

УДК 517.958:531.12; 541.43/49; 539.62; 532.516; 539.375.6; 539.4:620.2

С. С. ЩЕРБАКОВ, доктор физико-математических наук, О. А. НАСАНЬ, магистр физико-математических наук, Белорусский государственный университет, Минск

НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ И ОБЪЕМНАЯ ПОВРЕЖДАЕМОСТЬ В ОКРЕСТНОСТИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ТРИБОФАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ КОЛЕСО / РЕЛЬС С УЧЕТОМ НЕКОНТАКТНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ РЕЛЬСА

Представлена и реализована трибофатическая постановка задачи для системы колесо / рельс. Она учитывает как контактное взаимодействие элементов данной системы, так и изгиб всем железнодорожным составом рельса, лежащего на упругом основании. В традиционной частной трибологической постановке задачи для системы колесо / рельс рассматривается лишь контактное взаимодействие колеса и жестко закрепленного рельса.

Построены механико-математические модели и проведено компьютерное конечно-элементное моделирование пространственного напряженно-деформированного состояния системы колесо / рельс и опасных объемов как интегральных мер повреждаемости с учетом контактного взаимодействия между колесом и рельсом и изгиба соседними колесами (всем составом) рельса на упругом основании. Показало значительное увеличение примерно в 1,1 раза объемной повреждаемости элементов системы для трибофатической постановки в сравнении с трибологической.

Использование нового конструкционного материала Моника (высокопрочного чугуна марки ВЧПГ), обладающего высокими пределами прочности, контактной усталости и пластичностью снижает примерно на 47 % объемную повреждаемость элементов системы, что обуславливает целесообразность изготовления железнодорожных рельсов трибофатической системы колесо / рельс из Моника.

Введение. Взаимодействие колеса и рельса является важнейшей проблемой для всего железнодорожного транспорта, которая в значительной степени определяет его экономическую эффективность. Характеристики данного взаимодействия обуславливают прочность, ресурс и безопасность не только самой системы колесо / рельс, но и других элементов подвижного состава, обуславливая долговечность железнодорожных конструкций.

Известно большое количество работ, посвященных оценке контактного давления и напряженно-деформированного состояния системы колесо / рельс и сопутствующим задачам [1, 2, 4–6, 12, 13, 17].

В начале исследований в данной области в 70-х годах XIX века задача сводилась к прочностному расчету рельса как балки на упругом основании, нагруженной системой сил, моделирующей действие колес [3–5, 14, 17].

С 20-х годов XX века и до настоящего времени доминирующим подходом к анализу системы колесо / рельс является использование методологии механики контактного взаимодействия и трибологии [1, 2, 6, 12, 13].

Развитие трибофатики – нового направления в современной механике в конце XX века заложило основы для создания более полного подхода к моделированию системы колесо / рельс. Трибофатическая модель данной системы учитывает как контактное взаимодействие с трением между ее элементами, так и неконтактное деформирование рельса под действием веса железнодорожного состава [15, 18].

Одним из направлений работ по усовершенствованию системы колесо / рельс, проводимых на ОАО «Гомсельмаш», является замещение стальных рельсов

на изготовленные из чугуна марки ВЧПГ (нового конструкционного материала Моника) [16]. Данный высокопрочный материал отечественной разработки имеет высокие прочностные (до 1500 МПа), и пластические (относительное удлинение до 4 %) характеристики.

Применение нового материала для изготовления рельсов потребовало решения задачи оценки напряженно-деформированного состояния системы колесо / рельс с учетом как контактного взаимодействия между колесом и рельсом, так и изгиба рельса под весом всего состава.

Развитие современных методов компьютерного моделирования процессов нагружения и деформирования конструкций позволяет решать эти задачи наиболее эффективно с учетом вышеназванных особенностей в самой общей постановке.

Постановка задачи. При исследовании напряженно-деформированного состояния системы колесо / рельс решались граничные задачи в трех основных постановках.

Традиционная трибологическая постановка задачи (рисунок 1) заключалась в определении локальных характеристик контактного взаимодействия колеса и рельса и соответствующего напряженно-деформированного состояния при действии на колесо контактной силы F_N , прижимающей колесо к рельсу, у которого перемещения основания $S_u = 0$ (условие жесткой заделки).

Граничные условия в этом случае имели вид

$$\sigma_{nn}|_S = p(F_N, S), \sigma_{nt}|_S = fp(F_N, S), u_i|_{S_i} = 0, \quad (1)$$

где p – распределение контактного давления; $S(x, y)$ – площадка контакта $n \perp S$, $\tau \parallel S$; f – коэффициент трения; $i = 1, 2, 3$.

Модификация трибологической постановки задачи (1) заключалась в том, что нижняя поверхность рельса S_u принималась лежащей на упругом основании (рисунок 2).

Тогда граничные условия (1) принимают вид

$$\begin{aligned} \sigma_{nn}|_S &= p(F_N, S), \quad \sigma_{n\tau}|_S = fp(F_N, S), \\ ku_n|_{S_u} &= r(S_u), \end{aligned} \quad (2)$$

где k – коэффициент постели; реакция постели, приходящаяся на единицу площади основания балки.

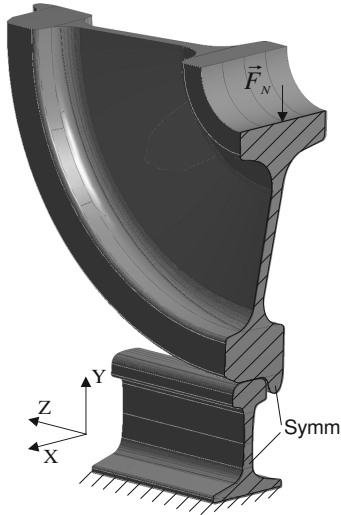


Рисунок 1 – Расчетная схема трибологической задачи только для условия контактного взаимодействия колеса и рельса

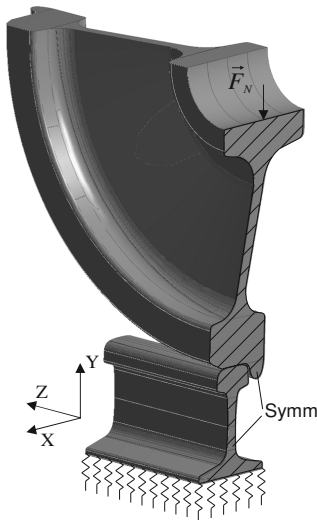


Рисунок 2 – Расчетная схема трибологической задачи для условия контактного взаимодействия колеса и рельса на упругом основании

Более полная трибофатическая постановка задачи (рисунок 3) учитывает как локальное контактное взаимодействие колеса и рельса, лежащего на упругом основании, так и изгиб рельса другими колесами состава:

$$\begin{aligned} \sigma_{nn}|_S &= p(F_N, S), \quad \sigma_{n\tau}|_S = fp(F_N, S), \\ ku_n|_{S_u} &= r(S_u), \quad Q_l = F_N, \end{aligned} \quad (3)$$

где Q – поперечные силы, моделирующие действие других колес поезда; $l = x_1, \dots, x_n$ – точки приложения

сил Q ; n – количество соседних колес, существенно влияющих на рассматриваемую пару колесо / рельс.

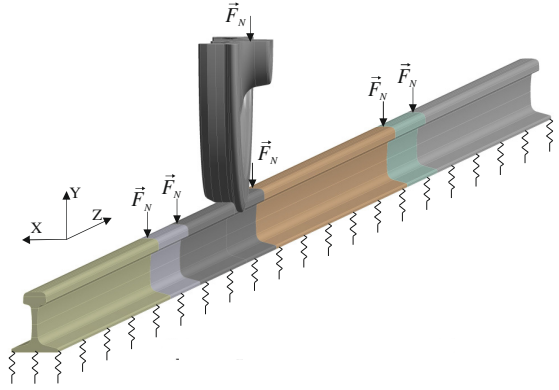


Рисунок 3 – Расчетная схема трибофатической задачи только для условий контактного взаимодействия колеса и рельса, а также изгиба рельса составом

Напряженно-деформированные состояния модели системы колесо / рельс исследовались для различных условий нагружения и материалов рельса в соответствии с таблицами 1 и 2.

Таблица 1 – Кодификация расчетов

Условия нагружения	Материалы системы	
	стальное колесо / стальная рельс	стальное колесо / рельс из Моника
Контактное взаимодействие колеса и рельса, лежащего на жестком основании в соответствии с (1)	1SS FS	1SI FS
Контактное взаимодействие колеса и рельса, лежащего на упругом основании в соответствии с (2)	1SS ES	1SI ES
Контактное взаимодействие колеса и рельса, лежащего на упругом основании и изгибаемого вследствие влияния соседних шести колес в соответствии с (3)	6SS	6SI

Таблица 2 – Механические характеристики материалов

Характеристики	Материалы	
	сталь	чугун
Е, ГПа	200	165
ν	0,3	0,3
Коэффициент трения	0,3	0,3

Напряженное состояние в любой точке $M(x, y, z)$ системы колесо / рельс для трибологических постановок задачи (1), (2) в расчетах 1SS FS, 1SS ES, 1SI FS, 1SI ES определяется из частного соотношения

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)}, \quad i, j = x, y, z, \quad (4)$$

где $\sigma_{ij}^{(n)}$, $\sigma_{ij}^{(\tau)}$ – напряжения, вызванные соответственно нормальной и касательной контактными нагрузками.

