

**МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ «МАМИ»**

Кафедра «Детали машин и ПТУ»

Утверждено
методической комиссией
по общетехническим дисциплинам

Н.П. Баловнев

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ И ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к разделу курса
«Детали машин и основы конструирования»
для всех машиностроительных специальностей

МОСКВА - 1999

Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов. Методические указания к разделу курса «Детали машин и основы конструирования» для всех машиностроительных специальностей.

Настоящие методические указания составлены в помощь студентам, выполняющим домашнее задание № 1 по курсу «Детали машин и основы конструирования», в котором предложено рассчитать набор различных по условиям работы и нагружения видов винтовых механизмов и болтовых (резьбовых) соединений:

а) грузовых или ходовых винтов; б) крепежных резьб; в) незатянутых и затянутых болтов; г) затянутых болтов, нагруженных внешней осевой силой; д) поперечно нагруженных болтовых соединений; е) болтовых соединений, нагруженных в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка.

Ниже приводятся методики расчета соединений и винтовой пары, а также примеры выполнения задания.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
1. Общие сведения.....	3
1.1. Основные параметры резьбы.....	3
1.2. Обзор резьб.....	4
1.3. Допуски и посадки резьбовых соединений.....	7
1.4. Затяжка резьбовых соединений.....	8
1.5. Классы прочности стандартных резьбовых деталей.....	9
1.6. Примеры обозначения резьбовых деталей.....	10
2. Расчет грузовых и ходовых винтов.....	10
2.1. Определение основных параметров винтовой пары.....	10
2.2. Проверочный расчет тела винта на прочность и сопротивление усталости.....	13
2.3. Коэффициент полезного действия винтового механизма.....	14
2.4. Определение размеров воротка.....	15
3. Расчет крепежных резьб.....	15
4. Расчет незатянутых и затянутых болтов.....	16
5. Расчет затянутых болтов, нагруженных внешней осевой силой.....	17
6. Расчет группового болтового соединения, нагруженного в плоскости стыка.....	19
6.1. Соединения болтами, установленными с зазором.....	19
6.2. Соединения болтами, установленными без зазора.....	20
7. Расчет группового болтового соединения, нагруженного в плоскости, перпендикулярной стыку.....	21
8. Методика выполнения и оформления задания.....	24
Пример выполнения расчетно-графического задания.....	24
Пример расчета группового болтового соединения, нагруженного в плоскости стыка.....	36
Список литературы.....	39

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Основные параметры резьбы

Резьбу изготовляют нарезанием или накатыванием на цилиндрической или конической поверхности детали винтовых канавок. Сформированные выступы называют *витками резьбы*. Сечение витков резьбы осевой плоскостью образует *профиль резьбы* (рис. 1).

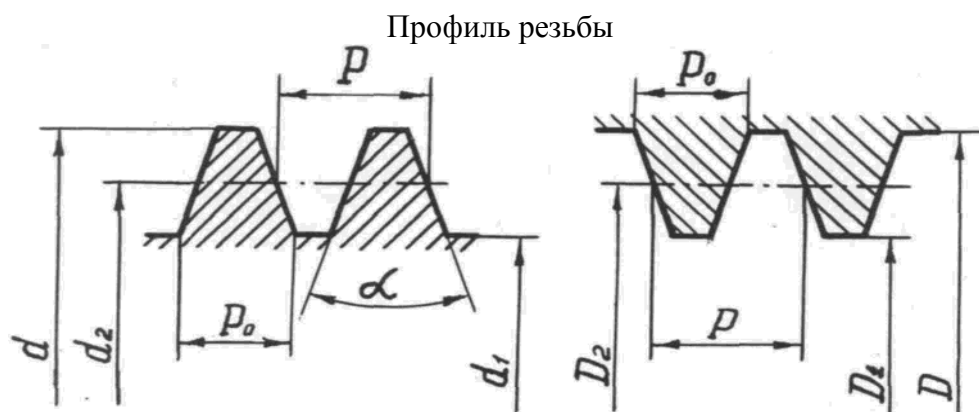


Рис. 1 а - винт; б - гайка.

Наружный диаметр (d - для наружной резьбы; D - для внутренней резьбы)* - это диаметр воображаемого прямого кругового цилиндра, описанного вокруг вершин наружной или впадин внутренней резьбы, мм.

Внутренний диаметр обозначают для наружной резьбы d_1 , для внутренней резьбы D_1 , мм.*

Средний диаметр равен диаметру воображаемого цилиндра, который пересекает профиль резьбы так, что ширина выступов и ширина впадин равны между собой. Его обозначают: для наружной резьбы d_2 , для внутренней - D_2 , мм.*

Угол профиля резьбы α - угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения, градус.

Число заходов резьбы n_0 , равное числу винтовых канавок в сечении, перпендикулярном оси резьбы (для стандартных резьб $n_0 \leq 8$).

Шаг резьбы P - расстояние по линии, параллельной оси резьбы между двумя аналогичными точками, принадлежащими соседним виткам и лежащими в осевой плоскости, мм.

Ход винтовой линии для многозаходных резьб, мм

$$P_h = P \cdot n_0. \quad (1)$$

Ширина основания витка резьбы P_0 , равная ширине витка резьбы по внутреннему диаметру d_1 в осевой плоскости, мм.

Коэффициент полноты резьбы (коэффициент использования резьбы)

$$\xi = \frac{P_0}{P}. \quad (2)$$

Угол подъема витка резьбы ψ - угол, образованный касательной к винтовой линии по среднему диаметру резьбы, и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы, градус

Примечание. * Далее по тексту будут использованы обозначения d , d_1 и d_2 , соответствующие только наружной резьбе.

$$\psi = \arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} . \quad (3)$$

Приведенный коэффициент трения в резьбе

$$f' = \frac{f}{\cos \theta} , \quad (4)$$

где f - коэффициент трения фрикционной пары винт - гайка; θ - угол наклона боковой рабочей поверхности витка резьбы (для резьб с симметричным профилем $\theta = \alpha / 2$).

1.2. Обзор резьб

По форме поверхности, на которую нанесена резьба, различают *цилиндрические* и *конические* резьбы. Наиболее распространены цилиндрические резьбы. Конические резьбы применяют главным образом для труб, соединительной трубной гидро- и пневмоарматуры, где требуется обеспечить герметичность.

По направлению винтовой линии резьбы могут быть *правыми* или *левыми*. Основное направление правое. Левые резьбы преимущественно используют для предотвращения самоотвинчивания вращающихся деталей.

По назначению резьбы подразделяют на *крепежные, крепежно-уплотняющие и резьбы ходовых и грузовых винтов*.

Крепежные резьбы служат для скрепления деталей. Они, как правило, имеют треугольный профиль, что обеспечивает: повышенное трение в резьбе, уменьшающее опасность ослабления затяжки; увеличенную прочность резьбы на срез; удобство изготовления.

Крепежно-уплотняющие резьбы используют как для скрепления деталей, так и для герметизации соединений. Они также треугольного профиля, но без радиальных зазоров и с плавными закруглениями вершин и впадин резьбы.

Резьбы ходовых и грузовых винтов имеют трапецеидальный симметричный (трапецеидальные) и несимметричный профиль (упорные), а иногда и прямоугольный профиль (прямоугольные резьбы). Это обеспечивает уменьшение трения в резьбе, а, следовательно, повышенный коэффициент полезного действия винтовых механизмов.

Во всех промышленно развитых странах основные резьбы стандартизованы. Профили резьб, диаметры и шаги, основные размеры, допуски и посадки определяются ГОСТами. В некоторых отраслях существуют отраслевые стандарты, дополняющие ГОСТы.

Метрические резьбы имеют треугольный профиль ($\alpha = 60^\circ$). Наружный диаметр резьбы изменяется в пределах 0,25...600 мм. Резьбы могут выполняться с крупными и мелкими шагами от 0,075 до 6 мм. За основную принята резьба с крупным шагом. Статическая несущая способность этой резьбы выше, влияние на прочность погрешностей изготовления и износа меньше. Резьбы с мелкими шагами применяют: при динамических нагрузках; для тонкостенных деталей и деталей относительно больших диаметров (типа вал); в механизмах регулировки, где требуются малые перемещения с высокой точностью. Применение резьб с мелким шагом облегчает стопорение деталей, позволяет уменьшить перепады диаметров валов.

Правую однозаходную метрическую резьбу с крупным шагом обозначают буквой М и числом, выражающим диаметр резьбы в миллиметрах, например **M20 ГОСТ 9150-81**. Для резьбы с мелким шагом дополнительно указывают шаг в миллиметрах, например **M20 × 1,5 ГОСТ 9150-81**. Обозначение левой резьбы содержит буквы **ЛН**, многозаходной - число заходов, а в скобках букву Р и значение шага, например **M24 × 3(P1) ЛН ГОСТ 9150-81**.

В табл. 1 приведена выборка значений диаметров и шагов метрической резьбы с крупным шагом по ГОСТ 9150-81.

К метрическим резьбам относят также резьбу по ГОСТ 16967-81, применяемую в приборостроении, и резьбу по ГОСТ 11709-81 для деталей из пластмасс.

Трапецеидальная резьба является основной резьбой для передач винт - гайка. Она стандартизована в диапазоне диаметров от 8 до 640 мм. Угол профиля $\alpha = 30^0$. Имеет меньшие потери на трение, чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и более прочна, чем прямоугольная. Применяется с мелким, средним и крупным шагом; однозаходная и многозаходная.

Однозаходную резьбу обозначают буквами **Tr**, номинальным диаметром и шагом в миллиметрах, например **Tr 40 × 6 ГОСТ 9484-81**. Для левой резьбы добавляют буквы **ЛН**. В обозначении многозаходной резьбы указывают значение хода, а в скобках шаг и букву **P**, например **Tr 40 × 8 (P4) ЛН ГОСТ 24736-81**.

Метрическая резьба с крупным шагом по ГОСТ 9150-81

Таблица 1

d	d_1	d_2	P	d	d_1	d_2	P
мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
6	4,918	5,350	1	(22)	19,294	20,376	2,5
8	6,647	7,188	1,25	24	20,752	22,051	3
10	8,376	9,026	1,5	(27)	23,752	25,051	3
12	10,106	10,863	1,75	30	26,211	27,727	3,5
(14)	11,835	12,701	2	(33)	29,211	30,727	3,5
16	13,835	14,701	2	36	31,670	33,402	4
(18)	15,294	16,376	2,5	(39)	34,670	36,402	4
20	17,294	18,376	2,5	42	37,129	39,077	4,5

Примечание. Диаметры, указанные с скобках, менее предпочтительны.

В табл. 2 приведена выборка значений диаметров и шагов однозаходной трапецеидальной резьбы со средним шагом по ГОСТ 9484-81.

Трапецеидальная однозаходная резьба со средним шагом по ГОСТ 9484-81

Таблица 2

d	d_1	d_2	P	d	d_1	d_2	P
мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
12	8,5	10,5	3	28	22,5	25,5	5
(14)	10,5	12,5	3	(30)	23	27	6
16	11,5	14	4	32	25	29	6
(18)	13,5	16	4	(34)	27	31	6
20	15,5	18	4	36	29	33	6
(22)	16,5	19,5	5	(38)	31	35	6
24	18,5	21,5	5	40	33	37	6
26	20,5	23,5	5	(42)	35	39	6

Примечание. Диаметры, указанные в скобках, менее предпочтительны.

Упорные резьбы по ГОСТ 10177-82 используют для винтовых механизмов с большой односторонней осевой нагрузкой. Профиль витков - несимметричный трапецеидальный. Угол наклона рабочей стороны профиля для повышения КПД выбран $\theta = 3^0$ (резьба с $\theta = 0^0$ неудобна в изготовлении), угол наклона нерабочей стороны витка

равен 30° . Упорная усиленная резьба по ГОСТ 13535-87 имеет угол наклона нерабочей стороны витка 45° .

Обозначение упорной резьбы содержит букву **S**, номинальный диаметр и шаг в миллиметрах. Для левой резьбы дополнительно указывают буквы **LH**, например **S 80 × 16 LH ГОСТ 10177-82**. Обозначение многозаходной резьбы содержит букву **S**, номинальный диаметр в миллиметрах, значение хода и в скобках буква **P** и значение шага, например **S 80 × 16 (P4) ГОСТ 10177-82**.

В табл. 3 приведены некоторые параметры упорной однозаходной резьбы со средним шагом по ГОСТ 10177-82.

Упорная однозаходная резьба со средним шагом по ГОСТ 10177-82

Таблица 3

d	d_1	d_2	P	d	d_1	d_2	P
мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
12	8,528	10,5	2	28	19,322	24,25	5
(14)	10,528	12,5	2	(30)	19,6	25,586	6
16	12,528	14,5	2	32	21,6	27,586	6
(18)	14,528	16,5	2	(34)	23,6	29,586	6
20	16,528	18,5	2	36	25,6	31,586	6
(22)	13,322	18,25	5	(38)	27,6	33,585	6
24	15,322	20,25	5	40	29,6	35,586	6
26	17,322	22,25	5	(42)	31,6	37,586	6

Примечание. Диаметры, указанные в скобках, менее предпочтительны.

Прямоугольная резьба имеет минимальные потери на трение и меньшее влияние радиальных биений винта на точность перемещений. Однако эта резьба не технологична, так как при $\alpha = 0^{\circ}$ окончательную обработку невозможно осуществлять фрезерованием и шлифованием; характеризуется пониженной прочностью, имеет ограниченное применение, не стандартизирована.

Некоторые параметры однозаходной прямоугольной резьбы со средним шагом приведены в табл. 4.

