



УДК 621.8

*С.А. Соколов, С.В. Краснова***РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ  
ЕЗДОВЫХ БАЛОК С КАТАНИЕМ ПО НИЖНЕМУ ПОЯСУ***S.A. Sokolov, S.V. Krasnova***CALCULATION OF STRENGTH AND FATIGUE RESISTANCE  
OF SLED RIDING BEAMS ON THE LOWER WAISTBAND**

Работа посвящена проверке и уточнению методики прогнозирования прочности и долговечности ездовых балок с катанием колес по нижнему поясу. Выполнено конечно-элементное исследование напряженного состояния ездового тавра на моделях с различными геометрическими параметрами при разных вариантах нагружения. Показано, что существующая методика расчета местных напряжений дает значительную погрешность не в запас надежности. Предложены новые формулы для вычисления параметров местного напряженного состояния, которые в большей степени соответствуют результатам численного эксперимента. Дана методика расчета ездовой балки на сопротивление усталости.

КРАН; СТАЛЬНАЯ КОНСТРУКЦИЯ; МЕСТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ; ПРОЧНОСТЬ; СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ.

The purpose of this study is to review and improve the methods of predicting strength and fatigue life of I-beam with wheel loads on the bottom flange. The finite element analysis of the stress state of the bottom flange was conducted on models with various geometrical parameters and different types of loading. The study shows that the existing methods of local stress calculation induce significant errors. New equations have been suggested to determine parameters of local stress state that correspond more accurately to the results of numeric analysis. Fatigue assessment methods for I-beam with wheel loads on the bottom flange have been presented.

CRANE; STEEL CONSTRUCTION; LOCAL STRESSES; STRENGTH; FATIGUE.

В качестве путей для подвесных кранов и талей используются двутавровые балки, по нижним поясам которых движутся ходовые колеса. Как правило, эти конструкции используются для кранов с достаточно легким режимом работы (не выше А5). Простота и удобство этого конструктивного решения делает их привлекательными и для машин с более интенсивным режимом эксплуатации. Однако для этого необходима более надежная методика прогнозирования их работоспособности и долговечности.

Методики расчета этих балок на прочность с учетом местного воздействия нагрузки от ходовых колес приведены в работах [1, 3, 4]. Источники [1, 3, 4] содержат фактически одну и ту же методику, разработанную более 30 лет назад, но представляемую в несколько различных видах.

В нашей статье [2] была сделана попытка проверки этой методики на весьма ограниченном расчетном материале. В данной работе выполнена более обстоятельная проверка методик расчета ездовых балок этого типа, проанализировано взаимное влияние воздействия двух пар колес, катящихся по поясу, и сделаны предложения по совершенствованию расчета.

Для обеспечения работоспособности ездовой балки с катанием колес по нижнему тавру необходимо для трех его точек выполнить расчеты на прочность с учетом местных напряжений. Для этого используют теорию прочности Мизеса — Генки и, считая, что в симметричной задаче касательные напряжения вблизи плоскости симметрии малы, записывают условие прочности в главных напряжениях как

$$\sigma_{es} = \sqrt{(\sigma_M + \sigma_{xi})^2 + \sigma_{yi}^2} - (\sigma_M + \sigma_{xi})\sigma_{yi} \leq [\sigma].$$

Здесь  $i = 1, 2, 3$  — номер расчетной точки (рис. 1, а, б);  $\sigma_M$  — нормальные напряжения от общего изгиба балки; при расположении тележки в пролете  $\sigma_M > 0$ , на консоли —  $\sigma_M = 0$ ;  $\sigma_{xi}, \sigma_{yi}$  — компоненты местного напряженного состояния в расчетных точках;  $[\sigma] = \sigma_T/n$  — допускаемое напряжение;  $\sigma_T$  — предел текучести стали;  $n$  — коэффициент запаса прочности. В расчетах на прочность с учетом местных напряжений можно использовать пониженный коэффициент запаса, так как эти напряжения в расчетной зоне имеют большой градиент.

Формулы для вычисления местных напряжений в  $i$ -й точке ездового тавра имеют вид [3]

$$\sigma_{xi} = k_{xi} \frac{F}{t_f^2}; \quad \sigma_{yi} = k_{yi} \frac{F}{t_f^2}, \quad (1)$$

где  $F$  — нагрузка, создаваемая одним ходовым колесом;  $t_f$  — толщина пояса;  $k_{xi}, k_{yi}$  — расчетные коэффициенты для каждой расчетной точки, зависящие от положения пятна контакта колеса с поясом.

