

УДК (УДК) 621.874

МЕТОДИКА РАСЧЁТА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ  
ПРОЛЁТНЫХ БАЛОК МОСТОВЫХ КРАНОВ С КАТАНИЕМ  
ПО НИЖНЕМУ ПОЯСУCALCULATION METHOD STRESS-STRAIN STATE SPAN BEAM WITH LOWER BELT  
RIDINGАнцев В.Ю., Толоконников А.С., Мамонтов М.А.  
Antsev V.Yu., Tolokonnikov A.S., Mamontov M.A.Тульский государственный университет (Тула, Россия)  
Tula State University (Tula, Russia)

**Аннотация.** В данной работе проведено исследование методик расчёта балок с катанием по нижнему поясу как двутаврового, так и коробчатого сечения. По зависимостям, представленным в существующих методиках, выполнен расчёт напряжённо-деформированного состояния однобалочных мостовых кранов в точках касания колёс тельфера и пояса балки, имеющих коробчатое сечение с катанием по низу. Кран-балки с коробчатым сечением имеют большую жёсткость и устойчивость по сравнению с двутавровым сечением, вдобавок позволяют увеличить пролёт, не жертвуя грузоподъёмностью крана. Также в программе SolidWorks Simulation выполнен конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния балок коробчатого сечения с катанием по нижнему поясу. Главным преимуществом метода конечных элементов является возможность разбиения на конечные элементы области любой формы и, таким образом, возможность расчета полей напряжений и деформаций в реальных деталях с учётом всех их конструктивных особенностей, что обеспечивает высокую точность расчёта. На основании полученных результатов изучены зависимости напряжений от толщины нижнего пояса балки, положения колёс тельфера, построена аппроксимирующая функция, и предложена более простая методика инженерных расчётов, позволяющая сократить количество вычислений.

**Ключевые слова:** напряжённо-деформированное состояние, однобалочные мостовые краны с катанием по нижнему поясу.

**Дата принятия к публикации:** 19.03.2020  
**Дата публикации:** 25.06.2020

**Сведения об авторах:**

**Анцев Виталий Юрьевич** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой подъёмно-транспортных машин и оборудования Тульского государственного университета,  
e-mail: antsev@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7239-9266>

**Abstract.** In this paper, we study the methods for calculating beams with skating in the lower belt of both the I-beam and box sections. Based on the dependences presented in the existing methods, the stress-strain state of single-beam bridge cranes was calculated at the points of contact of the wheels of the hoist and beam belt, with a box section with rolling along the bottom. Box-section crane cranes have greater rigidity and stability compared to the I-beam section, in addition they allow you to increase the span without sacrificing the crane's lifting capacity. SolidWorks Simulation also performed a finite element analysis of the stress-strain state of box-section beams with skating along the lower belt. The main advantage of the finite element method is the ability to split into finite elements areas of any shape and, thus, the ability to calculate the stress and strain fields in real details, taking into account all their design features, which ensures high accuracy of the calculation. On the basis of the results obtained, the dependences of stresses on the thickness of the lower girder beam, the position of the hoist wheels were studied, an approximating function was constructed, and a simpler engineering calculation method was proposed that allows one to reduce the number of calculations.

**Keywords:** stress-strain state, single girder overhead cranes with skating along the lower belt.

**Date of acceptance for publication:** 19.03.2020  
**Date of publication:** 25.06.2020

**Authors' information:**

**Vitaliy Yu. Antsev** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Chair of Hoisting-and-Transport Machines and Equipment, Tula State University, e-mail: antsev@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7239-9266>

**Толоконников Александр Сергеевич** – кандидат технических наук, доцент кафедры подъемно-транспортных машин и оборудования Тульского государственного университета,  
*e-mail: tolokonnikov@list.ru.*

**Мамонтов Максим Александрович** – студент магистратуры кафедры подъемно-транспортных машин и оборудования Тульского государственного университета, *e-mail: karlson\_30000@mail.ru.*

**Alexander S. Tolokonnikov** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Lecturer, Department of Hoisting Transport Machines and Equipment, Tula State University, *e-mail: tolokonnikov@list.ru.*

**Maxim A. Mamontov** – graduate student of the Department of Hoisting Transport Machines and Equipment of Tula State University,  
*e-mail: karlson\_30000@mail.ru.*

## 1. Введение

Мостовые краны находят широкое применение на складах промышленных предприятий, транспорта и строительства как при выполнении основных технологических, так и погрузочно-разгрузочных операций. Конструктивно пролетное строение мостового крана состоит из одной или двух пролетных балок, соединенных с концевыми балками, которые перемещаются по подкрановым путям. Однобалочные мостовые краны являются наиболее распространенным видом мостовых кранов ввиду их малого веса, невысокой стоимости, надежности, быстроты монтажа и демонтажа. При одинаковой грузоподъемности их масса и габариты значительно меньше, чем у двухбалочных кранов.

