

УДК 629.225.033

С.А. Снитко /к.т.н./, А.В. Яковченко /д.т.н./

ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

Р.А. Голышков

АО «Выксунский металлургический завод» (Выкса)

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС ПО ГОСТ 10791-2011 ПРИ ОСЕВОЙ НАГРУЗКЕ ДО 30 тс

Выполнена адаптация методики конечно-элементного моделирования напряженно-деформированного состояния железнодорожных колес для условий их нагружения при эксплуатации. На ее основе проведен сравнительный анализ колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011, для осевой нагрузки до 30 тс, и предложена новая низконапряженная конструкция колеса.

Ключевые слова: железнодорожное колесо, напряженно-деформированное состояние, эксплуатационные нагрузки, конечно-элементное моделирование, износ поверхности катания обода.

Постановка проблемы

Увеличение грузоподъемности железнодорожного транспорта существенным образом отражается на условиях эксплуатации его колес. Поэтому анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) колес, а также создание новых конструкций колес, которые рассчитаны на повышенные до 30 тс (294,3 кН) осевые нагрузки и призваны обеспечить минимизацию в них напряжений от действия эксплуатационных нагрузок, уменьшение их масс, а также более равномерный износ поверхности катания ободьев является актуальной научно-технической проблемой.

Анализ последних исследований и публикаций

Оценка НДС элементов железнодорожных колес от действия эксплуатационных нагрузок выполняется в системах компьютерного конечно-элементного моделирования, таких как Simulia Abaqus, ANSYS, DEFORM и др. [1,2] по специальным методикам [3,4 и др.]. Схемы нагружения, используемые в них, могут существенно отличаться. Это связано с моделированием различных эксплуатационных ситуаций и соответственно, нагрузок, которые имеют место на практике.

Численные значения нагрузок в методике, предложенной авторами работы [5], соответствуют наиболее высоким перегрузкам, которые имеют место в процессе эксплуатации колес в условиях СНГ, в т.ч. при осевых нагрузках до 30 тс. Правомерность таких достаточно высоких нагрузок обоснована в работах [5,6]. В основном

они непосредственно связаны с наличием эксплуатационных дефектов колес: наваров, ползунов, выщербин, а также неравномерного «проката», приводящего к местным расплющиваниям и уширениям обода на поверхности катания. При этом уровень динамических сил достаточно высок, чтобы прогнуть обод, неравномерно деформировать диск и вызвать в поверхностной зоне диска пластические деформации. В работе [6], применительно к рассмотренным условиям, раскрыт механизм развития усталостных трещин в дисках колес. Также здесь установлено, что в настоящее время одним из преобладающих видов эксплуатационных разрушений колес, не связанных с наличием дефектов их изготовления и оказывающих наибольшее влияние на безопасность движения, является усталостное разрушение, развивающееся, в частности, в колесах с плоскоконическим диском от очага на внутренней поверхности диска на расстоянии 45-70 мм от обода. Ежегодная браковка колес по данному виду повреждений достигает нескольких тысяч штук.

Этим обусловлен выбор методики авторами работы [5] для анализа НДС элементов колес от действия эксплуатационных нагрузок.

Для анализа выбраны колеса, чертежи которых представлены в межгосударственном стандарте ГОСТ 10791-2011 [7]. Это колесо диаметром 957 мм с плоскоконическим диском – «облегченка», а также три колеса диаметром 957 мм с криволинейными дисками, имеющими центральный выгиб, которые созданы специалистами ОАО «ИНТЕРПАЙП Нижнеднепровский трубопрокатный завод», АО «Выксунский ме-

таллургический завод», ОАО «ЕВРАЗ Нижнетагильский металлургический комбинат». Эти колеса рассчитаны на осевые нагрузки до 30 тс, но имеют увеличенную на 17-22 кг массу по сравнению с «облегченной», что явилось одной из причин разработки облегченной конструкции колеса диаметром 957 мм [8], имеющего 2-х радиусный диск.

В работе [9] впервые предложена теория проектирования криволинейных дисков колес, на базе которой выполнен расчет 4-х радиусной оси диска [10]. На ее основе целесообразно разработать и исследовать новую усовершенствованную конструкцию колеса диаметром 957 мм, удовлетворяющего требованиям ГОСТ 10791-2011.

Цель (задачи) исследования

Целью настоящей работы является адаптация методики конечно-элементного моделирования НДС железнодорожных колес для условий их нагружения от действия эксплуатационных нагрузок, выполнение на этой основе и на базе известных схем нагружения, анализа ряда конструкций колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011, и разработка новой низконапряженной конструкции колеса для эксплуатации при осевой нагрузке до 30 тс.

Основной материал исследования

Оценка эффективности конструкций колес выполнялась путем анализа НДС их дисков от действия эксплуатационных нагрузок. Расчеты проводились в системе конечно-элементного моделирования DEFORM-3D на основе схем нагружения [5], варианты которых представлены на рис. 1:

1 – предусматривает одновременное действие вертикальной и горизонтальной нагрузок, которые приложены в зоне гребня. Эта схема соответствует движению колесной пары по кривой и является наиболее неблагоприятной;

2 – предусматривает действие вертикальной нагрузки, приложенной по кругу катания, что соответствует движению колесной пары по прямому участку пути;

3 – предусматривает действие вертикальной нагрузки на внешнюю (полевую) часть поверхности катания обода. Эта схема соответствует влиянию колесной пары или ее движению по кривой;

4 – предусматривает приложение вертикальной нагрузки к гребню колеса (используется при проведении стендовых испытаний колес).

В процессе адаптации методики конечно-элементного моделирования НДС металла для

условий нагружения железнодорожных колес от действия эксплуатационных нагрузок применительно к условиям экспериментальных испытаний колес, выполненных в работе [5], были учтены: жесткая заделка отверстия ступицы; натяг при запрессовке колеса на ось; обточка обода до толщины 22 мм.

Анализ НДС дисков колес от действия эксплуатационных нагрузок проводился путем решения объемной задачи для сектора колеса, имеющего угол 180°. Повышение точности моделирования геометрии колеса и учет асимметричности в распределении напряжений в колесе при его нагружении выполнены путем измельчения сетки конечных элементов в диапазоне 1,5-4,5 мм в зонах дуг окружностей диска, а также дуг, соединяющих диск с ободом и ступицей. При этом установлено, что дальнейшее измельчение сетки конечных элементов может обеспечить уточнение результатов не более чем на 5 МПа.