По методике [3] коэффициенты вычисляются следующим образом.

Для пояса с параллельными гранями (рис. 1, б):

$$k_{x2} = 0,050 - 0,580\lambda + 0,148 \exp(3,015\lambda);$$

$$k_{x1} = -k_{x2};$$

$$k_{x3} = 2,230 - 1,490\lambda + 1,390 \exp(-18,33\lambda);$$

$$k_{x4} = 0,730 - 1,580\lambda + 2,910 \exp(-6,00\lambda);$$

$$k_{y2} = -2,110 + 1,977\lambda + 0,0076 \exp(6,530\lambda);$$

$$k_{y1} = -k_{y2};$$

$$k_{y3} = 10,108 - 7,408\lambda - 10,108 \exp(-1,364\lambda); \quad k_{y4} = 0.$$

Для пояса с непараллельными гранями (рис. 1, а):

$$k_{x2} = -0,981 - 1,479\lambda + 1,120 \exp(1,322\lambda);$$

$$k_{y1} = -k_{y2};$$

$$k_{x3} = 1,810 - 1,150\lambda + 1,060 \exp(-7,700\lambda);$$

$$k_{x4} = 1,990 - 2,810\lambda + 0,840 \exp(-4,690\lambda);$$

$$k_{y2} = -1,096 + 1,095\lambda + 0,192 \exp(-6,000\lambda);$$

$$k_{y1} = -k_{y2};$$

$$k_{y3} = 3,965 - 4,835\lambda - 3,965 \exp(-2,675\lambda); \quad k_{y4} = 0.$$

Здесь  $\lambda = \frac{2e}{b-t_w}$  (см. рис. 1.). При расчете балки с непараллельными гранями полки в формулы

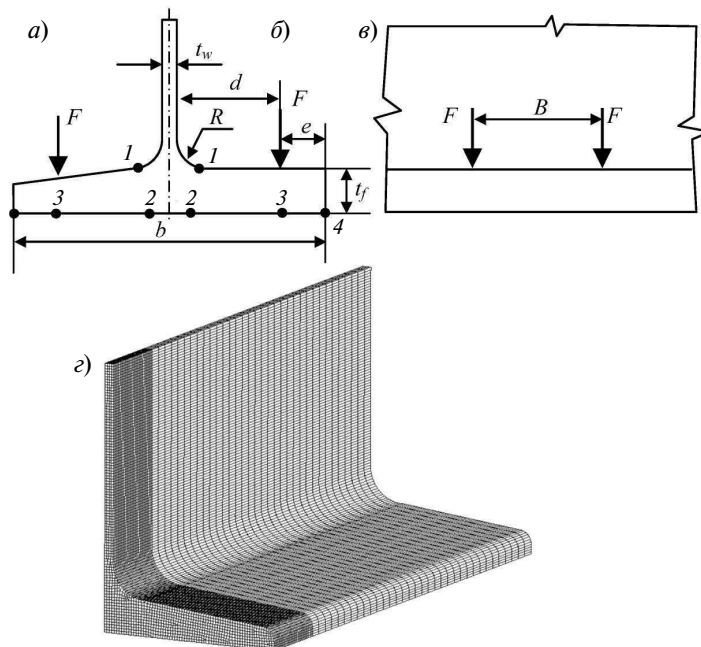


Рис. 1. Схема местного нагружения ездового тавра (а, б) и конечно-элементная модель Т4 (с)

(1) следует подставлять фактическую толщину пояса в точке приложения силы.

Исследование напряженно-деформированного состояния ездового тавра выполнено методом конечных элементов. Рассмотрены модели с галтельным переходом от пояса к стенке с радиусом и без такового, с поясами, имеющими параллельные грани и с наклонной гранью, расположенной с уклоном 0,1 (рис. 1, а, б; табл.). В моделях принято отношение  $b/t_f = 10-20$ . В этом диапазоне лежат геометрические параметры стандартных двутавров с узкими и широкими полками. Геометрия модели Т4 соответствовала двутавру №33 по [5], а модель Т3 — двутавру 40Ш1 по [6]. Расчет выполнялся в программе MSC Nastran с использованием элементов типа Solid (рис. 1, в). Нагружение пояса производилось по площадке размером 2×2 мм. Контактное взаимодействие не моделировалось, так как особенности напряженного состояния вблизи нагрузки мало влияют на напряжения в расчетных точках, а расчет зоны контакта хорошо изучен и представлен в инженерной-технической литературе [1, 7]. При анализе напряженного состояния пояса, загруженного одной парой колес, варьировалось положение точки контакта в диапазоне  $\lambda = 0,05-0,75$ . При моделировании нагружения двумя парами расстояние между их осями  $B$  варьировалось в интервале от нуля до  $3b$  (рис. 1, в).

