

МЕТОДИКА РАСЧЕТА БОЛТОВ ГРУППОВОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ КРОНШТЕЙНА, НАГРУЖЕННОГО СИЛОЙ, РАСКРЫВАЮЩЕЙ СТЫК ДЕТАЛЕЙ

Матейко П.М., Дерипас С.А. (ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Задача по расчету болтов группового болтового соединения для крепления кронштейна, нагруженного силой, раскрывающей стык деталей является сложной и решается с учетом податливости элементов соединения [1]. Эту задачу можно решить с помощью системы автоматизированного проектирования АРМ WinMachine. Система АРМ WinMachine позволяет выполнить необходимые расчеты с использованием современных инженерных методик и численных методов расчета [2], сокращая при этом время, необходимое на выполнение расчетов.

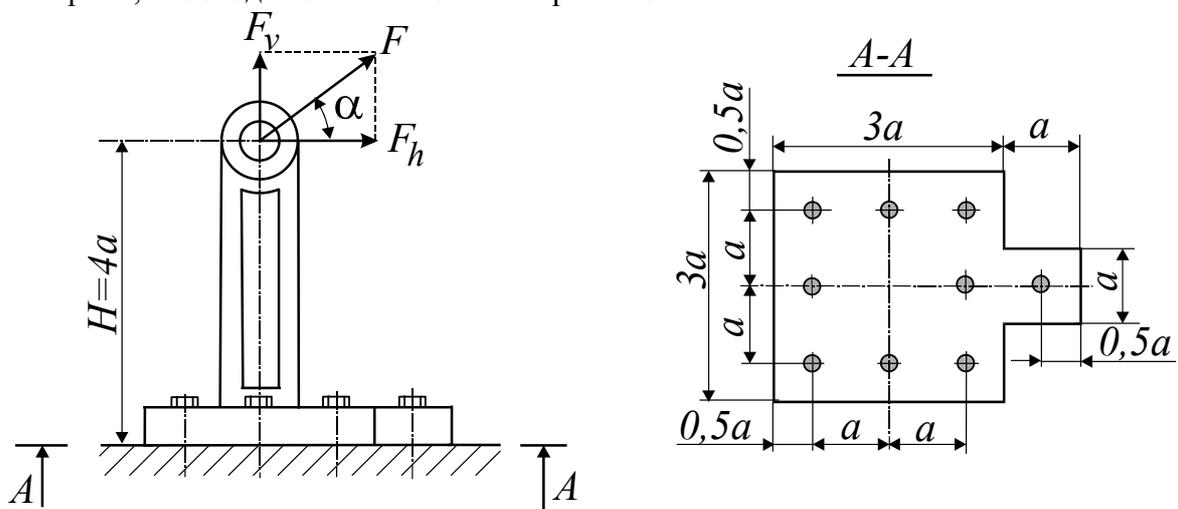


Рисунок 1

Определить диаметр болтов группового болтового соединения для крепления кронштейна к раме (рис.1), где $a = 100 \text{ мм}$. Соединение нагружено силой $F=5000 \text{ Н}$, приложенной под углом к горизонтали $\alpha = 30^\circ$. Болты установлены в отверстия кронштейна с зазором и изготовлены из стали Ст.3 ($\sigma_s=380 \text{ МПа}$, $\sigma_T=240 \text{ МПа}$). Число болтов $z=9$. Коэффициент трения в резьбе $f=0,15$; коэффициент трения на опорной поверхности гайки $f=0,20$.

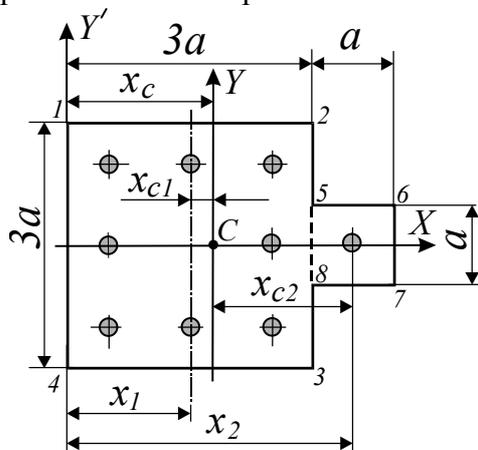


Рисунок 2

Коэффициент трения в резьбе $f=0,15$; коэффициент трения на опорной поверхности гайки $f=0,20$.