Параметры прямоугольной резьбы со средним шагом

Таблица 4

d	d_1	d_2	P	d	d_1	d_2	P
мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
10	8	9	2	30	24	27	6
15	12	13,5	3	35	28	31,5	7
20	16	18	4	40	32	36	8
25	20	22,5	5	45	36	40,5	9

Конические резьбы обеспечивают герметичность без специальных уплотнений; их применяют для соединительной арматуры, труб, пробок, масленок и т. п. Герметичность достигается плотным прилеганием профилей по вершинам. Эти резьбы допускают свинчивание с цилиндрическими резьбами.

Стандартизованы три резьбы с конусностью 1:16 - метрическая и дюймовая с углом профиля 60° ; трубная с углом профиля 55° .

Трубная резьба, ГОСТ 6357-81, применяется для соединения труб и арматуры трубопроводов в диапазоне условных размеров от **1/16"** до **6"**. Трубная резьба представляет собой мелкую дюймовую резьбу, которая выполняется с закруглением профиля и без зазоров по выступам и впадинам для лучшего уплотнения. За основной (номинальный) размер, характеризующий резьбы и указываемый в обозначении, принят условный внутренний диаметр трубы (проход в свету).

Кроме рассмотренных резьб применяют коническую резьбу вентилей и баллонов для газов с конусностью 3:25.

Круглые резьбы в основном применяют для винтов, подверженных большим динамическим напряжениям, а также часто завинчиваемых и отвинчиваемых в загрязненной среде.

1.3. Допуски и посадки резьбовых соединений

В резьбовом соединении детали должны сопрягаться по боковым поверхностям витков резьбы (кроме трубных), поэтому основным параметром является средний диаметр. Допуски по наружному и внутреннему диаметрам исключают возможность защемления соединения по вершинам и впадинам резьбы. Наиболее распространены посадки с зазором.

ГОСТ 16093-81 устанавливает следующие степени точности диаметров резьбы с зазорами: винтов в пределах 3...9 и гаек 4...8 (в порядке убывания точности); соответственно поля допусков, определяющих посадку в резьбовом соединении: для наружной резьбы (резьбы болта) - *d, e, f, g, h*; для внутренней резьбы (резьбы гайки) - *E, F, G, H* (в порядке уменьшения зазоров).

Рекомендуют следующие поля допусков:

Резьба	Точная	Средняя	Грубая
Допуски винтов	<i>4h</i>	<i>6h; 6g*</i>	<i>8h; 8g*</i>
Допуски гаек	<i>4H5H</i>	<i>5H6H; 6H*; 6G</i>	<i>7H*; 7G</i>

Звездочками обозначены поля допусков предпочтительного применения. В случае двойного обозначения поля допуска первое относится к среднему диаметру, а второе - к наружному для винтов или внутреннему для гаек.

Обозначение посадки резьбового соединения содержит дробь, в числителе которой указывают поле допуска внутренней резьбы, в знаменателе - поле допуска наружной резьбы. Например **M12 – 6H / 6g**.

Переходные посадки по ГОСТ 24834-81 предназначены для наружных резьб стальных деталей, сопрягаемых с деталями из стали, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов. Для них рекомендуют следующие длины свинчивания:

Материал	Длина свинчивания
Сталь	$(1...1,25) \cdot d$
Чугун	$(1,25...1,5) \cdot d$
Алюминиевые и магниевые сплавы	$(1,5...2) \cdot d$

Пример обозначения посадки резьбы диаметром 12 мм с крупным шагом **M12 – 4H6H / 4j_k**.

Посадки с натягом по ГОСТ 4608-81 не требуют специальных элементов заклинивания. Неподвижность соединения обеспечивается натягом по среднему диаметру резьбы. Длины свинчивания рекомендуют такие же, как и для резьб с переходными посадками. Обозначение посадки с натягом - **M12 – 2H5C(2) / 3p(2)**. Здесь в скобках указано число групп сортировки.

1.4. Затяжка резьбовых деталей

Сила затяжки имеет большое значение для прочности и работоспособности резьбового соединения. Особенно ответственной является затяжка резьбовых соединений малого диаметра ($d \leq 12$ мм), которые могут быть перетянуты (надорваны) при монтаже. Поэтому наряду с неконтролируемой затяжкой (для неответственных соединений), применяют - контролируемую:

1. Измерением момента при завинчивании гайки динамометрическими или предельными ключами. Погрешность $\pm 25\%$.
2. Измерением удлинения болта, обеспечивающим повышенную точность, но трудным в исполнении.
3. Измерением угла поворота гайки.
4. Измерением осадки специальных подкладных шайб.

При затяжке резьбового соединения необходимо преодолеть момент сопротивления в резьбе T_p и на торце гайки T_T .

Момент сопротивления в резьбе, Н.мм

$$T_p = F_3 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') . \quad (5)$$

Здесь F_3 - сила затяжки, Н; d_2 - средний диаметр резьбы, мм; ψ - угол подъема витка резьбы, формула (3); n_0 - число заходов резьбы; $\varphi' = \operatorname{arctg}(f')$ - приведенный угол трения резьбы; f' - приведенный коэффициент трения в резьбе, формула (4).

Момент от сил трения на торце, Н.мм

$$T_T = F_3 \cdot f \cdot \frac{D_T}{2} , \quad (6)$$

где f - коэффициент трения фрикционной пары торца; D_T - диаметр трения, мм.

Диаметр трения при кольцевой форме опорного торца, мм

$$D_T = \frac{2}{3} \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} . \quad (7)$$

где D - наружный диаметр торцевой поверхности, мм; d_0 - внутренний диаметр торцевой поверхности, мм.

Диаметр трения при сплошном торце, мм

$$D_T = \frac{2}{3} \cdot D . \quad (8)$$

При контролируемой затяжке момент «на ключе» находят, Н.м

$$T_{кл} = F_3 \cdot \frac{d_2}{2000} \cdot \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f \cdot \frac{D_T}{d_2} \right] . \quad (9)$$

Для резьбовых соединений стандартными деталями коэффициенты трения f и f' , в зависимости от покрытия, берут по табл. 5, диаметр трения для гайки или головки болта принимают $D_T \approx 1,4 \cdot d$.

По ГОСТ 1759.0-87 для крепежных деталей предусмотрены покрытия, которые обозначают: без покрытия - 00 (в обозначении не ставится); цинковое, хромированное - 01; кадмиевое, хромированное - 02; многослойное (медь - никель) - 03; многослойное (медь - никель - хром) - 04; окисное, пропитанное маслом - 05; фосфатное, пропитанное маслом - 06; оловянное - 07; медное - 08; цинковое - 09; окисное, наполненное хроматами - 10; окисное из кислых растворов - 11; серебряное - 12; никелевое - 13.

Коэффициенты трения в резьбовых соединениях при различных покрытиях

Таблица 5

Покрытие болтов и гаек	Коэффициент трения	Без смазки	Со смазкой
Без покрытия	f'	0,4	0,19...0,21
	f	0,2	0,12...0,13
Окисное	f'	0,64	0,44...0,45
	f	0,34	0,26
Цинковое	f'	0,4	0,17...0,19
	f	0,19	0,09...0,10
Фосфатное	f'	0,2	0,17...0,18
	f	0,12	0,11
Кадмиевое	f'	0,29	0,18...0,21
	f	0,17	0,11

1.5. Классы прочности стандартных резьбовых деталей

Стальные болты, винты и шпильки изготавливают 12-и классов прочности. Класс прочности обозначают двумя числами. Первое число, умноженное на 100, дает минимальное значение временного сопротивления σ_B в МПа, второе, деленное на 10, равно отношению σ_T / σ_B , и, следовательно, их произведение, умноженное на 10, равно минимальному значению предела текучести материала резьбовой детали σ_T .

Классы прочности гаек с $H \geq 0,8 \cdot d$ обозначают числом, указывающим класс прочности болтов, с которым они могут сопрягаться в соединении. Классы прочности и соответствующие им материалы приведены в таблице 6.

Классы прочности и материалы стандартных крепежных изделий

Таблица 6

Болты, винты, шпильки		Гайки		
Класс прочности	Марка стали	Класс прочности	Диаметр резьбы, мм	Марка стали
3.6	10, 10кп	4 или 5	> M16	Ст. 3
4.6	20			
4.8	10, 10кп			
5.6	30, 35	5	≤ M48	10
5.8	10, 10кп, 20, 20кп	5		
6.6	35, 45, 40Г	6		15
6.8	20, 20кп	6		
8.8	35, 35Х, 35ХА, 45Г	8		20, 35, 40Х
		9	> M16	
9.8	40Х, 30ХГСА	9	≤ M16	
10.9	16ХСН, 20Г2Р	10	≤ M48	35Х, 38ХА
12.9	40ХНМА	12		

1.6. Примеры обозначения резьбовых деталей

Болт диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 60$ мм, с крупным шагом резьбы, полем допуска **6g**, класса прочности 5.8, с цинковым покрытием - **Болт M12×60 – 6g.58.09 ГОСТ 7808-70.**

Винт диаметром резьбы $d = 12$ мм, длиной $l = 25$ мм, с мелким шагом резьбы, полем допуска **6g**, класса прочности 4.8, без покрытия - **Винт M10×1,25 – 6g×25.48 ГОСТ 7808-70.**

Гайка диаметром резьбы $d = 10$ мм, с крупным шагом резьбы, полем допуска **6H**, класса прочности 5, с кадмиевым покрытием - **Гайка M10 – 6H.5.02 ГОСТ 2524-70.**

Шпилька диаметром резьбы $d = 16$ мм, с крупным шагом резьбы, полем допуска **6g**, длиной $l = 120$ мм, с длиной ввинчивания $l_1 = 20$ мм, длиной резьбового конца $l_0 = 38$ мм, класса прочности 8.8, с фосфатным покрытием - **Шпилька M16 – 6g×120 $\frac{20}{38}$ 8.8.06 ГОСТ-22034-76.**

2. РАСЧЕТ ГРУЗОВЫХ И ХОДОВЫХ ВИНТОВ

2.1. Определение основных параметров винтовой пары

Тип резьбы (если он не задан) выбирают в зависимости от требований к КПД, технологичности и условий работы (см. раздел 1.2.).

Работоспособность передачи «винт-гайка» лимитируют: прочность винта, его устойчивость при сжатии и износостойкость витков резьбы гайки.

Внутренний диаметр резьбы из условия статической прочности тела винта, мм

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P \cdot C}{\pi \cdot [\sigma]_P}} \quad , \quad (10)$$

где F_P - расчетная сила на винте, Н; $C = 1,2...1,4$ - коэффициент, учитывающий напряжения кручения в теле винта; $[\sigma]_P = [\sigma]_{+1} = \frac{\sigma_T}{s}$ - допускаемое напряжение растяжения (сжатия) для винта при расчете на статическую прочность, МПа; σ_T - предел текучести материала тела винта, МПа; $s = 2,5...4$ - коэффициент запаса прочности.

Большие значения коэффициента запаса прочности принимают при ожидаемом диаметре резьбы винта $d \leq 16$ мм и для сжимаемых винтов, меньшие при $d > 30$ мм и винтов, работающих на растяжение.

Винты изготавливают из сталей У10, 65Г, 40Х, 40ХГ с упрочнением до твердости не менее 45 HRC₉. Для слабонагруженных тихоходных винтов допустимо использовать незакаленные стали 35, 45, 50.

Материал гаек - оловянные бронзы Бр010Ф1, Бр06Ц6С3, цинковые сплавы ЦАМ10-5, а при малых скоростях и нагрузках антифрикционные чугуны АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2, серые чугуны СЧ15, СЧ20, реже конструкционные стали. Механические характеристики материалов представлены в таблицах 7 и 8.

Средний диаметр резьбы из условия ее износостойкости, мм

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_P}{\pi \cdot \Psi_h \cdot \Psi_H [p]}} \quad , \quad (11)$$

где Ψ_h - отношение рабочей высоты профиля к шагу резьбы, равное 0,5 для трапецеидальной и прямоугольной резьбы, 0,75 для упорной, 0,54 для треугольной; $\Psi_H = H/d_2$ - коэффициент, равный 1,2...2,5 (большие значения для резьб меньших диаметров); H - высота гайки.

Допускаемое давление в резьбе $[p] = 10...12 \cdot (8...10)$ МПа для пары закаленная (незакаленная) сталь по (незакаленной) стали, бронзе; $[p] = 4...6$ МПа для пары незакаленная сталь по чугуно. Для передач приборов допускаемое давление уменьшают в 2 - 3 раза по сравнению с передачами общего назначения.

Механические характеристики сталей

Таблица 7

Сталь	σ_B	σ_T	σ_{-1}	Сталь	σ_B	σ_T	σ_{-1}
	МПа				МПа		
Ст. 3	400	230	170	45	610	360	260
Ст. 5	520	280	220	50	640	380	280
A 12	450	300	230	65Г	750	440	350
20	400	240	170	40X	800	650	360
35	540	320	230	40XГ	1600	1400	630

Механические характеристики чугунов и бронз

Таблица 8

Чугуны	σ_B	E	Бронзы	σ_B	σ_T	E
	МПа			МПа		
СЧ 15	150	$0,86 \cdot 10^5$	Бр010Ф1	260	200	$1,03 \cdot 10^5$
СЧ 20	200	$0,9 \cdot 10^5$	Бр06Ц6С3	180	90	$0,93 \cdot 10^5$
СЧ 30	300	$1,12 \cdot 10^5$	БрОЦС 4-4-17	150	90	$0,7 \cdot 10^5$

Резьбу выбирают по соответствующему стандарту при условии, что $d_1 \leq d_1$ по ГОСТ и $d_2 \leq d_2$ по ГОСТ, с указанием основных ее параметров - диаметров наружного d , внутреннего d_1 и среднего d_2 , а также шага резьбы P .

