

УДК 519.6:622.6
DOI 10.17513/snt.40115

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РЕЛЬСОВОГО ПРОФИЛЯ

Санжаровский А.В., Гудимова Л.Н.

ФГБОУ ВО «Сибирский государственный индустриальный университет», Новокузнецк,
e-mail: lyu-gudiova@yandex.ru

Целью исследования является изучение напряженно-деформированного состояния рельсов с использованием компьютерных программ системы Autodesk Inventor, позволяющих моделировать условия, соответствующие производственным копровым испытаниям. Выбор автоматизированной системы обосновывается тем, что она позволяет проводить исследования с возможностью задания размеров, материала рельса, условий закрепления, нагружения и расположение дефектов. Используемое средство компьютерного моделирования, созданное на базе метода конечных элементов, дает возможность получения не только визуальной картины распределения напряжений по сечению, но и численных значений величин напряжения на определенном заданном расстоянии от оси симметрии исследуемого тела. Граничными условиями в работе при моделировании рельсового профиля для проведения испытаний являются: отсутствие смещений вдоль осей симметрии x , y и z , приложение нагрузки к ключевой точке, численно равной четвертой части полной величины, принимаемой при копровых испытаниях. Распределение нормальных напряжений по подошве рельса изучалось при помощи автоматизированных программ Ansys, Компас, Solidworks. Расчетные значения напряжений фиксировались на определенных расстояниях от плоскости симметрии до четвертой части основного размера рельса. Сравнение величин напряжений в контрольных точках вдоль линии подошвы рельса показало разницу в 8%, это объясняется тем, что тело, испытывающее нагрузку, в каждой программе, основанной на методе конечных элементов, представляется в виде сеток, размеры которых в каждой программе различны. Тем не менее, анализ полученных значений напряжений позволяет сделать вывод, что наибольшую опасность будут представлять дефекты, располагающие в середине профиля рельса, и они будут зависеть от коэффициента вязкости и марки механических свойств материала.

Ключевые слова: рельс, напряженно-деформированное состояние, копровые испытания, компьютерное моделирование, нормальное напряжение, подошва рельса

ANALYSIS OF THE STRESS-STRAIN STATE OF A RAIL PROFILE

Sanzharovskiy A.V., Gudimova L.N.

Federal Autonomous Educational Institution of Higher Education Siberian State Industrial University,
Novokuznetsk, e-mail: lyu-gudiova@yandex.ru

The purpose of this work is to study the stress-strain state of rails using computer programs of the Autodesk Inventor system, which allow simulating conditions corresponding to production pile-drive tests. The choice of an automated system is justified by the fact that it allows conducting research with the ability to specify the dimensions, material of the rail, fastening conditions, loading and location of defects. The computer modeling tool used, created on the basis of the finite element method, makes it possible not only to obtain a visual picture of the stress distribution over the section, but also numerical values of stress values at a certain specified distance from the axis of symmetry of the body under study. The boundary conditions in the work when modeling a rail profile for testing are: the absence of displacements along the symmetry axes x , y and z , the application of a load to the key point, numerically equal to a quarter of the full value taken during pile-drive tests. The distribution of normal stresses along the base of the rail was studied using automated programs Ansys, Compass, Solidworks. The calculated stress values were recorded at certain distances from the plane of symmetry to the fourth part of the main size of the rail. A comparison of the stress values at control points along the rail foot line amounted to a difference of 8%, this is explained by the fact that the body experiencing the load in each program based on the finite element method is represented as a mesh, the dimensions of which each program has its own. However, analysis of the obtained stress values allows us to conclude that the greatest danger will be caused by defects located in the middle of the rail profile and will depend on the viscosity coefficient and the grade of mechanical properties of the material.