В качестве материала колеса выбрана имеющаяся в библиотеке DEFORM-3D высокоуглеродистая сталь со следующими характеристиками: модуль Юнга – 210 ГПа; коэффициент Пуассона – 0,3. Принята упругая модель среды.

Проверка адекватности используемой конечно-элементной модели выполнена путем сравнения расчетной информации с экспериментальными данными, полученными в работе [5] на специализированной испытательной машине [2]. При этом сравнивали значения радиальных напряжений по наружной и внутренней поверхностям диска (рис. 2), которые имели место в случае приложения вертикальной нагрузки к гребню колеса с плоскоконическим диском (по схеме, соответствующей варианту 4, см. рис. 1).

Результаты моделирования процесса нагружения колеса представлены на рис. 3. Отклоне-

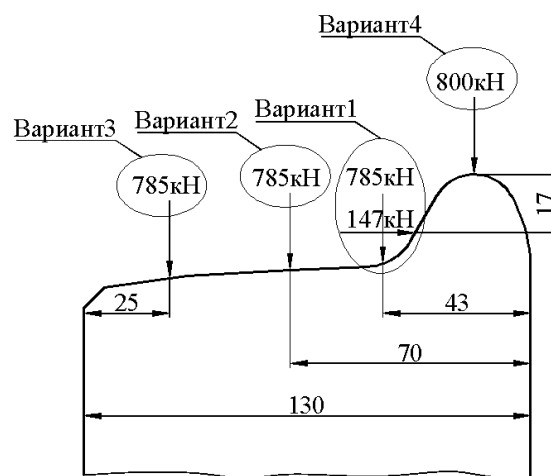


Рис. 1. Схемы нагружения обода при расчете НДС колес с учетом осевых нагрузок до 30 тс

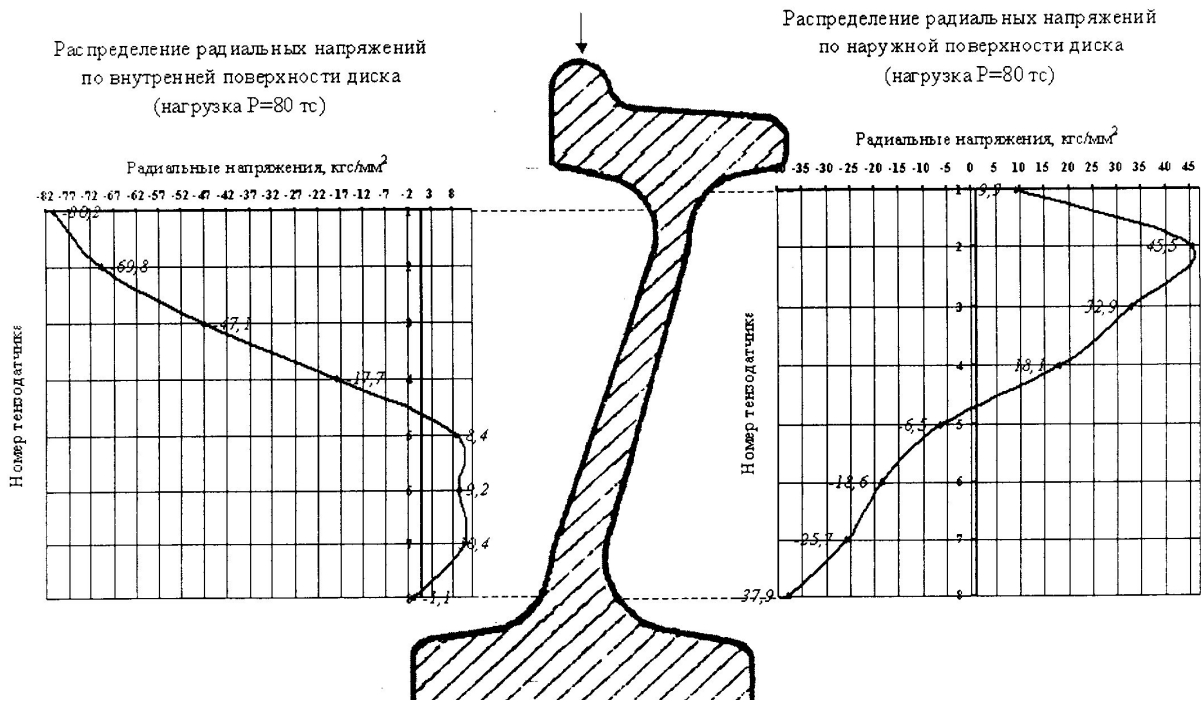


Рис. 2. Распределение радиальных напряжений в стандартном колесе с плоскоконическим диском, полученное в работе [5] на испытательной машине [2]

ния расчетных значений напряжений от экспериментальных (см. рис. 2) в точках, которые расположены с наружной и с внутренней сторон диска колеса, причем, как в зонах прилегающих к ободу и ступице, так и в центральной части диска, не превышают 15 %.

Дополнительно в методике конечно-элементного моделирования НДС была предусмотрена возможность учета изменения ширины колесной пары, которое имеет место при упругом изгибе оси под нагрузкой. Величину сужения низа колесной пары для груженых вагонов приняли в соответствии с рекомендациями работы [11]. Это позволило использовать адаптированную методику при разработке новых конструкций железнодорожных колес.

В рамках настоящей работы разработан новый профиль железнодорожного колеса диаметром 957 мм (рис. 4), удовлетворяющий требованиям ГОСТ 10791-2011, который был получен на основе 4-х радиусной оси диска, предложенной в работе [9] на базе теории [10].

Результаты моделирования представлены в табл. 1 и, частично, на рис. 5 и 6. Массы колес в табл. 1 указаны с учетом максимально возможной переточки по профилю поверхности обода и соответствуют диаметру по кругу катания, равному 860 мм (другие размеры соответствуют номинальным). В расчетах диаметр отверстия ступицы у колеса с плоскоконическим диском равнялся 190 мм, у всех колес с криволинейными дисками – 205 мм.

Известно, что колеса с плоскоконическим

диском не предназначены для эксплуатации при осевой нагрузке до 30 тс. Вместе с тем, они до настоящего времени имеют наиболее широкое применение в странах СНГ, и особенности их эксплуатации изучены достаточно полно. Поэтому информация по ним представляет большой интерес для сопоставительного анализа характеристик колес, что и определило необходимость выполнения по ним расчетов.

