

Научная статья
УДК 625.143.54
doi:10.52170/1815-9265_2026_80_66

Оценка напряженно-деформированного состояния упругой клеммы скрепления в зависимости от усилия затяжки крепежителя

Александр Александрович Войченко^{1✉}, Андрей Степанович Ильиных²

^{1, 2} Сибирский государственный университет путей сообщения, Новосибирск, Россия

¹ vojcenkoaleksandr365@gmail.com✉

² asi80.2@yandex.ru

Аннотация. Надежность промежуточных рельсовых скреплений приобретает особое значение в условиях роста грузонапряженности и осевых нагрузок подвижного состава. Работоспособность узла скрепления во многом определяется усилием прижатия рельса упругой клеммой, которое в эксплуатационной практике не измеряется напрямую, а контролируется косвенно – по моменту затяжки крепежителя. Вследствие значительного расхода приложенного момента на преодоление сил трения фактическое осевое усилие в крепежителе характеризуется существенным статистическим разбросом, что приводит как к недостаточному, так и к чрезмерному нагружению клеммы. Анализ эксплуатационных отказов показывает: около 99 % случаев выхода клемм ЖБР из строя связаны с трещинообразованием и изломами, что обуславливает необходимость количественной оценки напряженного состояния клеммы во всем диапазоне реализуемых усилий затяжки.

В работе методом конечных элементов в среде APM FEM выполнено моделирование напряженно-деформированного состояния пружинной клеммы ЦП369.102 скрепления ЖБР в составе узла «клемма – рельс – упорная скоба». Установлено расположение наиболее нагруженных зон, получены аналитические зависимости напряжений в контрольных точках от осевого усилия затяжки и определены критические значения усилия, при которых напряжения в опасном сечении достигают предела текучести (около 35,4 кН) и предела прочности (около 39,5 кН) стали 60С2А. На основе статистических данных о разбросе усилия затяжки выполнена вероятностная оценка риска достижения предельных напряжений для различных состояний резьбовых поверхностей. Показано, что для новых и смазанных шурупов вероятность превышения предела текучести достигает значительных величин.

Ключевые слова: рельсовое скрепление, пружинная клемма, усилие прижатия, момент затяжки, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов

Для цитирования: Войченко А. А., Ильиных А. С. Оценка напряженно-деформированного состояния упругой клеммы скрепления в зависимости от усилия затяжки крепежителя // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. 2026. № 3 (80). С. 66–74. DOI 10.52170/1815-9265_2026_80_66.

Original article

Assessment of the stress-strain state of an elastic rail fastening clip as a function of the fastener tightening force

Alexander A. Voychenko^{1✉}, Andrey S. Ilinykh²

^{1, 2} Siberian Transport University, Novosibirsk, Russia

¹ vojcenkoaleksandr365@gmail.com✉

² asi80.2@yandex.ru

Abstract. The reliability of intermediate rail fastenings acquires particular importance under conditions of increasing traffic density and axle loads of rolling stock. The serviceability of the fastening assembly is largely determined by the rail clamping force exerted by the elastic clip, which in operational practice is not measured directly but is monitored indirectly – by the tightening torque of the fastener. Due to the significant expenditure of the applied torque on overcoming friction forces, the actual axial force in the fastener is characterized by considerable statistical scatter, which leads to both insufficient and excessive loading of the clip. Analysis of in-service failures shows that about 99 % of cases of ZhBR clip failure are associated with crack formation and fractures, which necessitates a quantitative assessment of the stress state of the clip over the entire range of attainable tightening forces.

In this study, the finite element method in the APM FEM environment was used to model the stress-strain state of the CP369.102 spring clip of the ZhBR fastening within the 'clip – rail – thrust bracket' assembly. The location of the most heavily loaded zones was established, analytical dependences of stresses at the control points on the axial tightening force were obtained, and the critical force values were determined at which stresses in the dangerous section reach the yield strength (about 35.4 kN) and the ultimate strength (about 39.5 kN) of 60S2A steel. Based on statistical data on the scatter of the tightening force, a probabilistic assessment of the risk of reaching limit states was performed for various conditions of the threaded surfaces. It is shown that for new and lubricated screws the probability of exceeding the yield strength reaches significant values.

Keywords: rail fastening, spring clip, clamping force, tightening torque, stress-strain state, finite element method

For citation: Voychenko A. A., Ilinykh A. S. Assessment of the stress-strain state of an elastic rail fastening clip as a function of the fastener tightening force. *The Siberian Transport University Bulletin*. 2026;(80):66–74. (In Russ.). DOI 10.52170/1815-9265_2026_80_66.

Введение

Современные условия эксплуатации железных дорог характеризуются ростом грузонапряженности, увеличением интенсивности движения и повышением осевых нагрузок подвижного состава. На значительной части сети эксплуатируются вагоны с осевой нагрузкой 23,5 т/ось, а на отдельных направлениях применяются и более высокие нагрузки – 25 т/ось и выше. В перспективе развитие тяжеловесного движения предполагает дальнейшее увеличение нагрузочного воздействия на путь. В этих условиях особое значение приобретает надежность элементов верхнего строения пути, в том числе промежуточных рельсовых креплений [1].