Keywords: rail, stress-strain state, pile tests, computer modeling of normal stress, rail base

Введение

Статистические данные, приведенные в работе [1], говорят о том, что более 80% грузоперевозок приходится на железнодорожный транспорт. Учитывая это обстоятельство при разработке основных путей развития в данном направлении [2], необходимо опираться на перспективные методики исследования, позволяющие совершенствовать качество железнодорожных

рельсов. Первые научные исследования рассматривали возможность увеличения срока службы износостойкости рельсовой продукции [3] с ростом его погонной массы. Следует отметить, что и в настоящее время ведутся работы по установлению оптимальных размеров рельсового профиля [4]. Другим направлением в этом вопросе является создание сталей с высоким содержанием углерода (в пределах 0,7–1,0%) с последую-

щей термообработкой, позволяющей достигать напряжение сопротивлению разрыва от 1000 до 1400 МПа. Однако такие стали имеют низкую пластичность, поэтому научные исследования, связанные с разработкой и изучением свойств других сталей, позволяющих улучшить качество рельсов, по-прежнему являются актуальной задачей [5].

Очевидно, что проведение экспериментальных испытаний при изучении механических свойств при копровых испытаниях как новых, так и существующих марок сталей с наличием различных дефектов представляет определенные трудности, поэтому применение методов и систем автоматизированных программ проектирования даст возможность решать задачу определения напряженно-деформированного состояния оперативно с большой точностью [6].

Анализ научных публикаций и проведенный патентный поиск позволяют сделать заключение о том, что самой распространенной маркой стали является сталь Р65, а причиной разрушения рельсов служит наличие остаточных напряжений, вызванных присутствием дефектов, которые иногда приближаются к пределу текучести стали, способствуя быстрому развитию такого дефекта, как трещина [7, 8].

Цель исследования – изучение распределений напряжения по подошвенной линии рельса при использовании автоматизированных программ Ansys, Компас, Solidworks в условиях, максимально приближенных к нагрузкам при копровых испытаниях, которым присущи значительные деформации, происходящие при больших скоростях с применением прямого удара. Сравнение результатов, полученных при применении компьютерного проектирования, с результатами, полученными при копровых испытаниях технического отдела Западно-Сибирского металлургического комбината (ЗапСиб).

Материалы и методы исследования

На заводах, выпускающих рельсовую продукцию, остаточные напряжения (и в шейке, и в подошве) определяются в пробах по специальной методике, в которой не только исключаются торцы рельсов, но берутся рельсы разных плавок и ручьев разливок. Испытания проводятся на копровых установках, так как, во-первых, именно такие испытания в полной мере могут оценивать прочность рельсов, разрушающихся по хрупкому варианту, и, во-вторых, отражают реальные условия разрушения рельсов при действии на них усилий от колес подвижного состава. Основой этих испытаний является сбор статистики, которая

устанавливает наиболее часто встречаемые дефекты, причины их появления, на базе которых разрабатываются рекомендации по их устранению.

Для изучения напряженно-деформированного состояния (НДС) в работе использовались программы автоматизированного проектирования Autodesk Inventor Professional 2020 Компас, Ansys и Solidworks, которые дают возможность максимально приблизиться к реальным условиям нагружения рельсов с целью сравнения получаемых результатов. Оценивалось влияние возможного разрушения в зависимости от механических свойств марки стали, высоты подъема ударника и дефектов на поверхности. В создании модели нагружения и дефектов использовались данные, полученные при копровых испытаниях технического производственного отдела ЗапСиб.

Исследования проводились с учетом механических свойств материала рельса Э76ХФ, изготовленного из рельсового проката, который применяется для высокоскоростных и тяжелогруженных поездов, на профиле сечения рельса Р65, соответствующем ГОСТ Р 5185 – 2013. Для изучения изменения напряжения по профилю сечения рельса использовался метод конечных элементов, который, как известно, применяется при решении большого количества общепринятых задач и является основой используемых программ в данном исследовании. Кроме того, этот метод отлично себя зарекомендовал при решении тех задач, в которых требуется определить напряжения в телах, находящихся под нагрузкой.

Результаты исследования и их обсуждение

При исследовании использовалась симметрия модели относительно плоскости приложения силы F и сечения рельса относительно вертикальной плоскости, т.е. рассматривалась одна четвертая часть реального размера рельса. С учетом симметричности модели (рис. 1а), для анализа применялись такие расчетные значения, как: длина $l_p/2=500$ мм и прикладываемая нагрузка $F/4=230$ кН.

