



Установление зависимости изменений нормальных напряжений от степени износа рельса



Анатолий БОНДАРЕНКО



Сергей ОРЛОВ



Владимир КАРАБАНОВ

Бондаренко Анатолий Николаевич – Российский университет транспорта, Москва, Россия.

Орлов Сергей Евгеньевич – Российский университет транспорта, Москва, Россия.

Карabanov Владимир Иосифович – ООО «ПроТермит», Тольятти, Россия.*

Безопасность эксплуатации железнодорожных путей связана с напряжённым состоянием в рельсах, зависящим от прикладываемой нагрузки (вертикальной и боковой) и изменений профиля, связанных с износом.

Целью настоящей работы является получение зависимости кромочных напряжений в рельсе как функции от величины износа. Полученная зависимость используется для определения максимальных напряжений. Методика заключается в построении сплайн-аппроксимации профиля изношенного рельса. Предложенный подход позволяет моделировать реальный износ рельса (вертикальный и боковой).

В работе применён практический алгоритм расчёта в среде MathCAD влияния степени износа

рельса на увеличение максимальных напряжений изгиба и снижение допускаемых нагрузок.

Разработана методика моделирования профиля и расчёта контурных нормальных напряжений при изгибе рельса с учётом степени износа. Рассматривается движение колёсной пары в рельсовой колее на прямом участке пути. В то же время методика допускает также учёт горизонтального бокового усилия от гребня колеса при движении различных видов подвижного состава в кривых участках пути. Проведены расчёты и получена нелинейная зависимость роста максимальных сжимающих и растягивающих нормальных напряжений от степени износа. Выделены три характерных диапазона и даны рекомендации по снижению разрушающей нагрузки с учётом износа рельса.

Ключевые слова: железная дорога, износ, моделирование, напряжения, нагрузка, оси инерции, схема, расчёт, рельс, боковая грань рельса, подошва рельса, головка рельса, косой изгиб.

*Информация об авторах:

Бондаренко Анатолий Николаевич – кандидат технических наук, начальник отдела технологий ИВМ Учебно-научного центра (УНЦ) «МИИТ-эксперт» Института управления и цифровых технологий Российского университета транспорта, Москва, Россия, bond4@rambler.ru.

Орлов Сергей Евгеньевич – ведущий инженер Головного центра сварочных технологий транспорта (ГЦСТТ) Института управления и цифровых технологий Российского университета транспорта, Москва, Россия, saintser@yandex.ru.

Карabanov Владимир Иосифович – заместитель генерального директора по науке ООО «ПроТермит», Тольятти, Россия, karabvi@mail.ru.

Статья поступила в редакцию 18.02.2019, принята к публикации 11.09.2019.

For the English text of the article please see p. 48.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема интенсивного износа боковой грани рельсов, существенно влияющая на безопасность движения поездов и эксплуатационные расходы железных дорог, продолжает оставаться уже более 30 лет на сети железных дорог одной из приоритетных [1].

На безопасность эксплуатации рельсовых плетей влияют, в том числе, напряжения, возникающие в сварных соединениях, приводящие к преждевременному наступлению предельных состояний, например, по достижению допускаемых напряжений и возникновению трещин.

Возникновение растягивающих напряжений в области под головкой в результате локального изгиба вертикальной и боковой части рельса на железнодорожном полотне является значительным и может потенциально способствовать накоплению усталостных повреждений. Поэтому оценка напряжённого состояния в подошве рельса в отношении изменений профиля рельса из-за износа является актуальной задачей.

На конференции по железнодорожному машиностроению (CORE2012: Global Perspectives; 10–12 сентября 2012 года, Брисбен, Австралия) был представлен доклад [2], содержащий результаты применения МКЭ-модели к анализу напряжённого состояния рельса в условиях тяжеловесных перевозок. Построенная МКЭ-модель учитывала изменение профиля рельса из-за износа. Эта модель была получена в результате довольно масштабного и трудоёмкого исследования, опирающегося на решение контактной задачи.

С практической точки зрения представляет интерес решение проблемы, связанной с эксплуатацией рельсов с фиксированной степенью износа, с использованием технических регламентов на основе известного подхода к определению внутренних усилий и напряжений в рельсах. В этом подходе изгибающие моменты от поездной нагрузки определяются как в балке на упругом основании и рассчитывается величина максимальных напряжений изгиба. Вычислительная среда MathCAD позволяет построить практический, легко реализуемый алгоритм такого расчёта с возможностью анализа, как влияет та или

иная степень износа на увеличение максимальных напряжений изгиба и, соответственно, на снижение допускаемых нагрузок.

Во всём мире, где интенсивно используются сети железных дорог для грузовых и пассажирских перевозок, возникают проблемы с износом рельсов, которые в свою очередь существенно влияют на безопасность движения и приводят к дополнительным расходам на содержание инфраструктуры. Только в Российской Федерации ОАО «РЖД» ежегодно расходует более 4 млрд руб. на предупреждение и устранение последствий износа рельсов [3].

