

**В.Е. Груздев, Л.Б. Цвик, И.Ю. Ермоленко**

*Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация*

## **СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОФИЛЯ ЦЕЛЬНОКАТАНЫХ КОЛЕС ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПО КРИТЕРИЮ ДОЛГОВЕЧНОСТИ**

**Аннотация.** Рассматриваются рациональные формы профиля цельнокатаных плоскоконических колес железнодорожного подвижного состава. Их поиск осуществлялся в пространстве конструктивных параметров, предусмотренных ГОСТ 10791-2011. Процедура поиска (инженерный анализ по критерию долговечности) осуществлялась с помощью виртуальных прототипов колес в некотором диапазоне значений рассматриваемых параметров, содержащем конструктивный вариант, соответствующий указанному ГОСТу. Осуществленный анализ показал, что найденные рациональные значения конструктивных параметров и разработанные на этой основе конструктивные рекомендации по выбору профиля рассматриваемых колес позволяют снизить уровень эксплуатационных значений интенсивности напряжений и деформаций по сравнению с аналогичным уровнем базового конструктивного варианта.

**Ключевые слова:** метод конечных элементов; цельнокатаное железнодорожное колесо; дискретная модель; дефекты железнодорожных колес.

**V.E. Gruzdev, L.B. Tsvik, I.Yu. Ermolenko**

*Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation*

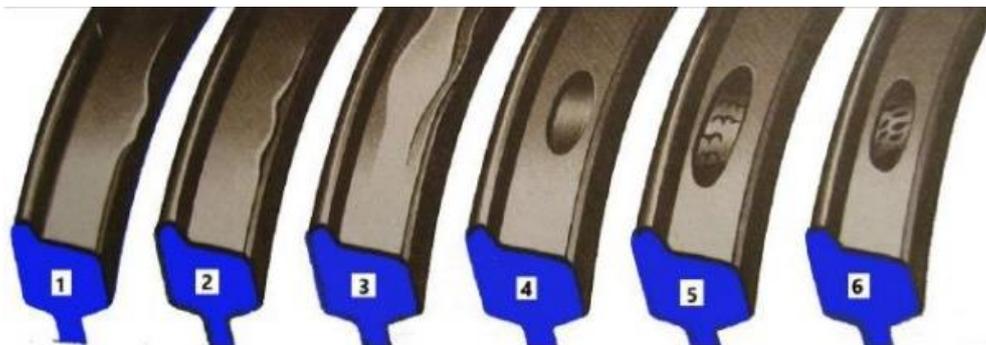
## **IMPROVEMENT OF THE PROFILE OF ALL-ROLLED WHEELS OF ROLLING STOCK ACCORDING TO THE CRITERION OF DURABILITY**

**Abstract.** The rational forms of the profile of solid-rolled flat-conical wheels of railway rolling stock are considered. Their search was carried out in the space of design parameters provided by GOST 10791-2011. The search procedure (engineering analysis by the criterion of wheel durability) was carried out using virtual prototypes of wheels in a certain range of values of the parameters under consideration, containing a constructive variant corresponding to the specified GOST. The analysis carried out showed that the rational values of the design parameters found and the design recommendations developed on this basis for choosing the profile of the wheels in question can reduce the level of operational values of stress and strain intensity compared to the same level of the basic design option.

**Keywords:** finite element method; solid-rolled railway wheel; discrete model; defects of railway wheels.

### **Постановка задачи исследования**

В процессе эксплуатации вагонов колесные пары подвергаются значительным статическим и динамическим нагрузкам. На поверхности катания возникает сдвиг металла, местное увеличение, а в худшем случае, происходит сужение этой поверхности. Обод уширяется, появляются заусенцы, ползуны, навары, трещины, сколы и выщербины [1]. Дефекты цельнокатаного колеса показаны на рисунке 1.



- 1) сдвиг металла на поверхности катания, местное увеличение, сужение поверхности катания или смещение металла обода; 2) заусенец на кромке обода; 3) местное уширение обода колеса; 4) ползун; 5) навар; 6) трещины, сколы, выщербины

**Рис. 1. Дефекты цельнокатаного колеса подвижного состава**

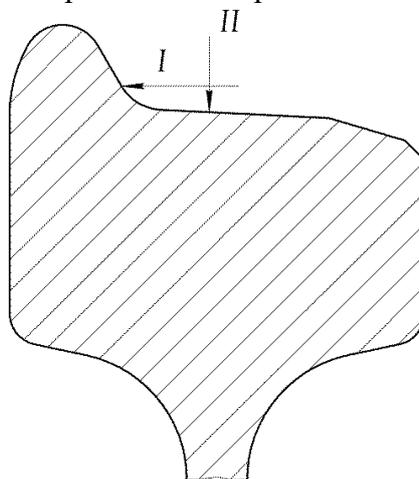
Данные дефекты встречаются в большом количестве, что сказывается на экономической эффективности железнодорожного транспорта в целом. Появление указанных дефектов определяется тремя главными факторами: уровнем напряжений и деформаций, возникающих в процессе эксплуатации; уровнем радиальной жесткости колеса, определяющей силу ударного взаимодействия колеса и рельса в процессе движения подвижного состава, а также запасом прочности его высоконагруженных элементов, который определяется их толщинами (точнее их геометрическими параметрами).

В настоящее время развитие методов математического моделирования и вычислительной техники позволяет осуществлять инженерный анализ геометрических форм конструктивных элементов с помощью их виртуальных прототипов [2]. Указанный анализ позволяет выявлять как рациональные, так и не рациональные формы элементов подвижного состава, в том числе профилей цельнокатаных колес. В данной работе рассматривается уровень интенсивности эксплуатационных напряжений, определяющий их циклический ресурс (в качестве критерия качества). При этом конструктивные параметры профиля колеса (радиусы гантельных переходов, толщина диска в приободной и приступичной зоне [3]) подвергались варьированию в некотором диапазоне. В процессе вариантных исследований виртуальных прототипов рассматриваемых колёс осуществлялся поиск рациональных значений конструктивных параметров профиля колеса. В качестве рациональных при этом принимались значения геометрических параметров, при которых уровень максимальных значений интенсивности напряжений (величины  $\sigma_i^{max}$ ) был минимален [4]. При осуществлении описанной минимизации значений  $\sigma_i^{max}$  одновременно требовалось выполнение следующих двух условий: невозрастание массы и радиальной жесткости колеса.

### Проведение исследования

Колесо выполнено в соответствии с ГОСТ 10791-2011 [3] без учета допусков на предельные отклонения. Инженерный анализ возникающего в процессе эксплуатации напряженно-деформированного состояния (НДС) осуществлялся в два этапа: на первом этапе – геометрическое моделирование с помощью программного комплекса КОМПАС-3D [5], на втором – моделирование НДС, возникающего в рассматриваемом колесе под действием эксплуатационных нагрузок, соответствующих ГОСТ 33783-2016 [6]. Расчеты НДС проводились в вычислительной среде MSC.Nastran [7].

