

Расчеты сварных и резьбовых соединений.

Расчет сварных соединений

Решение задач выполняют либо в виде проектного расчета (определение размеров), либо в виде проверочного (расчет по условию прочности), при котором расчетные напряжения должны быть равны или меньше, чем допускаемые $\sigma_{расч} < [\sigma]$.

Рекомендуется решать задачи в следующей последовательности:

1. Составить расчетную схему соединения, показать все действующие силы, моменты сил и моменты пар сил, проставить размеры, обозначить параметры на рисунке в соответствии с используемыми формулами.

2. Задать материалы соединяемых деталей и определить допускаемые напряжения $[\sigma]$ и $[\tau]$.

3. Произвести необходимые расчеты по формулам, приводя ссылки на литературные источники, откуда эти формулы взяты.

При расчетах сварных соединений допускаемые напряжения в сварных швах следует определять с учетом коэффициента ослабления прочности материала сварного шва, который равен $\phi = 0,8 - 1,0$.

Стыковые швы рассчитывают на растяжение. Толщина поперечного сечения стыкового шва принимается равной наименьшей толщине свариваемых деталей. Угловые швы рассчитывают по напряжениям среза, лежащим в плоскости биссектрисы прямого угла поперечного сечения шва. Толщину поперечного сечения углового шва принимают $h = 0,7k$,

где k – катет шва. В случае, когда требуется рассчитать длину шва l , катет шва k принимают равным наименьшей толщине свариваемых деталей. Если длина шва известна, то катет шва k находят расчетом. Значения коэффициентов запаса прочности и коэффициентов трения следует выбирать в соответствии с рекомендациями, изложенными в литературе.

В резьбовых соединениях необходимо рассчитать болты при действии на них усилий и моментов, определить внутренний диаметр резьбы болта и далее по стандарту подобрать внешний диаметр резьбы. Следует дать эскиз рассчитываемой конструкции, показать действующие силы и размеры. Задавшись материалом болта, необходимо вычислить допускаемое напряжение на растяжение, приняв коэффициент запаса по пределу текучести равным $s = 2,5$.

Две полосы из стали - Ст.3 размером 200 x 12 мм. соединены стыковым сварным швом и нагружены силами F (рис.1). Определить допустимое значение усилия F , если сварной шов выполнен вручную, а допустимые напряжения растяжения для выбранного материала полос равны $\sigma = 160 \text{ МПа} = 160 \text{ Н/мм}^2$. При решении задачи используют соотношения сопротивления материалов при растяжении и коэффициент ослабления прочности сварного шва при сварке.

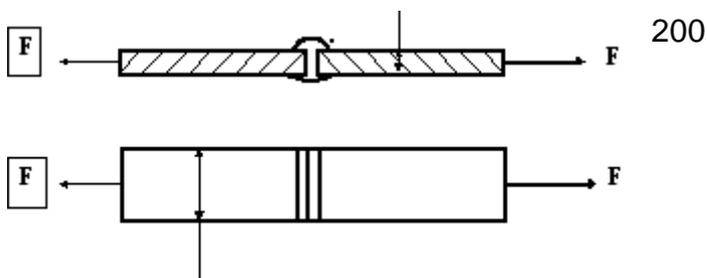


Рис. 1

Решение.

1. Значение допустимого напряжения в сварном шве при использовании ручной сварки найдем из соотношения $[\sigma'] = \phi [\sigma]$.

При коэффициенте ослабления прочности сварного шва $\phi = 0,9$ значение допустимого напряжения будет равно $[\sigma'] = 0,9 \cdot 160 = 144 \text{ Н/мм}^2$.

2. В общем случае напряжение растяжения в стыковом сварном шве от действия нагрузки F равно $\sigma = F / A \leq [\sigma']$.

3. Значение допустимого усилия растяжения определим из условия прочности при растяжении $F_{\text{дон}} \leq A \cdot [\sigma'] = 2400 \cdot 144 = 346 \text{ Н}$, где $A = 200 \cdot 12 = 2400 \text{ мм}^2$ – площадь поперечного сечения полосы.

Полоса сечением 160 x 10 мм. из стали Ст. 3 нагружена силой F и приварена вручную к косынке двумя фланговыми швами (рис.2). Определить требуемую длину l_ϕ фланговых швов, приняв величину катета сварного шва, равной толщине полосы. Сварное соединение должно быть равнопрочным привариваемой полосе.