Высота гайки с округлением до нормального ряда линейных размеров по табл. 9

$$H = \Psi_H \cdot d_2, \text{ мм.} \quad (12)$$

Ряд нормальных линейных размеров

Таблица 9

6,0	9,0	13	20	30	45	67	100	150	220	340
6,3	9,5	14	21	32	48	71	105	160	240	360
6,7	10	15	22	34/35	50	75	110	170	250	380
7,1	10,5	16	24	36	53	80	120	180	260	400
7,5	11	17	25	38	56	85	125	190	280	420
8,0	11,5	18	26	40	60	90	130	200	300	450
8,5	12	19	28	42	63	95	140	210	320	480

Винты, нагруженные сжимающей осевой силой при $l_{max}/d \geq 7$, проверяют на устойчивость (l_{max} - наибольшая рабочая длина винта). При этом предварительно выясняют

условия закрепления винта в опорах и его приведенную длину $l_{np} = \mu \cdot l_{max}$, где μ - коэффициент, зависящий от условий закрепления винта, выбираемый по рис. 2.

Если приведенная длина $l_{np} \geq 25 \cdot d_1$, то проверку винта на устойчивость проводят с применением формулы Эйлера по условию

$$F_P \leq \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{s_y \cdot l_{np}^2} \quad (13)$$

Здесь $J = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot (0,4 + 0,6 \cdot \frac{d}{d_1})$ - приведенный момент инерции сечения винта, мм⁴;

E - модуль упругости материала винта, МПа; $s_y = 2,5$ - коэффициент запаса устойчивости.

Схемы закрепления винта

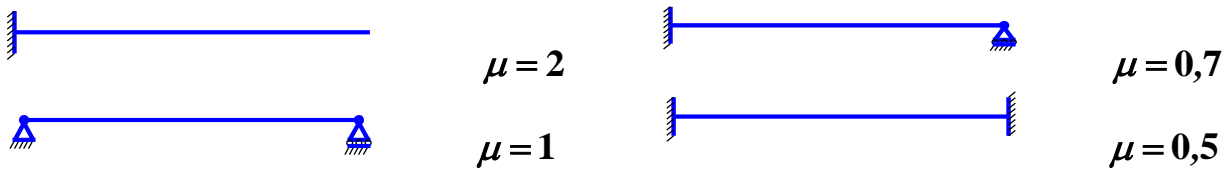


Рис. 2

Примечания: 1. Опора с одним подшипником рассматривается как шарнирная опора; с двумя - как жесткая заделка. 2. Гайка с опорой рассматривается как жесткая заделка. 3. Гайка или опора, перемещаемая в направляющих поддерживающая винт, рассматривается как шарнирная опора.

При $l_{np} < 25 \cdot d_1$ проверку устойчивости винта проводят по условию

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_{+1} \cdot \vartheta, \quad (14)$$

где ϑ - коэффициент понижения допускаемого напряжения в зависимости от гибкости стержня l_{np} / i ; $i \approx d_1 / 4$ - радиус инерции сечения винта.

l_{np} / i	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ϑ	0,98	0,95	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,62	0,51

В случае, если условия (13) или (14) не выполняются, необходимо увеличить диаметр резьбы с повторной проверкой устойчивости винта.

Размеры торцевой поверхности винта, если они не заданы, определяют из расчета на износ.

Наружный диаметр при сплошном торце, мм

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [p]_T}}, \quad (15)$$

где $[p]_T$ - допускаемое давление на торце при соответствующем материале подпятника (табл. 10), МПа.

При кольцевом торце, мм

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [p]_T} + d_o^2}. \quad (16)$$

где d_0 - внутренний диаметр опорной поверхности торца (обычно принимают $d_0 = 0,6 \cdot d$).

Допускаемые давления материала подпятника

Таблица 10

Материал подпятника	$[p]_T$	Материал подпятника	$[p]_T$
	МПа		МПа
АЧС-1	9	Бр010Ф1	15
АЧС-4	15	БрС30	25
АЧС-5	30	ЦАМ10-5	20
АЧВ-1	12	АН-2,5	25
Незакаленная сталь	5...6	Полиамид АК-7	20
Закаленная сталь	12...15	Фенопласты	42

При заданных размерах торцевой поверхности ее проверяют на износ

$$p_T = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot (D^2 - d_o^2)} \leq [p]_T. \quad (17)$$

Если условие (17) не выполняется, то следует увеличить размеры опорного торца, изменить материал подпятника (табл. 10) или применить упорный подшипник качения в паре с радиальным подшипником (качения или скольжения).

2.2. Проверочный расчет тела винта на прочность и сопротивление усталости

Этот расчет производят для опасного сечения винта, выбираемого при сопоставлении эпюр сил F и крутящих моментов T , действующих на винт. Если при этом оказывается, что максимальные значения F и T приходятся на разные сечения, то проверку производят (при прочих равных условиях) по сечению с F_{max} .

Момент в резьбе T_P и на торце T_T находят по формулам (5) и (6). При этом коэффициент трения фрикционных пар берут по табл. 11.

При действии в опасном сечении осевой силы и крутящего момента условие прочности винта

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{p(сж)}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} \leq [\sigma]. \quad (18)$$

Здесь $\sigma_{p(сж)} = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot d_1^2}$ и $\tau_{кр} = \frac{T}{0,2 \cdot d_1^3}$ - действующие в опасном сечении напряжения

растяжения (сжатия) и кручения соответственно, МПа; T - крутящий момент в рассматриваемом сечении, Н.мм.

Коэффициент трения фрикционных пар

Таблица 11

Фрикционная пара	Коэффициент трения f	
	без смазки	со смазкой
Сталь - сталь	0,15	0,08...0,1
Сталь - мягкая сталь	0,2	0,1...0,2
Сталь - чугун	0,18	0,1...0,15
Сталь - бронза	0,1	0,07...0,1
Чугун - бронза	0,15...0,2	0,07...0,15
Бронза - бронза	0,2	0,07...0,1

Условие прочности при действии только крутящего момента

$$\tau_{кр} \leq [\tau]_{кр}, \quad (19)$$

где $[\tau]_{кр} = (0,5...0,6) \cdot [\sigma]$ - допускаемое напряжение кручения, МПа; $[\sigma] = [\sigma]_{+1}$ - допускаемое напряжение при расчете на статическую прочность (стр. 10), МПа.

Расчет винта на **сопротивление усталости** производят при **механическом приводе**.

При расчете на сопротивление усталости при симметричном цикле изменения напряжений, МПа

$$[\sigma] = [\sigma]_{-1} = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_K \cdot K_V \cdot K_d}{K_\sigma \cdot s_{-1}}. \quad (20)$$

Здесь σ_{-1} - предел выносливости материала винта, МПа (табл. 7); K_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбе (табл. 12); K_K - коэффициент конструктивной формы: $K_K = 1$ - при работе гайки на сжатие, $K_K = 1,2...1,3$ - на растяжение; $K_K = 1,2$ - для гаек с спиральными вставками или уменьшенным модулем упругости (бронза, чугун); K_V - коэффициент поверхностного слоя: $K_V = 1$ - для накатанной резьбы; $K_V = 0,85...0,95$ - для нарезанной резьбы; K_d - коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров (рис. 3); $s_{-1} = 2...2,5$ - коэффициент запаса по сопротивлению усталости.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений резьбе K_σ

Таблица 12

Резьба	Углеродистая сталь		Легированная сталь	
	В соединении	В свободной части резьбы	В соединении	В свободной части резьбы
Метрическая и упорная	3,0	1,9	3,8	2,3
Трапецеидальная	3,5	2,1	4,4	3,3

Коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров K_d

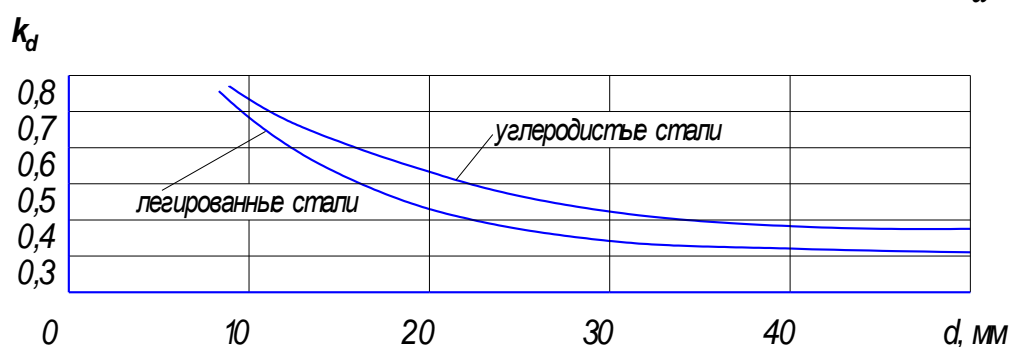


Рис. 3

При отнулевом цикле изменения напряжений

$$[\sigma] = [\sigma]_0 = \frac{2 \cdot [\sigma]_{+1} \cdot [\sigma]_{-1}}{[\sigma]_{+1} + [\sigma]_{-1}}. \quad (21)$$

2.3. Коэффициент полезного действия винтового механизма

КПД винтовой пары при завинчивании

$$\eta_p = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} . \quad (22)$$

КПД механизма

$$\eta = \frac{T_0}{T} , \quad (23)$$

где $T_0 = F_p \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} \psi$ - момент в резьбе, расходуемый на совершение полезной работы, Н.мм; T - суммарный момент на винте, Н.мм.

2.4. Определение размеров воротка

Длина воротка (или радиус маховичка), мм

$$l_B = \frac{T}{F_{pa} \delta} , \quad (24)$$

где $F_{pa} \delta = 150...300$ Н - усилие рабочего.

Диаметр воротка определяют из расчета на изгиб, имея ввиду, что момент M , изгибающий вороток, равен крутящему моменту T .

$$d_B = 3 \sqrt{\frac{M}{0,1 \cdot [\sigma]_u}} , \text{ мм} \quad (25)$$

Здесь $[\sigma]_u = \frac{\sigma_T}{s}$ - допускаемые напряжения изгиба материала воротка, МПа; $s = 2...3$ - коэффициент запаса прочности.

Материал воротка и его механические характеристики берут по табл. 7.

3. РАСЧЕТ КРЕПЕЖНЫХ РЕЗЬБ

Витки крепежных резьб рассчитывают на срез и смятие.

Условие прочности витков резьбы на срез

$$\tau_{cp} = \frac{F_p}{\pi \cdot d_{(1)} \cdot \xi \cdot H \cdot k_m} \leq [\tau]_{cp} , \quad (26)$$

где ξ - коэффициент полноты резьбы, равный 0,87 для треугольной резьбы, 0,75 для упорной, 0,65 для трапецеидальной и 0,5 для прямоугольной; $k_m = 0,55...0,75$ - коэффициент, учитывающий распределения нагрузки по виткам резьбы (большие значения для резьб с крупным шагом, когда материал болта прочнее материала гайки); $d_{(1)}$ - внутренний диаметр резьбы d_1 , если материалы болта и гайки одинаковы, или наружный диаметр резьбы d , если материал гайки менее прочен (в последнем случае следует проверить на срез витки резьбы болта и гайки); $[\tau]_{cp}$ - допускаемое напряжение среза.

Обычно для стальных деталей принимают $[\tau]_{cp} = (0,2...0,3) \cdot \sigma_T$. Для деталей из хрупких материалов - $[\tau]_{cp} = (0,1...0,15) \cdot \sigma_B$.

В проектном расчете определяют длину свинчивания в мм

$$l_{св} = \frac{F_P}{\pi \cdot d_{(1)} \cdot \xi \cdot k_m \cdot [\tau]_{ср}} \quad (27)$$

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{4 \cdot F_P \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot k_m \cdot H} \leq [\sigma]_{см} \quad (28)$$

Допускаемое напряжение смятия для пластичных материалов $[\sigma]_{см}$ принимают равным допускаемому напряжению $[\sigma]_{+1}$ (стр. 10), а при частом завинчивании и отвинчивании: $\sigma_{см} = (0,5...0,6) \cdot [\sigma]_{+1}$. Коэффициент запаса прочности s обычно выбирают в пределах 1,5...2,5. Меньшие значения принимают при контролируемой затяжке и $d > 16$ мм. Для хрупких материалов $[\sigma]_{см} = 0,25 \cdot \sigma_B$.

Необходимую длину свинчивания из условия отсутствия смятия поверхности витков в мм находят по формуле

$$l_{св} = \frac{4 \cdot F_P \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot k_m \cdot [\sigma]_{см}} \quad (29)$$

Если хотябы одна из свинчиваемых деталей является стандартной (болт, винт, шпилька или гайка), то минимальное значение $[\sigma]_T$ материала этой детали находят по классу их прочности (см. раздел 1.5).

4. РАСЧЕТ НЕЗАТЯНУТЫХ И ЗАТЯНУТЫХ БОЛТОВ

Параметры резьбы стандартных крепежных изделий подобраны таким образом, что наиболее слабым элементом является тело болта (винта, шпильки).

Незатянутые болты работают только на растяжение или сжатие.

Расчетный внутренний диаметр резьбы незатянутого болта находят по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\sigma]_P}} \text{, мм} \quad (30)$$

где F_P - внешняя сила, растягивающая или сжимающая болт, Н; $[\sigma]_P$ - допускаемые напряжения, МПа (для болтов из углеродистых сталей $[\sigma]_P = (0,5...0,6) \cdot \sigma_T$, легированных - $[\sigma]_P = (0,4...0,55) \cdot \sigma_T$).

Затянутые болты, помимо растяжения или сжатия, работают на кручение, поэтому расчетный внутренний диаметр их резьбы находят по формуле (10). При неконтролируемой затяжке допускаемые напряжения $[\sigma]_P$ для затянутых болтов находят по таблице 13 в зависимости от диаметра резьбы и предела текучести материала болта σ_T . Для стандартных болтов σ_T определяют согласно разделу 1.5.