При проведении расчетов использовалась схема нагружения, показанная на рисунке 2. Значения сил были определены с учетом коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики и распределены по пятнам контакта, размеры которых определялись в соответствии с [8]. Силы в данной работе принимались равными: горизонтальная – 50 кН, вертикальная – 375 кН. Уменьшение толщины обода вследствие износа не учитывалось. Внутренняя поверхность ступицы принималась при этом неподвижной.



I – горизонтальная нагрузка; II – вертикальная нагрузка

**Рис. 2. Схема нагружения колеса в его рабочем сечении, используемая в процессе численного моделирования**

Создание конечно-элементной (КЭ) модели включало в себя исследование влияния размера конечного элемента и количества элементов на результаты вычислений. Оценка погрешности КЭ-моделирования осуществлялась на последовательности КЭ-разбивок. При этом на каждом шаге вычисления размеры конечных элементов уменьшались по закону геометрической прогрессии со знаменателем, значение которого было близко к 0,5. Погрешность приближения принималась приемлемой при разнице величин  $\sigma_i^{max}$  не превышающей 3,5 МПа [6, приложение Б]. Результаты соответствующих расчетов на последовательности конечно-элементных разбивок виртуальных моделей колеса приведены в таблице 1.

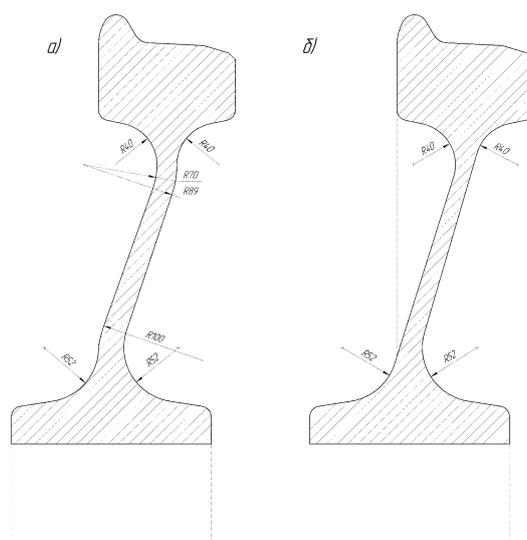
Таблица 1

**Влияние размера конечного элемента на напряжения, возникающие в приободной и приступичной части колеса**

№	Размер конечного элемента, мм	Количество элементов	$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа
1	10	348831	104,80	112,79
2	5	2029963	113,33	125,48
3	2,5	9893896	114,12	128,29

Полученные в результате указанных расчётов данные позволили сделать заключение о том, что оптимальный размер конечного элемента составляет 5 мм. Сходимость КЭ-приближений была при этом достигнута.

Анализ возникающих в рассматриваемых колёсах НДС позволил сделать вывод, что одной из причин высокого уровня  $\sigma_i^{max}$  является резкое изменение радиусов кривизны галтельных переходов в зоне сопряжения плоскоконического диска с ободом колеса и с его ступицей. В частности, отметим, что в зоне стыка диска и ступицы на внутренней (гребневой) стороне колеса, а также в зоне стыка диска с ободом на наружной (полевой) стороне колеса указанная кривизна изменяется скачком со сменой знака. Это позволяет выдвинуть гипотезу, заключающуюся в том, что более плавные формы контура профиля, приведенные, например, на рисунке 3, б (на указанном рисунке поверхности перехода от ступицы и обода не имеют скачкообразного изменения знака кривизны сопрягаемых поверхностей) позволят снизить максимальные значения  $\sigma_i^{max}$ . Для проверки выдвинутого предположения был осуществлен анализ уровня НДС в зонах возможного возникновения усталостных трещин [1]. Итоги соответствующих конечно-элементных расчетов приведены в таблице 2.



а) конструктивный вариант, соответствующий ГОСТу [ГОСТ 10791]; б) предлагаемое конструктивное решение для вариантного поиска рациональных значений характеристик радиусных переходов в приступичной и приободной зонах

**Рис. 3. Колесо цельнокатанное с плоскоконическим диском диаметром по кругу катания 957 мм**

Сопоставление уровня напряжений в базовом и предлагаемом конструктивном варианте

Исполнение	Конструктивный вариант, соответствующий ГОСТ 10791-2011	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового
Масса колеса, кг	365,40	355,68
Отклонение массы, кг	–	9,72
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	126,69	126,84
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	0,15

Результаты, представленные в таблице, показывают, что масса в предлагаемом конструктивном варианте уменьшилась почти на 10 кг. Уровень напряжений при этом практически не изменился. Существенно, что сэкономленный металл может быть использован для снижения уровня максимальных напряжений, возникающих в приступичной и приободной зоне диска. Для определения эффективности перераспределения материала отметим, что необходимо осуществить расчет уровней максимальных напряжений в различных конструктивных вариантах, в которых сэкономленный металл размещается в каждой из четырех возможных зон возникновения усталостных трещин (в зонах галтельных переходов  $R_1$ - $R_4$ ) в приободной и приступичной зонах колеса (рис. 4). Результаты приведены в таблицах 3-6.