Поскольку практически все эксплуатируемые железнодорожные пути имеют рельсы с той или иной степенью износа, и они могут быть использованы для изготовления бесстыкового пути, то актуальным является оценка прочности в зависимости от величины износа головки рельса.

Требования к безопасности в общем устанавливаются документами № 184-ФЗ [4] и № 16-ФЗ [5], а непосредственно — в ТР ТС 003/2011 [6]. В то же время в ГОСТ Р 57179 [7, таблица 1] допускается снижение разрушающей нагрузки на 2 % от 1 мм износа рельса, но не более 20 % при максимальном износе рельса выше 10 мм. Таким образом ГОСТ Р 57179 фиксирует установление предельного состояния от величины износа в виде линейной зависимости. Однако в работе [3] отмечается, что процесс изнашивания существенно отличается от линейного закона, а, следовательно, накопление повреждений и наступление предельного состояния в зависимости от величины износа тоже должны носить нелинейный характер.

В общем случае действующие напряжения σ складываются из напряжений σ_n , возникающих от эксплуатационных нагрузок, температурных напряжений σ_θ и остаточных напряжений $\sigma_{ост}$:

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_\theta + \sigma_{ост}. \quad (1)$$

В свою очередь, остаточные напряжения $\sigma_{ост}$ могут быть рассмотрены как сумма остаточных напряжений, полученных при изготовлении $\sigma_{о,из}$ и при сварке $\sigma_{о,св}$:

$$\sigma_{ост} = \sigma_{о,из} + \sigma_{о,св}. \quad (2)$$

Все указанные напряжения в той или иной степени оказывают влияние на работоспособность рельсов.



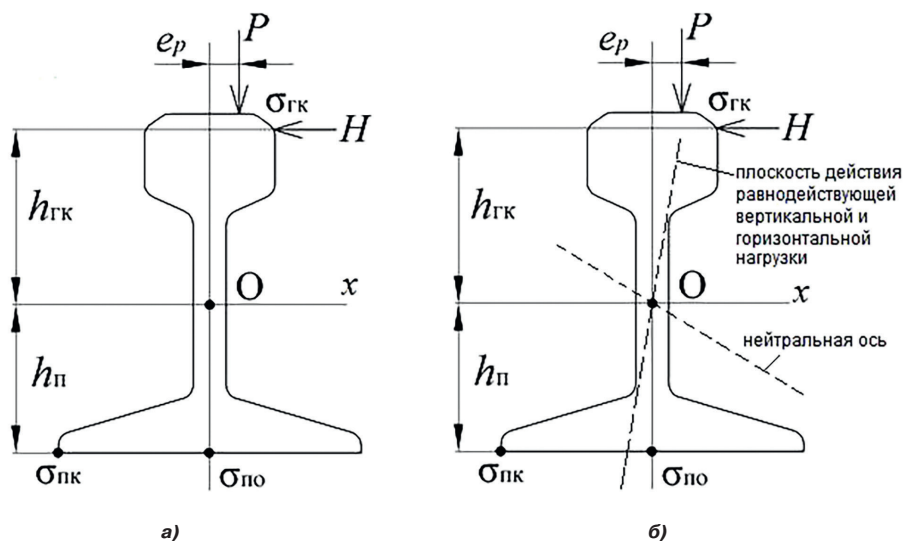


Рис. 1. Схема приложения сил на рельс
(а – вертикальная и горизонтальная нагрузки, б – положение нейтральной оси).

Однако наступление предельных состояний в рельсе при эксплуатации железнодорожного пути главным образом обуславливается приростом напряжения от нагрузок $\sigma_{н}$ вследствие изнашивания головки рельса. Поэтому в данном исследовании ограничимся рассмотрением изменения $\sigma_{н}$ в зависимости от величины износа.

Соответственно целью настоящей работы является получение зависимости напряжений в рельсе как функции от величины износа.

Работа основана на математическом моделировании напряжённо-деформированного состояния с учётом нелинейного изменения геометрии поперечного сечения рельса, связанного с износом рельса, как и в аналогичных работах зарубежных авторов [8–10]. Для этого была разработана геометрическая модель поперечного сечения рельса и использована расчётная схема (модель нагружения) согласно нормативным документам [11; 12]. Методика (функциональные зависимости) и последовательность силового расчёта приняты в соответствии с работой [13]. В этой работе для определения максимальных напряжений использован математический аппарат (в виде аналитических зависимостей) линий влияния изгибающих моментов в балке на упругом основании, реализуемый в вычислительной среде MathCAD. На начальном этапе расчёт

напряжений ограничивается рассмотрением износа стандартного профиля поперечного сечения рельса в прямых участках пути.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Первоначально принимается, что вертикальная нагрузка P от колеса на рельс не имеет смещения относительно оси симметрии сечения рельса (рис. 1). Однако при износе сечение становится несимметричным, изменяется положение главных осей инерции, и исходный момент от вертикальной нагрузки должен быть разложен на составляющие моменты (M_z , M_x , M_y) относительно новых (главных) осей инерции. Вследствие чего возникает сложное напряжённое состояние, характеризующееся наличием нормальных и касательных напряжений.