Допускаемые напряжения в долях от предела текучести $([\sigma]_P / \sigma_T)$

Таблица 13

Сталь	Постоянная нагрузка		Переменная нагрузка	
	M6...M16	M16...M30	M6...M16	M16...M30
Углеродистая	0,20...0,25	0,25...0,40	0,08...0,12	0,12
Легированная	0,15...0,20	0,20...0,30	0,10...0,15	0,15

При контролируемой затяжке для болтов из углеродистых сталей $[\sigma]_p = 0,6 \cdot \sigma_T$, легированных - $[\sigma]_p = 0,5 \cdot \sigma_T$.

Затянутые и незатянутые болты подбирают по условию $d_1 \leq d_1$ по ГОСТ с указанием d , d_1 , d_2 и P (табл. 1).

В ответственных случаях проводят проверку в соответствии с разделом 2.2., принимая приведенный коэффициент трения резьбы f' и коэффициент трения фрикционной пары торца f по таблице 5.

При контролируемой затяжке момент «на ключе» находят по формуле (9).

5. РАСЧЕТ ЗАТЯНУТЫХ БОЛТОВ, НАГРУЖЕННЫХ ВНЕШНЕЙ ОСЕВОЙ СИЛОЙ

Таковыми болтами выполняют соединения, для которых необходимо кроме **прочности болтов** обеспечить **нераскрытие стыка**, во избежание нарушения взаимного расположения соединяемых деталей, контактной коррозии и пониженной контактной жесткости, или **герметичность соединения**.

Нераскрытие стыка обеспечивается, если в любой момент времени в любой точке стыка напряжение больше нуля (под стыком понимают площадь контакта соединяемых деталей).

Герметичность обеспечивается, если напряжение на стыке больше рабочего давления среды P_p .

Сила затяжки болта, обеспечивающая нераскрытие стыка, Н

$$F_3 = k_3 \cdot F_B \cdot (1 - \chi), \quad (31)$$

где F_B - внешняя сила, действующая на болт, Н; k_3 - коэффициент запаса начальной затяжки: при статической нагрузке $k_3 = 1,5 \dots 2,0$; при переменной нагрузке $k_3 = 2,5 \dots 4$; χ - коэффициент внешней нагрузки.

В приближенных расчетах для соединений из стальных и чугунных деталей принимают $\chi = 0,2 \dots 0,3$; для соединений с упругими прокладками (паронит, резина и т.д.) $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

При уточненных расчетах

$$\chi = \frac{\lambda_\delta}{\lambda_\delta + \lambda_\delta}. \quad (32)$$

Здесь $\lambda_\delta = \frac{4 \cdot l_\delta}{E_\delta \cdot \pi \cdot d^2}$ - податливость болта, мм/Н; l_δ - длина растягиваемого участка болта, мм; E_δ - модуль упругости материала болта, МПа; λ_δ - суммарная податливость сжимаемых деталей, мм/Н.

Суммарную податливость деталей находят по формуле

$$\lambda_\delta = \sum_{i=1}^n \lambda_{\delta i}, \quad (33)$$

где $\lambda_{\delta i}$ - податливость i -й детали; n - число сжимаемых деталей.

Податливость сжимаемой детали, мм/Н

$$\lambda_{\delta i} = \frac{4 \cdot l_i}{E_{\delta i} \cdot \pi \cdot (d_{cp}^2 - d_0^2)}, \quad (34)$$

Здесь E_{di} - модуль упругости i - й детали, МПа (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, чугуна и бронзы по табл. 8, других материалов по табл. 14); d_{cp} - средний внешний диаметр конуса давления, мм; d_0 - диаметр отверстия под болт, мм; l_i - толщина i -й детали, мм.

Средний внешний диаметр конуса давления в мм находят по формуле

$$d_{cp} = 2 \cdot S + l_i \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (35)$$

где S - размер «под ключ», мм (ориентировочно можно принять $S = 1,5 \cdot d$); γ - угол конуса давления (для стали $\gamma = 22...27^\circ$).

Уплотняющая сила, обеспечивающая герметичность, Н

$$F_{yn} = q_0 \cdot A, \quad (36)$$

где $A = k_0 \cdot A_0$ - площадь поверхности прокладки с учетом отверстий под болты, мм²; $k_0 = 0,7...0,8$ - коэффициент, учитывающий уменьшение площади прокладки за счет отверстий под болты; $q_0 = k_{yn} \cdot p_p \geq q_{0min}$ - давление на контактных поверхностях прокладки, МПа; k_{yn} - коэффициент запаса уплотнения (табл. 14); q_{0min} - минимальное давление уплотнения (табл. 14), МПа.

Сила затяжки болта, обеспечивающая герметичность, Н

$$F_3 = F_B \cdot (1 - \chi) + \frac{F_{yn}}{z}, \quad (37)$$

где z - количество болтов.

Число болтов для обеспечения равномерной затяжки стыка выбирают кратным четырем. Расстояние между осями болтов (шаг болтов t) при малых давлениях ($p_p \leq 1$ МПа) $t = (5...7) \cdot d$; при больших давлениях ($p_p \geq 3$ МПа) $t = (2,5...4) \cdot d$.

Коэффициенты запаса уплотнения k_{yn} , минимальные давления уплотнения q_{0min} и модули упругости E

Таблица 14

Материал прокладки	k_{yn}	q_{0min}	E
		МПа	
Резина	1,2	2,5	400
Паронит или пересованный асбест	1,6	10	3000
Фторопласт - 4	1,4	4,0	2000
Фибра	1,4	40	7000
Асбест, армированный проволоочной сеткой	1,4	10	3000
Мягкий алюминий	2,0	50	70000
Мягкая медь	2,4	70	110000
Мягкая сталь	2,7	80	210000
Примечание. При уплотнении воздуха или пара значения k_{yn} и q_{0min} увеличивают в 1,8 раза; а газов с высокой проникающей способностью (водород, гелий и т.д.) - в 2,5 раза.			

Расчетная сила в болте,

$$F_P = F_3 \cdot C + \chi \cdot F_B, \quad (38)$$

где $C = 1,2...1,4$ - коэффициент, учитывающий напряжения кручения.

Расчетный внутренний диаметр болта, мм

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\sigma]_p}} \quad (39)$$

Допускаемые напряжения $[\sigma]_p$ находят в соответствии с разделом 4.

Момент на ключе для контроля затяжки находят по формуле (9).

При переменных нагрузках болты проверяют на сопротивление усталости по амплитудному напряжению, МПа

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot F_B}{2 \cdot A} \quad (40)$$

где $A = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ - площадь поперечного сечения болта, мм².

Предельная амплитуда цикла напряжений для резьбовых соединений типа болт - гайка, МПа

$$\sigma_n = \frac{\sigma_{-1p}}{K_\sigma} \cdot K_K \cdot K_V \cdot K_d \quad (41)$$

Здесь $\sigma_{-1p} = (0,8...0,9) \cdot \sigma_{-1}$ - предел выносливости материала болта при растяжении - сжатии, МПа; σ_{-1} - предел выносливости по табл. 7, МПа; коэффициенты K_σ , K_K , K_V и K_d те же, что и в формуле (20).

Запас по сопротивлению усталости резьбовых соединений

$$s_a = \frac{\sigma_n}{\sigma_a} = 2,5...4 \quad (42)$$

Высокие значения s_a объясняются возможными погрешностями при определении коэффициентов основной нагрузки χ и рассеянием величины σ_n в зависимости от технологических факторов.

6. РАСЧЕТ ГРУППОВОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

В отверстия соединяемых деталей болты устанавливают: с диаметральный зазором (черные болты) и без зазора с небольшим натягом (чистые болты). В общем случае такие соединения могут быть нагружены сдвигающими силами F_i и моментами T_i . Для расчета все силы и моменты приводят к центру масс стыка методом плоско - параллельного переноса и находят их равнодействующие F_B и T . Стыком считают плоскую фигуру, ограниченную центрами отверстий под болты.

При расчете и конструировании таких соединений следует обращать внимание на наличие или возможность применения центрирующих буртов, штифтов или упоров, препятствующих сдвигу деталей, а, следовательно, разгружающих болты.

6.1. Соединения болтами, установленными с зазором

Сдвигу деталей препятствуют силы трения на стыках деталей, создаваемые силами затяжки болтов. При этом условно принимают, что силы трения сосредоточены под болтами. Сила затяжки болтов - одинакова.

Необходимая сила затяжки болта, обеспечивающая несдвигаемость детали, Н

$$F_3 = \frac{k}{f \cdot m} \left(\frac{F_B}{z} + \frac{1000 \cdot T}{\sum_{i=1}^n r_i \cdot z_i} \right), \quad (43)$$

где $k=1,2...2,0$ - коэффициент запаса сцепления; m - число стыков деталей; f - коэффициент трения на стыке деталей (табл. 15); z - общее количество болтов; z_i - количество болтов, расположенных на расстоянии r_i от центра масс стыка; T - сдвигающий момент, Н · м.

Коэффициент трения f на стыке стальных (чугунных) деталей

Таблица 15

Обработка стыка	f	Окраска стыка	f
Без обработки	0,3	Алюминиевым порошком	0,15
Пескоструйная	0,5	Антикоррозионная краска	0,1
Газовой горелкой	0,4	Свинцовым суриком	0,06
Резанием	0,12		

В частном случае при кольцевой форме стыка, Н

$$F_3 = \frac{k}{z \cdot f \cdot m} \left(F_B + \frac{2000 \cdot T}{D_{\delta}} \right). \quad (44)$$

Здесь D_{δ} - диаметр окружности осей болтов, мм.

Далее болты рассчитывают как затянутые в соответствии с разделом 4.

6.2. Соединения болтами, установленными без зазора

Отказ такого соединения наступает в результате среза болтов и смятия боковой поверхности болтов или деталей.

Срезающая сила от внешней силы F_F , Н

$$F_F = \frac{F_B}{z}, \quad (45)$$

где z - полное количество болтов.

Срезающая сила от внешнего момента T , Н

$$F_T = \frac{1000 \cdot T \cdot l_1}{\sum_{i=1}^n l_i^2}, \quad (46)$$

где l_1 и l_i - расстояние от центра масс стыка до наиболее нагруженного болта и до каждого из них соответственно, мм (наиболее нагруженным является болт, расположенный ближе всех к линии действия силы).

При кольцевой форме стыка

$$F_T = \frac{2000 \cdot T}{z \cdot D_{\delta}}. \quad (47)$$

Расчетная сила при одновременном действии силы и момента, Н

$$F_P = \sqrt{F_T^2 + F_F^2 + 2 \cdot F_T \cdot F_F \cdot \cos \alpha} , \quad (48)$$

где α - острый угол между векторами F_T и F_F .

Угол α определяют аналитически или графически, имея в виду, что векторы сил F_F направлены в ту же сторону, что и сила F_B , а векторы сил F_{Ti} перпендикулярны радиусам, проведенным из центра масс стыка до центра каждого из болтов, и направлены таким образом, что моменты от них совпадают с направлением внешнего момента T .

Диаметр стержня болта с округлением по ряду нормальных линейных размеров (табл. 9), мм

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\tau]_{cp} \cdot m}} . \quad (49)$$

Здесь $[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$ - допускаемые напряжения среза, МПа.

Условие отсутствия смятия на поверхностях контакта болта с соединяемыми деталями

$$\sigma_{cm} = \frac{F_P}{d \cdot \delta} \leq [\sigma]_{cm} , \quad (50)$$

где δ - наименьшая из толщин соединяемых деталей, мм.

Допускаемые напряжения смятия: для стальных деталей $[\sigma]_{cm} = 0,8 \cdot \sigma_T$; для чугунных деталей $[\sigma]_{cm} = 0,4 \cdot \sigma_B$.

Минимально необходимая толщина соединяемых деталей, мм

$$\delta = \frac{F_P}{d \cdot [\sigma]_{cm}} . \quad (51)$$

7. РАСЧЕТ ГРУППОВОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО В ПЛОСКОСТИ, ПЕРПЕНДИКУЛЯРНОЙ ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Такие соединения преимущественно выполняют болтами, установленными в отверстие с зазором (например фундаментными болтами). В общем случае болтовое соединение может быть нагружено сдвигающими, отрывающими от основания или прижимающими силами, и опрокидывающими и сдвигающими моментами, поэтому критериями работоспособности болтового соединения являются:

1. Нераскрытие стыка;
2. Несдвигаемость детали относительно основания (при наличии внешних сдвигающих сил или моментов);
3. Прочность основания по смятию (при установке детали на неметаллическое основание);
4. Прочность болтов.

Для определения расчетных нагрузок задаются осями координат с началом в центре масс стыка (здесь под стыком понимают площадь контакта детали с основанием). Все внешние силы F_{Bi} раскладывают на составляющие, нормальные к основанию F_{yi} и параллельные ему F_{xi} и F_{zi} . Затем находят равнодействующие отрывающих и прижимающих деталь к основанию сил $F_{y\Sigma}$, а также сдвигающих сил $F_{x\Sigma}$ и $F_{z\Sigma}$. Далее определяют суммарные моменты от сил $F_{x\Sigma}$, $F_{y\Sigma}$ и $F_{z\Sigma}$ и внешних моментов относительно осей, проходящих через центр масс стыка. При этом следует иметь в виду, что моменты относительно осей, параллельных основанию, $M_{x\Sigma}$ и $M_{z\Sigma}$ будут опрокидывать

деталь, а момент относительно оси, перпендикулярной ему, $T_{y\Sigma}$ - поворачивать деталь на основании.

Минимально и максимально нагруженные точки стыка (точка возможного раскрытия стыка и точка возможного смятия основания соответственно) определяют по эпюрам напряжений на стыке. Эпюры напряжений строят в зависимости от условий нагружения в одной или двух плоскостях, принимая, что:

- напряжения от отрывающих и прижимающих сил равномерно распределены по стыку;
 - напряжения от опрокидывающих моментов имеют такой же закон распределения, как и нормальные напряжения при изгибе;
 - напряжения, нагружающие стык, - положительные, разгружающие - отрицательные.
- Эпюры строят для каждого силового фактора в отдельности, после чего изображают суммарную эпюру напряжений на стыке.

