УДК 624.078

Особенности работы многорядных фрикционных соединений на высокопрочных болтах

Гордеев В.Н., д.т.н.

ОАО «УкрНИИпроектстальконструкция им. В.Н. Шимановского», Украина

Анотація. У роботі розглядаються фрикційні болтові з'єднання багаторядності, що сприймають змінні за величиною зусилля. Показано, що за відсутності прослизання ці зусилля сприймаються тільки крайніми рядами болтів. На основі теорії пристосовності встановлені діапазони зміни зусиль, при яких з'єднання зберігає працездатність незалежно від числа циклів навантаження. Приведені практичні рекомендації.

Аннотация. В работе рассматриваются многорядные фрикционные болтовые соединения, воспринимающие переменные по величине усилия. Показано, что при отсутствии проскальзывания эти усилия воспринимаются только крайними рядами болтов. На основе теории приспособляемости установлены диапазоны изменения усилий, при которых соединение сохраняет работоспособность независимо от числа циклов нагрузки. Приведены практические рекомендации.

Abstract. The paper deal with multi-row friction bolted joints, which may perceive forces, variable depending on forces. It is shown that in the absence of slippage such forces are perceived only by extreme rows of bolts. Based on theory of applicability the ranges of changes were found, when the joint preserve its serviceability independently from a number of load cycles. The practical recommendations are given as well.

Ключевые слова: фрикционные болтовые соединения, расчет, проскальзывание, усилие.

Введение. В настоящее время получили широкое распространение фрикционные соединения элементов металлических конструкций на высокопрочных болтах. При соединении мощных элементов требуется значительное число болтов, которые зачастую приходится располагать несколькими рядами. Распределение передаваемого усилия между рядами болтов в соединения изучено недостаточно.

Остановимся на соединениях, которые передают продольную силу в стержне.

Строительные нормы и правила [1] независимо от расположения болтов в соединении предписывают распределять продольную силу поровну между всеми болтами. В то же время в «Пособии...» [2] указано, что между элементами стыка или узла усилия следует распределять без учета податливости фрикционных соединений и в предположении упругой работы стали. Эти два указания не согласуются друг с другом.

Попытка разобраться в этом вопросе повлекла за собой написание этой статьи.

Феномен распределения передаваемого усилия между рядами болтов.

Соединения, в которых болты расположены в несколько рядов вдоль передаваемого усилия, работают не так, как обычно принято считать. В качестве примера рассмотрим упрощенную модель многорядного болтового соединения, передающего продольное усилие *T*, состоящую из металлических полос (рис. 1). Полосы стянуты высокопрочными болтами, а сила передается посредством сухого трения между полосами. Будем полагать, что в соединении *n* рядов болтов (номера показаны на рисунке). Для упрощения в каждом ряду показано по одному болту.

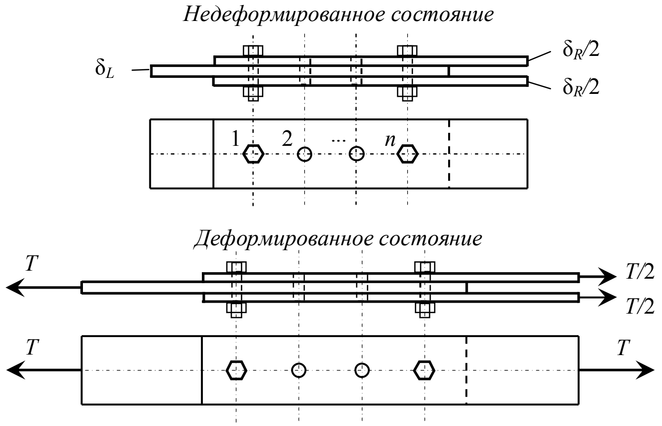

Рис. 1. Упрощенная модель многорядного болтового соединения

Качественную картину распределения усилия *T* между рядами болтов соединения можно установить при помощи следующих рассуждений. Рассмотрим заготовку для соединения, представленного на рис. 1, с просверленными отверстиями для болтов. Соберем это соединение не полностью, поставив и затянув только болты крайних рядов (с номерами 1 и *n*). Отверстия для болтов промежуточных рядов (с номерами 2,.., *n*–1) оставим свободными. Приложим усилие *T* и станем постепенно растягивать соединение. Стянутые болтами полосы будут удлиняться. До тех пор, пока под болтами крайних рядов не будет проскальзывания, все три стянутые полосы на участке между крайними рядами будут растягиваться равномерно, и свободные от болтов отверстия во всех трех полосах будут все время оставаться друг против друга. Если бы там находились болты, то они не воспринимали бы никаких сдвигающих усилий. Из этого следует вывод о том, что *в многорядном болтовом соединении, до тех пор, пока нет проскальзывания, все усилие, приложен-*

ное к соединению, передается только болтами крайних рядов. Болты промежуточных рядов в работе не участвуют.

