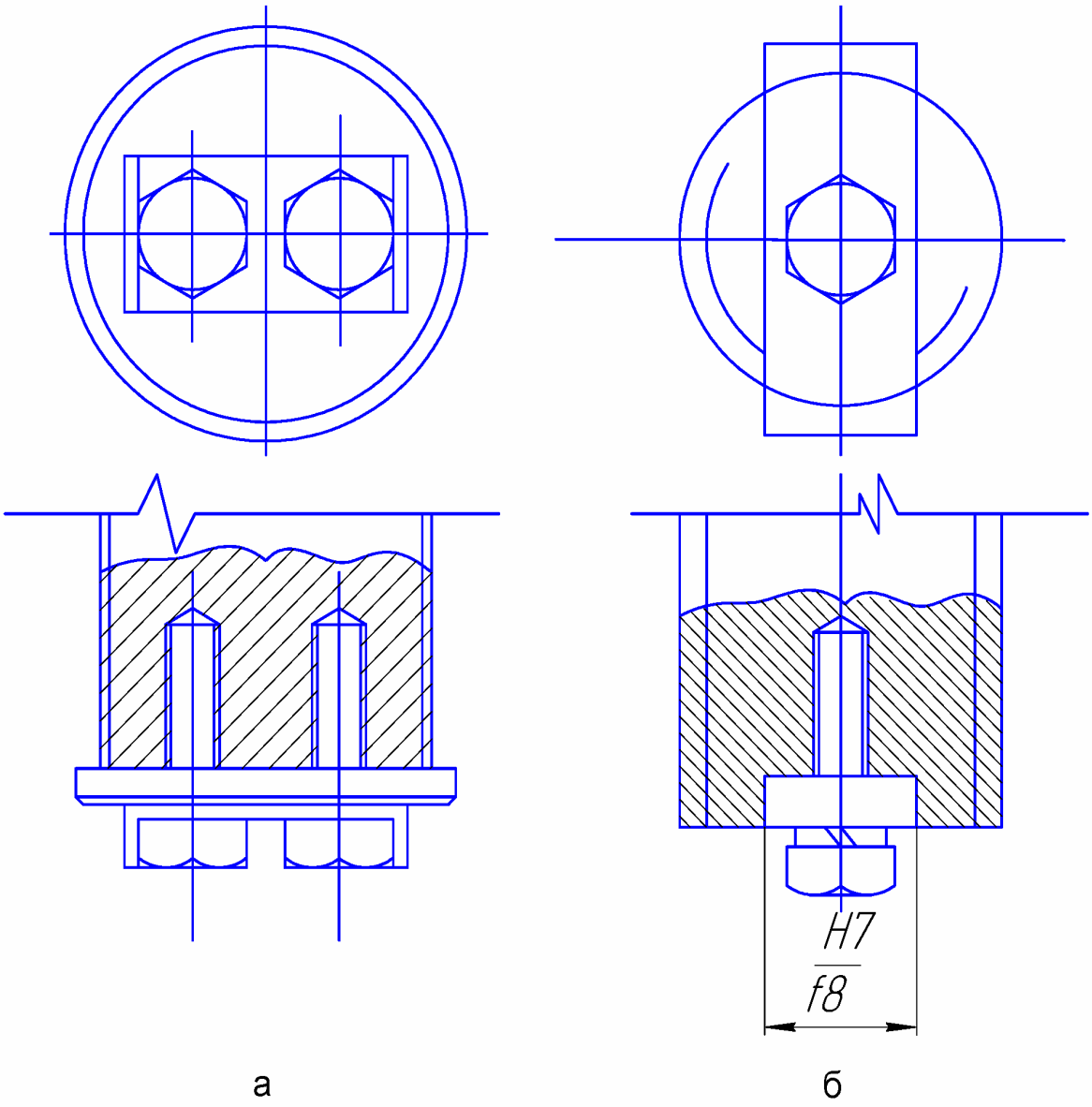


Рис. 5.3. Ограничители перемещения винта

Для обеспечения надёжности и долговечности механизма его необходимо смазывать и зачищать от проникновения абразивных частиц извне.

На рис. 5.5 изображена конструкция гайки шариковой винтовой передачи, запрессованной в корпус 1. Непрерывность вращения винта 2 обеспечивается движением шариков 3 по контуру, замкнутому обводным каналом, профрезерованным в теле гайки 4. Обводным каналом замыкают резьбу через каждые 2–3 витка. При замыкании большого числа витков увеличивается сопротивление движению шариков в обводном канале и повышается его износ.

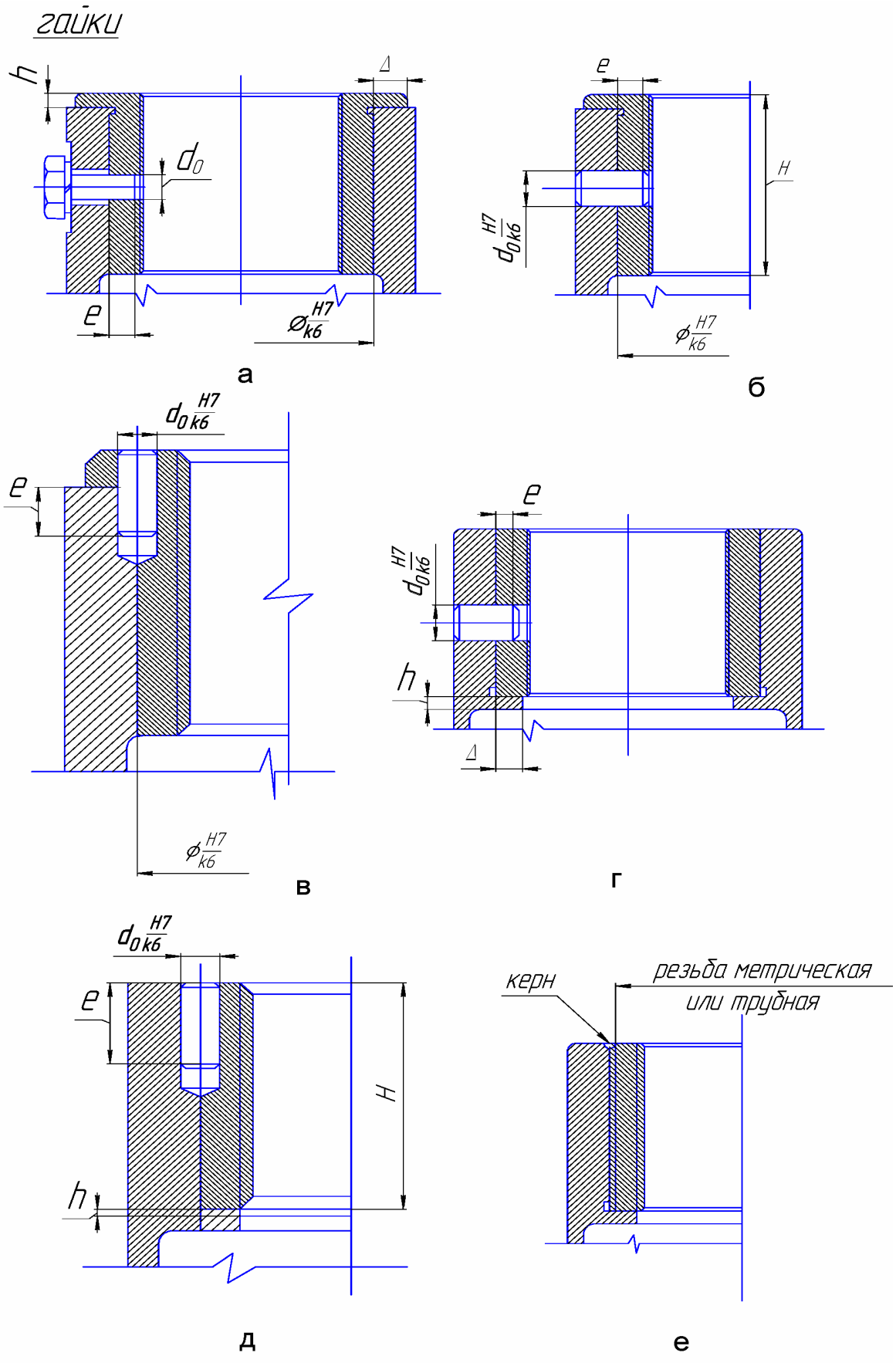


Рис. 5.4. Конструкции гаек и варианты установки их в корпуса

Переход шариков из резьбы в канал обеспечивается отсекающими зубьями 5 и 6, установленными с обеих сторон канала (рис. 5.5, б, в).

В шариковых резьбах большого диаметра обводной канал можно делать в теле винта, используя для этой цели стальные трубки.

На рис. 5.6 изображены гайки шарикоподшипниковой винтовой передачи, в которых на винте нарезана винтовая шариковая резьба, а на гайке – круговые дорожки, как на наружном кольце обычного шарикоподшипника. Поэтому шарики двигаются в диаметральных плоскостях расположения дорожек гайки и одновременно перекатываются по винтовой резьбе винта, сообщая ему осевое перемещение. Количество заходов в такой передаче не должно быть меньше двух.

На рис. 5.6 изображены шарикоподшипниковые гайки с трех- (а) и четырехзаходной (б) резьбой, соответственно с тремя и четырьмя шариками, расположенными в диаметральной плоскости. На схеме "а" гайка на резьбе ввернута в тело корпуса, на схеме "б" – запрессована по диаметру D.

Толщину или диаметр тела гайки шариковых и шарикоподшипниковых винтовых передач рассчитывают так же, как толщину и диаметр гайки обычных резьб. Однако диаметр гайки нельзя назначать меньше

$$D = d + 4d_{Ш},$$

где $d_ш$ – диаметр шарика.

Расстояние между рабочими витками принимают равным

$$a \approx (3...5)P.$$

Внутренний диаметр полого винта с шариковой резьбой можно принимать равным

$$d_0 = d + 3d_{Ш}.$$

Материалом для изготовления винта и гайки служит сталь ШХ9, ШХ15 или 12ХН3А, 20Х2Н4А с поверхностной твердостью после термообработки HRC 62…65 и кадмированием поверхности. Детали отсекающего зуба изготавливаются из стали марки 30ХГСА и близких к ней марок сталей.

На рис. 5.8 изображены храповые механизмы телескопических домкратов. Конструкция корпуса на обеих схемах литая, однако на рис. 5.8, б она выполнена таким образом, что храповое колесо полностью закрыто корпусом и поэтому безопасно для окружающих. Собачка перебрасывается с помощью ручки 5 и штифта оси 2. В рабочем положении собачка фиксируется цилиндрической винтовой изгибаемой пружиной 3.

