

РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В БОЛТАХ СОЕДИНЕНИЙ БАЛКИ С КОЛОННОЙ

CALCULATION OF STRESS CONCENTRATION FACTOR IN BOLTS OF BEAM-COLUMN CONNECTIONS

Болтовые соединения достаточно часто используются в стальных конструкциях. В большинстве таких соединений с высокопрочными болтами болты работают на растяжение. Однако недостаточно изучено явление концентрации напряжений (КН) в резьбе болта. Усталость болта является ключевым фактором усталостного разрушения такого соединения при одноосном растяжении. На основе анализа механической модели резьбы разработан метод расчета коэффициента КН в резьбе болта с учетом угла подъема резьбы (УПР) и при отсутствии УПР. С помощью ANSYS20.2 для моделирования были выбраны широко применяемые высокопрочные болты, что позволило выявить положение концентрации напряжений в болтах. Одновременно по результатам численных расчетов выполнена верификация предложенной методики расчета. Сделан вывод, что расчет по данной методике позволяет определить коэффициент КН у корня резьбы.

Ключевые слова: болтовые соединения, резьба болта, концентрация напряжения, угол подъема резьбы, метод конечных элементов.

Bolted connections are quite often used in steel structures. In most connections with high-strength bolts, the bolts work being in tension. However, the phenomenon of stress concentration (SC) in bolt thread has not been sufficiently studied. Bolt fatigue is a key factor in the fatigue failure of such connection under uniaxial tension. In this study, based on the analysis of a mechanical model of bolt thread, there has been developed a method for calculating the SC in a bolt thread, taking into account the thread lead angle (TLA), as well as in the absence of TLA. Using ANSYS20.2, commonly used high-strength bolts were selected for modeling, which allowed revealing the location of stress concentration in the bolts. At the same time, based on the results of numerical calculations, the proposed calculation methodology was verified. It is concluded that the calculation presented in the paper makes it possible to determine the SC at the root of the thread.

Keywords: bolted connections, bolt thread, stress concentration (SC), bolt thread lead angle, finite element method.

Введение

Болтовые соединения (БС) являются одним из часто используемых типов соединения колонны с балкой. Такой тип соединения удобен при монтаже и обеспечивает достаточно хорошее сопротивление при изгибе. Все детали БС изготавливаются на заводе и монтируются на строительной площадке. Высокопрочные болты являются важными кон-

структивными элементами, прикрепляющими соединенные элементы к полке колонны. Одним из ключевых факторов усталостного разрушения соединений при циклическом нагружении является усталость высокопрочных болтов при растяжении. Концентрация напряжений, вызванная разрывом в корне резьбы высокопрочных болтов, — основная причина усталости болтов.

В настоящее время есть опыт исследования концентрации напряжений в строительных конструкциях. В работе [1] проведено исследование концентрации напряжения в тонкостенных конструкциях с локальным углублением трехмерными методами. В работе [2] приводятся численные эксперименты для определения концентрации напряжений в перфорированных балках с помощью программного комплекса ANSYS. В работе [3] рассмотрено напряженно-деформированное состояние балки-стенки с прямоугольным вырезом и исследована сходимость решений в точках концентрации напряжений. В работе [4] представлены данные испытаний цилиндрических образцов на малоцикловую усталость, проведены разработка математического моделирования работы таких образцов при действии монотонных и циклических нагрузок и расчет по методу конечных элементов (МКЭ). В работах [5, 6] проанализированы в базах теории сопротивления материалов и МКЭ материалы о концентрации напряжений болтовых соединений. В работе [7] приведены результаты экспериментальных испытаний по оценке выносливости высокопрочных болтов на растяжение, а также выполнен расчет по МКЭ для определения положения КН и усталости болтов. В работе [8] создан метод определения величины напряжения локального дефекта расчета концентрации напряжений. В работе [9] представлен метод оценки усталости высокопрочных болтов, который позволил сформулировать вывод о том, что геометрический фактор влияет на усталость болтов. В работе [10] приведены результаты исследования влияния предварительного натяжения болтов на концентрацию напряжений ФС.

Вышеописанные работы связаны с темой концентрации напряжений (КН) строительных конструкций в разных условиях, однако отсутствуют исследования КН высокопрочных болтов при осевом растяжении и не раз-

работана методика расчета данного фактора. В работе представлен расчетный метод, позволяющий оценить коэффициент концентрации напряжений болтов с учетом резьбы при осевом растяжении.