Напряженное состояние дисков колес сравнили по двум факторам: абсолютным значениям максимальных эквивалентных напряжений и склонности дисков к концентрации максимальных напряжений в одних и тех же зонах при различных вариантах нагружения.

Очевидно, что концентрация максимальных напряжений в одних и тех же зонах при различных вариантах нагружения является отрицательным моментом. Так, у колес с криволинейными дисками, имеющих центральный выгиб [7], по вариантам нагружения 1-3 (см. рис. 1) имеет место концентрация максимальных эквивалентных напряжений в зоне центрального выгиба с внутренней стороны колес.

У нового колеса с 4-х радиусным диском, как и у колеса с плоскоконическим диском имеется по одной зоне с каждой из сторон колеса, в которых действуют максимальные эквивалентные напряжения при двух различных вариантах нагружения (см. табл. 1). Вместе с тем, напряжения, действующие в диске нового колеса, значительно ниже, чем не только у колес, вошедших в ГОСТ 10791-2011 и предназначенных для экс-

плутации при нагрузке на ось до 30 тс, но и чем у колеса с 2-х радиусным диском [8]: максимальные эквивалентные напряжения уменьшены на 8-28 %.

Используя полученную цифровую информацию табл. 1, по всем колесам было выполнено сравнение максимальных эквивалентных напряжений по каждому конкретному варианту нагружения. Среди значений этих напряжений, которые по всем колесам соответствовали, вопервых, конкретному варианту нагружения и, во-вторых, конкретной стороне колеса, были выбраны наибольшее и наименьшее значения. Всего имеется 6 наибольших и 6 наименьших значений (табл. 2).

Как видно из табл. 1 и 2, наилучшие результаты получены по новому колесу с 4-х радиусным диском (см. рис. 4), которое характеризуется не только меньшими значениями максимальных эквивалентных напряжений при наиболее неблагоприятных вариантах нагружения (варианты 1 и 3, см. рис. 1), но и отсутствием наибольших значений.

Далее рассмотрены результаты расчетов, представленных в табл. 1, характеризующих деформированное состояние колес. Получена цифровая информация по отклонениям гребня под нагрузкой по горизонтали (от рельса или к рельсу), а также по перемещениям поверхности катания обода по вертикали (в зонах гребня (h_1) и полевой части обода (h_2)) для исследуемых колес. Условно принято, что перемещение по вертикали, совпадающее с направлением действия

нагрузки (см. рис. 1), обозначается со знаком «-», а перемещение в противоположном направлении – со знаком «+». В качестве одной из характеристик колес в таблицах представлен параметр Δ , равный $\Delta=h_1-h_2$, который определяет значение и направление перемещения указанных выше зон поверхности катания обода. Параметр Δ в зависимости от соотношения величин h_1 и h_2 также может иметь знак «+», если обод имеет тенденцию к развороту по часовой стрелке или «-», если обод имеет тенденцию к развороту против часовой стрелки.

По колесу с **плоскоконическим диском** получены наибольшие отклонения гребня в направлении к рельсу (см. табл. 1). Вместе с тем, если рассмотреть, например, движение по прямому участку пути, то они меньше, чем даже минимально допустимый зазор между гребнем колеса и рельсом. Поэтому в отдельных случаях, связанных с влиянием и других факторов, указанное отклонение может быть одной из причин повышенного износа гребня колеса, но не основной.

Вместе с тем, как показали расчеты (см. табл. 1), у колес с криволинейным диском, имеющим центральный выгиб [7], которые предназначены для эксплуатации при осевых нагрузках до 30 тс, имеют место уменьшенные отклонения гребня в направлении от рельса или к рельсу.

Перемещения поверхности катания обода колеса с плоскоконическим диском под нагрузкой по вертикали в зонах гребня h_1 и полевой части обода h_2 определили параметр Δ со знаком

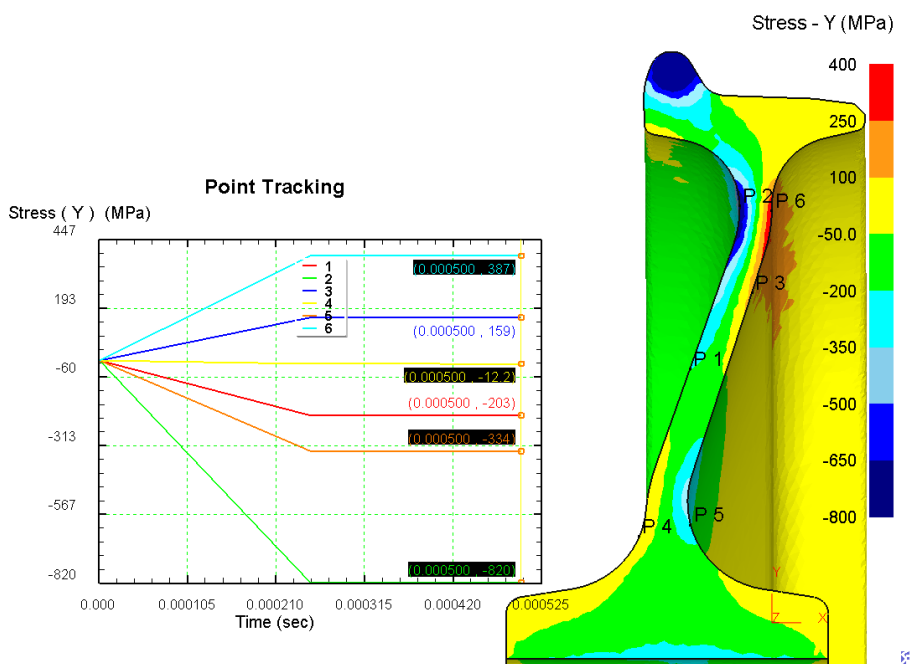


Рис. 3. Результаты расчета радиальных напряжений по диску стандартного колеса, полученные путем конечно-элементного моделирования: Point Tracking – отслеживание точек; Stress (Y) – напряжение по оси Y; Time – время