Упругий расчет соединения. Переходя от качественной картины работы соединения к количественной, установим как распределяется усилие T между крайними рядами болтов, пользуясь упругим расчетом.

Для определенности будем полагать, что болтами соединены металлические полосы равной ширины. Сумма толщин полос, находящихся слева от соединения, равна δ_L, а сумма толщин полос, находящихся справа от соединения, равна δ_R. Усилие T в промежутке между крайними рядами болтов распределяется между соединяемыми полосами пропорционально их толщинам. Полосы с суммарной толщиной δ_L передают все усилие на болты ряда n, а полосы с суммарной толщиной δ_R – на болты ряда 1.

Введем в рассмотрение безразмерные коэффициенты распределения η_i (i = 1, 2,..., n), показывающие какая доля усилия T воспринимается i-м рядом болтов. Тогда усилие U_i (i = 1, 2,..., n), передаваемое силами трения под i-м рядом болтов, можно будет выразить формулой:

$$U_i = T \cdot \eta_i \quad (i = 1,...,n); \tag{1}$$

а коэффициенты распределения – следующими формулами:

$$\eta_1 = \frac{\delta_R}{\delta_L + \delta_R}; \;\; \eta_i = 0 \;\; (i = 2,...,n-1); \quad \eta_n = \frac{\delta_L}{\delta_L + \delta_R}. \tag{2}$$

Сумма всех коэффициентов распределения, естественно, равна единице.

Правило знаков таково: усилие T положительно, если оно растягивает соединение; фрикционное усилие под рядом болтов положительно, если оно является частью положительного усилия T.

Предельное состояние соединения. Будем растягивать соединение дальше. Фрикционные усилия под крайними рядами болтов будут нарастать. Когда усилие U_1 или U_n достигнет несущей способности одного ряда болтов F, начнется проскальзывание соединяемых полос металла под этим рядом болтов и в соединении начнется перераспределение усилий. Растягивая соединение все нарастающей силой, достигнем его предельного состояния, при котором соединяемые полосы будут проскальзывать под всеми рядами болтов. При этом усилие T достигнет своего максимального значения

$$T_{\max} = nF; \tag{3}$$

Таким образом, утверждение нормативных документов о распределении продольного усилия поровну между всеми болтами соединения выполняется только в предельном состоянии после проскальзывания соединяемых элементов.

Приспособляемость соединения в случае полного использования его несущей способности. Соединение должно работать не только при фиксированной максимальной нагрузке T_{max}, но и при других величинах нагрузки T, находящихся в некотором диапазоне

$$T_{\min} \leq T \leq T_{\max}; \qquad (4)$$

Сила T_{max} известна и дается формулой (3). Необходимо определить T_{min}.

Работоспособность соединения будем толковать в смысле приспособляемости, т.е. будем полагать, что после конечного числа локальных проскальзываний полос соединение стабилизируется и будет работать в дальнейшем упруго и без проскальзываний, как бы ни изменялось усилие, действующее на соединение, оставаясь в диапазоне, установленном формулой (4). В противном случае в соединении будут происходить многократные проскальзывания, контактирующие поверхности будут отшлифовываться, коэффициент трения этих поверхностей будет уменьшаться, что приведет к расстройству соединения и, возможно, к его разрушению.

Понятие о приспособляемости появилось впервые в теории пластичности. Ввиду аналогии в поведении идеального упруго-пластического одномерного элемента и контактной пары с сухим трением, находящейся на идеально упругом элементе, некоторые авторы [5, 6] уже ранее распространяли принципы теории пластичности на системы с сухим трением. Такая попытка сделана и в этой работе.

Основополагающую роль в теории приспособляемости упруго-пластических систем играет теорема Мелана [4, 3]. Она формулируется следующим образом.

Приспособляемость наступит, если можно найти такое не зависящее от времени поле фиктивных остаточных напряжений, что при любых изменениях нагрузки в заданных пределах сумма этого поля с полем напряжений в идеально упругом теле безопасна (достаточное условие).

Приспособляемость невозможна, если не существует никакого не зависящего от времени поля остаточных напряжений такого, что сумма этого поля с полем напряжений в идеально упругом теле безопасна (необходимое условие).

Рассматриваемое здесь фрикционное соединение работает подобно конструкции из упруго-пластического материала. Роль упругого тела выполняют соединяемые пластины, а проскальзывание соответствует пластическим деформациям. Применительно к фрикционным соединениям теорема

Мелана приобретет следующий вид:

Приспособляемость фрикционного соединения наступит, если можно найти такое не зависящее от времени самоуравновешенное распределение фрикционных усилий между рядами болтов в этом соединении, что при любых изменениях нагрузки на соединение в заданных пределах сумма самоуравновешенного распределения и распределения, полученного в соответствии с упругим расчетом, не вызывает проскальзывания ни под одним рядом болтов (достаточное условие).

