

УДК 621.8

DOI: 10.30987/1999-8775-2020-6-12-21

Р.В. Гучинский

РАСЧЕТ УСИЛИЯ КОНТРОЛИРУЕМОЙ ЗАТЯЖКИ В ГРУППОВОМ БОЛТОВОМ СОЕДИНЕНИИ

Приведено сравнение методик расчета усилия затяжки группового болтового соединения аналитическим и численным методами. На примере крепления кронштейна к плите показано, что использование рекомендуемых в литературе коэффициентов затяжки по условию плотности стыка может приводить к неконсервативным результатам, не

обеспечивая нераскрытие стыка. Приведены рекомендации по подбору усилия затяжки в групповом болтовом соединении.

Ключевые слова: болт, фланец, усилие затяжки, болтовое соединение, коэффициент, основная нагрузка, МКЭ, раскрытие стыка.

R.V. Guchinsky

CALCULATION OF CONTROLLED TIGHTENING EFFORT IN GROUP BOLTED JOINT

The optimum value choice of a tightening effort is significant for assurance of a reliable operation of a group bolted joint. A work goal consists in the calculation and comparison of essential conditions of tightening efforts for a bolted joint of a bracket and a plate with analytical and numerical methods. For the first time it is obtained that the use of tightening factors recommended in literature by the condition of joint density may fail to ensure its non-disclosure. It is shown that a basic load factor for a bolt of a group joint depends not only upon bolt and flanges yielding, but upon loading and geometrical parameters of a joint. Basic loading factors obtained through a finite element method for a group bolted joint proved to be below ones defined analytically. The use of the procedure for bolt calculations on the basis of the assurance of joint complete non-disclosure results in increased values of

tightening efforts caused by non-uniformity of contact stress distribution in flanges because of tightening. There is specified a field of application of the calculation procedure on joint non-disclosure – group joints with high stiffness flanges. At preliminary estimate the efforts for tightening a standard group joint a procedure of joint non-disclosure with the increased tightening factor and a condition of shift absence is recommended for use. To obtain a reliable estimate of the required tightening effort after its preliminary selection it is recommended to check up operation conditions of a group bolted joint with the aid of the calculation through the finite element method.

Key words: bolt, flange, tightening effort, bolted joint, factor, basic loading, finite element method (FEM), joint-disclosure.

Введение

Групповые болтовые соединения из-за высокой технологичности, прочности и надежности в эксплуатации находят применение в различных областях машиностроения и строительства. Абсолютное большинство случаев разрушения болтовых соединений связано с недостаточной затяжкой болтов. Обеспечение оптимального усилия затяжки необходимо для надежной работы соединения не только при статической, но и при переменной нагрузке, так как в этом случае возможно внезапное усталостное разрушение [1]. Помимо болтов, трещины усталости могут развиваться и от отверстий фланцев [2].

Из-за высокой стоимости испытаний болтовых соединений возрастающую роль приобретает численное моделирование их деформирования [3]. Исследовано напряженное состояние болтов в групповом болтовом соединении редуктора и фундаментной плиты [4]. Оценка зависимости полного усилия в болте от внешнего усилия выполнялась на отдельной модели одного болта с фланцами, однако распределение усилий в болтах реальной конструкции исследовано не было. Представлена новая аналитическая методика расчета болтового соединения и выполнено сопоставление с результатами численного мо-

делирования стыка консольной двутавровой балки и жесткой стены при изгибе [5]. Показано, что болты в сжатой зоне не влияют на распределение усилий в болтах растянутой зоны стыка. Большое разнообразие исследовательских работ по данной тематике обусловлено отсутствием общепринятых отечественных норм проектирования болтовых соединений.

Важно, что методики расчета, принятые в строительной области, отличаются от методик, используемых в машиностроении. В нормах для расчета болтовых соединений в строительных конструкциях обычно описываются типизированные стыки двутавровых балок и колонн и рекомендуются соответствующие конкретному случаю формулы [6, 7]. При этом усилие затяжки пропорционально пределу прочности материала болта не зависит от внешних нагрузок и рассчитывается только для высокопрочных болтов. Проблемы использования отечественных и зарубежных методик расчета болтовых соединений описаны в [8]. Например, зависимость усилия, передающаяся на болт группового соединения от геометрических особенностей и плотности стыка, усложняет разработку общепринятой расчетной методики [9]. Также трудно поддаются учету неравномерная по толщине деформация фланцев при затяжке и их изгиб, влияющие на пространственный характер деформирования стыка [10].

В методиках расчета, принятых в машиностроении, большее значение придается местному деформированию болтов и их затяжке. При этом существует несколько способов выбора усилия затяжки.