На профиле модели рельса (рис. 1б) указаны точки, по которым в основании рельса фиксировалось изменение нормальных напряжений, т.е. $K1 - K16$ ключевые точки профиля сечения, $L1 - L15$ линии основания профиля.

При решении поставленной задачи использовались следующие граничные условия:
– опора рельса (линия $L101$) не допускает смещения по вертикали, поворот вокруг оси x разрешается;

- плоскость симметрии $S1$ (затемнена) запрещает смещение по оси z ;
- плоскость симметрии $S2$ (невидима) запрещает смещение по оси x ;
- точечная нагрузка $F/4$ прикладывается к ключевой точке $K16$.

Относительно точечного воздействия силы, применяемой при проведении исследования, следует отметить, что на практике пятно контакта при ударе кулаком радиусом 125 мм приобретает форму эллипса. Тем не менее, в соответствии с принципом Сен-Венана, характер распределения сил в зоне контакта не оказывает существенного влияния из-за большого расстояния между исследуемой областью и точкой приложения силы. На рисунке 2а приведен результат полученной картины, показывающий характер распределений нормальных напряжений по оси z с использованием автоматизированной программы Ansys, убедительно доказывающий правильность принятого допущения при нагружении.

На рисунке 2б в зависимости от расстояния по плоскости симметрии x вдоль линии $L1$ приведен подробный график изменения напряжения.

Анализ графика показывает, что нормальное напряжение уменьшается по направлению к боковой грани. Данные, полученные при копровых испытаниях на Западно-Сибирском металлургическом комбинате, показывают, что разрушение начинается на расстоянии 12 мм от начала оси, значит, $x = 75 - 12 = 63$ мм, тогда, согласно полученному расчетному уравнению, значение напряжения $\sigma_z = 556 - 0,7 \cdot 63 = 512$ МПа.

Полученное аналитическим способом значение напряжения $\sigma = 527$ МПа будет примерно посередине между крайней точкой и осью симметрии (показано пунктиром), следовательно, наибольшую опасность будут представлять дефекты, располагающие в середине профиля рельса, и они будут зависеть от коэффициента вязкости (КСУ) марки стали.

Рассмотрим результаты исследования, проведенного с помощью программы Ansys. В этой программе при решении задачи использовались следующие граничные условия: нагрузка приложена в точку; по плоскости симметрии смещения запрещаются; модель рельса жестко закреплена, как при копровых испытаниях. Расчетные области напряжений данной задачи по принятым выше осям координат показаны на рисунках 3а, 3б. При изучении распределения напряжений использовались возможности программы Ansys, позволяющей генерировать создание произвольной сетки из треугольников, широко применяемой для моделей сложной конструкции. Кроме того, такой метод позволяет создавать сетку с учетом поверхностной кривизны модели, при проведении исследования применялся размер сетки Size Level = 6 (рис. 3с).

Подробный анализ распределения напряжений по результатам этой программы приведен ниже (рис. 4а). Изменение напряжения, как видно из графика, аналогично ранее полученному, т.е. напряжение убывает от центра к боковой поверхности рельса, причем изменение напряжения происходит на 1,3 МПа, т.е. $k=1,3$ МПа/мм.