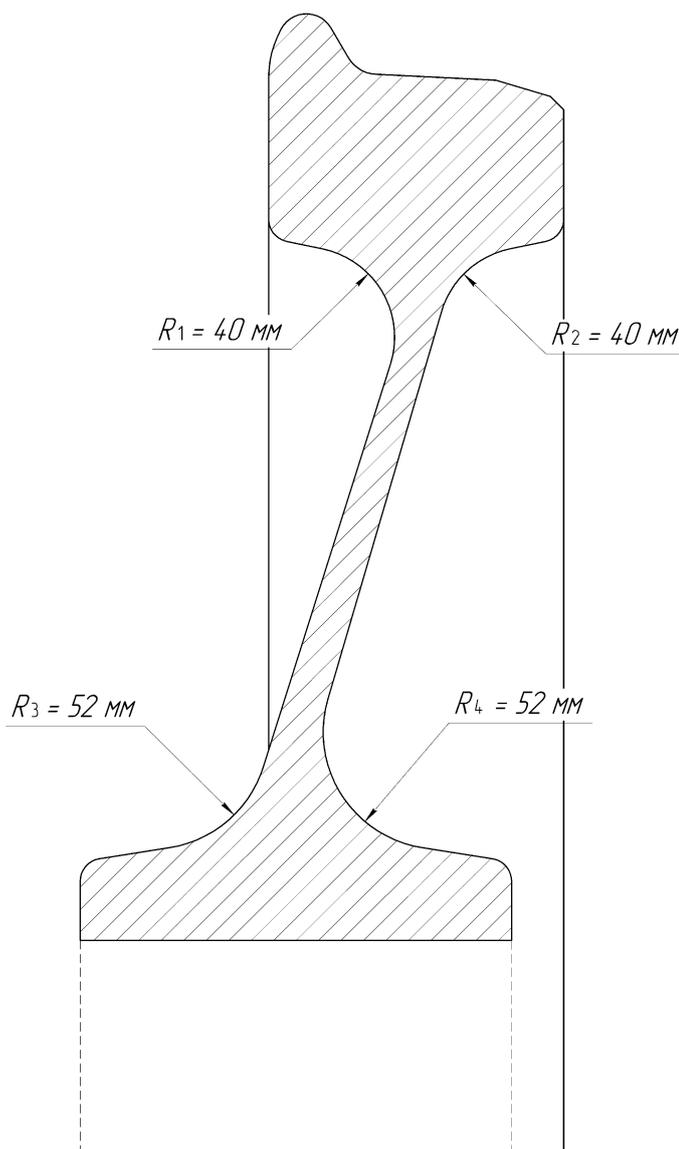


Рис. 4. Базовый четырехрадиусный профиль цельнокатаного колеса

**Влияние величины  $R_1$  на максимальные значения интенсивности напряжений  
в приободной и приступичной зоне колеса**

Исполнение	ГОСТ	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового						
		40	41	42	43	44	45	46
Значение $R_1$ , мм	40	40	41	42	43	44	45	46
Масса колеса, кг	365,40	355,68	355,46	355,25	355,04	354,84	354,64	354,45
Изменение массы, кг	–	-9,72	-9,94	-10,15	-10,36	-10,56	-10,76	-10,96
Изменение массы, %	–	-2,66	-2,72	-2,78	-2,84	-2,89	-2,95	-3,00
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03	118,74	117,69	118,12	118,69	121,82	122,14
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03	4,74	3,69	4,12	4,69	7,82	8,14
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	1,78	4,16	3,24	3,61	4,11	6,86	7,14
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	129,69	126,84	124,46	129,09	134,91	133,12	131,91	133,57
Отклонение $\sigma_i^{max}$ МПа	–	0,15	-2,23	2,40	8,22	6,43	5,22	6,88
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	0,12	-1,76	1,90	6,49	5,08	4,12	5,43

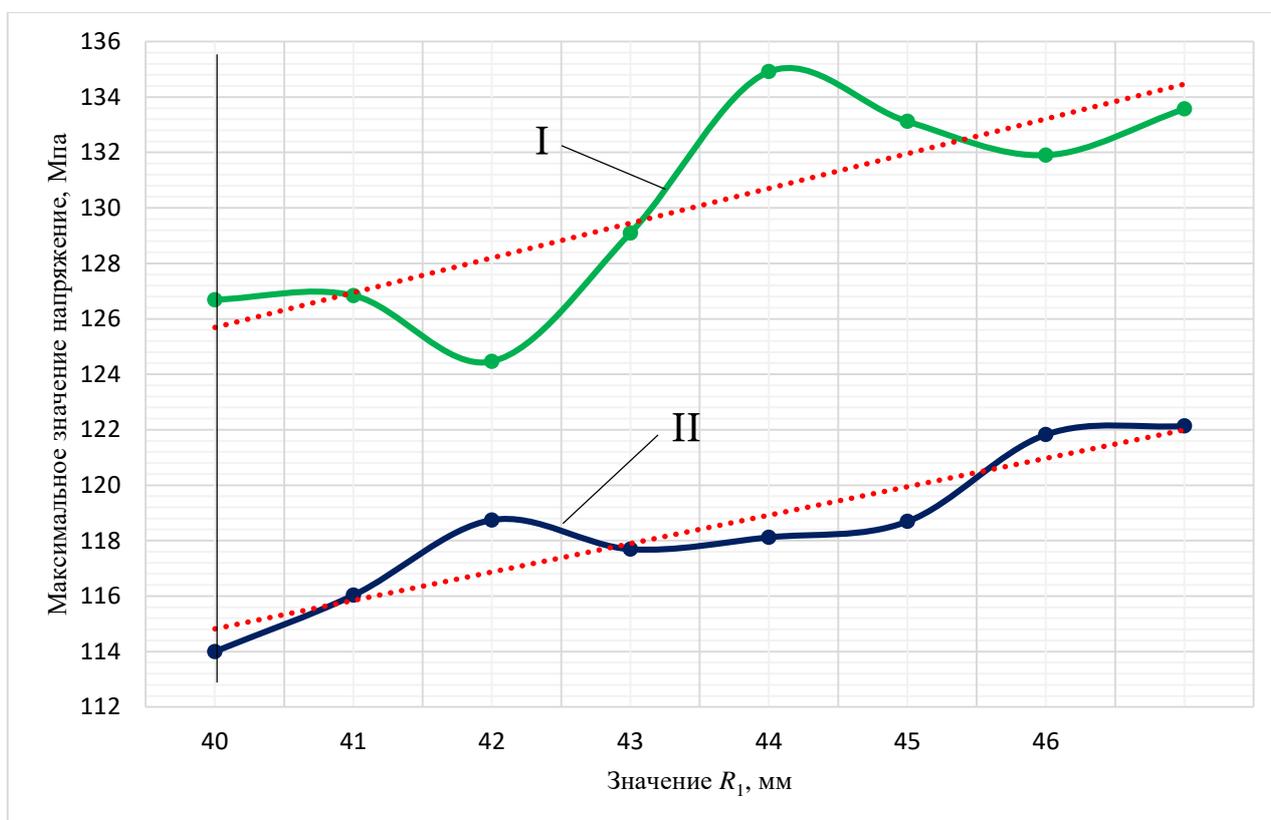
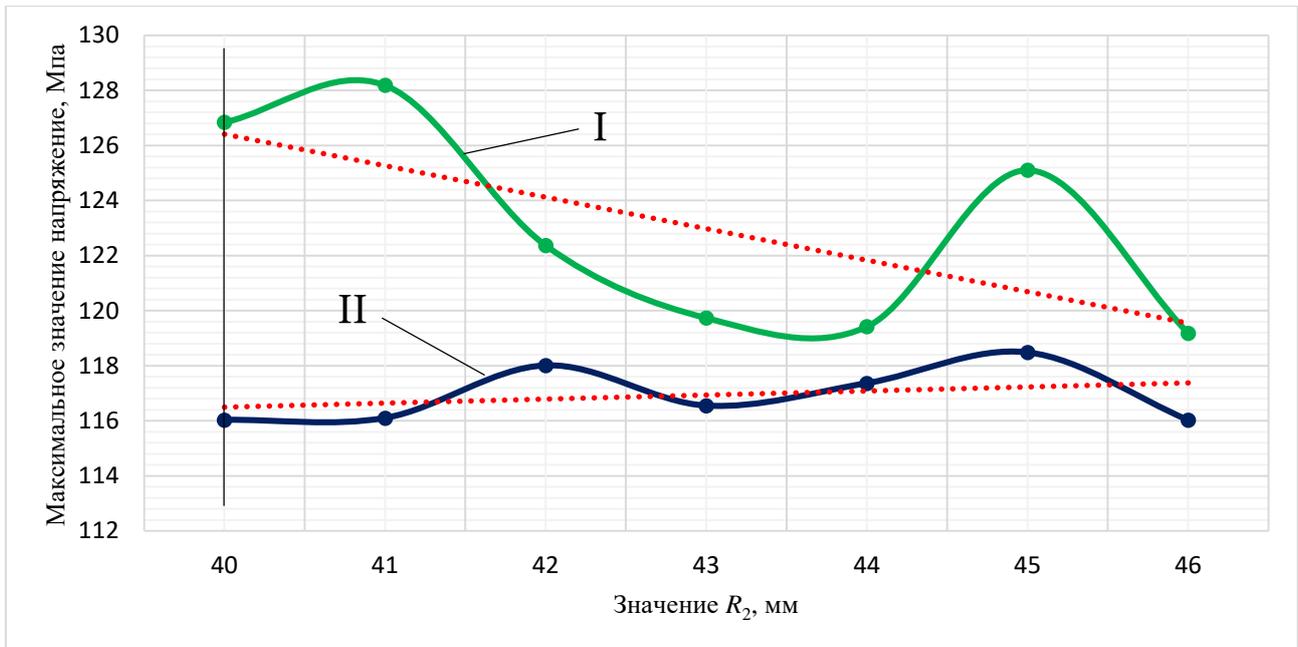