При обработке результатов численных экспериментов находили напряжения в расчетных точках и вычисляли фактические значения коэффициентов по формулам, следующим из (1):

$$k_{xi} = \frac{\sigma_{xi} t_f^2}{F}; \quad k_{yi} = \frac{\sigma_{yi} t_f^2}{F}.$$

На модели Т1 с параллельными гранями полки эти коэффициенты вычисляли при значениях отношения  $b/t_f$ , равных 10, 13,3 и 20.

Выполненные расчеты показали, что структура формул (1) удовлетворительно отражает влияние абсолютного значения толщины пояса. Так, вариация отношения  $b/t_f$  в указанном диапазоне для наиболее значимых компонентов местного напряженного состояния приводит к отклонению значения коэффициентов  $k_{xi}, k_{yi}$  от среднего на  $\pm 10\%$ . При этом использование среднего значения коэффициента влечет за собой завышение расчетных напряжений для более толстых поясов и занижение для более тонких. Для расчета тавров с  $b/t_f > 20$  следует проводить дополнительный анализ. В дальнейшем для анализа и сравнения с аналитическими решениями принимали средние значения коэффициентов в указанном диапазоне.

Сопоставление значений расчетных коэффициентов, полученных в результате численного эксперимента, с результатами вычисления по методике [3] приведено на рис. 2. В этих графиках наибольшее практическое значение имеет область  $0,1 < \lambda < 0,4$ , так как в области  $\lambda < 0,1$  располагается закругление кромки пояса, а в зону  $\lambda > 0,4$  точка контакта колеса с поясом обычно не попадает по конструктивным причинам. Напряжения в точке 4 во всех вариантах нагружения оказываются не больше, чем в точке 3, поэтому в дальнейших расчетах они не рассматриваются.

Методика [3] (штриховая линия на рисунках) для тавров с параллельными гранями полки дает удовлетворительную сходимость с результатами конечно-элементного расчета для напряжений в точке 3. В остальных случаях наблюдается существенное расхождение либо график оказывается вблизи нижней границы зоны разброса. Расчеты модели Т4 с непараллельными гранями полки по методике [3] также дали существенное расхождение с численным экспериментом

Геометрические параметры конечно-элементных моделей

Параметры (см. рис. 1), ед. измер.	Значения параметров в четырех моделях			
	Т1	Т2	Т3	Т4
$t_f$ , мм	10, 15, 20	18	14	11,2*
$t_w$ , мм	10	10	9,5	7
$b$ , мм	200	150	300	140
$R$ , мм	0	16	22	13
Уклон полки, °	0	0	0	0,1

\* Примечание: средняя толщина полки.