Расчет болтов при постоянной внешней нагрузке

На групповое болтовое соединение действует сила, которая стремится раскрыть стык кронштейна с опорой. Критерием расчета такого соединения, является условие нераскрытия стыка. Для дальнейших расчетов необходимо определить центр тяжести плоскости контакта кронштейна и все силовые факторы перенести в центр тяжести (рис. 2).

Координаты центра тяжести плоскости стыка – т. C равны: $y_c = 0$, а $x_c = \frac{S_{Y'}}{A}$,

где $S_{Y'}$ – статический момент площади контакта относительно оси Y' ;

A – площадь контакта.

Фигура контакта является сложной, поэтому ее разбиваем на две простые (рис. 2):

- квадрат 1-2-3-4, площадь которого равна $A_1 = 3a \cdot 3a = 9a^2$, центр тяжести которого находится от оси Y' на расстоянии $x_1 = 1,5a$;

- квадрат 5-6-7-8, площадь которого равна $A_2 = a^2$, центр тяжести которого находится от оси Y' на расстоянии $x_2 = 3,5a$.

Тогда статический момент равен: $S_{Y'} = A_1 x_1 + A_2 x_2 = 9a^2 \cdot 1,5a + a^2 \cdot 3,5a = 17a^3$.

Площадь поверхности контакта: $A = A_1 + A_2 = 9a^2 + a^2 = 10a^2$.

$$x_c = \frac{S_{Y'}}{A} = \frac{17a^3}{10a^2} = 1,7a = 1,7 \cdot 100 = 170 \text{ мм.}$$

Момент инерции относительно центральной оси Y определяется с помощью теоремы про параллельный перенос моментов инерции простых фигур:

$$I_Y = I_1 + A_1 x_{c1}^2 + I_2 + A_2 x_{c2}^2,$$

где $I_1 = \frac{(3a)^4}{12} = 6,75a^4$ и $I_2 = \frac{a^4}{12} = 0,083a^4$ – моменты инерции простых фигур относительно своих центральных осей;

$x_{c1} = x_c - x_1 = 1,7a - 1,5a = 0,2a$ и $x_{c2} = x_2 - x_c = 3,5a - 1,7a = 1,8a$ – координаты осей, которые проходят через центры тяжести простых фигур.

$$I_Y = 6,75a^4 + 9a^2(0,2a)^2 + 0,083a^4 + a^2(1,8a)^2 = 10,43a^4.$$

Силовые факторы, действующие на кронштейн. Действующую на кронштейн сосредоточенную силу F представим в виде проекций на вертикальную F_v и горизонтальную F_h составляющие (рис. 1)

$$F_v = F \sin \alpha = 5000 \cdot \sin 30^\circ = 2500 \text{ Н,}$$

$$F_h = F \cos \alpha = 5000 \cdot \cos 30^\circ = 4330 \text{ Н.}$$

При недостаточной затяжке болтов вертикальная составляющая F_v может вызвать появление зазора между поверхностями стыка. Таким образом, силу затяжки болтов необходимо выбирать исходя из условия нераскрытия стыка.

Горизонтальная составляющая F_h , в свою очередь, может быть причиной смещения кронштейна. Для предотвращения смещения кронштейна необходимо выполнить условие, при котором такое смещение было бы невозможным.

Поскольку все внешние силовые факторы перенесены в центр тяжести контакта, то система внешнего нагружения может быть сведена к действию главного вектора силы и главного момента. В данном случае главным вектором является сила F , а главным моментом T , который равен: $T = F_h H + F_v(x_c - x_1)$.

$$T = 4330 \cdot 4a + 2500 \cdot (1,7a - 1,5a) = 17820a = 17820 \cdot 100 = 1782000 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Условие нераскрытия стыка. Кронштейн, который крепится к раме группой болтов, находится в равновесии под действием системы сил, а его положение можно выразить уравнением равновесия затянутого соединения при условии нераскрытия стыка, которое имеет вид: $q_0 - q_{F_v} - q_T \geq 0$, где $q_0 = \frac{F_0 z}{A}$ – давление от силы затяжки болтов F_0' ;

$$q_{F_v} = \frac{F_v(1-\chi)}{A} \text{ – давление от вертикальной составляющей силы } F_v ;$$

$$q_T = \frac{T(1-\chi)}{W_Y} \text{ – давление от действия момента } T ;$$

χ – коэффициент основного нагружения, принимаем $\chi = 0,25$.