Напряжения от внешней силы, нормальной к стыку, МПа

$$\sigma_F = \frac{F_{y\Sigma}}{A}, \quad (52)$$

где A - площадь опорной поверхности детали (площадь стыка), мм².

Напряжения от опрокидывающих моментов, МПа

$$\sigma_{Mx(z)} = \frac{1000 \cdot M_{x(z)\Sigma}}{W_{x(z)}}, \quad (53)$$

где $M_{x\Sigma}$ и $M_{z\Sigma}$ - суммарные опрокидывающие моменты относительно осей X и Z соответственно, Н·м; W_x и W_z - моменты сопротивления опорной поверхности стыка относительно осей X и Z соответственно, мм³.

Напряжение от суммарной силы затяжки болтов по условию нераскрытия стыка, МПа

$$\sigma_3 = k_3 (\sigma_{Mx} + \sigma_{Mz} \pm \sigma_F + \sigma_{min}), \quad (54)$$

где k_3 - коэффициент запаса начальной затяжки; σ_{min} - минимальное напряжение на стыке.

В ответственных соединениях при металлическом основании для обеспечения достаточной жесткости принимают $\sigma_{min} = 1...2$ МПа. При этом $k_3 = 1$. При неметаллическом основании принимают $\sigma_{min} = 0$, а $k_3 = 1...1,5$.

В формуле (54) берут знак плюс, если внешняя сила прижимает деталь к основанию, минус - при обратном направлении внешней силы.

Сила затяжки болта, обеспечивающая нераскрытие стыка, Н

$$F_3 = \frac{\sigma_3 \cdot A}{z}, \quad (55)$$

где z - полное число болтов.

Сила затяжки болта по условию несдвигаемости детали, Н

$$F_3 = \frac{k}{f} \left(\frac{F_{x\Sigma}}{z} + \frac{1000 \cdot T_{y\Sigma}}{\sum_{i=1}^n r_i \cdot z_i} \right) \pm \frac{F_{y\Sigma}}{z}. \quad (56)$$

Здесь все коэффициенты и их значения те же, что и в формуле (43). При деревянном, кирпичном или бетонном основании коэффициент трения на стыке принимают $f = 0,4...0,45$.

В формуле (56) берут знак плюс если сила $F_{y\Sigma}$ отрывает деталь от основания, минус - при обратном направлении этой силы.

Дальнейшие расчеты ведут по большему значению силы затяжки.

Примечание. Если потребная сила затяжки по условию несдвигаемости (формула 56) больше чем по условию нераскрытия стыка (формула 55), то при металлическом основании следует применить дополнительные фиксирующие устройства (штифты, шпонки и т.д.), препятствующие сдвигу детали, в дальнейших расчетах использовать F_z , найденную по формуле (55). При неметаллическом основании расчет ведут по силе затяжки, найденной по формуле (56).

При неметаллическом основании проводят проверку основания на смятие, предварительно уточнив напряжение на стыке от суммарной силы затяжки болтов, по формуле

$$\sigma_z = \frac{F_z \cdot z}{A}, \text{ МПа} \quad (57)$$

Условие прочности основания

$$\sigma_{max} = \sigma_{Mx} + \sigma_{Mz} + \sigma_z \pm \sigma_F \leq [\sigma]_{cm}. \quad (58)$$

Здесь $[\sigma]_{cm}$ - допускаемые напряжения смятия для материала основания (табл. 16).

Допускаемые напряжения смятия для материала основания

Таблица 16

Материал основания	$[\sigma]_{cm}$, МПа
Кирпичная кладка на известковом растворе	0,7...1,0
Кирпичная кладка на цементном растворе	0,8...1,2
Бетон	2,0...3,0
Дерево	1,2...2,0

В случае невыполнения условия (58) увеличивают размеры основания и вновь проверяют основание на прочность.

Если на деталь действует опрокидывающий момент относительно одной оси, то находят потребный момент сопротивления опорной поверхности относительно этой оси по приближенной формуле

$$W = (1,1...1,2) \cdot \frac{1000 \cdot M}{[\sigma]_{cm}}, \text{ мм}^3. \quad (59)$$

Здесь численный коэффициент в скобках учитывает напряжение на стыке от нормальной силы.

Далее конструктивно выбрав один из геометрических параметров основания детали (например ширину), находят другой параметр (длину). Затем повторяют проверку основания на прочность. При необходимости вновь корректируют размеры основания детали.

Расчет болтов на прочность выполняют в соответствии с разделом 5 для наиболее нагруженного болта. При этом внешнюю силу находят с учетом нормальных к основанию сил и опрокидывающих моментов.

Нагрузка на болт от нормальной к основанию силы, Н

$$F_F = \frac{F_{y\Sigma}}{z}. \quad (60)$$

Внешняя сила в болте от воздействия опрокидывающих моментов,

$$F_{Mx(z)} = \frac{1000 \cdot M_{x(z)} \Sigma \cdot l_1}{\sum_i^n z_i \cdot l_i^2} . \quad (61)$$

Здесь z_i - количество болтов в каждом поперечном (по отношению к данной оси) ряду; n - количество поперечных рядов; l_1 и l_i - расстояния от оси до ряда с наиболее нагруженным болтом и до каждого из остальных рядов соответственно, мм.

Полная внешняя сила на наиболее нагруженный болт, Н

$$F_B = F_{Mx} + F_{Mz} \pm F_F . \quad (62)$$

Здесь знак плюс берут при наличии отрывающей силы, знак минус, если сила прижимает деталь к основанию (разгружает болты).

При бетонных основаниях используют фундаментные болты из сталей с характеристиками не ниже, чем у стали ст. 3, а в ответственных случаях фундаментные болты с закладными стержнями из сталей с характеристиками не ниже, чем у стали 35. Фундаментные болты имеют резьбу: М12, М16, М20, М24, М30, М36, М42 и М48.

8. МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ И ОФОРМЛЕНИЯ ЗАДАНИЯ

Выполненная работа состоит из расчетно-пояснительной записки и конструкторских разработок в виде эскизов и чертежей.

Расчетно-пояснительную записку выполняют на стандартных листах формата А4. Она должна содержать: титульный лист, задание, анализ конструкции, необходимые расчеты, список использованной литературы, оглавление и приложение (эскизы и чертежи).

Содержание записки разбивают на разделы и пункты, которые нумеруют арабскими цифрами (1.; 1.1.; и т.д.). Наименование разделов и пунктов записывают в виде заголовков. Каждый расчет раздела или пункта также должен содержать заголовок, указывающий рассчитываемый параметр.

Запись расчетов должна состоять из формулы, численных значений параметров, в нее входящих, результата и его размерности. Ниже дают расшифровку параметров, входящих в формулу, с указанием литературного источника и номера страницы.

Чертежи конструкторских разработок выполняют на ватмане формата А4 или А3 преимущественно в масштабе 1:1. Чертежи выполняют в соответствии с требованиями ЕСКД.

Прежде чем приступить к расчетам, изучают предложенную конструкцию и уясняют принцип ее работы. При этом определяют типы соединений и механизмов, подлежащих расчету, и их нагруженность.

Рабочие нагрузки не всегда действуют непосредственно на соединения и механизмы, поэтому определяют основные (рабочие) и дополнительные (например силы трения) нагрузки, действующие на каждый элемент. При этом выбирают такое положение механизма, при котором силы будут максимальными. Затем определяют характер этих нагрузок (растягивающие, сжимающие, сдвигающие или отрывающие и т.д.; постоянные или переменные), форму и размеры нагруженных поверхностей.

Для болтовых групп силы приводят к центру масс стыка. Расчет начинают с передачи винт-гайка, если таковая имеется в задании. Узел, подлежащий конструктивной проработке, согласуют с преподавателем.

ПРИМЕР РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОГО ЗАДАНИЯ

Спроектировать винтовое натяжное устройство, показанное на рис. 4а. Определить размеры воротка и рассчитать все резьбовые соединения.

Исходные данные:

$F_B = 9$ кН; $l_{max} = 450$ мм; $\beta = 30^0$; $L_1 = 800$ мм; $L_2 = 750$ мм; $L_3 = 700$ мм; $B_1 = 200$ мм; $B_2 = 150$ мм; $B_3 = 100$ мм; $h = 100$ мм; $l = 250$ мм. Материал винта - незакаленная сталь 45, гайки - бронза Бр010Ф1, корпуса - чугун СЧ15. Натяжное устройство установлено на бетонном основании. Недостающие данные и размеры выбрать самостоятельно.

1. Анализ конструкции и определение нагрузок

Корпус натяжного устройства 1 крепится к бетонному основанию 2 четырьмя болтами 3. Винт 4 при вращении воротка 5 перемещает ползун 6. На оси ползуна 6 расположена серьга 7, в которую ввернута тяга 8. Гайка винтовой пары 9 закреплена на корпусе 1 шестью винтами 10.

Расчету подлежат:

- а) винтовая пара: винт 4 - гайка 9;
- б) незатянутое резьбовое соединение серьги 7 с тягой 8;
- в) винты 10 крепления гайки, представляющие собой группу предварительно затянутых винтов, нагруженных внешней осевой силой;
- г) болты 3 крепления корпуса, являющиеся группой болтов, нагруженных в плоскости, перпендикулярной стыку.

Винт 4, перемещая ползун 5, преодолевает составляющую внешней силы $F_x = F_B \cdot \cos \beta$, параллельную основанию, и силу трения $F_{тр} = F_y \cdot f = F_B \cdot f \cdot \sin \beta$ на направляющих корпуса от составляющей F_y , перпендикулярной основанию, т.е. он

сжат силой $F = F_B \cdot (\cos \beta + f \cdot \sin \beta) = 9000 \cdot (\cos 30^0 + 0,15 \cdot \sin 30^0) = 8470$ Н.

Здесь принято, что коэффициент трения пары ползун (сталь) - корпус (чугун) при наличии периодической смазки $f = 0,15$ (табл. 11).

Резьбовое соединение серьга 7 - тяга 8 нагружено непосредственно растягивающей силой $F_B = 9000$ Н.

Внешняя осевая сила, действующая на каждый из винтов 10, равна

$$F_B = F / z = 8470 / 6 = 1410 \text{ Н,}$$

Здесь $z = 6$ - число винтов 10;

Для определения расчетных нагрузок для болтового соединения крепления натяжного устройства к основанию зададимся осями координат X , Y , Z с началом в центре масс стыка (под стыком будем понимать площадь контакта натяжного устройства с основанием).

При переносе внешней силы F_B в центр масс стыка, последний оказывается нагружен:

- отрывающей силой $F_y = F_B \cdot \sin \beta = 9000 \cdot \sin 30^0 = 4500$ Н;

- сдвигающей силой $F_x = F_B \cdot \cos \beta = 9000 \cdot \sin 30^0 = 7790$ Н;

- опрокидывающим моментом

$$M = F_x \cdot h + F_y \cdot l = 7790 \cdot 100 + 4500 \cdot 250 = 190400 \text{ Н.мм} = 1904 \text{ Н.м}$$

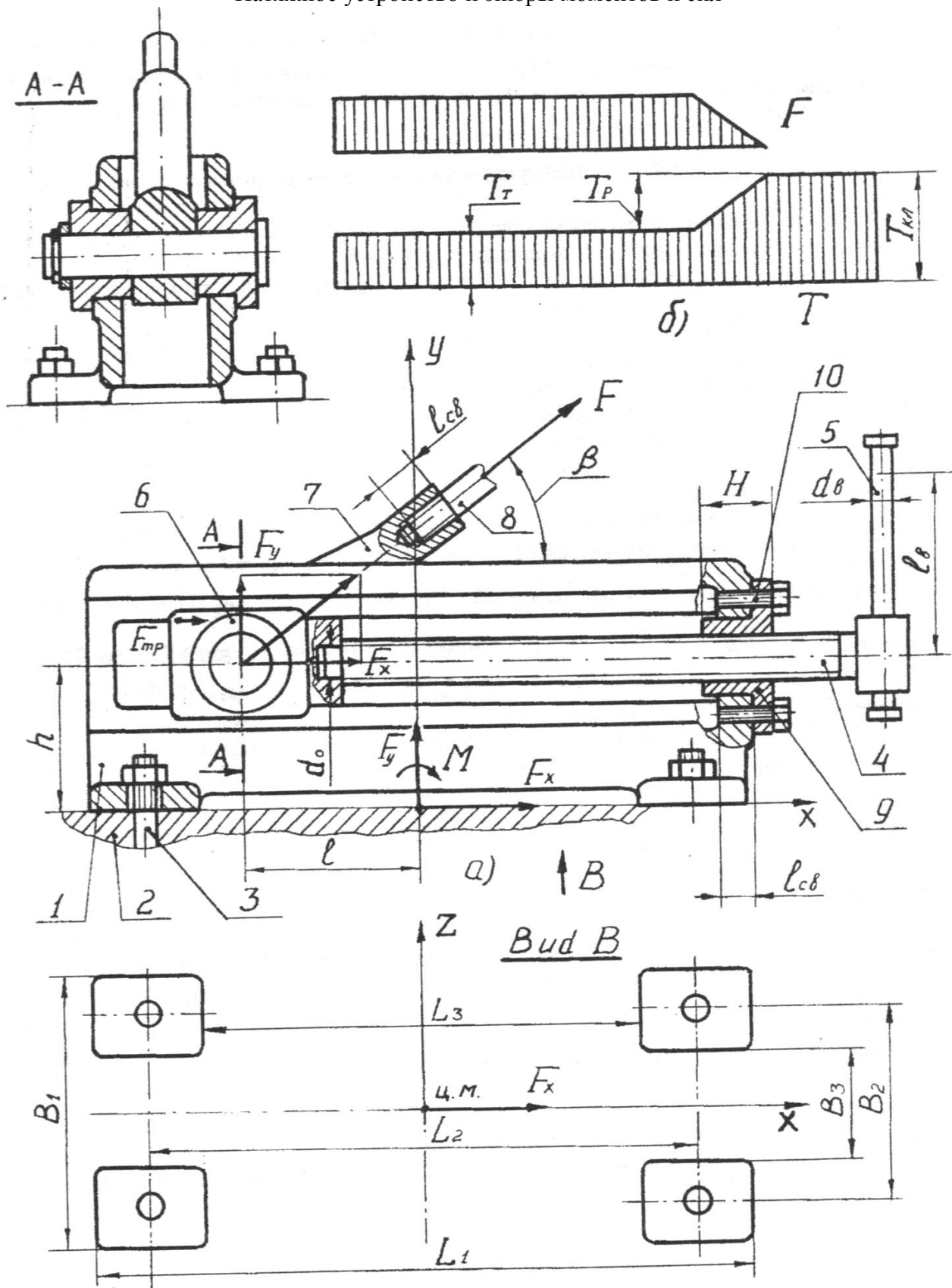


Рис. 4 а - натяжное устройство; б - эпюры моментов и сил

2. Расчет грузового винта

2.1. Определение основных параметров винтовой пары

Поскольку на винт передачи действует нагрузка одного направления выбираем упорную резьбу (см. раздел 1.2).