Цель исследования состоит в получении аналитического выражения, позволяющего рассчитать коэффициент КН высокопрочных болтов с учетом практического распределения угла подъема резьбы для реального проектирования БС. *Объект исследования* — физико-математическая и трехмерная модели, созданные с помощью компьютерной программы. *Предмет исследования* — напряжение болтов, на которые действует продольная растягивающая сила.

1. Теоретическое исследование

1.1. Коэффициент концентрации напряжений болтов

Сложность определения коэффициента КН болтов связана с углом подъема резьбы (УПР). Углом подъема резьбы называется угол между боковыми сторонами профиля [11]. Чтобы получить упрощенную расчетную модель, в качестве предмета исследования принят один виток резьбы на стержне болтов без УПР (рис. 1). Данная модель обладает симметричным профилем. Следовательно, при $d\theta \rightarrow 0$ эта расчетная трехмерная модель действует как двухмерная. Вместе с тем половина этой модели используется как конечная механическая модель.

На рис. 1 показаны действующая продольная растягивающая сила N_0 и изгибающий момент M_i по краю AB , создающие максимальное напряжение на точке A оттого, что существует разрыв. В соответствии с такой расчетной моделью N_0 и M_A , действующие на двухмерной модели, можно найти по формулам

$$N_0 = \frac{\sigma_0 A_0}{d\theta r_{bo,1}} = \frac{\sigma_0 r_{bo,1}}{2}; \quad (1)$$

$$M_A = N_0 \rho_A / 2, \quad (2)$$

где M_A — изгибающий момент на точке A ; $r_{bo,1}$ — наружный радиус резьбы; ρ_A — расстояние от центра поворота до точки A .

В работе [12] приведены результаты расчета коэффициента КН опасной точки плиты с U-образным разрывом при осевом растяжении. В ходе проведенного исследования была сформулирована гипотеза о том, что при действии M_A (изгибающий момент, действующий в точке A) граница AB имеет тенденцию к вращению вокруг точки O. В соответствии с этой гипотезой N_0 и M_A одновременно действуют на криволинейный стержень ABCD. Поэтому вопрос расчета коэффициента КН точки A превращается в задачу определения напряжения в точке A. В литературе [13] есть формула (11.16) для расчета бруса при действии изгиба и сжатия. Запишем формулу для расчета напряжения

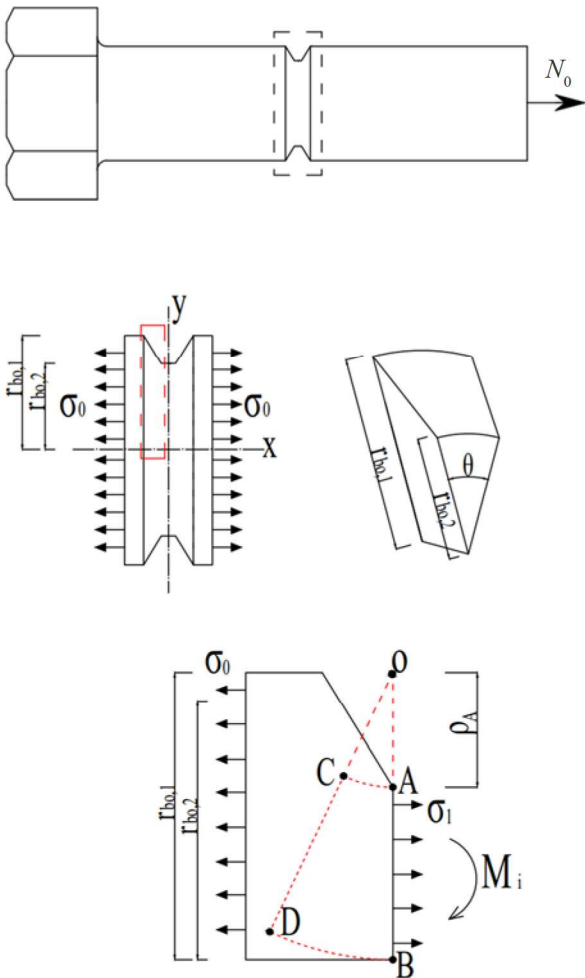


Рис. 1. Механическая модель резьбы болта

в точке A сечения криволинейного бруса в условиях двухмерной расчетной модели:

$$\sigma_A = \frac{N_0}{r_{bo,2}} - \frac{M_A y_A}{\rho_A S_z}, \quad (3)$$

где σ_A — напряжение в точке A по стороне AB; $r_{bo,2}$ — внутренний радиус резьбы, указанный на рис. 1; y_A — расстояние от точки A до нейтральной оси сечения; S_z — статический момент площади сечения на основе секторного профиля криволинейного стержня ABCD, указанного на рис. 1. Оттого что по двум сторонам расчетной модели неравномерно распределено напряжение, у стороны AB бывает тенденция вращения вокруг центра поворота O. При небольшой деформации в качестве расчетной модели используется криволинейный стержень ABCD.