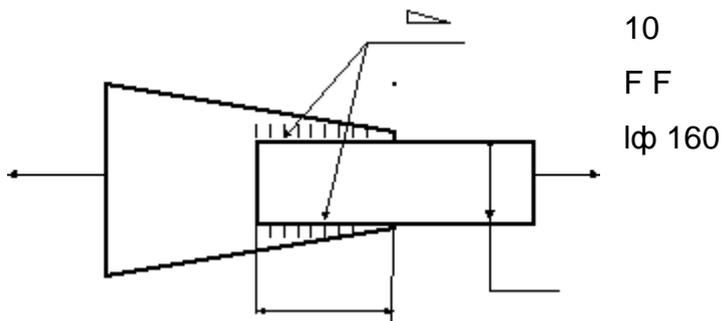


Рис. 2

Решение.

При симметричном расположении полосы и косынки относительно линии действия сил и равенстве длин фланговых швов усилия и напряжения в швах будут одинаковыми.

1. Напряжение среза в угловом сварном шве определится из

соотношения $\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l_\Sigma} \leq [\tau']$, где $l_\Sigma = 2 \cdot l_\phi$ - суммарная длина сварных швов.

2. Величину допускаемого напряжения среза в угловом сварном шве при ручной сварке принимают $[\tau] = [\tau'] \phi$, где величина $[\tau] = 0,6 [\sigma]$.

Приняв коэффициент ослабления сварного шва при ручной сварке равным $\phi = 0,9$, вычислим допускаемые напряжения среза по формуле

$$[\tau'] = 0,6 [\sigma] \phi = 0,6 \cdot 160 \cdot 0,9 = 86,4 \text{ Н /мм}^2,$$

где $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$ - допускаемое напряжение растяжения.

3. Из требования равнопрочности (восприятия одинаковой нагрузки) пластины и сварного шва определим максимальное допускаемое усилие растяжения пластины [F] по формуле $[F] = A / \sigma = 1600/160 = 256 \cdot 10^3 \text{ Н}$,

где $A = 160 \cdot 10 = 1600 \text{ мм}^2$ – площадь поперечного сечения пластины.

4. Требуемая длина двух фланговых швов при действии расчетной силы будет

$$l_\Sigma = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot [\tau]_n} = \frac{256 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot 86,4} = 423 \text{ мм.}$$

Длина каждого сварного шва составит $l = 211,5 \text{ мм}$.

Принимаем $l = 220 \text{ мм}$.

3. Рассчитать сварные соединения однодискового зубчатого колеса, передающего вращающий момент $T = 30 \text{ кНм}$ (рис.3). Внутренний диаметр диска $d_c = 210 \text{ мм}$, наружный - $D_0 = 500 \text{ мм}$. Материал обода, ступицы и диска – сталь Ст.3, для которой $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$.

Сварка ручная, дуговая электродом Э50А. Шов двусторонний ($i=2$).

В задаче из расчетов на срез рассчитать катеты угловых сварных швов k_1 и k_2 на диаметрах – D_0 и d_c от действия вращающего момента – T .

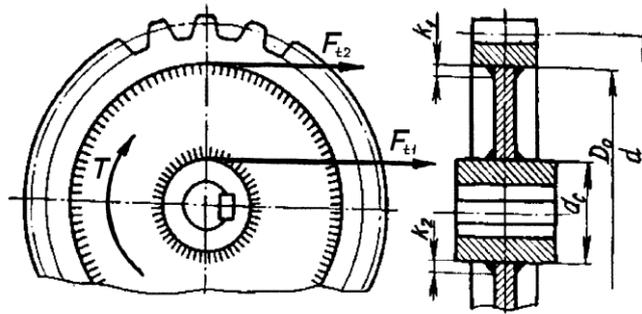


Рис 3

Решение.

Обозначим: F_{t1} – окружная сила на внутреннем диаметре диска d_c ;

F_{t2} – окружная сила на наружном диаметре диска D_0 .