Мостовые однобалочные опорные краны [6, 9, 10] с главной балкой коробчатого сечения в настоящее время пользуются большой популярностью, так как балка указанного сечения имеет ряд конструктивных преимуществ (большая жесткость на кручение, лучшая устойчивость) по сравнению с двутавровым сечением, а также позволяет проектировать краны с большими пролетами, не жертвуя при этом грузоподъемностью и габаритами по сравнению с однобалочными кранами с ферменными конструкциями [12, 13].

Одной из задач, которую приходится решать при проектировании таких кранов, является подтверждение работоспособности балки в зоне местного влияния ходовых колёс. Таким образом, разработка методики расчета местных напряжений в ездовых поясах балок коробчатого сечения мостовых однобалочных кранов, которая позволит сократить процесс расчета с сохранением достаточной точности полученных результатов, является актуальной.

## 2. Постановка задачи

В настоящее время существуют несколько методик расчёта местных напряжений в нижнем поясе металлоконструкции однобалочного мостового крана с катанием по низу. В них, как правило, фигурируют по 2 расчётных коэффициента для каждой расчётной точки, зависящие от положения пятна контакта колеса с поясом. В данной работе выполнен сравнительный анализ результатов расчета по различным методикам с результатами, полученными на основе конечно-элементного анализа в САПР SolidWorks. На основании проведенного анализа предложена методика расчета местных напряжений в ездовых поясах балок коробчатого сечения мостовых однобалочных кранов, которая позволяет сократить процесс расчета с сохранением достаточной точности полученных результатов.

## 3. Разработанные методы

Существуют несколько методик расчёта местных напряжений в нижнем поясе металлоконструкции однобалочного мостового крана с катанием по низу (рис. 1, 2):

- точки с нижней стороны пояса, находящиеся под точками соприкосновения ходовых колёс тельфера с поясом балки (*I*);

- точки с нижней стороны пояса у его кромок (*II*);

- точки у стенок балки с верхней (*III*) и нижней (*IV*) сторон нижнего пояса.

В большинстве случаев наибольшие напряжения возникают в точке *I*, поэтому в работе будем рассматривать напряжения, возникающие в ней. Рассмотрим различные методики, по которым рассчитываются местные напряжения в данных точках.