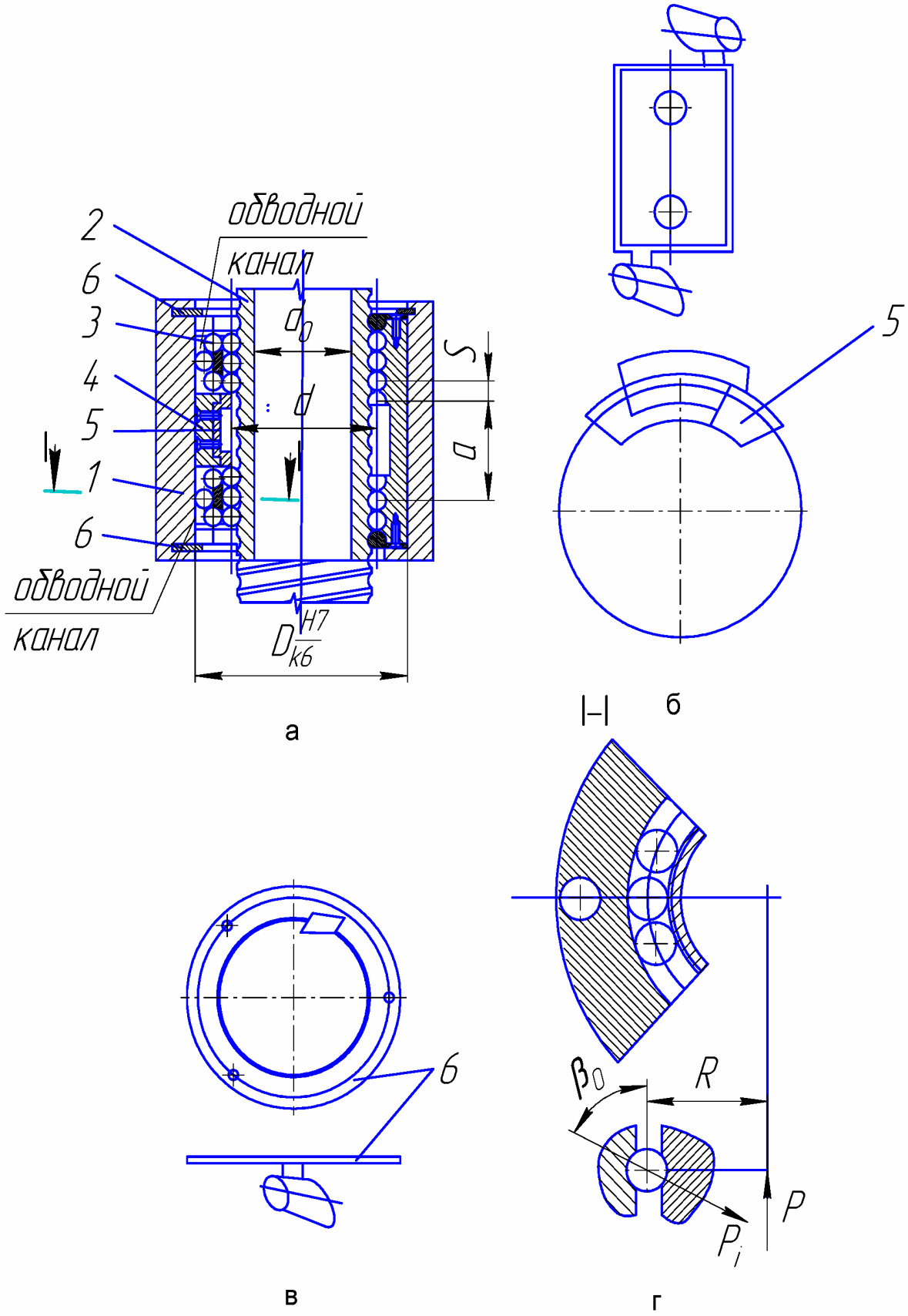


Рис. 5.5. Шариковинтовая передача

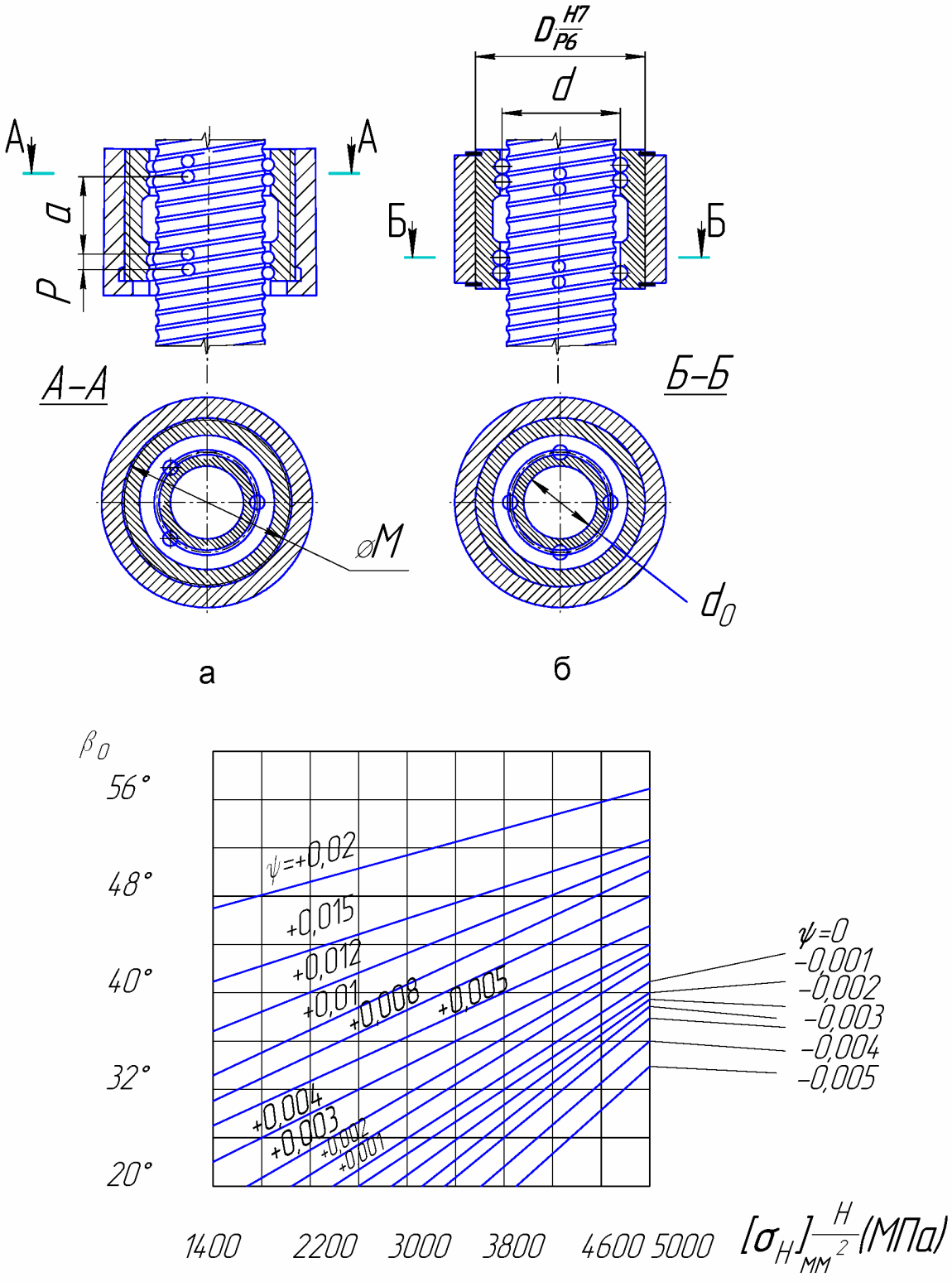


Рис. 5.6. Шарикоподшипниковая передача

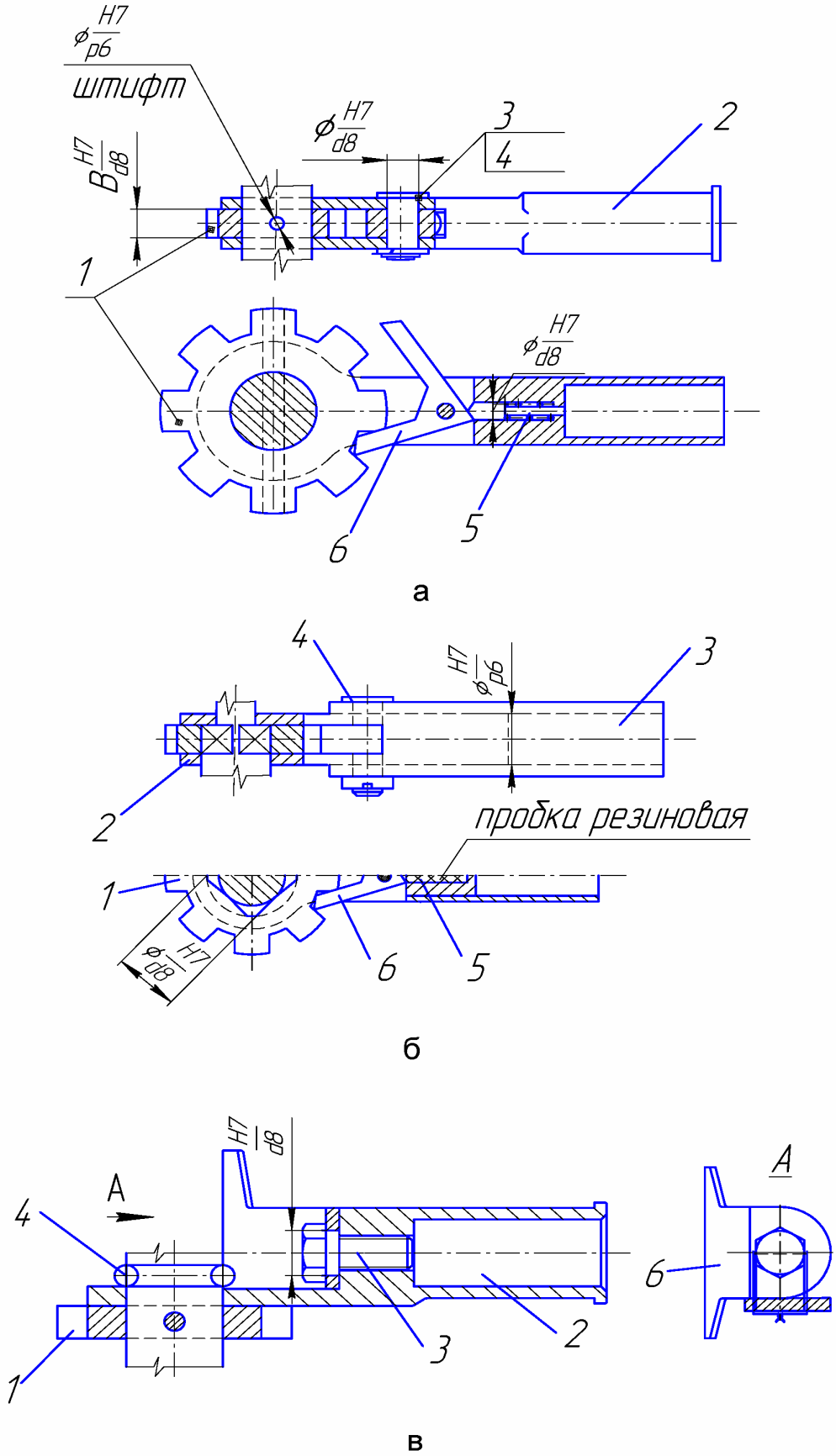


Рис. 5.7. Конструктивные варианты рукояток с храповым устройством

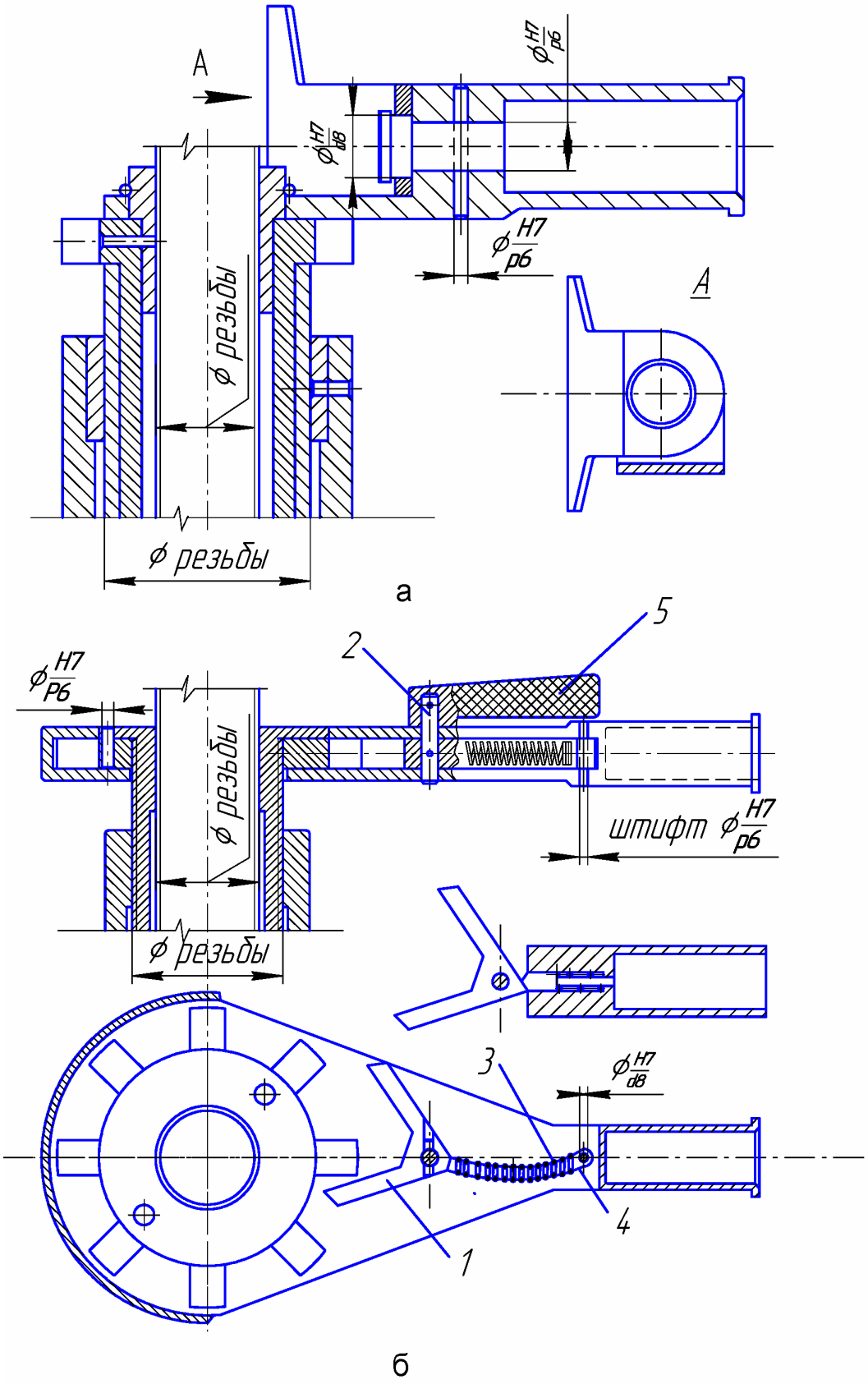


Рис. 5.8. Рукоятки телескопических домкратов
с храповым устройством

Конструкции, изображенные на рис. 5.9, применяются в устройствах аэродромного обслуживания. В этих конструкциях гайка получает вращение от "трещотки" (рис. 5.9, а, б) перекидной ручки (рис. 5.9, в), винт же, получая поступательное перемещение, остается неподвижным относительно поднимаемого груза. Корпус такого устройства – пространственный и представляет собой стержневую конструкцию из трубчатого или уголкового профиля.

На рис. 5.9, а показан литой алюминиевый (Ал4, Ал9) корпус, который соединяется с трубами станины посредством резьбы, после чего сами трубы могут быть между собой сварены электросваркой. Гайка ввинчена на метрической резьбе в храповую – переходную втулку, которая свободно вращается на стандартном упорном шарикоподшипнике. В конструкции предусмотрено смазочное устройство и уплотнение для удержания консистентной пластической смазки.

На рис. 5.9, б показан стальной корпус, который приварен электросваркой к трубам станины. Храповая стальная втулка вращается в двух нестандартных шарикоподшипниках: верхнем – радиально-упорном и нижнем – радиальном.

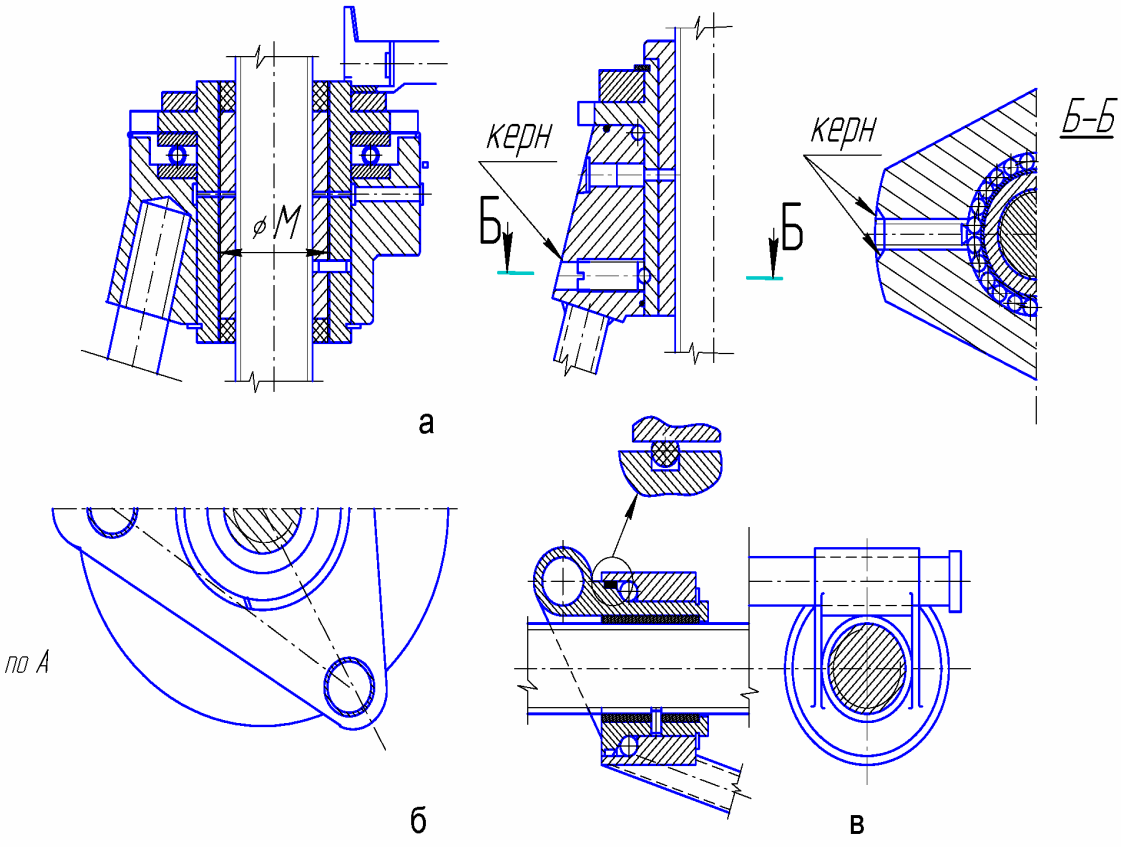


Рис. 5.9. Фрагменты конструкций передач винт-гайка с вращающейся гайкой

Шарики нижнего подшипника собираются через отверстие, закрываемое винтом. Края отверстия винта раскернриваются для предупреждения самоотвинчивания винта. Гайка запрессовывается в тело храповой втулки. Конструкция самого храпового устройства показана на рис. 5.8.

На рис. 5.9, в показана конструкция вращающейся гайки от перекидной рукоятки. Гайка запрессована в литую чугунную (СЧ 15-32, СЧ 18-36) или стальную (20Л, 25Л) втулку, которая, опираясь на нестандартный шарикоподшипник, вращается в стальном корпусе, приваренном к трубам станины. Детали, опирающиеся на нестандартные подшипники, должны иметь твердость не ниже HRC 58 на поверхностях дорожек качения шариков, для чего необходима объемная или поверхностная их закалка.

На рис. 5.10 изображены конструкции трубчатых станин для подъемников аэродромного обслуживания. Стойки станины снабжаются опорными башмаками различного типа: в виде жёсткого опорного листа (рис. 5.10, б) или шарнирных тарельчатых лап (рис. 5.10, в, г), позволяющих регулировать положения подъемника, особенно в случаях его точной подгонки к опорным точкам демонтируемых агрегатов.

На рис. 5.11 показаны детали, относящиеся к съемникам и прессам, в том числе варианты перекидных ручек с различными способами заделки на концах (а, б, в, г) и вариант запрессованной ручки в головку винта (д). Такая ручка предназначена для винтов большой грузоподъемности и служит для наращивания трубой, подбираемой по месту. На рис. 5.12 изображен один из вариантов коронок (башмаков) – со сферической опорой.

На рис. 5.13 изображены разновидности съемников и захватов к ним сварной (а) и литой (из ковкого чугуна) (б) конструкций. В конструкциях, изображенных на рис. 5.13, а, б, захваты перемещаются в радиальном направлении и фиксируются винтом (а) или поворотной эксцентричной шайбой (б).

На рис. 5.13, в, г, захваты выполнены поворотными. В конструкции (г) осью вращения захватов служит упругое разрезное кольцо, одеваемое в круговую проточку на корпусе вместе с надетыми на кольцо захватами. Для захватов в зависимости от их числа в корпусе имеется соответствующее число вертикальных пазов.

На рис. 5.14 изображены корпуса съемников жесткой конструкции с короткими консольными захватами цилиндрического или прямоугольного сечения. Эти захваты перемещаются в радиальном направлении и в соответствующих положениях фиксируются зажимными винтами.