Первый способ расчета заключается в проверке условия нераскрытия стыка в области наиболее нагруженного болта (ННБ). В случае, когда внешняя нагрузка раскрывает стык деталей, на болт через соединяемые фланцы передается осевое усилие. В момент раскрытия стыка в области рассматриваемого болта выполняется условие [11, 12]:

$$H = (1 - \chi)N, \quad (1)$$

где H – усилие затяжки, χ – коэффициент основной нагрузки (КОН), N – осевое усилие на болт от внешней нагрузки.

КОН зависит от податливости болта λ_b и податливости соединяемых деталей λ_d :

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b}. \quad (2)$$

Для обеспечения нераскрытия стыка принимают затяжку болта с запасом:

$$H = K_1 N, \quad (3)$$

где K_1 – коэффициент затяжки, который выбирается в зависимости от условий работы стыка без прокладок от 1,25 до 4 [11].

Второй способ расчета необходимого усилия затяжки основан на обеспечении нераскрытия стыка не только в области болтов, но и по всей поверхности контактирующих фланцев в групповом соединении. В этом случае должны быть обеспечены отрицательные значения контактных напряжений на поверхности контакта.

Этот способ основан на двух допущениях:

- напряжения от затяжки, отрывающих и прижимающих внешних сил считаются распределенными равномерно по контактной поверхности.

- напряжения от изгиба стыка под действием опрокидывающего момента распределены по линейному закону и определяются в рамках теории чистого изгиба.

Для гарантированного обеспечения нераскрытия стыка в ответственных соединениях усилие затяжки назначают из условия

$$\sigma_{зам} = K_2 (\pm \sigma_F + \sigma_M), \quad (4)$$

где $K_2 = 1,3..2$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка [11], σ_F – абсолютное значение напряжения от внешнего усилия, нормального к плоской поверхности стыка (положительный знак принимается для отрывающего усилия, отрицательный – для прижимающего), σ_M – абсолютное значение напряжения от опрокидывающего момента в случае плоского изгиба стыка.

При определении нормальных усилий в болтах и напряжений в контактной области необходимо установить, вокруг какой оси происходит поворот стыка. Расчет по формулам (3) и (4) с использованием коэффициентов запаса основан на принципе наименьшего сопротивления. Предполагается, что затянутое болтовое

соединение можно рассматривать как единое целое, а поворот происходит вокруг главной центральной оси стыка [11].

Третий способ предполагает проверку условия отсутствия сдвига деталей в групповом соединении при установке болтов с зазором. Сдвигающее усилие уравновешивается силами трения в стыке. При наличии только внешней силы R , параллельной плоскости стыка, и равномерном распределении поперечной нагрузки на болты в момент сдвига соединения с одним стыком:

$$H = \frac{K_3 R}{nf}, \quad (5)$$

где $K_3 = 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса [11], n – число болтов, f – коэффициент трения в стыке.

Раскрытие стыка в области ННБ может происходить только после раскрытия у какой-либо его кромки. Поэтому усилия затяжки, полученные первым способом,

Расчет одиночного болтового соединения

Для определения достаточности размера конечных элементов рассматривается болтовое соединение двух одинаковых втулок с диаметрами $D = 23$ мм и $d = 17$ мм и суммарной длиной 100 мм. Втулки соединены болтом М16, который моделируется цилиндрическим телом с расчетным диаметром $d_1 = 13,835$ мм. Головка болта и гайка представляются также цилиндрическими телами с диаметром, равным внешнему диаметру втулок D , жестко соединенными с телом болта, для исключения влияния их шестигранной формы. Внешнее усилие прикладывается к болту и гайке в области их контакта со втулками. Размер конечных элементов составляет 5 мм для втулок и 3 мм для болта. На всех контактирующих поверхностях задается жесткий тип контакта. Нагружение осуществляется двумя шагами: на первом прикладывается

как правило, меньше усилий, найденных вторым способом, и для подбора усилия затяжки обычно используется условие нераскрытия стыка (второй способ), а затем проверяется условие отсутствия сдвига деталей в стыке.

Цель данной работы состоит в расчете усилий затяжки в групповом болтовом соединении аналитическим и численным методами и сопоставлении результатов.

Численное моделирование болтового соединения выполнялось методом конечных элементов (МКЭ) в программном комплексе *ANSYS Workbench*. Для моделирования деталей и болтов использовались гексаэдрические (преимущественно) и тетраэдрические конечные элементы второго порядка. Затяжка болтов моделировалась сближением узлов в осевом направлении в срединном сечении болта для достижения заданного усилия затяжки.

усилие затяжки, на втором – внешнее усилие при постоянном усилии затяжки.