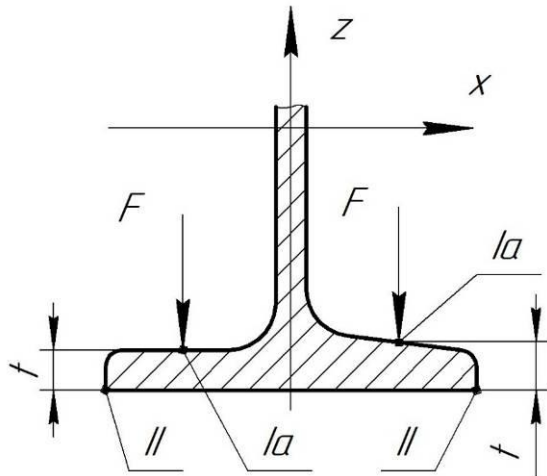


Рис. 1. Сечение двутавровой балки

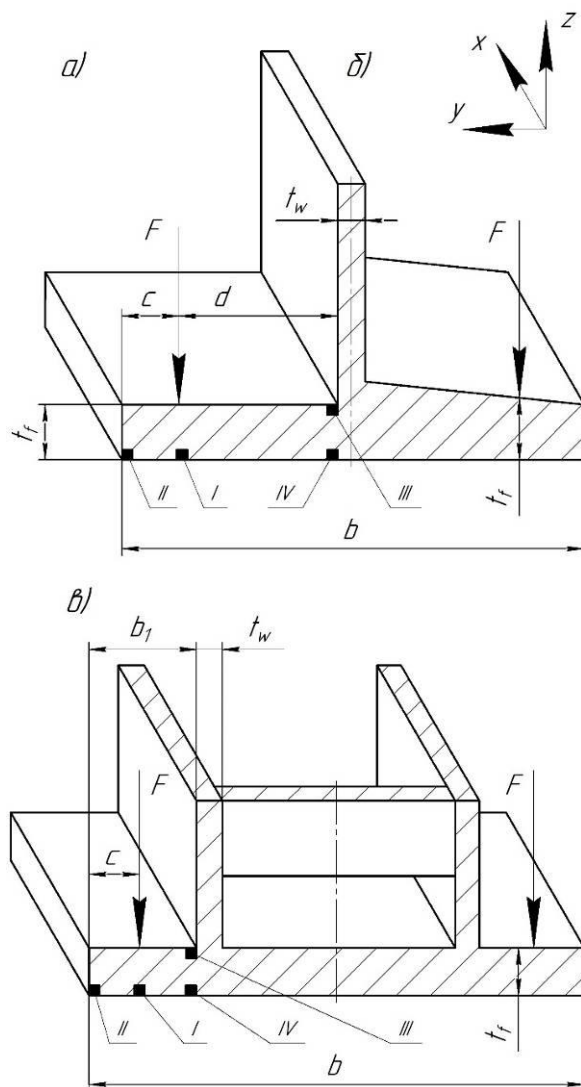


Рис. 2. Сечения балок

Местную прочность полок балок (рис.1) в СТО 24.09-5821-01-93 [1] для точки приложения нагрузки проверяют по формулам:

$$\alpha\sigma_{u3} + \beta\sigma' + \delta' \frac{F}{(t_f - \Delta t)^2} \leq \gamma_c R_y, \quad (1)$$

где  $\sigma_{u3} = \sigma_{y1} + \sigma_{y4}$ ;  $\sigma' = \sigma_{y1} + \sigma_{y2} + \sigma_{y3} + \sigma_{y4}$ ;  $\sigma_{y1}$  – напряжения от изгиба профиля (в том числе, в составе балки) в вертикальной плоскости;  $\sigma_{y2}$  – напряжения от изгиба профиля в горизонтальной плоскости;  $\sigma_{y3}$  – напряжения от стеснённого кручения;  $\sigma_{y4}$  – напряжения от действующего на профиль (в том числе, в составе балки) продольного усилия;  $F$  – вертикальные нагрузки на ходовые колёса монорельса тележек (рис.1);  $t_f$  – толщина полки, которую для профилей с наклонными полками принимают для середины ширины полки (по таблицам сортамента);  $\Delta t$  – допускаемое изменение толщины полки вследствие износа (принимается по данным указаний руководства по эксплуатации крана, при отсутствии соответствующих указаний допускается принимать для кранов группы режима 1К...2К  $\Delta t = 0$ ; 3К...4К  $\Delta t = 0,1t_f$ ; 5К  $\Delta t = 0,15t_f$ ).

Значения коэффициентов  $\alpha, \beta, \delta'$  приведены в соответствующем стандарте.

Как видно из формулы (1), при расчёте напряжений не учитываются ширина пояса, положение нагрузки относительно краёв пояса, для этого вводятся поправочные коэффициенты  $\alpha, \beta, \delta'$ .

В ISO 16881-1 [2] местные напряжения в  $i$ -й точке (рис. 2) ездового тавра вычисляются по следующим формулам:

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

где  $k_{xi}, k_{yi}$  – расчётные коэффициенты для каждой расчётной точки, зависящие от положения пятна контакта колеса с поясом.

Коэффициенты  $k_{xi}, k_{yi}$  вычисляются по следующим формулам:

- для пояса с параллельными гранями

$$k_{x1} = 2,230 - 1,490\lambda + 1,390 \exp(-18,33\lambda);$$

$$k_{y1} = 10,108 - 7,408\lambda - 10,108 \exp(-1,364\lambda);$$

- для пояса с непараллельными гранями

$$k_{x1} = 1,810 - 1,150\lambda + 1,060 \exp(-7,700\lambda);$$

$$k_{y1} = 3,965 - 4,835\lambda - 3,965 \exp(-2,675\lambda);$$

где  $\lambda = \frac{2c}{b-t_w}$  (рис.1).

При расчёте балки с непараллельными гранями полки в формулы следует подставить фактическую толщину пояса в точке приложения силы.

В работе [3] был выполнен расчёт в программе MSC Nastran с использованием элементов типа Solid. Нагружение пояса производилось по площадке размером 2x2 мм. При анализе напряжённого состояния пояса, загруженного одной парой колёс, варьировалось положение точки контакта в диапазоне  $\lambda = 0,05 - 0,75$ .