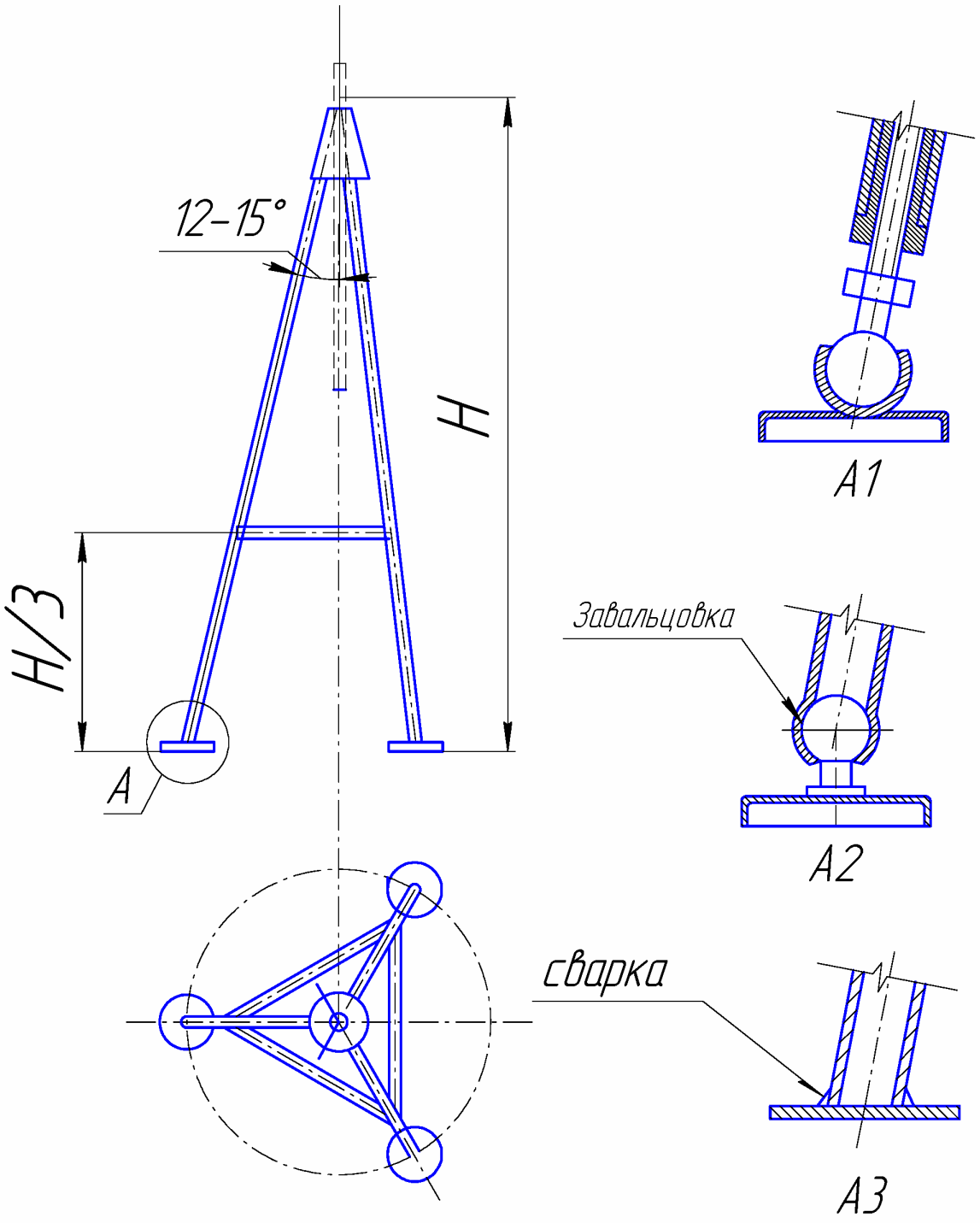


Рис. 5.10. Конструкция корпуса домкрата, выполненная из труб

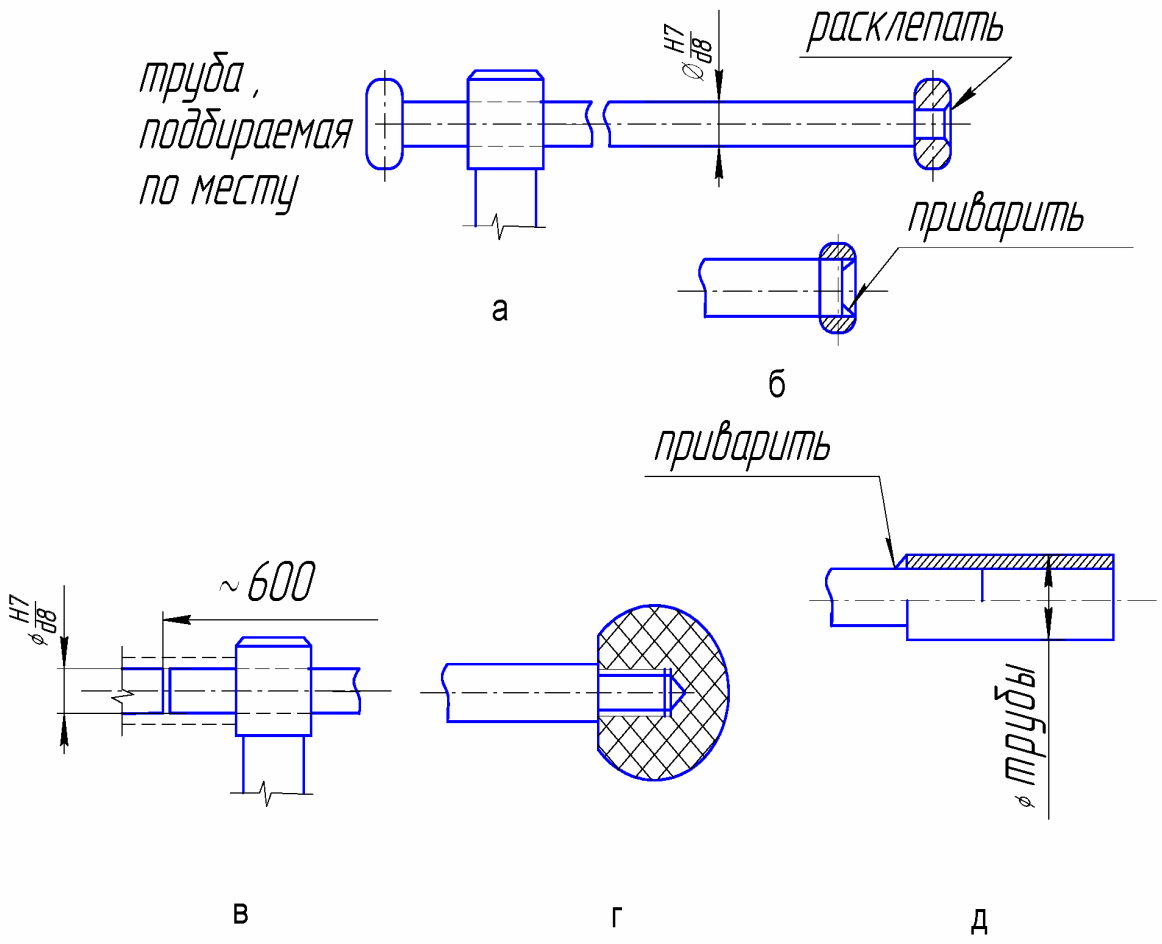


Рис. 5.11. Конструкции переходных и запрессованных рукояток

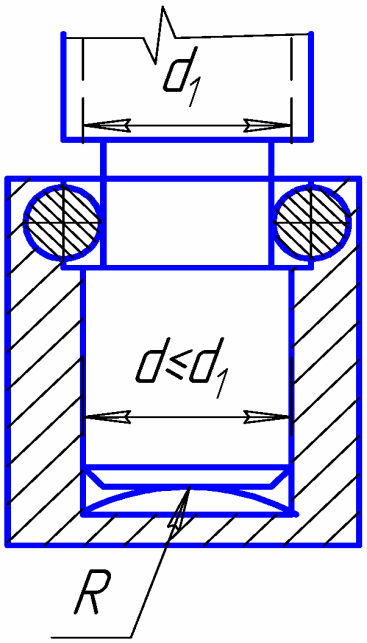


Рис. 5.12. Конструкция башмака для съемников и прессов

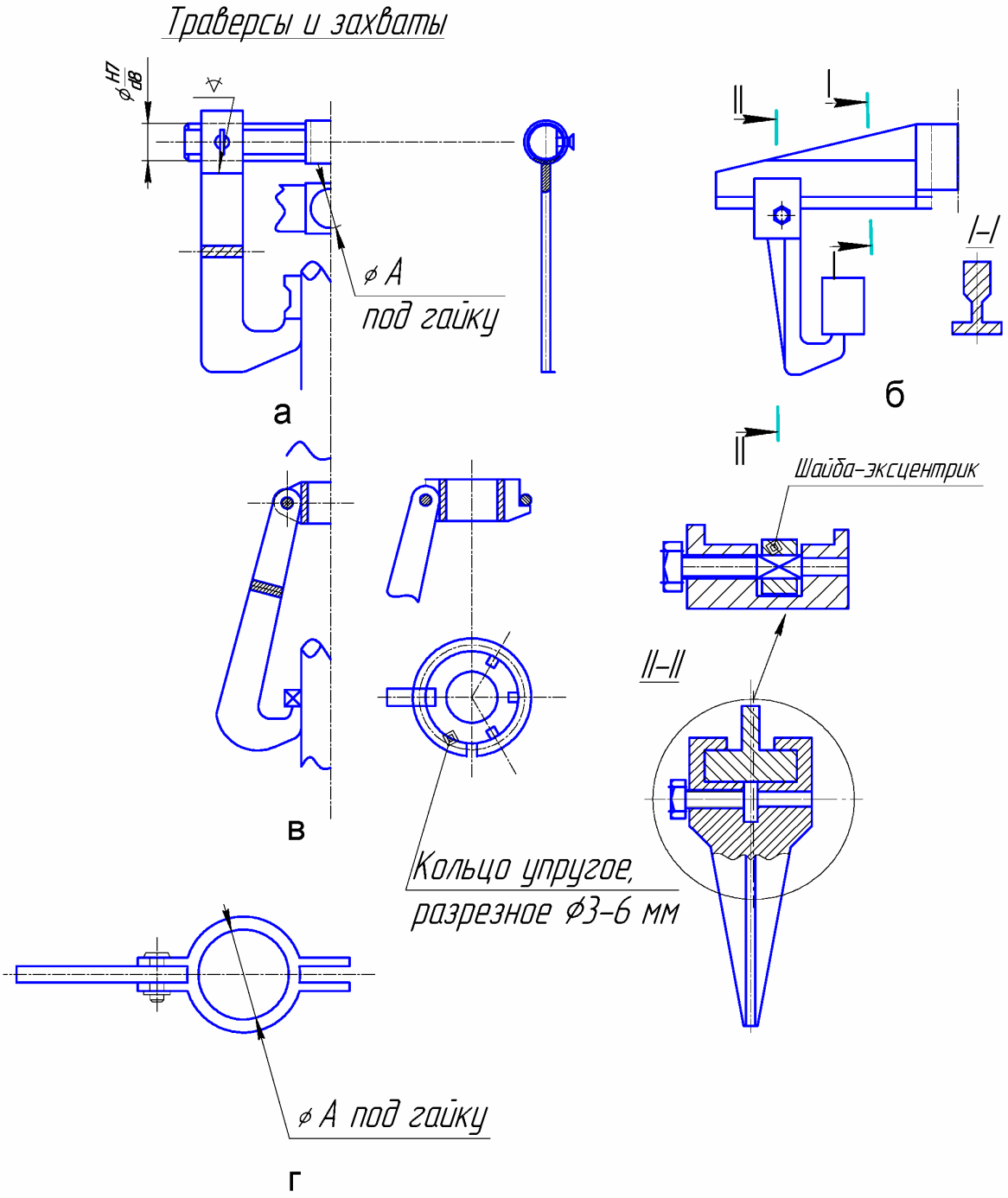


Рис. 5.13. Конструкции корпусов и съёмников

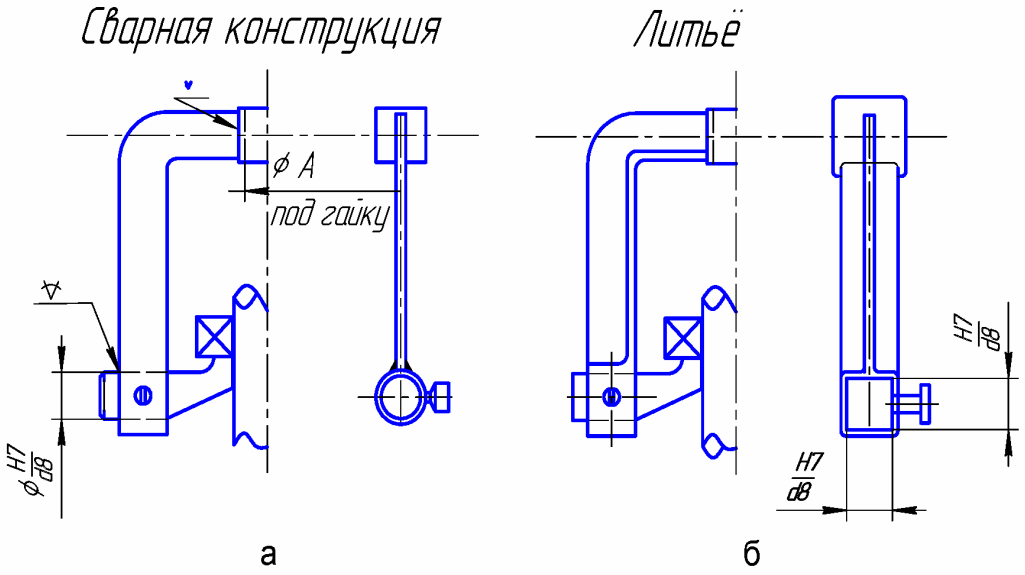


Рис. 5.14. Конструкции корпусов съёмников с подвижными лапами захватов

На рис. 5.15 и 5.16 даны конструкции одностоечных прессов в литом (рис. 5.15) и сварном (рис. 5.16) исполнении. В варианте с литым исполнением подвижная плита снабжена выступами, скользящими по направляющей стойки, в сварном варианте плита свободна.

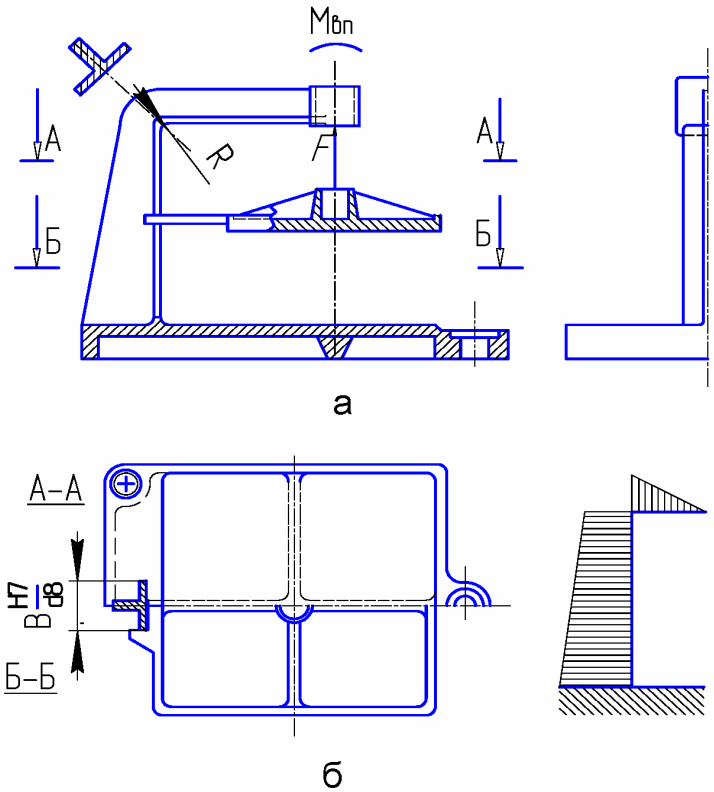


Рис. 5.15. Литая конструкция корпуса одностоечного пресса

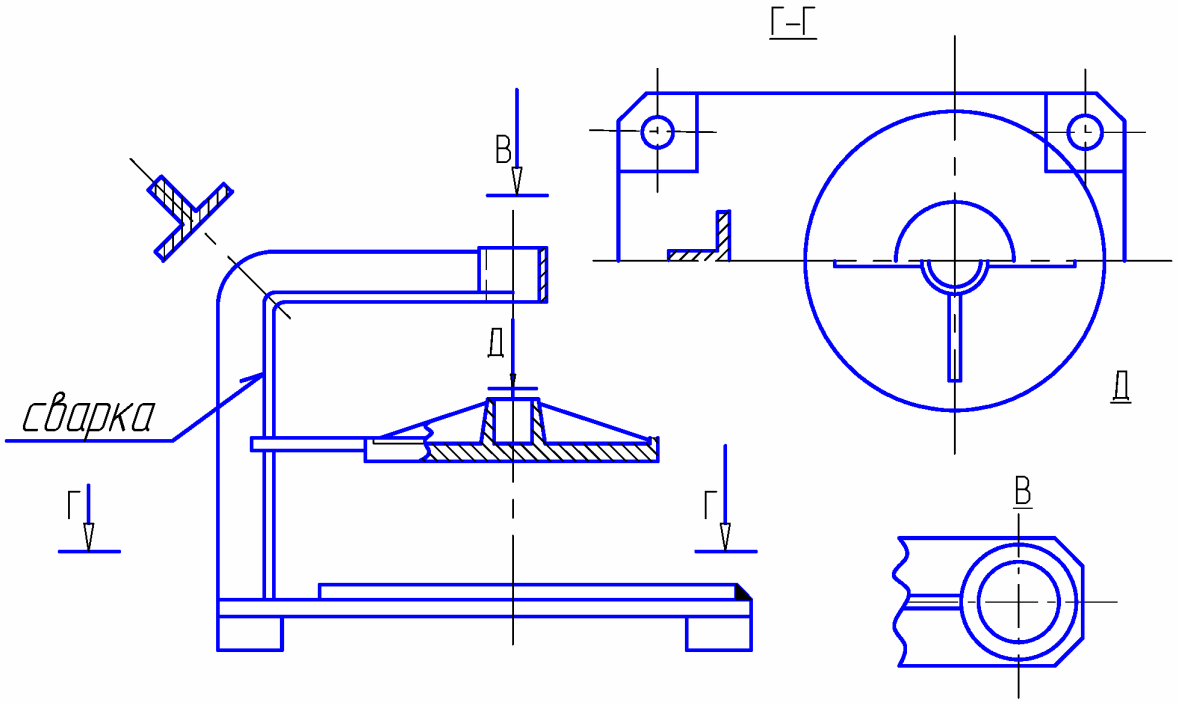


Рис. 5.16. Сварная конструкция корпуса одностоечного пресса

Станина пресса рассчитывается на изгиб под действием силы F. Эпюры изгибающих моментов показаны на рис. 5.15, б. Кроме того, под действием крутящего момента винтовой пары $T_{вп}$ консольная часть испытывает изгиб в горизонтальной плоскости, а сечения стойки скручиваются. Последние напряжения невелики и обычно не учитываются. Переходная криволинейная часть станины рассчитывается как брус большой кривизны по формулам (2.36) и (2.37). На рис. 5.17 показаны двухстоечные конструкции прессов в сварном и литом исполнении. Станина пресса под действием центральной силы F работает на изгиб. Эпюра изгибающих моментов показана на рис. 2.24, г. В траверсе, расположенной в горизонтальной плоскости, под действием момента винтовой пары $T_{ВП} = Ql$ возникает (посередине) изгибающий момент, равный $0,5Ql$.

Следовательно, стойки пресса работают на растяжение от действия силы 0,5F и на изгиб от действия силы Q, перпендикулярной плоскости чертежа.

На рис. 5.18 изображена конструкция съемника, предназначенного для демонтажа шин или других аналогичных операций. В таком съемнике имеется центральный рабочий винт 6 и несколько установочных винтов 1 с перекидной рукояткой 2, пластмассовым башмаком 3 и замковым разрезным кольцом 4. Эти винты служат для монтажных целей и под нагрузкой не вращаются. Конструкции корпусов таких съемников самые различные: литые (рис. 5.18), сварные (рис. 5.19, а, б) из сварных штампованных дисков или лап.