Рис. 5. Влияние величины  $R_1$  на  $\sigma_i^{max}$  конструктивного варианта

**Влияние величины  $R_2$  на максимальные значения интенсивности напряжений  
в приободной и приступичной зоне колеса**

Исполнение	ГОСТ	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового						
		40	41	42	43	44	45	46
Значение $R_2$ , мм	40	40	41	42	43	44	45	46
Масса колеса, кг	365,40	355,68	356,12	356,56	357,01	357,46	357,91	358,37
Изменение массы, кг	–	-9,72	-9,28	-8,84	-8,39	-7,94	-7,49	-7,03
Изменение массы, %	–	-2,66	-2,54	-2,42	-2,30	-2,17	-2,05	-1,92
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03	116,10	118,01	116,55	117,36	118,48	116,02
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03	2,10	4,01	2,55	3,36	4,48	2,02
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	1,78	1,84	3,52	2,23	2,95	3,93	1,77
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	129,69	126,84	128,19	122,37	119,74	119,42	125,11	119,18
Отклонение $\sigma_i^{max}$ МПа	–	0,15	1,50	-4,32	-6,95	-7,27	-1,25	-5,93
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	0,12	1,18	-3,41	-5,49	-5,74	-1,25	-5,93

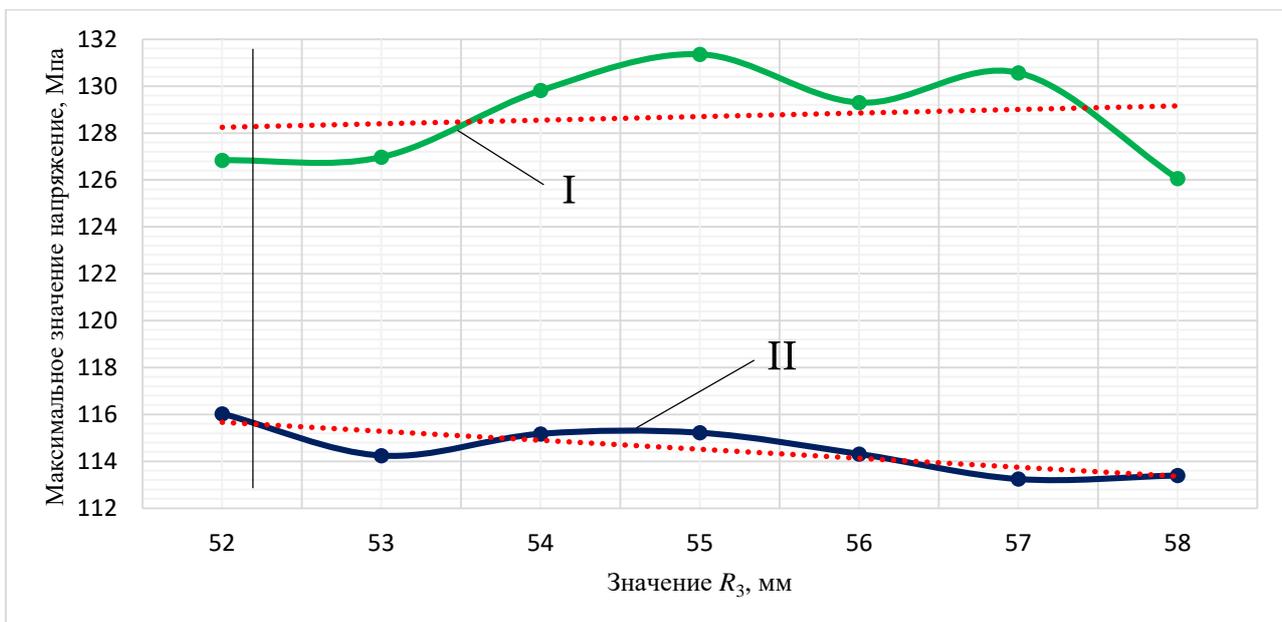


I – в приободной зоне колеса; II – в приступичной зоне колеса  
**Рис. 6. Влияние величины  $R_2$  на  $\sigma_i^{max}$  конструктивного варианта**

