

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
НОВГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЯРОСЛАВА МУДРОГО

А. Ю. Кузькин

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
СИЛОВЫХ УСТРОЙСТВ
С ПЕРЕДАЧЕЙ ВИНТ-ГАЙКА**

*Методические указания
и задания к расчетно-графической работе*

ВЕЛИКИЙ НОВГОРОД

2011

УДК 621.81(075.8)
К89

Печатается по решению
РИС НовГУ

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор **И. П. Тимофеев**
кандидат технических наук, доцент **А. Г. Митюков**

Кузькин, А. Ю.

К89 Расчет и проектирование силовых устройств с передачей винт-гайка: метод. указания и задания к расчетно-графической работе / А. Ю. Кузькин; НовГУ им. Ярослава Мудрого. – Великий Новгород, 2011. – 39 с.

Указаны цель и задачи расчетно-графической работы, последовательность ее выполнения, индивидуальные задания. Изложена методика расчета и проектирования передачи винт-гайка в силовых устройствах.

Методические указания предназначены для студентов всех форм обучения по направлению 650800 «Теплоэнергетика» специальности 140104 «Промышленная теплоэнергетика».

УДК 621.81(075.8)

© Новгородский государственный
университет, 2011
© А. Ю. Кузькин, 2011

Содержание

Введение	4
1. Требования к оформлению и содержанию	5
2. Последовательность выполнения	5
3. Общие сведения о передаче	5
4. Критерии работоспособности передачи	6
5. Проектный расчет передачи из условия износостойкости	6
6. Проверка обеспечения условия самоторможения в резьбе	8
7. Проверка прочности винта	9
8. Проверка винта на устойчивость	12
9. Расчет гайки на прочность	14
10. Расчет рукоятки и маховика	15
11. Оформление работы	16
12. Пример расчета передачи винт-гайка	16
Литература.....	20
Приложение 1	21
Приложение 2	25

Введение

Целью работы является закрепление на практике знаний, полученных на теоретических занятиях, и приобретение навыков и умений в области конструирования деталей машин.

При выполнении этой работы студенты впервые сталкиваются на практике с процессом конструирования, учатся анализировать процесс работы механизма, понимать взаимодействие его частей. Представляя себе как конструкцию механизма в целом, так и силовое взаимодействие отдельных деталей, студент учится переходить от реального механизма к его расчетной схеме. При этом он приобретает навыки выполнения проектных и проверочных расчетов по различным критериям работоспособности, навыки использования справочной литературы и оформления конструкторской документации.

Знания, полученные при выполнении расчетно-графической работы, способствуют успешному решению студентами различных инженерно-технических задач.

1. Требования к оформлению и содержанию

Расчетно-графическая работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка включает в себя титульный лист, задание на выполнение работы с изображением структурной схемы устройства, оглавление, введение, текстовую часть и список использованных источников.

Текст пояснительной записки содержит расчеты основных элементов устройства: грузового винта, гайки, рукоятки, корпуса и др.

Все технические решения и расчеты должны быть обоснованы соответствующими расчетными схемами.

Графическая часть работы включает:

1. Сборочный чертеж винтового устройства (формат А2).
2. Спецификация к сборочному чертежу (формат А4).

Сборочный чертеж устройства рекомендуется выполнять вручную, то есть без применения компьютерных средств проектирования.

Пояснительная записка и графическая часть работы должны быть оформлены в соответствии с требованиями ЕСКД и требованиями НовГУ к оформлению курсовых проектов и расчетно-графических работ.

2. Последовательность выполнения

Последовательность выполнения расчетно-графической работы следующая:

- детальное ознакомление по справочникам конструктора, атласам деталей машин с устройствами механизмов, подобных тем, которые предстоит проектировать. Процесс ознакомления включает изучение принципа работы как устройства всей конструкции, так и ее отдельных деталей;
- на основании анализа рассмотренных конструкций решается вопрос об устройстве проектируемого механизма и выполняется его эскиз, на котором проставляются буквенные обозначения всех размеров, подлежащих определению в процессе конструирования;
- выполняются проектные и проверочные расчеты передачи винт-гайка, основанные на критериях ее работоспособности;
- разрабатывается сборочный чертеж изделия с выполнением по мере необходимости проектных и проверочных расчетов различных деталей и их элементов. Любые расчеты сопровождаются составлением необходимых расчетных схем и эскизов;
- по сборочному чертежу составляется спецификация изделия;
- оформляется пояснительная записка.

3. Общие сведения о передаче

Передача винт-гайка, благодаря своим замечательным свойствам – малым габаритам и весу, простоте конструкции и изготовления, большому выигрышу в силе, надежности в работе – нашла применение в различных типах машин и

устройств. Примерами могут служить винтовые прессы, домкраты, съемники, стяжки, струбцины, устройства, где необходимо преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот, а также запорные устройства в тепло-технической аппаратуре. Недостатком передачи является низкий КПД.

В силовых передачах винт-гайка при одностороннем нагружении винта применяется упорная резьба (табл. 1 прил. 1), а при реверсивном, двустороннем нагружении – трапецидальная (табл. 2 прил. 1). Эти резьбы имеют больший КПД, чем метрическая резьба.

Метрическую резьбу (табл. 3 прил. 1) применяют для передач, у которых КПД не имеет существенного значения, а также для особо точных передач приборов.

Параметры всех названных резьб стандартизованы.

Кроме этого при единичном или мелкосерийном производстве в передаче винт-гайка может применяться резьба с прямоугольным профилем. Ее параметры не стандартизованы.

Винт и гайка прежде всего должны отвечать критериям прочности и износостойкости. Для понижения потерь на трение и улучшения прирабатываемости сочетание материалов винта и гайки образует антифрикционную пару. Винты, не подвергаемые термообработке, рекомендуются выполнять из сталей Ст4, Ст5, 40, 45, 50, а винты закаленные – из сталей 65Г, 40Х и др. Для изготовления гаек при малых скоростях скольжения в передаче применяют без- или малооловянистые бронзы, а также антифрикционные чугуны. При больших скоростях скольжения – оловянистые бронзы.

4. Критерии работоспособности передачи

Критерии работоспособности передачи следующие:

1. Износ (главная причина выхода из строя).
2. Выполнение условия самоторможения в резьбе.
3. Прочность тела винта и гайки.
4. Устойчивости винта (для длинных винтов, работающих на сжатие).

В связи с этим порядок расчета передачи следующий:

1. Из условия износостойкости определяют параметры резьбы передачи.
2. Для выбранной резьбы проверяют выполнение условия самоторможения.
3. Проверяют прочность тела винта и гайки.
4. Для длинных винтов, работающих на сжатие, проводят проверку на устойчивость.

5. Проектный расчет передачи из условия износостойкости

Условие обеспечения достаточной износостойкости записывается в виде

$$q \leq [q], \quad (1)$$

где q – давление (напряжение смятия) на рабочей поверхности витков резьбы (рис. 1);

$[q]$ – допускаемое давление на рабочей поверхности витков резьбы (табл. 1).

Таблица 1

Значения допускаемого давления $[q]$ в резьбе передачи винт-гайка

Материалы винта и гайки	$[q]$, МПа
Сталь закаленная – бронза оловянистая	10...13
Сталь незакаленная – бронза оловянистая	8...10
Сталь закаленная – бронза безоловянистая или антифрикционный чугун	7...9
Сталь незакаленная – бронза безоловянистая или антифрикционный чугун	6...7
Сталь незакаленная – серый чугун	4...5
Сталь – сталь	14...16

Если пренебречь углом наклона рабочей стороны резьбы и предположить, что давление распределяется равномерно по виткам, предельное условие износостойкости резьбы запишется следующим образом:

$$q = \frac{F}{\pi \cdot z \cdot H_1 \cdot d_2} \leq [q], \quad (2)$$

где F – осевая сила, действующая на передачу, Н;

z – число витков резьбы гайки;

H_1 – рабочая высота профиля резьбы, мм;

d_2 – средний диаметр резьбы, мм.

Три параметра в знаменателе этого выражения, а именно: z , H_1 и d_2 – являются неизвестными. Они находятся следующим образом. Задаются:

- коэффициентом высоты гайки – $\psi_H = H_f/d_2$, где H_f – высота гайки;
- коэффициентом высоты резьбы $\xi_{H_1} = H_1/P$, где P – шаг резьбы.

Число витков резьбы выражают через высоту гайки и шаг резьбы $z = H_f/P$.

Подставляя полученные уравнения в (2), находят зависимость для среднего диаметра резьбы:

$$d_2' \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \xi_{H_1} \cdot \psi_H \cdot [q]}}. \quad (3)$$

Значения коэффициента высоты резьбы ξ_{H_1} приведены в табл. 2.