1. Допускаемое напряжение среза для угловых сварных швов $[\tau'] = [\tau] \cdot \phi$, где величина $[\tau] = 0,6[\sigma]$. Тогда при коэффициенте ослабления сварного шва при ручной сварке $\phi = 0,9$; $[\tau'] = 0,6 \cdot 160 \cdot 0,9 = 86,4 \text{ Н/мм}^2$

2. Окружные силы на внутреннем и наружном диаметрах диска:

$$F_{t1} = 2T / d_c = (2 \cdot 30 / 0,21) = 285 \text{ кН},$$

$$F_{t2} = 2T / D_0 = (2 \cdot 30 / 0,5) = 120 \text{ кН}.$$

3. Внутренний и наружный периметры диска (длины фланговых швов) равны:

$$l_{1\text{фл}} = \pi d_c = \pi \cdot 210 \text{ мм} = 660 \text{ мм},$$

$$l_{2\text{фл}} = \pi D_0 = \pi \cdot 500 = 1570 \text{ мм}.$$

4. Высота катета по внутреннему периметру диска равна

$$k_2 = \frac{F_{t1}}{i \cdot 0,7 l_{1\text{фл}} [\tau]_{\text{сп}}} = \frac{285 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 660 \cdot 86,4} = 3,57 \text{ мм}.$$

где $i = 2$ – число плоскостей среза.

Принимаем $k_2 = 4 \text{ мм}$.

5. Высота катета по наружному периметру диска находится по формуле, аналогичной приведенной выше

$$k_1 = \frac{120 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 1570 \cdot 86,4} = 0,63 \text{ мм}$$

Так как по условию технологии ручной сварки катет сварного шва принимают не менее 3 мм, назначаем $k_1 = 3$ мм. Сварной шов принимаем непрерывным. Тогда расчетное напряжение среза этого шва

равно
$$\tau'_{cp1} = \frac{F_{t2}}{i \cdot 0,7 k_1 \pi D_c} = \frac{120 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 500} = 13,7 \text{ Н / мм}^2 < [\tau'] = 86,4 \text{ Н / мм}^2$$

Условие прочности шва обеспечивается.

Расчет резьбовых соединений.

Три стальные полосы, растянутые силой $F = 5,6$ кН, крепятся с помощью двух болтов, поставленных с зазором и выполненных из стали. Определить диаметр болтов при постоянной нагрузке.

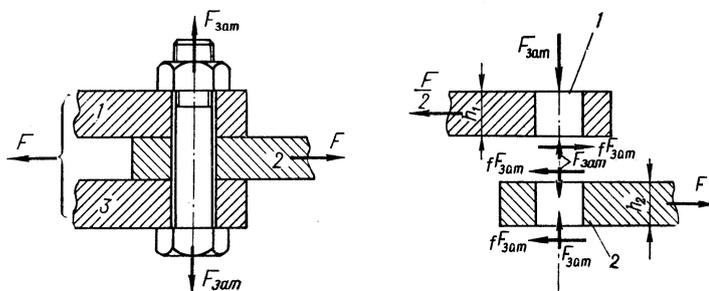


Рис..

Решение.

1. Обозначим: $F_{зат}$ — усилие затяжки болта, растягивающее болт;

f — коэффициент трения в стыке полос; $F_{зат} \cdot f$ — сила трения в стыке.

2. Материал болтов сталь – Ст.3, с пределом текучести $\sigma_T = 240$ Н/мм².

Для болтового соединения с неконтролируемой затяжкой принимаем коэффициент запаса $[s_T] = 3,5$, тогда допускаемое напряжение растяжения равно $[\sigma] = \sigma_T / [s_T] = 240 / 3,5 = 68,5$ Н / мм²

3. Принимаем коэффициент запаса по сдвигу листов $K = 1,6$, число плоскостей трения в стыке деталей $i = 2$, коэффициент трения $f = 0,16$ и число болтов $z = 2$.

Сила затяжки болта равна
$$F_{зат} = \frac{FK}{fiz} = \frac{5,6 \cdot 1,6}{0,16 \cdot 2 \cdot 2} = 14 \text{ кН}$$

4. Расчетная сила затяжки болта с учетом деформации кручения болта при затяжке $F_{расч} = 1,3 F_0 = 1,3 \cdot 14 = 18,2$ кН.