Местные напряжения вычисляются по формулам (2).

На основании анализа полученных данных в работе [3] для вычисления местных напряжений в полке ездового тавра как с параллельными, так и с наклонными гранями предложено использовать следующие формулы для вычисления коэффициентов:

$$k_{x1} = 1,3 + 3(1-\lambda)^4; \quad k_{y1} = 6,5 \cdot \lambda(1-1,15\lambda).$$

Напряжения в точке II во всех вариантах нагружения оказывается не больше, чем в точке I, поэтому в расчётах они не рассматривались.

В [4] расчёт ездового тавра на прочность в зоне местного влияния нагрузки от ходовых колёс выполняется по условию  $\sigma_{esII} \leq [\sigma]$  или  $\sigma_{esII} \leq \gamma_n \gamma_d \gamma_m \sigma_T$  для мест, расположенных в зоне соединения пояса со стенкой (III, IV) и под точкой приложения нагрузки (рис. 2, точка I). Напряженное состояние в этих зонах складывается из напряжений общего изгиба балки и местных напряжений, которые вычисляются по формулам:

$$\sigma_{x1} = k_{x1} \frac{F}{t_{fr}^2}, \quad \sigma_{y1} = k_{y1} \frac{F}{t_{fr}^2},$$

$$k_{x1} = 1 + 2,5(1-c/b_1)^3, \quad k_{y1} = 5(1-c/b_1)c/b_1,$$

где  $t_{fr} = \varepsilon_r t_f$  – расчётная толщина нижнего пояса;  $\varepsilon_r = 0,8$  – коэффициент износа ездового пояса;  $t_f$  – толщина пояса (если

тавр имеет пояс переменной толщины, принимается средняя толщина пояса по сортаменту).

По ГОСТ 33169-2014 [5] максимальные местные напряжения вычисляются по формулам (2), расчётные коэффициенты для коробчатой балки по формулам, представленным ниже:

$$k_{x1} = 3 - 2\vartheta_b + 3 \exp(-15\vartheta_b),$$

$$k_{y1} = 0,15r_t + 1,5\vartheta_b,$$

где  $\vartheta_b = c/b_1$ ,  $r_t = t_w/t_f$ .

Во всех методиках (кроме [1]), приведённых выше, при расчёте напряжений вводятся коэффициенты  $k_x, k_y$ , которые разбивают напряжения по осям  $x$  и  $y$ , затем с использованием этих коэффициентов рассчитывают проекции напряжений  $\sigma_x, \sigma_y$ , по которым уже рассчитывают эквивалентные напряжения.

В данной работе предложен способ, позволяющий сократить количество вычислений, что упростит инженерный расчёт, но при этом будут учитываться положение колёс относительно краёв пояса, а также ширина самого пояса.

Для этого в программе SolidWorks [7, 8] построен участок балки коробчатого сечения [11] (рис. 3), а в модуле Simulation заданы контакты компонентов, крепления, нагрузки (рис. 4) и измерены напряжения в точках под