Напряженное состояние в любой точке $M(x, y, z)$ трибофатической системы колесо / рельс для граничных условий (3) в расчетах 6SS, 6SI определяется из общего соотношения

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(n)} + \sigma_{ij}^{(\tau)} + \sigma_{ij}^{(b)}, \quad (5)$$

где $\sigma_{ij}^{(b)}$ – напряжения, вызванные неконтактными нагрузками.

Масса грузового вагона (рисунок 4), для которого рассматривалось взаимодействие колес и рельса, была принята равной 93,55 т.

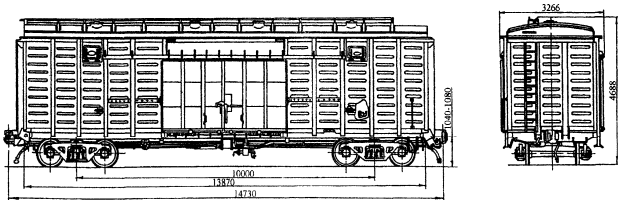


Рисунок 4 – Четырехосный крытый цельнометаллический вагон с уширенными дверными проемами (модель 11-270) [7–9]

Соответственно, каждая из двухосных тележек (рисунок 5) нагружена 46,775 т.

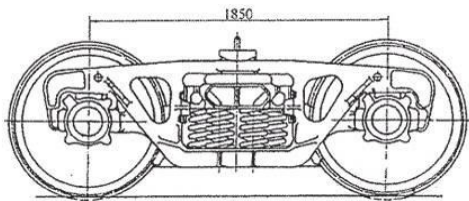


Рисунок 5 – Двухосная тележка с центральным рессорным подвешиванием (модель 18-100) [10]

Следовательно, нагрузка на каждое колесо составила $F_N = Q = 114,68$ кН. Коэффициент постели $k = 75$ МПа/м для винклеровского основания в расчетах 1SS ES, 1SI ES, 6SS, 6SI был выбран характерным для щебня [14].

Модель рельса как балки на упругом основании. У рельса число опор-шпал весьма велико, а расстояние между ними мало по сравнению с его длиной. Поэтому для реализации трибофатической постановки задачи (3) применительно к системе колесо / рельс рассмотрим в первом приближении рельс, находящийся в условиях сплошного контакта с насыпью, применив расчетную схему балки на упругом основании (см. рисунок 6).

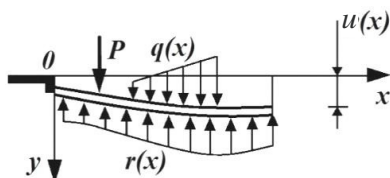


Рисунок 6 – К расчету балки на упругом основании при действии на нее внешней нагрузки, распределенной по произвольному закону, где P – сосредоточенная нагрузка; $q(x)$ – распределенная нагрузка, $r(x)$ – реакция постели; приходящаяся на единицу площади основания балки; $u(x)$ – прогиб нейтральной линии балки

Работоспособность конечно-элементной модели, построенной в пакете ANSYS Workbench, на данном этапе оценивалась на основе проверки результатов численного моделирования балочной теорией [3, 13, 14].

Дифференциальное уравнение изгиба упругой балки в данном случае принимает вид

$$u^{(4)}(x) + 4\beta^4 u(x) = \frac{q(x)}{EJ}, \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{k_1}{4EJ_z}}, \quad k_1 = kb, \quad (6)$$

где E – модуль Юнга балки; J – осевой момент инерции сечения; b – ширина подошвы балки; $q(x)$ – приложенная к балке, заданная распределенная нагрузка.

Рассмотрим балку бесконечной длины, нагруженную в сечении сосредоточенной силой P , представленную на рисунке 7.



Рисунок 7 – Схема нагружения балки на упругом основании системой сосредоточенной силой

Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки записывается аналогично (6):

$$EJu^{(4)}(x) + 4ku(x) = \delta(x)P, \quad (7)$$

откуда

$$u(x) = -\frac{P}{2\beta^3 EJ} e^{-\beta|x|} (\cos(\beta x) + \sin(\beta x)),$$

$$M(x) = -\frac{P}{4\beta} e^{-\beta|x|} (\cos(\beta x) - \sin(\beta x)), \quad (8)$$

$$\sigma(x) = \frac{M(x)}{W},$$

где W – осевой момент сопротивления сечения.

Принимая во внимание момент инерции сечения рельса $J = 3548$ см⁴, моменты сопротивления сечения головки $W_{\text{гол}} = 358$ см³ и подошвы $W_{\text{под}} = 435$ см³ рельса, модуль Юнга $E = 200$ ГПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$ и коэффициент постели $k = 75$ МПа/м, были получены перемещения нейтральной оси, напряжения на верхней поверхности головки и нижней поверхности подошвы рельса, представленные на рисунках 8, 9. Из данных рисунков видно хорошее соответствие результатов конечно-элементного моделирования и аналитического расчета.

Рассмотрим теперь в соответствии с рисунком 10 задачу, когда к бесконечно длинной балке в точках с абсциссами $x_j (j = 1, 2, \dots, n)$ приложена система сосредоточенных сил P_1, P_2, \dots, P_n , моделирующих действие на рельс колес подвижного состава.

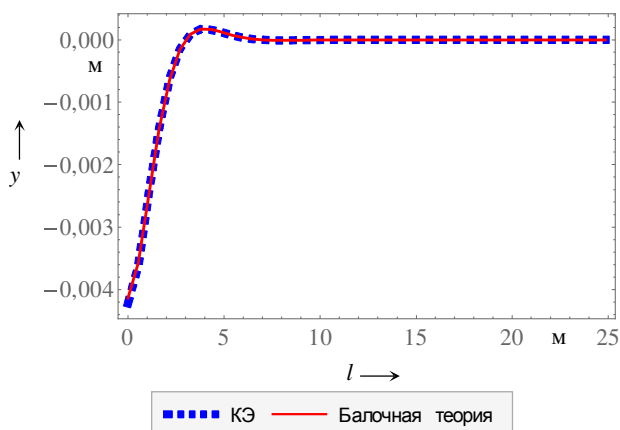


Рисунок 8 – Перемещение рельса на упругом основании при действии сосредоточенной нагрузки 114,68 кН

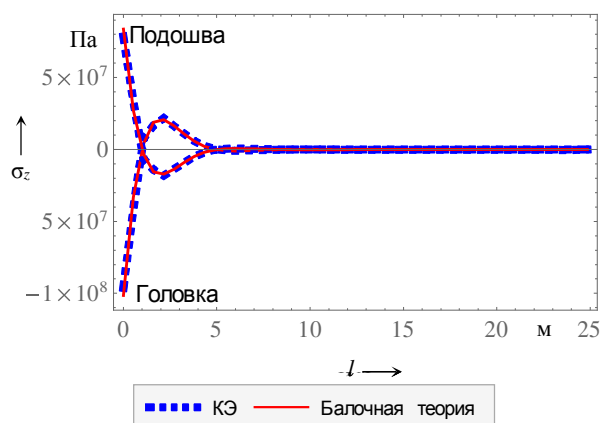


Рисунок 9 – Осевые напряжения в головке и подошве рельса на упругом основании при действии сосредоточенной нагрузки 114,68 кН

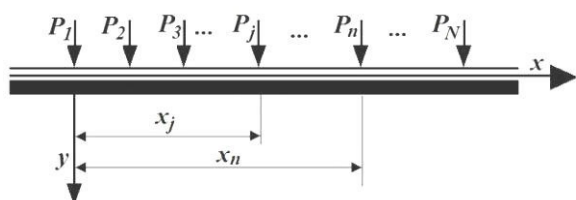


Рисунок 10 – Схема нагружения балки на упругом основании системой сосредоточенных сил

В этом случае формулы по определению прогибов, изгибающих моментов и поперечных сил в сечениях с координатами x_j на основании выражений (8), теоремы о независимости действия внешних сил в упругих системах и теоремы о взаимности можно записать в виде

$$u(x_q) = - \sum_{j=1}^n \frac{P_j}{8\beta^3 EJ_z} e^{-\beta|x_q-x_j|} (\cos(-\beta|x_q-x_j|) + \sin(-\beta|x_q-x_j|)),$$

$$M(x_q) = - \sum_{j=1}^n \frac{P_j}{8\beta} e^{-\beta|x_q-x_j|} (\cos(-\beta|x_q-x_j|) + \sin(-\beta|x_q-x_j|)), \quad (9)$$

$$\sigma(x) = \frac{M(x)}{W}.$$

Так как направление прогиба нейтральной оси балки для сосредоточенной нагрузки меняется на расстоянии $\frac{3\pi}{4\beta} + \frac{\pi k}{\beta}$, $k \in Z$, то достаточно взять окрестность в $5\pi/(4\beta)$, что в рассматриваемом случае соответствует 6,97 м в окрестности исследуемого колеса, включающую области нагружения соседними шестью колесами, чтобы с достаточной точностью учесть влияние всего поезда.

Поэтому целесообразно исследование напряженно-деформированного состояния системы, в которой представлено действие полутора вагонов (шесть колес) на рельс.

Заменив все колеса, кроме исследуемого, сосредоточенными нагрузками и учитывая, что расстояния между колесами Δ_j , $j = 1, \dots, 5$ указаны в таблице 3, получим схему нагружения, представленную на рисунке 3.

Таблица 3 – Расстояние между колесами состава

Параметр	Δ_1	Δ_2	Δ_3	Δ_4	Δ_5
Расстояние, м	1,85	2,88	1,85	8,15	1,85

Сравнение численных результатов моделирования перемещений нейтральной оси и осевых напряжений в головке и подошве рельса на упругом основании с аналитическим решением только для шести колес и для шести колес из середины железнодорожного состава, состоящего из 100 одинаково груженых вагонов 11-270, представлены на рисунках 11–13.