Положение нейтральной оси x_0 и S_z определяется по формулам

$$x_0 = \frac{r_{bo,2} / 2}{\frac{r_{bo,1}}{r_{bo,2}} \ln \frac{r_{bo,1}}{r_{bo,2}} - 1}; \quad (4)$$

$$S_z = d\theta (r_{bo,1} - r_{bo,2}) \left(r_{bo,1} - \frac{2r_{bo,2}}{3} - x_0 \right). \quad (5)$$

При расчете напряжения в точке A $\rho_A = r_{bo,1} - r_{bo,2}$; $y_A = r_{bo,1} - r_{bo,2} - x_0$. Следовательно, напряжение в точке A можно определить по формуле

$$\sigma_A = \sigma_0 r_{bo,1} \left[\frac{1}{r_{bo,2}} - \frac{r_{bo,1} - r_{bo,2} - x_0}{4(r_{bo,1} - r_{bo,2}) S_z / d\theta} \right]. \quad (6)$$

Таким образом, коэффициент КН (англ. *stress concentration, SC*) (K_{SC}) может быть выражен формулой

$$K_{SC} = \frac{\sigma_A}{\sigma_0} = r_{bo,1} \left(\frac{1}{r_{bo,2}} - \alpha \right), \quad (7)$$

где α — коэффициент, $\alpha = \frac{r_{bo,1} - r_{bo,2} - x_0}{4(r_{bo,1} - r_{bo,2}) S_z / d\theta}$.

1.2. Коэффициент концентрации напряжения болтов при наличии угла подъема резьбы

В практических условиях работы происходит подъем резьбы болта, поэтому необходимо учитывать влияние УПР на концентрацию напряжений. Для расчета взята модель одной выемки резьбы, перпендикулярная оси болта, с шагом, как показано на рис. 2, а. В качестве предмета исследования в данном случае взята часть, содержащая резьбовую выемку.

На рис. 2, б показаны расчетные параметры данной модели. На рис. 2, в показана упрощенная расчетная модель в масштабе 1/4. В этой модели погрешностью из-за небольшого угла ω можно пренебречь. Повернутая форма выемки по-прежнему считается исходной. В данном случае максимальное напряжение будет в точке А', потому что по краю А'В' действуют продольная сила N_2 , дополнительные моменты $M_{2,\sigma}$ и $M_{2,\tau}$ от растягивающих напряжений σ_0 и сдвигающих напряжений τ_0 . По формулам (8)–(13) можно вычислить N_2 , $M_{2,\sigma}$ и $M_{2,\tau}$:

$$r_{bo,2} \cos \omega = r_{bo,2}; \quad (8)$$

$$r_{bo,1} \cos \omega = r_{bo,1}; \quad (9)$$

$$N_2 = \sigma_0 r_{bo,1}; \quad (10)$$

$$M_{2,\sigma} = N_2 (r_{bo,1} - r_{bo,2}) / 2; \quad (11)$$

$$M_{2,\tau} = \sigma_0 r_{bo,1} P \tan \theta / 2; \quad (12)$$

$$M_{2,\sigma} = M_{2,\sigma} + M_{2,\tau}, \quad (13)$$

где P — шаг резьбы; ω — угол подъема резьбы.

Приведенные формулы могут быть использованы для получения формулы по расчету коэффициента КН с учетом УПР (K_{SC}):

$$K_{SC} = \frac{r_{bo,1} \cos \omega}{r_{bo,2}} + \beta \alpha, \quad (14)$$

где β — коэффициент,

$$\beta = \frac{[(r_{bo,1} - r_{bo,2}) r_{bo,2} + r_{bo,1} P \tan \omega] (\cos \omega)^2}{4 (r_{bo,1} - r_{bo,2})^2}.$$

2. Численное моделирование

В данной работе в качестве трехмерной модели приняты высокопрочные болты М16–М42 из табл. Г.9 норм СП16.13330.2017. Расчет выполнен с помощью программного комплекса ANSYS 20.2. Метрическая коническая форма резьбы без УПР принята из [14, табл. 1]. По норме ГОСТ Р 52644–2006 выбран размер болта. На рис. 3 и в таблице показаны геометрические размеры болта.