Таблица 5

**Влияние величины  $R_3$  на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной и приступичной зоне колеса**

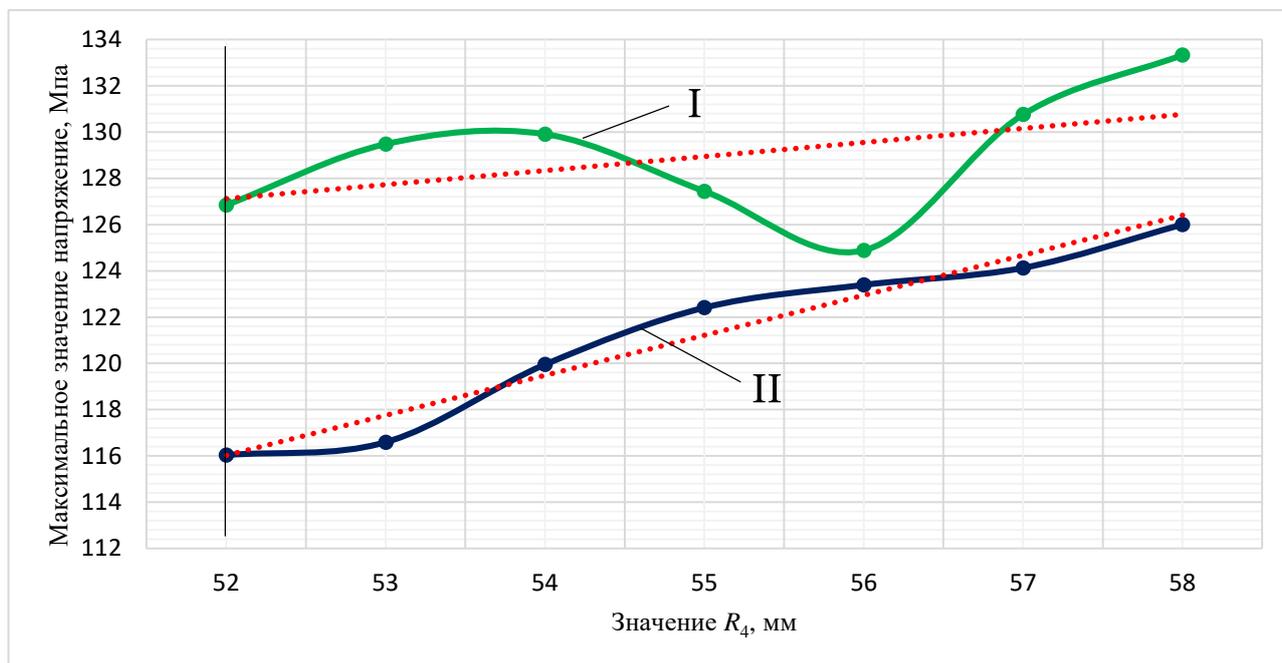
Исполнение	ГОСТ	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового						
Значение $R_3$ , мм	52	52	53	54	55	56	57	58
Масса колеса, кг	365,40	355,68	356,00	356,33	356,67	357,00	357,34	357,67
Изменение массы, кг	–	-9,72	-9,40	-9,07	-8,73	-8,40	-8,06	-7,73
Изменение массы, %	–	-2,66	-2,57	-2,48	-2,39	-2,30	-2,21	-2,11
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03	114,25	115,17	115,22	114,31	113,25	113,40
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03	0,25	1,17	1,22	0,31	-0,75	-0,60
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	1,78	0,22	1,03	1,07	0,28	-0,66	-0,53
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	129,69	126,84	126,98	129,81	131,36	129,30	130,57	126,06
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	0,15	0,29	3,12	4,67	2,61	3,88	-0,63
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	0,12	0,23	2,47	3,69	2,06	3,06	-0,50



I – в приободной зоне колеса; II – в приступичной зоне колеса  
**Рис. 7. Влияние величины  $R_3$  на  $\sigma_i^{max}$  конструктивного варианта**

Влияние величины  $R_4$  на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной и приступичной зоне колеса

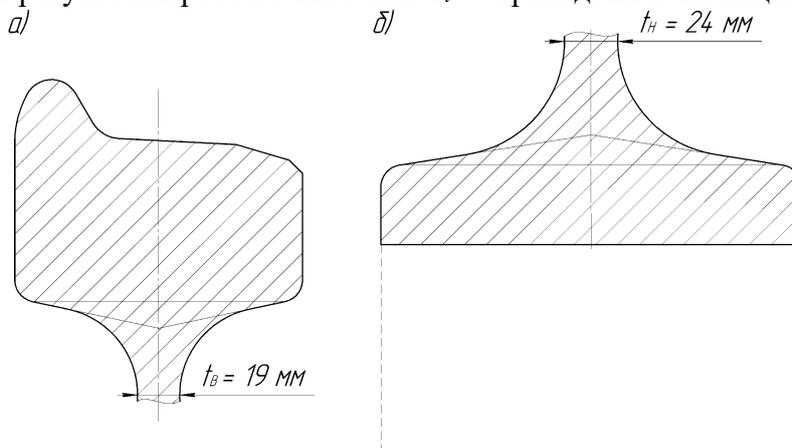
Исполнение	ГОСТ	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового						
Значение $R_4$ , мм	52	52	53	54	55	56	57	58
Масса колеса, кг	365,40	355,68	355,46	355,24	355,02	354,80	354,58	354,36
Изменение массы, кг	–	-9,72	-9,94	-10,16	-10,38	-10,60	-10,82	-11,04
Изменение массы, %	–	-2,66	-2,72	-2,78	-2,84	-2,90	-2,96	-3,02
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03	116,59	119,95	122,40	123,39	124,12	126,00
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03	2,59	5,95	8,40	9,39	10,12	12,00
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	1,78	2,27	5,22	7,37	8,23	8,88	10,52
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	129,69	126,84	129,48	129,91	127,44	124,88	130,76	133,33
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	0,15	2,79	3,22	0,75	-1,81	4,07	6,64
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	0,12	2,20	2,54	0,59	-1,43	3,21	5,24



I – в приободной зоне колеса; II – в приступичной зоне колеса

Рис. 8. Влияние величины  $R_4$  на  $\sigma_i^{max}$  конструктивного варианта

Помимо варьирования значений радиусов, осуществлялось также варьирование значений толщин плоскоконического диска в приступичной и приободной зонах (рис. 9). Соответствующие результаты расчета значений  $\sigma_i^{max}$  приведены в таблицах 7 и 8.