$A = 10a^2 = 10 \cdot 100^2 = 100000 \text{ мм}^2$ – площадь поверхности контакта;

$$W_Y = \frac{I_Y}{x_{\max}} \text{ – осевой момент сопротивления площади контакта;}$$

$$x_{\max} = (3a + a) - x_c = (3a + a) - 1,7a = 2,3a .$$

$$W_Y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{10,43a^4}{2,3a} = 4,54a^3 = 4,54 \cdot 100^3 = 4540000 \text{ мм}^3 .$$

Минимальная сила затяжки одного болта определяется из условия нераскрытия стыка. Тогда напряжение от силы затяжки болтов принимается равным сумме напряжений от силы $F_v(1-\chi)$ и момента $T(1-\chi)$: $\sigma_{F_0'} = \sigma_{F_v(1-\chi)} + \sigma_{T(1-\chi)}$.

$$\text{или: } \frac{F_v' z}{A} = \frac{F_v(1-\chi)}{zA} + \frac{T(1-\chi)}{zW_Y} ,$$

$$F_0' = \frac{F_v(1-\chi)}{z} + \frac{T(1-\chi)}{zW_y} A = \frac{2500 \cdot (1-0,25)}{9} + \frac{1782000 \cdot (1-0,25)}{9 \cdot 4540000} \cdot 100000 = 3480 \text{ Н}$$

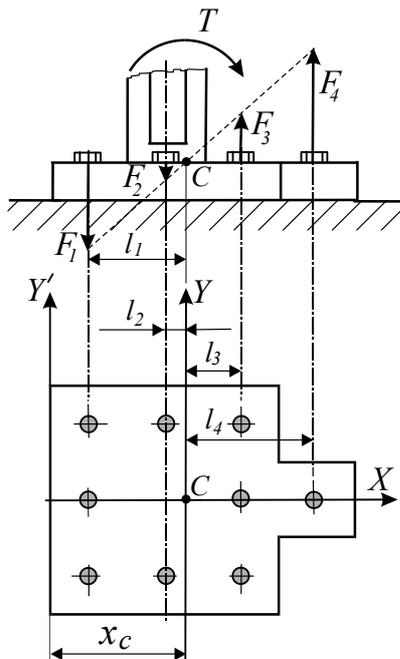


Рисунок 3

Найденное усилие затяжки одного болта F_0' следует увеличить в K_n раз, где $K_n = 1,1$ – коэффициент запаса нераскрытия стыка $F_0 = K_n F_0' = 1,1 \cdot 3480 = 3828 \text{ Н}$.

Определение силы, которая действует на наиболее нагруженный болт. Сила, которая действует на произвольно размещенный i -й болт вследствие приложенной к нему внешней нагрузки и силы затяжки, равняется: $F_i = KF_0 + F_{F_v i} + F_{T_{\max}}$,

где F_0 – сила затяжки болта; $K = 1,3$ – коэффициент, учитывающий влияние касательных напряжений;

$$F_{F_v i} = \frac{F_{F_v} \chi}{z} = \frac{2500 \cdot 0,25}{9} = 70 \text{ Н} \text{ – нагрузка на болт}$$

от вертикальной составляющей внешней силы F ;

$F_{T_{\max}}$ – нагрузка на болт от момента T .

Распределение сил, действующих со стороны болтов на кронштейн, показано на рис. 3. Условие равновесия кронштейна относительно точки C имеет

вид:

$$\sum_{i=1}^m z_{ri} F_i l_i - T \chi = 0,$$

где m - количество групп, на которые можно разбить все болты в стыке в зависимости от их расстояния от оси Y ; $m = 4$; z_{ri} - количество болтов в ряду i - той группы; l_i - координата ряда i - той группы болтов.