Коэффициент высоты гайки для неразъемных гаек принимают $\psi_H = 1,2...2,5$, для разъемных – $\psi_H = 2,5...3,5$, большие значения – для резьб меньшего диаметра.

Таблица 2

Значения коэффициента высоты резьбы и угла наклона рабочей стороны профиля резьбы

Тип резьбы	Коэффициент высоты резьбы ξ_{H_1}	Угол наклона рабочей поверхности резьбы α , градусы
Упорная	0,75	3
Трапецидальная	0,5	15
Метрическая	0,54	30

Полученное при расчете значение d'_2 округляют до стандартного для соответствующего типа резьбы по табл. 1 прил. 1, табл. 2 прил. 1, табл. 3 прил. 1. По этим же таблицам находят остальные параметры принятой резьбы.

Определяют высоту гайки:

$$H_{\Gamma} = \psi_H \cdot d_2 \quad (4)$$

и округляют полученную величину до значения по ряду Ra40 (табл. 5 прил. 1).

Определяют число витков резьбы на гайке и проверяют условие

$$z = \frac{H_{\Gamma}}{P} \leq [z], \quad (5)$$

где $[z] = 10 \dots 12$ — предельно допустимое число витков, обусловленное неравномерностью распределения нагрузки по виткам гайки.

Если условие $z \leq [z]$ не выполняется, пересматривают ранее принятые основные параметры резьбовой пары с целью выполнения названного условия.

6. Проверка обеспечения условия самоторможения в резьбе

Проверка выполнения условия самоторможения в резьбе сводится к проверке выполнения неравенства:

$$\rho' > \gamma, \quad (6)$$

где ρ' — приведенный угол трения в резьбе.

$$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}, \quad (7)$$

где α — угол наклона рабочей поверхности резьбы (табл. 2);

f — коэффициент трения в резьбе (табл. 3);

γ — угол подъема винтовой линии по среднему диаметру.

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi d_2}. \quad (8)$$

Таблица 3

Значения коэффициента трения в элементах проектируемого механизма

Материалы пары трения	Значение коэффициента трения		
	Винтовая пара	Плоская пара	Упорный шарикоподшипник
Сталь — бронза	0,15...0,17	0,20...0,22	0,01
Сталь — чугун	0,17...0,20	0,22...0,25	
Сталь — сталь	0,20...0,25	0,30...0,35	

7. Проверка прочности винта

Принятые размеры винта должны обеспечивать его прочность и устойчивость (при действии сжимающего осевого усилия). При ручном приводе, когда число циклов перемен напряжений за весь срок службы не велико, можно ограничиться проверкой статической прочности винта. Схема нагружения винта и гайки показана на рис. 1.

Проверка прочности винта начинается с составления расчетной схемы и построения эпюр осевых сил и крутящих моментов, действующих в поперечных сечениях винта.

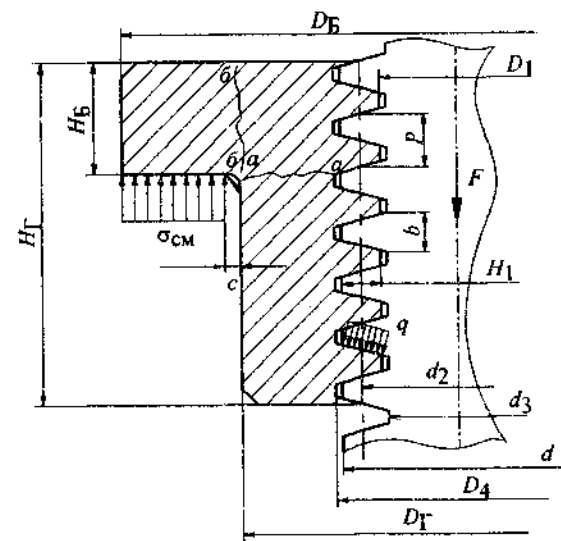


Рис. 1. Схема нагружения винта и гайки

Стержень винта нагружен осевой силой и вращающим моментом. На рис. 2 для примера показаны расчетные схемы и эпюры распределения внутренних усилий по поперечным сечениям винта для домкрата и пресса. Там же отмечены опасные сечения винтов (сечение А—А).

Кроме внешней осевой силы F , указанной в задании, и вращающего момента, создаваемого рабочим, на винт действуют моменты трения в резьбе и на его рабочих торцах.

Момент трения в резьбе:

$$T_P = F \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho'). \quad (9)$$

Момент трения на торце винта зависит от конструкции торцевой опоры и находится по формулам, представленным в табл. 4.

Условие прочности винта с использованием четвертой теории прочности имеет вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_p], \quad (10)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, $[\sigma_p] = \sigma_T/3$.

Предел текучести материала винта σ_T принимают по табл. 5.

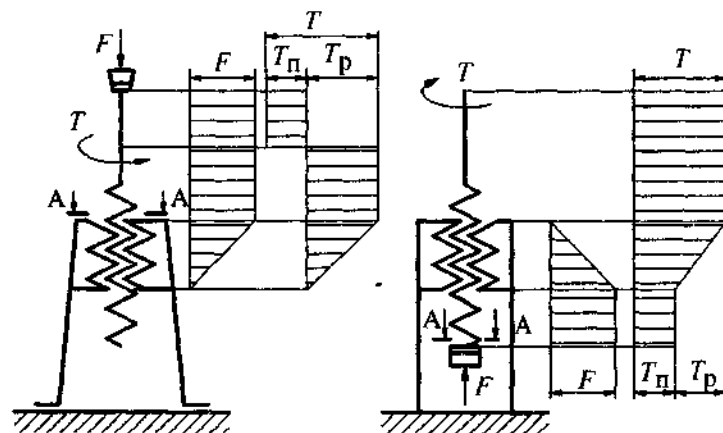


Рис. 2. Расчетные схемы и опоры продольных сил и крутящих моментов для винтов домкрата и пресса

Таблица 4

Формулы для определения момента трения на торце винта в зависимости от конструкции опоры

На кольцевой пята	На сплошной пята	В упорном шарикоподшипнике
$T_{\Pi} = \frac{1}{3} F \cdot f \cdot \frac{D_1^3 + D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}$	$T_{\Pi} = \frac{1}{3} F \cdot f_{\Pi} \cdot d_n$	$T_{\Pi} = \frac{1}{2} F \cdot f_{\Pi} \cdot d$

Нормальное σ и касательное τ напряжения определяются с учетом диаметра винта в опасном сечении, диаметр $d_{оп}$ которого принимается равным для винта домкрата и винта пресса без канавки $d_{оп} = d_{\Pi}$ (рис. 3 и 4); для винта пресса с канавкой $d_{оп} = d_0 = d_3 - 5 \text{ мм}$ (рис. 3), где d_3 – внутренний диаметр резьбы винта. Размеры пяты принимаются конструктивно.

Если чашка домкрата выполнена по рис. 4а, то $D_4 = 1,8d$ и $D_{\Pi} = 0,6d$, а если по рис. 4б, то $d_{оп} = d_0$; для винта пресса (рис. 3) $d_{\Pi} = d_3$. Размеры упорного шарикоподшипника принимают по ГОСТ 6874–89 с учетом его статической грузоподъемности C_0 . При этом должно соблюдаться условие

$$C_0 \geq F. \quad (11)$$

Таблица 5

Материалы и их механические свойства

Материал	Термообработка или состояние	Предел текучести σ_T , МПа	Предел прочности σ_B , МПа	Модуль упругости E , МПа	Твердость, не менее
АЛ 4	Отливка в песчаную форму	100	150	$0,75 \cdot 10^5$	50 НВ
СЧ 15	–	–	320	$1 \cdot 10^5$	165 НВ
СЧ 18	–	–	360		170 НВ
СЧ 28	–	–	480		170 НВ
ЛАЖМЦ	Отливка в песчаную форму	240	650	$0,9 \cdot 10^5$	160 НВ
Бр ОЦС		90	165	$0,75 \cdot 10^5$	70 НВ
Бр А9ЖЗЛ		200	400	$0,9 \cdot 10^5$	100 НВ
Бр О10Ф1		140	220	$1,1 \cdot 10^5$	80 НВ
Сталь 35Л	Нормализация	280	500	$2,1 \cdot 10^5$	–
Сталь 50Л		340	580		–
Сталь Ст3	Горячекатаная	220	380		–
Сталь Ст6		300	600		–
Сталь 35		320	540		207 НВ
Сталь 45	Улучшенная	360	610		220 НВ
Сталь 45		650	890		270 НВ
Сталь 45		800	1000		45 HRC
Сталь 40Х		750	900		270 НВ
Сталь 40Х	Закаленная	1300	1500		45 HRC