Принимая коэффициент запаса прочности $s = 3$, а коэффициент, учитывающий напряжения кручения, $C = 1,3$, найдем внутренний диаметр резьбы из условия статической прочности винта по формуле (10)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P \cdot C}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8470 \cdot 1,3}{\pi \cdot 120}} = 10,8 \text{ мм},$$

Здесь допускаемое напряжение материала тела винта $[\sigma]_p = [\sigma]_{+1} = \sigma_T / s = 360 / 3 = 120$ МПа (стр. 10); а $\sigma_T = 360$ МПа предел текучести стали 45 (табл. 7).

Средний диаметр резьбы из условия ее износостойкости по формуле (11) будет

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_P}{\pi \cdot \Psi_h \cdot \Psi_H \cdot [p]}} = \sqrt{\frac{8470}{\pi \cdot 0,75 \cdot 2 \cdot 9}} = 14,1 \text{ мм}.$$

Здесь принято: отношение рабочей высоты профиля к шагу для упорной резьбы $\Psi_h = 0,75$; относительная высота гайки $\Psi_H = 2$; допускаемое давление в резьбе для пары незакаленная сталь по бронзе $[p] = 9$ МПа (стр. 11).

Так как условие износостойкости требует большего диаметра резьбы, то по таблице 3 выбираем однозаходную упорную резьбу **S 16 × 2 ГОСТ 10177-82** с параметрами: $d = 16$ мм; $d_1 = 12,5$ мм; $d_2 = 14,5$ мм; $P = 2$ мм.

Винт работает на сжатие, а $l_{max} / d = 450 / 16 \approx 28 > 7$, поэтому необходима проверка винта на устойчивость (стр. 11).

Так как приведенная длина винта $l_{np} = \mu \cdot l_{max} = 0,7 \cdot 450 = 315$ мм больше $2,5 \cdot d_1 = 25 \cdot 12,5 = 312,5$ мм, проверку на устойчивость будем вести по условию (13). Здесь коэффициент, зависящий от условий закрепления винта $\mu = 0,7$ (см. рис. 2), поскольку один конец винта жестко заделан (гайка жестко закреплена на корпусе), а другой конец шарнирно оперт (опора винта перемещается с ползуном по направляющим корпуса).

Тогда по формуле (13)

$$F_P = 8470 \text{ Н} < \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{s_y \cdot l_{np}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1400}{2,5 \cdot 315^2} = 11700 \text{ Н},$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа - модуль упругости стали; $s_y = 2,5$ - коэффициент запаса

устойчивости; $J = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot (0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1}) = \frac{\pi \cdot 12,5^4}{64} \cdot (0,4 + 0,6 \frac{16}{12,5}) = 1400 \text{ мм}^4$ -

приведенный момент инерции.

Условие (13) выполняется, т.е. устойчивость винта обеспечена.

Высота гайки по формуле (12) будет

$$H = \Psi_H \cdot d_2 = 2 \cdot 14,5 = 29 \text{ мм}.$$

Окончательно согласно ряду нормальных линейных размеров (табл. 9) принимаем $H = 30$ мм.

Принимая конструктивно наружный диаметр торца винта $D=12$ мм, т.е. меньше внутреннего диаметра резьбы ($d_1=12,5$ мм), а $d_0=0$, проверим торец винта на износостойкость по формуле (17)

$$p_T = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot (D^2 - d_0^2)} = \frac{4 \cdot 8470}{\pi \cdot 12^2} = 74,9 \text{ МПа.}$$

По условию (17) размеры торца недостаточны для подпятника из любого материала, указанного в табл. 10, следовательно, необходимо увеличить площадь поверхности торца. Увеличим эту площадь за счет накладки 1 (рис. 5) из антифрикционного чугуна АЧС-5, закрепленной на винте штифтом 2.

Эскиз опорного торца винта

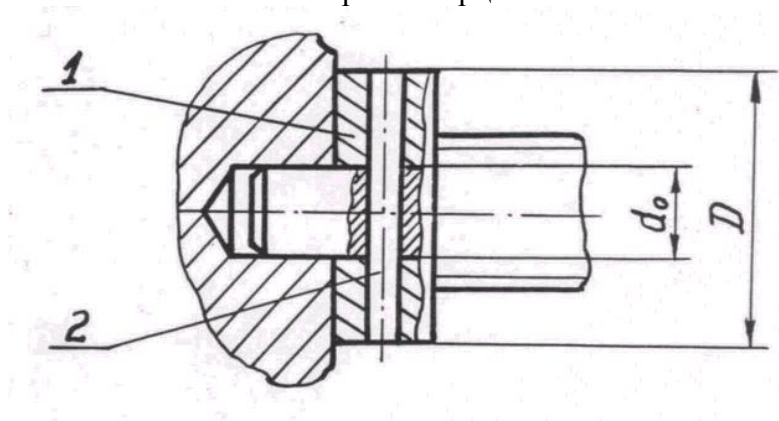


Рис. 5

Принимая конструктивно внутренний диаметр опорного торца возможно большим для обеспечения надежного штифтового соединения, но меньшим внутреннего диаметра резьбы винта ($d_0=12$ мм), при допускаемом давлении $[p]_T=30$ МПа (табл. 10), наружный диаметр торцевой поверхности по формуле (16) будет

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [p]_T} + d_0^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8470}{\pi \cdot 30} + 12^2} = 22,44 \text{ мм.}$$

Окончательно по ряду нормальных линейных размеров (табл. 9) принимаем $D=24$ мм.

2.2. Проверка тела винта на прочность

Поскольку привод натяжного устройства ручной, проверка винта на сопротивление усталости не целесообразна (стр. 14).

Момент сопротивления в резьбе, формула (5)

$$T_P = F_P \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 8470 \cdot \frac{14,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,51 + 4,57) = 7630 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

где $\psi = \operatorname{arctg} \frac{n_0 \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1 \cdot 2}{\pi \cdot 14,5} = 2,51^\circ$ - угол подъема витка резьбы; $n_0 = 1$ - число

заходов резьбы (стр.3); $\varphi' = \operatorname{arctg}(f') = \operatorname{arctg} 0,08 = 4,57^\circ$ - приведенный угол трения резьбы; $f' = f / \cos \theta = 0,08 / \cos 3^\circ \approx 0,08$ - приведенный коэффициент трения резьбы, формула (4); $\theta = 3^\circ$ - угол наклона боковой рабочей поверхности витка упорной

резьбы (стр. 5); $f = 0,08$ - коэффициент трения фрикционной пары винт (сталь) - гайка (бронза) при наличии смазки (табл. 11).

Момент сил трения на торце, формула (6)

$$T_T = F_P \cdot f \cdot \frac{D_T}{2} = 8470 \cdot 0,15 \cdot \frac{18,7}{2} = 11880 \text{ Н.мм},$$

где $D_T = \frac{2}{3} \cdot \frac{(D^3 - d_0^3)}{(D^2 - d_0^2)} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(24^3 - 12^3)}{(24^2 - 12^2)} = 18,7$ мм - диаметр трения, формула (7);

$f = 0,15$ - коэффициент трения пары накладка торца (чугун) - ползун (сталь) при периодической смазке (табл. 11).

Согласно эпюрам сил и моментов (рис. 4б) опасное сечение находится между гайкой и опорным торцом винта. На этом участке винт сжат силой F_P и скручен моментом T_T .

Напряжения сжатия в опасном сечении (стр. 13)

$$\sigma_{сж} = \frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 8470}{\pi \cdot 12,5^2} = 69,02 \text{ МПа.}$$

Напряжения кручения в опасном сечении (стр. 13)

$$\tau_{кр} = \frac{T_T}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{11880}{0,2 \cdot 12,5^3} = 30,4 \text{ МПа.}$$

Эквивалентное напряжение, формула (18)

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{сж}^2 + 3 \cdot \tau_{кр}^2} = \sqrt{69,02^2 + 3 \cdot 30,4^2} = 86,8 \text{ МПа} < [\sigma] = 120 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

2.3. Коэффициент полезного действия винтового механизма

КПД винтовой пары по формуле (22)

$$\eta_P = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg}(2,51^0)}{\operatorname{tg}(2,51^0 + 4,57^0)} = 0,353.$$

КПД механизма по формуле (23)

$$\eta = \frac{T_0}{T_P + T_T} = \frac{2690}{7630 + 11880} = 0,138,$$

где $T_0 = F_P \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi) = 8470 \cdot \frac{14,5}{2} \cdot \operatorname{tg}(2,51^0) = 2690$ Н.мм - момент в резьбе, расходуемый на совершение полезной работы.

2.4. Определение размеров воротка

В качестве материала воротка принимаем сталь 35; по формуле (24) найдем длину воротка

$$l_B = \frac{T_P + T_T}{F_{pa} \delta} = \frac{7630 + 11880}{200} = 97,6 \text{ мм,}$$

Здесь принято усилие рабочего $F_{pa} = 200$ Н (стр.15).

Окончательно принимаем $l_B = 100$ мм.

Диаметр воротка по формуле (25)

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \cdot [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{7630 + 11880}{0,1 \cdot 128}} = 11,5 \text{ мм},$$

где $M = T_P + T_T = 7630 + 11880 = 19510$ Н.м - изгибающий момент;
 $[\sigma]_u = \sigma_T / s = 320 / 2 = 128$ МПа - допускаемое напряжение изгиба; $\sigma_T = 320$ МПа - предел текучести для стали 35 (табл. 7); $s = 2$ - коэффициент запаса прочности (стр.15).

Окончательно принимаем по ряду нормальных линейных размеров (табл. 9) $d_B = 12$ мм.

3. Расчет незатянутого резьбового соединения (тяги - серьга)

Резьбовое соединение тяги 8 (рис. 4а), ввинченной в серьгу 7, является незатянутым резьбовым соединением нестандартных деталей, нагруженным растягивающей силой $F = 9000$ Н.

Принимаем материал серьги и тяги - сталь 35. Диаметр резьбы по формуле (30) будет

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\sigma]_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9000}{\pi \cdot 176}} = 8,07 \text{ мм},$$

где $F_P = F = 9000$ Н расчетная сила; $[\sigma]_P = 0,55 \cdot \sigma_T = 0,55 \cdot 320 = 176$ МПа - допускаемое напряжение для незатянутых болтов из углеродистой стали 35; $\sigma_T = 320$ МПа - предел текучести стали 35 (табл. 7).

Принимаем по таблице 1 резьбу М10 ГОСТ 9150-81 с параметрами: $d = 10$ мм, $d_1 = 8,376$ мм, $d_2 = 9,026$ мм и $P = 1,5$ мм.

Длина свинчивания по условию среза витков тяги по формуле (27)

$$l_{cv} = \frac{F_P}{\pi \cdot d_1 \cdot \xi \cdot k_m \cdot [\tau]_{cp}} = \frac{9000}{\pi \cdot 8,376 \cdot 0,87 \cdot 0,7 \cdot 80} = 7,02 \text{ мм}.$$

Здесь расчет ведем по резьбе тяги, так как материалы тяги и серьги одинаковы. При этом коэффициент полноты резьбы для метрической резьбы $\xi = 0,87$; коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по виткам резьбы, для резьбы с крупным шагом, при одинаковых материалах «винта» и «гайки» $k_m = 0,7$; допускаемое напряжение среза для стальных деталей $[\tau]_{cp} = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 320 = 80$ МПа (стр. 15); предел текучести стали 35 $\sigma_T = 320$ МПа (табл. 7).

Длина свинчивания по условию смятия витков по формуле (29)

$$l_{cv} = \frac{4 \cdot F_P \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot k_m \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{4 \cdot 9000 \cdot 1,5}{\pi \cdot (10^2 - 8,376^2) \cdot 0,7 \cdot 70,4} = 11,7 \text{ мм}.$$

Здесь допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{cm} = 0,55 \cdot [\sigma]_{+1} = 0,55 \cdot 128 = 70,4$ МПа (стр. 16); допускаемое напряжение при растяжении - сжатии $[\sigma]_{+1} = \sigma_T / s = 320 / 2,5 = 128$ МПа; предел текучести стали 35 $\sigma_T = 320$ МПа (табл. 7); $s = 2,5$ - коэффициент запаса прочности (принято большее значение, т.к. $d < 16$ мм).