Максимальные нормальные напряжения в подошве и головке рельса от изгиба при вертикальной нагрузке:

$$\sigma_{\max} = M_x / W_x, \quad (3)$$

где W_x – момент сопротивления поперечного сечения рельса, вычисленный относительно нейтральной оси для наиболее удалённого волокна;

M_x – изгибающий момент от вертикальной нагрузки.

На основании многочисленных расчётов и экспериментов получена и используется в прикладных расчётах формула для напряжений в кромке подошвы рельса [13]:

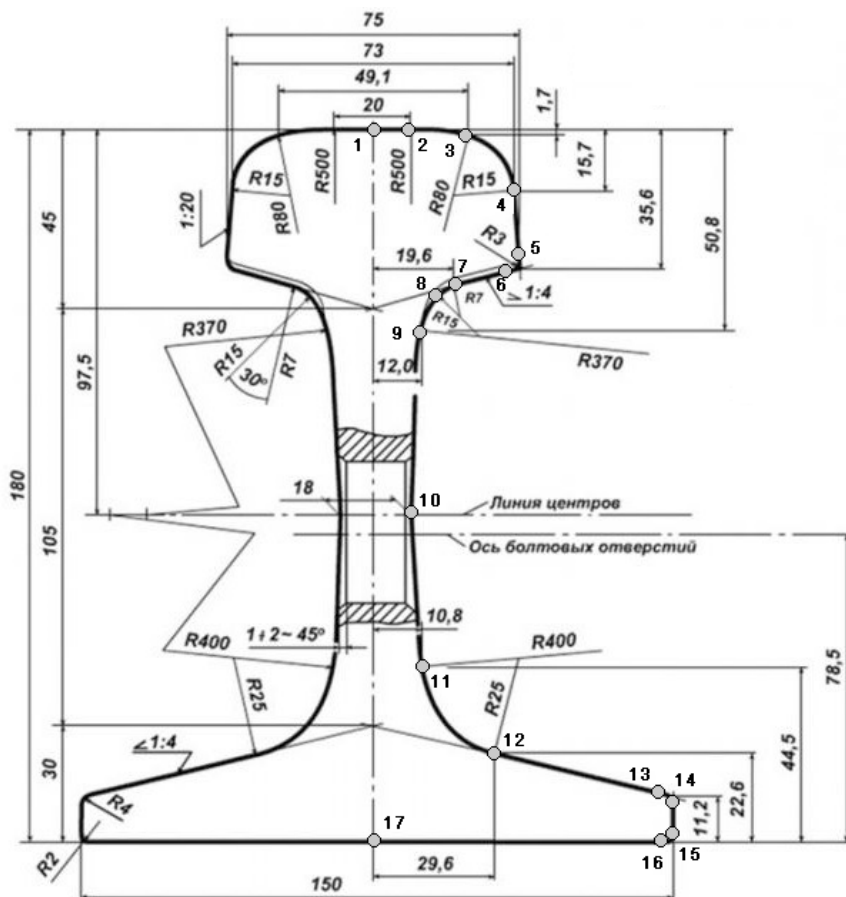


Рис. 2. Геометрические параметры поперечного сечения рельса Р65 и расчётные точки.

$\sigma_{ПК} = f \cdot \sigma_{ПО}$, (4)
 где f – коэффициент перехода к кромочным напряжениям, зависящий от типа экипажа, радиуса кривой, действия горизонтальных нагрузок (H на рис. 1), эксцентриситета приложения вертикальной нагрузки – e_p ; сезонности (лето, зима) и т.п.

Нормальные напряжения в поперечном сечении, возникающие от каждого из изгибающих моментов, складываются. При одновременном действии двух изгибающих моментов на нейтральную ось поперечного сечения при неравенстве моментов инерции сечения I_x и I_y возникает явление известное, как косой изгиб. Следовательно, при вычислении максимальных нормальных напряжений необходимо специально определять положение нейтральной оси и наиболее удалённых волокон от этой нейтральной оси.

Для построения математической модели описания профиля рельса Р65 исполь-

зован чертёж, представленный на рис. 2, как более информативный, чем приведённый в ГОСТ Р 51685-2013 [14]. Нет принципиальных трудностей для реализации в данной модели других профилей и марок рельсов.