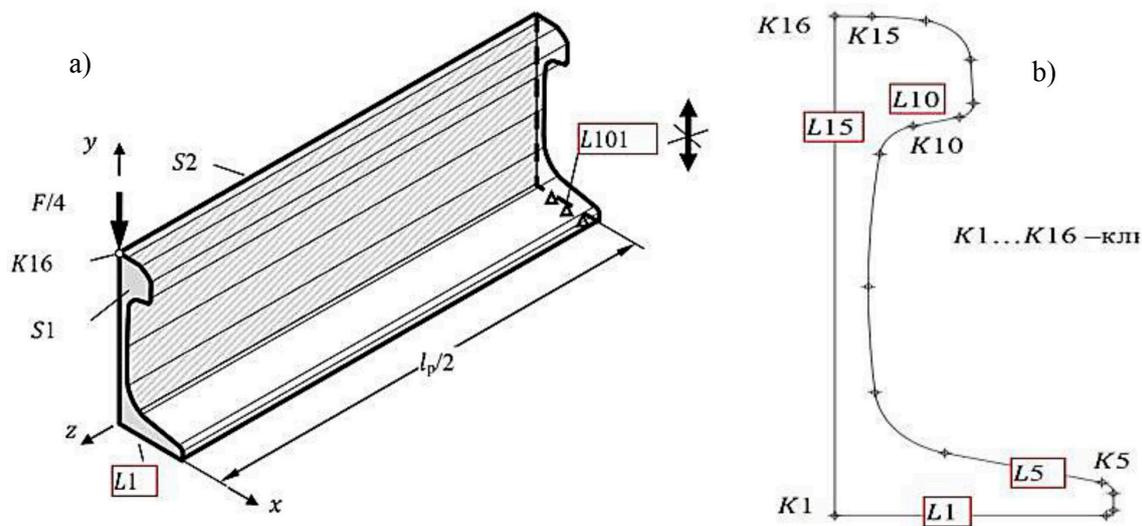


Рис. 1. Расчетная схема рельса (а), профиль модели (б)