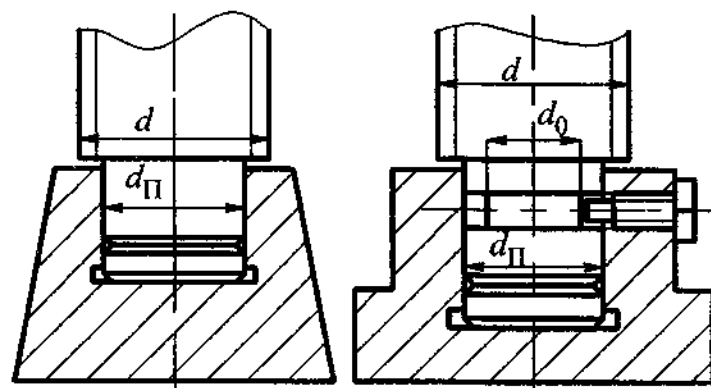


Рис. 3. Конструктивные разновидности концевой части винта пресса

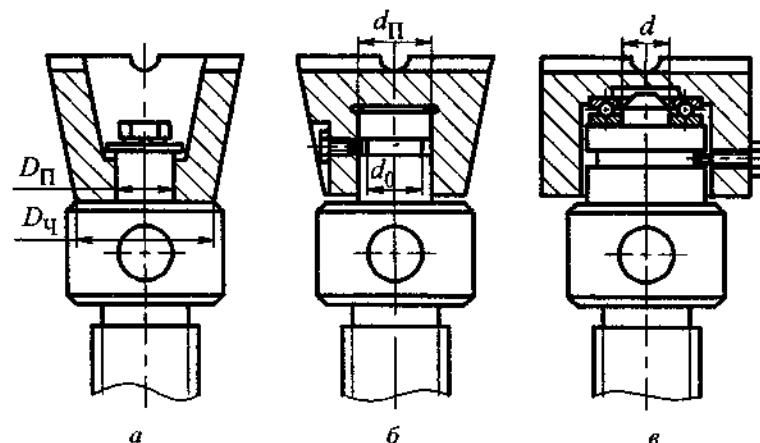


Рис. 4. Конструктивные разновидности ашек домкрата

8. Проверка винта на устойчивость

Сжатые винты проверяют на устойчивость. Проверку необходимо проводить при гибкости винта:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot L}{i} \geq \lambda_2, \quad (12)$$

где λ_2 — критическая гибкость сжатого стержня, принимается по табл. 6;

μ — коэффициент приведения длины, значения коэффициента для различных сочетаний опор приведены на рис. 5;

L — расчетная длина сжатого участка винта.

$$L = l_{\max} + \frac{H_{\Gamma}}{2}, \quad (13)$$

где $l_{\max}$ — максимальная рабочая длина винта (слагаемое $H_{\Gamma}/2$ вводится для учета зазоров в резьбе);

i — радиус инерции поперечного сечения винта, для круглого сечения винта (без учета ужесточающего действия витков резьбы).

$$i = \frac{d_3}{4}. \quad (14)$$

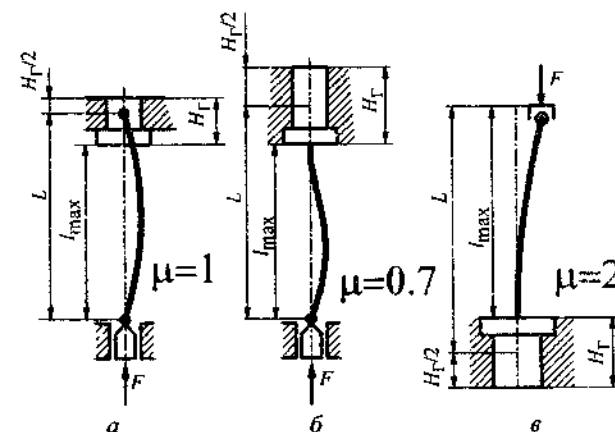
Одна из опор винта — гайка. Гайку считают шарнирной опорой при $\psi_H = \frac{H_{\Gamma}}{d_2} \leq 2$ и заделкой при $\psi_H > 2$.

При работе домкрата в условиях, когда невозможно предотвратить смещение точки контакта его с объектом в плоскости, перпендикулярной оси домкрата, рекомендуется принимать $\psi_H > 2$. Схема закрепления его концов, соответствующая этому случаю, показана на рис. 5в.

Таблица 6

Значения коэффициентов a и b в формуле Ясинского и критические гибкости λ_1 и λ_2 сжатого стержня в зависимости от материала винта

Материал винта	a , МПа	b , МПа	λ_1	λ_2
Сталь Ст3	310	1,14	100	70
Сталь Ст4	328	1,11	96	69
Сталь Ст5	350	1,15	92	61
Сталь 45	450	1,67	85	54
Сталь 50	470	1,87	82	48

Рис. 5. Коэффициенты приведения длины μ для различных сочетаний опор

При выполнении неравенства

$$\lambda \geq \lambda_2 \quad (15)$$

проверку винта на устойчивость проводят по условию

$$s_y = \frac{F_{\text{крит}}}{F} \geq [s_y], \quad (16)$$

где s_y – коэффициент запаса устойчивости;

$F_{\text{крит}}$ – критическая сила;

$[s_y]$ – минимально допустимый коэффициент запаса устойчивости, $[s_y] = 3 \dots 5$ (меньшие значения при высокой точности определения действующих нагрузок и достоверности расчетной схемы, большие значения, когда возможно внецентренное приложение осевой нагрузки или появление сил, перпендикулярных оси винта).

Если $\lambda \geq \lambda_1$ (табл. 6), то критическая сила находится по формуле Эйлера:

$$F_{\text{крит}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot L)^2}, \quad (17)$$

где E – модуль упругости материала винта (табл. 5);

I – момент инерции сечения, для круга $I = \frac{\pi \cdot d_3^4}{64}$.

Если $\lambda_1 > \lambda > \lambda_2$ (табл. 6), то расчет критической силы выполняется по формуле Ясинского:

$$F_{\text{крит}} = (a - b \cdot \lambda) \frac{\pi d_3^2}{4}, \quad (18)$$

где a и b – коэффициенты по табл. 6.

9. Расчет гайки на прочность

Высота гайки определена по результатам расчета резьбы на износостойкость (4). Диаметр D_T тела гайки определяется из условия прочности на растяжение в сечении $a-a$ (рис. 1)

$$\sigma_p = \frac{1,3 \cdot F}{\pi/4 \cdot (D_T^2 - D_4^2)} \leq [\sigma_p], \quad (19)$$

откуда

$$D_T^* \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,33 \cdot F}{\pi \cdot [\sigma_p]} + D_4^2}, \quad (20)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения (сжатия, если гайка сжимается), МПа, определяется как отношение предела текучести материала гайки (табл. 5) к коэффициенту безопасности, который берется равным для бронзы 2...3, для чугунов 4...5;

D_4 – внутренний диаметр внутренней резьбы гайки, мм (рис. 1).

Полученное значение D_T^* согласуют с ГОСТ 6636–69, при этом толщина стенки не должна быть меньше 6 мм.

Диаметр бурта D_B определяется из условия прочности на смятие опорной кольцевой поверхности

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (21)$$

Площадь $A_{\text{см}}$ опорной поверхности следует находить с учетом фаски с (рис. 1). Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{\text{см}}]$ выбирается по менее прочному материалу (гайки или сопряженной детали), при этом для бронзы $[\sigma_{\text{см}}] = (0,6 \dots 0,8) \sigma_T$, для чугуна $[\sigma_{\text{см}}] = 0,4 \sigma_B$.

Высота бурта гайки принимается $H_B = (0,25 \dots 0,35) H_T$ и проверяется на срез по сечению $b-b$ (рис. 1):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi \cdot D_T \cdot H_T} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (22)$$

Допускаемое напряжение на срез для бронзы $[\tau_{\text{ср}}] = \tau_T / (2 \dots 3)$, для чугуна $[\tau_{\text{ср}}] = \tau_B / (4 \dots 5)$, причем $\tau_T = (0,6 \dots 0,7) \sigma_T$ и $\tau_B = (1,2 \dots 1,4) \sigma_B$ (табл. 5).

Резьба гайки проверяется на прочность. При этом виток резьбы рассматривается как консольная балка с заделкой. Поскольку балка короткая, то расчет на изгиб не производят, а ограничиваются расчетом на срез по условию прочности:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot z \cdot b} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (23)$$

где b – толщина витка у основания (рис. 1), для трапецидальной резьбы $b = 0,65P$, для упорной $b = 0,75P$, для метрической $b = 0,85P$, для прямоугольной $b = 0,5P$.

10. Расчет рукоятки и маховика

В домашних заданиях для передач с ручным приводом усилие одного рабочего при длительной работе принимают равным $F_{\text{раб}} = 100 \dots 160 \text{ Н}$, а при кратковременной работе $F_{\text{раб}} = 250 \dots 300 \text{ Н}$. Длину рукоятки или диаметр маховика определяют, приравнявая момент, создаваемый рабочим, моменту сопротивления вращению.