Сравнивая полученные величины l_{cv} , приходим к выводу о том, что из условия отсутствия смятия витков резьбы требуется большее значение длины свинчивания, поэтому,

округляя это значение по табл. 9, принимаем $l_{св} = 12$ мм. Длина свинчивания соответствует рекомендациям на стр.7.

4. Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Винты крепления гайки 9 (рис.4а) являются затянутыми винтами, нагруженными внешней осевой силой $F_B = 1410$ Н.

Сила предварительной затяжки винта по формуле (31)

$$F_3 = k_3 \cdot F_B \cdot (1 - \chi) = 1,8 \cdot 1410 \cdot (1 - 0,25) = 1900 \text{ Н},$$

Здесь коэффициент запаса начальной затяжки $k_3 = 1,8$, поскольку нагрузка постоянная и герметизации стыка не требуется. Коэффициент основной нагрузки $\chi = 0,25$, так как соединяемые детали металлические.

Расчетная сила в винте по формуле (38)

$$F_P = F_3 \cdot C + \chi \cdot F_B = 1900 \cdot 1,3 + 0,25 \cdot 1410 = 2820 \text{ Н}$$

где $C = 1,3$ - коэффициент, учитывающий напряжения кручения.

Принимаем класс прочности винтов 8.8. Тогда расчетный внутренний диаметр винта по формуле (39)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2820}{\pi \cdot 128}} = 5,3 \text{ мм.}$$

Здесь допускаемые напряжения при неконтролируемой затяжке согласно табл. 13 - $[\sigma]_p = 0,2\sigma_T = 0,2 \cdot 640 = 128$ МПа. Предел текучести для винта класса прочности 8.8 будет $[\sigma]_T = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640$ МПа (стр.9).

Принимаем винт с резьбой М8 ГОСТ 9150-81 с параметрами резьбы: $d = 8$ мм, $d_1 = 6,647$ мм, $d_2 = 7,188$ мм и $P = 1,25$ мм (табл. 1).

Винты ввинчены в корпус из чугуна СЧ 15, поэтому необходимо найти толщину его стенки, обеспечивающую прочность резьбы на срез и смятие.

Длина свинчивания резьбы винта из расчета на срез по формуле (27)

$$l_{св} = \frac{F_P}{\pi \cdot d_1 \cdot \xi \cdot k_m \cdot [\tau]_{cp}} = \frac{2820}{\pi \cdot 6,647 \cdot 0,87 \cdot 0,7 \cdot 128} = 1,73 \text{ мм},$$

Здесь допускаемые напряжения для стальных деталей $[\tau]_{cp} = 0,2 \cdot \sigma_T = 0,2 \cdot 640 = 128$ МПа (стр. 15); коэффициент полноты резьбы $\xi = 0,87$ (резьба метрическая); коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по виткам резьбы $k_m = 0,7$ для крупного шага.

Длина свинчивания резьбы корпуса из чугуна СЧ 15

$$l_{св} = \frac{F_P}{\pi \cdot d \cdot \xi \cdot k_m \cdot [\tau]_{cp}} = \frac{2820}{\pi \cdot 8 \cdot 0,87 \cdot 0,7 \cdot 22,5} = 8,19 \text{ мм.}$$

Здесь допускаемые напряжения среза $[\tau]_{cp} = 0,15 \cdot \sigma_B = 0,15 \cdot 150 = 22,5$ МПа (стр.15); временное сопротивление для чугуна СЧ 15 (табл. 8)

$\sigma_B = 150$ МПа.

Длину свинчивания из расчета на смятие следует искать по наиболее слабому материалу.

Допускаемое напряжение смятия для стального винта класса прочности 8.8 будет $[\sigma]_{см} = [\sigma]_{+1} = 320$ МПа (стр. 16); где $[\sigma]_{+1} = \sigma_T / s = 640 / 2 = 320$ МПа -

допускаемое напряжение при статической нагрузке (стр. 10). Для чугуна корпуса (стр. 16) $[\sigma]_{см} = 0,25 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 150 = 37,5$ МПа.

Видно, что допускаемые напряжения для чугуна корпуса меньше. Для него необходимая длина свинчивания составляет, формула (29)

$$l_{св} = \frac{4 \cdot F_P \cdot P}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot k_m \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{4 \cdot 2820 \cdot 1,25}{\pi \cdot (8^2 - 6,647^2) \cdot 0,7 \cdot 37,5} = 8,63 \text{ мм.}$$

Сравнение полученных величин показывает, что условие смятия резьбы в чугунном корпусе требует наибольшей длины свинчивания. Поэтому принимаем толщину его стенки 9 мм. В качестве винтов 4 крепления гайки 9 (рис. 4а) используем Болт **M8×20–6g.88** ГОСТ 7808-70.

5. Расчет группового болтового соединения, нагруженного в плоскости, перпендикулярной стыку

Крепление натяжного устройства (рис.4а) к основанию 2 болтами 3 является групповым болтовым соединением, нагруженным в плоскости, перпендикулярной стыку. На рис. 6 показаны эпюры напряжений на стыке.

Напряжение от внешней отрывающей силы по формуле (52)

$$\sigma_F = \frac{F_y}{A} = \frac{4500}{10000} = 0,45 \text{ МПа.}$$

Здесь $A = (L_1 - L_3) \cdot (B_1 - B_3) = (800 - 700) \cdot (200 - 100) = 10000 \text{ мм}^2$ - площадь основания натяжного устройства.

Напряжение от опрокидывающего момента по формуле (53)

$$\sigma_T = \frac{M}{W} = \frac{1000 \cdot 1904}{3520800} = 0,54 \text{ МПа,}$$

$$\text{где } W = \frac{J - J_0}{r} = \frac{\frac{(B_1 - B_3) \cdot L_1^3}{12} - \frac{(B_1 - B_3) \cdot L_3^3}{12}}{L_1 / 2} = \frac{(L_1^3 - L_3^3) \cdot (B_1 - B_3)}{6 \cdot L_1} =$$

$$\frac{(800^3 - 700^3) \cdot (200 - 100)}{6 \cdot 800} = 3520800 \text{ мм}^3 \text{ - момент сопротивления опорной}$$

поверхности основания натяжного устройства; $J = \frac{b \cdot h^3}{12}$ - момент инерции плоской

фигуры, ограниченной внешним контуром опорной поверхности, мм^4 ; $b = B_1 - B_3$ -

ширина плоской фигуры, $h = L_1$ - ее высота; $J_0 = \frac{b \cdot h_0^3}{12}$ - момент инерции плоской фигуры, ограниченной внутренним контуром опорной поверхности натяжного устройства, мм^4 ; $h_0 = L_3$ - высота внутреннего контура; $r = h / 2 = L_1 / 2$ - расстояние от центральной оси до наиболее удаленной точки внешнего контура стыка.

Напряжение от суммарной силы затяжки по условию нераскрытия стыка, формула (54)

$$\sigma_3 = k_3 \cdot (\sigma_M + \sigma_F) = 1,25 \cdot (0,54 + 0,45) = 1,24 \text{ МПа,}$$

Эпюры напряжений на стыке

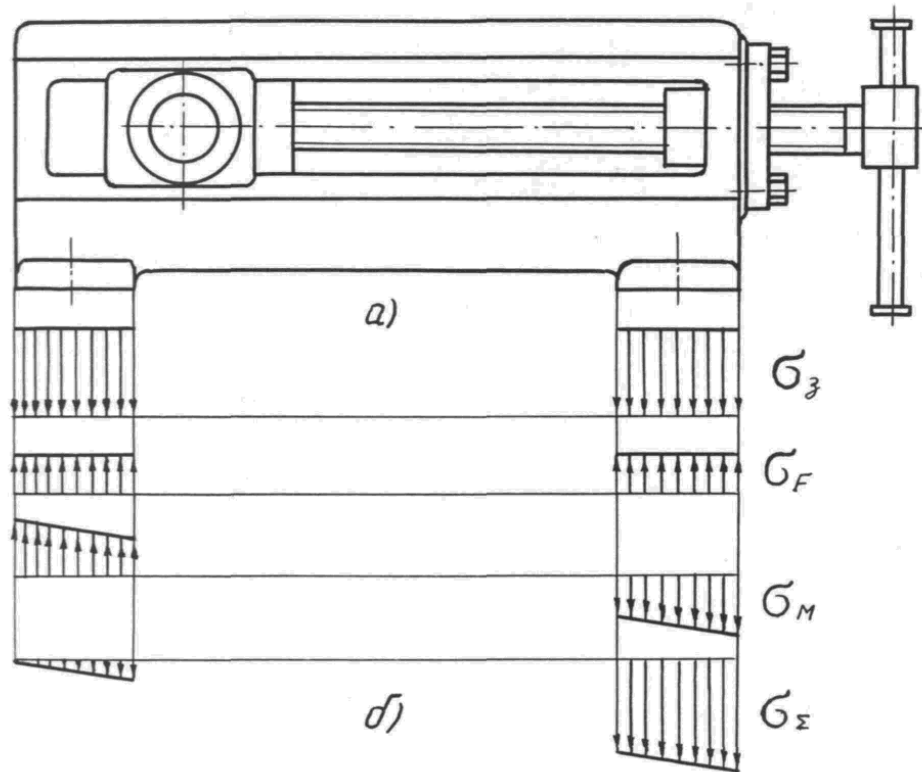


Рис. 6

Здесь принято (стр. 22): $\sigma_{min} = 0$, а коэффициент запаса начальной затяжки $k_3 = 1,25$, поскольку основание неметаллическое.

Сила затяжки болта, обеспечивающая нераскрытие стыка, формула (55)

$$F_3 = \frac{\sigma_3 \cdot A}{z} = \frac{1,24 \cdot 10000}{4} = 3100 \text{ Н},$$

где $z = 4$ количество болтов крепления натяжного устройства с основанием.

Сила затяжки болта по условию несдвигаемости при действии только сдвигающей силы по формуле (56)

$$F_3 = \frac{k \cdot F_x}{f \cdot z} + \frac{F_y}{z} = \frac{1,5 \cdot 7790}{0,4 \cdot 4} + \frac{4500}{4} = 8430 \text{ Н}.$$

Здесь коэффициент трения на стыке при бетонном основании $f = 0,4$, а коэффициент запаса сцепления $k = 1,5$ (стр. 20).

Сила затяжки болта по условию несдвигаемости больше, чем по условию нераскрытия стыка, поэтому дальнейшие расчеты будем вести по большему значению.

Напряжения на стыке при этой силе затяжки, формула (57)

$$\sigma_3 = \frac{z \cdot F_3}{A} = \frac{4 \cdot 8430}{10000} = 3,37 \text{ МПа}.$$

Условие прочности бетонного основания, формула (58)

$\sigma_{max} = \sigma_M + \sigma_3 - \sigma_F = 0,54 + 3,37 - 0,45 = 3,46 > [\sigma]_{cm} = 2,0 \dots 3,0$ МПа не выполняется. Необходимо увеличить основание натяжного устройства.

Увеличим ширину лап натяжного устройства, сделав их сплошными, т.е. приняв $B_3 = 0$.

Тогда напряжение от внешней отрывающей силы по формуле (52)

$$\sigma_F = \frac{F_y}{A} = \frac{4500}{20000} = 0,225 \text{ МПа},$$

где $A = (L_1 - L_3) \cdot B_1 = (800 - 700) \cdot 200 = 20000 \text{ мм}^2$ - увеличенная площадь основания натяжного устройства.

Напряжение от опрокидывающего момента по формуле (53)

$$\sigma_T = \frac{M}{W} = \frac{1000 \cdot 1904}{7041600} = 0,27 \text{ МПа},$$

где $W = \frac{(L_1^3 - L_3^3) \cdot B_1}{6 \cdot L_1} = \frac{(800^3 - 700^3) \cdot 200}{6 \cdot 800} = 7041600 \text{ мм}^3$ - момент сопротивления

увеличенной опорной поверхности натяжного устройства.

Напряжение от суммарной силы затяжки по условию нераскрытия стыка, формула (54)

$$\sigma_3 = k_3 \cdot (\sigma_M + \sigma_F) = 1,25 \cdot (0,27 + 0,225) = 0,619 \text{ МПа},$$

Сила затяжки болта, обеспечивающая нераскрытие стыка, формула (55)

$$F_3 = \frac{\sigma_3 \cdot A}{z} = \frac{0,619 \cdot 20000}{4} = 3095 \text{ Н}.$$

Как видим, с увеличением размеров основания сила затяжки по условию нераскрытия стыка практически не изменилась, поэтому дальнейшие расчеты будем вести по большей силе, т.е. силе затяжки болта из условия несдвигаемости.

Напряжения на увеличенном стыке при этой силе затяжки по формуле (57)

$$\sigma_3 = \frac{z \cdot F_3}{A} = \frac{4 \cdot 8430}{20000} = 1,69 \text{ МПа}.$$

Условие прочности бетонного основания, формула (58)

$$\sigma_{max} = \sigma_M + \sigma_3 - \sigma_F = 0,27 + 1,69 - 0,225 = 1,74 > [\sigma]_{cm} = 2,0 \dots 3,0 \text{ МПа}.$$

Таким образом, при увеличенных лапах прочность основания из бетона обеспечивается.

Нагрузка на болт от внешней отрывающей силы, формула (60)

$$F_F = \frac{F_y}{z} = \frac{4500}{4} = 1125 \text{ Н},$$

где $z = 4$ - число фундаментных болтов.

Внешняя сила в болте от опрокидывающего момента, формула (61)

$$F_T = \frac{1000 \cdot M \cdot l_1}{\sum_{i=1}^n z_i \cdot l_i^2} = \frac{1000 \cdot 1904 \cdot 350}{4 \cdot 350^2} = 1360 \text{ Н}.$$

Где $l_1 = 350 \text{ мм}$ - расстояние от оси Z до болтов.