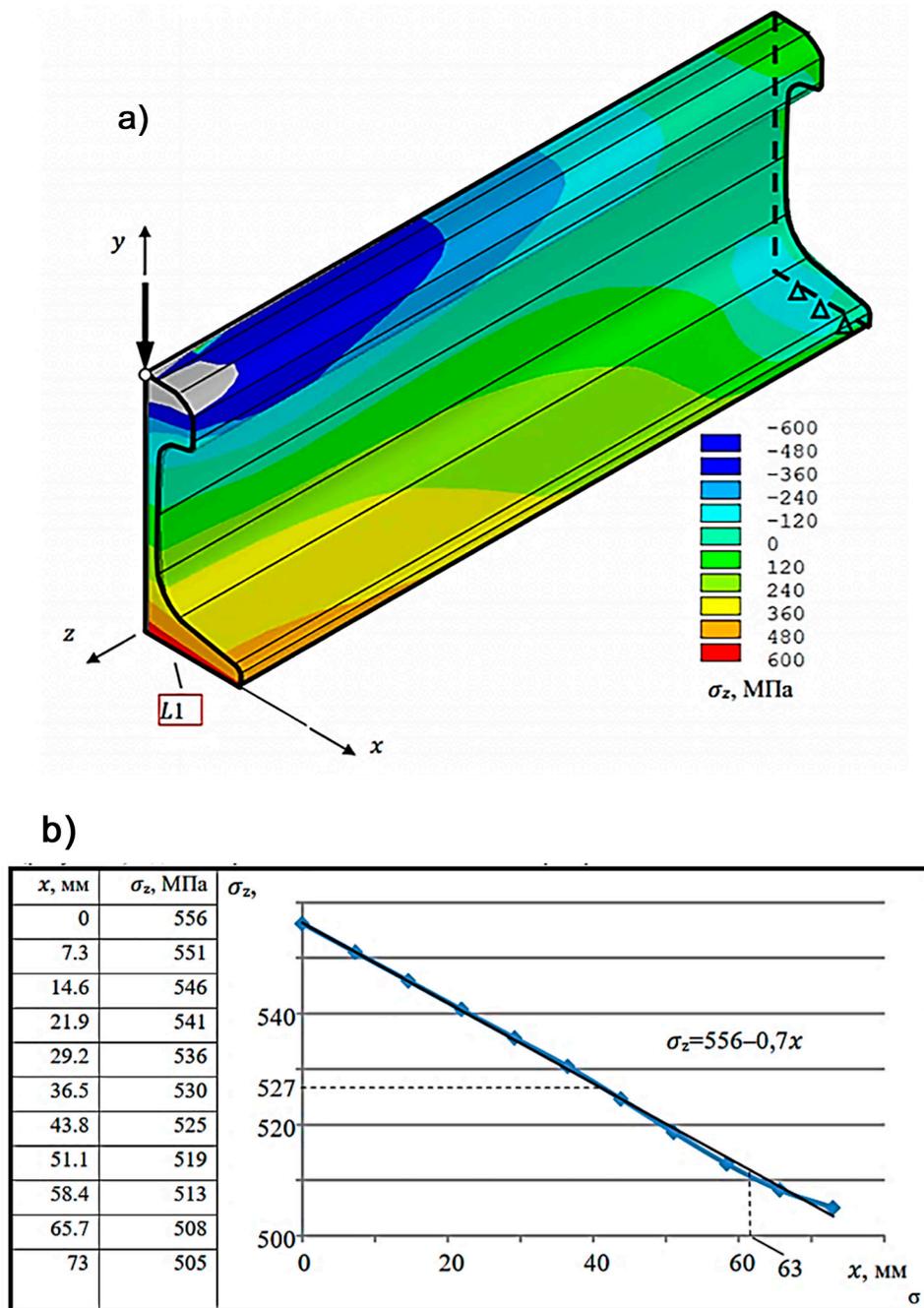


Рис. 2. Распределение нормальных напряжений по образцу (а), график нормальных напряжений по подошве рельса (линии $L1$) (б)

Без изменения ранее принятых условий поставленная задача была решена с использованием возможностей таких автоматизированных программ, как Компас и Solidworks (рис. 4б, 4с).

Из графиков видно, что максимальное напряжение растяжения σ_{max} на оси симметрии рельса также убывает по направлению к боковой грани рельса. Расчетное значение напряжения $\sigma = 527$ МПа также будет пример-

но посередине между крайней точкой и осью симметрии, лишь незначительное отклонение наблюдается на графике, полученном в программе Solidworks. Анализ полученных графиков подтверждает ранее сделанное заключение о том, что более опасными являются дефекты, находящиеся посередине рельса (на оси симметрии), наличие дефектов по мере удаления от оси симметрии профиля примерно на 10% будет менее опасным.

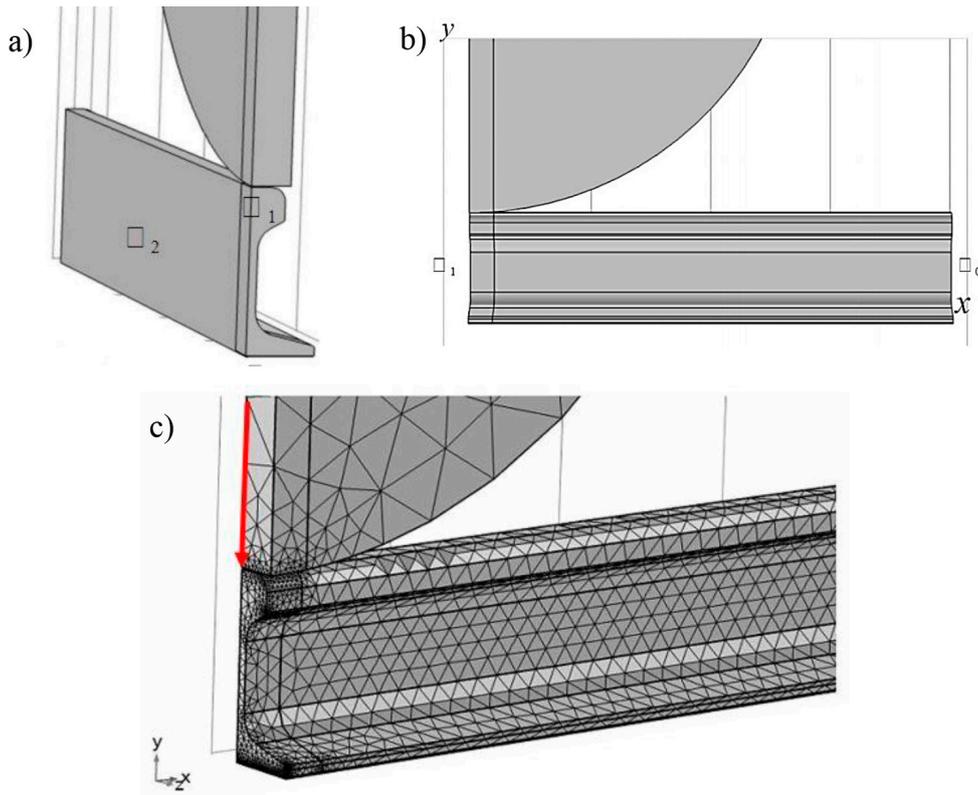


Рис. 3. Расчетные области напряжений (a, b), сетка конечных элементов (c)