Модель выделяет 17 узловых точек (рис. 2) и определяет аналитически в среде MathCAD их координаты в местах сопряжения кривых и прямых. Для построения профиля на кривых участках профиля, включая закругления с малыми радиусами, аналитически отыскиваются координаты центров кривизны, которые используются для ввода соответствующих угловых координат, чтобы получить равномерные распределения координат x , y по дугам этих кривых. На прямых участках (4–5, 6–7, 12–13 и 14–17) также производится разбиение (до 20 точек) с целью использования их в дальнейшем для численного интегрирования площади и моментов площади попе-



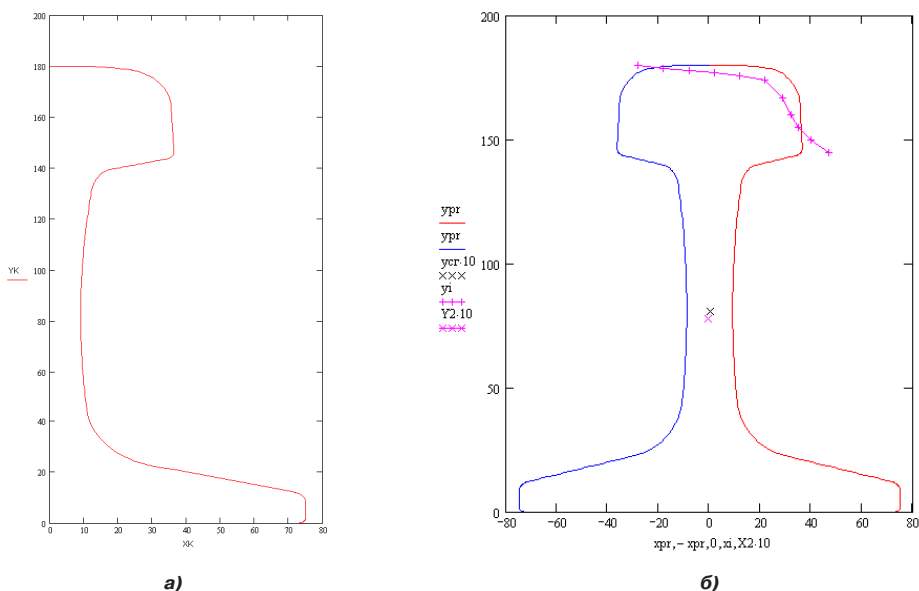


Рис. 3. Профиль поперечного сечения рельса Р65: а) сохраняемый как совокупность точек контура (координат x, y); б) шаблон профиля износа (отмечен кривой с крестиками).

речного сечения рельса на основе контура профиля, представляемого совокупностью точек, вместо использования непосредственно уравнений линий и окружностей. Всё это позволяет получить совокупность дискретных точек, описывающих профиль рельса, передаваемую в виде массива координат x, y в другой документ MathCAD для дальнейшей численной обработки (рис. 3а).

Для определения соответствующих геометрических характеристик сечения изношенного рельса во втором документе MathCAD присваиваются значения параметров, описывающих расчётный профиль (шаблон) износа головки рельса. Шаблон может перемещаться по вертикали и горизонтали с некоторым шагом относительно головки рельса (рис. 3б).

Характерный профиль определён на основании ранее выполненных измерений как некий шаблон, в данном случае – неизменяемый профиль износа, положение которого может изменяться заданием координат смещения по оси x и y (xiv, yiv , см. рис. 3б), например, с шагом – 1,6 и 1,1 мм. С уменьшением опорных координат xiv, yiv шаблон профиля износа перемещается влево и вниз относительно профиля поперечного сечения рельса. Шаблон может также поворачиваться на некоторый угол относительно своей левой базовой точки,

чтобы было возможным приспособить данный шаблон к реальному наблюдаемому износу рельса. Для этого вводится угол θ , который может быть использован для пересчёта координат по известным зависимостям:

$$x' = x \cdot \cos\theta - y \cdot \sin\theta, \quad (5)$$

$$y' = x \cdot \sin\theta - y \cdot \cos\theta. \quad (6)$$

Значение этого угла вычисляется по углу наклона первого участка шаблона и регулируется заданием коэффициента (от 0 до 1) в начале выражения, построенного для этого угла (0 представляет обычное положение шаблона с углом – $3,173^\circ$, 1 означает, что левая линейная часть шаблона располагается горизонтально).

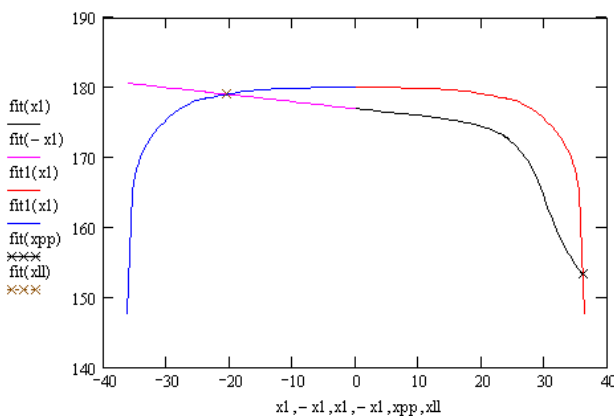
Для профиля износа и профиля головки рельса строятся сплайны, дающие возможность аналитического описания кривых, заданных совокупностью точек, что облегчает нахождение точек пересечения этих двух профилей и построение процедуры численного интегрирования по площади, заключённой между этими кривыми (рис. 4).