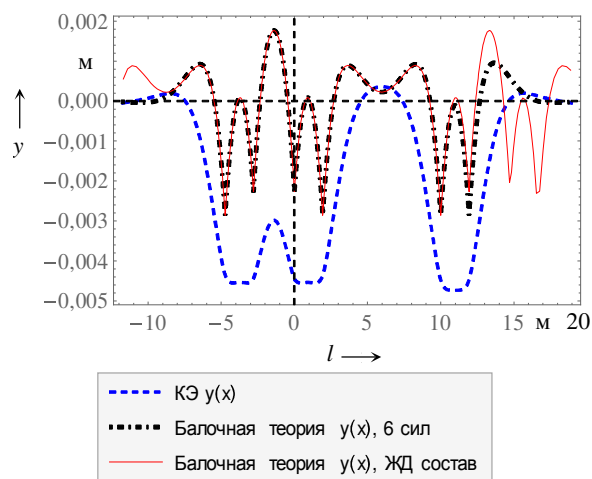


Рисунок 11 – Вертикальные перемещения рельса на упругом основании при действии на него колеса в центре системы координат и пяти сосредоточенных нагрузок величиной 114,68 кН каждая

Из рисунков 11–13 видно, что для рассматриваемой пары колесо / рельс можно ограничиться учетом влияния лишь соседних пяти колес, поскольку вклад в напряженное состояние окрестности контакта остальных колес состава незначителен и не превышает 1 %.

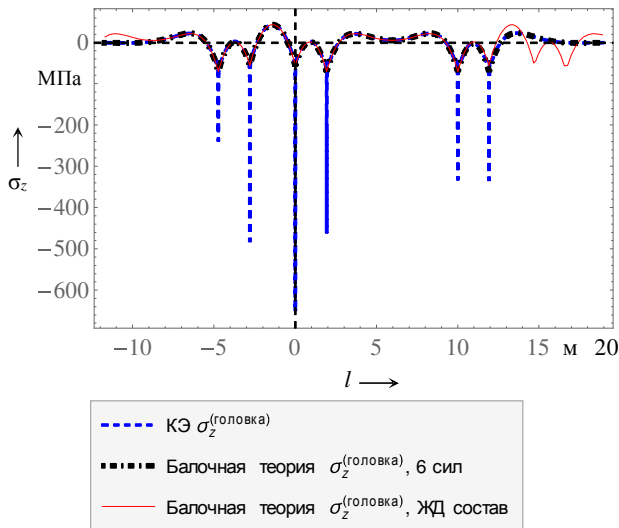


Рисунок 12 – Осевые напряжения σ_{zz} на верхней поверхности головки рельса на упругом основании при действии на него колеса в центре системы координат и пяти сосредоточенных нагрузок величиной 114,68 кН каждая

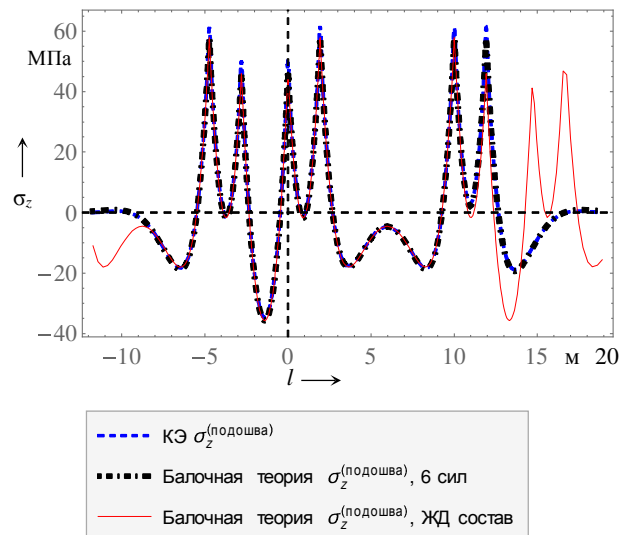


Рисунок 13 – Осевые напряжения σ_{zz} на нижней поверхности подошвы рельса на упругом основании при действии на него колеса в центре системы координат и пяти сосредоточенных нагрузок величиной 114,68 кН каждая

В соответствии с рисунком 13 напряжения на нижней поверхности рельса хорошо соотносятся с теоретическими результатами. Однако балочная теория не учитывает контактное взаимодействие, и поэтому ее применение приводит к значительным погрешностям для вертикальных перемещений и напряжений в головке рельса в случае действия системы сил (см. рисунки 11 и 12).

Следует отметить, что решение задачи в трибологической постановке (1) для короткого, не испытывающего изгиб, рельса приводит к значительным (до 5 и более раз, в сравнении с бесконечным рельсом на упругом основании) погрешностям при вычислении вертикальных перемещений рельса, показанных на рисунке 14.

Контактное взаимодействие колеса и рельса. Геометрическая модель системы колесо / рельс в соответствии с рисунками 1–3 состояла из колеса пло-

сконоического – ГОСТ 9036–88 и рельса Р65 – ГОСТ Р5185–2000.

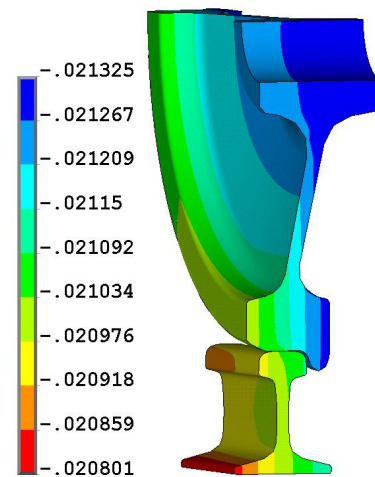


Рисунок 14 – Вертикальные перемещения контактной пары колесо / рельс для расчета ISS ES

Следующий этап оценки работоспособности конечно-элементной модели был основан на исследовании контактного давления между колесом и рельсом.

В соответствии с известным аналитическим решением максимальное контактное давление p_0 рассчитывают по формуле [11]

$$p_0 = 0,365 n_\sigma \left(F_N \left(\frac{\Sigma \rho}{\eta} \right)^2 \right)^{1/3}, \quad (10)$$

где $\Sigma \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ – сумма главных кривизн поверхностей соприкасающихся тел в точке контакта; $\rho = \frac{1}{R}$ – главная кривизна поверхности, обратная радиусу кривизны R .

В соответствии с рисунком 15 $\rho_{11} = \frac{1}{R_{11}}$ и

$\rho_{12} = \frac{1}{R_{12}}$ – главные кривизны верхнего тела в двух

взаимно перпендикулярных плоскостях. Кривизна считается положительной, если поверхность выпуклая, и отрицательной, если поверхность вогнутая.

Коэффициент n_σ определяется в соответствии с [12 (приложение 3, таблица 3)] в зависимости от величины Ω , которую рассчитывают по формуле

$$\Omega = \frac{(\rho_{11} - \rho_{12}) + (\rho_{21} - \rho_{22})}{\Sigma \rho}. \quad (11)$$

Коэффициент η , учитывающий упругие характеристики материалов контактирующих тел, вычисляется по формуле

$$\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}, \quad (12)$$

где ν_1, ν_2 и E_1, E_2 – коэффициенты Пуассона и модули Юнга материалов контактирующих тел.

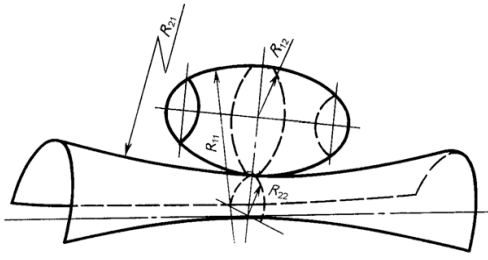


Рисунок 15 – Контакт поверхностей двойной кривизны [11]

Полуоси площадки контакта удовлетворяют следующим равенствам:

$$a = n_\alpha \left(\frac{3 \eta F_N}{2 \Sigma \rho} \right)^{1/3}, \quad b = n_\beta \left(\frac{3 \eta F_N}{2 \Sigma \rho} \right)^{1/3}, \quad (13)$$

где коэффициенты n_α и n_β определяют по [12 (приложение 3, таблица 3)] в зависимости от величины Ω .

Для системы колесо / рельс $\nu_1 = \nu_2 = 0,3$, $E_1 = E_2 = 200$ ГПа, $R_{11} = 0,5$ м, $R_{22} = 0,4785$ м, контактная нагрузка $F = 114679$ Н.

Из указанной таблицы определяются значения коэффициентов:

$$\begin{cases} n_\alpha = 1,01459; \\ n_\beta = 0,985791; \\ n_\sigma = 0,999895, \end{cases} \quad (14)$$

для которых $a = 0,00737$ м, $b = 0,00716$ м, максимальное контактное давление $p_0 = 1,041$ ГПа.

Для более точной конечно-элементной оценки напряженно-деформированного состояния окрестности контактного взаимодействия размерами $3 \times 3 \times 3$ см было проведено ее субмоделирование. Оно осуществлялось посредством переноса перемещений, полученных из расчета полной модели системы колесо / рельс, на грани субмоделируемой области, представленной на рисунке 16, и последующего решения дополнительной граничной задачи для данной области.