Полная внешняя сила на болт, формула (62)

$$F_B = F_F + F_M = 1360 + 1125 = 2485 \text{ Н}.$$

Расчетная сила, формула (38)

$$F_P = F_3 \cdot C + \chi \cdot F_B = 8430 \cdot 1,3 + 0,3 \cdot 2485 = 11700 \text{ Н}.$$

Расчетный внутренний диаметр резьбы болта по формуле (39)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11700}{\pi \cdot 57,5}} = 16,1 \text{ мм}.$$

Винтовая пара

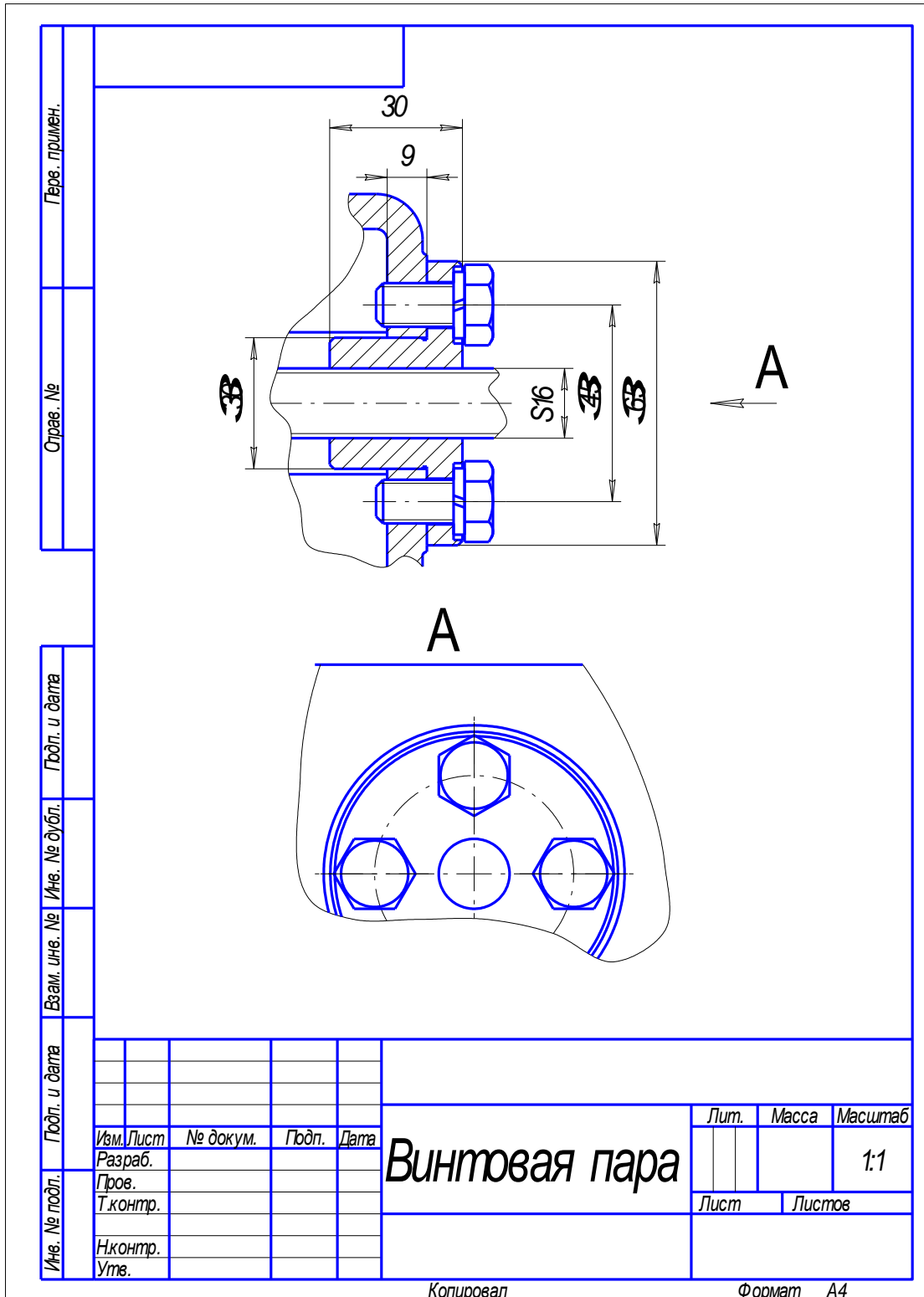


Рис. 7

Здесь $[\sigma]_p = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 230 = 57,5$ МПа - допускаемое напряжение для фундаментного болта из стали ст. 3 ($\sigma_T = 230$ МПа по табл. 7) при неконтролируемой затяжке.

По условию прочности принимаем болты с резьбой **M20 ГОСТ 9150-81**, имеющей следующие параметры: наружный диаметр $d = 20$ мм, внутренний диаметр $d_1 = 17,294$ мм, средний диаметр $d_2 = 18,376$ мм, шаг резьбы $P = 2,5$ мм.

На рис. 7 представлена конструктивная проработка фрагмента натяжного устройства (винтовая пара).

ПРИМЕР РАСЧЕТА ГРУППОВОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Рассчитать болтовое соединение венца составного зубчатого колеса с диском ступицы (рис.8) болтами, установленными с зазором. Количество болтов $z = 8$. Нормальная сила в зацеплении $F_n = 30$ кН, начальный диаметр зубчатого колеса $d_w = 650$ мм, диаметр окружности центров болтов $D_\phi = 440$ мм. Определить: диаметр болтов, установленных с зазором, необходимый момент затяжки, также количество болтов того же диаметра, установленных без зазора, и размеры δ_1 и δ_2 . Принять: материал зубчатого венца - сталь 40Х, диска ступицы - чугун СЧ 20, класс прочности болтов, установленных с зазором, - 6.8, материал болтов, установленных без зазора - сталь 20.

Сборное зубчатое колесо

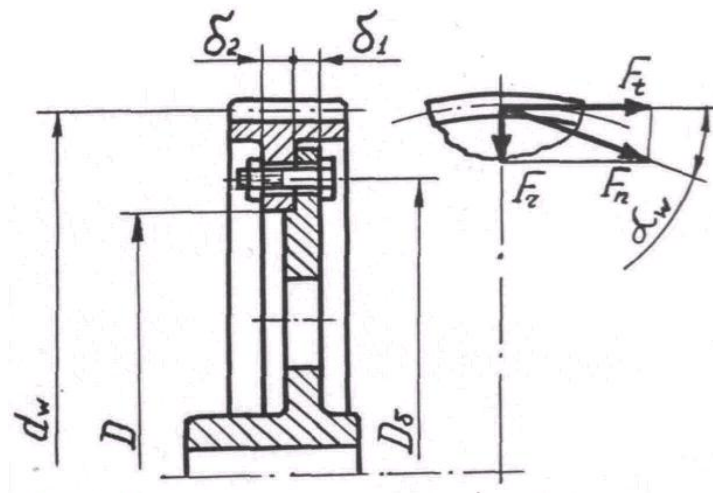


Рис. 8

Разложим нормальную силу F_n на окружную $F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w = 30 \cdot \cos 20^\circ = 28,2$ кН и радиальную $F_r = F_n \cdot \sin \alpha_w = 30 \cdot \sin 20^\circ = 10,3$ кН силы. Здесь $\alpha_w = 20^\circ$ - угол зацепления зубчатой передачи.

1. Расчет группы болтов, установленных с зазором

Венец зубчатого колеса центрируется с диском ступицы по диаметру D . Окружная и радиальная силы воспринимаются упорным буртом, а на болты действует только

сдвигающий момент от окружной силы F_t равный $T = F_t \cdot d_w / 2 = 28,2 \cdot 650 / 2 = 9170$ Н·м.

Сила затяжки болта, обеспечивающая несдвигаемость зубчатого венца относительно диска ступицы, под действием только момента при $m = 1$ будет, формула (44)

$$F_3 = \frac{2000 \cdot k \cdot T}{z \cdot f \cdot D_6} = \frac{2000 \cdot 1,5 \cdot 9170}{8 \cdot 0,12 \cdot 440} = 65100 \text{ Н.}$$

Здесь принято: коэффициент трения на стыке при обработке резанием $f = 0,12$ (табл. 15); коэффициент запаса сцепления - $k = 1,5$.

Поскольку болты являются затянутыми, то расчетный внутренний диаметр их резьбы по формуле(10)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_P \cdot C}{\pi \cdot [\sigma]_P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 65100 \cdot 1,3}{\pi \cdot 288}} = 19,34 \text{ мм}$$

Здесь: $F_P = F_3 = 65100$ Н - расчетная сила, равная силе затяжки болта; $C = 1,3$ - коэффициент, учитывающий напряжения кручения; $[\sigma]_P = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 480 = 288$ МПа - допускаемое напряжение для затянутых болтов из углеродистой стали при контролируемой затяжке (стр. 17); $\sigma_T = 6 \cdot 8 \cdot 10 = 480$ МПа - предел текучести материала болтов класса прочности 6.8 (стр.9).

Выбираем Болты $M24 \times 50 - 6g.68$ ГОСТ 7808-70, имеющие резьбу с параметрами: $d = 24$ мм; $d_1 = 20,752$ мм; $d_2 = 22,051$ мм; $P = 3$ мм (табл. 1).

Момент на ключе по формуле (9)

$$\begin{aligned} T_{кл} &= F_3 \cdot \frac{d_2}{2000} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f \cdot \frac{D_T}{d_2} \right] = \\ &= 6510 \cdot \frac{22,051}{2000} \left[\operatorname{tg}(2,48^0 + 11,3^0) + 0,12 \cdot \frac{33,6}{22,051} \right] = 307 \text{ Н·м.} \end{aligned}$$

Здесь $\psi = \operatorname{arctg} \frac{n_0 \cdot P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1 \cdot 3}{\pi \cdot 22,051} = 2,48^0$ - угол подъема витка резьбы; $n_0 = 1$ -

заходность резьбы; $\varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} 0,2 = 11,3^0$ - приведенный угол трения; $f' = 0,2$ приведенный коэффициент трения в резьбе для болтов без покрытия при наличии смазки по таблице 5; $f = 0,12$ - коэффициент трения на торце при наличии смазки по таблице 5; $D_T = 1,4 \cdot d = 1,4 \cdot 24 = 33,6$ мм - диаметр трения (стр. 8).

2. Расчет группы болтов, установленных без зазора

Принимаем диаметр болтов, установленных без зазора $d = 24$ мм.

Срезающие силы F_t и F_r воспринимаются центрирующим диаметром D и на болты не действует. Поэтому при известном диаметре болтов их количество может быть найдено из совместного решения уравнений (47) и (49). В нашем случае $m = 1$, тогда

$$z = \frac{8000 \cdot T}{d^2 \cdot D_6 \cdot \pi \cdot [\tau]_{c p}} = \frac{8000 \cdot 9170}{24^2 \cdot 440 \cdot \pi \cdot 60} = 1,54 ,$$

Здесь допускаемые напряжения среза (стр. 21) $[\tau]_{cp} = 0,25 \cdot \sigma_T = 0,25 \cdot 240 = 60$ МПа (где $\sigma_T = 240$ МПа - предел текучести для стали 20 по таблице 7)

Принимаем $z = 2$, тогда срезающая сила от внешнего момента при кольцевом стыке по формуле (47)

$$F_T = \frac{2000 \cdot T}{z \cdot D_\delta} = \frac{2000 \cdot 9170}{2 \cdot 440} = 20840 \text{ Н.}$$

Необходимая толщина диска ступицы по смятию при $F_P = F_T$, формула (51)

$$\delta_1 = \frac{F_P}{d \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{20840}{24 \cdot 80} = 10,85 \text{ мм.}$$

Здесь расчет ведем по материалу диска, поскольку для чугуна СЧ 20 допускаемое напряжение смятия (стр. 21) $[\sigma]_{cm} = 0,4 \cdot \sigma_B = 0,4 \cdot 200 = 80$ МПа (где временное сопротивление для чугуна СЧ 20 $\sigma_B = 200$ МПа по таблице 8) меньше, чем для стали 20 $[\sigma]_{cm} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 240 = 192$ МПа (где $\sigma_T = 240$ МПа - предел текучести стали 20 по таблице 7).

Необходимую толщину диска зубчатого венца определим по материалу болта, так как для стали 40Х $[\sigma]_{cm} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 650 = 520$ МПа (где $\sigma_T = 650$ МПа по таблице 7), больше, чем для болта из стали 20.

$$\delta_2 = \frac{F_P}{d \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{20840}{24 \cdot 192} = 4,5 \text{ мм.}$$

Окончательно толщины δ_1 и δ_2 назначают конструктивно, учитывая рекомендуемые соотношения размеров зубчатых колес.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. В 3-х кн. Кн. 1. 6-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 632 с.
2. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. В 3-х кн. Кн. 2. 6-е изд. М.: Машиностроение, 1982. 584 с.
3. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 3-е изд. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
4. Машиностроение. Энциклопедия. В 40-ка кн. Кн. IV-I. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка. М.: Машиностроение, 1995. 863 с.
5. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник. 4-е изд. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
6. Справочник металлиста. В 5-и кн. Кн. 1. М.: Машиностроение, 1976. 768 с.
7. Справочник металлиста. В 5-и кн. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1976. 717 с.
8. Сырников Е.П. Расчет резьбовых соединений. Методические указания по разделу курса «Детали машин». М.: МАМИ, 1979. 31 с.

Николай Петрович Баловнев

Расчет резьбовых соединений и винтовых механизмов. Методические указания к разделу курса «Детали машин и основы конструирования» для всех машиностроительных специальностей.

Лицензия ЛР № 021209 от 17 апреля 1997 г.

Подписано в печать

Заказ

Тираж

Усл. п.л. -

Уч. -изд. л. -

Бумага типографская

Формат 60 × 90/16

МГТУ «МАМИ», Москва, 105839 Б. Семеновская ул., 38.