Общий алгоритм выполнения расчётов контурных нормальных напряжений в поперечном сечении рельса с учётом износа является следующим:

1. Вычисление координат точек, характеризующих геометрию поперечного сечения

Определение интервала интегрирования:

$x_p := 35$	Given	$fit1(x_p) = fit(x_p)$	$x_{pp} := Find(x_p)$	$x_{pp} = 36.048$
$x_l := -30$	Given	$fit(x_l) = fit1(-x_l)$	$x_{ll} := Find(x_l)$	$x_{ll} = -20.543$



$x_p := 35$	Given	$fit1(x_p) = fit(x_p)$	$x_{pp} := Find(x_p)$	$x_{pp} = 36.048$
$x_l := -30$	Given	$fit(x_l) = fit1(-x_l)$	$x_{ll} := Find(x_l)$	$x_{ll} = -20.543$

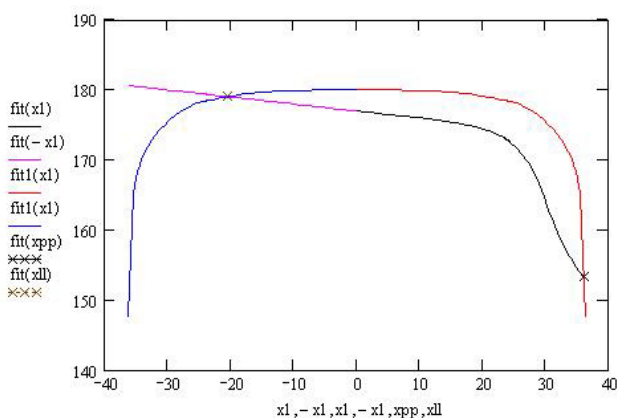


Рис. 4. Определение интервалов интегрирования как точек пересечения сплайнов по профилю износа и по профилю головки рельса.

(профиля) неизношенного рельса (координаты центра тяжести, моменты инерции).

Было использовано численное интегрирование по профилю неизношенного рельса (для отработки техники интегрирования), хотя могут быть использованы и известные справочные данные.

2. Вычисление координат точек, характеризующих геометрию шаблона (координаты x , y).

3. Позиционирование положения шаблона в зависимости от величины износа (трансляция и поворот), то есть создание модели шаблона износа.

4. Построение сплайнов профиля головки рельса и профиля шаблона износа.

5. Вычисление площади фигуры, соответствующей снятому материалу изношенной головки рельса

Эта фигура ограничивается кривыми сплайнов профиля головки рельса и профиля шаблона износа (рис. 5) и далее именуется «площадь износа».

6. Вычисление координат центра тяжести «площади износа».

7. Вычисление осевых и центробежного моментов инерции «площади износа» относительно собственных осей.



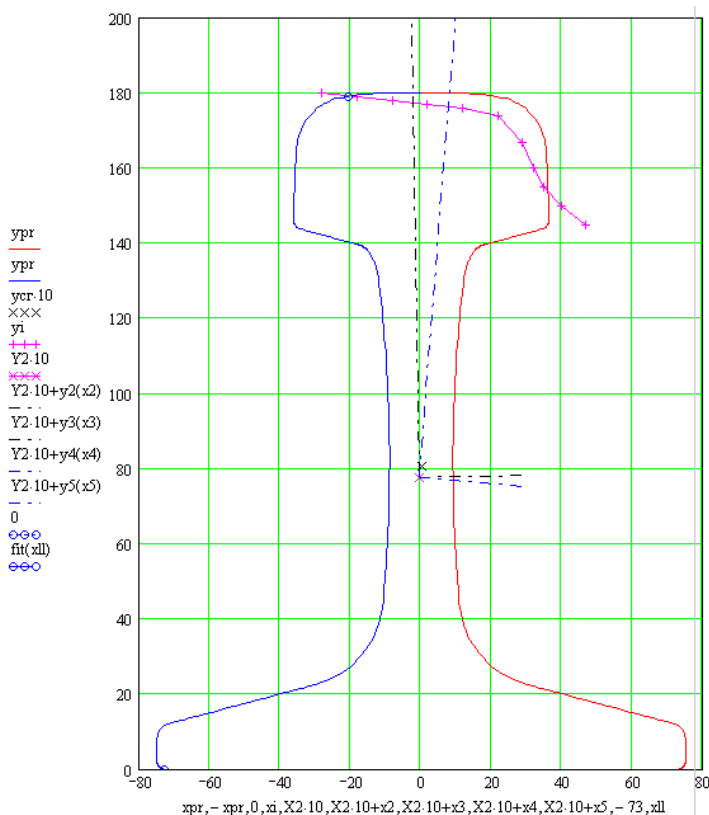


Рис. 5. Главные оси моментов инерции профиля изношенного рельса (наклонены влево); оси, ориентированные по отношению к нейтральной оси (наклонены вправо) и кромочные точки, наиболее удалённые от нейтральной оси (отмечены кружочками).