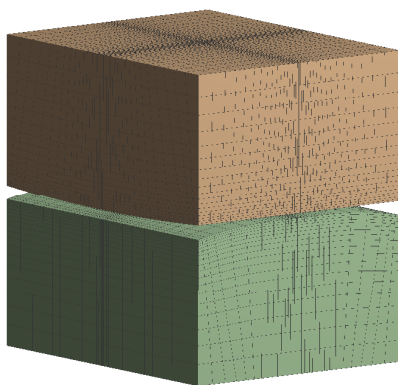


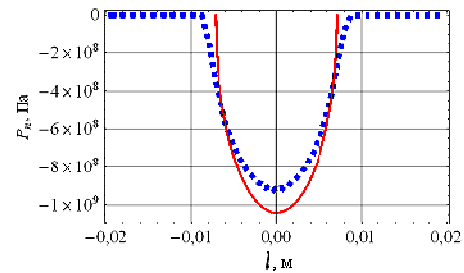
Рисунок 16 – Конечно-элементное разбиение субмоделируемой области

Учитывая, что для поверхностей второго порядка, ограничивающих колесо и рельс в области контакта, контактное давление описывается соотношением [11–14],

$$p(x, y) = -p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2} \quad (15)$$

было проведено сравнение аналитического распределения контактного давления с результатами численного конечно-элементного моделирования.

Данное сравнение показало, что максимальная погрешность конечно-элементного расчета контактного давления в соответствии с рисунком 17, на котором показано распределение давления вдоль большей полуоси эллипса контакта, составляет менее 12%. Таким образом, расчетная сетка может быть использована для более сложной конечно-элементной реализации трибофатической постановки задачи (3) с учетом неконтактных сил.



■ ■ ■ ■ КЭ — Аналитическое решение

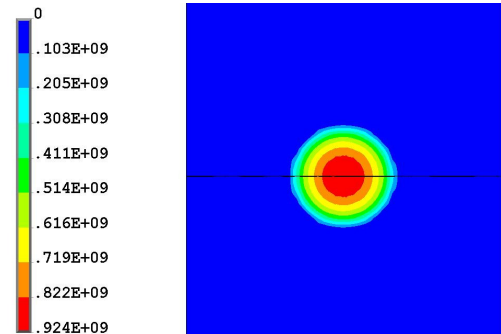


Рисунок 17 – Контактное давление в паре колесо / рельс для расчета ISS ES

Контактное взаимодействие колеса и рельса с учетом изгиба рельса всем железнодорожным составом в сравнении с трибологическим подходом. Напряженно-деформированные состояния моделей системы колесо / рельс, представленных на рисунках 1–3, исследовались для различных условий нагружения и материалов рельса в соответствии с таблицами 1, 2.

Из рисунка 18 видно, что напряжения локализованы в окрестности контактной поверхности. Поэтому в дальнейшем будем анализировать напряженное состояние именно данной области (рисунки 19–21).

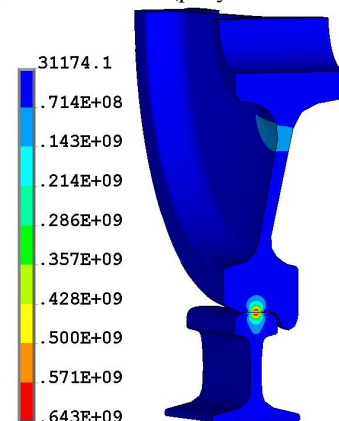


Рисунок 18 – Распределение напряжений σ_{max} для расчета ISS ES

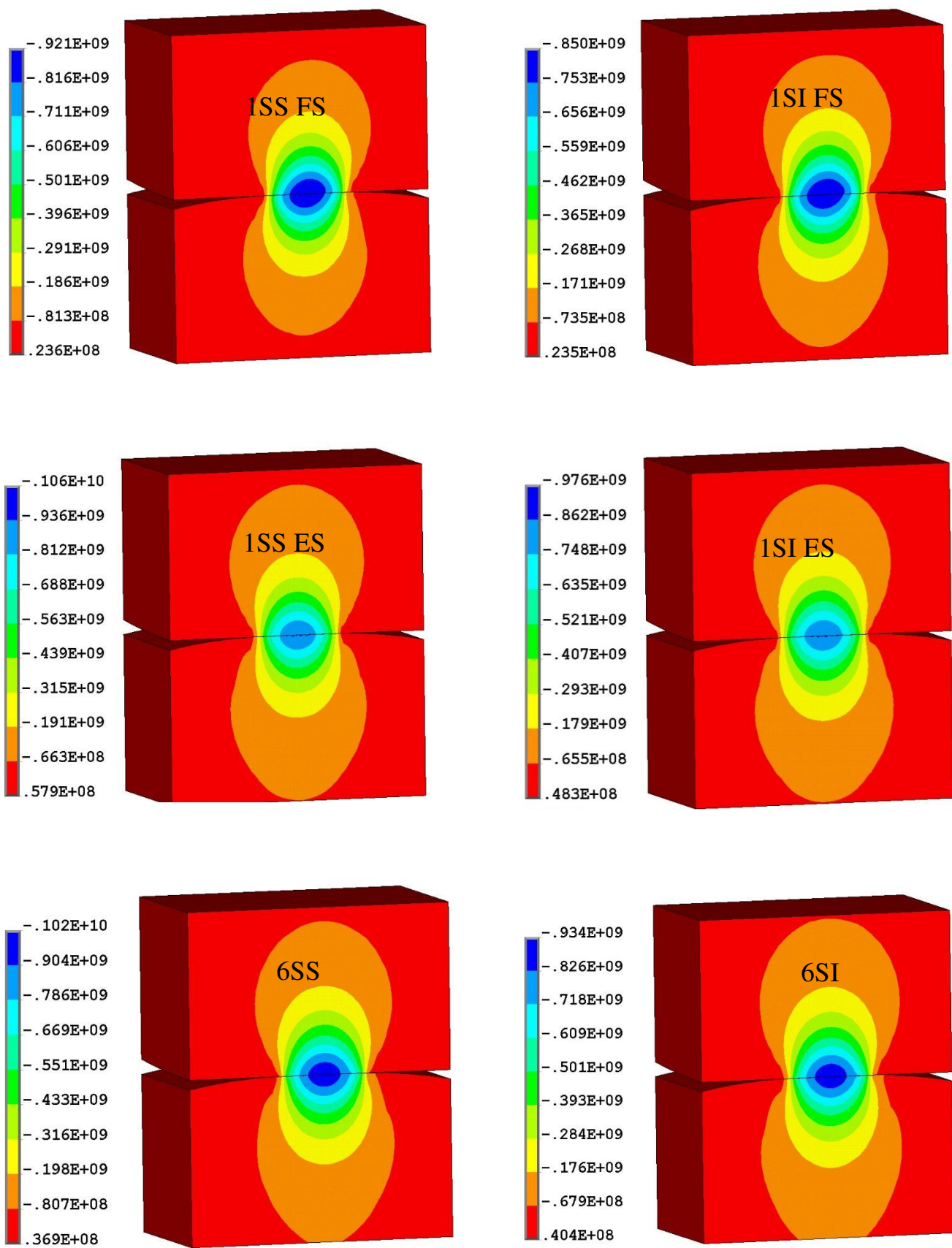


Рисунок 19 – Распределение напряжений σ_{yy} в окрестности контактного взаимодействия