Кроме того из рис.3 видно, что $\frac{F_i}{l_i} = \frac{F_{T \max}}{l_{\max}}$, откуда силу F_i можно выразить через максимальную нагрузку на болт: $F_i = \frac{F_{T \max}}{l_{\max}} l_i$.

После подстановки значения силы F_i в уравнение равновесия кронштейна можно определить максимальную силу растяжения болта при действии момента T :

$$F_{T \max} = \frac{T \cdot \chi \cdot l_{\max}}{\sum_{i=1}^m z_{ri} l_i^2}.$$

В данном случае насчитывается четыре группы болтов (рис.3), тогда

$$\sum_{i=1}^4 z_{ri} l_i^2 = z_{r1} l_1^2 + z_{r2} l_2^2 + z_{r3} l_3^2 + z_{r4} l_4^2, \text{ где}$$

$$l_1 = 0,5a - x_c = 0,5a - 1,7a = -1,2a = -1,2 \cdot 100 = -120 \text{ мм}, \quad z_{r1} = 3;$$

$$l_2 = 1,5a - x_c = 1,5a - 1,7a = -0,2a = -0,2 \cdot 100 = -20 \text{ мм}, \quad z_{r2} = 2;$$

$$l_3 = 2,5a - x_c = 2,5a - 1,7a = 0,8a = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ мм}, \quad z_{r3} = 3;$$

$$l_4 = 3,5a - x_c = 3,5a - 1,7a = 1,8a = 1,8 \cdot 100 = 180 \text{ мм}, \quad z_{r4} = 1.$$

Тогда сила на наиболее нагруженный болт $F_{T \max}$ при действии момента T будет равна: $F_{T \max} = \frac{1782000 \cdot 0,25 \cdot 180}{3 \cdot (-120)^2 + 2 \cdot (-20)^2 + 3 \cdot 80^2 + 1 \cdot 180^2} = 838 \text{ Н}.$

Окончательно сила: $F_{\max} = 1,3 \cdot 3828 + 70 + 838 = 5884 \text{ Н}.$

Определение диаметра болта из условия прочности. Зная максимальную силу, действующую на болт, можно определить его размеры из условия прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4F_{\max}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{240}{3} = 80 \text{ МПа}$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\max}}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5884}{3,14 \cdot 80}} = 9,68 \text{ мм}.$$

Принимаем болт М12 ($d = 12 \text{ мм}$; $d_1 = 10,1 \text{ мм}$; $d_2 = 10,86 \text{ мм}$; $p = 1,75 \text{ мм}$).

Расчет момента завинчивания при затяжке болтов.

Контроль затяжки болтов производится с помощью динамометрического ключа. На практике необходимо знать, какое усилие затяжки болта соответствует моменту

завинчивания. Момент завинчивания T_3 определяется как сумма моментов трения в резьбе T_1 и на опорной поверхности гайки T_2 : $T_3 = T_1 + T_2$.

$$\text{Момент трения в резьбе определяется: } T_1 = F_0 \frac{d_2}{2} \tan(\lambda + \rho'),$$

$$\text{где } \lambda = \arctan \frac{p}{\pi d_2} = \arctan \frac{1,75}{3,14 \cdot 10,863} = 2^{\circ}56' - \text{угол подъема резьбы;}$$

$$\rho' = \arctan \frac{f}{\cos(0,5 \cdot \alpha)} = \arctan \frac{0,15}{\cos(0,5 \cdot 60^{\circ})} = 9,49' - \text{приведенный угол трения}$$

$$T_1 = 3828 \frac{10,863}{2} \tan(2^{\circ}56' + 9^{\circ}49') = 4705 \text{ Нмм}.$$

$$\text{Момент трения на опорной поверхности гайки: } T_2 = F_0 f \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2},$$

где $D = 1,7d = 1,7 \cdot 12 = 20 \text{ мм}$ - наружный диаметр опорной поверхности гайки;

$d_0 = d + 1 = 12 + 1 = 13 \text{ мм}$ - диаметр отверстия в кронштейне под болт.

$$T_2 = 3828 \cdot 0,2 \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{20^3 - 13^3}{20^2 - 13^2} = 6411 \text{ Нмм}.$$

Окончательно момент завинчивания болта равен: $T_3 = 4705 + 6411 = 11116 \text{ Нмм}$