8. Вычисление координат центра тяжести поперечного сечения изношенного рельса.

9. Вычисление осевых и центробежного моментов инерции поперечного сечения изношенного рельса.

10. Вычисление главных моментов инерции поперечного сечения изношенного рельса.

11. Вычисление угла наклона главных осей инерции поперечного сечения изношенного рельса.

12. Определение компонент изгибающего момента в главных осях инерции.

13. Определение положения нейтральной оси.

14. Определение максимально удалённых от нейтральной оси точек профиля 1 и 2 изношенного рельса и их координат (см. рис. 5).

15. Вычисление нормальных напряжений в этих точках.

Этим практически и исчерпывается расчёт максимальных нормальных напря-

жений для рассматриваемого положения шаблона износа. Далее расчёт повторяется с пункта 3 вышеуказанного алгоритма для следующего положения шаблона износа. Формулы для вычисления соответствующих величин, участвующих в расчёте достаточно известны (см. любой учебник по сопротивлению материалов или механике деформируемого тела), и здесь не приводятся.

Смещения шаблона по вертикали и горизонтали для рельса Р65 были приняты равными: с шагом 1,6 мм по горизонтали и 1,1 мм по вертикали (рис. 6).

Полученные результаты копируются в массивы и строятся графики изменения напряжений в зависимости от положения шаблона, регулирующего степень износа. В итоге результаты расчёта сведены в таблицу 1, а в графическом виде представлены на рис. 7.

Примечание. В качестве исходного значения изгибающего момента относительно

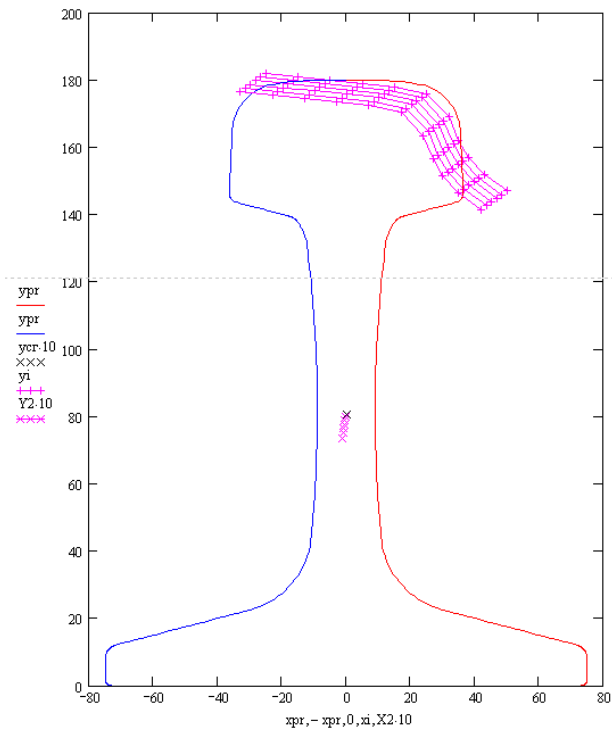


Рис. 6. Смещение шаблона профиля износа относительно профиля головки рельса (крестики в центральной части профиля рельса указывают смещение центра тяжести плоского сечения рельса с учётом износа, определяемого задаваемыми положениями шаблона).

Таблица 1

Зависимость нормальных напряжений от износа рельса

Растягивающие напряжения в подошве рельса, σ	Сжимающие напряжения в головке рельса, σ	Вертикальный износ рельса, Δh , мм
283,769	-230,369	0
280,282	-226,803	0,5
293,365	-233,093	1,6
308,448	-240,064	2,8
325,486	-247,765	3,9
344,648	-256,248	5
365,881	-265,481	6,2
389,45	-275,542	7,3
415,78	-286,609	8,4
445,029	-298,715	9,6

оси x принимается в качестве базовой приведённая величина $M = 10^5$. Таким образом, для получения реальных напряжений для конкретной нагрузки следует использовать поправочный коэффициент, учитывающий отличие рассматриваемого значения от базового.

На рис. 7 представлены зависимости изменений контурных нормальных напряжений по абсолютной величине в поперечном сечении изношенного рельса для подошвы (точка 1) и головки (точка 2) при

нагрузке $P = \text{const}$. Анализ зависимостей позволяет заключить, что:

- 1) независимо от знака (сжимающие или растягивающие) по мере увеличения износа величина напряжений растёт нелинейно;
- 2) темп роста напряжений на подошве больше, чем на головке рельса.