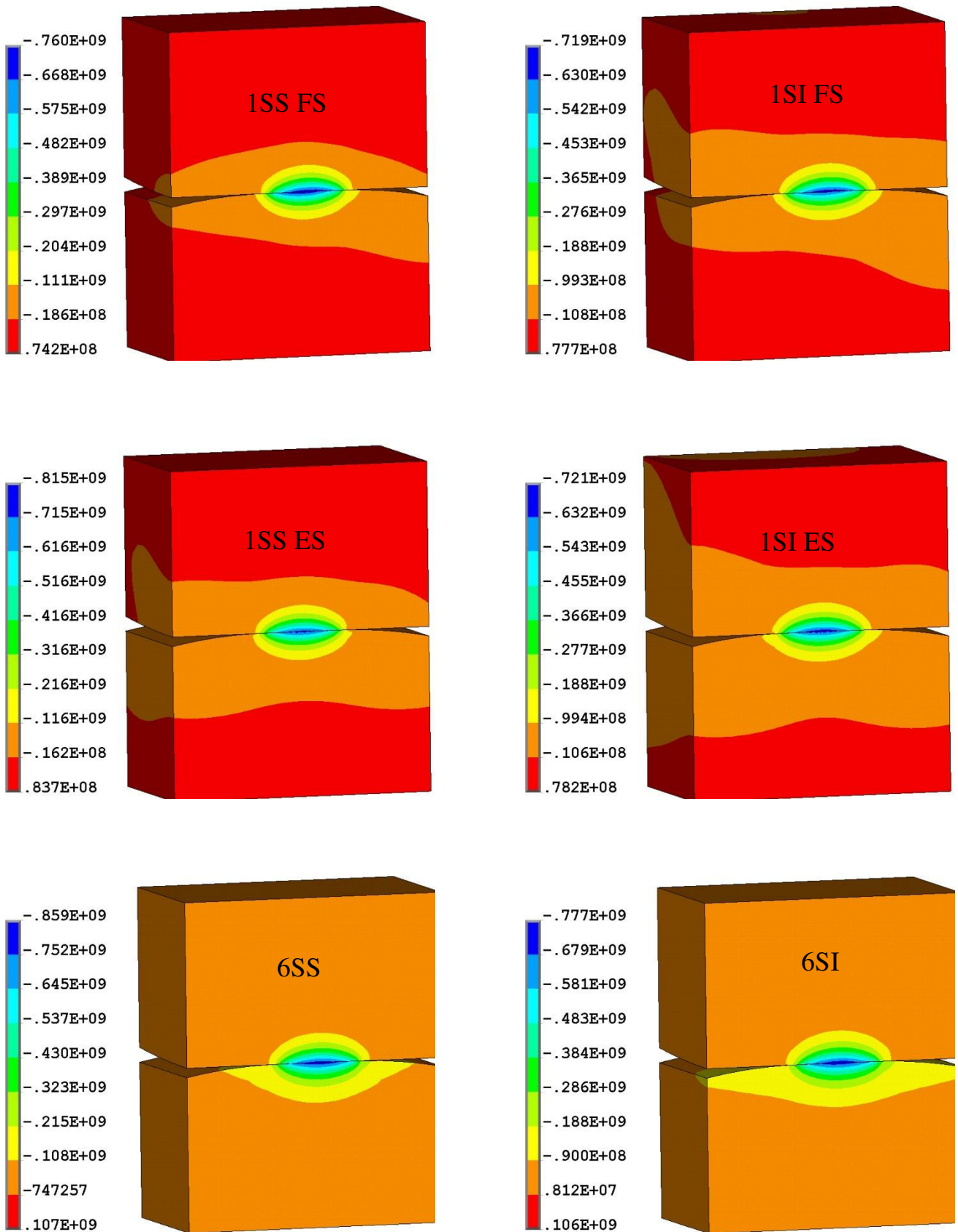


Рисунок 20 – Распределение напряжений σ_{zz} в окрестности контактного взаимодействия

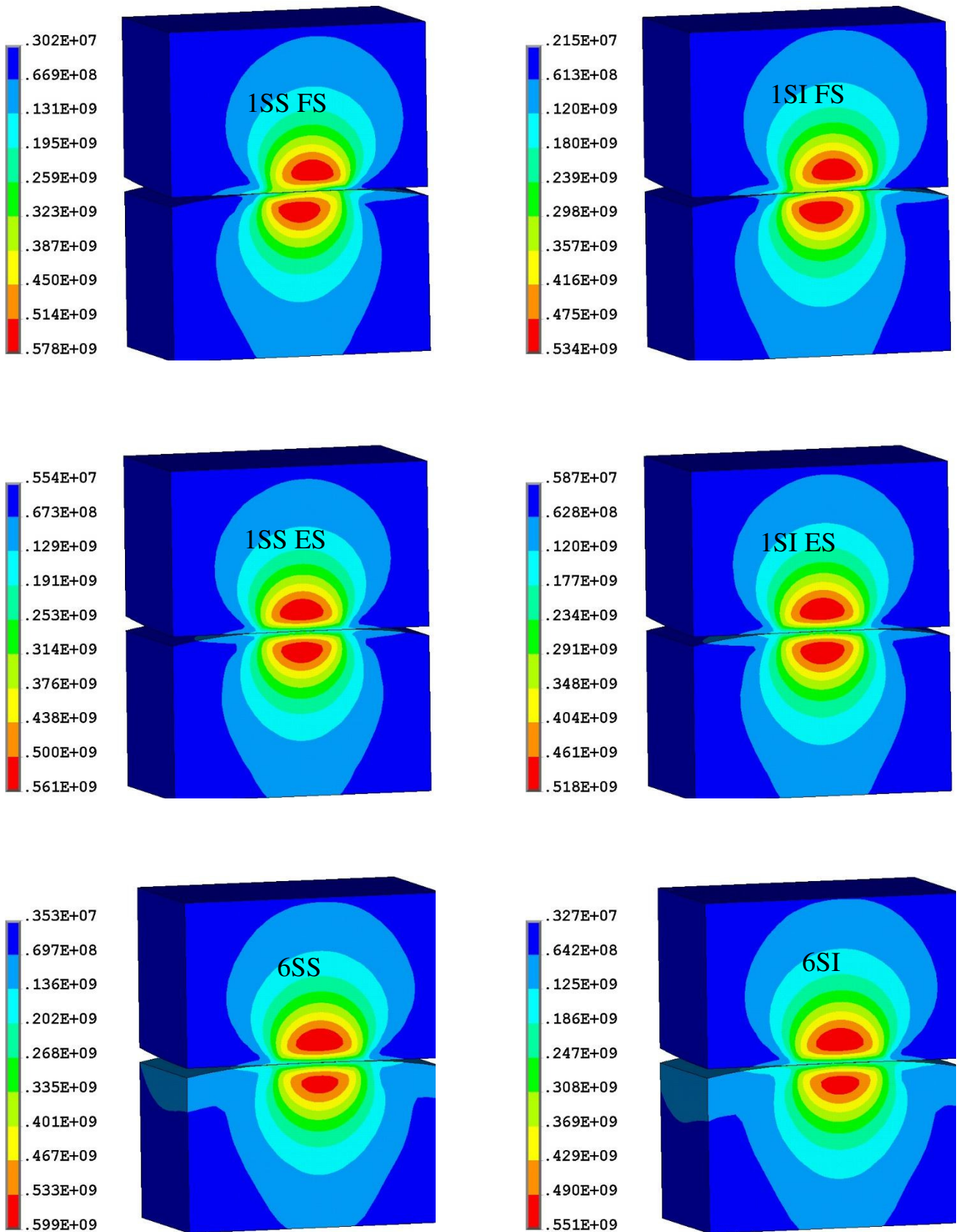


Рисунок 21 – Распределение напряжений σ_{int} в окрестности контактного взаимодействия

На рисунках 19–21 и 22 видны значительные отличия напряженно-деформированного состояния системы колесо / рельс для разных материалов рельса (сталь и Моника), для традиционной трибологической постановки задачи при жестком основании рельса (расчеты 1SS FS, 1SI FS), при упругом основании рельса (расчеты 1SS ES, 1SI ES) и для трибофатической постановки с учетом как упругого основания рельса, так и его изгиба соседними шестью колесами (расчеты 6SS, 6SI).

Из рисунков 19–21 и 22 видно, что максимальные значения напряжений σ_{yy} (в первом приближении описывающие максимальное контактное давление на поверхности контакта) и σ_{zz} (направленные вдоль оси рельса) для случая, когда в паре стальное колесо / чугунный рельс учитывается влияние упругого основания под рельсом, а также неконтактный изгиб рельса шестью соседними колесами состава (расчет 6SI) примерно на 1,4 и 2,1 % соответственно больше, чем для случая чисто контактного взаимодействия стальных колеса с рельсом на жестком основании (расчет 1SS FS), а максимальная интенсивность напряжений σ_{int} меньше на 4,7 %.

За счет влияния Моника как материала рельса максимальные значения напряжений σ_{yy} , σ_{zz} и σ_{int} для расчета 1SI FS примерно на 7,7; 5,4 и 7,6 % соответственно меньше, чем для расчета 1SS FS.

Таким образом, наблюдается существенное положительное влияние Моника, обладающей высокими механическими свойствами (близкими к стальным), на снижение максимальных напряжений элементов системы колесо / рельс.

За счет влияния упругого основания и неконтактного изгиба рельса шестью соседними колесами состава в трибофатической системе стальное колесо / чугунный рельс (расчет 6SI) σ_{yy} , σ_{zz} и σ_{int} примерно на 10; 8 и 3,2 % соответственно больше чем в традиционной трибологической паре, в которой рассматривается только контактное взаимодействие, а рельс лежит на жестком основании (расчет 1SI FS).

Таким образом, традиционная трибологическая постановка задачи для системы колесо / рельс в отличие от трибофатической приводит к недооценке до 10 % максимальных напряжений.

В системе колесо / рельс как трибофатической (т.е. с учетом упругого основания под рельсом, а также неконтактного изгиба рельса шестью соседними колесами состава) за счет влияния Моника как материала рельса, σ_{yy} , σ_{zz} и σ_{int} для расчета 6SI (чугунный рельс) примерно на 8,8; 12,2 и 7,8 % соответственно меньше, чем для расчета 6SS (стальной рельс).

Следует отметить, что результаты расчетов напряжений для чистого контакта колеса и рельса, лежащего на упругом основании (1SI ES, 1SS ES), занимают промежуточное значение между случаями, обсужденными выше. Сравнительный анализ данных расчетов, кон-

тактного давления, а также деформаций проводится на основе рисунков 22–24 аналогичным образом.