5. Расчетный внутренний диаметр резьбы

$$d_{1p} \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18,2 \cdot 10^3}{\pi \cdot 68,5}} = 18,54 \text{ мм.}$$

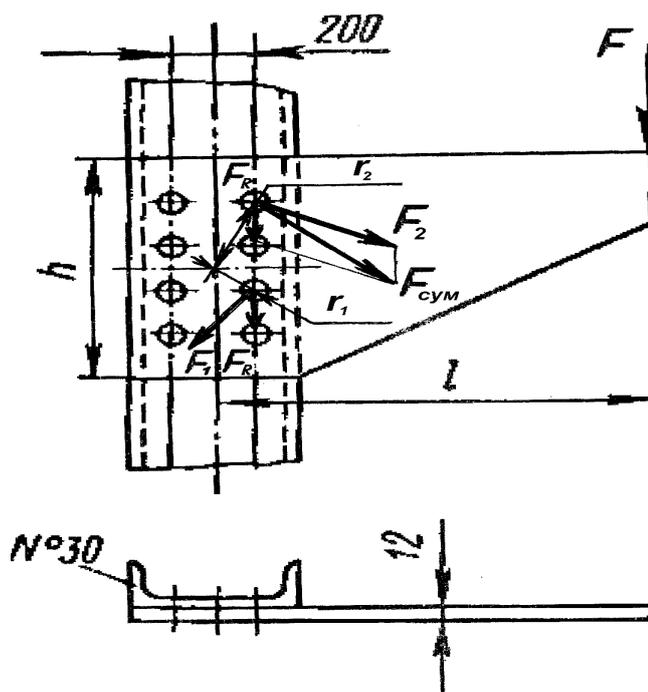
Принимаем резьбу М 22 с шагом $p = 2,5$ мм, для которой внутренний диаметр резьбы равен $d_1 = 19,26$ мм. (см. таблицу 3). Болт М 22 пригоден, т.к. его внутренний диаметр резьбы несколько больше расчетного.

Пример Рассчитать болты ($z = 8$) крепления стальной пластины (рис.3.2.2.1). к швеллеру № 30 (см. таблицу 2). Материал пластины – сталь с $[\sigma] = 160$ МПа, толщина $\delta = 12$ мм., поперечное усилие на пластину $F = 20000$ Н, плечо действия силы равно $l = 620$ мм, расстояние между рядами болтов $b = 200$ мм, болты из стали Ст.20 с пределом текучести $\sigma_T = 240$ МПа. Болты установлены в отверстия без зазора.

В задаче следует определить суммарную силу на наиболее нагруженный болт от действия усилия F и момента $M = F \cdot l$ и определить его диаметр, исходя из условия прочности болта на срез.

Решение.

1. Обозначим: усилие сдвига от силы F на каждый болт – F_R , усилие от действующего момента $F \cdot l$ для болта наиболее удаленного от центра тяжести группы болтов – F_2 , для менее удаленного – F_1 ; равнодействующую силу от сложения сил F_2 и F_R обозначим $F_{сум}$; расстояния болтов от центра тяжести – r_2 и r_1 соответственно.



2. Предварительно, не учитывая ослабление опасного сечения отверстиями, определим высоту пластины h из расчета на изгибную

прочность
$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6.F.l}{\delta.h^2} \leq [\sigma]$$

Откуда
$$h = \sqrt{\frac{6.F.l}{\delta.[\sigma]}} = \sqrt{\frac{6.20000.620}{12.160}} = 197 \text{ мм.}$$

Принимаем $h = 200$ мм. Расстояние между болтами равно $p = 200 / 5 = 40$ мм.

3. На каждый болт действует усилие сдвига от силы F и усилие от крутящего момента $M = F l$.

Усилие сдвига на один болт $F_R = F / z = 20000 / 8 = 2500$ Н;

4. Усилия в болтах от действующего крутящего момента пропорциональны расстояниям их r_1 и r_2 от центра тяжести стыка.

Примечание. При нечетном количестве болтов их следует располагать в шахматном порядке, а координаты центра тяжести стыка определить геометрическими построениями.

Из условия равенства приложенного и воспринимаемого моментов имеем

соотношение
$$T = F.l = 4F_1r_1 + 4F_2r_2 = 4.F_1(r_1 + r_2^2 / r_1),$$

где $F_1 / F_2 = r_1 / r_2$;

$$r_1 = \sqrt{(b/2)^2 + (p/2)^2} = \sqrt{100^2 + 20^2} = 102 \text{ мм.}$$

$$r_2 = \sqrt{(b/2)^2 + (3p/2)^2} = \sqrt{100^2 + 60^2} = 117 \text{ мм}$$

Действующий момент равен $T = F.l = 20000 \cdot 620 = 12,4 \cdot 10^6$ Н.мм;

Усилия от момента на соответствующие болты равны:

$$F_1 = \frac{T}{4(r_1 + r_2^2 / r_1)} = \frac{12,4 \cdot 10^6}{4 \cdot (102 + 117^2 / 102)} = 13000 \text{ Н,}$$

$$F_2 = F_1 \cdot r_2 / r_1 = 13000 \cdot 117 / 102 = 14900 \text{ Н.}$$

5. Для наиболее нагруженных удаленных болтов суммарную нагрузку $F_{\text{сум}}$ находим графически, откладывая в масштабе значения F_R и F_2 . Полученное значение наибольшего суммарного усилия равно $F_{\text{сум}} = 16000$ Н.