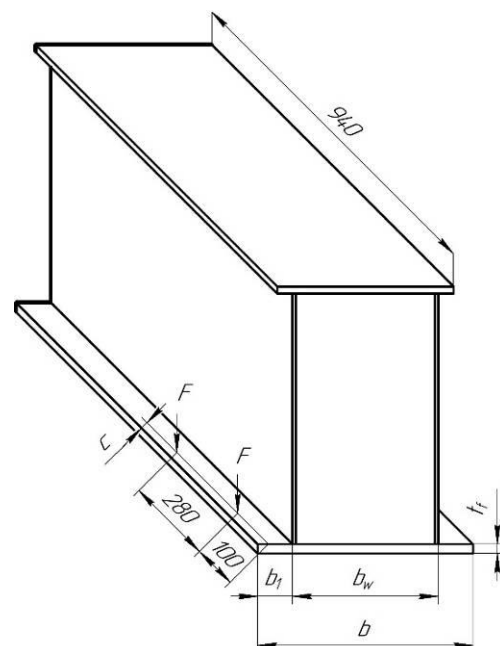


Рис. 3. Эскиз коробчатой балки



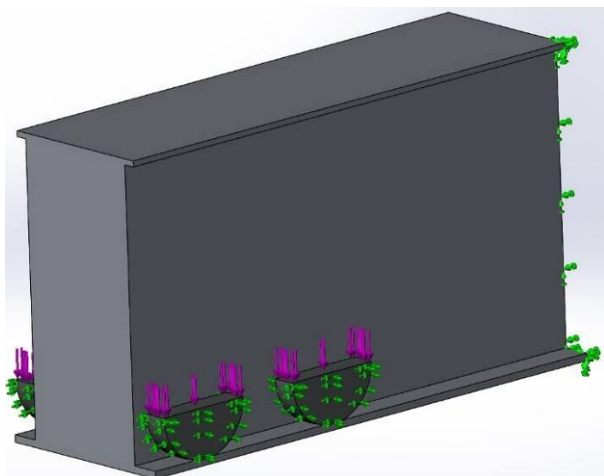


Рис. 4. Модель балки в Simulation

силой при нагрузках на балку 2 т, 3,2 т, 5 т и расстоянии  $c$  (рис. 2), равном 11 мм, 22 мм, 33 мм, расстоянием от края балки  $l = 100$  мм,  $b_1 = 49$  мм,  $b = 335$  мм,  $t_w = 6$  мм (рис. 5). При расчёте в Simulation использован элемент управления сеткой, который позволяет увеличить точность расчёта на требуемых участках. Результаты измерений занесены в табл. 1.

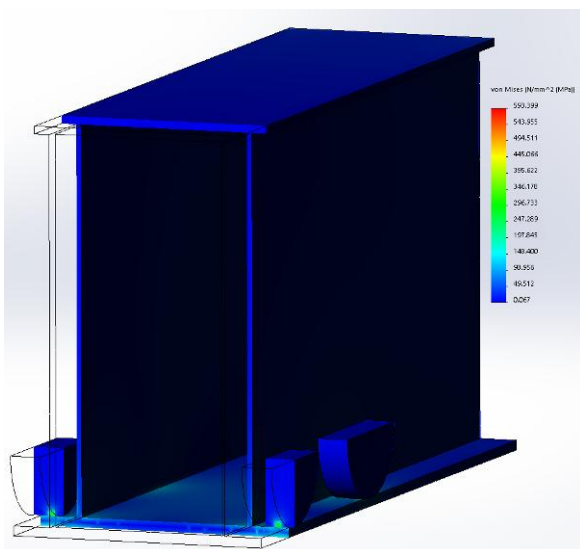


Рис. 5. Эпюра напряжений

SolidWorks Simulation использует анализ методом конечных элементов для виртуального тестирования CAD-моделей и прогнозирования поведения изделий в реальной эксплуатации. С помощью этого решения можно проводить линейный статический, нелинейный статический и динамический анализ.



Таблица 1

Результаты расчета напряженно-деформированного состояния в SW Simulation

$m$ , т	$c$ , мм	Напряжения, МПа при $t_f =$				
		14 мм	16 мм	18 мм	20 мм	22 мм
2	11	66,1	56	42,2	35,4	30,2
	22	51,7	41	34,2	27,2	22,2
	33	39	30,8	24,7	20,5	17,4
3,2	11	105,3	85,2	68,2	53,6	45,7
	22	78,7	62,3	52,1	41,5	33,9
	33	59,5	47,1	35,6	32,3	27,6
5	11	153,2	129,6	103,8	81,9	70
	22	122,8	94,7	78,2	63	50,6
	33	90,3	71,4	54	49	41,9

Расчет с использованием метода конечных элементов выполняется за счет разделения реального объекта на большое количество (тысячи или сотни тысяч) конечных элементов. Математические уравнения позволяют прогнозировать поведение каждого элемента. Затем компьютер суммирует все отдельные поведения для прогнозирования поведения объекта в целом.

Для симуляции нагружения требуется определить нагрузку на колесо тельфера. При массе тельфера 345 кг, базе тележки тельфера 280 мм, скорости подъёма 0,133 м/с, грузоподъемности крана 2 т, 3,2 т, 5 т получаются следующие величины нагрузки на колесо тельфера:  $F_1 = 7,6$  кН,  $F_2 = 11,6$  кН,  $F_3 = 17,6$  кН. При этом номинальное значение напряжения в полке определяется по формуле:

$$\sigma_n = \frac{F}{t_f^2}. \quad (3)$$

#### 4. Результаты и их анализ

По формуле (3) вычислены напряжения без учёта положения колёс тельфера и ширины пояса. Результаты расчётов сведены в табл. 2.