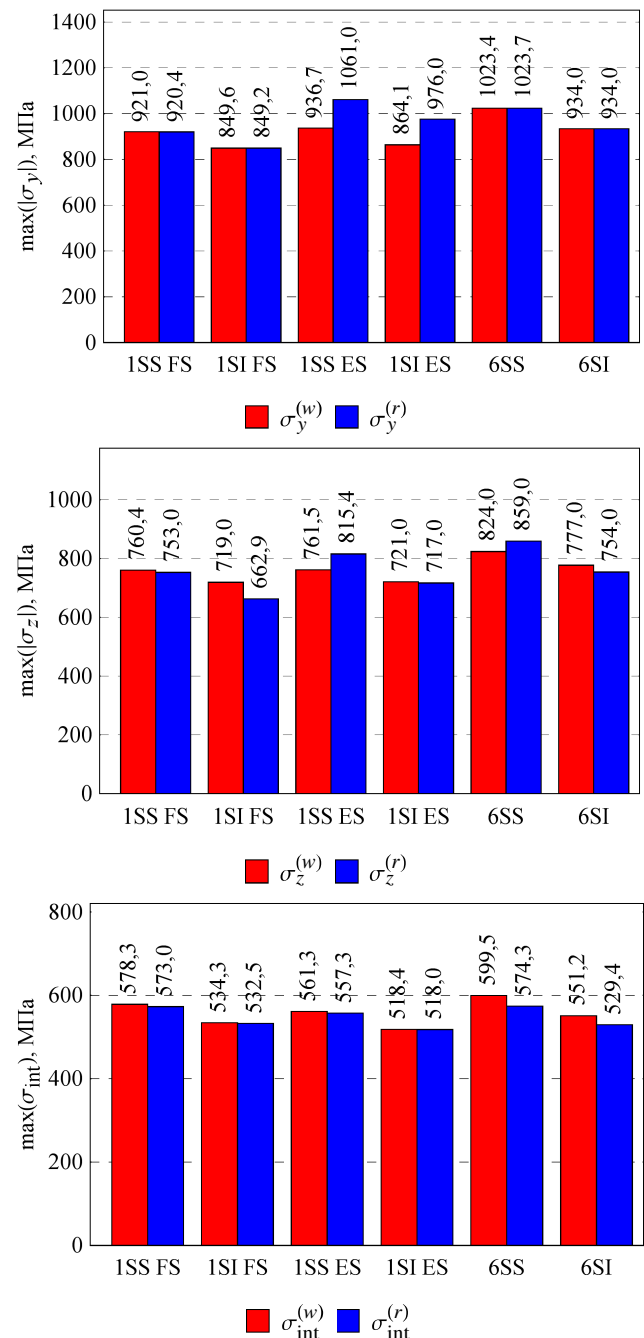


Рисунок 22 – Максимальные значения напряжений в области контакта для всех расчетов

Состояние объемной повреждаемости системы колесо / рельс. В рамках проведенных расчетов эквивалентные напряжения рассчитывались в соответствии с четвертой теорией прочности:

$$\sigma_{IV} = \sigma_{int} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (16)$$

С учетом (16) функции локальной повреждаемости единицы объема примут вид [15, 18]

$$\Psi_{IV} = \sigma_{IV} / \sigma_{IV}^{(lim)}. \quad (17)$$

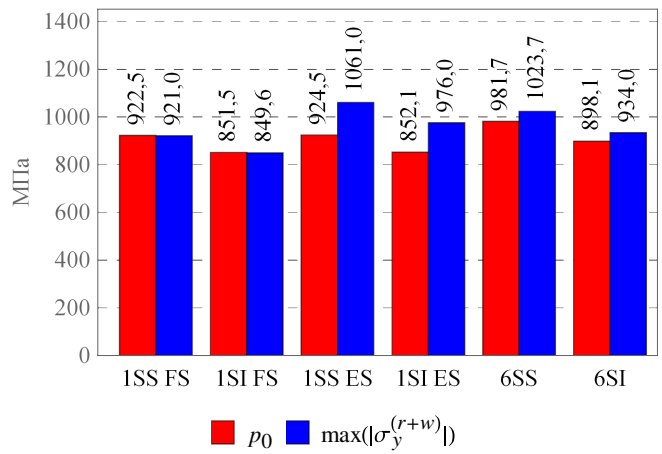
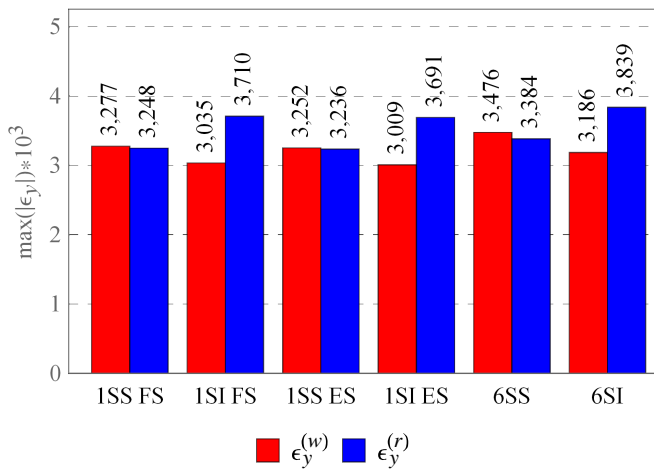


Рисунок 24 – Максимальные значения контактного давления и нормальных напряжений σ_y для всех расчетов

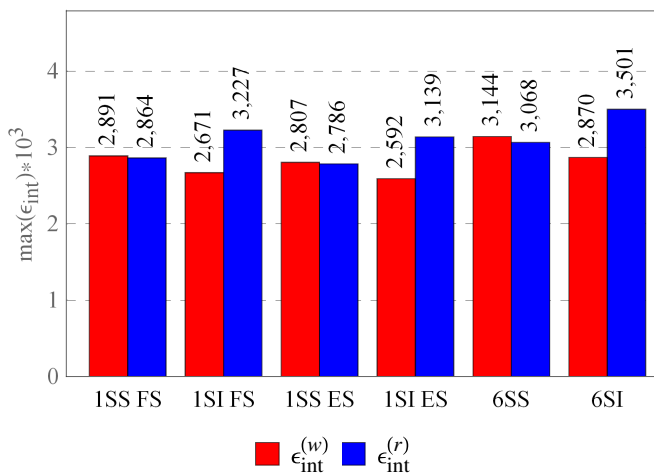
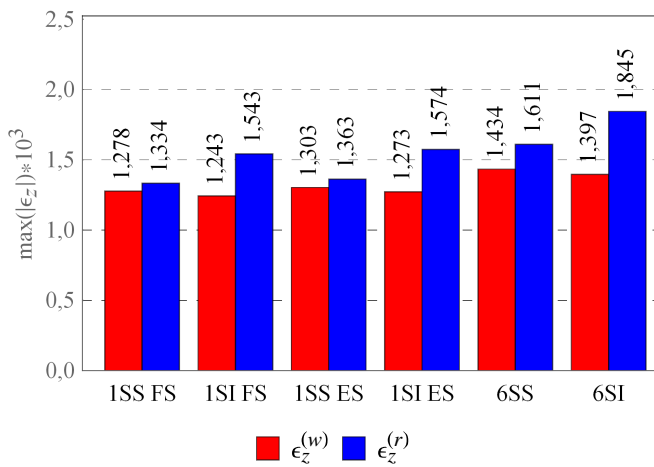


Рисунок 23 – Максимальные значения деформаций в области контакта для всех расчетов

Тогда формулы для расчета опасных объемов и интегральной повреждаемости будут следующими [15–18]:

$$V_{IV} = \int_{\Psi_{IV}(V) \geq 1} dV; \Psi_{IV} = \int_{\Psi_{IV}(V) \geq 1} \Psi_{IV}(V) dV. \quad (18)$$

Таким образом, опасный объем формировался из тех элементов, в которых значения удельной потенциальной энергии формоизменения превышают предельную величину.

Критерий интенсивности напряжений выбирался исходя из следующих соображений. Предел усталости (максимальное контактное давление при предельном состоянии) для стали и чугуна

$$p_f(HB = 390) = 1123,1 \text{ МПа.}$$

Связь между максимальным контактным давлением и максимальной интенсивностью напряжений выражается зависимостью

$$\sigma_{int}^{max} = 0,62 p_0 = 0,62 p_f.$$

Допускаемая интенсивность напряжений для визуализации опасных объемов при коэффициенте запаса $n = 1,5$

$$[\sigma] = 0,62 p_f / n = \sigma_{int}^{(lim)} = \sigma_{IV}^{(lim)} = 464,2 \text{ МПа.}$$

Из рисунков 25–27 видно, что при предельном напряжении $\sigma_{IV}^{(lim)} = 464,2$ МПа октаэдрический опасный объем V_{int} и соответствующая интегральная повреждаемость Ψ_{int} значительно отличаются для различных граничных условий и пар материалов системы колесо / рельс.

Сравним V_{int} и Ψ_{int} для случая чисто контактного взаимодействия стальных колеса с рельсом на жестком основании (расчет ISS FS) и для случая, когда в паре стальное колесо / чугунный рельс учитывается влияние упругого основания под рельсом, а также неконтактный изгиб рельса шестью соседними колесами состава (расчет 6SI).

Из рисунков 25–27 видно, что за счет влияния чугуна как материала рельса, упругого основания и неконтактного изгиба опасный объем в колесе $V_{int}^{(w)}$ и повреждаемость $\Psi_{int}^{(w)}$ для расчета 6SI примерно на 11,4 и 12,9 % меньше, чем для расчета ISS FS. Гораздо больший эффект снижения объемной повреждаемости наблюдается в рельсе, где $V_{int}^{(r)}$ и $\Psi_{int}^{(r)}$ для расчета 6SI примерно на 33,1 и 35,2 % меньше, чем для расчета ISS FS.