ГОСТ Р 57179 устанавливает снижение значения разрушающей нагрузки от величины износа в виде линейной зависимости в безразмерном виде (или в %). Поэтому представляется целесообразным определить подобным



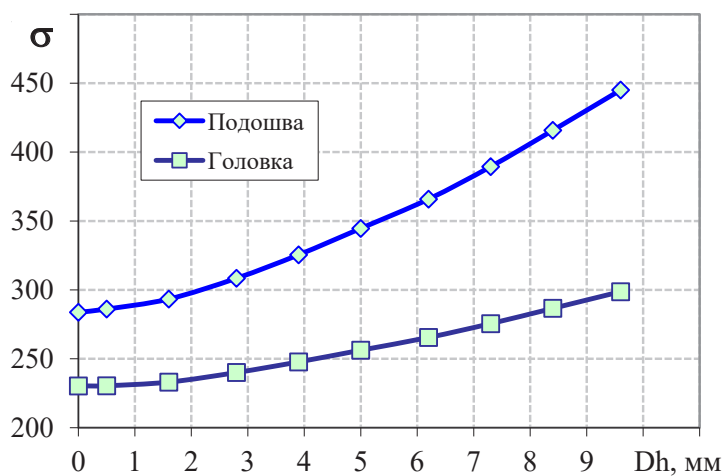


Рис. 7. Зависимость контурных напряжений от степени износа (напряжения взяты по абсолютной величине).

образом коэффициент повышения напряжений от износа как величину $\Delta k_{\text{и}}$:

$$\Delta k_{\text{и}} = \frac{\sigma_{\text{и}} - \sigma_{\text{н}}}{\sigma_{\text{н}}}, \quad (7)$$

где $\sigma_{\text{и}}$ – нормальные напряжения с учётом износа рельса;

$\sigma_{\text{н}}$ – нормальные (действующие) напряжения без износа.

В соответствии с формулой (7) зависимости, представленные на рис. 7, пересчитаны и показаны в безразмерном виде на рис. 8. Для проведения анализа дополнительно представлен линейный график (показан красной сплошной линией), соответствующий ГОСТ Р 57179.

Анализ показывает, что коэффициент повышения напряжений от износа $\Delta k_{\text{и}}$ на подошве больше, чем в головке рельса. Поэтому необходимо дальнейшее рассмотрение проводить на основе зависимости $\Delta k_{\text{и}} = f(\Delta h)$ для подошвы рельса, где Δh – вертикальный износ рельса.

В результате можно констатировать, что график по ГОСТ Р и изменения напряжений на подошве до износа 2 мм практически совпадают, т.е. в диапазоне износа 0–2 мм ГОСТ Р 57179 корректно отражает наступление предельного состояния. Данный диапазон выделен на рис. 8 и обозначен цифрой I. При значениях износа более 2 мм наблюдается существенное увеличе-

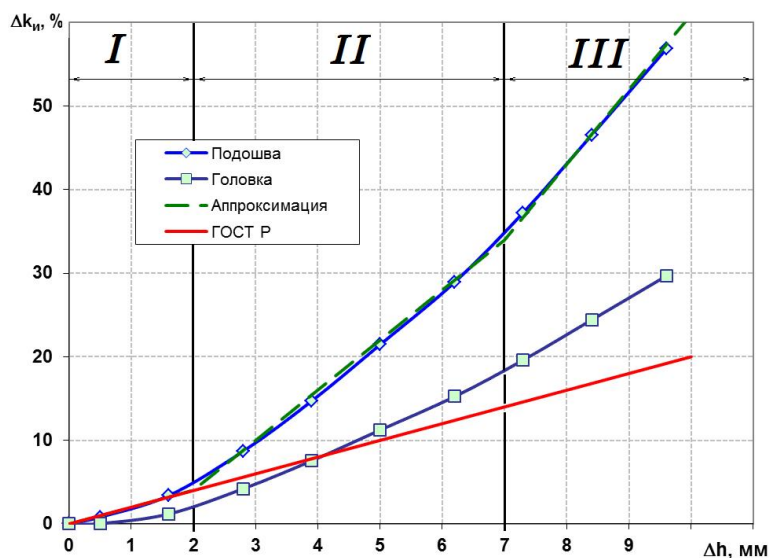


Рис. 8. Зависимость коэффициента повышения напряжений от степени износа.

ние напряжений, поэтому были выделены два диапазона — II и III (показаны пунктирными линиями). При этом во втором диапазоне величина износа меняется от 2 до 7 мм, а снижение разрушающей нагрузки должно составлять 6 % на 1 мм износа. В третьем диапазоне величина износа изменяется от 7 мм до предельно установленных ГОСТом 10 мм, при этом снижение разрушающей нагрузки должно составлять 9 % на 1 мм износа.