Поделив значения, полученные в результате конечно-элементного анализа в SolidWorks Simulation ( $\sigma_{SW}$ ) на значения  $\sigma_n$ , получены значения коэффициентов (табл. 3), которые и будут описывать зави-

симость напряжений от положения колёс и ширины пояса.

Таблица 2

Значения напряжений  $\sigma_n$ 

Масса груза, т	Напряжения, МПа				
$m_Q = 2$	38,8	29,7	23,5	19	15,7
$m_Q = 3,2$	59,2	45,3	35,8	29	24
$m_Q = 5$	89,8	68,8	54,3	44	36,4

Для аппроксимации полученных результатов предлагается использовать экспоненциальную функцию вида  $f = a \cdot e^{-b \cdot x}$ . Используя программу SigmaPlot, определены значения коэффициентов  $a = 2,4341$ ;  $b = 1,2327$  и величина достоверности аппроксимации  $R = 0,9999$ .

Таблица 3

Средние значения коэффициентов

Расстояние $c$ , мм (рис. 1)	Коэффициент $k$
$c = 11$	1,84468
$c = 22$	1,402066
$c = 33$	1,059465

Таким образом, аппроксимирующая функция имеет вид:

$$k = 2,4341 \cdot e^{-1,2327 \cdot c / b_1}. \quad (4)$$

Напряжения вычисляются по формуле (5). Результаты расчетов приведены в табл. 4.

$$\sigma = k \cdot \sigma_n. \quad (5)$$

Результаты расчетов, полученные по рассмотренным в [1-5] зависимостям, и данные полученные в результате конечно-элементного анализа в SolidWorks Simulation и вычисленные по предлагаемой методике, представлены на рис.6.

Проверку адекватности полученной модели проведём с помощью критерия Фишера:

$$F^\Phi = \frac{S_m^2}{S_{SW}^2},$$

где  $S_m^2$  – оценка дисперсии теоретических значений напряжений, полученных по формулам (4) и (5);  $S_{SW}^2$  – оценка дисперсии значений напряжений, полученных при расчёте в SolidWorks Simulation.

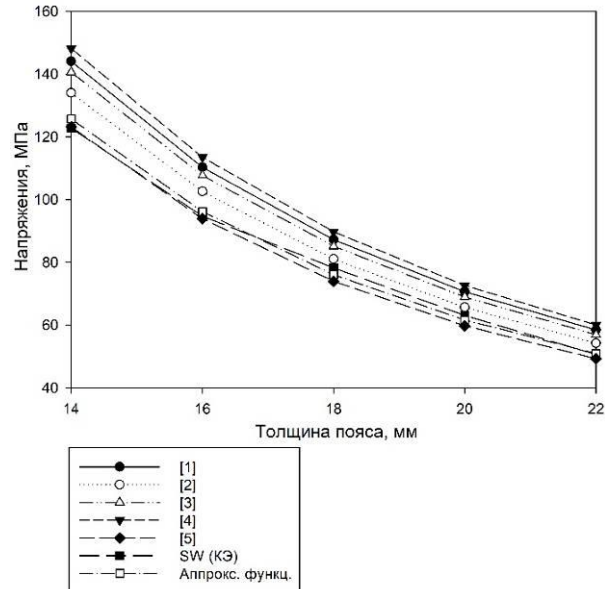


Рис. 6. Графики напряжений при нагрузке 5т и расстоянии  $c=22$  мм

Данные оценки дисперсий вычисляются по следующей формуле:

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n - 1}.$$

Формула для средних значений напряжений:

$$\bar{y} = \frac{\sum_{j=1}^m y_j}{m},$$

где  $m = 5$ .

Данные расчётов сведены в табл. 5.

Значение оценки дисперсии теоретических значений, полученных по формулам (4), (5), равно  $S_m^2 = 2371,805$  МПа<sup>2</sup>.

Значение оценки дисперсии значений напряжений, полученных при расчёте в SolidWorks Simulation, равно  $S_{SW}^2 = 1913,987$  МПа<sup>2</sup>.

Расчётное значение критерия Фишера равно  $F_{расч}^\Phi = 1,239$ . Табличное значение критерия на уровне значимости  $\alpha = 0,05$  и числе степеней свободы  $k_1 = k_2 = 8$  составляет  $F_{табл}^\Phi = 3,44$ . Так как  $F_{расч}^\Phi < F_{табл}^\Phi$ , то гипотеза об адекватности выбранной математической модели верна.