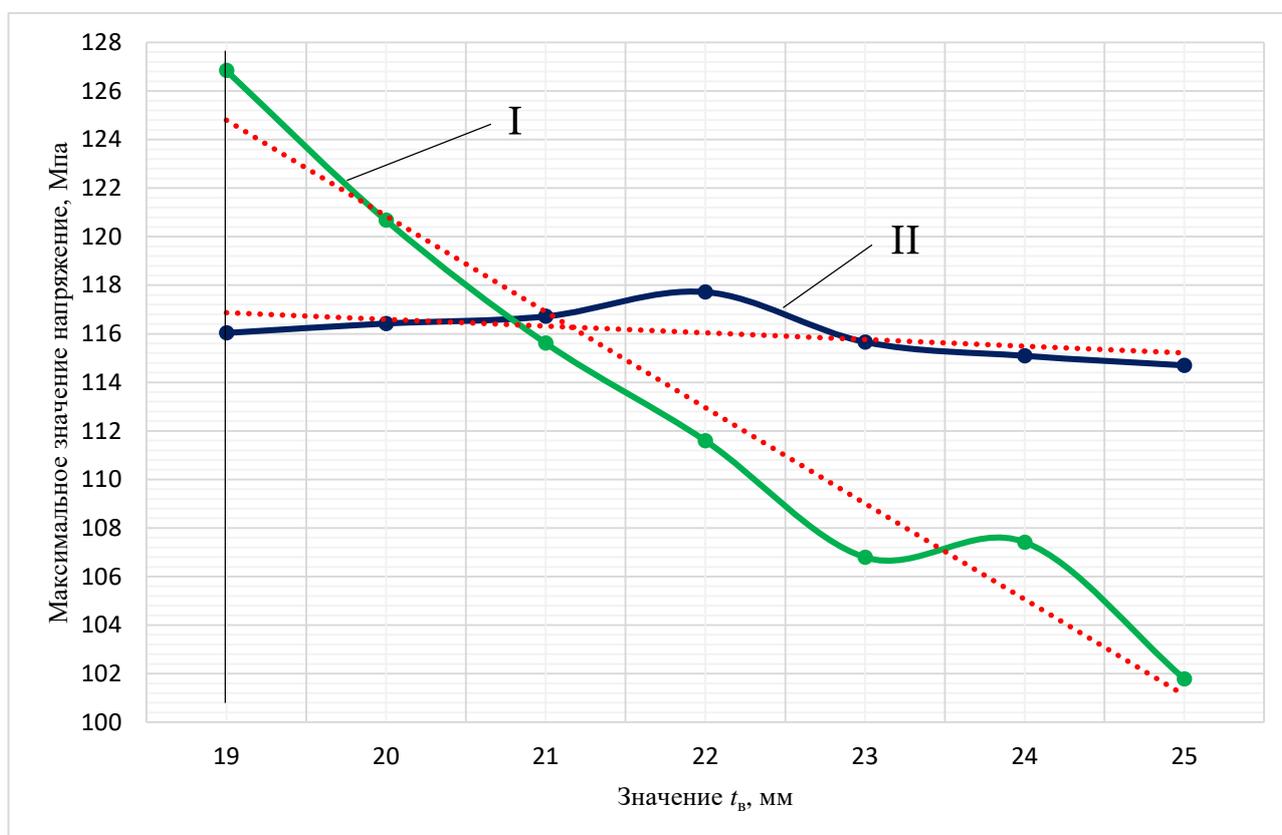


а) в приободной зоне колеса; б) в приступичной зоне колеса

Рис. 9. Толщина диска

**Влияние величины  $t_b$  на максимальные значения интенсивности напряжений  
в приободной и приступичной зоне колеса**

Исполнение	ГОСТ	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового						
		19	20	21	22	23	24	25
Значение $t_b$ , мм	19	19	20	21	22	23	24	25
Масса колеса, кг	365,40	355,68	357,61	359,55	361,48	363,41	365,34	367,27
Изменение массы, кг	–	-9,72	-7,79	-5,85	-3,92	-1,99	-0,06	1,87
Изменение массы, %	–	-2,66	-2,13	-1,60	-1,07	-0,54	-0,02	0,51
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03	116,42	116,71	117,72	115,66	115,09	114,69
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03	2,42	2,71	3,72	1,66	1,09	0,69
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	1,78	2,12	2,38	3,26	1,45	0,95	0,61
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	129,69	126,84	120,67	115,61	111,59	106,79	107,41	101,78
Отклонение $\sigma_i^{max}$ МПа	–	0,15	-6,02	-11,08	-15,10	-19,90	-19,28	-24,91
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	0,12	-4,75	-7,84	-11,92	-15,71	-15,22	-19,66

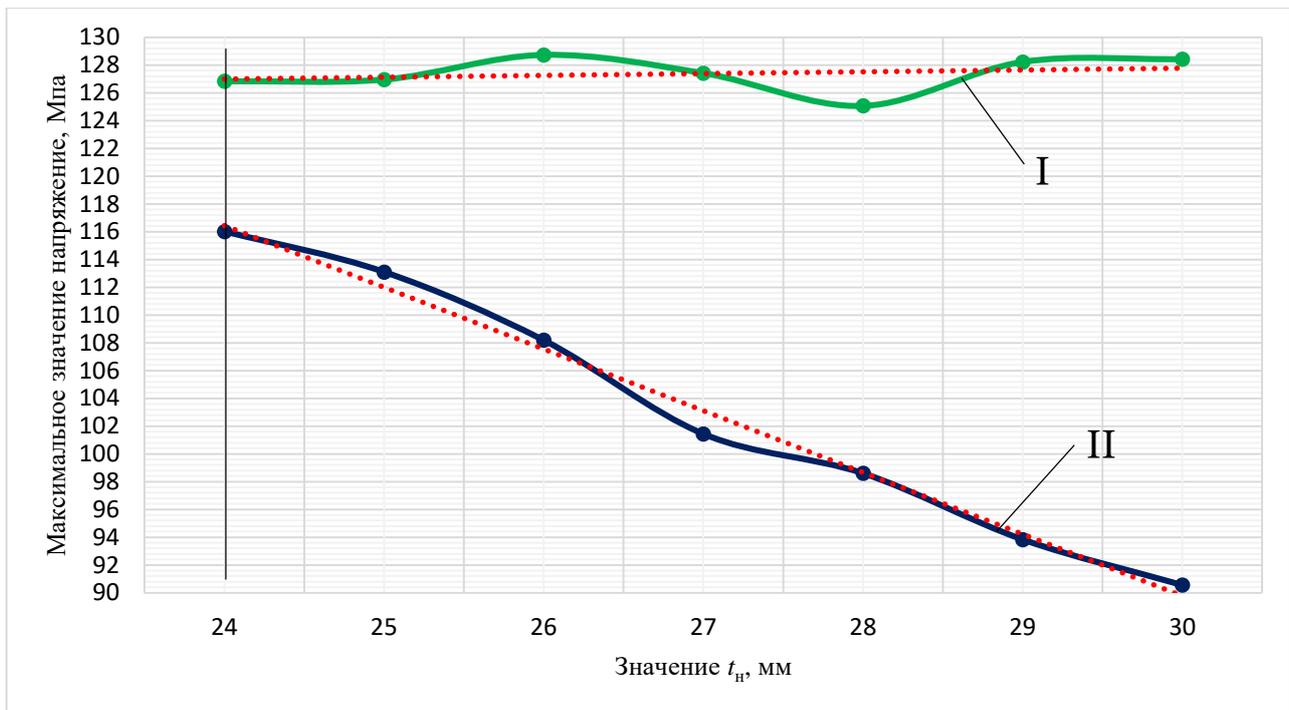


I – в приободной зоне колеса; II – в приступичной зоне колеса

**Рис. 10. Влияние величины  $t_b$  на  $\sigma_i^{max}$  конструктивного варианта**

**Влияние величины  $t_n$  на максимальные значения интенсивности напряжений  
в приободной и приступичной зоне колеса**

Исполнение	ГОСТ	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового						
		24	25	26	27	28	29	30
Значение $t_n$ , мм	24	24	25	26	27	28	29	30
Масса колеса, кг	365,40	355,68	357,28	358,88	360,47	362,06	363,64	365,23
Изменение массы, кг	–	-9,72	-8,12	-6,52	-4,93	-3,34	-1,76	-0,17
Изменение массы, %	–	-2,66	-2,22	-1,79	-1,35	-0,91	-0,48	-0,05
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03	113,11	108,19	101,45	98,61	93,84	90,56
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03	-0,89	-5,81	-12,55	-15,39	-20,16	-23,44
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	1,78	-0,78	-5,09	-11,01	-13,50	-17,68	-20,56
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	129,69	126,84	126,96	128,73	127,42	125,07	128,23	128,43
Отклонение $\sigma_i^{max}$ МПа	–	0,15	0,27	2,04	0,73	-1,62	1,54	1,74
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	0,12	0,22	1,61	0,58	-1,28	1,22	1,37



I – в приободной зоне колеса; II – в приступичной зоне колеса  
**Рис. 11. Влияние величины  $t_n$  на  $\sigma_i^{max}$  конструктивного варианта**

Для выявления эффективности одновременной оптимизации значений геометрических параметров рассматриваемых профилей был осуществлен вариантный поиск оптимальной величины радиуса  $R_2$  (рис. 4) и толщины плоскоконического диска  $t_b$  (рис. 9, а). Результаты анализа приведены в таблице 9 и построен график, показанный на рисунке 10.