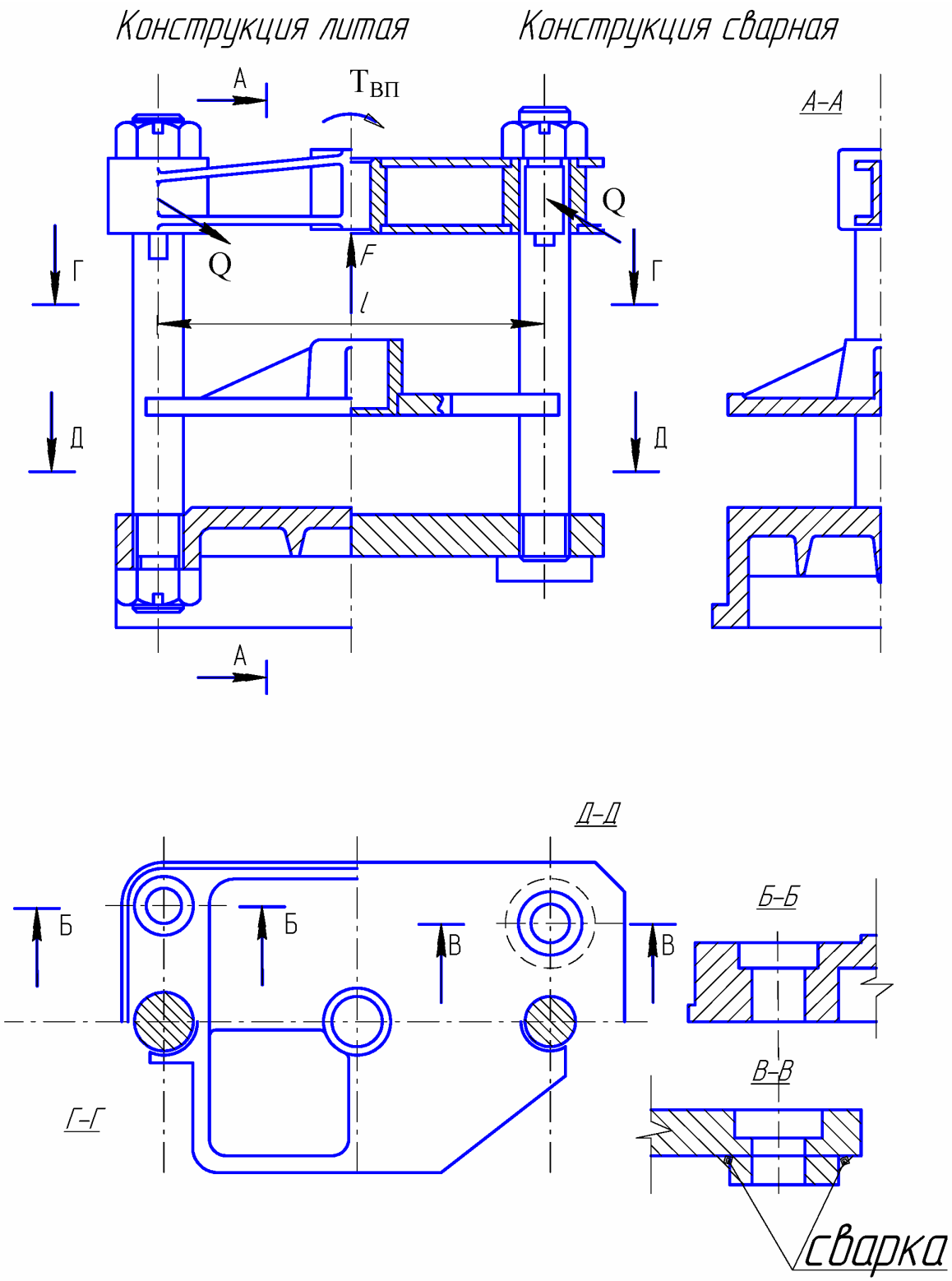


Рис. 5.17. Конструкции двухсторонних корпусов прессов

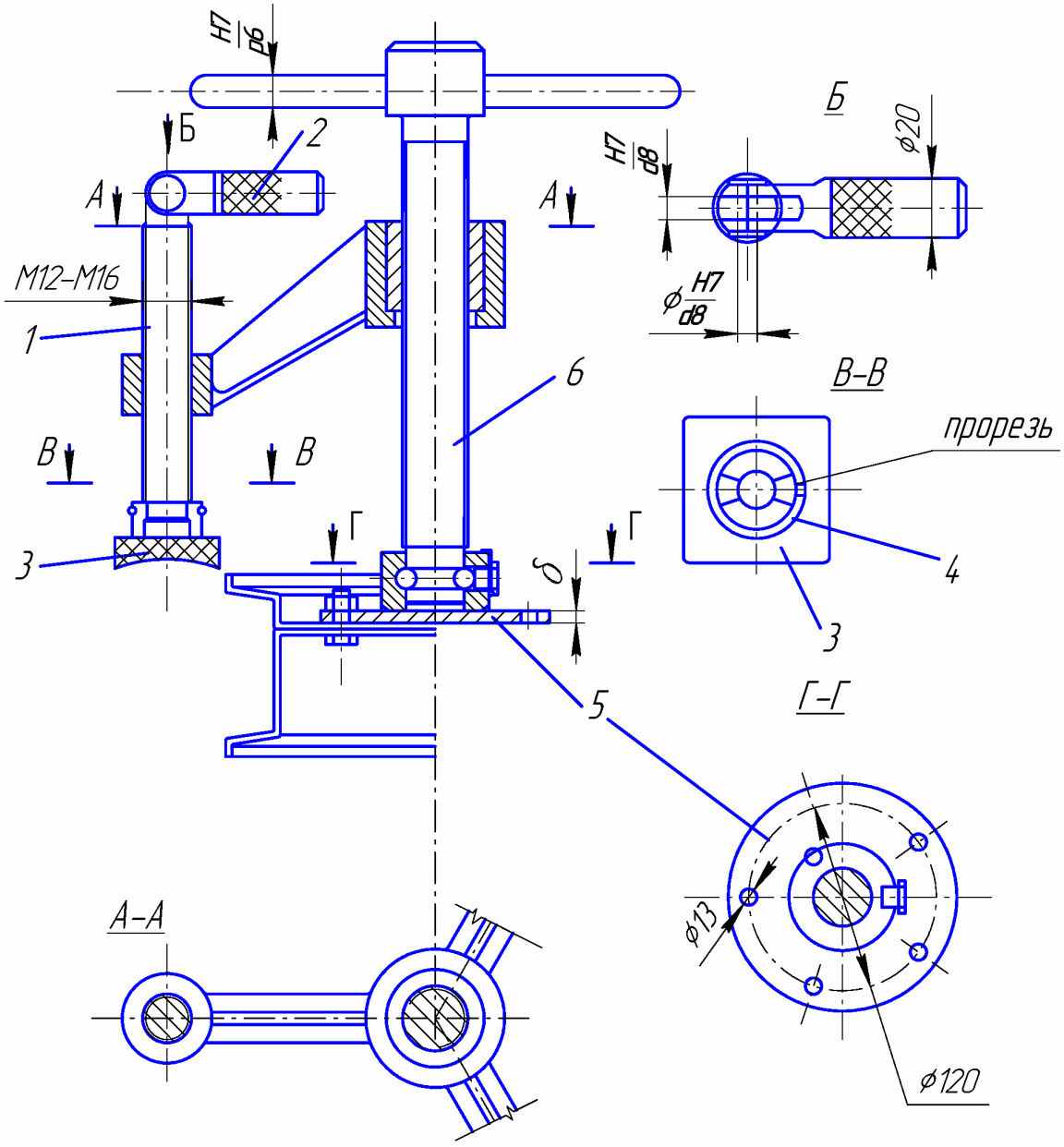
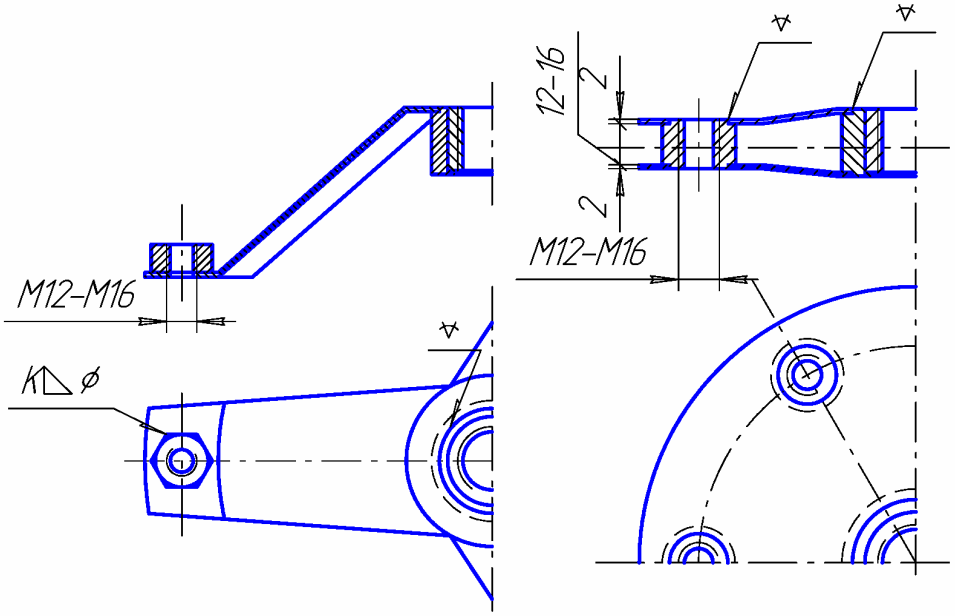


Рис. 5.18. Конструкция съемника для демонтажа шин с литым корпусом



а б

Рис. 5.19. Сварные конструкции корпусов съемников

6. ПОРЯДОК ПРОЕКТИРОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕДАЧЕЙ ВИНТ-ГАЙКА

1. Определение исходных данных:

а) основными исходными данными при проектировании механизмов с винтовой передачей является осевая сила F, действующая на винт и ход винта. Техническим заданием могут быть определены и другие параметры. Для съёмников подшипников и самолётных колёс, а также некоторых монтажных прессов осевое усилие не задано. Его определяют по заданной посадке, используя формулу (3.1). Необходимые для расчёта размеры подшипника приведены в каталоге [2, 5];

б) назначают материал пары винт-гайка. Для винтовых передач с трением скольжения материал выбирают по табл. 2.3 и 2.5.

2. Расчет винта:

а) строят эпюры распределения нагрузок вдоль оси винта (см. рис. 2.3) и устанавливают опасное сечение;

б) определяют диаметр винта по условиям прочности с учётом устойчивости (формула (2.5)), гибкости (формула (2.6)) и износостойкости (формула (2.8)) для передач винт-гайка с трением скольжения;

в) выбирают тип резьбы, используя сравнительный анализ, приведенный в подразд. 2.1 для винтовых передач скольжения;

г) по рассчитанным значениям диаметров d_3 и d_2 выбирают ближайший больший стандартный винт, удовлетворяющий всем перечисленным выше условиям. Размеры винта с трапецеидальной резьбой выписывают из табл. 6.1, с упорной – из табл. 6.2;

Таблица 6.1

Размеры стандартных винтов с трапецеидальной резьбой

Шаг резьбы, мм	Диаметр резьбы, мм				
	винта		винта и гайки	гайки	
	наружный d	внутренний d_3	средний d_2	наружный d´	внутренний d'_1
2	10 12 14 16 18 20 22 24 26 28	7.5 9.5 11.5 13.5 15.5 17.5 19.5 21.5 23.5 25.5	9 11 13 15 17 19 21 23 25 27	10.5 12.5 14.5 16.5 18.5 20.5 22.5 24.5 26.5 28.5	8 10 12 14 16 18 20 22 24 26
3	10 12 14 30 32 34 36 38 40 42 44	6.5 8.5 10.5 26.5 28.5 30.5 32.5 34.5 36.5 38.5 40.5	8.5 10.5 12.5 28.5 30.5 32.5 34.5 36.5 38.5 40.5 42.5	10.5 12.5 14.5 30.5 32.5 34.5 36.5 38.5 40.5 42.5 44.5	7 9 11 27 29 31 33 35 37 39 41
4	16 18 20 62 65 70 75 78 80	11.5 13.5 15.5 57.5 60.5 65.5 70.5 73.5 75.5	14 16 18 60 63 68 73 76 78	16.5 18.5 20.5 62.5 65.5 70.5 75.5 78.5 80.5	12 14 16 58 61 66 71 74 76

Окончание табл. 6.1

Шаг резьбы, мм	Диаметр резьбы ,мм				
	винта		винта и гайки	гайки	
	наружный d	внутренний d_3	средний d_2	наружный d´	внутренний d'_1
5	22 24 26 28 85 90 95 100	16 18 20 22 79 84 89 94	19.5 21.5 23.5 25.5 82.5 87.5 92.5 97.5	23 25 27 29 86 91 96 101	17 19 21 23 80 85 90 95
6	30 32 34 36 38 40 42 120	23 25 27 29 31 33 35 113	27 29 31 33 35 37 39 117	31 33 35 37 39 41 43 121	24 26 28 30 32 34 36 114
8	22 24 26 28 44 46 48 50 52 55 60	13 15 17 19 35 37 39 41 43 46 51	18 20 22 24 40 42 44 46 48 51 56	23 25 27 29 45 47 49 51 53 56 61	14 16 18 20 36 38 40 42 44 47 52
12	44 46 48 50 52 55 60 85 90 95 100	31 33 35 37 39 42 47 72 77 82 87	38 40 42 44 46 49 54 79 84 89 94	45 47 49 51 53 56 61 86 91 96 101	32 34 36 38 40 43 48 73 78 83 83

Таблица 6.2

Размеры стандартных винтов с упорной резьбой

Шаг резьбы, мм	Диаметр резьбы, мм			
	винта и гайки		винта	гайки
	наружный d	средний d_2	внутренний d_3	внутренний d'_1
2	10	8.5	6,528	7
	12	10.5	8,528	9
	14	12.5	10,528	11
	16	14.5	12,528	13
	18	16.5	14,528	15
	20	18.5	16,528	17
	22	20.5	18,528	19
	24	22.5	20,528	21
	26	24.5	22,528	23
	28	26.5	24,528	25
3	30	27,75	24,794	25,5
	32	29,75	26,794	27,5
	34	3175	28,794	29,5
	36	33,75	30,794	31,5
	38	35,75	32,794	33,5
	40	37,75	34,794	35,5
	42	39,75	36,794	37,5
	44	41,75	38,794	39,5
	46	43,75	40,794	41,5
	48	45,75	42,794	43,5
	50	47,75	44,794	45,5
	52	49,75	46,794	47,5
	55	52,75	49,794	50,5
	60	60,75	54,794	55,5
4	65	62	58,058	59
	70	67	63,058	64
	75	72	68,058	69
	80	77	73,058	77
5	22	18,25	13,322	14,5
	24	20,25	15,322	16,5
	26	22,25	17,322	18,5
	28	24,25	19,322	20,5
	85	81,25	76,322	77,5
	90	86,25	81,322	82,5
	95	91,25	86,322	87,5
	100	96,25	91,322	92,5
	110	106,25	101,322	102,5

Окончание табл. 6.2

Шаг резьбы, мм	Диаметр резьбы, мм			
	винта и гайки		винта	гайки
	наружный d	средний d_2	внутренний d_3	внутренний d'_1
6	30	25,5	19,586	21
	32	27,5	21,586	23
	34	29,5	23,586	25
	36	31,5	25,586	27
	38	33,5	27,586	29
	40	35,5	29,586	31
	42	37,5	31,586	33
	120	115,5	109,586	111
8	22	16	8,116	10
	24	18	10,116	12
	26	20	12,116	14
	28	22	14,116	16
	44	38	30,116	32
	46	40	32,116	34
	48	42	34,116	36
	50	44	36,116	38
	52	46	38,116	40
	55	49	41,116	43
	60	54	46,116	48
10	30	22,5	12,644	15
	32	24,5	14,644	17
	34	26,5	16,644	19
	36	28,5	18,644	21
	38	30,5	20,644	23
	40	32,5	22,644	25
	42	34,5	24,644	27
	65	57,5	47,644	50
	70	62,5	52,644	55
	75	67,5	57,644	60
	80	72,5	62,644	65
12	44	35	23,174	26
	46	37	25,174	28
	48	39	27,174	30
	50	41	29,174	32
	52	43	31,174	34
	55	46	34,174	37
	60	51	39,174	42
	85	76	64,174	67
	90	81	69,174	72
	95	86	74,174	77
	100	91	79,174	82
	110	101	89,174	92

д) определяют окончательно шаг резьбы, который обеспечивал бы условие самоторможения $\Psi < \rho'$ и как можно больший КПД передачи винт-гайка (см. выражение (2.1)). КПД передачи винт-гайка с трением скольжения обычно не превышает 0,5;

е) проверяют винт на прочность по формуле (2.9) в опасном сечении. Крутящий момент в опасном сечении (см. рис. 2.3, эпюры распределения нагрузок по оси винта), для определения которого нужно знать $T_{в.п}$ (момент винтовой пары) и $T_п$ (момент трения в пяте); $T_{в.п}$ следует вычислить по формуле (2.2), а $T_п$ – после назначения типа пяты:

– расчет пяты скольжения (плоской или кольцевой) свести к определению ее диаметра по формулам (2.16) и (2.17), а затем момента трения по формулам (2.23) и (2.24) (допускаемые удельные давления приведены в табл. 2.8);

– расчет сферической пяты свести к определению радиуса сферы из условия контактной прочности по формуле (2.18) (допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_н$ при этом определить в зависимости от твердости контактируемых поверхностей, которая должна быть не менее HRC 45), затем по формулам (2.23) и (2.25) найти момент трения в пяте;

– расчет пяты с подшипником качения свести к подбору подшипника по формулам (2.19), (2.20), (2.21), (2.22) и определению момента трения в нем по формуле (2.26).

При конструировании подпятников можно использовать рекомендации разд. 5.

3. Расчет гайки:

а) выбирают конструкцию гайки по рекомендации подразд. 2.3 и рис. 2.5;

б) определяют число витков резьбы и высоту гайки (см. формулу (2.14));

в) проверяют витки резьбы гайки на срез (см. формулу (2.10)) и изгиб в опасном сечении (см. формулу (2.12));

г) определяют наружный диаметр тела гайки (см. формулу (2.15)), размер ее опорной поверхности Δ и высоту h заплечика (см. рис. 2.5, г и формулы подразд. 2.3);

д) выполняют соединение гайки с корпусом по посадке с натягом и устанавливают дополнительное механическое крепление (см. рис. 2.8); рассчитывают на прочность механическое крепление (см. формулы в подразд. 2.3).

При конструировании гаек можно пользоваться рекомендациями разд. 5.

4. Расчет рукоятки:

а) выбирают материал рукоятки (см. табл. 2.3);

б) определяют длину рукоятки из условия равенства моментов:

$$l = \frac{T_{ВП} + T_{П}}{Q} + 100,$$

где Q = 200…250 Н – усилие рабочего; $T_{ВП}$ и $T_{П}$ – в Нмм;

в) определяют диаметр рукоятки из условия прочности на изгиб в опасном сечении (см. подразд. 2.5);

г) проверяют прочность материала рукоятки на смятие в опасном сечении, используя формулу (2.27);

Для удобства работы в некоторых винтовых механизмах вращательное движение рукоятки заменяют качательным. При этом простейшую рукоятку усложняют, дополняя ее храповым механизмом. Расчет храповых механизмов выполняют по рекомендациям, приведенным в подразд. 2.5.

5. Определение КПД механизма.

Коэффициент полезного действия определяют по формуле

$$\eta = \frac{A_{П}}{A_{р} + A_{т}},$$

где $A_{П} = FP$ – работа сил полезного сопротивления за один оборот;

F – внешнее осевое усилие;

P – шаг резьбы;

$A_{р} = F\pi d_{2} tg(\psi + \rho')$ – работа сил полезного сопротивления и трения в винтовой паре за один оборот;

$A_{т} = 2\pi T_{П}$ – работа сил трения в подпятнике за один оборот.

КПД механизма должен мало отличаться от КПД винтовой передачи, определяемого по формуле (2.1). При большом отличии этих КПД необходимо изменить конструкцию пяты для уменьшения потерь на трение в подпятнике.

6. Расчет корпуса винтовых механизмов:

а) выбирают конструкцию корпуса домкрата и проверяют его на прочность по рекомендациям, приведенным в подразд. 2.6.1;

б) выбирают конструкцию корпуса съёмника и проверяют его на прочность по рекомендациям, приведенным в подразд. 2.6.2;

в) выбирают конструкцию корпуса пресса и проверяют его на прочность по рекомендациям, приведенным в подразд. 2.6.3.

В зависимости от назначения винтовых механизмов их корпуса могут быть выполнены литыми из чугуна, литейных сталей или штампованными из углеродистых и легированных сталей, сварными из стального и цветного проката или труб.

Характеристики материалов и сечений прокатных профилей приведены в работе [2], сечений круглых труб – в табл. 6.3.