Приспособляемость невозможна, если не существует такого не зависящего от времени самоуравновешенного распределения фрикционных усилий между рядами болтов в соединении, что сумма этого распределения и распределения, полученного в соответствии с упругим расчетом, не вызывает проскальзывания ни под одним рядом болтов (необходимое условие).

Таким образом, в рассмотрение входят:

— диапазон изменения усилия T, действующего на соединение

$$T_{\min} \le T \le T_{\max}; \tag{5}$$

— коэффициенты распределения η_i (i = 1, 2,...,n), позволяющие получить распределение усилия T между рядами болтов в соответствии с упругим расчетом:

$$U_i = T \cdot \eta_i \quad (i = 1,...,n); \tag{6}$$

— самоуравновешенное распределение фрикционных усилий S_i (i = 1, 2,..., n) между рядами болтов;

— условия работоспособности соединения

$$-F \le S_i + U_i \le F \quad (i = 1,...,n). \tag{7}$$

Разумеется, должны соблюдаться соотношения:

$$\sum_{i=1}^{n} \eta_i = 1; \quad \sum_{i=1}^{n} S_i = 0. \tag{8}$$

Из того условия, что в диапазон усилий (4) попадает максимальная нагрузка на соединение $T_{\max}$, может быть однозначно определено самоуравновешенное распределение фрикционных усилий S_i (i = 1, 2,..., n). Подставляя в формулу (6) значение T из формулы (3), а затем значения U_i (i = 1, 2,..., n), даваемые формулой (6), в формулу (7), получим:

$$-F \le S_i + n \cdot F \cdot \eta_i \le F \quad (i = 1,...,n). \tag{9}$$

Учитывая то, что максимальное усилие в соединении достигается при соблюдении правой группы нестрогих неравенств (9) как равенств, приходим к формуле для определения самоуравновешенных фрикционных усилий:

$$S_i = F \cdot (1 - n \cdot \eta_i) \quad (i = 1,...,n). \tag{10}$$

Далее, зафиксировав значения S_i (i = 1, 2,..., n), полученные в соответствии с формулой (10), определим значение $T_{\min}$ как решение задачи линейного программирования о минимизации T при ограничениях:

$$-F \le F \cdot (1 - n \cdot \eta_i) + T \cdot \eta_i \le F \quad (i = 1,...,n). \tag{11}$$

При условии $\eta_i \geq 0$ (i = 1, 2, ..., n), которое практически всегда выполняется, решение этой задачи дается формулой

$$T_{\min} = F \cdot n - 2 \cdot F / \eta_{\max}; \tag{12}$$

где $\eta_{\max} = \max\limits_{i=1}^{n}(\eta_i)$.

Для упрощенной модели соединения (рис. 1), где коэффициенты распределения даются формулами (2), $\eta_{\max}$ может быть вычислено по формуле:

$$\eta_{\max} = \frac{1}{2} \cdot \left(1 + \frac{|\delta_L - \delta_R|}{\delta_L + \delta_R}\right) \quad (n = 2,3,...). \tag{13}$$

В идеальном случае, когда $\delta_L = \delta_R$, $\eta_{\max} = 1/2$.

При n=1, из очевидных соображений, $\eta_{\max} = 1$.

Диапазон изменения передаваемого усилия, в котором соблюдается приспособляемость соединения, определяется формулой

$$\Delta T = T_{\max} - T_{\min} = 2 \cdot F / \eta_{\max}; \tag{14}$$

Как следует из написанного выше, этот диапазон при n = 1 составляет две несущие способности одного ряда болтов, а при $n \geq 2$ – не более четырех несущих способностей одного ряда болтов независимо от числа рядов.

Зоны приспособляемости в случае полного использования несущей способности соединения при растяжении для соединений с различным числом рядов болтов показаны на рис. 2. Как видно из рисунка, только при $n \leq 3$ диапазон, в котором соблюдается приспособляемость соединения, включает и максимальное и нулевое усилия. При $n > 3$ соединение не может работать даже в диапазоне усилий одного знака. Поэтому такие соединения применять не рекомендуется.

Приспособляемость соединения в случае симметричного знакопеременного воздействия. Иногда соединение работает на знакопеременное воздействие, причем минимальное и максимальное усилия по модулю равны. Такого рода соединения встречаются в распорках и раскосах башен, в элементах связей, в деталях машин и механизмов. В этом случае усилие T, воспринимаемое соединением, находится в диапазоне

$$-T_A \le T \le T_A; \qquad (15)$$

где T_A – подлежащее определению амплитудное значение усилия T.