Диаметр рукоятки рассчитывают из условия прочности на изгиб в наиболее опасном сечении, полагая, что рабочий может кратковременно развить усилие $F_{\text{раб}} = 300 \text{ Н}$.

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{\pi \cdot d_{\text{рук}}^3 / 16} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (24)$$

откуда

$$d_{\text{рук}}^3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\text{и}}}{\pi \cdot [\sigma_{\text{и}}]}} \leq 30 \dots 40 \text{ мм}. \quad (25)$$

Рассчитанный диаметр округляют до целого значения по ГОСТ 6636–69.

Схема нагружения рукоятки и эпюра изгибающего момента для него показаны на рис. 7 в приведенном ниже примере расчета. Коэффициент запаса текучести для рукоятки можно принять $s_T = 1,3$. Если длина рукоятки превышает 1200 мм, увеличивают количество рабочих, вращающих винт.

11. Оформление работы

В винтовых силовых устройствах, помимо рассмотренных, существует целый ряд других деталей (корпус, траверса, стойка, коронка, скоба и т.д.), методические основы расчета которых аналогичны вышеприведенным. В зависимости от конкретного типа проектируемого устройства эти расчеты должны быть произведены самостоятельно.

На основе проведенных расчетов выполняют сборочный чертеж винтового устройства с простановкой необходимых габаритных, присоединительных и сопряженных размеров, составляют спецификацию.

На сборочном чертеже приводят фрагмент резьбовой пары в пределах двух-трех витков в масштабе не менее 5:1 с обозначением основных размеров резьбы по соответствующему стандарту.

Индивидуальные задания на расчетно-графическую работу приведены в прил. 2.

Перечень стандартов, используемых в работе, указан в табл. 4 прил. 1.

12. Пример расчета передачи винт-гайка

Для скрепления пакета листов силой $F = 16000 \text{ Н}$ используют струбцину (рис. 6), винт которой имеет метрическую резьбу с крупным шагом.

Скоба струбцины выполнена из стали Ст3. Максимальная длина винта $l_{\text{max}} = 300 \text{ мм}$. Диаметр головки рукоятки $D_{\text{Г}} = 2d_2$; диаметр торца винта $d_{\text{П}} < (d_1 - 0,144P)$.

Требуется:

- определить размеры винта, высоту гайки, размеры рукоятки;
- построить эпюры нормальной силы и крутящего момента для винта.

Решение:

1. Передача относится к числу редко работающих, поэтому гайку выполняем за одно целое со скобой из стали Ст3, винт – из горячекатаной стали 45, для которой предел текучести $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$ (табл. 5).

2. Допускаемое удельное давление в витках резьбы $[q] = 16 \text{ МПа}$ (табл. 1).

3. Коэффициент высоты метрической резьбы $\xi_{\text{Н1}} = 0,54$, угол наклона рабочей стороны профиля $\gamma = 30^\circ$ (табл. 2).

4. Принимаем коэффициент высоты гайки $\psi_{\text{Н}} = 1,6$ (рекомендуется $\psi_{\text{Н}} = 1,2 \dots 2,5$).

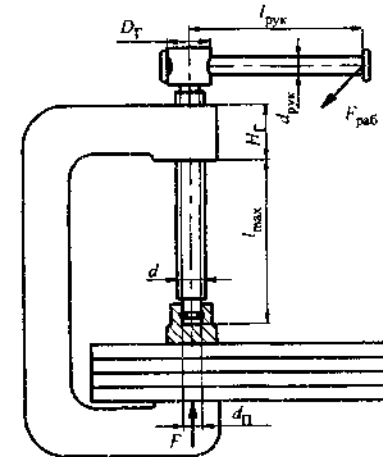


Рис. 6. Струбина

5. Средний диаметр резьбы из условия обеспечения износостойкости по (3):

$$d'_2 \geq \sqrt{\frac{16000}{3,14 \cdot 0,54 \cdot 1,6 \cdot 16}} = 19,2 \text{ мм}.$$

6. В соответствии с ГОСТ 24705–81 (по табл. 3 прил. 1) принимаем резьбу М24 ($d = 24 \text{ мм}$) с крупным шагом. Остальные параметры резьбы: шаг $P = 3 \text{ мм}$, средний диаметр $d'_2 = 22,051 \text{ мм}$, внутренний диаметр резьбы гайки $D_1 = 20,752 \text{ мм}$, угол подъема резьбы $\rho = 2^\circ 29'$, диаметр впадин резьбы винта $d_3 = 20,752 \text{ мм}$.

7. Проверяем выполнение условия самоторможения по (6). Принимаем коэффициент трения в резьбе $f = 0,2$ (табл. 3), тогда приведенный угол трения равен:

$$\rho' = \arctg \frac{0,2}{\cos 30^\circ} = 13,004^\circ,$$

условие самоторможения $13,004^\circ > 2,483^\circ$ выполняется. Запас достаточный.

8. Высота гайки $H_{\Gamma} = \psi_H \cdot d_2 = 1,6 \cdot 22,051 = 35,28 \text{ мм}$. Принимаем $H_{\Gamma} = 36 \text{ мм}$ (табл. 5 прил. 1).

9. Диаметр головки рукоятки $D_{\Gamma} = 2 d_2 = 2 \cdot 22,051 = 44,102 \text{ мм}$. Принимаем $D_{\Gamma} = 45 \text{ мм}$ (табл. 5 прил. 1).

10. Диаметр торца винта $d_{\Pi} < (d_3 - 0,144P) = 20,752 - 0,144 \cdot 3 = 20,32 \text{ мм}$. Принимаем $d_{\Pi} = 20 \text{ мм}$ (табл. 5 прил. 1).

11. Так как $\psi_H < 2$, то считаем гайку шарнирной опорой. Нижняя опора винта также шарнирная. Расчетная длина сжатого участка винта $L = l_{\text{нав}} + H_{\Gamma}/2 = 300 + 36/2 = 318 \text{ мм}$. Радиус инерции $i = d_3/4 = 20,752/4 = 5,12 \text{ мм}$. Гибкость винта $\lambda = \mu L/i = 1 \cdot 318/5,12 = 62,1$. Гибкость больше 54 по табл. 6, поэтому необходима проверка на устойчивость.

12. Величину критической силы находим по формуле Ясинского, так как значение $\lambda = 62,1$ согласно табл. 6 находится между значениями $\lambda_1 = 85$ и $\lambda_2 = 54$, по той же таблице выбираем коэффициенты $a = 450$ и $b = 1,67$:

$$F_{\text{крит}} = (450 - 1,67 \cdot 62,1) \cdot \frac{\pi \cdot 20,752^3}{4} = 2430600 \text{ Н}.$$

Коэффициент запаса устойчивости по (16) равен:

$$s_y = \frac{2430600}{16000} = 152,$$

запас по устойчивости достаточный.

13. Момент в резьбе по (9):

$$T_p = 16000 \cdot \frac{22,051}{2} \lg(2,483^\circ + 13,004^\circ) = 48880 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

14. Момент трения на торце винта по формуле из табл. 4 при коэффициенте трения на торце $f_{\Pi} = 0,3$ (табл. 3):

$$T_{\Pi} = \frac{1}{3} \cdot 16000 \cdot 0,3 \cdot 20 = 32000 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

15. Момент завинчивания:

$$T = T_p + T_{\Pi} = 48880 + 32000 = 80880 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

16. Эпюры нормальных сил и крутящих моментов, действующих на винт, приведены на рис. 7.

17. Находим длину рукоятки $l_{\text{рук}}$. Принимаем при кратковременной работе $F_{\text{раб}} = 300 \text{ Н}$. Тогда

$$l_{\text{рук}} = \frac{T}{F_{\text{раб}}} = \frac{80880}{300} = 269,6 \text{ мм}.$$

Принимаем $l_{\text{рук}} = 300 \text{ мм}$.