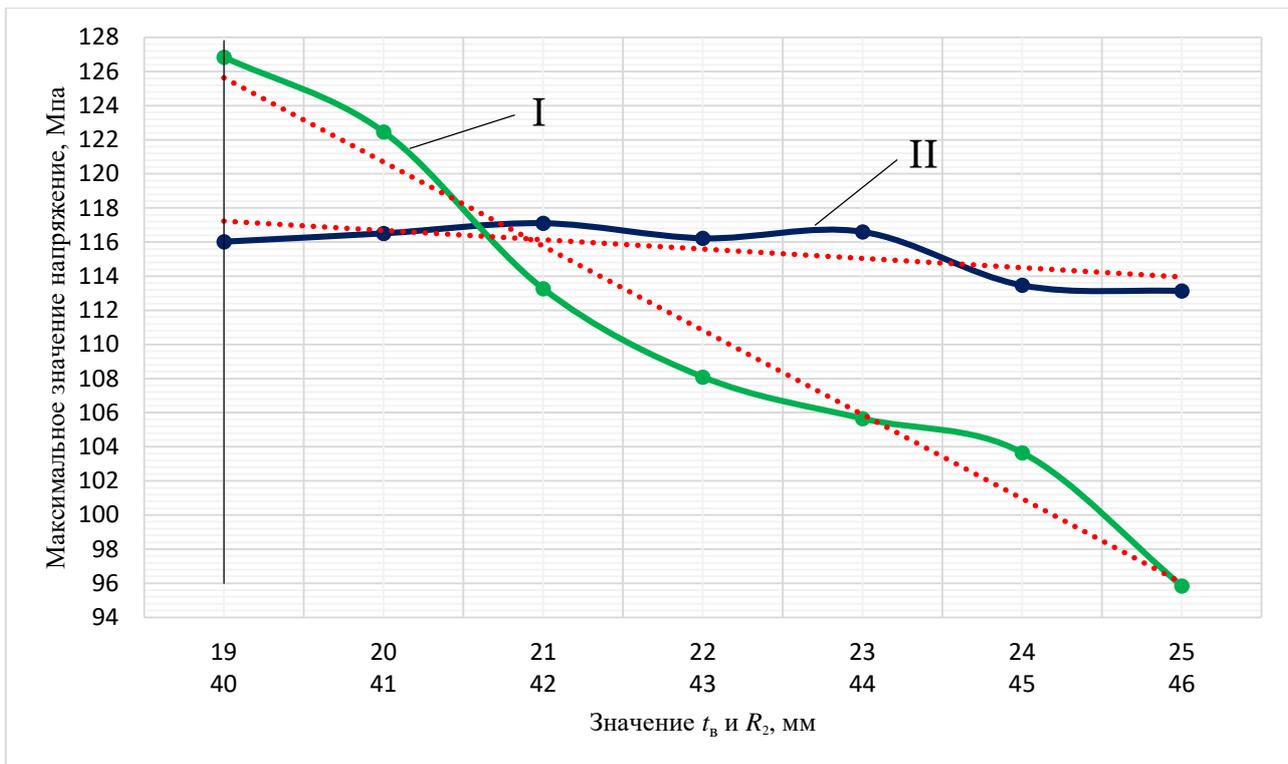
Таблица 9

**Влияние величины  $R_2$  и  $t_b$  на максимальные значения интенсивности напряжений в приободной и приступичной зонах колеса**

Исполнение	ГОСТ	Конструктивный вариант, предлагаемый в качестве базового							
		40	41	42	43	44	45	46	
Значение $R_2$ , мм	40	40	41	42	43	44	45	46	
Значение $t_b$ , мм	19	19	20	21	22	23	24	25	
Масса колеса, кг	365,40	355,68	358,05	360,44	362,83	365,22	367,63	370,04	
Изменение массы, кг	–	-9,72	-7,35	-4,96	-2,57	-0,18	2,23	4,64	
Изменение массы, %	–	-2,66	-2,01	-1,36	-0,70	-0,05	0,61	1,27	
$\sigma_i^{max}$ в приступичной зоне, МПа	114,00	116,03	116,52	117,11	116,23	116,61	113,47	113,13	
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , МПа	–	2,03	2,52	3,11	2,23	2,61	-0,53	-0,87	
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	1,78	2,21	2,73	1,96	2,29	-0,47	-0,76	
$\sigma_i^{max}$ в приободной зоне, МПа	129,69	126,84	122,46	113,27	108,10	105,66	103,66	95,84	
Отклонение $\sigma_i^{max}$ МПа	–	0,15	-4,23	-13,42	-18,59	-21,03	-23,03	-30,85	
Отклонение $\sigma_i^{max}$ , %	–	0,12	-3,34	-10,59	-14,68	-16,60	-18,18	-24,35	

Представляет интерес сопоставления величины изменений циклического ресурса рассматриваемых колес, соответствующих выявленному изменению величины  $\sigma_i^{max}$ . С этой целью была рассмотрена типичная кривая (рис. 13) усталости колёс, приведенная в ГОСТ 33783-2016 [6, рисунок К. 1].

Отметим, что уровень интенсивности напряжений  $\sigma_i^{max}$ , возникающих в приободной зоне (подгребневой) в различных конструктивных вариантах, как показывают приведенные расчеты, не превышают 130 МПа. Соответствующая точка кривой усталости (рис. 12) располагается на пологой ее части. Из этого вытекает, что достигнутое снижение максимального значения интенсивности напряжений, составляющее величину порядка 30 МПа, позволяет существенно увеличить циклический ресурс рассматриваемых цельнокатаных колёс с плоскоконической формой диска.