Таблица 6.3

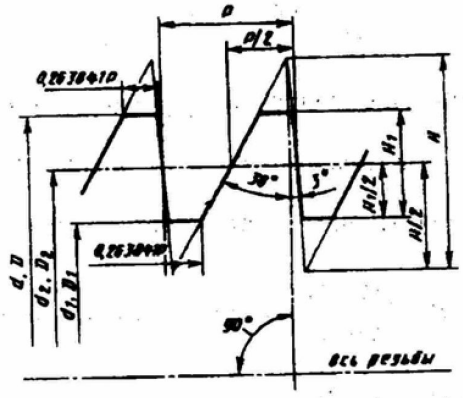
Размеры сечений круглых труб

Наружный диаметр, мм	Толщина стенок, мм	Площадь сечения, $см^2$	Наружный диаметр, мм	Толщина стенок, мм	Площадь сечения, $см^2$	Наружный диаметр, мм	Толщина стенок, мм	Площадь сечения, $см^2$
10	2	0,5027	18	3	1,4137	30	4	3,2670
10	1	0,2827	18	2	1,0053	30	3	2,5450
10	0,5	0,1492	18	1	0,5341	30	2	1,7593
11	2	0,5656	20	3	1,6220	30	1	0,9111
11	1,5	6,4476	20	2	1,1310	32	5	4,2410
11	1	0,3141	20	1	0,5969	32	3	2,7350
12	3	0,8482	22	3	1,7907	32	2	1,8750
12	2	0,6283	22	2	1,2570	32	1	0,9739
13	1,5	0,5419	22	1	0,6597	34	2	2,0170
13	1	0,3770	24	3	1,9790	34	1	1,0370
14	3	1,0370	24	2	1,3820	38	3	3,2990
14	2	0,7540	24	1	0,7226	38	2	2,2620
15	2,5	0,9818	26	3	2,1680	38	1	1,1620
15	1,5	0,6362	26	1	0,7854	40	4	4,5240
16	3	1,2252	28	3	2,3560	40	3	3,4870
16	2	0,8796	28	2	1,6336	40	2	2,3880
16	1	0,4712	28	1	0,8483	40	1	1,2250

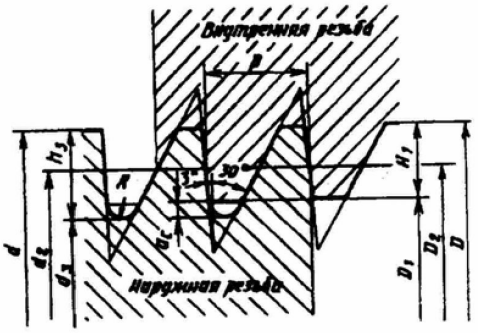
УПОРНАЯ РЕЗЬБА (по ГОСТ 10177-82)

101. Профили и основные размеры резьбы, мм

Основной профиль, общий для наружной и внутренней резьбы



Номинальные профили наружной и внутренней резьбы



d и D - наружные диаметры соответственно наружной резьбы (винта) и внутренней резьбы (гайки);

d_1 и D_1 - внутренние диаметры соответственно наружной и внутренней резьбы;

d_2 и D_2 - средние диаметры соответственно наружной и внутренней резьбы;

P - шаг резьбы;

H - высота исходного треугольника;

H_1 - рабочая высота профиля

d_3 - внутренний диаметр наружной резьбы;

h_3 - высота профиля наружной резьбы;

a_c - зазор по вершине резьбы;

R - радиус закругления по впадине наружной резьбы

Размеры, мм

Шаг P	$H =$ $= 1{,}587911P$	$\frac{H}{2} =$ $=0{,}793956P$	$H_1 =$ $=0{,}75P$	$0{,}263841P$	$a_c =$ $=0{,}117767P$	$h_3 = H_1 + a_c =$ $= 0{,}867767P$	$R =$ $= 0{,}124271P$
2	3,176	1,588	1,50	0,528	0,236	1,736	0,249
3	4,764	2,382	2,25	0,792	0,353	2,603	0,373
4	6,352	3,176	3,00	1,055	0,471	3,471	0,497
5	7,940	3,970	3,75	1,319	0,589	4,339	0,621
6	9,527	4,764	4,50	1,583	0,707	5,207	0,746
7	11,115	5,558	5,25	1,847	0,824	6,074	0,870
8	12,703	6,352	6,00	2,111	0,942	6,942	0,994
9	14,291	7,146	6,75	2,375	1,060	7,810	1,118
10	15,879	7,940	7,50	2,638	1,178	8,678	1,243
12	19,055	9,527	9,00	3,166	1,413	10,413	1,491

Шаг P	$H =$ $= 1{,}587911P$	$\frac{H}{2} =$ $=0{,}793956P$	$H_1 =$ $=0{,}75P$	$0{,}263841P$	$a_c =$ $=0{,}117767P$	$h_3 = H_1 + a_c =$ $= 0{,}867767P$	$R =$ $= 0{,}124271P$
14	22,231	11,115	10,50	3,694	1,649	12,149	1,740
16	25,407	12,703	12,00	4,221	1,884	13,884	1,988
18	28,582	14,291	13,50	4,749	2,120	15,620	2,237
20	31,758	15,879	15,00	5,277	2,355	17,355	2,485
22	34,934	17,467	16,50	5,804	2,591	19,091	2,784
24	38,110	19,055	18,00	6,332	2,826	20,826	2,982
28	44,462	22,231	21,00	7,388	3,297	24,297	3,480
32	50,813	25,407	24,00	8,443	3,769	27,769	3,977
36	57,165	28,582	27,00	9,498	4,240	31,240	4,474
40	63,516	31,758	30,00	10,554	4,711	34,711	4,971
44	69,868	34,934	33,00	11,609	5,182	38,182	5,468
48	76,220	38,110	36,00	12,664	5,653	41,653	5,965

Значения диаметров (табл. 102) вычислены по следующим формулам:

$$d_2 = D_2 = d - 0{,}75P;$$

$$d_3 = d - 2h_3 = d - 1{,}735534P;$$

$$D_1 = d - 2H_1 = d - 1{,}5P.$$

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:

$S80 \times 10LH$.

В условное обозначение многозаходной резьбы должны входить: буква S, номинальный диаметр, значение хода и в скобках буква P и значение шага, например:

для двухзаходовой резьбы с шагом 10 мм и значением хода 20 мм:

$S80 \times 20$ ($P10$);

то же для левой резьбы:

$S80 \times 20$ ($P10$) LH.

102. Диаметры резьб в зависимости от шага (по ГОСТ 10177-82)

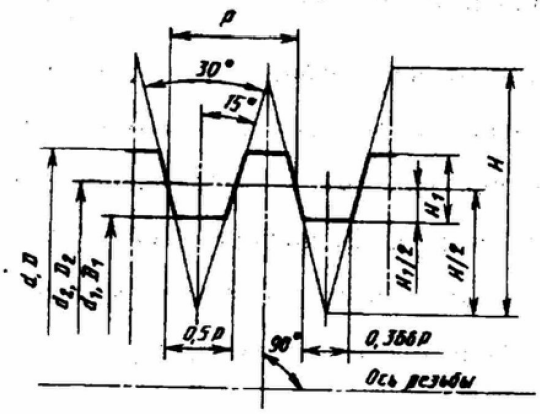
Диаметр резьбы, мм				Диаметр резьбы, мм				Диаметр резьбы, мм			
наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний d_3	внутренний D_1	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний d_3	внутренний D_1	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний d_3	внутренний D_1
P = 2 мм				**P = 4 мм**				**P = 8 мм**			
10	8,500	6,529	7	65*	62,000	58,058	59	22*	16,000	8,116	10
12	10,500	8,529	9	70	67,000	63,058	64	24	18,000	10,116	12
14*	12,500	10,529	11	80	77,000	73,058	74	26*	20,000	12,116	14
16	14,500	12,529	13	100	97,000	93,058	94	28	22,000	14,116	16
18*	16,500	14,529	15	**P = 5 мм**				44	38,000	30,116	32
20	18,500	16,529	17	22*	18,250	13,322	14,5	50*	44,000	36,116	38
22*	20,500	18,529	19	24	20,250	15,322	16,5	55*	49,000	41,116	43
24	22,500	20,529	21	26*	22,250	17,322	18,5	60	54,000	46,116	48
26*	24,500	22,529	23	28	24,250	19,322	20,5	160	154,000	146,116	148
28	26,500	24,529	25	90	86,250	81,322	82,5	180	174,000	166,116	168
P = 3 мм				100	96,250	91,322	92,5	**P = 10 мм**			
30*	27,750	24,793	25,5	110*	106,250	101,322	102,5	30*	22,500	12,645	15
32	29,750	26,793	27,5	**P = 6 мм**				32	24,500	14,645	17
36	33,750	30,793	31,5	30*	25,500	19,587	21	36	28,500	18,645	21
40	37,750	34,793	35,5	32	27,500	21,587	23	40	32,500	22,645	25
44	41,750	38,793	39,5	36	31,500	25,587	27	70	62,500	52,645	55
50	47,750	44,793	45,5	40	35,500	29,587	31	80	72,500	62,645	65
55*	52,750	49,793	50,5	120	115,500	109,587	111	200	192,500	182,645	185
60	57,750	54,793	55,5	140	135,500	129,587	131	220	212,500	262,645	205
				160	155,500	149,587	151				

ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ РЕЗЬБА (по ГОСТ 9484-81)

100. Профили и размеры резьбы

Размеры, мм

Основной профиль наружной и внутренней резьбы



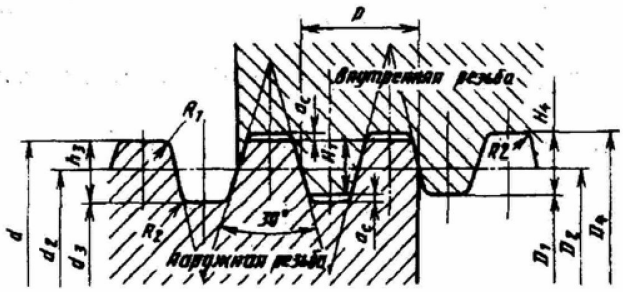
d - наружный диаметр резьбы (винта); D - наружный диаметр внутренней резьбы (гайки); d_2 - средний диаметр наружной резьбы; D_2 - средний диаметр внутренней резьбы; d_1 - внутренний диаметр наружной резьбы; D_1 - внутренний диаметр внутренней резьбы; P - шаг резьбы; H - высота исходного треугольника; H_1 - рабочая высота профиля.

Пример условного обозначения трапецеидальной однозаходной резьбы номинальным диаметром 20 мм, шагом 4 мм и полем допуска среднего диаметра 7е:

Tr 20 × 4 - 7e.

Шаг P	$H = 1{,}866P$	$\frac{H}{2} = 0{,}933P$	$H_1 = 0{,}5P$	$0{,}366P$	Шаг P	$H = 1{,}866P$	$\frac{H}{2} = 0{,}933P$	$H_1 = 0{,}5P$	$0{,}366P$
1,5	2,799	1,400	0,75	0,549	16	29,856	14,928	8	5,856
2	3,732	1,866	1	0,732	18	33,588	16,794	9	6,588
3	5,598	2,799	1,5	1,098	20	37,320	18,660	10	7,320
4	7,464	3,732	2	1,464	22	41,052	20,526	11	8,052
5	9,330	4,665	2,5	1,830	24	44,784	22,392	12	8,784
6	11,196	5,598	3	2,196	28	52,248	26,124	14	10,248
7	13,062	6,531	3,5	2,562	32	59,712	29,856	16	11,712
8	14,928	7,464	4	2,928	36	67,176	33,588	18	13,176
9	16,794	8,397	4,5	3,294	40	74,640	37,320	20	14,640
10	18,660	9,330	5	3,660	44	82,104	41,052	22	16,104
12	22,392	11,196	6	4,392	48	89,568	44,784	24	17,568
14	26,124	13,062	7	5,124					

Номинальные профили наружной и внутренней резьбы



h_3 - высота профиля наружной резьбы; H_4 - высота профиля внутренней резьбы; d_3 - внутренний диаметр наружной резьбы; D_4 - наружный диаметр внутренней резьбы; R_1 - радиус скругления по вершине наружной резьбы; R_2 - радиус скругления во впадине наружной и внутренней резьбы; a_c - зазор по вершине резьбы

Шаг P	a_c	$h_3 = H_4 = 0{,}5P + a_c$	$R_{1\,max} = 0{,}5a_c$	$R_{2\,max} = a_c$	Шаг P	a_c	$h_3 = H_4 = 0{,}5P + a_c$	$R_{1\,max} = 0{,}5a_c$	$R_{2\,max} = a_c$
1,5	0,15	0,9	0,075	0,15					
2	0,25	1,25	0,125	0,25	16	1	9	0,5	1
3	0,25	1,75	0,125	0,25	18	1	10	0,5	1
4	0,25	2,25	0,125	0,25	20	1	11	0,5	1
5	0,25	2,75	0,125	0,25					
6	0,5	3,5	0,25	0,5	22	1	12	0,5	1
7	0,5	4	0,25	0,5	24	1	13	0,5	1
8	0,5	4,5	0,25	0,5	28	1	15	0,5	1
9	0,5	5	0,25	0,5					
10	0,5	5,5	0,25	0,5	32	1	17	0,5	1
12	0,5	6,5	0,25	0,5	36	1	19	0,5	1
14	1	8	0,5	1	40	1	21	0,5	1

Диаметры и шаги трапецеидальной резьбы по ГОСТ 24737-81

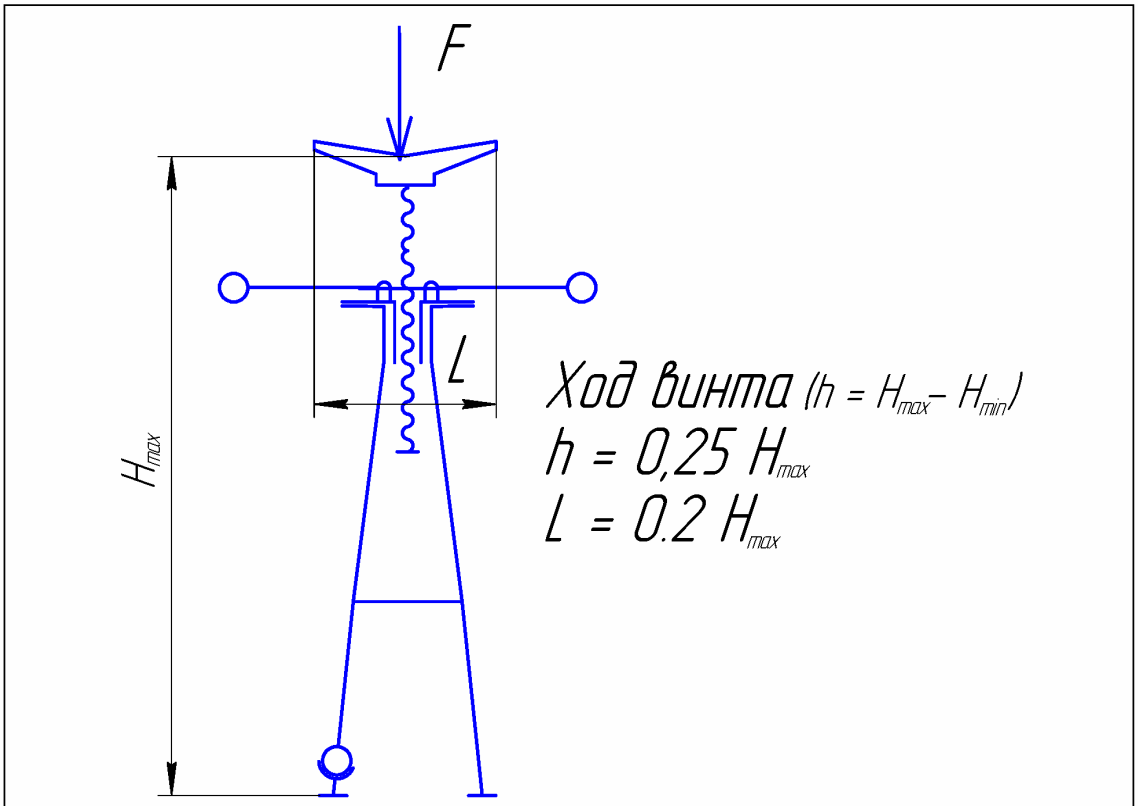
Номинальный диаметр d	14	16; 18; 20	22; 24; 26; 28	30; 32; 34; 36	38; 40; 42	44
Шаг P	2; 3	2; 4	2; 3; 5; 8	3; 6; 10	3; 6; 7; 10	3; 7; 8; 12
Номинальный диаметр d	46; 48; 50; 52		55; 60	65; 70; 75; 80	85; 90; 95	100; 110
Шаг P	3; 8; 10		3; 8; 9; 12; 14	4; 10; 16	4; 5; 12; 18; 20	4; 5; 12; 20

ГОСТ предусматривает также диаметры резьбы до 640 и шаги до 24 мм.