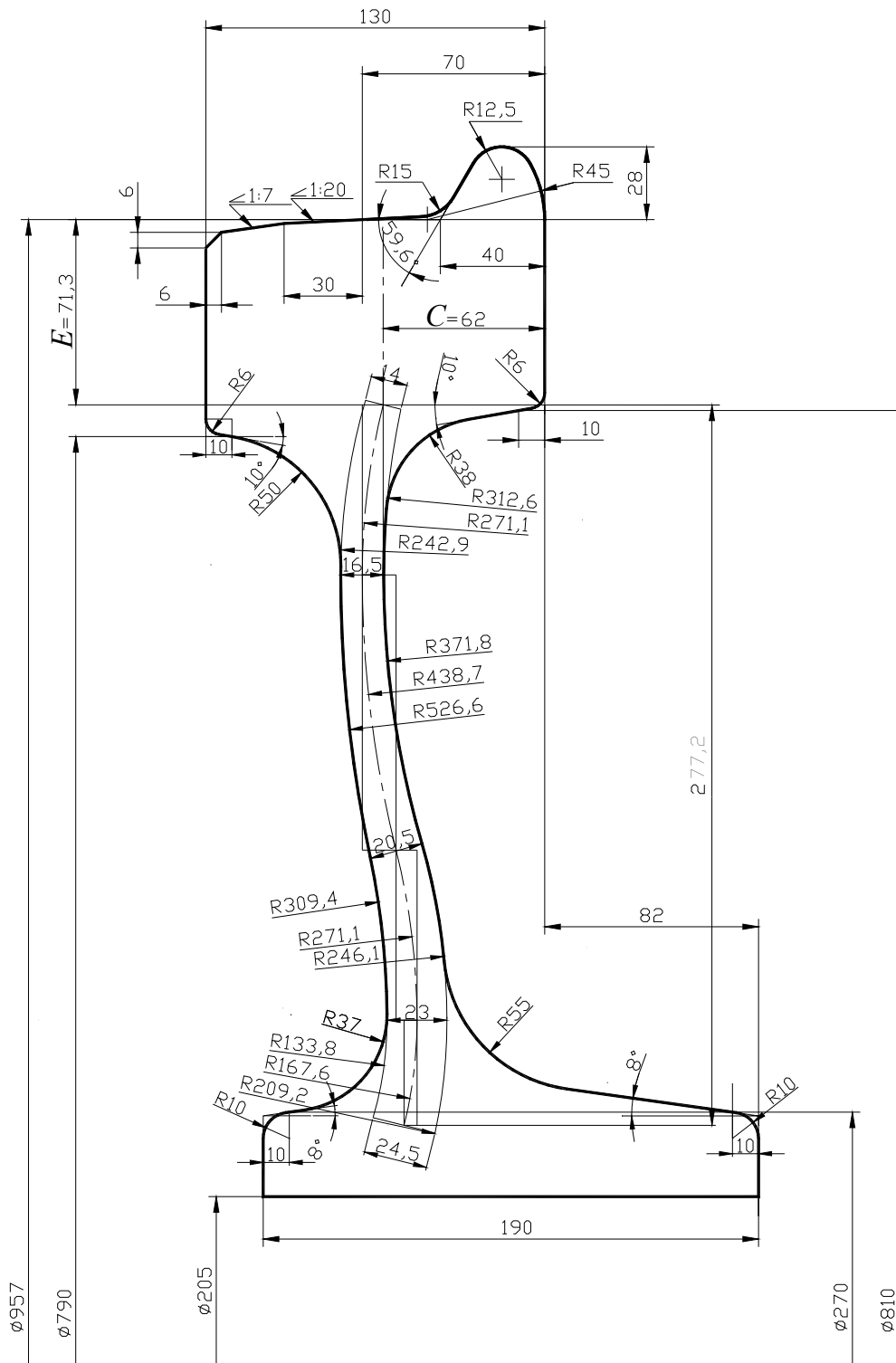


Рис. 4. Новый профиль железнодорожного колеса диаметром 957 мм

«+» (см. табл. 1), что свидетельствует о тенденции к развороту обода под нагрузкой по часовой стрелке.

Результаты расчетов (рис. 7а) также показали, что пятно контакта колеса с рельсом при нагружении по варианту 2 имеет тенденцию к смещению в направлении к гребню.

Указанное выше поведение обода под нагрузкой обуславливает увеличение радиальных напряжений, действующих между рельсом и по-

верхностью катания обода (рис. 7б). Радиальные напряжения непосредственно связаны со значением контактного давления, которое является одним из главных факторов [12], определяющих износ поверхностей трения.

Соответственно, указанная выше тенденция к развороту обода под нагрузкой по часовой стрелке и смещению пятна контакта в направлении к гребню во многом определяет повышенный износ поверхности катания в этой зоне.

На рис. 8 показана типовая схема износа профиля поверхности обода колеса с плоскоконическим диском [13], на которой именно ука-

занный участок имеет значительный износ, что и определяет высокую неравномерность износа всей поверхности катания обода.

Табл. 1. Сравнительные характеристики колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011, с учетом обточка обода до диаметра 860 мм

Тип колеса		ГОСТ 10791-2011				С 2-х радиусным диском [8], $m=222,7$ кг	Новое с 4-х радиусным диском (рис. 4), $m=224,2$ кг
		С плоскоконическим диском, рис. А.1 [7], $m=224,2$ кг	С криволинейным диском, имеющим центральный выгиб				
			рис. А.2 [7], $m=243,5$ кг	рис. А.3 [7], $m=248,4$ кг	рис. А.4 [7], $m=247,7$ кг		
Нагрузка по варианту 1							
Максимальное эквивалентное напряжение в диске, МПа	с наружной стороны колеса	378 – в зоне дуги над ступицей ($R=197$ мм)	413 – в центральном выгибе ($R=283$ мм)	444 – в центральном выгибе ($R=271$ мм)	334 – в центральном выгибе ($R=279$ мм)	445 – в нижней части диска ($R\approx 209$ мм)	378 – в верхней части диска ($R=355$ мм)
	с внутренней стороны колеса	769 – в зоне дуги под ободом ($R=351$ мм)	743 – в центральном выгибе ($R=273$ мм)	764 – в центральном выгибе ($R=264$ мм)	606 – в центральном выгибе ($R=262$ мм)	649 – в средней по высоте части диска ($R\approx 306$ мм)	595 – в средней по высоте части диска ($R=304$ мм)
Нагрузка по варианту 2							
Максимальное эквивалентное напряжение в диске, МПа	с наружной стороны колеса	516 – в зоне дуги над ступицей ($R=184$ мм)	445 – в зоне дуги над ступицей ($R=190$ мм)	516 – в зоне дуги под ободом ($R=340$ мм)	423 – в зоне дуги под ободом ($R=359$ мм)	485 – в нижней части диска ($R\approx 195$ мм)	463 – в зоне дуги над ступицей ($R=167$ мм)
	с внутренней стороны колеса	420 – в зоне дуги под ободом ($R=350$ мм)	481 – в центральном выгибе ($R=288$ мм)	567 – в центральном выгибе ($R=273$ мм)	391 – в центральном выгибе ($R=286$ мм)	352 – в верхней части диска ($R\approx 345$ мм)	384 – в средней по высоте части диска ($R=304$ мм)
Отклонение гребня под нагрузкой, мм	от рельса			0,963	0,13		
	к рельсу	1,69	0,013			0,993	0,557
Перемещение поверхности катания обода по вертикали, мм	у гребня, h_1	-0,386	-0,268	-0,279	-0,175	-0,375	-0,229
	в зоне полевой части, h_2	-0,636	-0,172	-0,099	-0,122	-0,444	-0,214
$\Delta=h_1-h_2$, мм		0,25	-0,096	-0,18	-0,053	0,069	-0,015
Нагрузка по варианту 3							
Максимальное эквивалентное напряжение в диске, МПа	с наружной стороны колеса	797 – в зоне дуги под ободом ($R=391$ мм)	663 – в зоне сопряжения дуги под ободом с диском ($R=353$ мм)	711 – в зоне сопряжения дуги под ободом с диском ($R=340$ мм)	768 – в зоне дуги под ободом ($R=391$ мм)	773 – в зоне дуги под ободом ($R\approx 391$ мм)	557 – в верхней части диска ($R=354$ мм)
	с внутренней стороны колеса	277 – в зоне дуги над ступицей ($R=194$ мм)	446 – в центральном выгибе ($R=280$ мм)	527 – в центральном выгибе ($R=268$ мм)	365 – в центральном выгибе ($R=277$ мм)	293 – в нижней части диска ($R\approx 198$ мм)	321 – в средней по высоте части диска ($R=304$ мм)