Так как податливости болта и соединяемых деталей в данном случае обратно пропорциональны площадям их поперечных сечений:

$$\chi = \frac{d_1^2}{d_1^2 + D^2 - d^2} = 0,444. \quad (6)$$

Результаты расчета напряжений и полных усилий N_0 в болтах при различных комбинациях усилий затяжки H и внешних усилий N приведены на рис. 1 и табл. 1. Расчет выполнялся для податливых и жестких кромок контактирующих поверхностей. В случае жестких кромок податливость болта уменьшается, что приводит к увеличению значения χ с 0,44 до 0,45. Значения χ не зависят от величин H и N при условии нераскрытия стыка, что согласуется с аналитическим расчетом.

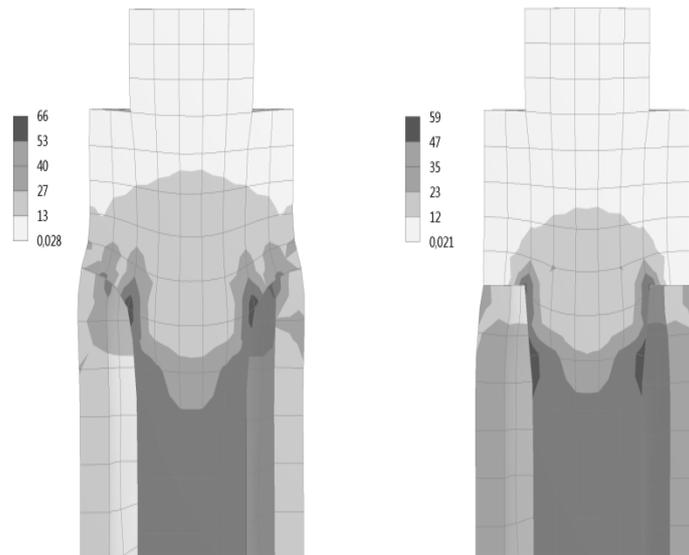


Рис. 1. Эквивалентные напряжения по Мизесу при податливых и жестких кромках поверхностей контакта, $H = 3$ кН, $N = 1$ кН, МПа

Таблица 1

Проверка модели по КОН

Комбинация	H , кН	N , кН	Податливые кромки			Жесткие кромки		
			N_0 , кН	χ	Расхождение, %	N_0 , кН	χ	Расхождение, %
1	3	1	3,44	0,44	-0,8	3,45	0,45	1,4
2	3	5	5,2			5,25		
3	6	2	6,88			6,9		
4	6	10	10,4			10,5		

Также было выявлено, что для данной задачи учет коэффициента трения на контактирующих поверхностях не влияет на результаты расчета. Расхождение значений χ , полученных численным и анали-

тическим способом, составляет около 1%, что свидетельствует об адекватности модели и достаточной подробности сетки конечных элементов для расчета усилий в болтах.

Расчет усилия затяжки болтов крепления кронштейна

Рассматривается плоский изгиб кронштейна под действием силы $R = 8650$ Н, приложенной параллельно плоскости стыка (рис. 2). Кронштейн соединяется с основанием в виде пластины, жестко закрепленной по контуру. Форма и размеры кронштейна заимствованы из примера 1.4 [11]: $b = 500$ мм, $c = 205$ мм, $a = 160$ (130) мм, $e_1 = 210$ мм, $e_2 = 140$ мм, $e_3 = 40$ мм, $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 400$ (365) мм. Кронштейн крепится к основанию восемью болтами М16 ($n = 8$). Размеры основания: $b_0 = 690$ мм, $a_0 = 340$ мм. Диаметр отверстий $d = 17$ мм. Диаметр опорной поверхности болта $D = 23$ мм. Расстояние $2e_3$ было выбрано исходя из расположения конуса давления с

уклоном $\alpha = \arctg(0,5)$ в соединяемых деталях в пределах кронштейна. Для оценки влияния податливости соединяемых деталей рассмотрены различные толщины основания T и фланца кронштейна $t - 15$ и 50 мм. Материал всех элементов – конструкционная сталь (модуль Юнга $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$). Собственный вес конструкции не учитывается. Задаются три контактные области – между поверхностями основания и кронштейна, основания и головками болтов, кронштейна и гаек. Коэффициент трения скольжения на всех контактных поверхностях $f = 0,15$. Средний размер конечных элемен-

тов составляет 3 мм для болтов и 5 мм для остальных деталей.