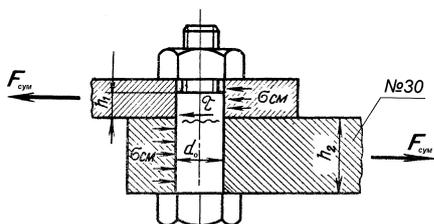


Рис.

6. Составляем расчетную схему для болта.

Обозначаем: h_1 – высота посадочного места болта в соединяемой детали (в пластине); h_2 – толщина другой соединяемой детали (швеллера №30);

τ – касательные напряжения среза в опасном сечении болта;

$\sigma_{см}$ – нормальные напряжения смятия посадочной поверхности болта.

7. Определяем диаметр посадочной поверхности болтов из условия прочности на срез по формуле:

$$d_0 = \sqrt{4F_{сум} / (\pi[\tau])} = \sqrt{4 \cdot 16000 / (\pi \cdot 96)} \approx 14,5 \text{ мм}$$

где $[\tau] = 0,4 \sigma_T = 0,4 \cdot 240 = 96 \text{ МПа}$.

Найденному значению d_0 удовлетворяет болт с диаметром под развертку $d_0=17$ и с диаметром нарезной части М 16 x 2 мм. (см. таблицу 3).

Длина l_2 посадочного места болта с диаметром d_0 : $l_2= 22 \text{ мм}$

8. Проверяем прочность на смятие по формуле:

$$\sigma_{см} = F_{сум} / (d_0 \cdot h_1), \text{ где } h_1 = l_2 - h_2 = 22 - 11,5 = 10,5 \text{ мм}$$

$$\sigma_{см} = 16000 / (17 \cdot 10,5) = 89,6 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 240 = 192 \text{ МПа},$$

9. Учитывая ослабление опасного сечения пластины при изгибе отверстиями под болты, с некоторым запасом назначаем ширину пластины $h=200+4 \cdot 17=268 \text{ мм}$, округляем $h=270 \text{ мм}$, а расстояние между болтами $p=270:5=54 \text{ мм}$.

Пример диаметр болтов клеммового соединения (рис.3.2.3). Диаметр вала $D = 32$ мм., коэффициент трения $f = 0,16$, сила $F = 600$ Н, размеры: $a = 80$ мм., $b = 600$ мм., число болтов $z = 1$, допускаемое напряжение для болта $[\sigma] = 160$ МПа. В задаче расчет болтов выполняют от совместного действия растяжения и кручения при затяжке. Усилие затяжки определяют из равенства действующего момента от силы F и момента от сил трения на сопрягаемых поверхностях вала и клеммы.

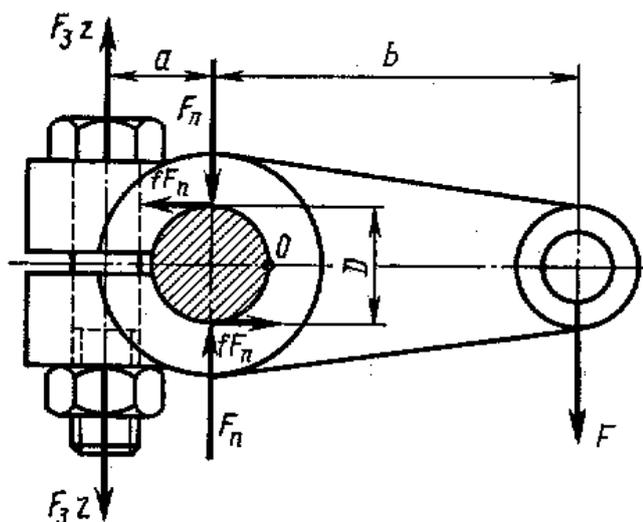


Рис.

Решение.