Таким образом, ГОСТ Р 57179 отражает правильную тенденцию, направленную на снижение разрушающей нагрузки в зависимости от величины износа, но даёт её менее жёсткую оценку, чем она должна быть для обеспечения безопасности эксплуатации пути.

ВЫВОДЫ

1. Анализ напряжённого состояния в условиях перевозок тяжеловесных составов, связанный с изменением профиля рельса в процессе изнашивания, является актуальной задачей для всех стран с развитым железнодорожным сообщением. Для решения задачи разрабатывают различные модели и проводят масштабные и трудоёмкие исследования. Оригинальность разработанной в Российском университете транспорта (МИИТ) модели состоит в том, что при принятых допущениях и схематизации она позволяет установить закономерность изменения контурных нормальных напряжений и коэффициента повышения напряжений Δk_n от износа Δh , которая носит нелинейный характер.

2. Вне зависимости от типа рельсов (P50, P65, P75, UIC54 (54E1), UIC60 (60E1) и др.) применимость расчётной математической модели универсальна для всех типов рельсов, выпускаемых в мире. В частности, в России в ГОСТ Р 57179 нормировано значение разрушающей нагрузки в 2 % на каждый миллиметр износа рельса. В результате моделирования установлено, что необходимо выделить три диапазона в пределах от 0 мм до максимального установленного значения в 10 мм:

- от 0 мм до 2 мм: снижение должно составлять 2 % на 1 мм износа;
- от 2 мм до 7 мм: снижение должно составлять 6 % на 1 мм износа;

• от 7 мм до 10 мм: снижение должно составлять 9 % на 1 мм износа.

Указанные снижения могут быть использованы как для рельсов без сварных швов (старогодных-изношенных), так для сварных соединений рельсов, изготовленных, например, термитной сваркой.

3. Значения коэффициента повышения напряжений могут быть использованы как корректирующий коэффициент Δk_n (учитывающий износ) в практическом расчёте нормальных напряжений в рельсе любого типа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гречнева М. В., Медведев С. И., Неживляк А. Е. Снижение бокового износа железнодорожных рельсов при помощи плазменного поверхностного упрочнения // Вестник ИргТУ. — 2010. — № 6. — С. 29–34.
2. Ranjha, S. A., Ding, K., Mutton, P.J., Kapoor, A. Mechanical state of the rail overhead region under heavy haul operations. CORE2012: Global Perspectives; Conference on railway engineering, 10–12 September, 2012, Brisbane, Australia.
3. Покацкий В. А., Тарасов А. В. Оценка интенсивности бокового износа различных типов рельсов // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. — 2011. — № 3. — С. 1187–1188.
4. Федеральный закон от 27 декабря 2002 года № 184-ФЗ «О техническом регулировании».
5. Федеральный закон от 9 февраля 2007 г. № 16-ФЗ «О транспортной безопасности».
6. Технический регламент ТС «О безопасности инфраструктуры железнодорожного транспорта» (ТР ТС 003/2011).
7. ГОСТ Р 57179-2016 «Сварка рельсов термитная. Методика испытаний и контроля качества».
8. Jeong, D. Y., Tang, Y. H., Orringer, O. Estimation of rail wear limits based on rail strength investigations. Volpe center final report, 1998. DOT/FRA/ORD-98/07. [Электронный ресурс]: <https://www.fra.dot.gov/Elib/Document/2935>. Доступ 11.09.2019.
9. Jeong, D. Y. Analytical modeling of rail defects and its applications to rail defect management. Volpe center technical report for the UIC/WEC joint research project on rail defect management, 2003. [Электронный ресурс]: https://rosap.ntl.bts.gov/view/dot/8995/dot_8995_DS1.pdf. Доступ 11.09.2019.
10. Lyons, M. L., Jeong, D. Y., Gordon, J. E. Fracture mechanics approach to estimate rail wears limits. Proceedings of the 2009 ASME rail transportation division, Fall technical conference RTDF 2009. October 20–22, 2009, Fort Worth, Texas, USA. [Электронный ресурс]: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.818.8345&rep=rep1&type=pdf>. Доступ 11.09.2019.
11. Правила производства расчётов верхнего строения железнодорожного пути на прочность. — М.: Трансжелдориздат, 1954. — 70 с.
12. Правила расчёта пути на прочность и надёжность в зависимости от класса линий (1-я редакция) / МПС ВНИИЖТ. — М., 1999. — 96 с.
13. Карпушенко Н. И., Бондаренко А. Н., Иванова Л. И. Расчёт железнодорожного пути на прочность и устойчивость: Учеб. пособие. — Новосибирск: Изд-во СГУПС, 2002. — 62 с.
14. ГОСТ Р 51685-2013 «Рельсы железнодорожные. Общие технические условия».