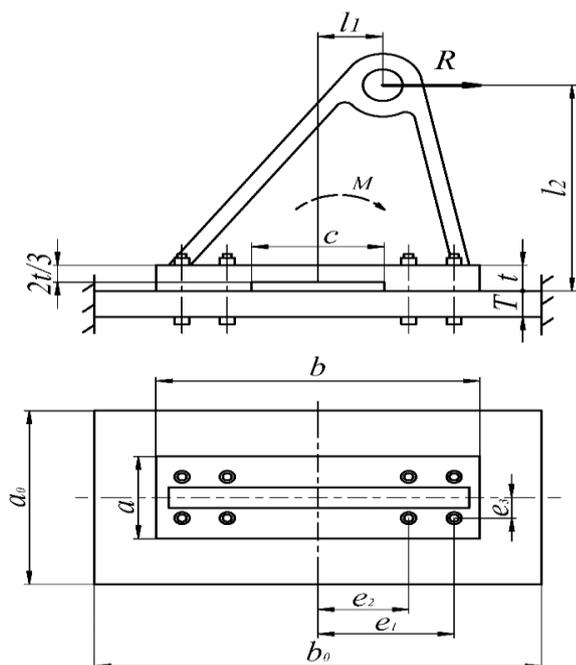


Рис. 2. Размеры кронштейна

Методика нераскрытия стыка в области ННБ. Рассматривается изгиб кронштейна под действием момента $M = Rl_2$.

Податливость болта без учета податливости резьбы:

$$\lambda_6 = \frac{4(T+t)}{E\pi d_1^2} \quad (7)$$

На основании представления о конусе давления податливость деталей фланцев из материала с одинаковым модулем Юнга E [13]:

$$\lambda_0 = \frac{2}{E\pi d \cdot \text{tg}\alpha} \ln \frac{(D+d)(D+(T+t)\text{tg}\alpha-d)}{(D-d)(D+(T+t)\text{tg}\alpha+d)} \quad (8)$$

Усилия в ННБ от внешней нагрузки [11]

$$N = \frac{Rl_2 e_1}{i(2e_1^2 + 2e_2^2)} \quad (9)$$

где $i = 2$ – число болтов в поперечном ряду, l_2 – рис. 2 и табл. 2.

В табл. 2 приведены результаты расчета податливостей болта и соединяемых деталей, КОН, внешнего усилия в ННБ при разных толщинах деталей в стыке, определенного при изгибе относительно главной центральной оси сечения. Рассчитаны аналитическим и численным способом усилия затяжки, соответствующие моменту раскрытия стыка (без запаса), а также приведены минимальные коэффициенты затяжки для обеспечения нераскрытия стыка, рассчитанные с помощью МКЭ.

Так как условия деформирования в области одного из болтов в групповом болтовом соединении, как правило, отличаются от осевого растяжения (сжатия), напряжения по поверхностям контактов распределяются неравномерно. Усилия затяжки H_1 определяются по состоянию контактной поверхности у ННБ, при котором стык между фланцами в области отверстия становится наполовину открытым. Нераскрытая половина контактной поверхности при этом находится в состоянии скольжения.

Таблица 2

Расчет χ и усилий в болте

Наименование	Обозначение	Формула	$T/t/l_2$ мм/мм			
			50/50/400	15/50/400	50/15/365	15/15/365
Податливость болта,	$\lambda_6 \times 10^{-10}$, м/Н	(7)	33,2	21,6	21,6	9,98
Податливость деталей	$\lambda_d \times 10^{-10}$, м/Н	(8)	5,33	4,73	4,73	3,50
Коэффициент основной нагрузки	χ	(2)	0,14	0,18	0,18	0,26
Внешнее усилие на ННБ	N , Н	(9)	2852	2852	2602	2602
Усилие затяжки без запаса, аналитический способ	H , Н	(1)	2458	2339	2135	1927
Усилие затяжки, МКЭ	H_1 , Н	-	3500	6000	3500	4000
Коэффициент затяжки	K_1	(3)	1,2	2,1	1,3	1,5

По результатам конечно-элементного расчета полного усилия в ННБ при разных усилиях затяжки установлено, что минимальное усилие затяжки для обеспечения нераскрытия соединения в области ННБ зависит от толщины фланцев. Усилия затяжки для моделей с различными толщинами фланцев превышают аналитически полученные усилия в 1,4-2,5 раз (табл. 2). Соответственно, необходимые минимальные коэффициенты затяжки составляют 1,2-2,1. Таким образом, использование рекомендуемых коэффициентов затяжки (1,25-2 для постоянной нагрузки) при аналитическом подборе усилия затяжки может привести в отдельных случаях к недостаточному усилию затяжки и раскрытию стыка. Поэтому для рассматриваемого кронштейна коэффициент затяжки в аналитическом расчете должен быть принят не менее 2.