Примечание: m – масса колеса; R – радиус, определяющий точку на поверхности колеса, в которой действует максимальное эквивалентное напряжение.

Табл. 2. Сопоставление показателей по максимальным эквивалентным напряжениям в дисках колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011 и рассчитанных на осевые нагрузки до 30 тс

Показатели по максимальным эквивалентным напряжениям	Тип колеса				
	С криволинейным диском, имеющим центральный выгиб по ГОСТ 10791-2011			С 2-х радиусным диском [8], $m=222,7$ кг	Новое с 4-х радиусным диском (рис. 4), $m=224,2$ кг
	рис. А.2 [7], $m=243,5$ кг	рис. А.3 [7], $m=248,4$ кг	рис. А.4 [7], $m=247,7$ кг		
Число наименьших значений максимальных эквивалентных напряжений, шт	0			2	2
Число наибольших значений максимальных эквивалентных напряжений, шт.	0	4	1	2	0

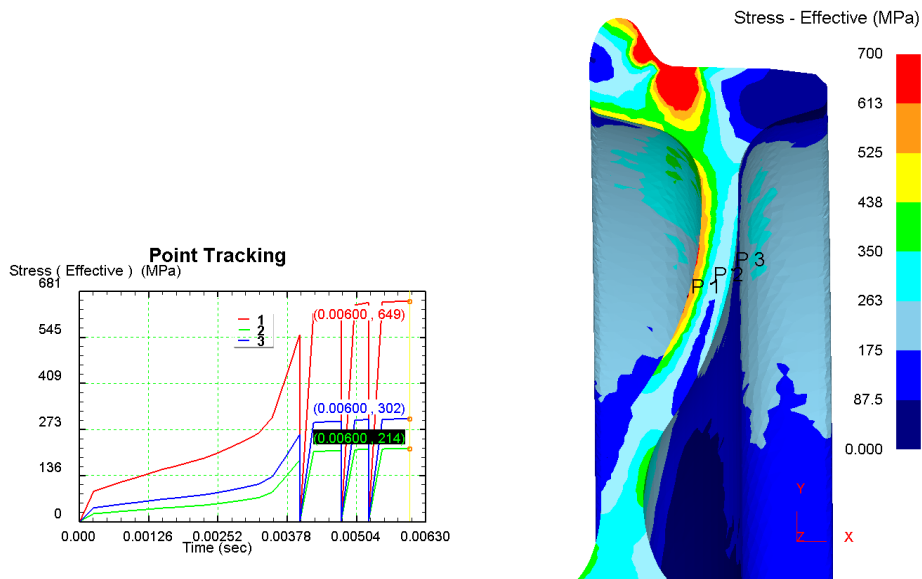


Рис. 5. Результаты моделирования по колесу с 2-х радиусным диском по патенту [8] (при нагружении по варианту 1):

Point Tracking – отслеживание точек; *Stress (Effective)* – эквивалентное напряжение; *Time* – время

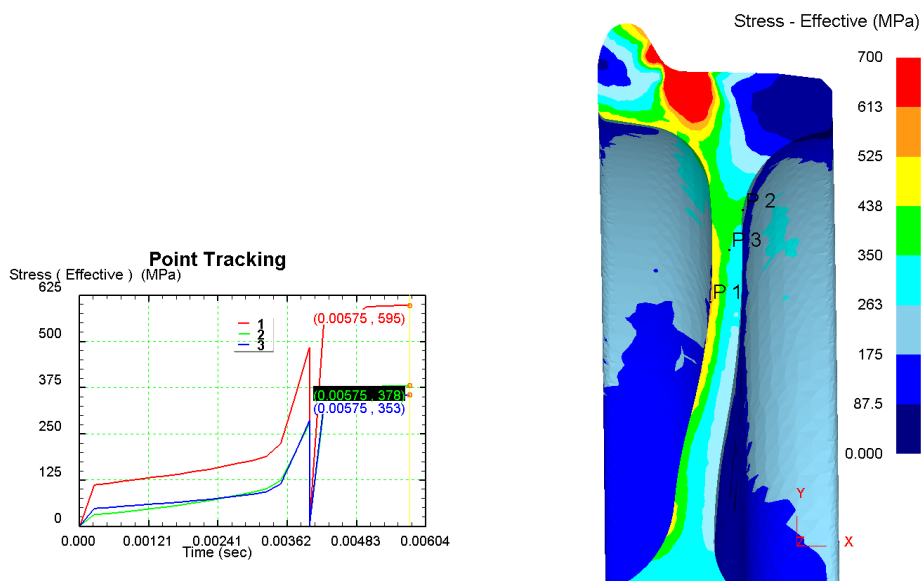


Рис. 6. Результаты моделирования по новому колесу с 4-х радиусным диском (при нагружении по варианту 1):