В статье исследуем 1/4 натурной модели болта без УПР. Материал стали стержня, болта и гайки — сталь 40Х ($\sigma_y = 936$ Н/мм², $\sigma_u = 936$ Н/мм²). На рис. 4 представлена созданная модель болта М16. Размер сетки резьбы болтов составляет 0,06 мм, а для остальных частей — 0,5 мм. В качестве контакта поверхностей гайки и стержня болта принят тип связи (No Separation), который ограничивает продольное перемещение. Установлена жесткая заделка на головке болта, а внешняя продольная растягивающая сила находится на гайке. Расчет позволяет учитывать упругопластическую деформацию.

На рис. 5 показаны НДС болта М16 для трех различных уровней номинальных

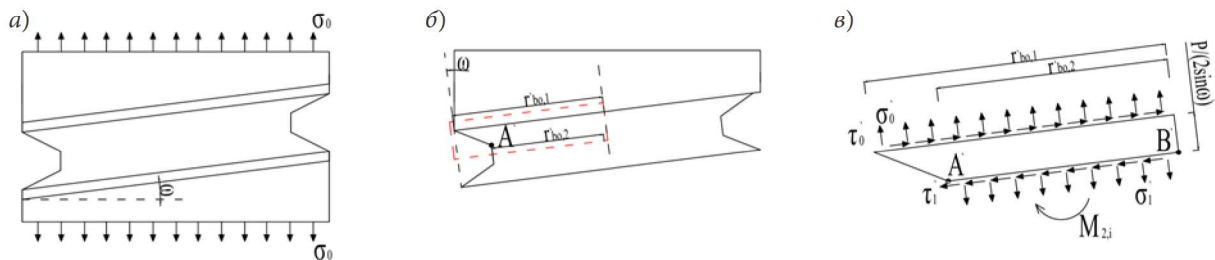


Рис. 2. Механическая модель резьбы болта при наличии УПР: а — расчетная модель резьбы болта на растяжение; б — расчетные параметры модели; в — расчетная модель в масштабе 1/4

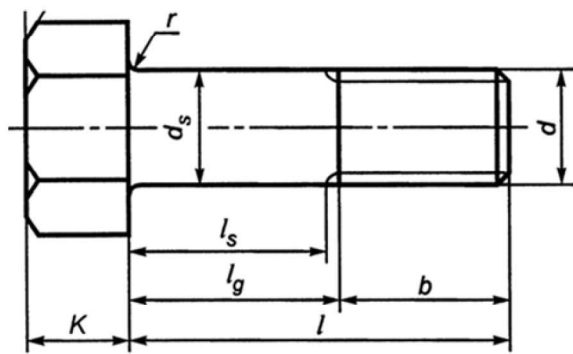


Рис. 3. Геометрические размеры болтов

Геометрические размеры болтов

Болт	P , мм	b , мм	K , мм	l , мм	$r_{bo,1}/r_{bo,2}$
M16	2	38	12	60	1,143
M18	2,5	42	13	75	1,161
M20	2,5	46	14	84	1,143
M22	2,5	50	15	90	1,128
M24	3	54	17	97	1,143
M27	3	60	19	100	1,125
M30	3,5	66	19	108	1,132
M36	4	78	23	120	1,125
M42	4,5	90	26	127	1,120

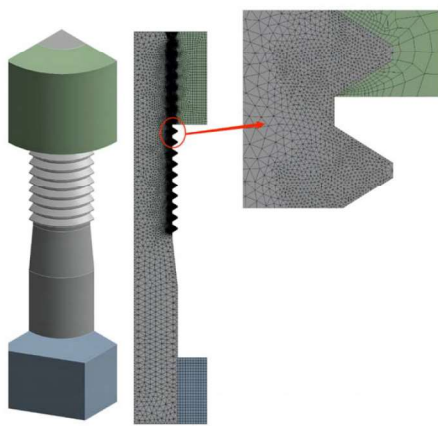


Рис. 4. Трехмерная модель болта M16 и сетки модели

напряжений. При $\sigma_0 = 156$ МПа характерна упругая работа болта, а для $\sigma_0 = 646$ МПа пластическая деформация возникает только на небольшом участке, у корня первой резьбы под гайкой. Однако при $\sigma_0 = 936$ МПа эквивалентное напряжение части стержня болта, которая расположена между гайкой