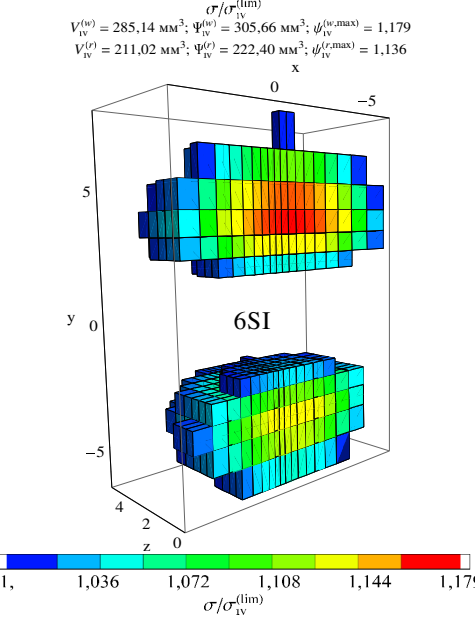
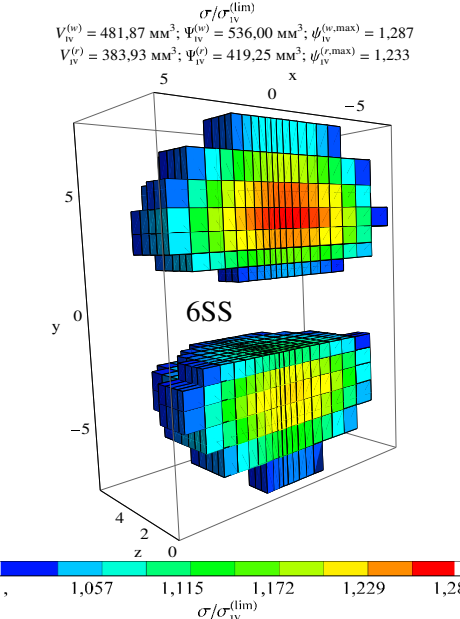
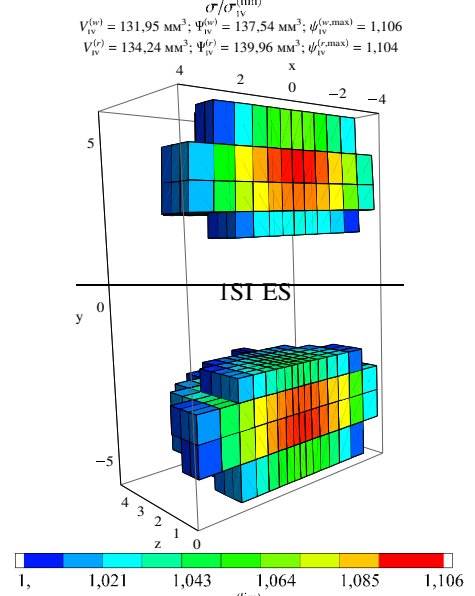
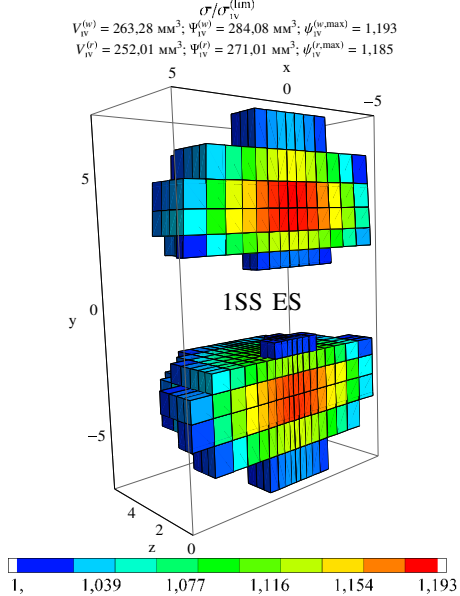
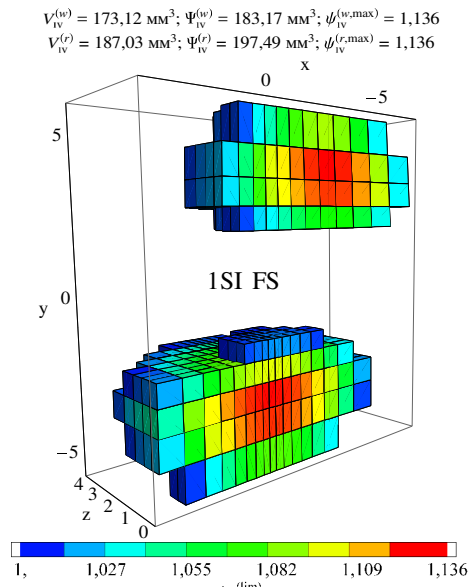
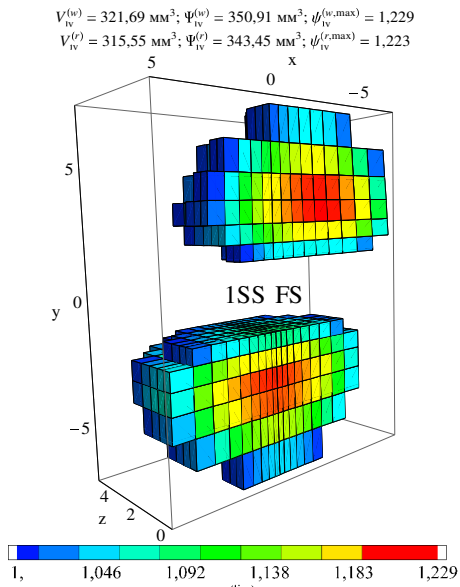


Рисунок 25 – Опасные объемы V_{int} , построенные по эквивалентным напряжениям $\sigma_{IV} = \sigma_{int}$, для предельных напряжений $\sigma_{IV}^{(lim)} = 464,2 \text{ МПа}$, размерность осей на графиках – миллиметры

Положительное влияние чугуна на снижение объемной повреждаемости элементов системы также видно из сравнения случая чисто контактного взаимодействия с рельсом на жестком основании для пар стальные колесо / рельс (расчет 1SS FS) и стальное колесо / чугунный рельс (расчет 1SI FS).

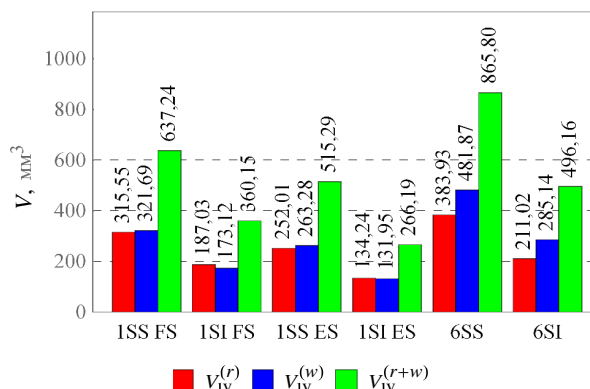


Рисунок 26 – Величины опасных объемов в колесе ($V_{IV}^{(w)}$) и рельсе ($V_{IV}^{(r)}$) для всех расчетов

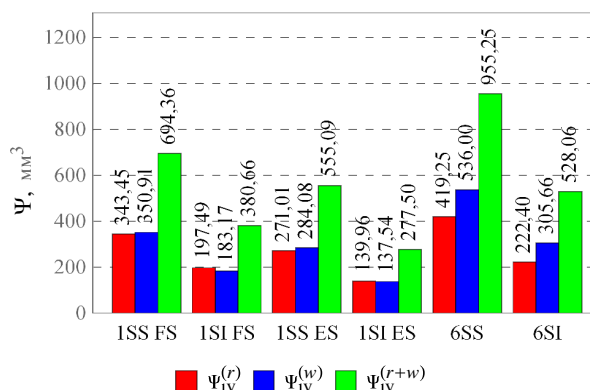


Рисунок 27 – Величины интегральной повреждаемости в колесе ($\Psi_{IV}^{(w)}$) и рельсе ($\Psi_{IV}^{(r)}$) для всех расчетов

Из рисунков 25–27 видно, что за счет влияния Моника как материала рельса, опасный объем в колесе $V_{int}^{(w)}$ и повреждаемость $\Psi_{int}^{(w)}$ для расчета 1SI FS примерно на 46,2 и 47,8 % меньше, чем для расчета 1SS FS. Аналогичный эффект снижения объемной повреждаемости наблюдается в рельсе, где $V_{int}^{(r)}$ и $\Psi_{int}^{(r)}$ для расчета 1SI FS примерно на 40,7 и 42,4 % меньше, чем для расчета 1SS FS.

Таким образом, наблюдается существенное положительное влияние Моника, обладающей высоким пределом контактной усталости (близким к стальному), на снижение объемной повреждаемости элементов системы колесо / рельс.

На изменение объемной повреждаемости принципиальное влияние имеют и граничные условия в системе. Из рисунков 25–27 видно, что за счет влияния упругого основания и неконтактного изгиба рельса шестью соседними колесами состава в трибофатической системе стальное колесо / чугунный рельс (расчет 6SI) для колеса $V_{int}^{(w)}$ и $\Psi_{int}^{(w)}$ примерно на 64,7 и 66,9 % больше, чем в традиционной трибологической паре, в которой рас-

сматривается только контактное взаимодействие, а рельс лежит на жестком основании (расчет 1SI FS). Благодаря тому, что рельс в данных расчетах принят чугунным, увеличение повреждаемости рельса не так велико: $V_{int}^{(r)}$ и $\Psi_{int}^{(r)}$ для расчета 6SI лишь примерно на 13 % больше, чем для расчета 1SI FS.

Таким образом, традиционная трибологическая постановка задачи для системы колесо / рельс в отличие от трибофатической приводит к недооценке до 1,67 раз повреждаемости элементов системы.

Наконец, из рисунков 25–27 видно, что в системе колесо / рельс как трибофатической (т.е. с учетом упругого основания под рельсом, а также неконтактного изгиба рельса шестью соседними колесами состава) за счет влияния чугуна ВЧТГ как материала рельса, опасный объем в колесе $V_{int}^{(w)}$ и повреждаемость $\Psi_{int}^{(w)}$ для расчета 6SI (чугунный рельс) примерно на 40,8 и 43 % меньше, чем для расчета 6SS (стальной рельс). Аналогичный эффект снижения объемной повреждаемости наблюдается в рельсе, где $V_{int}^{(r)}$ и $\Psi_{int}^{(r)}$ для расчета 6SI примерно на 45 и 47 % меньше, чем для расчета 6SS.