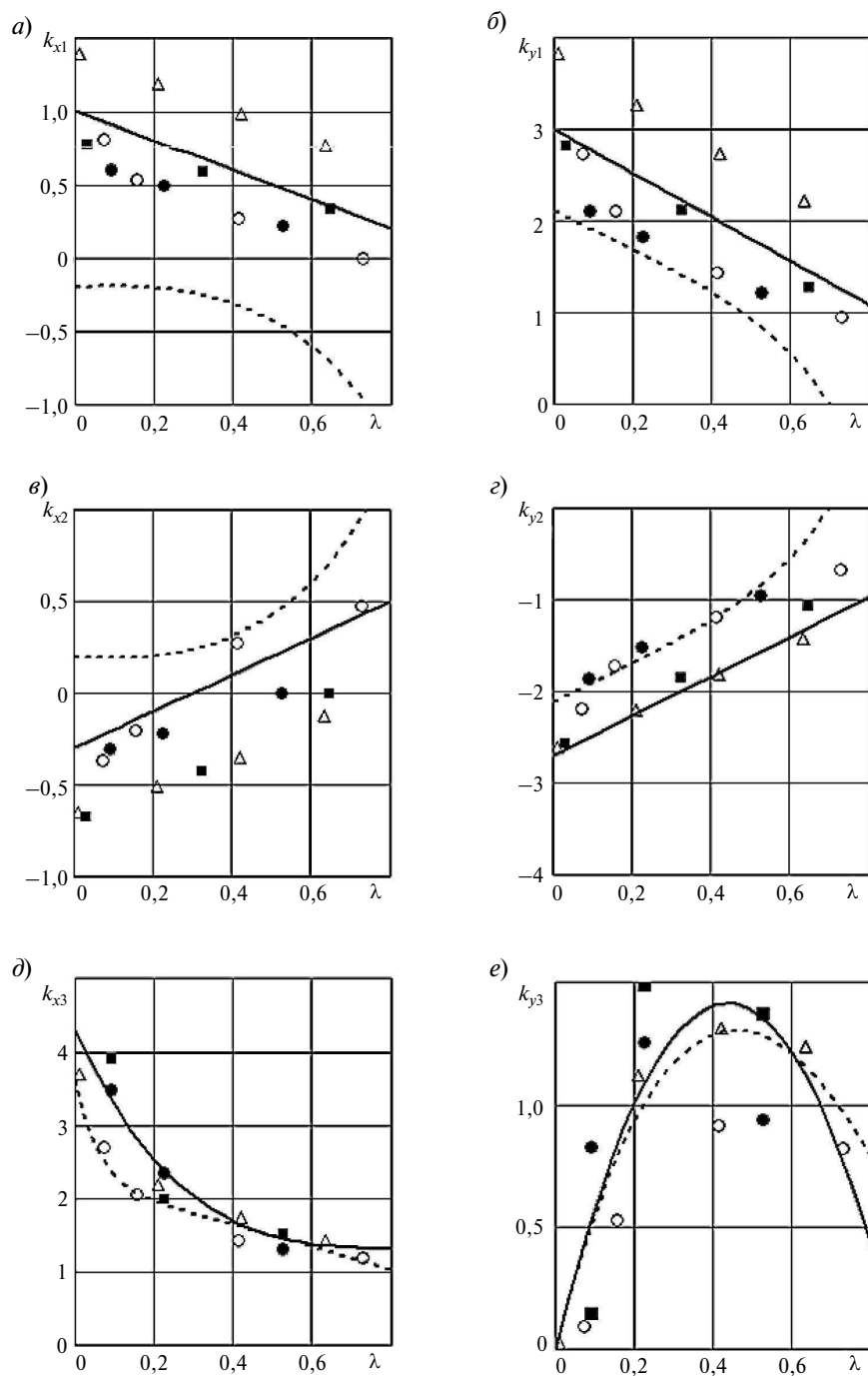


Рис. 2. Результаты конечно-элементного анализа напряженного состояния ездового тавра:

--- расчет по методике [3]; — расчет по (3) при  $\eta_B = 1$ ;  
 $\Delta$  — для модели T1,  $\circ$  — для T2,  $\blacksquare$  — для T3,  $\bullet$  — для T4

(на рис. 1 эти графики не показаны). В связи с этим результаты расчета для модели Т4 обработаны с использованием средней толщины полки. Как видно из представленных данных, в этом случае принципиальных расхождений между результатами численного расчета моделей с параллельными и непараллельными гранями полок нет.

Взаимное влияние местного воздействия от двух колес, движущихся по одной полке тавра, исследовано на модели Т1. Установлено, что напряжения в точках 1 и 2 зависят от расстояния между колесами  $B$  и возрастают при сближении колес. Результаты вычисления напряжений представлены в виде зависимости коэффициента  $\eta_{Bi} = \frac{k_{Bi}}{k_i}$  от параметра  $\beta = B/d$  (рис. 3). Здесь

$k_i, k_{Bi}$  — значения коэффициентов из выражения (1) для  $i$ -й точки при нагружении полки соответственно одним и двумя колесами;  $d = 0,5(b - t_w) - e$  (рис. 1, а). По расположению точек, координаты которых вычислены по напряжениям  $\sigma_{x1}, \sigma_{y1}, \sigma_{y2}$ , прослеживается убывающая зависимость, которая приближается к единице при  $\beta = 2-3$ . Она может быть аппроксимирована функцией (см. рис. 3)

$$\eta_B = 1 + \exp(-1,6\beta). \quad (2)$$

Таким образом при катании колеса на расстоянии  $e = 0,1b$  от кромки пояса взаимное влияние можно не учитывать, если расстояние между колесами  $B$  будет не меньше  $b$ . В инженерных расчетах коэффициент  $\eta_B$  можно вычислять так:

$$\eta_B = 1 + \exp\left(-3,2 \frac{B}{b}\right).$$

Напряжения  $\sigma_{x2}$  и в точке 3 практически не зависят от расстояния между колесами.