Point Tracking – отслеживание точек; *Stress (Effective)* – эквивалентное напряжение; *Time* – время

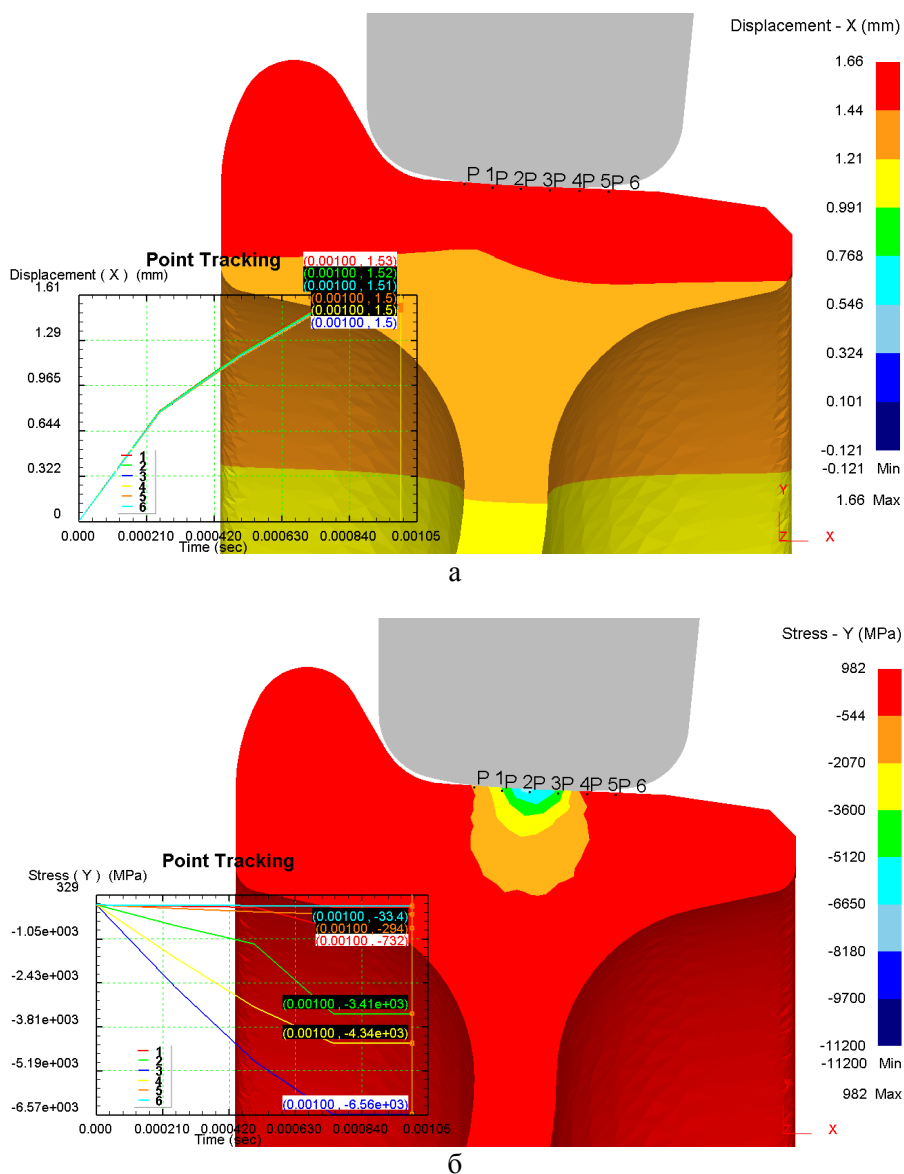


Рис. 7. Результаты моделирования взаимодействия колеса с плоскоконическим диском с рельсом Р75 при движении колесной пары по прямому участку пути:
 а – смещение поверхности катания по горизонтали при вертикальной нагрузке 785 кН;
 б – радиальные напряжения на поверхности катания при вертикальной нагрузке 785 кН;
 Point Tracking – отслеживание точек; Displacement (X) – перемещение по оси X;
 Stress (Effective) – эквивалентное напряжение; Time – время

Обеспечение наиболее равномерного износа поверхности катания обода является важной задачей, т.к. будет способствовать увеличению пробега колеса между его переточками. Одним из путей решения этой задачи является разработка конструкций колес, у которых параметр Δ будет равен нулю или будет иметь небольшое значение со знаком «-», что обеспечит тенденцию к развороту обода под нагрузкой против часовой стрелки, уменьшение износа поверхности катания в зоне, прилегающей к гребню, и, соответственно, приведет к более равномерному износу поверхности катания обода.

У колес, которые предназначены для эксплуатации при осевых нагрузках до 30 тс и во-

шедших в ГОСТ 10791-2011, параметр Δ имеет знак «-». У этих колес размеры обода и ступицы, а также их взаимное положение нормируются ГОСТ 10791-2011. Поэтому в каждом случае отрицательное значение параметра Δ обеспечивается формой и размерами диска, а также его положением относительно обода и ступицы.

Необходимо отметить, что у нового колеса с 4-х радиусным диском (см. рис. 4) и у колеса, имеющего криволинейный диск с центральным выгибом (см. ГОСТ 10791-2011, рис. А.4 [7]), параметр Δ близок к нулю, что обеспечивает практически плоскопараллельное перемещение поверхности катания обода под действием нагрузки и, соответственно, близкий к равномер-

ному ее износ в процессе эксплуатации железнодорожного колеса.

Новое колесо с 4-х радиусным диском, как и колесо с плоскоконическим диском, имеет тенденцию к смещению пятна контакта колеса с рельсом в направлении к гребню, но на значительно меньшую величину (см. рис. 7а и 9а).

Существенной отличительной особенностью новой конструкции колеса является то, что она обеспечивает не только снижение радиальных напряжений (и, соответственно, контактных давлений) на поверхности катания, но и снижение максимальных их значений по сравнению со всеми анализируемыми вариантами колес (рис. 10).