1. Обозначим: $F_3 = F_{3з}$ – усилие затяжки болта; F_n – сила, действующая по нормали к поверхности контакта, между клеммой и валом после затяжки болта; fF_n – сила трения между клеммой и валом.

2. Усилие затяжки болта $F_{3з}$ вызывает на стыке вала и втулки силу трения равную $F_{тр} = F_n f$, где F_n - сила нормального давления.

Момент сил трения равен внешнему действующему моменту, умноженному на коэффициент запаса по сдвигу, т.е. $F_{тр} D = 1,2 F \cdot b$, или $F_n f \cdot D = 1,2 F \cdot b$

Тогда сила нормального давления равна
$$F_n = \frac{1,2 F b}{f D}$$

Из предположения, что половинки ступицы клеммы соединяются с рычагом шарнирно, можно записать следующее выражение для моментов от усилий

F_n и $F_{зат}$ $z \cdot F_{зат} z (a + 0,5 \cdot D) = F_n \cdot 0,5 \cdot D$

Откуда
$$F_{зат} = \frac{1,2 \cdot F \cdot b}{f(2a + D)z} = \frac{1,2 \cdot 600 \cdot 600}{0,16 \cdot (2 \cdot 80 + 32) \cdot 1} = 14000 \text{ Н}$$

3. Внутренний диаметр болта будет равен, с учетом деформации кручения при

затяжке
$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 F_{зат} / (\pi [\sigma])} = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 140000 / (\pi \cdot 160)} = 38,1 \text{ мм.}$$

Этому значению d_1 удовлетворяет болт М 42 х 3 (см. табл. 3).

Пример Определить размеры болтов для клеммового соединения с разъемной ступицей. Усилие на рычаг равно $F = 500$ Н, расстояние $a = 200$ мм, диаметр вала $D = 40$ мм, ширина клеммы $b=200$ мм допусаемое напряжение для болта $[\sigma] = 160$ МПа, коэффициент трения в клеммовом соединении $f = 0,1$.

В задаче следует показать на расчетной схеме возникающие усилия и записать равенство действующих моментов и моментов сил трения на сопрягаемых поверхностях, из которого определить усилие затяжки и затем рассчитать диаметр болта.

Решение.

1. Введем обозначения: $F_{зат}$ – сила затяжки болта; p – давление на поверхности контакта между клеммой и валом после затяжки болта; $p \cdot f$ – сила трения, приходящаяся на единицу площади контакта.

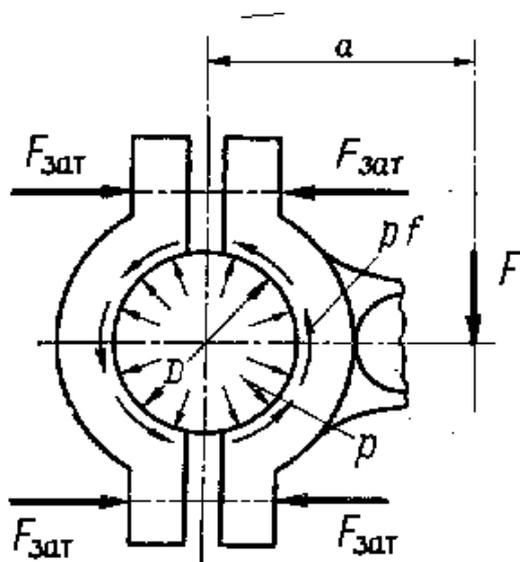


Рис.

2. Условие неподвижности клеммового соединения заключается в том, что момент сил трения должен быть больше приложенного внешнего

момента $\pi \cdot D \cdot b \cdot p \cdot f \cdot \frac{D}{2} \geq T = F \cdot a$, где b – ширина клеммы,

p – давление на поверхности контакта между валом и втулкой клеммы.

Откуда $p = \frac{2F \cdot a}{\pi \cdot D^2 \cdot b \cdot f}$.

Давление между валом и втулкой зависит от усилия затяжки болтов $F_{зат}$

и определяется для полуклеммы из соотношения $p = \frac{2F_{зам}}{D \cdot b}$.