Таблица 4  
 Результаты, полученные по формулам (4), (5)

m, T	c, мм	Напряжения, МПа при $t_f =$				
		14мм	16мм	18мм	20мм	22мм
2	11	71,6	54,8	43,3	35,1	29,0
	22	54,3	41,5	32,8	26,6	22,0
	33	41,1	31,5	24,9	20,2	16,7
3,2	11	109,2	83,6	66,1	53,5	44,2
	22	82,8	63,4	50,1	40,6	33,5
	33	62,8	48,1	38,0	30,8	25,4
5	11	165,7	126,9	100,3	81,2	67,1
	22	125,7	96,2	76,0	61,6	50,9
	33	95,3	73,0	57,6	46,7	38,6

Таблица 5

Данные для проверки модели

k	$\bar{y}_m$	$\bar{y}_{sw}$	$\sum (y_i - \bar{y}_m)^2$	$\sum (\tilde{y}_i - \bar{y}_{sw})^2$
1	46,75	45,98	1145,06	880,45
2	35,45	35,26	658,36	539,87
3	26,88	26,48	378,53	296,79
4	71,36	71,60	2668,44	2327,02
5	54,11	53,70	1534,24	1242,40
6	41,03	40,42	882,13	662,19
7	108,3	107,7	6144,03	4652,00
8	82,11	81,86	3532,56	3187,23
9	62,26	61,32	2031,08	1523,95
$\Sigma$			18974,44	15311,90

Для того, чтобы автоматизировать вычисления напряжений по полученной формуле, в программном продукте Qt на языке C++ была создана программа, позволяющая вычислить местные напряжения с использованием исходных данных.

Данная программа имеет следующую структуру: файл проекта Pressure.pro (Pressure – название данного проекта), заголовочного файла mainwindow.h, файлов main.cpp и mainwindow.cpp, файла с пользовательским интерфейсом mainwindow.ui, файла с ресурсами Resources.qrc, в который включено изображение с сечением балки.

После отладки и сборки интерфейс программы имеет вид, представленный на рис. 7.

Данная программа может рассчитать местное напряжение с использованием уже известного значения нагрузки на колесо тали

или, рассчитав это значение с помощью известной массы тали, веса груза и скорости его подъема, также требуется указать толщину и ширину нижнего пояса, величину расстояния  $c$ .

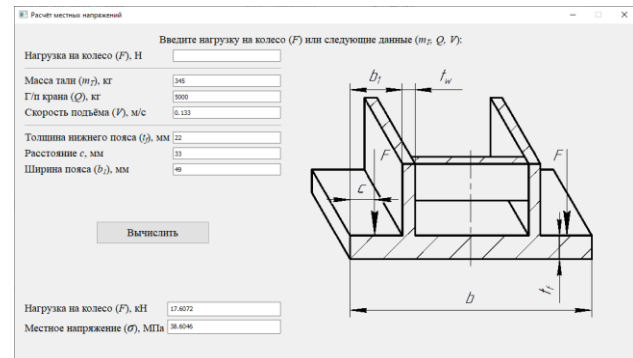


Рис. 7. Интерфейс программы Pressure

## 5. Заключение

В работе выполнены расчеты напряжений в нижних поясах ездовых балок с катанием по низу на основании существующих аналитических методик, а также в SolidWorks Simulation.

На основании анализа полученных результатов предложена методика расчёта рассматриваемых напряжений, в которую входит один расчётный коэффициент:

$$k = 2,4341 \cdot e^{-1,2327 \cdot c/b_1}, \quad F = k \frac{F}{t_f^2}.$$

Предложенная методика позволяет сократить процесс расчёта с сохранением достаточной точности полученных результатов.

Среднее значение отклонений напряжений между результатами, полученными в SolidWorks Simulation и по предложенной методике, составляет 3,3%, что свидетельствует о достаточной точности расчётов по предлагаемой модели и возможности её применения. Адекватность предложенной модели была подтверждена путем ее проверки с использованием критерия Фишера.

Для автоматизации вычисления напряжений по полученной формуле в программном продукте Qt на языке C++ было создано соответствующее программное обеспечение.