СХЕМЫ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ И ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Таблица П.1

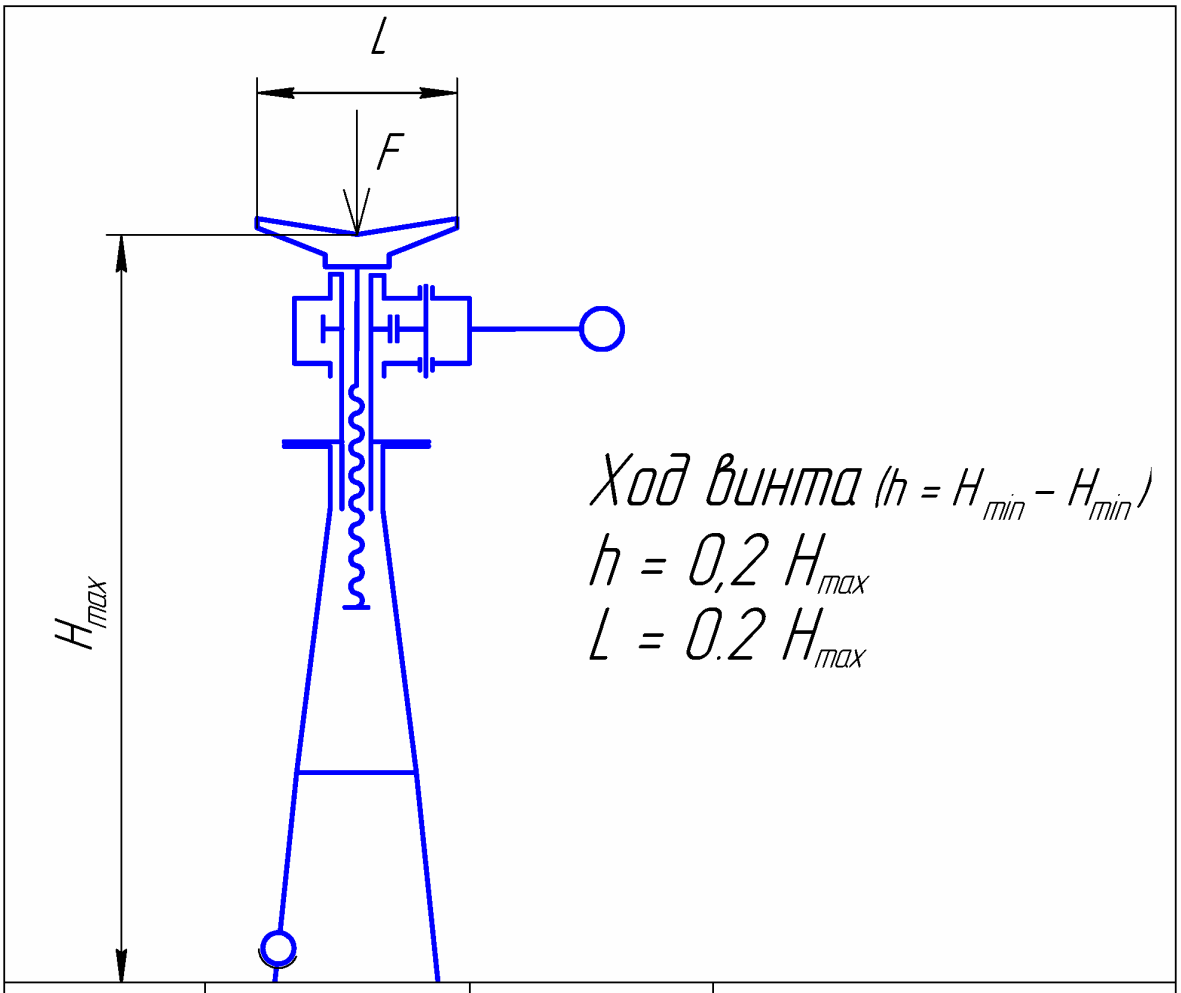
Домкрат самолётный с вращающейся гайкой



Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
1.01	9000	1500	ГОСТ 9150
1.02	9500	1500	ГОСТ 9150
1.03	10000	1600	ГОСТ 9150
1.04	10500	1600	ГОСТ 9484
1.05	11000	1700	ГОСТ 9484
1.06	12000	1700	ГОСТ 9484
1.07	14000	1800	ГОСТ 10177
1.08	16000	1800	ГОСТ 10177
1.09	18000	2000	ГОСТ 13535
1.10	20000	2000	ГОСТ 13535

Таблица. П.2

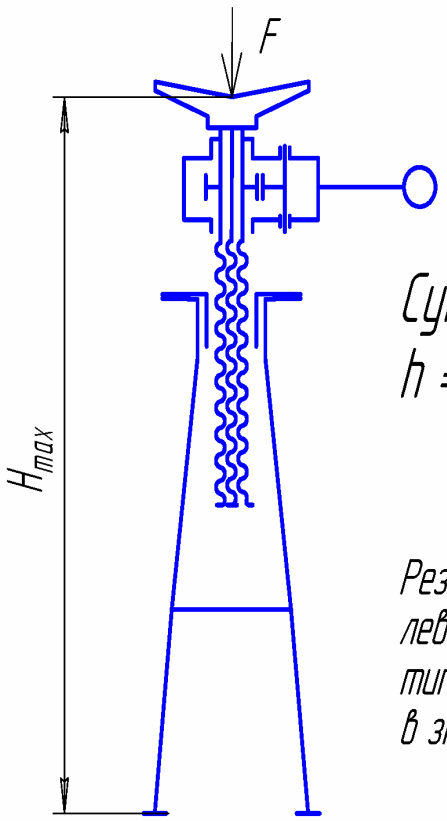
Домкрат самолётный с храповым механизмом



Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
2.01	9000	1500	ГОСТ 9150
2.02	10000	1500	ГОСТ 9150
2.03	10500	1600	ГОСТ 9150
2.04	11000	1600	ГОСТ 9484
2.05	12000	1700	ГОСТ 9484
2.06	12500	1700	ГОСТ 9484
2.07	15000	1800	ГОСТ 10177
2.08	17500	1800	ГОСТ 10177
2.09	20000	2000	ГОСТ 13535
2.10	22500	2000	ГОСТ 13535

Таблица П.3

Домкрат самолётный телескопический с храповым механизмом



Суммарный ход винтов ($h = H_{max} - H_{min}$)

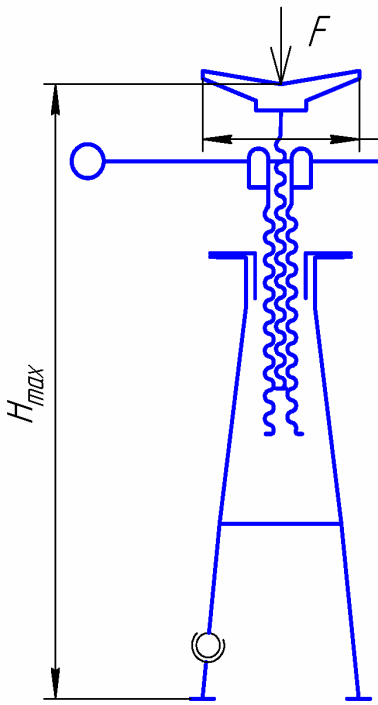
$h = 0{,}4\ H_{max}$

Резьбы винтов – правая и левая. В числителе указан тип резьбы внутреннего винта, в знаменателе – наружного

Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
3.01	9000	1400	ГОСТ 9150 / ГОСТ 9484
3.02	10000	1400	
3.03	11000	1500	ГОСТ 9484 / ГОСТ 9484
3.04	12000	1500	
3.05	12500	1600	ГОСТ 9484 / ГОСТ 10177
3.06	13000	1600	
3.07	14000	1700	
3.08	16000	1800	ГОСТ 10177 / ГОСТ 13535
3.09	18000	1700	
3.10	20000	1600	

Таблица П.4

Домкрат самолётный телескопический
без храпового механизма



Суммарный ход винтов ($h = H_{max} - H_{min}$)

$h = 0{,}4\ H_{max}$

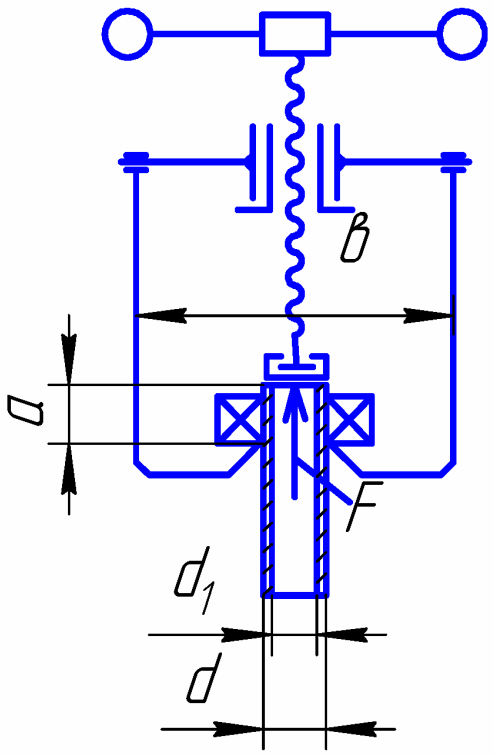
$L = 0{,}2\ H_{max}$

Резьбы винтов – правая и левая. В числителе указан тип резьбы внутреннего винта, в знаменателе – наружного

Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
04.01	9000	1200	ГОСТ 9150 / ГОСТ 9484
04.02	10000	1300	
04.03	11000	1400	ГОСТ 9484 / ГОСТ 9484
04.04	12000	1500	
04.05	12500	1600	ГОСТ 9484 / ГОСТ 10177
04.06	13000	1700	
04.07	15000	1800	
04.08	17000	1800	ГОСТ 10177 / ГОСТ 13535
04.09	18000	1500	
04.10	20000	1500	

Таблица П.5

Съемник подшипников с перемещающимся вдоль траверсы захватами



$a = 3d;\ d_1 = 0.8d$

Ход винта $h = 5d$

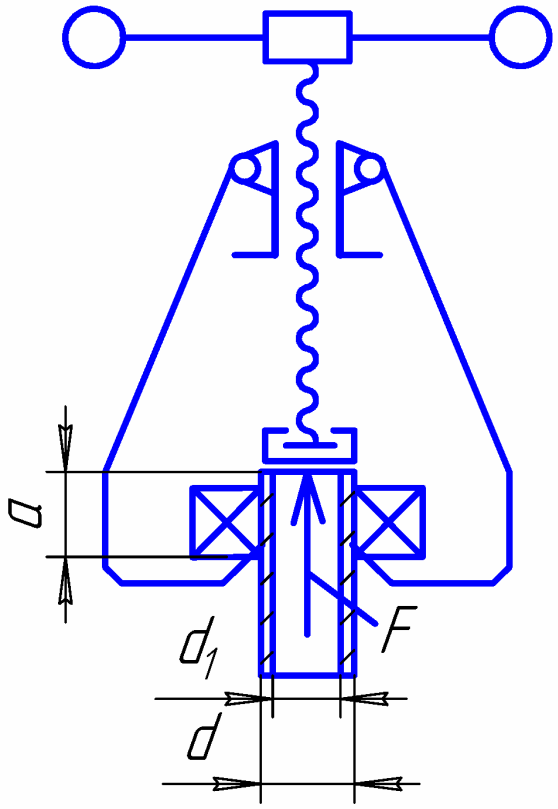
$b_{max} = 2d$

Число лап – 2

Вариант	F, Н	Обозначение подшипника	Тип резьбы
5.01	7500	7515	ГОСТ 9484
5.02	8000	7516	ГОСТ 9484
5.03	8500	7517	ГОСТ 9484
5.04	9000	7518	шариковая
5.05	10000	7519	шариковая
5.06	11000	7520	ГОСТ 10177
5.07	9000	7217	ГОСТ 10177
5.08	9500	7218	шарикоподшипниковая
5.09	10000	7219	шарикоподшипниковая
5.10	11000	7220	шарикоподшипниковая

Таблица П.6

Съемник подшипников с поворачивающимися захватами



$a = 3d;\ d_1 = 0.8d$

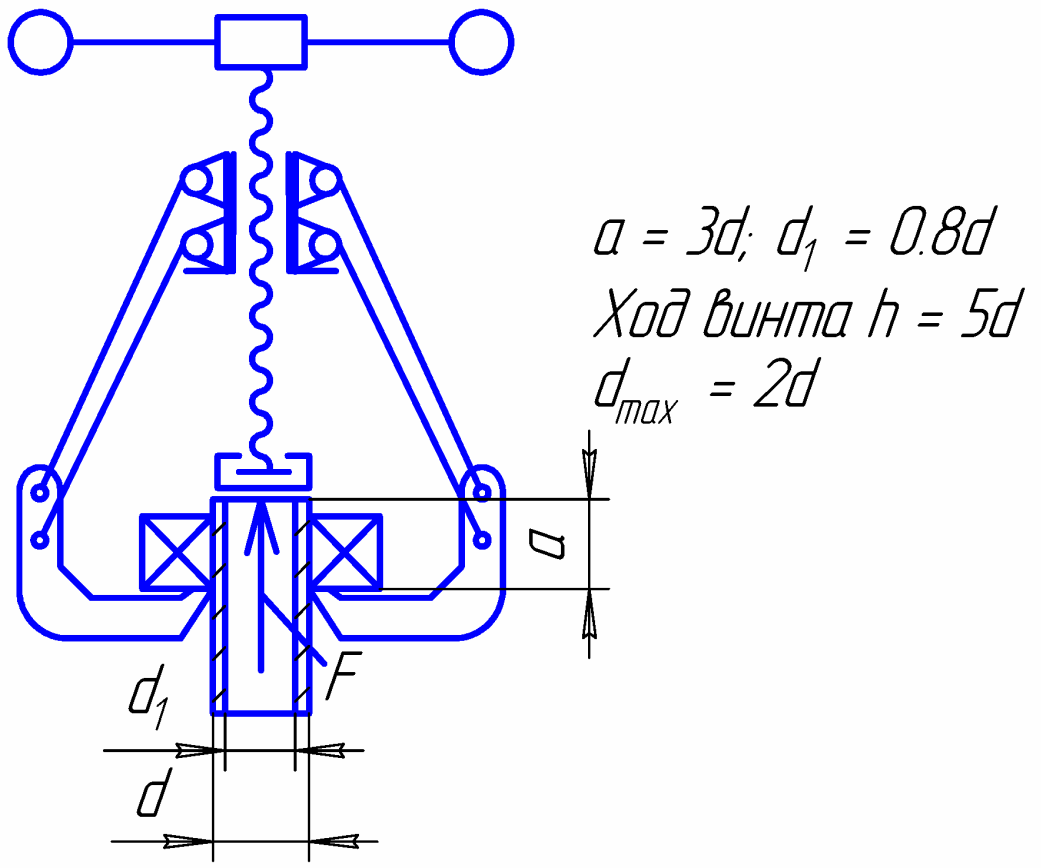
Ход винта $h = 5d$

Число лап – 2

Вариант	F, Н	Обозначение подшипника	Тип резьбы
6.01	6000	1212	ГОСТ 9484
6.02	7000	1214	ГОСТ 9484
6.03	8000	1216	шариковая
6.04	9000	1218	шарикоподшипниковая
6.05	10000	1220	ГОСТ 10177
6.06	4000	92608	ГОСТ 10177
6.07	5000	92610	ГОСТ 10177
6.08	6000	92612	шарикоподшипниковая
6.09	8000	2412	шарикоподшипниковая
6.10	10000	2415	шарикоподшипниковая

Таблица П.7

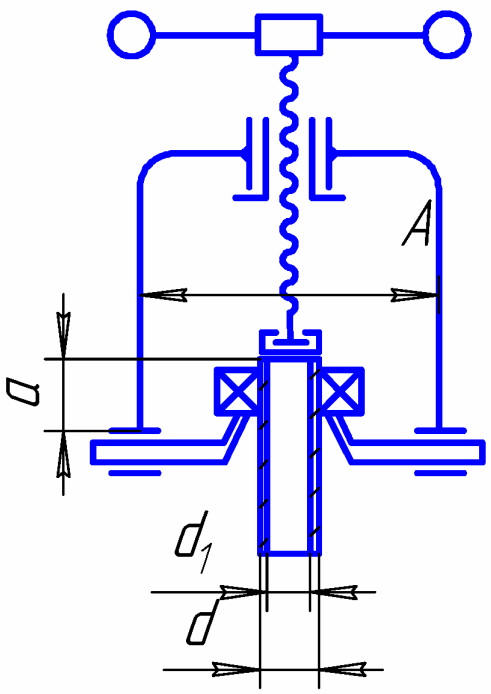
Съемник подшипников с многошарнирным захватом



Вариант	F, Н	Обозначение подшипника	Тип резьбы
7.01	4000	42208	ГОСТ 9484
7.02	5000	42210	ГОСТ 9484
7.03	6000	42212	шариковая
7.04	8000	42214	шариковая
7.05	10000	42216	шариковая
7.06	6000	46114	ГОСТ 10177
7.07	7500	46115	ГОСТ 10177
7.08	9000	46118	шарикоподшипниковая
7.09	10000	46120	шарикоподшипниковая
7.10	11000	46124	шарикоподшипниковая

Таблица П.8

Съемник подшипников с подвижными лапами захватов



$a = 3d;\ d_1 = 0.8d$

Ход винта $h = 5d$

$A = 3d$

Вал и кольца подшипника – стальные

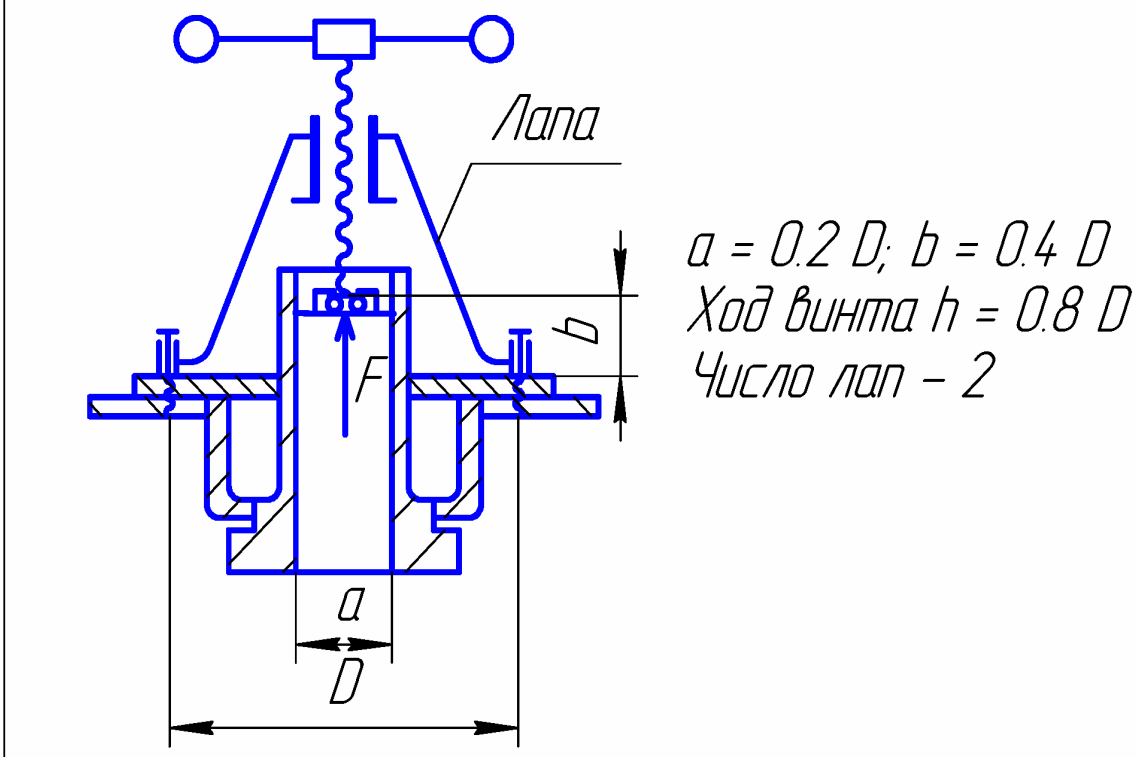
Класс точности подшипника – 0

Класс шероховатостей сопряженных поверхностей – Rz20

Вариант	Посадка	Обозначение подшипника	Тип резьбы
8.01	L0/js6	1208	ГОСТ 9484
8.02	L0/m6	1210	ГОСТ 9484
8.03	L0/k6	1212	шарикоподшипниковая
8.04	L0/js5	1214	шариковая
8.05	L0/k5	1216	шарикоподшипниковая
8.06	L0/n6	1308	ГОСТ 10177
8.07	L0/m6	1310	ГОСТ 10177
8.08	L0/k6	1312	шарикоподшипниковая
8.09	L0/js5	1314	шариковая
8.10	L0/m5	1316	шарикоподшипниковая