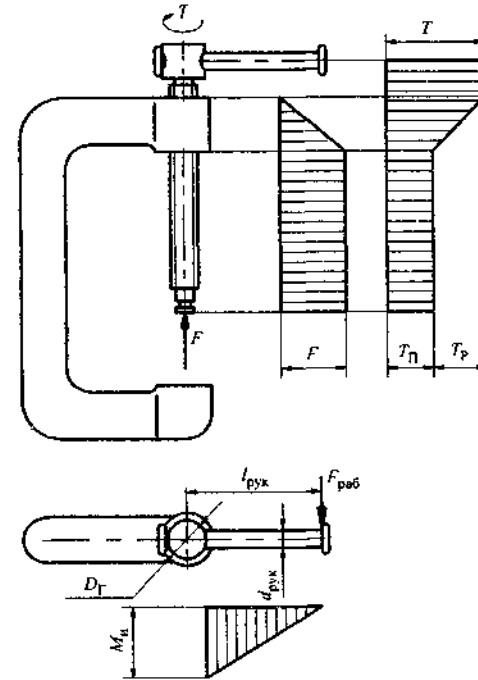


Рис. 7. Эпюры усилий и моментов для винта и изгибающего момента для рукоятки

18. Диаметр рукоятки находим из условия ее прочности при изгибе. Принимаем, что кратковременно рабочий может приложить максимальное усилие $F_{\text{раб}} = 300 \text{ Н}$. Рукоятка изготовлена из стали 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$. Допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma_{\text{и}}] = \sigma_T/1,3 = 360/1,3 = 277 \text{ МПа}$. При постоянном диаметре рукоятки опасным будет сечение, в котором действует максимальный изгибающий момент (см. эпюру на рис. 7). Для этого сечения

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} = \frac{F_{\text{раб}} \left(l_{\text{рук}} - \frac{D_{\Gamma}}{2} \right)}{0,1 d_{\text{рук}}^3} \leq [\sigma_{\text{и}}],$$

откуда

$$d_{\text{рук}} \geq \sqrt[3]{\frac{10 F_{\text{раб}} \left(l_{\text{рук}} - \frac{D_{\Gamma}}{2} \right)}{[\sigma_{\text{и}}]}} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 300 \cdot \left(300 - \frac{45}{2} \right)}{277}} = 14,43 \text{ мм}.$$

Окончательно принимаем $d_{\text{рук}} = 15 \text{ мм}$ (табл. 5 прил. 1).

Расчет КПД винтового устройства студент выполняет самостоятельно.

Литература

Основная

1. Ануриев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя / В.И. Ануриев. В 3 т. М.: Машиностроение, 2000.
2. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. М.: Высш. шк., 2006.
3. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: справочное учеб.-метод. пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбета. М.: Высш. шк., 2004.
4. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин / В.В. Шелофаст. М.: Изд-во АПМ, 2000.

Дополнительная

1. Детали машин: Атлас конструкций / под. общ. ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1992.
2. Орлов, П.И. Основы конструирования / П.И. Орлов. М.: Машиностроение, 1997.

Приложение I

СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Таблица I

Основные размеры упорной резьбы по ГОСТ 10177-82, мм*

$d = D_4$	P	$d_2 = D_2$	d_3	$d_1 = D_1$	$d = D_4$	P	$d_2 = D_2$	d_3	$d_1 = D_1$
10	2	8,500	6,529	7,000	80	10	72,50	62,645	65,000
12	3	9,750	6,793	7,500	90	12	81,000	69,174	72,000
16	4	13,000	9,058	10,000	100	12	91,000	79,174	82,000
20	4	17,000	13,058	14,000	120	14	109,500	95,702	99,000
24	5	20,250	15,322	16,500	140	14	129,500	115,702	119,000
28	5	24,250	19,322	20,500	160	16	148,000	132,231	136,000
32	6	27,500	21,587	23,000	180	18	166,500	148,760	153,000
36	6	31,500	25,587	27,000	200	18	186,500	168,760	173,000
40	7	34,750	27,851	29,500	220	20	205,000	185,289	190,000
44	7	38,750	31,851	33,500	240	22	223,500	201,818	207,000
48	8	42,000	34,116	36,000	260	22	243,500	221,818	227,000
52	8	46,000	38,116	40,000	280	24	262,000	238,347	244,000
60	9	53,250	44,380	46,500	300	24	282,000	258,347	264,000
70	10	62,500	52,645	55,000					

*В таблице указаны размеры только первого (предпочтительного) ряда.

Таблица 2

**Основные размеры трапецеидальной однозаходной резьбы
по ГОСТ 24737-81, мм***

<i>d</i>	<i>P</i>	<i>D₄</i>	<i>d₂ = D₂</i>	<i>d₃</i>	<i>D₁</i>
10	1,5	10,300	9,250	8,200	8,500
	2	10,500	9,000	7,500	8,000
12	2	12,500	11,000	9,500	10,00
	3	12,500	10,500	8,500	9,000
16	2	16,500	15,000	13,500	14,00
	4	16,500	14,000	11,500	12,00
20	2	20,500	19,000	17,500	18,00
	4	20,500	18,000	15,500	16,00
24	3	24,500	22,500	20,500	21,00
	5	24,500	21,500	18,500	19,00
	8	25,000	20,000	15,000	16,00
28	3	28,500	26,500	24,500	25,00
	5	28,500	25,500	22,500	23,00
	8	29,000	24,000	19,000	20,00
32	3	32,500	30,500	28,500	29,00
	6	33,000	29,000	25,000	26,00
	10	33,000	27,000	21,000	22,00
36	3	36,500	34,500	32,000	33,00
	6	37,000	33,000	29,000	30,00
	10	37,000	31,000	25,000	26,00
40	3	40,500	38,500	36,500	37,00
	7	41,000	36,500	32,000	33,00
	10	41,000	35,000	29,000	30,00
44	3	44,500	42,500	40,500	41,00
	7	45,000	40,500	36,000	37,00
	12	45,000	38,000	31,000	32,00
48	3	48,500	46,500	44,500	45,00
	8	49,000	44,000	39,000	40,00
	12	49,000	42,000	35,000	36,00
50	3	50,500	48,500	46,500	47,00
	8	51,000	46,000	41,000	42,00
	12	51,000	44,000	37,000	38,00
60	3	60,500	58,500	56,500	57,00
	9	61,000	55,500	50,000	51,00
	14	62,000	53,000	44,000	46,00
70	4	70,500	68,000	65,500	66,00
	10	71,000	65,000	59,000	60,00
	16	72,000	62,000	52,000	54,00
80	4	80,500	78,000	75,500	76,00
	10	81,000	75,000	69,000	70,00
	16	82,000	72,000	62,000	64,00
90	4	90,500	88,000	85,000	86,00
	12	91,000	84,000	77,000	78,00
	18	92,000	81,000	70,000	72,00
100	4	100,500	98,000	95,500	96,00
	12	101,000	94,000	87,000	88,00
	20	102,000	90,000	78,000	80,00

*В таблице указаны не все номинальные диаметры резьбы и ее шаг по ГОСТ 24737-81.

Таблица 3

Основные размеры метрической резьбы по ГОСТ 24705-81, мм*

<i>d</i>	<i>P</i>	<i>d₂ = D₂</i>	<i>d₁ = D₁</i>	<i>d₃</i>
8	1,25	7,185	6,647	6,466
9	1,25	8,188	7,647	7,466
10	1,5	9,026	8,376	8,160
11	1,5	10,026	9,376	9,160
12	1,75	10,863	10,106	9,853
14	2	12,701	11,835	11,546
16	2	14,701	13,835	13,546
18	2,5	16,376	15,294	14,933
20	2,5	18,376	17,294	16,933
22	2,5	20,376	19,294	18,933
24	3	22,051	20,752	20,319
27	3	25,051	23,752	23,319
30	3,5	27,727	26,211	25,706
33	3,5	30,727	29,211	28,706
36	4	33,402	31,670	31,093
39	4	36,402	34,670	34,093
42	4,5	39,077	37,129	36,479
45	4,5	42,077	40,129	39,479
48	5	44,752	42,587	41,866
52	5	48,752	46,587	45,866
56	5,5	52,428	50,046	49,252
60	5,5	56,428	54,046	53,252
64	6	60,103	57,505	56,639
68	6	64,103	61,505	60,639
70	6	66,103	63,505	62,639
78	6	76,701	75,835	75,546
85	6	81,103	78,505	77,839
100	6	96,103	93,505	92,639

*В таблице указаны не все номинальные диаметры резьбы, имеющиеся в ГОСТ 24705-2004. Для указанных диаметров приведены данные только для крупного шага.