На основании анализа полученных данных предлагаем для вычисления местных напряжений в полке ездового тавра как с параллельными, так и с наклонными гранями использовать формулы (1) со следующими коэффициентами:

$$\begin{aligned} k_{x1} &= (1-\lambda)\eta_B; & k_{y1} &= 3(1-0,8\lambda)\eta_B; \\ k_{x2} &= -0,3+\lambda; & k_{y2} &= -2,7(1-0,8\lambda)\eta_B; \\ k_{x3} &= 1,3+3(1-\lambda)^4; & k_{y3} &= 6,5\lambda(1-1,15\lambda). \end{aligned} \quad (3)$$

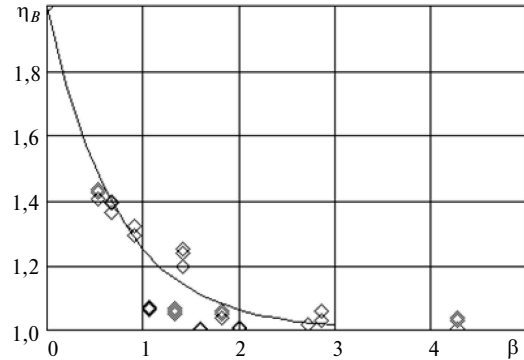


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $\eta_B$  от параметра  $\beta$ :  
 ◇ — результаты численного анализа;  
 — — расчет по (2)

Результаты расчета по этим формулам при  $\eta_B = 1$  показаны на рис. 2 сплошными линиями.

Расчет ездового тавра на сопротивление усталости актуален в тех случаях, когда тот испытывает достаточно большое количество циклов нагружения. При этом надо иметь в виду, что, например, за один цикл работы крана через определенное сечение ездового тавра проходит две или четыре пары колес. То есть количество циклов местного нагружения в 2–4 раза больше, чем циклов работы крана. Проверка на сопротивление усталости выполняется по условиям

$$\Delta\sigma_{y1} \leq [\Delta\sigma_f] \quad \text{и} \quad \Delta\sigma_{x3} \leq [\Delta\sigma_f], \quad (4)$$

где  $\Delta\sigma_{y1}, \Delta\sigma_{x3}$  — размахи соответствующих местных напряжений, возникающие при проходе колеса по балке;  $[\Delta\sigma_f] = \Delta\sigma_f/n$  — допускаемый размах по условию сопротивления усталости;  $\Delta\sigma_f$  — предел выносливости по размаху напряжений.

Для прокатного тавра (двутавра) с прокатной поверхностью без сварных соединений предел выносливости при симметричном цикле на базе  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  циклов без учета градиента напряжений при изгибе и концентрации напряжений (она учтена в коэффициентах (3)) составляет  $\sigma_{-1} = 0,3\sigma_B$  [8]. Коэффициент асимметрии цикла нагружения по напряжениям  $\sigma_{y1}$  составляет  $R_{y1} = 0$ . Коэффициент асимметрии по напряжениям  $\sigma_{x3}$  в зоне  $0,1 < \lambda < 0,4$  лежит в области  $R_{x3} = -(0,1-0,2)$ . Таким образом,  $\Delta\sigma_{y1} = \sigma_{y1}$ ,  $\Delta\sigma_{x3} = \sigma_{x3}(1-R_{x3})$ .

Предел выносливости тавра по размаху напряжений на базе  $N_0 = 2 \cdot 10^6$  циклов в указанных расчетных зонах вычисляется с учетом градиента местных напряжений [8] как

$$\Delta\sigma_{f0} = \frac{2\sigma_{-1}}{\varphi_a + \psi}.$$

Здесь  $\varphi_a$  — коэффициент эквивалентности напряжений, для элементов толщиной 10–30 мм  $\varphi_a \approx 0,85$  [8];  $\psi = 0,2$  — коэффициент чувствительности к асимметрии цикла. Следовательно, при  $\sigma_T = 0,7\sigma_B$  получим  $\Delta\sigma_{f0} = 0,8\sigma_T$ . При этом допустимый размах напряжений по условию сопротивления усталости будет иметь вид [2, 9]

$$[\Delta\sigma_f] = 0,8 \frac{\sigma_T}{n} \sqrt[3]{\frac{N_0}{z_e}}, \quad (5)$$

где  $z_e = \xi_f C$  — эквивалентное количество циклов нагружения;  $C$  — количество циклов работы крана за срок службы;  $\xi_f$  — коэффициент циклического нагружения, равный количеству

проходов колес по одному месту ездового тавра за один цикл работы крана.