Таблица П.9

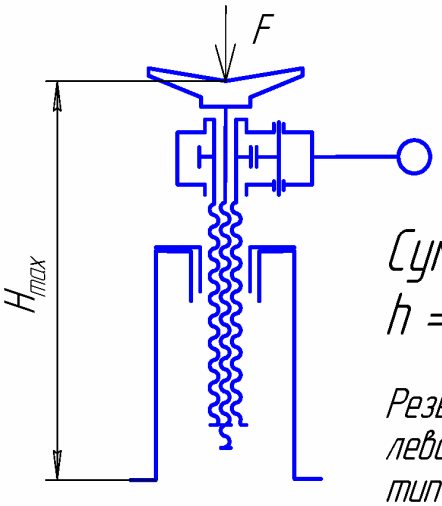
Съемник самолётный колёс шасси



Вариант	F, Н	D, мм	Тип резьбы	Болты лап
9.01	9000	260	ГОСТ 9484	М 8
9.02	10000	260	ГОСТ 9484	
9.03	11000	300	шариковая	
9.04	12500	300	шарикоподшипниковая	
9.05	15000	350	ГОСТ 9484	М 12
9.06	20000	350	шариковая	
9.07	25000	400	шарикоподшипниковая	
9.08	30000	400	ГОСТ 10177	М 16
9.09	35000	500	шариковая	
9.10	40000	500	шарикоподшипниковая	

Таблица П.10

Домкрат винтовой телескопический



Суммарный ход винтов ($h = H_{max} - H_{min}$)

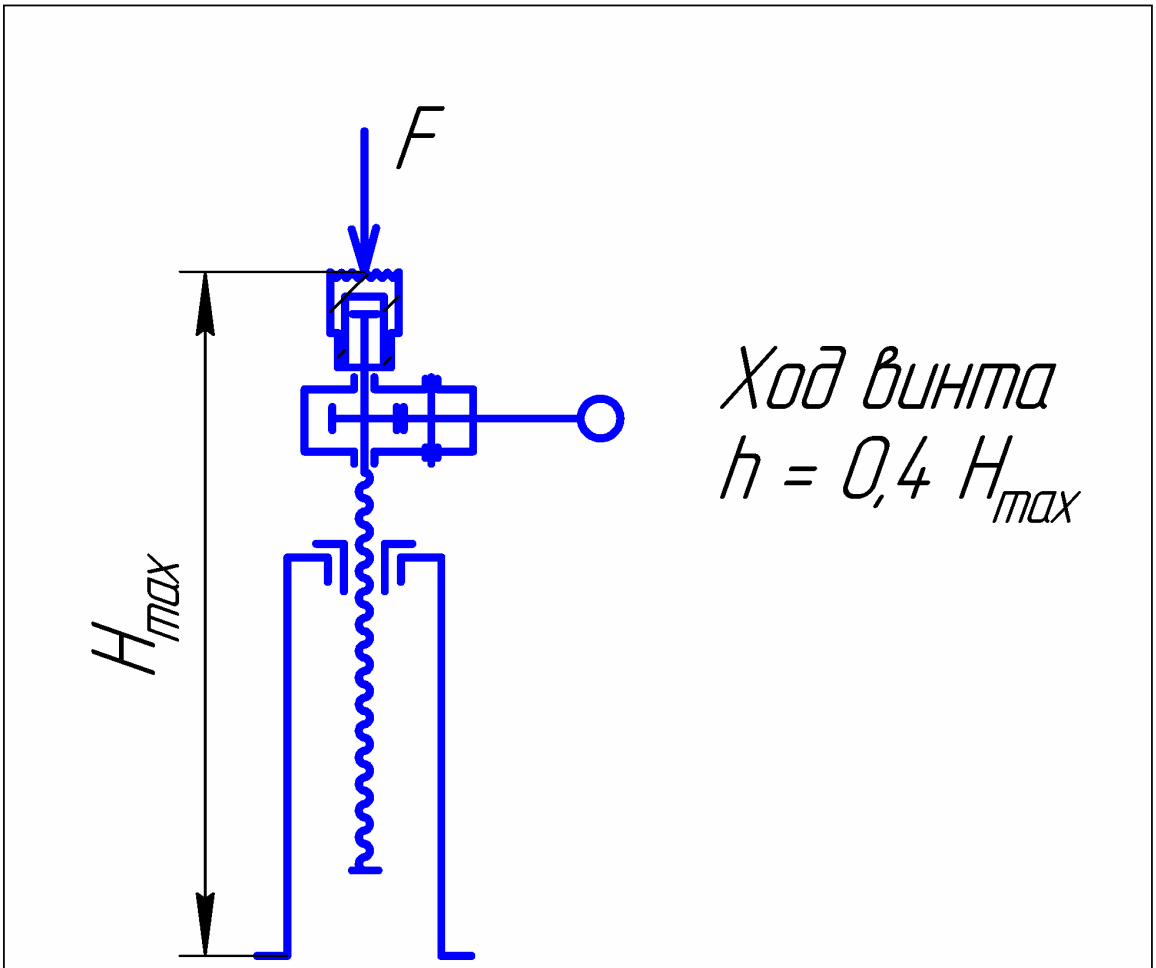
$h = 0,4\ H_{max}$

Резьбы винтов – правая и левая. В числителе указан тип резьбы внутреннего винта, в знаменателе – наружного

Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
10.01	9000	1400	ГОСТ 9150 ГОСТ 9484
10.02	10000	1400	
10.03	11000	1500	ГОСТ 9484 ГОСТ 9484
10.04	12000	1500	
10.05	12500	1600	ГОСТ 13535 ГОСТ 10177
10.06	13000	1600	
10.07	14000	1700	
10.08	16000	1800	ГОСТ 10177 ГОСТ 13535
10.09	18000	1700	
10.10	20000	1600	

Таблица П.11

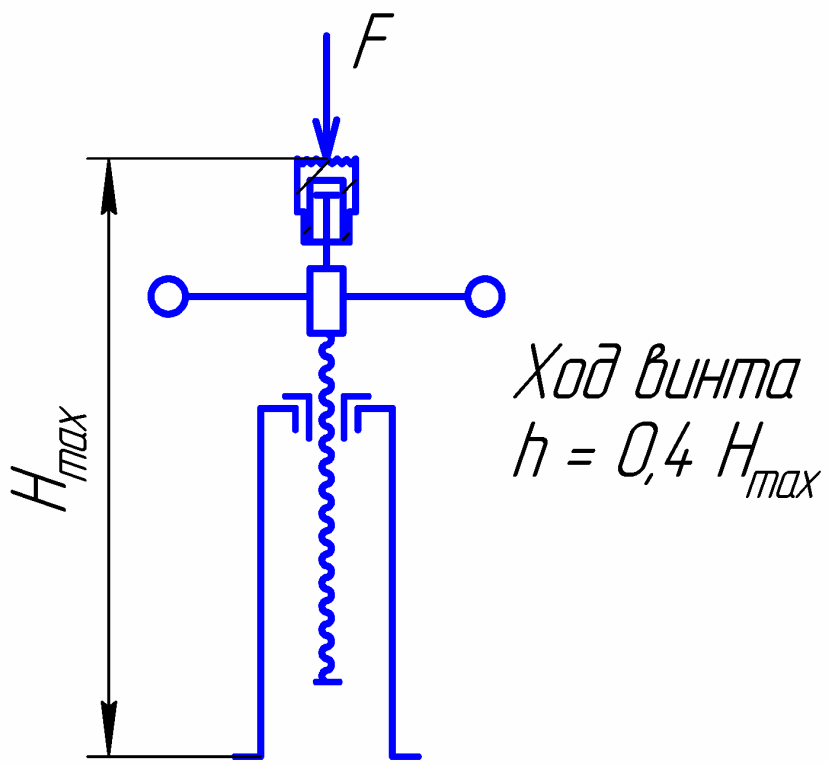
Домкрат винтовой с храповым механизмом



Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
11.01	10000	550	ГОСТ 9150
11.02	11000	600	ГОСТ 9150
11.03	12000	650	ГОСТ 9150
11.04	13000	700	ГОСТ 9484
11.05	14000	750	ГОСТ 9484
11.06	15000	800	ГОСТ 9484
11.07	17500	900	ГОСТ 10177
11.08	20000	1000	ГОСТ 10177
11.09	25000	1100	ГОСТ 13535
11.10	30000	1200	ГОСТ 13535

Таблица П.12

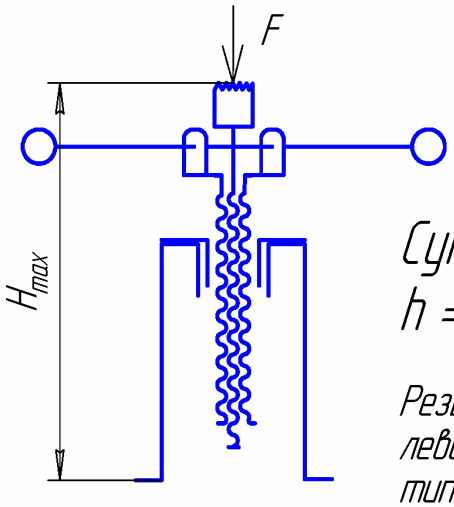
Домкрат винтовой без храпового механизма



Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
12.01	10000	500	ГОСТ 9150
12.02	11000	500	ГОСТ 9150
12.03	12000	600	ГОСТ 9150
12.04	13000	600	ГОСТ 9484
12.05	14000	700	ГОСТ 9484
12.06	15000	700	ГОСТ 9484
12.07	17500	700	ГОСТ 10177
12.08	20000	800	ГОСТ 10177
12.09	25000	900	ГОСТ 13535
12.10	30000	1000	ГОСТ 13535

Таблица П.13

Домкрат винтовой телескопический
без храпового механизма



Суммарный ход винтов ($h = H_{max} - H_{min}$)

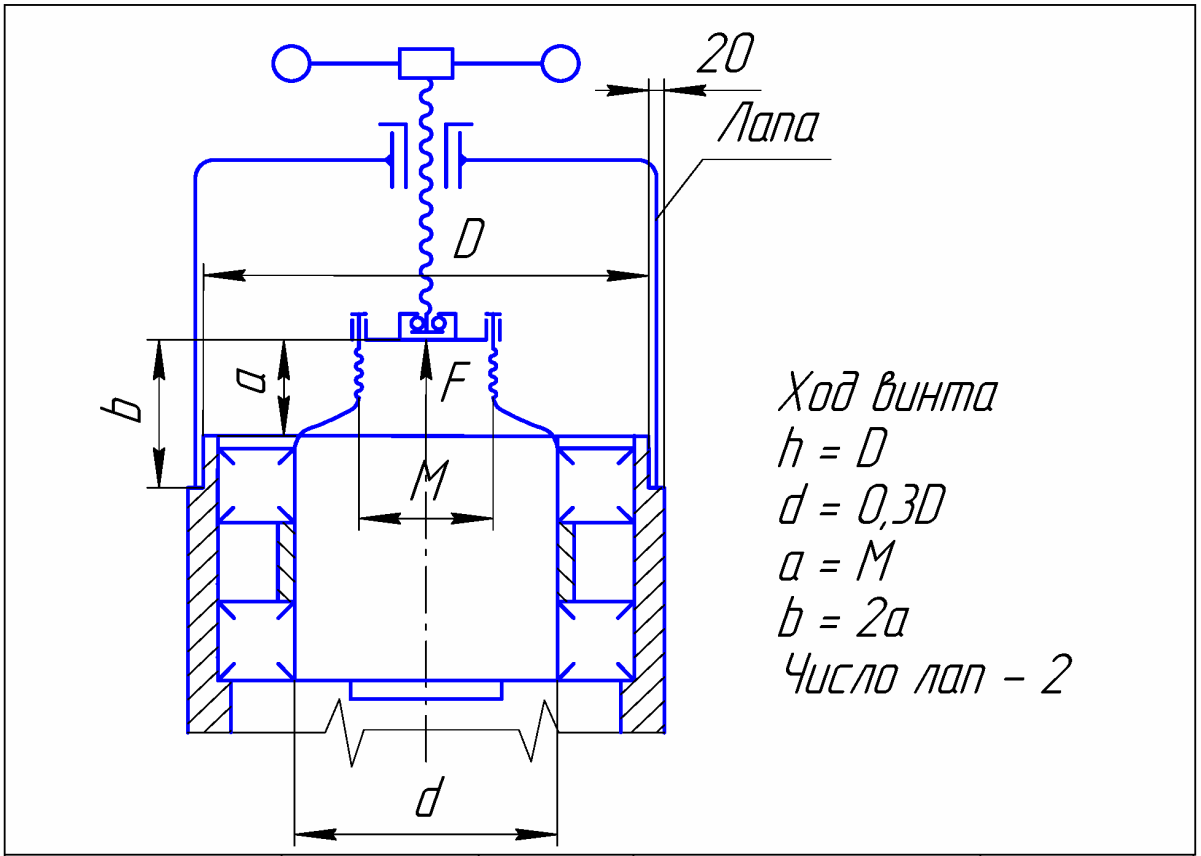
$h = 0{,}4\ H_{max}$

Резьбы винтов – правая и левая. В числителе указан тип резьбы внутреннего винта, в знаменателе – наружного

Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
13.01	1000	500	ГОСТ 9150 / ГОСТ 9484
13.02	11000	600	
13.03	12000	700	ГОСТ 9484 / ГОСТ 9484
13.04	13000	700	
13.05	15000	800	ГОСТ 13535 / ГОСТ 10177
13.06	18000	800	
13.07	21000	900	
13.08	24000	900	ГОСТ 10177 / ГОСТ 13535
13.09	27000	1000	
13.10	30000	1000	

Таблица П.14

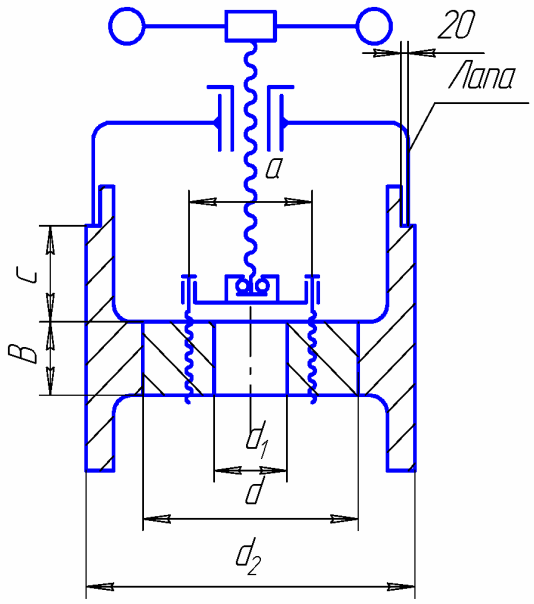
Съемник колёс самолётный



Вариант	F, Н	D, мм	Тип резьбы	Резьба захвата
14.01	9000	500	ГОСТ 9484	М42х1,5
14.02	10000	600	ГОСТ 9484	
14.03	11000	700	ГОСТ 9484	
14.04	12000	700	шариковая	
14.05	12500	800	ГОСТ 10177	М60х1,5
14.06	15000	800	шарико-подшипниковая	
14.07	17500	900	шариковая	
14.08	20000	900	шарико-подшипниковая	М76х1,5
14.09	22500	1000	ГОСТ 10177	
14.10	25000	1000	шарико-подшипниковая	

Таблица П.15

Съемник колёс самолётный

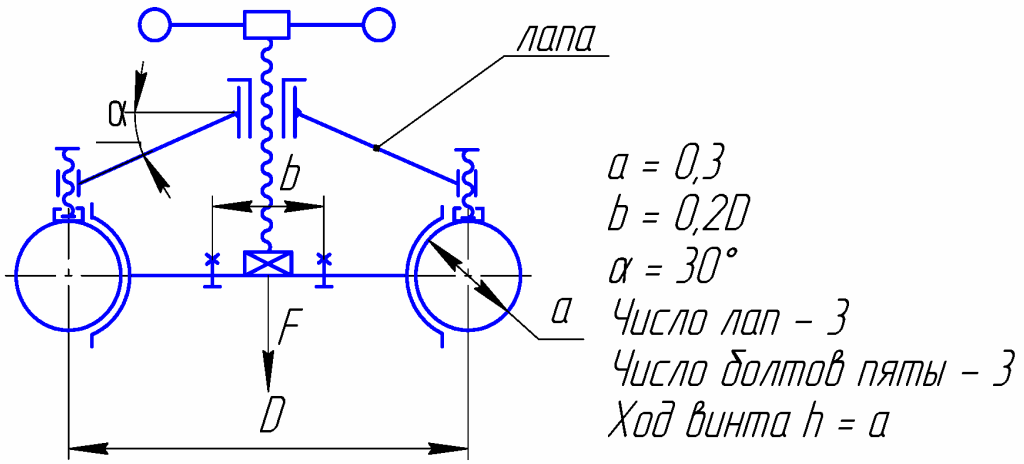


Ход винта
$h = 0.5d$; $c = 0.3d$
$d_1 = 0.4d$; $d_2 = 1.1d$
$a = 0.5d$; $B = 0.1d$
Число лап – 2
Число болтов пяты – 3
Сопряженные детали чугунные
Посадка задана в системе отверстия

Вариант	Посадка	d, мм	Тип резьбы	Болты пяты
15.01	H7/n6	150	ГОСТ 9484	M 8
15.02	H7/m6	140	ГОСТ 9484	
15.03	H7/k6	130	шариковая	
15.04	H7/js5	120	шарикоподшипниковая	
15.05	H7/n6	110	ГОСТ 10177	M 10
15.06	H7/m6	100	ГОСТ 10177	
15.07	H7/k6	110	шариковая	
15.08	H7/js5	120	шарикоподшипниковая	M 12
15.09	H7/k7	130	ГОСТ 13535	
15.10	H7/k6	140	ГОСТ 13535	