Таблица 4

Стандарты, используемые в работе

ГОСТ	Содержание стандарта
380-88	Сталь углеродистая обыкновенного качества
493-79	Бронзы безоловянистые литейные
613-79	Бронзы оловянистые литейные
1050-88	Сталь углеродистая качественная конструкционная
1412-85	Отливки из серого чугуна
1476-93	Винты установочные с коническим концом
1478-93	Винты установочные с цилиндрическим концом
1482-84	Винты установочные с квадратной головкой и цилиндрическим концом
1585-85	Антифрикционные чугуны
6636-69	Нормальные литейные размеры
6874-89	Подшипники шариковые упорные односторонние
24705-2004	Резьба метрическая
24737-81	Резьба трапецеидальная однозаходная
10177-82	Резьба упорная
2.104-2006	ЕСКД. Основные надписи
2.105-95	ЕСКД. Общие требования к текстовым документам
2.108-68	ЕСКД. Спецификация

Таблица 5

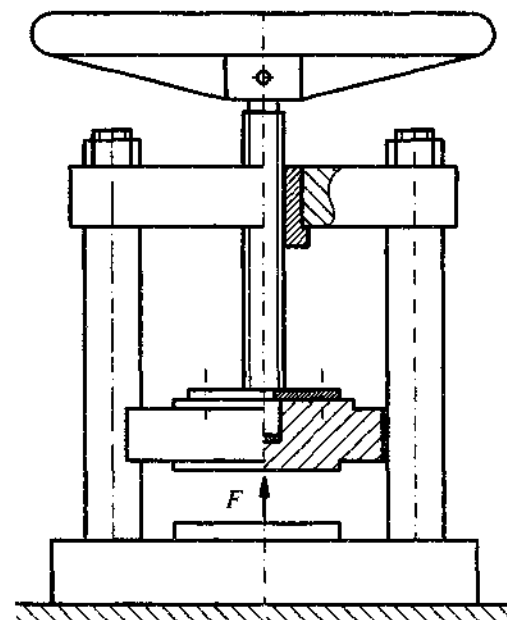
Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636-69

Ряды				Дополни- тельные размеры
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
10	10	10	10	10,2
			10,5	10,8
		11	11	11,2
			11,5	11,8
12	12	12	12	12,5
			13	13,5
		14	14	14,5
			15	15,5
16	16	16	16	16,5
			17	17,5
		18	18	18,5
			19	19,5
	20	20	20	20,5
			21	21,5
		22	22	23
			24	
25	25	25	25	27
			26	29
		28	28	31
			30	33
	32	32	32	
			34	35
		36	36	37
			38	39
40	40	40	40	41
			42	44
		45	45	46
			48	
50	50	50	50	49
			53	

Ряды				Дополни- тельные размеры
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
		56	56	52
			60	55
63	63	63	63	58
			67	62
		71	71	65
			75	70
	80	80	80	73
			85	78
		90	90	82
			95	88
100	100	100	100	92
			105	98
		110	110	102
				108
				112
				115
			120	118
	125	125	125	
			130	135
		140	140	145
			150	155
160	160	160	160	165
			170	175
		180	180	185
			190	195
				205
200	200	200	200	215
			210	230
		220	220	
			240	

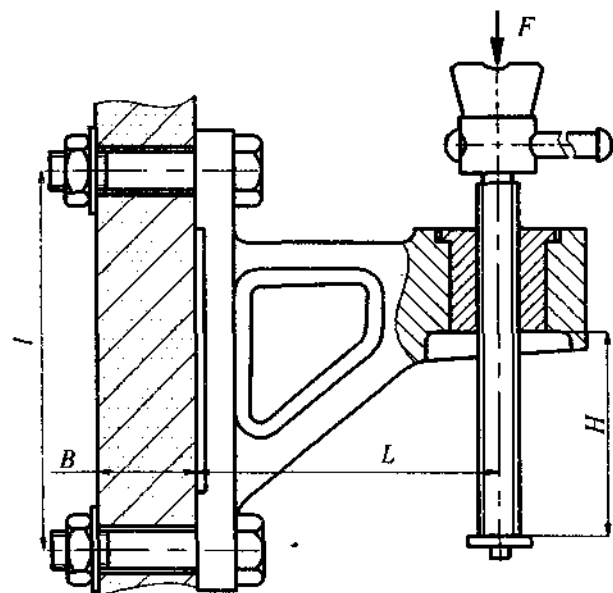
Приложение 2

Задание № 1



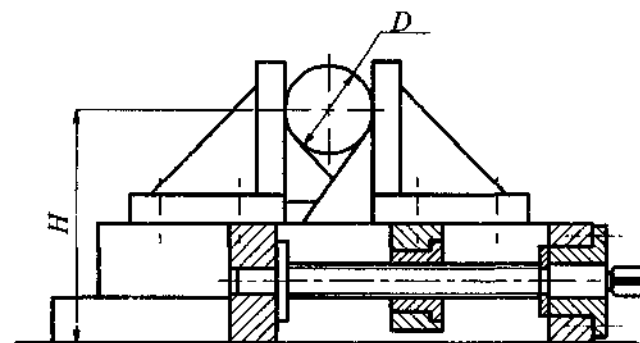
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Усилие прессования F , кН	17	32	48	64	80
Наибольшее осевое перемещение винта, мм	300	350	400	450	500
Тип резьбы	упорная	трапец.	упорная	трапец.	прямо-угольная
Материал и термообработка винта	Сталь Ст3 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 45 улучшенная	Сталь 40X улучшенная	Сталь 40X закаленная
Материал гайки	СЧ 15	СЧ 18	СЧ 28	ЛАЖМС	БрОЦС

Задание № 2



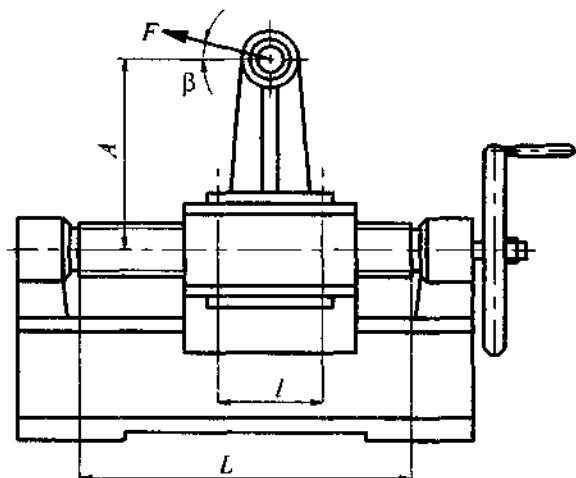
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Наибольшая нагрузка F , кН	25	18	22	30	40
Высота подъема H , мм	300	400	350	550	500
Вылет L , мм	400	450	500	600	700
Расстояние между болтами l , мм	450	400	450	600	650
Толщина стены B , мм	400	500	600	500	300
Материал стены	бетон	кирпич	бетон	кирпич	бетон
Тип резьбы	упорная	трапец.	упорная	трапец.	прямоугольная
Материал и термообработка винта	Сталь 35Л нормализованная	Сталь 3 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 40Х улучшенная	Сталь 40Х закаленная
Материал гайки	АЛ 4	СЧ 28	БрОЦС	СЧ 15	Бр О10Ф1

Задание № 3



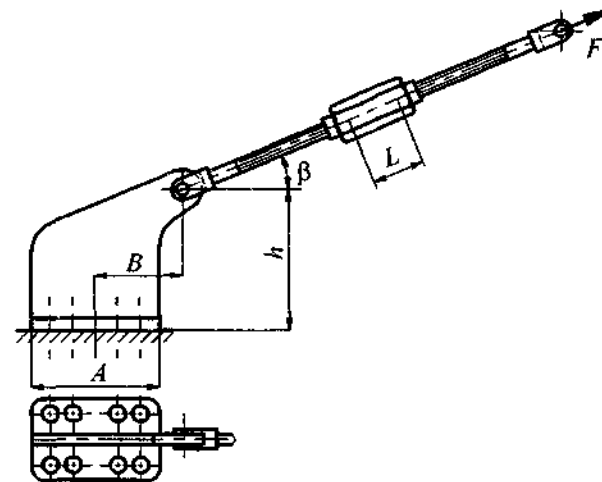
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Усилие зажима F , кН	1,5	2,5	1,0	2,0	3,0
Максимальный диаметр заготовки D , мм	200	300	150	250	350
Минимальный диаметр заготовки d , мм	20	20	30	50	40
Высота оси заготовки H , мм	300	450	350	380	450
Тип резьбы	упорная	трапец.	метрич.	трапец.	прямоугольная
Материал и термообработка винта	Сталь 50Л нормализованная	Сталь 3 горячекатаная	Сталь Ст6 горячекатаная	Сталь 40Х улучшенная	Сталь 45 улучшенная
Материал гайки	АЛ 4	СЧ 28	БрА9ЖЗЛ	СЧ 15	Бр О10Ф1