и точкой начала резьбы, выше сопротивления болта при текучести. А поскольку скорость роста трещины в пластичной стадии меньше таковой в упругой стадии, разрушение происходит позже, и предел выносливости увеличивается. Сравнивая НДС болта при разных уровнях напряжений, можно доказать, что концентрация напряжений более очевидна при низком уровне напряжений, а с увеличением внешних нагрузок и деформации стержня болта напряжение в опасной точке близко к номинальному напряжению, расположенному в центре сечения стержня, поэтому для исследования выбрано НДС при $\sigma_0 = 156$ МПа.

На рис. 6 показано распределение продольных напряжений в направлении корня резьбы при $\sigma_0 = 156$ МПа. Видно, что максимальное растягивающее напряжение расположено на корне первого ряда резьбы, где соединены гайка и стержень болта. Это по-

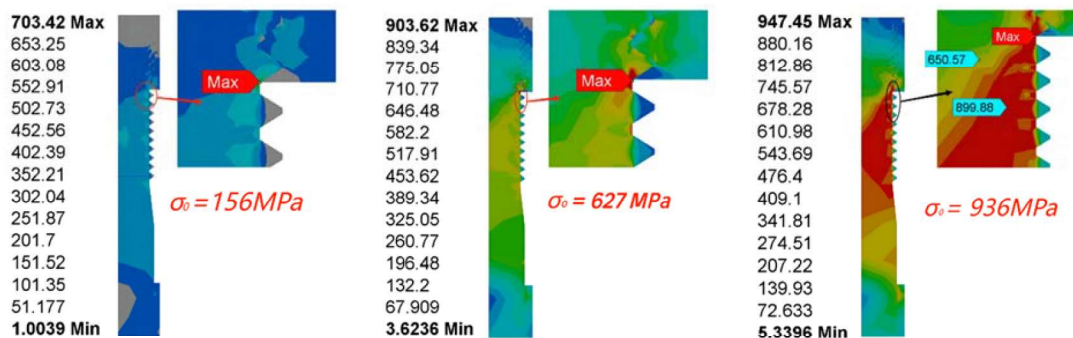


Рис. 5. НДС болта M16 при трех различных номинальных напряжениях

звояет выбрать точку корня этой резьбы для расчета коэффициента КН.

3. Проверка созданной модели

Проверим точность созданной модели для расчета коэффициента КН корня резьбы. Выполним расчет по формулам (7) и (14) для разных отношений $r_{bo,1}/r_{bo,2}$. На рис. 7 представлены результаты расчетов по методу, рассмотренному в этой статье, и по МКЭ самой опасной точки корня резьбы и добавлены экспериментальные данные для $r_{bo,1}/r_{bo,2}$ от 1,087 до 1,22. При величине $r_{bo,1}/r_{bo,2}$, находящейся в диапазоне 1,12–1,19, график кривой напряжения, рассчитанного по предложенной выше методике, хорошо согласуется с результатами численного эксперимента. Таким образом, при сравнении результатов расчета и экспериментальных данных видно,

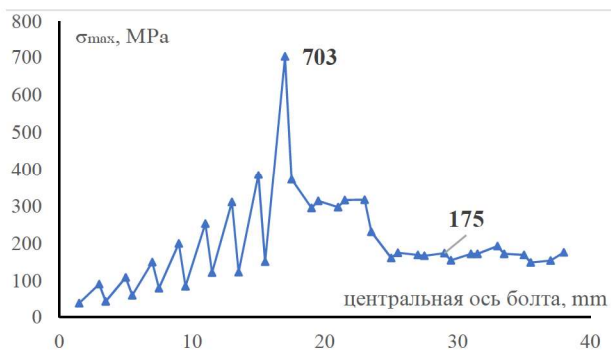


Рис. 6. Максимальное растягивающее напряжение у каждого корня резьбы по оси болта от центра гайки до конца положения расположения резьбы при $\sigma_0 = 156$ МПа