Известно, что в зависимости от способа приложения внешней нагрузки КОИ может уменьшаться до нуля даже в случае одиночного болтового соединения [13]. При выводе формулы для КОИ (2) предполагается, что внешняя нагрузка прикладывается в области контакта фланцев и болта. Такой способ передачи внешних усилий в конструкциях встречается довольно редко.

По данным П.И. Ансона, для фланцев корпуса турбины удовлетворительное соответствие расчетных и экспериментальных данных наблюдается при схеме с равномерным распределением внешней нагрузки по длине фланцев (со снижением КОИ до 50% в сравнении со случаем приложения нагрузки в контактной области болта и фланцев) [13]. Поэтому определение КОИ для болтов реальных конструкций затруднительно. Также при определении КОИ для разных усилий затяжки возникает неопределенность в расположении оси, относительно которой аналитически определяется усилие в ННБ от внешней нагрузки. При отсутствии усилия затяжки ось поворота сечения должна быть расположена на краю стыка (в предположении абсолютной жесткости фланцев). Когда стык затянут, ось поворота располагается в центре стыка. Соответственно, при возрастании усилия затяжки от нуля ось поворота должна постепенно смещаться к центру. В данном расчете предполагается, что ось поворота располагается в центре стыка и для определения КОИ используется внешнее усилие $N = 2602$ Н, найденное по формуле (9). В табл. 3 приведены расчетные значения КОИ при разных значениях усилий затяжки для модели с фланцами $T = t = 15$ мм.

Таблица 3

Расчет КОИ ($T = t = 15$ мм)

N , Н	Полное усилие в болте, Н		Погрешность, %	χ , МКЭ
	МКЭ	$H+0,26N$		
16000	16059	16677	3,8	0,02
12000	12047	12677	5,2	0,02
9400	9490	10077	6,2	0,03
8000	8165	8677	6,3	0,06
7000	7228	7677	6,2	0,09
6000	6309	6677	5,8	0,12
5000	5515	5677	2,9	0,20
10	3194	-	-	-

Численно определенные КОИ для болтов крепления кронштейна оказываются в несколько раз меньше $\chi = 0,26$, полученного аналитически. Основные причины снижения КОИ связаны со сложным ха-

рактером приложения нагрузки к фланцам и с их изгибными деформациями. Из-за изменения контактного взаимодействия с возрастанием усилия затяжки КОИ уменьшается для одного и того же болто-

вого соединения. При усилиях затяжки ниже 5 кН начинается раскрытие стыка в области ННБ, поэтому дальнейший расчет КОН не выполняется. При использовании $\chi = 0,26$ в аналитическом расчете полное усилие в болте рассматриваемого соединения переоценивается примерно на 6%.

Методика полного нераскрытия стыка. Расчет по условию полного нераскрытия стыка предполагает наличие сжимающих напряжений по всей поверхности контакта фланцев. В табл. 4 приведены результаты аналитического расчета момента сопротивления, определяемого для площади стыка, максимальных напряжений изгиба и усилий затяжки при отсутствии коэффициента запаса по нераскрытию стыка. В этом случае предполагается, что эпюра суммарных контактных напряжений имеет треугольный вид, нулевые значения

напряжений развиваются в кромке стыка, ближайшей к ННБ.

Согласно аналитическому расчету момент раскрытия стыка при приложении внешней нагрузки R соответствует усилию затяжки 3,29 кН при толщине фланца кронштейна 50 мм и 3 кН при толщине 15 мм.

На примере стыков с фланцами $T = t = 50$ мм и $T = t = 15$ мм был проведен расчет МКЭ болтового соединения с оценкой степени раскрытия стыка. На первом шаге болты нагружались усилием затяжки 20 кН, затем к соединению прикладывалась внешняя нагрузка. На рис. 3 и 4 показано состояние четверти поверхности контакта, находящейся в области действия растягивающих усилий от внешней нагрузки при затяжке болтов и при последующем приложении внешней нагрузки.

Таблица 4

Расчет усилий затяжки по методике полного нераскрытия стыка

Наименование величины	Формула	$T = t$, мм	
		50	15
Высота приложения нагрузки, мм	l_2	400	365
Ширина фланца кронштейна, мм	a	160	130
Момент, кН·м	$M = R \cdot l_2$	3,46	3,16
Момент сопротивления, м ³	$W_{ст} = a \cdot (b^3 - c^3) / (6b)$	0,062	0,05
Площадь стыка, мм ²	$A_{ст} = a \cdot (b - c)$	47200	38350
Напряжения от момента, МПа	$\sigma_M = M / W_{ст}$	0,56	0,63
Усилие затяжки без запаса, кН	$H = \sigma_M \cdot A_{ст} / n$	3,29	3