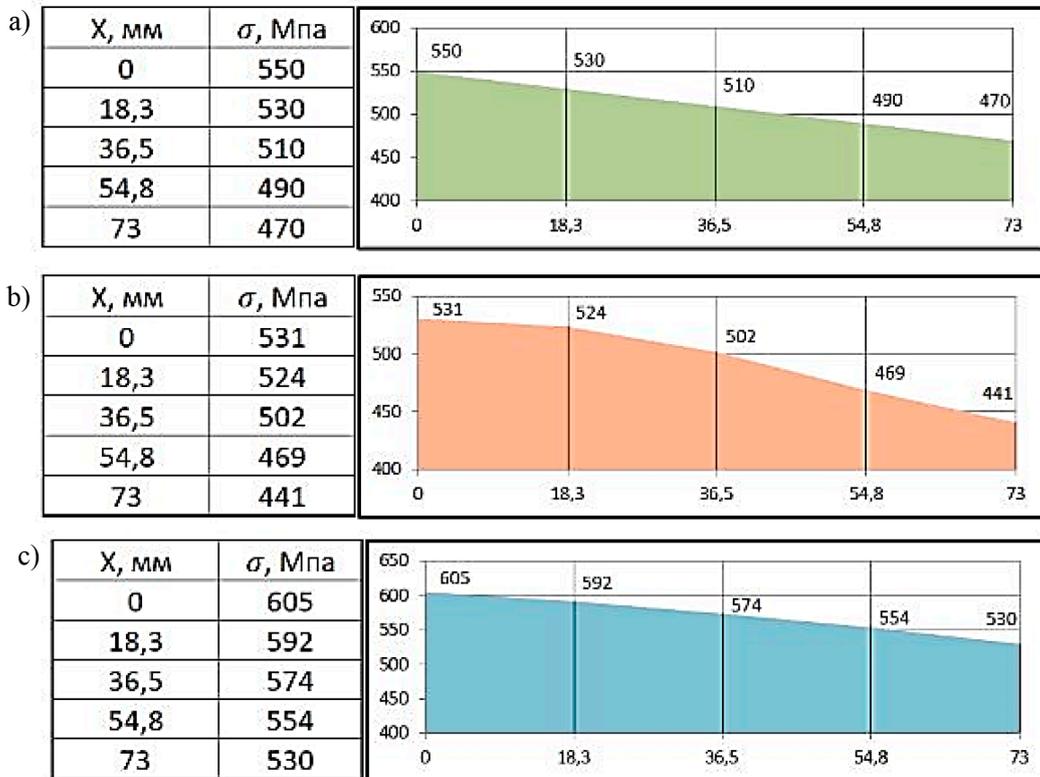


Рис. 4. Распределение нормальных напряжений по подошве рельса в программах Ansys (a), Kompas (b), Solidworks (c)

При оценке напряжений в подошве рельса в общем случае (при других нагрузках и коэффициентах ударной вязкости) можно воспользоваться полученными результатами на том основании, что максимальное напряжение σ_{max} и коэффициент k линейно зависят от нагрузки F . Применим полученную формулу (рис. 2b) и определим напряжение на основании линейной зависимости между энергией и коэффициентами вязкости (КСУ), полученными при копровых испытаниях рельсов, изготовленных из той же марки стали, что и в проведенных исследованиях:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{КСУ}{15}} \cdot (556 - 0,7x). \quad (1)$$

В формуле (1) значение КСУ по ГОСТ принято равным 15 Дж/см², тогда при значении КСУ=43 Дж/см² в точке, удаленной на расстояние 12 мм от боковой грани, что соответствует значению $x = 63$ мм, напряжение получается:

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{43}{15}} \cdot (556 - 0,7 \cdot 63) = 1469 \text{ МПа.}$$

Подставляя в формулу (1) значения, полученные экспериментальным путем, находим, что при КСУ=34 Дж/см² $\sigma_z = 1160$ МПа, при КСУ=26 Дж/см²: $\sigma_z = 887$ МПа. Приведенные расчеты показывают, что для стали Э76ХФ значения КСУ=43 Дж/см² и 26 Дж/см² достаточно высоки, поскольку предел текучести для этой стали $\sigma_T = 800-900$ МПа в зависимости от типа рельса, и к разрушению могут привести даже незначительные дефекты.