Задача линейного программирования, которую надо решить для определения T_A и S_i (i = 1, 2,..., n), формулируется так:

максимизировать T_A при соблюдении 4n ограничений-неравенств:

$$-F \le S_i + T_A \cdot \eta_i \le F; \quad -F \le S_i - T_A \cdot \eta_i \le F \quad (i = 1,...,n); \qquad (16)$$

считая S_i (i = 1, 2,..., n) свободными переменными, подчиняющимися лишь равенству

$$\sum_{i=1}^{n} S_i = 0. \qquad (17)$$

Неравенства (16) являются условиями работоспособности соединения (7) при $T = T_A$ и при $T = -T_A$, а равенство (17) – условием уравновешенности усилий S_i (i = 1, 2,..., n).

Решение этой задачи линейного программирования выражается формулами:

$$T_A = F/\eta_{\max}; \quad S_i = 0 \quad (i = 1,...,n). \qquad (18)$$

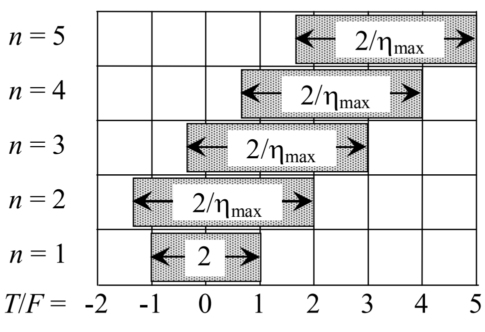

Рис. 2. Зоны приспособляемости в случае полного использования несущей способности соединения при растяжении

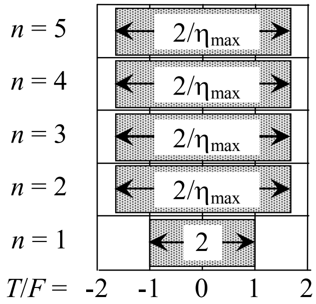

Рис. 3. Зоны приспособляемости в случае симметричного знакопеременного воздействия

Заметим, что диапазон изменения передаваемого усилия

$$\Delta T = 2 \cdot T_A = 2 \cdot F / \eta_{\max}; \tag{19}$$

в этой задаче такой же, как и в предыдущей. При $n \geq 2$ он не зависит от числа рядов болтов. Поэтому в соединениях, подверженных только симметричным знакопеременным воздействиям, не следует ставить более двух рядов болтов. Третий ряд будет совершенно бесполезным.

При $n = 1$ $T_A = F$.

Зоны приспособляемости в случае симметричного знакопеременного воздействия для соединений с различным числом рядов болтов показаны на рис. 3. Как видно из рисунка, в этом случае при двух рядах болтов несущая способность соединения достигает своего максимума. Добавление числа рядов несущую способность соединения не увеличивает.

Выводы

1. В многорядном болтовом соединении, до тех пор, пока нет проскальзывания, все усилие, приложенное к соединению, передается только болтами крайних рядов. Болты промежуточных рядов в работе не участвуют.
2. Утверждение нормативных документов о распределении продольного усилия поровну между всеми болтами соединения выполняется только в предельном состоянии после проскальзывания соединяемых элементов.
3. Диапазон, в котором может изменяться усилие, воспринимаемое соединением, обусловлен приспособляемостью соединения. Этот диапазон при n=1 составляет две несущие способности одного ряда болтов, а при $n \geq 2$ – вычисляется по формуле (14) и составляет не

более четырех несущих способностей одного ряда болтов независимо от числа рядов и от вида воздействия на соединение.

4. В соединениях, где предусматривается полное использование несущей способности соединения, не рекомендуется ставить более трех рядов болтов.
5. В соединениях, подверженных только симметричным знакопеременным воздействиям, не рекомендуется ставить более двух рядов болтов.

Литература

[1] СНиП II-23-81* Стальные конструкции/ Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1990. – 96 с.

[2] Пособие по проектированию стальных конструкций (к СНиП II-23-81*). М.: 1989.

[3] Койтер В.Т. Общие теоремы теории упруго-пластических сред. М.: Издательство иностранной литературы, 1961. – 80 с.

[4] Л.М. Качанов. Основы теории пластичности. М., Наука, 1969. – 420 с.

[5] D.C. Drucker Coulomb friction, plasticity, and limit loads, ASME J. Appl. Mech., Vol.21, 1954. P. 71 – 74.

[6] Churchman C.M., Korsunsky A.M., Hills D.A. The application of plasticity principles to friction. J. Strain Analysis. Vol. 41, 2006. P. 323–328.

[7] Рабер Л.М. Соединения на высокопрочных болтах. Днепропетровск, Системные технологии, 2008. 124 с.

Надійшла до редколегії 08.06.2010 р.