Стык с $T = t = 50$ мм полностью затягивается заданными усилиями затяжки, зазоры отсутствуют. Здесь важно отметить, что контактные напряжения распределены по стыку неравномерно, минимальные и максимальные напряжения отличаются больше, чем на порядок. Неоднородное распределение напряжений характерно для любых усилий затяжки. После приложения внешней нагрузки стык раскрывается в небольшой области у его окончания, несмотря на значительное усилие затяжки (рис. 3 б). Таким образом, для обеспечения полного нераскрытия стыка необходимо принимать коэффициент запаса по нераскрытию стыка (4) не менее

$20/3,29 = 6$, что в несколько раз больше рекомендуемых коэффициентов [11]. Между тем, такие значения усилий затяжки избыточны, приближаются к предельным значениям для данных болтов в случае их изготовления из малоуглеродистой конструкционной стали, при этом полностью зазоры между контактными поверхностями не выбираются. Болтовое соединение сохраняет свою целостность при гораздо меньших усилиях затяжки, для этого достаточно, чтобы стык не раскрывался в областях болтов, поэтому обеспечение полного нераскрытия стыка нецелесообразно.

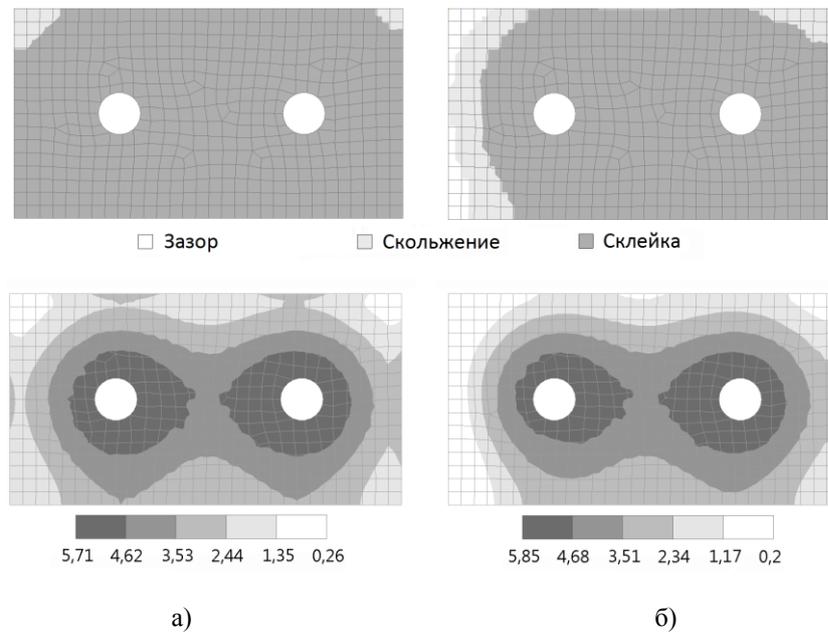


Рис. 3. Состояние поверхности контакта фланцев и контактные напряжения в МПа ($T = t = 50$ мм) при: *а* - затяжке болтов; *б* - приложении внешней нагрузки

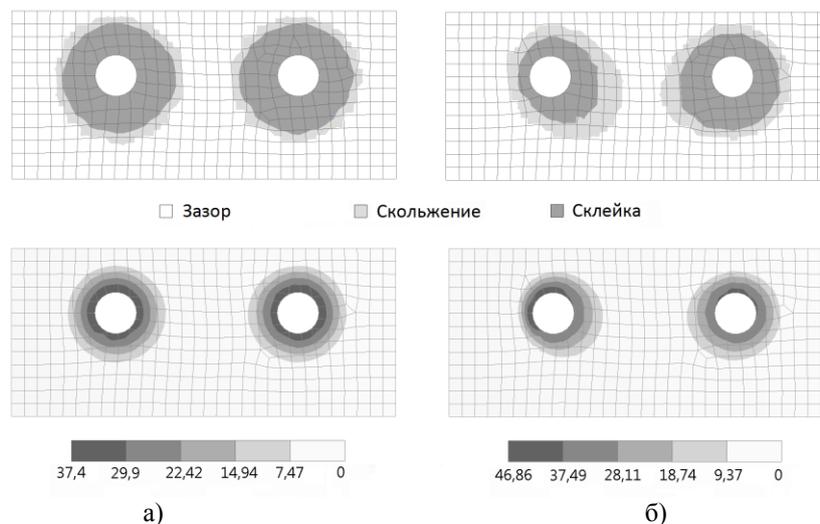


Рис. 4. Состояние поверхности контакта фланцев и контактные напряжения в МПа ($T = t = 15$ мм) при: *а* - затяжке болтов; *б* - приложении внешней нагрузки

Для стыка двух фланцев с $T = t = 50$ мм при использовании болтов М16 аналитически определяемый КОИ составляет 0,12. Для рассматриваемого соединения характерны меньшие толщины фланцев исходя из часто встречающихся КОИ 0,2-0,3. Распределение напряжений смятия по поверхности контакта от затяжки при уменьшении толщины фланцев становится еще более неравномерным (рис. 4), поэтому для обеспечения полного нераскрытия

такого стыка требуется большее усилие затяжки. Следовательно, с возрастающей податливостью фланцев результаты, полученные в рамках рассматриваемой методики, становятся всё менее достоверными. Интересно, что для соединения с $T = t = 15$ мм полностью затянуть стык без разрушения болтов при любом их классе прочности не удастся.