Расхождение в определении напряжения среди рассмотренных программных продуктов, используемых в данной работе, составило 6%, это связано, прежде всего, с различиями в способах задания граничных условий в разных системах автоматизированного проектирования. Для уменьшения выявленных погрешностей необходимо разработать методику расчета для конечно-элементного анализа таким образом, чтобы была возможность коррелировать начальные параметры в любой автоматизированной программе.

Заключение

Исследование напряженно-деформированного состояния, проведенное на рельсовом профиле Р65, соответствующем стандарту ГОСТ Р51685, при помощи компьютерного моделирования, приближенного к реальным условиям, при копровых ис-

пытаниях в трех автоматизированных программах: ANSYS, Компас и Solidworks – с применением САПР Inventor показало, что полученные значения напряжений в этих программах имеют несущественные различия. Согласно существующим нормам, в машиностроении допускается расхождение между сравниваемыми напряжениями в пределах $\pm 10\%$, т.е. полученные различия нормального напряжения НДС в рельсах вполне приемлемы при использовании конечно-элементного анализа.

Учитывая, что используемая в настоящее время нормативно-техническая документация на предприятиях часто не может с большой вероятностью определить истинную причину возникновения дефектов, то, применяя автоматизированные программы, например систему Autodesk Inventor, можно достаточно быстро выполнить прочностной анализ на компьютерной модели. Кроме того, у технического отдела есть возможность не только задавать параметры самой модели, но и изменять материал, условия нагружения, закрепления, а также создавать различные формы дефектов и их расположение. Анализы получаемых результатов могут служить основанием для внесения изменений как в модель, так и в реальную конструкцию, выпускаемую на предприятии.

Список литературы

1. Карпушенко Н.И., Труханов П.С. Оценка и прогнозирование надежности рельсов в различных эксплуатационных условиях // Известия Транссиба. 2016. № 2 (26). С. 118-126.
2. Хусаинов Ф.И. Рынок железнодорожных грузовых перевозок в 2023 г. // Экономика железных дорог. 2024. № 3. С. 54-79.
3. Пенькова А.О. Перспективы дальнейшего развития отрасли грузоперевозок в России железнодорожным транспортом // Молодой ученый. 2020. № 8 (298). С. 294-296.
4. Джаббаров С.Т., Кодиров Н.Б. Исследование напряженно-деформированного состояния рельсов при увеличении осевой нагрузки // Universum: технические науки. 2022. № 12 (105). [Электронный ресурс]. URL: <https://7universum.com/ru/tech/archive/item/14794> (дата обращения: 18.06.2024).
5. Муравьев В.В., Волкова Л.В., Платунов А.В., Гущина Л.В. Связь внутренних напряжений и механических свойств дифференцированно-упрочненных рельсов с параметрами акустических волн // Сталь. 2018. № 10. С. 64-67.
6. Абдурашитов А.Ю., Овчинников Д.В., Сычев В.П., Сычева А.В. Оценка напряженно-деформированного состояния рельсов при различных условиях эксплуатации на основе моделирования методом конечных элементов // Известия Транссиба. 2023. № 1 (53). С. 62-73.
7. Muravev V.V., Tapkov K.A., Volkova L.V., Platunov A.V. Strain Stress Model of the Rail with Crack in its Head and Estimation of its Operational Lifetime // Materials Science Forum. 2019. Vol. 970. P. 177-186.
8. Akama M., Kiuchi, A. Fatigue Crack Growth under Non-proportional Mixed Mode I/III Loading in Rail and Wheel Steel // Tetsu to Hagane-Journal of the iron and steel institute of Japan. 2018. Vol. 10, Is 11. P. 689-698. DOI: 10.2355/tetsutohagane. TETSU-2018-059.