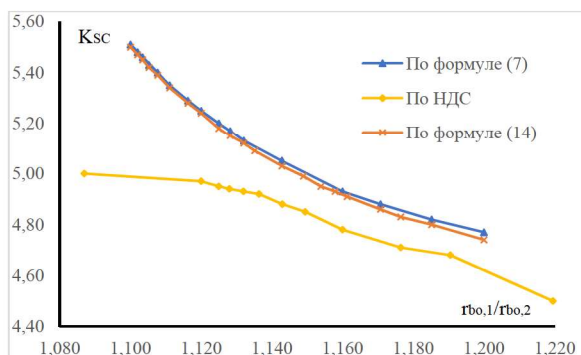


Рис. 7. Сравнение расчетного результата по формулам (7), (14) с K_{SC} по НДС при $\sigma_0 = 156$ МПа в данной статье и K_{SC} по НДС в работе [15]

что методика расчета, предложенная в данной работе, позволяет точно оценить коэффициент КН в опасной точке резьбы болтов часто используемых типов.

Заключение

Сформулируем выводы на основании полученных результатов:

1. На основе гипотезы о том, что распределение напряжения болтов без УПР близко к состоянию напряжения болтов с учетом УПР, значения которого небольшие, создана упрощенная модель для расчета коэффициента КН корня резьбы болтов.

2. В соответствии с разработанной моделью получены математические выражения (7) и (14) для определения коэффициента КН болта.

3. Анализ НДС болта при разных уровнях напряжений показал, что опасная точка находится на корне первого ряда резьбы, где соединены гайка и стержень болта, а с развитием деформации болта и изменением его формы КН в болте постепенно ослабевает.

4. Сравнение расчетных результатов с данными по НДС болта позволяет сделать вывод о том, что расчетная модель, созданная в ходе исследования, дает возможность определить коэффициент КН болтов при низком уровне напряжений.

Библиографический список

1. Якулов С. Н., Насибуллин Т. Р. Анализ концентрации напряжений в тонкостенных элементах конструкций с локальным углублением // Строительная механика инженерных конструкций и сооружений. 2016. № 1. С. 30–36.
2. Притыкин А. И. Концентрация напряжений в балках с одним рядом шестиугольных вырезов // Вестник МГСУ. 2009. № 1. С. 188–121.
3. Аверин А. Н., Шевченко Е. А. Анализ напряженно-деформированного состояния конечноэлементных моделей балки-стенки с прямоугольным вырезом // Строительная механика и конструкции. 2013. № 2 (7). С. 32–43.
4. Абашев Д. Р. Малоцикловая усталость образцов с кольцевой выточкой при жестком нагружении // Проблемы прочности и пластичности. 2022. № 1 (84). С. 51–61.

5. Lei H.-G., Pei Y., Liu L.-J. FEA analysis of fatigue notch coefficients for high-strength bolts // *Engineering Mechanics*. 2008. № 1 (25). Pp. 49–53.

6. Yang G., Lei H.-G., Jiao J.-F. Analytical solution of stress concentration factor of frictional high-strength bolt for steel structure // *Science, Technology and Engineering*. 2019. № 19 (15). Pp. 233–237.

7. Hao H., Liu Y., Liu D., Xing Y., Jiao J.-F. Fatigue life analysis of high-strength bolt in end-plate connection based on refined element // *China Science paper*. 2021. № 8 (16). Pp. 818–824.

8. Sinclair G. B., Kondo M. On the stress concentration at sharp re-entrant corners in plates // *International Journal of Mechanical Sciences*. 1984. № 9–10 (26). Pp. 477–487.

9. Peyman Honarmandi, Jean W. Zu, Kamran Behdinan. Elasto-Plastic Fatigue Life Improvement of Bolted Joints and Introducing FBI Method // *Mechanics Based Design of Structures and Machines*. 2005. № 3 (33). Pp. 311–330.

10. Шафрай К. А., Шафрай С. Д. Прочность сварных швов фланцевых соединений стальных конструкций // *Известия вузов. Строительство*. 2018. № 8 (716). С. 36–47.

11. Амирджанова И. Ю., Живоглядова И. А. Резьбовые соединения. М.: Изд-во Тольяттинского гос. ун-та, 2013. 79 с.

12. 王禾稼. U 形缺口应力集中系数的量化分析 // *煤*. 2011. № 9 (20). Pp. 89–90.

13. Жуков В. Г. Механика. Сопротивление материалов. М.: Лань, 2012. 414 с.