Следует отметить, что результаты расчетов объемной повреждаемости для чистого контакта колеса и рельса, лежащего на упругом основании (1SI ES, 1SS ES), занимают промежуточное значение между случаями, обсужденными выше.

Из рисунка 28 видно, что для различных предельных напряжений, характеризующих механические свойства стали и чугуна, в трибофатической системе колесо / рельс объемная повреждаемость значительно выше, чем в контактной паре.

В свою очередь повреждаемость элементов системы с чугунным рельсом значительно меньше, чем системы со стальным.

Закключение. В работе проведено конечно-элементное компьютерное моделирование пространственного напряженно-деформированного состояния и состояния объемной повреждаемости системы колесо / рельс для различных условий нагружения и материалов рельса.

Наиболее полная трибофатическая постановка задачи для данной системы учитывает как локальные контактные деформации при взаимодействии колеса и рельса, так и объемное деформирование (изгиб) рельса, возникающие одновременно и в единой области.

Проведено субмоделирование окрестности контактного взаимодействия колеса и рельса для более мелкой, чем в основной модели, конечно-элементной сетки.

Исследование напряженно-деформированного состояния системы колесо / рельс для разных материалов рельса (сталь и Моника) показало значительное, до 8 %, снижение максимальной интенсивности напряжений σ_{int} и увеличение до 11,8 % максимальной интенсивности деформаций ϵ_{int} в системе, где рельс изготовлен из Моника, по сравнению с системой со стальным рельсом.

Решение задачи для системы колесо / рельс в трибофатической постановке, в которой учитывается упругое основание рельса и его изгиб соседними колесами, в сравнении с традиционной трибологической постановкой, учитывающей лишь контактное взаимодействие колеса и рельса на жестком основании, показало увеличение до 10 % максимальной интенсивности напряжений σ_{int} .

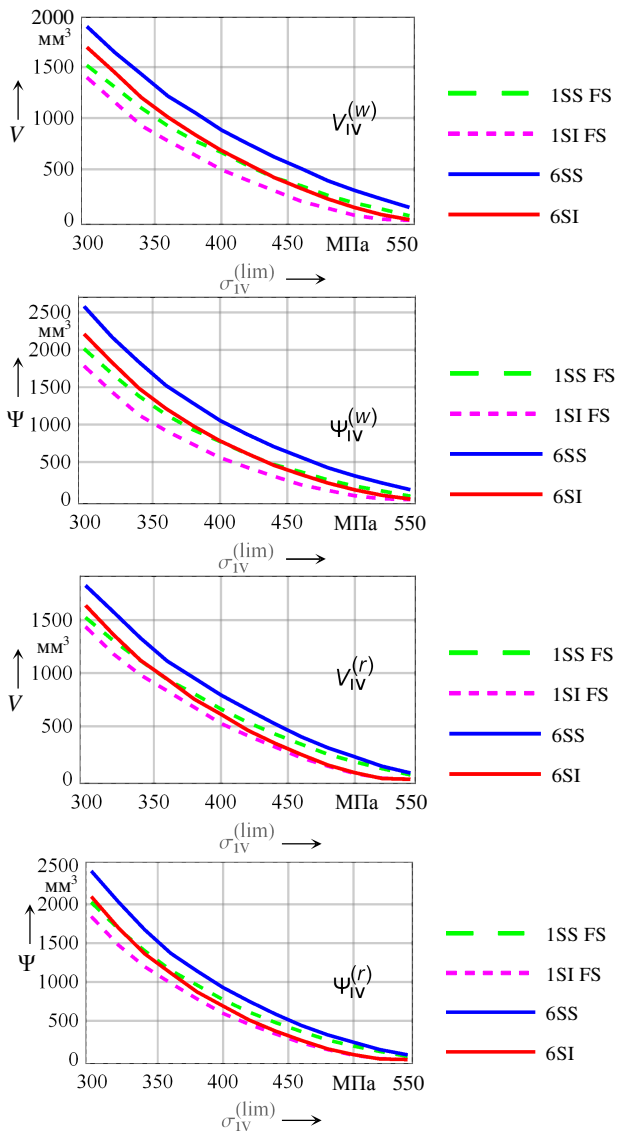


Рисунок 28 – Зависимости опасных объемов V_{int} и интегральной повреждаемости Ψ_{int} колеса и рельса от предельных напряжений $\sigma_{IV}^{(lim)}$ для всех расчетов

Продемонстрировано существенное положительное влияние Моника, обладающей высоким пределом контактной усталости (близким к стальному), на снижение до 47 % объемной повреждаемости элементов системы колесо / рельс.

Установлено, что традиционная трибологическая постановка задачи для системы колесо / рельс в отличие от трибофатической приводит к недооценке до 1,67 раза объемной повреждаемости элементов системы.

Получено 15.05.2016

S. S. Sherbakov, O. A. Nasan. Stress-strain state and volume damageability in the vicinity of contact interaction in wheel/rail tribo-fatigue system with the account of non-contact deformation of rail.

Tribo-fatigue formulation of the problem for interaction of wheel/rail system elements is presented and implemented. It takes into account both contact interaction of system elements and bending of the rail lying on an elastic foundation by a train. In traditional particular tribological formulation of the problem for this system only contact interaction is considered between wheel and rigidly fixed rail.

Mechanical and mathematical models are constructed and computer finite element modeling is carried out for determination of wheel/rail system spatial stress-strain state and dangerous volumes as an integral indicators of damageability taking into account contact interaction between the wheel and the rail, bending of the rail on elastic foundation by the adjacent wheels (whole train). Significant increase of volumetric damageability of about 1.5 times is shown for tribo-fatigue formulation of problem in comparison with tribological.

Using new structural material Monica (VCHTG high strength cast iron) which has high strength, rolling fatigue limits and ductility decreases volumetric damageability of the system elements by about 47 %. It determines the feasibility of railway rails production of Monica.

В связи с изложенным, представляется целесообразным изготовление железнодорожных рельсов трибофатической системы колесо / рельс из нового конструкционного материала Моника (высокопрочного чугуна марки ВЧТГ) с целью снижения повреждаемости ее элементов и в силу значительно более низкой стоимости производства чугунных рельсов.

Список литературы

- 1 **Carter, F. W.** On the action of a locomotive driving wheel / F. W. Carter // Proc. R. Soc. London. – 1926. – V. 112. – P. 151–157.
- 2 **Kalker, J. J.** Wheel-rail rolling contact theory / J. J. Kalker // Wear. – 1991. – V. 144. – P. 243–261.
- 3 <http://soprotmat.ru/uprugbalka.htm>
- 4 **Winkler, E.** Vorträge über Eisenbahnbau / E. Winkler. – Prag : Verlag Von H. Dominicus, 1870. – 105 p.
- 5 **Zimmermann, H.** Die Berechnung des Eisenbahn-Oberbaues / H. Zimmermann. Berlin : Verlag Wilhelm Ernst & Sohn, 1888. – 308 p.
- 6 **Горячева, И. Г.** Контактные задачи в трибологии / И. Г. Горячева, М. Л. Добычин. – М. : Машиностроение, 1988. – 256 с.
- 7 Вагоны грузовые крытые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие технические условия (Межгосударственный стандарт) : ГОСТ 10935–97. – Введ. 1999–01–01. – М. : – ИПК Издательство стандартов, 1998. – 10 с.
- 8 <http://myrailway.ru/wagon/11-270>
- 9 <http://vagon.by/model/11-270>
- 10 Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм (Межгосударственный стандарт) : ГОСТ 9246–2004. – Введ. 2005–07–01. – М. : ИПК Издательство стандартов, 2005. – 8 с.
- 11 Трибофатика. Методы износоусталостных испытаний. Испытания на контактно-механическую усталость (Межгосударственный стандарт) : ГОСТ 30754–2001. – Введ. 2002–07–01. – Мн. : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2002. – 32 с.
- 12 Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на контактную усталость : ГОСТ Р 50-54-30-87. – М. : Госстандарт СССР, ВНИИИМАШ, 1988. – 122 с.
- 13 **Джонсон, К.** Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – М. : Мир, 1989. – 510 с.
- 14 **Кривоногов, В. Г.** Статика и динамика контактного взаимодействия колеса и рельса при наличии неровностей / В. Г. Кривоногов, В. С. Наговицын // Транспорт: наука, техника, управление. – 2004. – № 6. – С. 43–46.
- 15 Строительная механика. Основы теории с примерами расчетов : учеб. / А. Е. Саргсян [и др.] / под. ред. А. Е. Саргсян. – 2-е изд., испр. и доп. – М. : Высш. шк., 2000. – 416 с.
- 16 **Сосновский, Л. А.** Механика износоусталостного повреждения / Л. А. Сосновский. – Гомель : БелГУТ, 2007. – 434 с.
- 17 Чугун и сталь в трибофатических системах современных машин и оборудования / Л. А. Сосновский [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – № 4 (29). – С. 5–20.
- 18 **Шахуняц, Г. М.** Железнодорожный путь / Г. М. Шахуняц. – М. : Транспорт, 1987. – 479 с.
- 19 **Щербаков, С. С.** Механика трибофатических систем / С. С. Щербаков, Л. А. Сосновский. – Минск : БГУ, 2011. – 407 с.