Из условий (1) и (4) с учетом выражения (5) можно вычислить, какую долговечность будет иметь ездовой тавр, если условие прочности с учетом местных напряжений обеспечено по равенству. Считая, что коэффициенты запаса по прочности и сопротивлению усталости одинаковы, а напряжения от общего изгиба в месте расположения колеса равны нулю (консольная балка), и принимая  $\xi_f = 2$ , получим долговечность в точке 1  $C = 500\,000$  циклов работы крана, а в точке 3 —  $C = 350\,000$  циклов работы крана. Это означает, что для режима работы кранов до А6 при вышеуказанных допущениях выполнение условия прочности ездового тавра гарантирует обеспечение его долговечности. Для кранов с более тяжелым режимом работы или при большем количестве колес, или при наличии общего изгиба необходимо выполнять специальный расчет на сопротивление усталости по условию (4) с использованием допустимого напряжения (5).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Справочник по кранам: В 2 томах. Т. 1. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин [и др.]; Под общ. ред. М.М. Гохберга. Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. 536 с.
2. Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин. СПб.: Политехника, 2011. 450 с.
3. ISO 16881–1. 2005. Cranes. Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure. Part 1: General
4. FEM 9.341. 1983. Contraintes locales dans une poutre.
5. ГОСТ 8239–89. Двутавры стальные горячекатаные. Сортамент.
6. ГОСТ 26020–83. Двутавры стальные горячекатаные с параллельными гранями полок. Сортамент.
7. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана.— Высшая школа, 2000. 552 с.
8. Юшкевич В.Н. Метод расчета пределов выносливости элементов металлоконструкций. // Проблемы прочности 1984. № 9. С. 13–17.
9. Kuhlman U., Euler M., Kudla K. Beitrag zur Ermüdungsbemessung von Stahlbruecken nach Eurocode. *Stahlbau* 80, Heft 11. 2011. S. 852–858.

## REFERENCES

1. Spravochnik po kranam: V 2 tomakh. T.1. / V.I. Braude, M.M. Gokhberg, I.E. Zvyagin [i dr.].; Pod obshch. red. M.M.Gokhberga. L.: Mashinostroenie. Leningr. otd, 1988. 536 s. (rus.)
2. Sokolov S.A. Stroitel'naya mekhanika i metallicheskie konstruksii mashin. SPb.: *Politekhnika*, 2011. 450 s. (rus.)
3. ISO 16881–1. 2005. Cranes. Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure. Part 1: General. (rus.)
4. FEM 9.341. 1983. Contraintes locales dans une poutre. (rus.)
5. ГОСТ 8239–89. Dvutavryi stalnyie goryachekatanyie. Sortament. (rus.)
6. ГОСТ 26020–83. Dvutavryi stalnyie goryachekatanyie s parallelnyimi granyami polok. Sortament. (rus.)
7. Aleksandrov M.P. Gruzopod'emnyie mashinyi. M.: Izd-vo MGTU im. N.E.Baumana, Vyisshaya shkola, 2000. 552 s. (rus.)
8. Yushkevich V.N. Metod rascheta predelov vynoslivosti elementov metallokonstruksiy. *Problemy prochnosti*. 1984. № 9. S. 13–17. (rus.)

**СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ**

**СОКОЛОВ Сергей Алексеевич** — доктор технических наук профессор кафедры транспортных и технологических систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; действительный член Академии проблем качества; 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, Россия; e-mail: sokolov\_sa@rambler.ru

**КРАСНОВА Светлана Викторовна** — студентка 4-го курса кафедры транспортных и технологических систем Санкт-Петербургского государственного политехнического университета; 195251, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., д. 29, Россия.

**AUTHORS**

**SOKOLOV Sergey A.** — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia; e-mail: sokolov\_sa@rambler.ru

**KRASNOVA Svetlana V.** — St. Petersburg State Polytechnical University; 195251, Politekhnikeskaya Str. 29, St. Petersburg, Russia.