Методика содержит также и некоторую противоречивость. С одной стороны,

равномерное распределение контактных напряжений по области контакта от затяжки предполагает значительную в сравнении с болтами жесткость фланцев в соответствии с принципом Сен-Венана, а, следовательно – малые значения КОН. С другой стороны, определение полного усилия с малым КОН теряет смысл, так как резко уменьшается чувствительность полного усилия к значению внешней нагрузки, и применение для предварительного расчета значений КОН в диапазоне 0,2-0,3 становится недопустимым.

Основная причина получения некорректных результатов состоит в неприменимости допущения о равномерности распределения напряжений смятия в стыке от затяжки болтов и неприменимости теории Бернулли-Эйлера для расчета контактных напряжений от внешней нагрузки в связи с податливостью фланцев и нарушением гипотезы плоских сечений.

Заключение

Коэффициент затяжки по условию плотности стыка при постоянных нагрузках для предварительных расчетов болтовых групповых соединений следует принимать не менее 2.

КОН для конкретного болта группового соединения в конструкции может быть в несколько раз меньше аналитически определяемого значения из-за особенностей передачи нагрузки на болт.

Методика расчета групповых болтовых соединений на основании оценки нераскрытия стыка имеет ограниченную область применения из-за используемых в ней допущений. Распределение контактных напряжений от затяжки болтов суще-

ственно неравномерно. Для болтовых соединений с наиболее часто встречающимся в конструкциях стандартным соотношением жесткостей фланцев и болтов применение данной методики приводит к неконсервативным результатам.

Повышение рекомендуемых коэффициентов запаса по нераскрытию стыка не является рациональным из-за многообразия болтовых соединений, так как приводит к излишне консервативным результатам в ряде случаев.

Методика расчета по условию отсутствия сдвига деталей в стыке. По данной методике расчета к отверстию кронштейна прикладывалась нагрузка в виде сдвигающей силы R . Аналитически полученное усилие затяжки (5), при котором происходит сдвиг деталей при любой толщине фланцев, составляет $8,65/(8 \times 0,15) = 7,2$ кН. Соответствующие силы, найденные с помощью расчета МКЭ, составляют от 6,6 до 7,05 кН в зависимости от толщины фланцев. Использование при предварительном расчете рекомендуемых значений коэффициента запаса по отсутствию сдвига будет приводить к допускаемым консервативным результатам.

Для подбора усилий контролируемой затяжки в групповых болтовых соединениях рекомендуется использовать методику нераскрытия стыка в области ННБ с увеличенным коэффициентом затяжки и условие отсутствия сдвига, а затем проверить приемлемость условий работы соединения с помощью расчета МКЭ с учетом податливости фланцев и упрощенным моделированием болтов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сыромятников В.С. [и др.] Расчет болтового соединения при переменной нагрузке // Известия высш. учеб. заведений. Машиностроение. 2017. № 11 (692). С. 28-35.
2. Гучинский Р.В., Петин С.В. Прогнозирование развития четвертьэллиптической трещины усталости с помощью конечно-элементного моделирования накопления повреждений // Журнал Сибирского федерального университета. Серия: техника и технологии. 2015. Т.8. №7. С. 890-900.
3. Сон М.П., Землянухин А.Д. Моделирование фланцевого соединения в расчетном комплексе *Ansys* // Материалы IX Всерос. молодежной конф. аспирантов, молодых ученых и студентов «Современные технологии в строительстве. Теория и практика». Пермь, 2017. Ч. II. С. 1-8.
4. Каратушин С.И., Храмова Д.А., Бокучава П.Н. Моделирование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений в среде ANSYS // Известия вузов. Машиностроение. 2018. №8 (701). С. 11-18.