14. Кириллова Т. И., Понетаева Н. Х., Истомина Э. Э., Нестерова Т. В., Шашков Н. Ю. Производство конструкторских документов. Соединения резьбовые разъемные. Екатеринбург: Изд-во Уральского ун-та, 2014. 56 с.

15. Shahani A. R., Shakeri I. Experimental evaluation of the effect of preload on the fatigue life of bolts // *International Journal of Steel Structures*. 2015. № 15 (3). Pp. 693–701.

References

1. Yakupov S. N., Nasibullin T. R. *Analiz kontsentratsii napryazheniy v tonkostennykh elementakh konstruksiy s lokal'nym uglublением* [Analysis of stress concentration in thin-walled structural elements with local recess]. *Stroitel'naya mekhanika inzhenernykh konstruksiy i sooruzheniy – Construction Mechanics of Engineering Designs and Constructions*, 2016, no. 1, pp. 30–36.

2. Pritykin A. I. *Kontsentratsiya napryazheniy v balkakh s odnim ryadom shestiuгол'nykh vrezov* [Concentration of stresses in beams with one row of hexagonal notches]. *Vestnik MGSU – Bulletin of MSCU*, 2009, no. 1, pp. 188–121.

3. Averin A. N., Shevchenko E. A. *Analiz napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya konechnoelementnykh modeley balki-stenki s pryamougol'nyim vrezom* [Analysis of stress-strain state of finite element models of a beam-wall with a rectangular notch]. *Stroitel'naya mekhanika i konstruksii – Construction mechanics and structures*, 2013, no. 2 (7), pp. 32–43.

4. Abashev D. R. *Malotsiklovaya ustalost' obraztsov s kol'tsevoy vytochkoy pri zhestkom nagruzhении* [Low-cycle fatigue of specimens with annular notch under rigid loading]. *Problemy prochnosti i plastichnosti – Problems of Strength and Plasticity*, 2022, no. 1 (84), pp. 51–61.

5. Lei H.-G., Pei Y., Liu L.-J. FEA analysis of fatigue notch coefficients for high-strength bolts. *Engineering Mechanics*, 2008, no. 1 (25), pp. 49–53.

6. Yang G., Lei H.-G., Jiao J.-F. Analytical solution of stress concentration factor of frictional high-strength bolt for steel structure. *Science, Technology and Engineering*, 2019, no. 19 (15), pp. 233–237.

7. Hao H., Liu Y., Liu D., Xing Y., Jiao J.-F. Fatigue life analysis of high-strength bolt in end-plate connection based on refined element. *China Science paper*, 2021, no. 8 (16), pp. 818–824.

8. Sinclair G. B., Kondo M. On the stress concentration at sharp re-entrant corners in plates. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1984, no. 9–10 (26), pp. 477–487.

9. Peyman Honarmandi, Jean W. Zu, Kamran Behdinan. Elasto-Plastic Fatigue Life Improvement of Bolted Joints and Introducing FBI Method. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 2005, no. 3 (33), pp. 311–330.

10. Shafray K. A., Shafray S. D. *Prochnost' svarnykh shvov flantsevykh soedineniy stal'nykh konstruksiy* [Strength of welded seams of flange joints of steel structures]. *Izvestiya vuzov. Stroitel'stvo – Higher School Bulletin*, 2018, no. 8 (716), pp. 36–47.

11. Amirdzhanova I. Yu., Zhivoglyadova I. A. *Rez'bovyе soedineniya* [Threaded joints]. Moscow, Tol'yatti Gos. Universitet Publ., 2013, 79 p.

12. 王禾稼. U 形缺口应力集中系数的量化分析 // *煤*. 2011, no. 9 (20), pp. 89–90.

13. Zhukov V. G. *Mekhanika. Soprotivlenie materialov* [Mechanics. Resistance of materials]. Moscow, Lan' Publ., 2012, 414 p.

14. Kirillova T. I., Ponetaeva N. Kh., Istomina E. E., Nesterova T. V., Shashkov N. Yu. *Proizvodstvo konstruktorskiykh dokumentov. Soedineniya rez'bovyе raz'emnye* [Production of design documents. Threaded detachable connections]. Ekaterinburg, Ural'skiy Gos. Universitet Publ., 2014, 56 p.

15. Shahani A. R., Shakeri I. Experimental evaluation of the effect of preload on the fatigue life of bolts. *International Journal of Steel Structures*, 2015, no. 15 (3), pp. 693–701.