Задание № 4



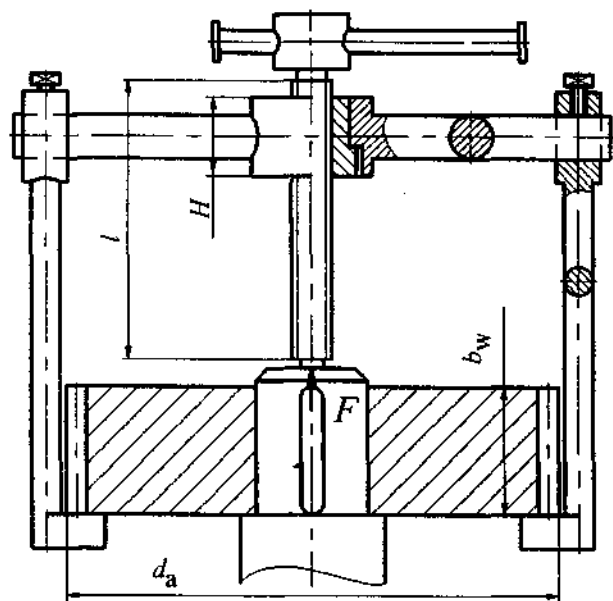
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Наибольшая нагрузка F , кН	10	40	35	25	60
Угол наклона β , градус	15	45	30	60	75
Длина винта L , мм	500	450	250	400	560
Расстояние между болтами l , мм	100	150	100	150	140
Тип резьбы	упорная	трапец.	метрическая	трапец.	прямоугольная
Материал и термообработка винта	Сталь 50Л нормализованная	Сталь 3 горячекатаная	Сталь Ст6 горячекатаная	Сталь 40Х улучшенная	Сталь 45 улучшенная
Материал гайки	АЛ 4	СЧ 28	БрА9ЖЗЛ	СЧ 15	Бр О10Ф1
Расстояние от оси винта до точки приложения силы A , мм	150	200	250	300	350

Задание № 5



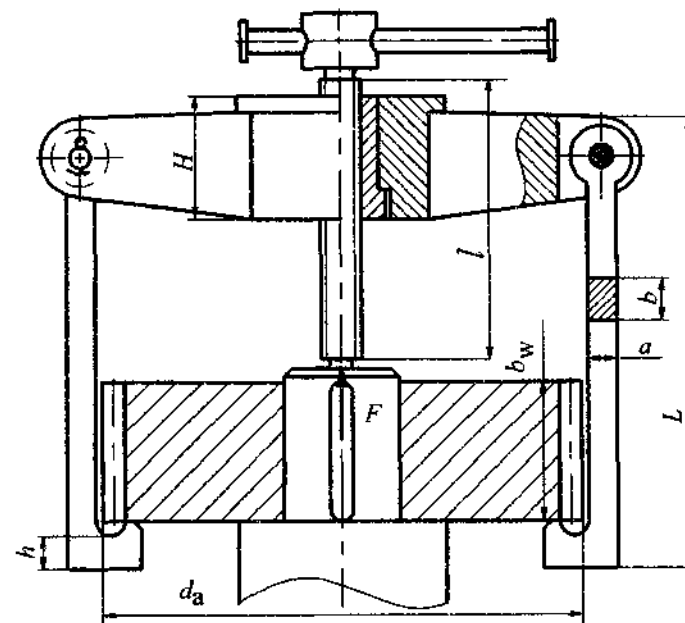
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Действующее усилие F , кН	10	18	26	32	40
Высота h , мм	200	250	300	400	450
Расстояние B , мм	100	150	200	200	300
Длина основания A , мм	300	400	250	200	400
Угол наклона β , градус	30	15	45	60	75
Длина стяжки L , мм	100	150	200	250	300

Задание № 6



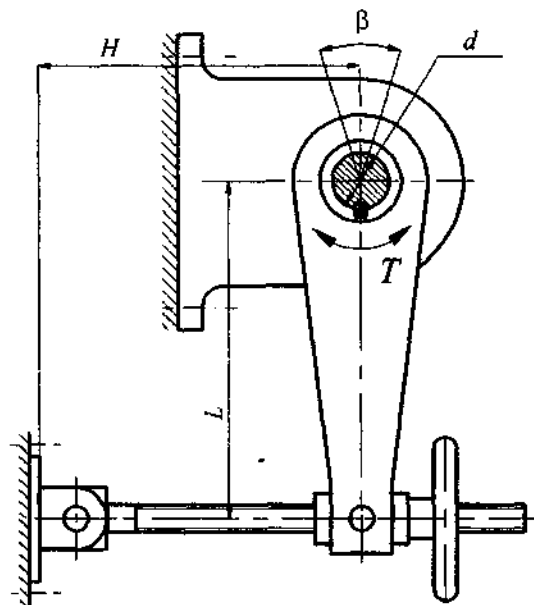
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Наибольшее усилие F , кН	20	30	40	50	60
Диаметр колеса d_a , мм	300	350	450	550	250
Максимальное осевое перемещение винта, мм	100	140	200	180	120
Материал и термообработка винта	Сталь Ст3 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 45 закаленная	Сталь 40Х улучшенная	Сталь 40Х закаленная
Материал гайки	АЛ 4	СЧ 15	СЧ 18	СЧ 28	Бр А9ЖЗЛ

Задание № 7



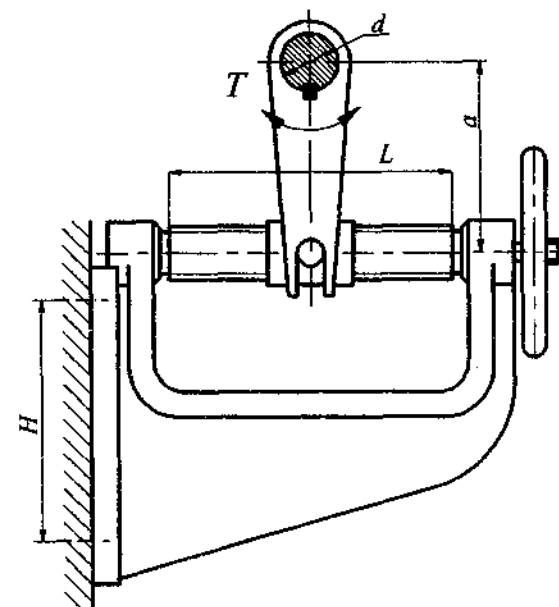
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Наибольшее усилие F , кН	15	35	45	50	55
Диаметр колеса d_a , мм	560	450	350	200	250
Максимальное осевое перемещение винта, мм	200	175	125	100	250
Материал и термообработка винта	Сталь Ст3 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 45 закаленная	Сталь 40Х улучшенная	Сталь 40Х закаленная
Материал гайки	БрОЦС	СЧ 15	СЧ 18	СЧ 28	Бр А9ЖЗЛ

Задание № 8



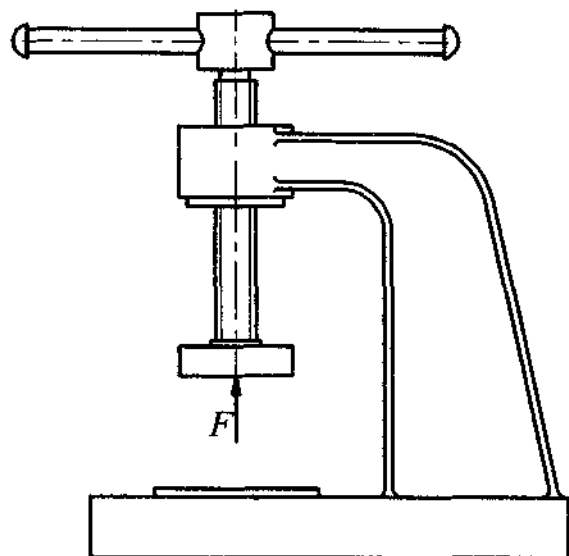
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Крутящий момент на приводном валу T , Нм	1000	1500	2000	2500	3000
Угол поворота вала β , градусы	10	20	30	15	18
Длина винта H , мм	конструктивная				
Плечо рычага L , мм	1000	800	600	400	700
Диаметр вала d , мм	40	45	50	55	60

Задание № 9



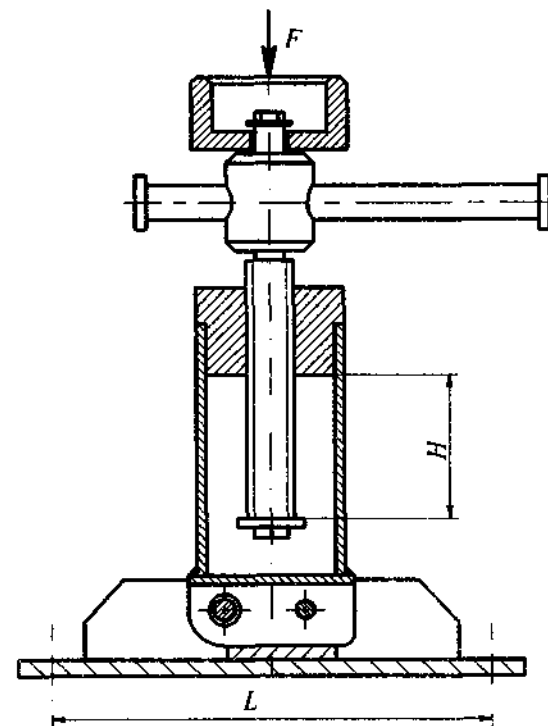
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Крутящий момент на приводном валу T , Нм	1500	2000	2500	3000	4000
Межосевое расстояние a , мм	800	600	1000	1200	900
Длина винта L , мм	конструктивная				
Расстояние между крепежными болтами H , мм	200	250	300	350	400
Диаметр вала d , мм	40	45	50	55	60