5. Oman S., Nagode M. Bolted Connection of an End-Plate Cantilever Beam: The Distribution of Operating Force // Journal of Mechanical Engineering. 2017. V. 63(11). P. 617-627.
6. Рекомендации по расчету, проектированию, изготовлению и монтажу фланцевых соединений стальных строительных конструкций // СО «Стальмонтаж»; ВНИПИ «Промстальконструкция»; ЦНИИПСК им. Мельникова. М. 1988. 83 с.
7. EN 1993-1-8. Eurocode 3. Design of Steel Structures. Part 1.8: Design of joints. CEN. 2005.
8. Сон М.П. Фланцевые соединения в строительных конструкциях // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета / Прикладная экология. Урбанистика. 2018. № 1. С. 125–136.
9. Антонов И.С. Основы расчета резьбовых соединений при ударном и циклическом нагружении: дис. ... д-ра техн. наук. Ульяновск, 1999. 277 с.
10. Семенов А.А. [и др.]. Напряженно-деформированное состояние высокопрочных болтов фланцевых соединений в укрупнительных стыках стропильных ферм // Инженерно-строительный журнал. 2014. № 5. С. 54-62.
11. Иванов М.Н. Детали машин: учеб. для машиностр. спец. вузов. М.: Высш. шк., 1984. 336 с.
12. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
13. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
1. Syromyatnikov V.S. [et al.] Calculation of bolted joint under oscillating load // College Proceedings. Mechanical Engineering. 2017. No.11 (692). pp. 28-35.
2. Guchinsky R.V., Petinov S.V. Prediction of quarter-elliptical fatigue crack using finite element modeling of damage accumulation // Journal of Siberian Federal University. Series: Engineering and Technologies. 2015. Vol.8. No.7. pp. 890-900.
3. Son M.P., Zemlyanukhin A.D. Flange joint modeling in Ansys computation complex // Proceedings of the IX-th All-Russian Youth Conf. of Post Graduate Students, Young Scientists and Students "Modern Technologies in Construction. Theory and Practice". Perm, 2017. PartII. pp. 1-8.
4. Karatushin S.I., Khramova D.A., Bokuchava P.N. Modeling of Bolted Joint Stress-Strain State in ANSYS Environment // College Proceedings. Mechanical Engineering. 2018. No.8 (701). pp. 11-18.
5. Oman S., Nagode M. Bolted Connection of an End-Plate Cantilever Beam: The Distribution of Operating Force // Journal of Mechanical Engineering. 2017. V. 63(11). P. 617-627.
6. Recommendations on calculation, design, manufacturing and assemblage of flange joints of steelworks // SO "Stal'montazh"; VNIPI "Promstalkingonstruktzia; Melnikov CNIIPSK. M. 1988. pp. 83.
7. EN 1993-1-8. Eurocode 3. Design of Steel Structures. Part 1.8: Design of joints. CEN. 2005.
8. Son M.P. Flange joints in steelworks // Bulletin of Perm National Research Polytechnic University/ Applied Ecology. Urbanistics. 2018. No.1. pp. 125-136.
9. Antonov I.S. Fundamentals for Calculation of Threaded Joints at Impact and Cyclic Loading: thesis for Dr. Sc. Tech. Degree. Uliyanovsk, 1999. pp. 277.
10. Semyonov A.A. [et al.]. Stress-strain state of high-strength bolts of flange joints in large joints of trusses // Engineering-Construction Journal. 2014. No.5. pp. 54-62.
11. Ivanov M.N. Machinery: textbook for special engineering colleges. M.: Higher School, 1984. pp. 336.
12. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. Machinery Stress Calculation: Reference Book. M.: Mechanical Engineering, 1993. pp. 640.
13. Birger I.A., Iosilevich G.B. Threaded and Flange Joints. M.: Mechanical Engineering, 1990. pp. 368.

Ссылка для цитирования:

Гучинский Р.В. Расчет усилия контролируемой затяжки в групповом болтовом соединении // Вестник Брянского государственного технического университета. 2020. № 6. С. 12-21. DOI: 10.30987/1999-8775-2020-6-12-21.

Статья поступила в редакцию 8.02.20.

Рецензент: д.т.н., профессор Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета

Мокрицкий Б.Я.,

член редсовета журнала «Вестник БГТУ».

Статья принята к публикации 25.05.20.

Гучинский Руслан Валерьевич, к.т.н., эксперт бюро кузовов ОП ООО «ТМХ Инжиниринг» в г. Санкт-Петербург, ст. науч.сотрудник лаборато-

Guchinsky Ruslan Valerievich, Can. Sc. Tech., Expert of Body Bureau PP "TMH Engineering", Saint-Petersburg, Senior scientific assistant of lab.

рии численных моделей механики материалов и конструкций ИПМаш РАН, тел.: +79062499695, e-mail: r.guchinski@tmh-eng.ru.

of numerical models of material and structure mechanics of IPMach RAS, phone: +7 906 249 96 95, e-mail: r.guchinski@tmh-eng.ru.