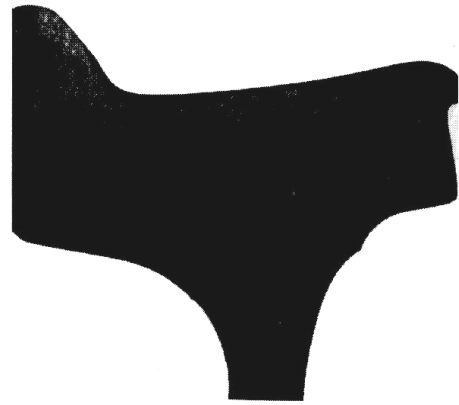


Рис. 8. Типовая схема износа профиля поверхности обода колеса с плоскоконическим диском [13]

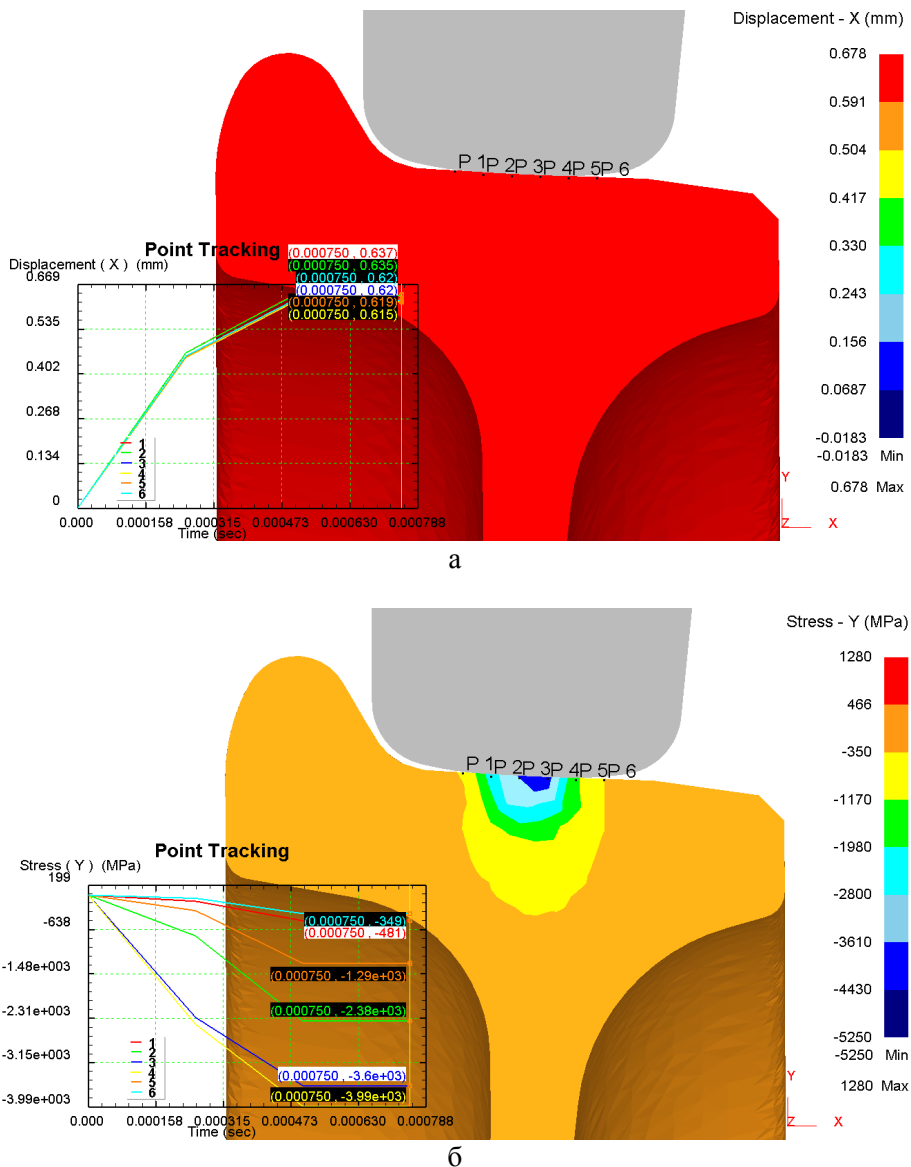


Рис. 9. Результаты моделирования взаимодействия нового колеса с 4-х радиусным диском с рельсом Р75 при движении колесной пары по прямому участку пути:

- а – смещение поверхности катания по горизонтали при вертикальной нагрузке 785 кН;
 - б – радиальные напряжения на поверхности катания при вертикальной нагрузке 785 кН;
- Point Tracking* – отслеживание точек; *Displacement (X)* – перемещение по оси X; *Stress (Effective)* – эквивалентное напряжение; *Time* – время

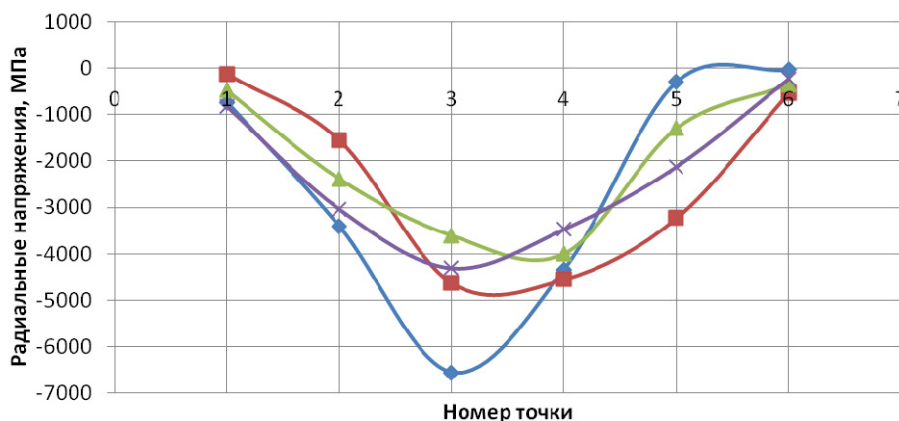


Рис. 10. Распределение радиальных напряжений на поверхности катания ободьев колес при вертикальной нагрузке 785 кН:

- ◆— колесо с плоскоступным диском ГОСТ 10791-2011 (рис. А.1 [7]);
- колесо с криволинейным диском, имеющим центральный выгиб ГОСТ 10791-2011 (рис. А.4 [7]);
- ▲— новое колесо с 4-х радиусным диском (рис. 4);
- ×— колесо с 2-х радиусным диском [8]

Выводы

Выполнена адаптация методики конечно-элементного моделирования НДС колес для условий их нагружения от действия эксплуатационных нагрузок. Установлено, что отклонения расчетных значений напряжений от экспериментальных не превышают 15 %.

На этой основе и на базе известных схем нагружения колес выполнен сравнительный анализ ряда конструкций колес, удовлетворяющих ГОСТ 10791-2011 и рассчитанных на эксплуатацию при осевой нагрузке до 30 тс.