Задание № 10



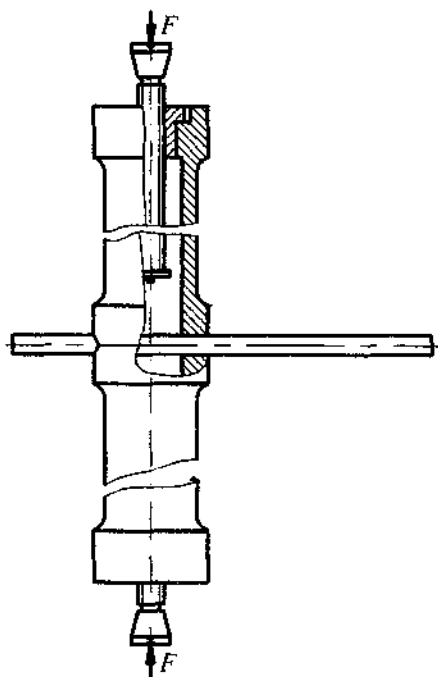
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Наибольшая сила прессования F , кН	30	17	39	23	34
Наибольшее осевое перемещение винта, мм	200	300	400	350	450
Тип резьбы	трапец.	метрич.	упорная	трапец.	прямо-угольная
Материал и термообработка винта	Сталь Ст6 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 45 закаленная	Сталь 40X улучшенная	Сталь 40X закаленная
Материал гайки	БрОЦС	СЧ 15	ЛАЖМЦ	СЧ28	Бр А9ЖЗЛ

Задание № 11



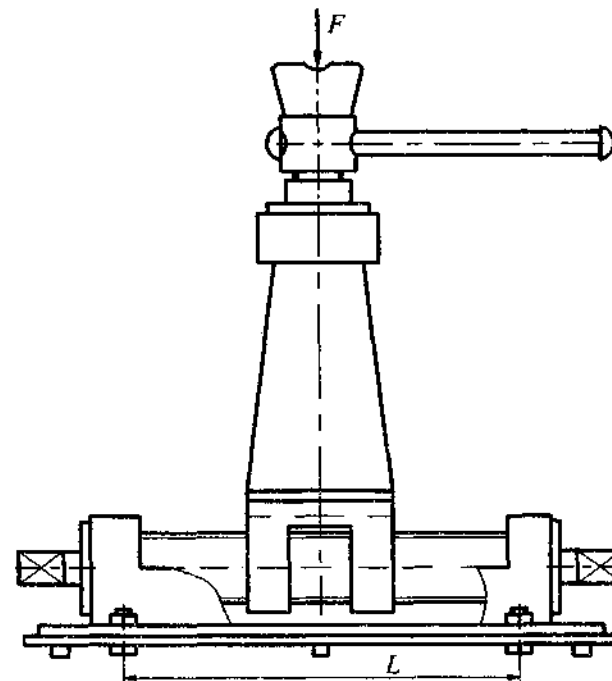
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Грузоподъемность F , кН	100	45	120	75	50
Высота подъема H , мм	500	400	300	450	600
Расстояние между крепежными болтами L , мм	200	250	300	350	400
Тип резьбы	упорная	метрич.	упорная	трапец.	прямо-угольная
Материал и термообработка винта	Сталь Ст6 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 45 закаленная	Сталь 40X улучшенная	Сталь 40X закаленная
Материал гайки	СЧ 18	СЧ 15	ЛАЖМЦ	БрОЦС	Бр А9ЖЗЛ

Задание № 12



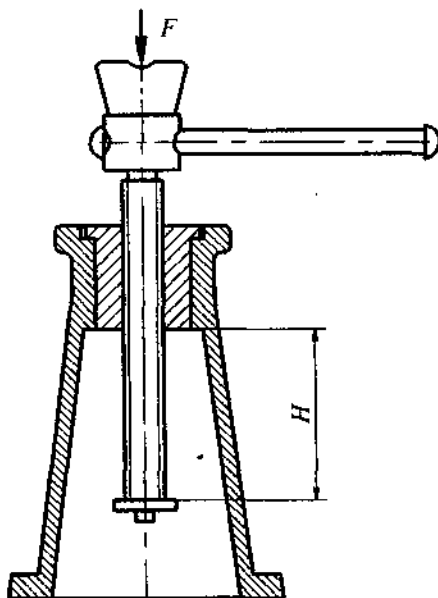
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Наибольшая сила распора F , кН	50	40	60	20	30
Наибольшее осевое перемещение одного винта, мм	200	300	400	500	450
Тип резьбы	упорная	трапец.	упорная	трапец.	прямоугольная
Материал и термообработка винта	Сталь 45 горячекатаная	Сталь 35 горячекатаная	Сталь 45 закаленная	Сталь 45 улучшенная	Сталь 40X закаленная
Материал гайки	СЧ 28	ЛАЖМЦ	БрОЦС	Бр А9ЖЗЛ	БрО10Ф1

Задание № 13



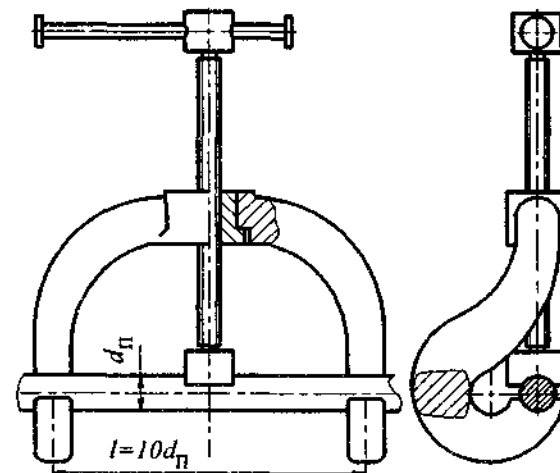
Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Грузоподъемность F , кН	50	42	30	45	36
Высота подъема H , мм	200	400	300	450	350
Горизонтальный ход домкрата, мм	200	300	350	400	500
Расстояние между фундаментными бортами L , мм	250	350	400	450	550
Тип резьбы грузового винта	упорная	трапец.	упорная	трапец.	прямоугольная
Материал гайки грузового винта	СЧ 28	ЛАЖМЦ	БрОЦС	Бр А9ЖЗЛ	СЧ 18

Задание № 14



Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Грузоподъемность F , кН	50	35	20	80	28
Высота подъема H , мм	400	450	300	350	500
Тип резьбы	упорная	трапец.	метрич.	прямо- угольная	упорная
Материал гайки	СЧ 15	СЧ 18	Бр А9ЖЗЛ	СЧ 28	ЛАЖМЦ
Конструкция чашки домкрата	на упорном шарикопод- шипнике	со сплош- ной пятой	с кольцевой пятой	на упорном шарикопод- шипнике	со сплош- ной пятой

Задание № 15



Наименование	Вариант				
	1	2	3	4	5
Диаметр прутка d_n , мм	22	32	18	36	40
Материал прутка	Сталь Ст6	Сталь 20	Сталь 45	Сталь 40Х	Сталь 50
Материал винта	Сталь Ст3 горячекатаная	Сталь Ст6 горячекатаная	Сталь 50Л нормализо- ванная	Сталь 40Х улучшенная	Сталь 45 закаленная
Материал гайки	СЧ 15	СЧ 18	Бр А9ЖЗЛ	Бр О10Ф1	ЛАЖМЦ
Материал скобы	СЧ 15	СЧ 18	СЧ 21	СЧ 18	СЧ 21
Тип резьбы	упорная	трапец.	метрич.	прямо- угольная	трапец.

Учебное издание

Кузькин Андрей Юрьевич

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИЛОВЫХ УСТРОЙСТВ С ПЕРЕДАЧЕЙ ВИНТ-ГАЙКА

*Методические указания
и задания к расчетно-графической работе*

Редактор *Н. В. Васильева*
Компьютерная верстка *Е. В. Кирякова*

Изд. лиц. ЛР № 020815 от 21.09.98.

Подписано в печать 19.12.2011. Бумага офсетная. Формат 60×84 1/16.

Гарнитура Times New Roman. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 2,2. Уч.-изд. л. 2,4. Тираж 100 экз. Заказ № *142*

Издательско-полиграфический центр
Новгородского государственного университета им. Ярослава Мудрого.
173003, Великий Новгород, ул. Б. Санкт-Петербургская, 41.

Отпечатано в ИПЦ НовГУ.
173003, Великий Новгород, ул. Б. Санкт-Петербургская, 41.