С учетом 25% запаса по сдвигу значение усилия затяжки в болтах найдем из

соотношения
$$F_{зам} = \frac{1,25 \cdot p \cdot D \cdot b}{2} = \frac{1,25 \cdot F \cdot a}{\pi \cdot D \cdot f} = \frac{1,25 \cdot 500 \cdot 200}{\pi \cdot 40 \cdot 0,1} = 10^4 \text{ Н}$$

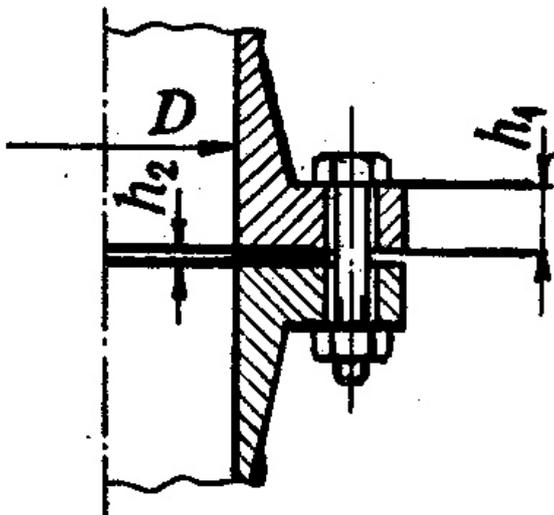
3. Внутренний диаметр болта равен, с учетом деформации кручения болта при

затяжке
$$d_1 = 1,3 \sqrt{\frac{F_{зам}}{[\sigma]}} = 1,3 \sqrt{\frac{10^4}{160}} = 10,02 \text{ мм}$$

В соответствии со стандартом принимаем болт с крупной резьбой М 12

(см. табл. 3).

Пример Рассчитать болты, соединяющие крышку с цилиндрическим сосудом для сжатого воздуха. Исходные данные: давление сжатого воздуха в цилиндре $p = 0,5$ МПа, внутренний диаметр сосуда и прокладки $D = 410$ мм; наружный диаметр крышки фланца цилиндра $D_1 = 540$ мм; толщины фланца цилиндра и крышки равны $h_1 = 30$ мм; толщина прокладки $h_2 = 4$ мм; число болтов $z = 14$; материал цилиндра и крышки – стальное литье, а материал прокладки – полиэтилен.



В задаче следует записать выражения для расчета на прочность предварительно затянутых болтов, которые потом нагружены дополнительной силой от внутреннего давления газа и определить диаметр болта.

Решение.

1. Примем болты нормальной точности, изготовленные из стали Ст.3. Очевидно, что болты в данном соединении должны быть поставлены с предварительной затяжкой. Возможна последующая затяжка болтов при рабочем режиме. Болты соединения нагружены одинаково.

2. Внешняя сила F_b , действующая на болтовое соединение, представляет собой силу внутреннего давления сжатого воздуха на крышу цилиндра

$$F_b = (\pi D^2 / 4) p = (3,14 \cdot 0,41^2 / 4) \cdot 0,5 \cdot 10^6 = 66000 \text{ Н.}$$

Внешняя сила, приходящаяся на один болт, равна

$$F = F_b / z = 66 \cdot 10^3 / 14 = 4700 \text{ Н.}$$

3. Далее определим осевую растягивающую болт силу F_a , действующую на него после предварительной затяжки и приложения внешней силы F . Учитывая, что для герметичности соединения между крышкой и фланцем цилиндра устанавливается

полиэтиленовая прокладка, примем коэффициент затяжки болта равным $k = 3$, а коэффициент нагрузки $\chi = 0,5$. Тогда получим

$$F_a = [k(1 - \chi) + \chi]F = [3(1 - 0,5) + 0,5] 47 \cdot 10^2 = 9400 \text{ Н.}$$

4. Примем для стали Ст.3 предел текучести равным $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$.

Допускаемый коэффициент запаса прочности для болтов $[s] = 3$,

Тогда допускаемое напряжение на растяжение:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 220/3 = 73,3 \text{ МПа.}$$

5. Внутренний диаметр резьбы болта найдем по формуле

$$d_1 = 1,3 \sqrt{F_a / [\sigma_p]} = 1,3 \sqrt{9400 / 73,3 \cdot 10^6} = 0,0146 \text{ м} = 14,6 \text{ мм}.$$

Принимаем резьбу М18 (с крупным шагом), внутренний диаметр который $d_1 = 15,294 \text{ мм}$. Принятым размерам резьбы и толщинам скрепляемых деталей соответствует болт М 18 х 80 (см. таблицу 3).

Коэффициент запаса $[s] = 3$ выбран правильно.