Таблица П.16

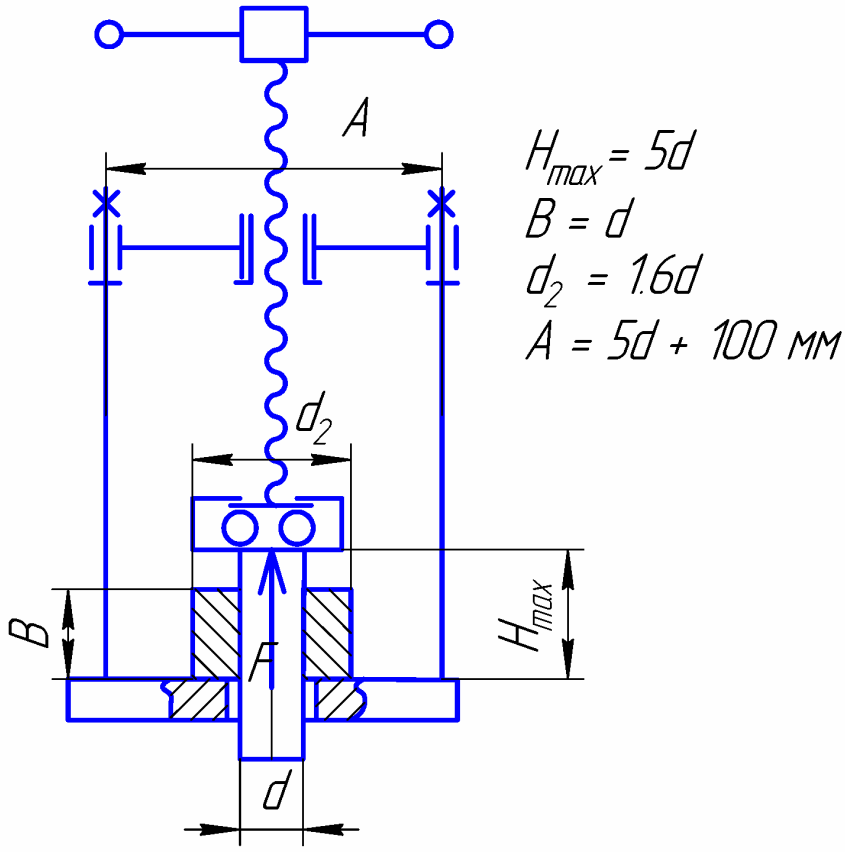
Съемник шин самолётный



Вариант	F, Н	D, мм	Тип резьбы
16.01	7500	600	ГОСТ 9484
16.02	9000	800	ГОСТ 9484
16.03	10000	900	ГОСТ 9484
16.04	12000	1000	шариковая
16.05	14000	1100	шарикоподшипниковая
16.06	16000	1200	ГОСТ 10177
16.07	18000	1250	ГОСТ 10177
16.08	20000	1300	шариковая
16.09	25000	1350	шарикоподшипниковая
16.10	30000	1400	шарикоподшипниковая

Таблица П.17

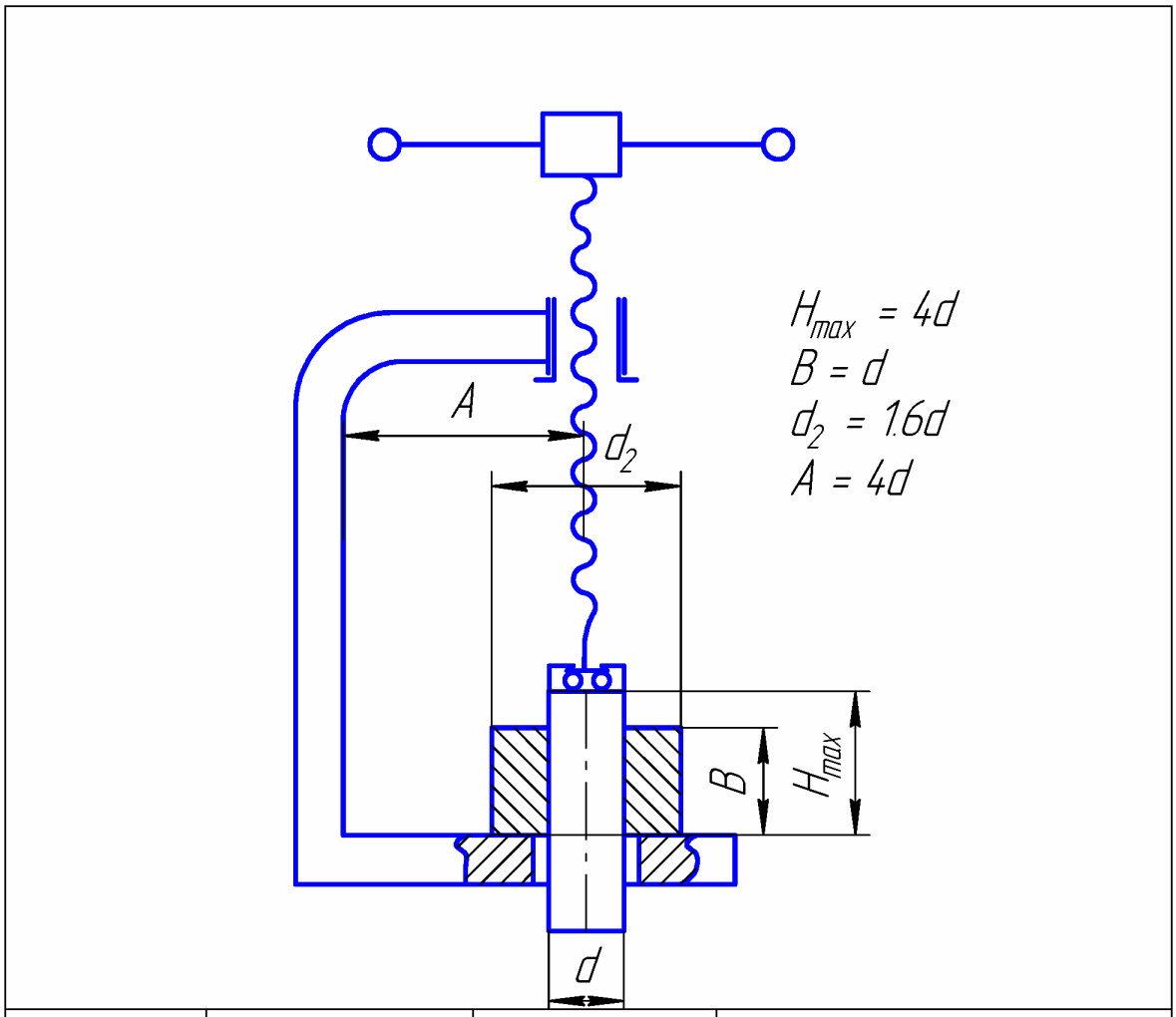
Пресс монтажный двухсторонний



Вариант	F, Н	d, мм	Тип резьбы
17.01	6000	45	ГОСТ 9484
17.02	7000	55	ГОСТ 9484
17.03	7500	60	ГОСТ 9484
17.04	8000	65	ГОСТ 9484
17.05	8500	70	шариковая
17.06	9000	75	шарикоподшипниковая
17.07	9500	80	ГОСТ 9484
17.08	1000	85	ГОСТ 10177
17.09	1100	90	шариковая
17.10	1200	100	шарикоподшипниковая

Таблица П.18

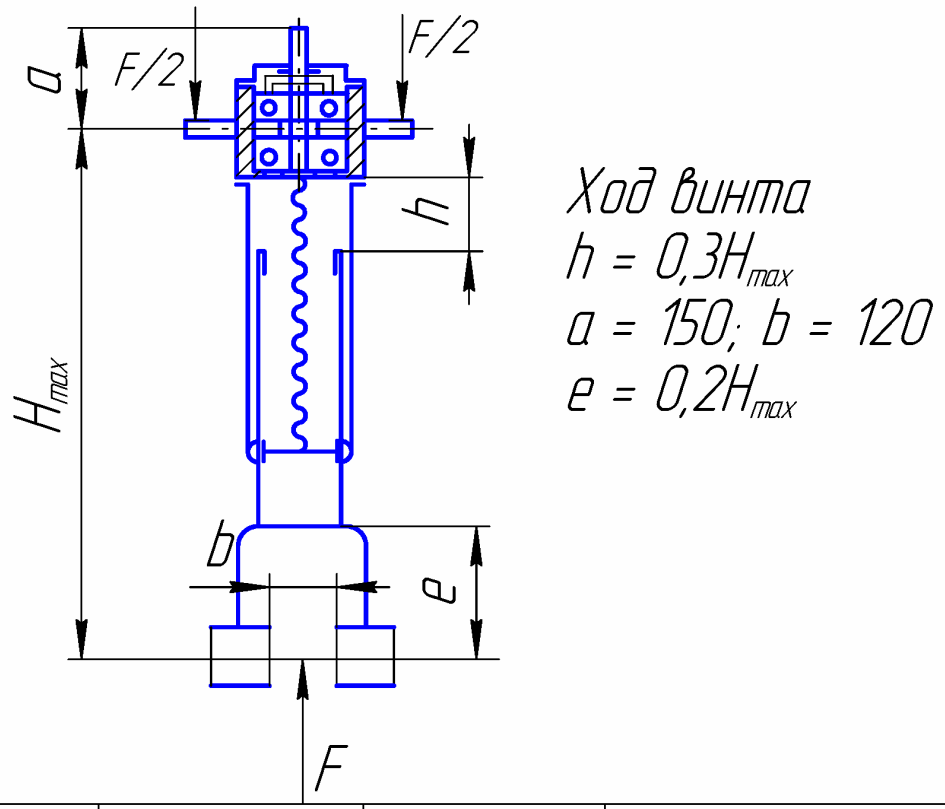
Пресс монтажный односторонний



Вариант	F, Н	d, мм	Тип резьбы
18.01	7000	40	ГОСТ 9484
18.02	7500	50	ГОСТ 9484
18.03	8000	55	ГОСТ 9484
18.04	9000	60	ГОСТ 9484
18.05	10000	65	ГОСТ 10177
18.06	11000	70	ГОСТ 10177
18.07	12000	75	ГОСТ 10177
18.08	11000	70	ГОСТ 13535
18.09	10000	60	ГОСТ 13535
18.10	9000	50	ГОСТ 13535

Таблица П.19

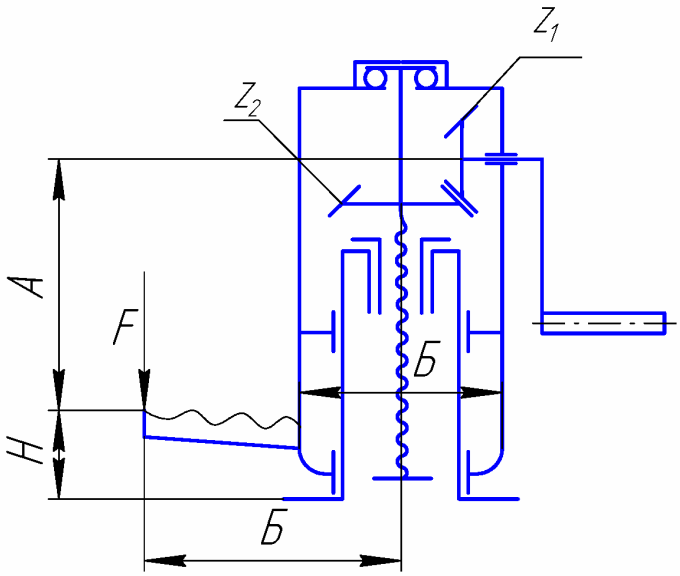
Подъёмник шасси



Вариант	F, Н	H_{max}, мм	Тип резьбы
19.01	10000	800	ГОСТ 9484
19.02	12000	850	ГОСТ 9484
19.03	14000	900	ГОСТ 9484
19.04	16000	950	ГОСТ 9484
19.05	18000	1000	ГОСТ 10177
19.06	20000	1200	ГОСТ 10177
19.07	22000	1400	ГОСТ 10177
19.08	24000	1600	ГОСТ 13535
19.09	26000	1800	ГОСТ 13535
19.10	28000	2000	ГОСТ 13535

Таблица П.20

Домкрат винтовой с конической зубчатой передачей

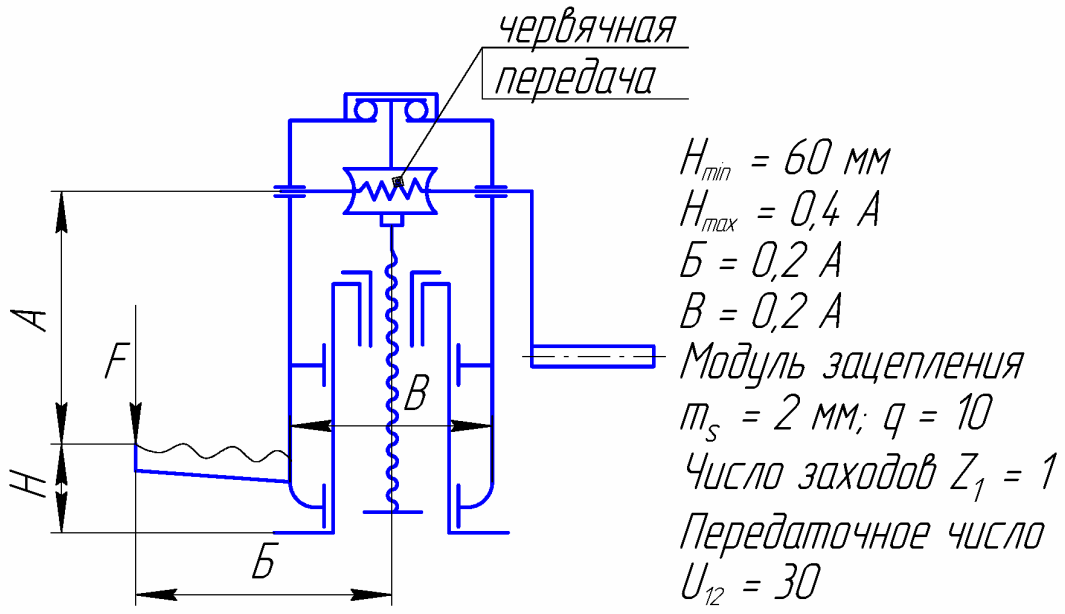


H_{min} = 80 мм
H_{max} = 0,4 А
Б = 0,2 А
В = 0,2 А
Модуль зацепления
m = 2 мм
Передаточное число
U_{12} = 3

Вариант	F, Н	А, мм	Тип резьбы
20.01	8000	800	ГОСТ 9484
20.02	8500	850	ГОСТ 9484
20.03	9000	850	ГОСТ 9484
20.04	9500	900	ГОСТ 9484
20.05	10000	900	ГОСТ 10177
20.06	10500	950	ГОСТ 10177
20.07	11000	950	ГОСТ 10177
20.08	12000	1000	ГОСТ 13535
20.09	13000	1000	ГОСТ 13535
20.10	14000	1100	ГОСТ 13535

Таблица П.21

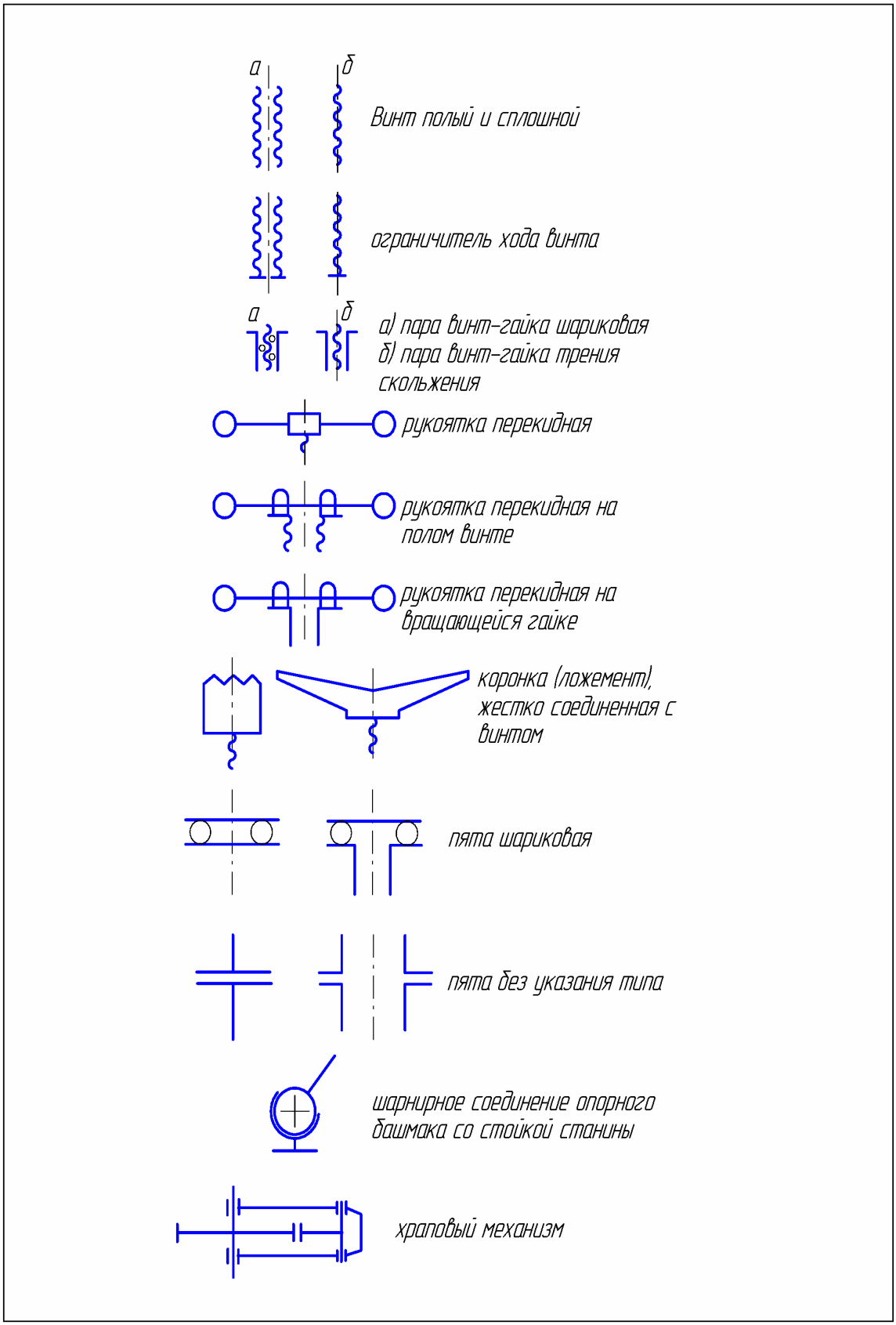
Домкрат винтовой с червячной передачей



Вариант	F, Н	А, мм	Тип резьбы
21.01	8000	850	ГОСТ 9484
21.02	8500	850	ГОСТ 9484
21.03	9000	850	ГОСТ 9484
21.04	9500	900	ГОСТ 9484
21.05	10000	900	ГОСТ 10177
21.06	10500	900	ГОСТ 10177
21.07	12500	950	ГОСТ 10177
21.08	15000	950	ГОСТ 13535
21.09	17500	1000	ГОСТ 13535
21.10	20000	1100	ГОСТ 13535

Таблица П.22

Условные обозначения



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Боков В.И., Чернышевский Д.В., Будько П.П. Детали машин: Атлас конструкторский. – М.: Машиностроение, 1983. – 115 с.

2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. – М.: Машиностроение, 1979.

3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. – М.: Машиностроение, 1973. – 254 с.

4. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1976. – 399 с.

5. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 588 с.

6. Проектирование механических передач / Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С., Боков К.Н., Ицкович Г.М., Чернилевский Д.В. – М.: Машиностроение, 1984. – 559 с.

7. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.