С другой стороны момент завинчивания болта равен силе на рукоятке ключа F_P , умноженной на плечо $L = 15 \cdot d$; $T_3 = F_P \cdot 15 \cdot d$; откуда сила на рукоятке ключа равна:

$$F_P = \frac{T_3}{15d} = \frac{11116}{15 \cdot 12} = 62 \text{ Н}$$

Проверка условия несдвигаемости. Необходимо проверить соединение на отсутствие касательного сдвига затянутых поверхностей. Для того, чтобы не было сдвига поверхностей друг относительно друга, сила трения в контакте должна быть больше внешнего усилия сдвига: $[F_0 z - F_v(1 - \chi)]f \geq F_h K_s$,

где $K_s = 1,4$ - коэффициент запаса по сдвигу.

$$[3828 \cdot 9 - 2500 \cdot (1 - 0,25)] \cdot 0,2 = 6515 \text{ Н}; \quad 4330 \cdot 1,4 = 6062 \text{ Н}.$$

Условие несдвигаемости выполняется $6515 > 6062$.

Расчет болтов для крепления кронштейна, нагруженного силой, раскрывающей стык деталей в модуле APM Joint.

Для расчета резьбового соединения в модуле **APM Joint** необходимо задать форму стыка, координаты расположения болтов, постоянные параметры и действующие

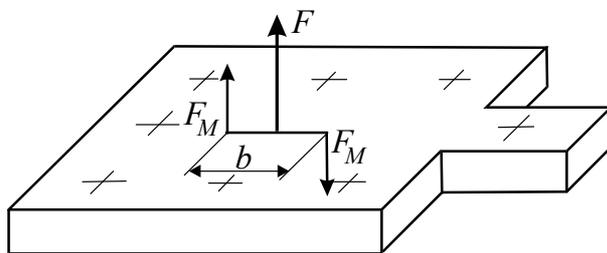


Рисунок 4

на соединение внешние силы.

В модуле **APM Joint** момент задается в виде пары сил $M_{Fh} = F_h \cdot 4a = 4330 \cdot 4 \cdot 100 = 1732000 \text{ Нмм}$. Система нагружения рассматриваемого соединения, показана на рис.4, где $F_M \cdot b = M_{Fh} = 1732000 \text{ Нмм}$.

Геометрия	
Площадь стыка [кв.мм]	25049
X координата центра масс стыка [мм]	85.0833
Y координата центра масс стыка [мм]	0.0735
Момент инерции стыка относит. центральных осей	
относит. горизонтальной оси [мм ⁴]	4.28727e+007
относит. вертикальной оси [мм ⁴]	6.54611e+007
Угол наклона главных центральных осей [Град]	0.0
X координата центра масс винтов [мм]	86.1111
Y координата центра масс винтов [мм]	0
Нагрузка	
Сила затяжки [Н]	8047.65
Максимальная нагрузка на болт [Н]	11784.3
Максимальное давление [МПа]	5.22037
Диаметр болта [мм]	10
Момент завинчивания [Нм]	17.2972
Момент трения в резьбе [Нм]	8.96637
Момент трения на торце гайки [Нм]	8.33081

Рисунок 5

Для резьбовых соединений с зазором результатом расчета является: площадь поверхности стыка, положение центра масс стыка, осевые моменты инерции относительно осей (X и Y), угол поворота главных центральных осей, сила затяжки, максимальная нагрузка, действующая на болт, максимальное давление в стыке, диаметр болта.

Кроме этого, можно получить значения давления в стыке в виде карты давлений.

На рис.5 представлены результаты расчета данного соединения при неконтролируемой затяжке.

В заключении необходимо отметить, что решение задачи с помощью системы автоматизированного проектирования APM WinMachine значительно сокращается время расчета и эта система позволяет наглядно показать максимально нагруженные зоны в соединении кронштейна с рамой. Расчеты, выполненные вручную и с помощью системы автоматизированного проектирования APM WinMachine показывают совпадение расчетных данных, что подтверждает правильность работы данной системы.

Список литературы: 1. Д.Н. Решетов Детали машин М. Машиностроение, 1989. 496с. 2. Шелофаст В.В.,Чугунова Т.Б. Основы проектирования машин. Примеры решения задач. Москва, Издательство АПМ 2004 –240 с.