I – в приободной зоне колеса; II – в приступичной зоне колеса  
 Рис. 12. Влияние величины  $t_b$  и  $R_2$  на  $\sigma_i^{max}$  конструктивного варианта

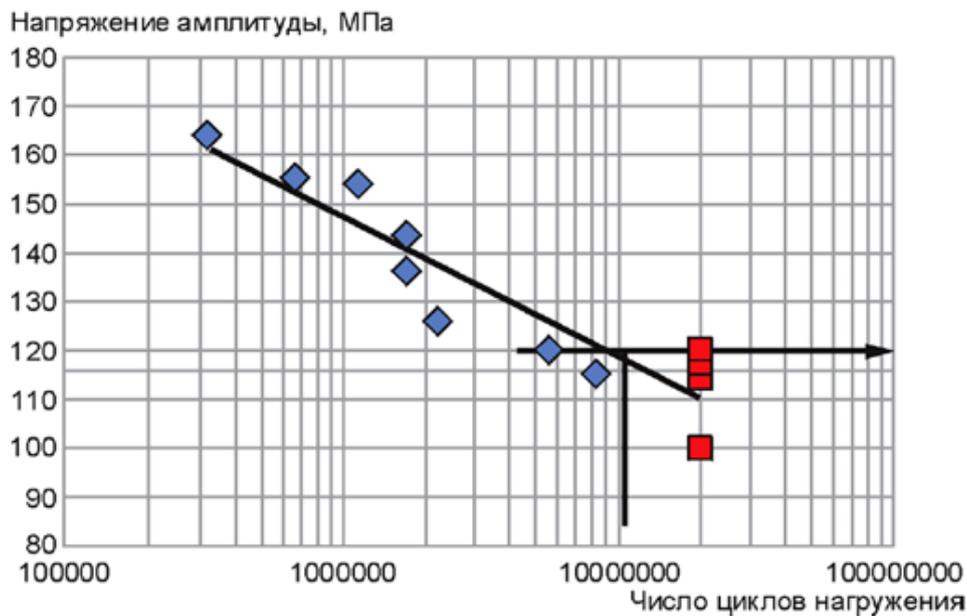


Рис. 13. Кривая усталости, построенная по испытаниям 12 колес с катаными центрами, соответствующая ГОСТ 33783-2016

### Выводы

- переход к контурам профиля колеса, не содержащих точек его перегиба, не увеличивает максимальных значений интенсивности напряжений  $\sigma_i^{max}$ , возникающих при движении состава;
- варьирование значений параметров предложенного четырёхрадиусного профиля позволяет выявить конструктивный вариант, имеющий ту же массу, что и базовый вариант и, одновременно, характеризуемый значительным снижением максимальной (для колеса в целом) интенсивности напряжений  $\sigma_i^{max}$ , возникающей в приободной зоне, невозрастанием максимального уровня интенсивности напряжений в приступичной зоне и, соответственно, существенным увеличением его циклического ресурса.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм. – Взамен РД ВНИИЖТ 16.10.12; Введ. с 01.01.18. – Москва: 2017. – 243 с.
2. ГОСТ Р 57721. Информационно-коммуникационные технологии в образовании. Эксперимент виртуальный. Общие положения. – Москва: Изд-во стандартов, 2017. – 15 с.
3. ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. – Взамен ГОСТ 10791-2004 и ГОСТ 9036-88; Введ. с 01.01.2012. – Москва: Изд-во стандартов, 2011. – 40 с.
4. Запольский Д.В., Цвик Л.Б. Сравнительный анализ деформирования дисковой части цельнокатаных железнодорожных колес различного конструктивного оформления / Д.В. Запольский // Вестник ВНИИЖТ. – 2013. – №5. С 29-35.
5. Чагина А.В., Большаков В.П. / 3D-моделирование в КОМПАС-3D версий v17 и выше. Учебное пособие для вузов / А.В. Чагина, В.П. Большаков. – Санкт-Петербург: 2021. – 256 с.
6. ГОСТ 33783-2016. Колесные пары железнодорожного подвижного состава. Методы определения показателей прочности. – Введ. с 01.05.2017. – Москва: Изд-во стандартов, 2016. – 61 с.
7. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в MSC/Nastran for Windows. М.: ДМК Пресс, 2003. 448 с. (Серия «Проектирование»).
8. Добычин И.А., Смольянинов А.В., Павлюков А.Э. Теоретические основы нелинейной механики рельсовых экипажей: монография. Екатеринбург: Издательство Калинина Г.П., 2009. 278 с.

## REFERENCES

1. VNIIZHT Guidance Document 27.05.01-2017. Guidance document on the repair and maintenance of wheel sets with axle boxes of freight cars of mainline railways of 1520 mm gauge. – Instead of the VNIIZHT guidance document 16.10.12; Introduced from 01.01.18. – Moscow: 2017. – 243 p.
2. State standard R 57721. Information and communication technologies in education. The experiment is virtual. General provisions. – Moscow: Publishing House of Standards, 2017. – 15 p.
3. State standard 10791-2011. The wheels are solid-rolled. Technical conditions. – Instead of the state standard 10791-2004 and the state standard 9036-88; Introduced from 01.01.2012. – Moscow: Publishing House of Standards, 2011. – 40 p.
4. Zapol'sky D.V., Tsvik L.B. Comparative analysis of deformation of the disc part of solid-rolled railway wheels of various structural design / D.V. Zapol'sky // Vestnik VNIIZHT. – 2013. – No. 5. From 29-35.
5. Chagina A.V., Bol'shakov V.P. / 3D modeling in COMPASS-3D versions v17 and higher. Textbook for universities / A.V. Chagina, V.P. Bol'shakov. – St. Petersburg: 2021. – 256 p.
6. State standard 33783-2016. Wheel pairs of railway rolling stock. Methods for determining strength indicators. – Introduced from 01.05.2017. – Moscow: Publishing House of Standards, 2016. – 61 p.
7. Shimkovich D.G. Calculation of structures in MSC/Nastran for Windows. Moscow: DMK Press, 2003. 448 p. (Series "Design").
8. Dobychin I.A., Smolyaninov A.V., Pavlyukov A.E. Theoretical foundations of nonlinear mechanics of rail carriages: monograph. Yekaterinburg: Publishing house Kalinin G.P., 2009. 278 p.

## Информация об авторах

*Груздев Владимир Евгеньевич* – студент гр. ЭТТп.1-18-1, кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: gru2deff.v@yandex.ru

*Цвик Лев Беркович* – д.т.н., профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: tsvik\_l@mail.ru

*Ермоленко Игорь Юрьевич* – к.т.н., доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство», Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, e-mail: ermolenko\_iy@list.ru

#### **Information about the author**

*Vladimir Evgenievich Gruzdev* – Student, Department «Cars and carriage facilities», Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: gru2deff.v@yandex.ru

*Lev Berkovich Tsvik* – Sc.D of Engineering Sciences, Professor of the department «Cars and carriage facilities», Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: tsvik\_l@mail.ru

*Igor Yurievich Ermolenko* – Ph.D. of Engineering Sciences, Associate Professor of the department «Cars and carriage facilities», Irkutsk State Transport University, Irkutsk, e-mail: ermolenko\_iy@list.ru