## 6. Список литературы

1. СТО 24.09-5821-01-93. Нормы и методы расчёта элементов стальных конструкций. ВНИИПТМАШ, 1993. 135 с.
2. ISO 16881–1. 2005. Cranes. Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure. Part 1: General
3. Соколов С.А., Краснова С.В. Расчёт на прочность и сопротивление усталости ездовых балок с катанием по нижнему поясу // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2014. С. 149 – 155.
4. Соколов С.А. Строительная механика и металлические конструкции машин. Санкт-Петербург, Политехника, 2011. 422 с.
5. ГОСТ 33169-2014. Краны грузоподъёмные. Металлические конструкции. Подтверждение несущей способности. М.: Стандартинформ, 2015. 55 с.
6. Балашов В.П. Грузоподъёмные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.
7. Алямовский А.А. Проектирование. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. ДМК Пресс, 2015. 464 с.
8. Дударева Н.Ю., Загайко С.А. SolidWorks 2007: Практическое руководство. СПб: БХВ-Петербург, 2007. 1314 с.
9. Абрамович И.И., Березин В.Н., Яуре А.Г. Грузоподъёмные краны промышленных предприятий. М.: Машиностроение, 1989. 360 с.
10. Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А., Кулькова Н.Н., Мазовер И.С., Невзоров Л.А., Орлов А.Н., Плавник Б.И., Самойлович П.А., Серлин Л.Г., Соколов С.А. Справочник по кранам. Том 2. М.: Машиностроение, 1988. 559 с.
11. Толоконников А.С., Бундин А.А. Построение параметрического ряда типоразмеров поперечных сечений пролетных балок однобалочных мостовых кранов с оптимальными массогабаритными показателями // Управление качеством на этапах жизненного цикла технических и технологических систем: сб. научн. тр. 7-й Междунар. научно-техн. конф., 30-31 мая 2019 г. / Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2019. Т.2. С.223-226.

## 6. References

1. STO 24.09-5821-01-93. Norms and methods for calculating elements of steel structures. VNIPTMASH, 1993.135 p. (In Russian)
2. ISO 16881–1. 2005. Cranes. Design calculation for rail wheels and associated trolley track supporting structure. Part 1: General
3. Sokolov S.A., Krasnova S.V. Calculation of the strength and fatigue resistance of riding beams with riding on the lower belt. *Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*, 2014, pp. 149-155. (In Russian)
4. Sokolov S.A. Construction mechanics and metal construction machines. St. Petersburg, Polytechnic, 2011. 422 p. (In Russian)
5. GOST 33169-2014. Hoisting cranes. Metal constructions. Confirmation of bearing capacity. Moscow, Standartinform, 2015. 55 p. (In Russian)
6. Balashov V.P. Hoisting and transporting machines in building materials factories. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 384 p.
7. Alamovsky A.A. Design. Engineering calculations in SolidWorks Simulation. DMK Press, 2015. 446 p. (In Russian)
8. Dudareva N.Yu., Zagayko S.A. SolidWorks 2007: A Practical Guide. St. Petersburg, BHV-Petersburg, 2007. 1314 p. (In Russian)
9. I Abramovich .I., Berezin V.N., Yaura A.G. Cranes of industrial enterprises. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 360 p. (In Russian)
10. Handbook of cranes. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 559 p. (In Russian)
11. Tolokonnikov A.S., Bundin A.A. The construction of a parametric series of sizes of cross-sections of span beams of single-beam bridge cranes with optimal weight and dimensions. *Quality management at the stages of the life cycle of technical and technological systems: a collection of scientific papers of the 7th Int. Sc. and Tech. Conf., May 30-31, 2019.* Kursk, South-West. state University, Vol. 2, 2019 , pp. 223-226. (In Russian)
12. Antsev V.Yu., Tolokonnikov A.S., Mamontov M.A. Designing high-tech metal structures for spans of bridge-type cranes. *Interstroyemekh–2018: collection of reports of the XXI Int. Sc. and Tech. Conf. 2018*, pp. 11-



12. Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Мамонтов М.А. Проектирование высокотехнологичных металлоконструкций пролётных строений кранов мостового типа // Интерстроймех–2018: сб. докл. XXI Междунар. научно-техн. конф. 2018. С. 11-14.
13. Анцев В.Ю., Толоконников А.С., Калабин П.Ю. Повышение технологичности металлоконструкций пролётных балок мостовых кранов // Тяжелое машиностроение. 2013. № 8. С. 10-14.
14. (In Russian)
13. Antsev V.Yu., Tolokonnikov A.S., Kalabin P.Yu. Improving the manufacturability of metal structures of span beams of bridge cranes. Tyazheloe mashinostroenie, 2013, No. 8, pp. 10-14. (In Russian)