Предложена новая конструкция колеса с 4-х радиусным диском, которая имеет ряд преимуществ. Во-первых, новое колесо имеет массу, равную массе колеса с плоскоступным диском и, соответственно, оно на 17-22 кг легче представленных в ГОСТ 10791-2011 колес с криволинейными дисками, имеющими центральный выгиб. Во-вторых, колесо имеет низконапряженную конструкцию, что обеспечивается как минимизацией напряжений в диске, так и уменьшением склонности колеса к концентрации напряжений в одних и тех же областях диска при различных вариантах нагружения. В-третьих, обеспечивается снижение и более равномерное распределение контактного давления по поверхности катания обода и, как следствие, повышение равномерности ее износа.

Список литературы

1. Effects of residual stress and shape of web plate on the fatigue life of railway wheels / Jung Won Seo, Seok Jin Kwon, Hyen Kue Jun, Dong Hyong Lee / Engineering Failure Analysis. – 2009. – Vol.16. – P. 2493-2507.
2. Designing of railway wheels. Part 2: Comparison of numerical analysis and experimental re-

- search / M. Sitarz, A. Śladkowski, K. Bizon, K. Chruzik // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part F: Journal of rail and rapid transit. – 2005. – Vol.219, No.2. – P. 111-120.
3. UIC CODE 510-5. Technical approval of solid wheels. With effect from 1 September 2001. – Paris: International Union of Railways, 2003. – 112 p.
4. Manual Of Standards And Recommended Practices. Section G. Wheels And Axles. Effective March 2011. – Washington: Association of American Railroads, 2011. – 180 p.
5. Патент 2259279 РФ, В60 В 3/02, 17/00, В21/Р. Цельнокатанное железнодорожное колесо и способ его изготовления / С.А. Королев, А.М. Волков, А.И. Кондрушин и др.; ОАО «Выксунский металлургический завод». №2004100876/11; заявлено 15.01.2004; опубл. 27.08.2005, Бюл. №24.
6. Пашолок И.Л., Цюренко В.Н., Разумов А.С. Разработка критериев работоспособности дисков цельнокатаных колес для грузовых вагонов нового поколения / Вестник ВНИИЖТ. – 2002. – №3. – С. 19-23.
7. ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. Действительный от 01.01.2012. – Минск: Евразийский совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2011. – 38 с.
8. Патент 2428319 РФ, В60 В 17/00, 3/02, В61 F 13/00, В61 Н 1/04. Железнодорожное колесо / Р.А. Гольшков, К.Д. Керенцев; ОАО «Выксунский металлургический завод». №20101113648/11; заявлено 07.04.2010; опубл. 10.09.2011, Бюл. №25.
9. Снитко С.А., Яковченко А.В., Ивлева Н.И. Теоретические основы проектирования профилей железнодорожных колес с криволи-

- нейными дисками, построенными на базе принципа «золотого сечения» и «цепной линии» / Наук. пр. Донец. нац. техн. ун-ту; Редкол.: Мінаєв О.А. (голова) та інш. – Донецьк: ДонНТУ, 2012. – Вип.1(14)-2(15). – С. 131-146. (серія: Металургія).
10. Снитко С.А., Яковченко А.В., Ивлева Н.И. Реализация системного подхода при проектировании профилей железнодорожных колес с криволинейными дисками / Захист металургійних машин від поломок. – 2012. – Вип.14. – С. 25-39.
 11. Железнодорожный путь / Т.Г. Яковлева, Н.И. Карпушенко, С.И. Клинов и др. – М.: Транспорт, 1999. – 405 с.
 12. Ying Jin, Makoto Ishida, Akira Namura. Experimental simulation and prediction of wear of wheel flange and rail gauge corner / Wear. – 2011. – Vol.271. – P. 259-267.
 13. Губенко С.И. Некоторые структурные аспекты колесной стали, определяющие качество железнодорожных колес / Современные технологии производства транспортного металла. Международная конференция, Нижний Тагил, 4-6 декабря 2007 г. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. – С. 88-113.

S.A. Snitko /Cand. Sci. (Eng.), A.V. Yakovchenko /Dr. Sci. (Eng.)/

Donetsk National Technical University (Donetsk)

R.A. Golyshkov

JSC "Vyksa Steel Works" (Vyksa)

ANALYSIS OF STRESS-STRAINED STATE OF RAILWAY WHEELS ACCORDING TO GOST 10791-2011 UNDER AXIAL LOAD UP TO 30 tf

Background. The analysis of stress-strained state of wheels, as well as the creation of new wheels that are designed for the higher axial loads to 30 tf (294.3 kN) and are to ensure minimization of stresses in them from operational loads, their mass decrease, as well as more uniform wear of the running surface of wheels is an actual scientific and technical problem.

Materials and/or methods. The objective of this paper is to adapt the method of finite-elemental simulation of stress-strained state of wheels for the conditions of operational loads, the analysis on this basis and on the basis of the known load cases of a number of wheel designs that meet the GOST 10791-2011, and designing new low-strained wheels for operation with axial load up to 30 tf. Evaluation of the effectiveness of wheel designs has been done by analyzing the stress-strained state of wheel discs under operating loads. The calculations were done in the finite-elemental simulation system DEFORM-3D.

Results. A new wheel design with a 4-curved disk is proposed, which has a number of advantages. First, the new wheel mass is equal to the weight of the wheel with a panhead disk and, accordingly, it is 17-22 kilos lighter than wheels with curved disks, having a central camber, as presented in GOST 10791-2011. Second, the wheel has a low-strained design that is provided both by the minimization of stress in the disc and reducing the tendency to concentration of stress in the same areas of the disk under various types of loading. Third, the reduced and more uniform distribution of contact pressure at the tread surface of the rim and, as a consequence, the increased uniformity of its wear is provided.

Conclusion. The adaptation of the method of finite-elemental simulation of the stress-strained state of wheels for the conditions of operational loads is implemented. It is established that the deviation of the calculated stress values from the experimental does not exceed 15%. Based on it, a comparative analysis of the wheels meeting the requirements of GOST 10791-2011 for axial loads up to 30 tf is done, and the new low-strain wheel design is proposed.

Keywords: railway wheel, stress-strained state, stress, finite-elemental simulation, wear of rim tread surface.

Статья поступила 06.03.2015 г.

© С.А. Снитко, А.В. Яковченко, Р.А. Гольшков, 2016

Рецензент д.т.н., проф. С.П. Еронько