Промежуточные рельсовые крепления являются одним из наиболее ответственных элементов конструкции бесстыкового пути. Они обеспечивают фиксацию рельса на шпале, сохранение ширины колеи, противодействие угону рельсовых плетей, передачу вертикальных и горизонтальных нагрузок на подрельсовое основание, а также демпфирование динамических воздействий. Эффективность выполнения этих функций напрямую зависит от того, насколько корректно реализовано усилие прижатия рельса упругой клеммой [2]. При этом прижатие рельса формируется усилием затяжки прикрепителя: осевое усилие, возникающее в резьбовом соединении при затяжке гайки или шурупа, передается через клемму и обеспечивает необходимое усилие прижатия рельса к основанию. Согласно Инструкции [3] каждый узел крепления при сборке должен обеспечивать усилие прижатия рельса к основанию не менее 20 кН, а для регионов с температурными интервалами более 110 °С – не менее 25 кН.

В действующей практике сборки и обслуживания рельсовых креплений усилие прижатия непосредственно не измеряется. Контроль осу-

ществляется косвенно – по величине момента затяжки гайки или шурупа. Так, для обеспечения нормативного усилия прижатия рельса креплениями ЖБР установлены моменты затяжки: гайки – 200 Н·м, шурупа – 250 Н·м [3, 4]. Однако такой подход не позволяет с достаточной точностью определить фактическое усилие в резьбовом прикрепителе, поскольку значительная часть приложенного момента расходуется на преодоление сил трения.

В работе [5] установлено, что при сборке узлов креплений ЖБР с нормативным моментом затяжки осевое усилие в прикрепителях имеет существенный разброс, в зависимости от состояния резьбовых поверхностей может варьироваться, с учетом двух стандартных отклонений, от 19,91 до 47,52 кН. Поскольку прижатие рельса напрямую определяется этим осевым усилием, его разброс приводит к нестабильности фактического усилия прижатия. Недостаточное прижатие может привести к снижению сопротивления продольному и поперечному смещению рельса, нарушению стабильности ширины колеи, повышенному износу элементов крепления и увеличению риска развития дефектов пути. В то же время чрезмерное усилие затяжки способно вызвать повреждение элементов крепления.

Наиболее важным с точки зрения надежности элементом узла рельсового крепления является упругая клемма [6]. На рис. 1 представлено соотношение количества выведенных из строя клемм ЖБР и общего количества введенных в эксплуатацию, а на рис. 2 – процентное соотношение причин отказа клемм по данным работы [7].

Анализ статистики отказов позволяет оценить как масштаб проблемы, так и преобладающие механизмы разрушения клемм. Относительная доля отказов клемм в прямых участках пути составляет около 9 %, в кривых

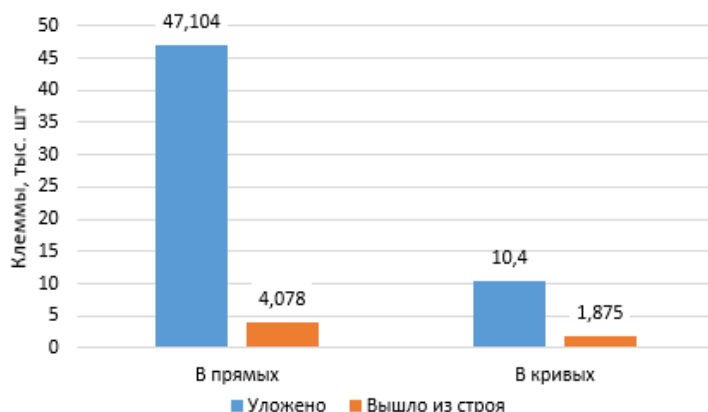


Рис. 1. Структура выхода из строя клемм ЖБР

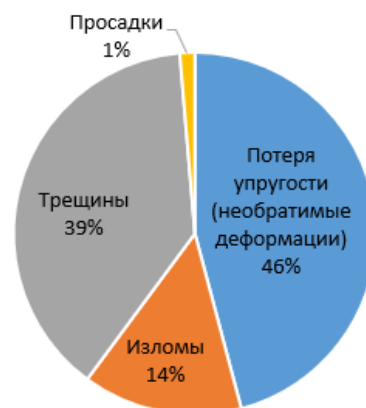


Рис. 2. Причины выхода из строя клемм ЖБР

участках – около 18 %. Большинство отказов связано с нарушением их целостности. Более половины всех причин составляют трещины и изломы. Это указывает на то, что основным механизмом разрушения является усталостное и хрупкое повреждение металла под действием циклических динамических нагрузок от подвижного состава. Просадки (1 %) играют незначительную роль.

В этой связи возникает необходимость количественной оценки напряженного состояния клеммы во всем диапазоне возможных значений усилия затяжки и определения уровней, при которых возникает риск исчерпания несущей способности материала.

Целью настоящего исследования является оценка напряженно-деформированного состояния пружинной клеммы крепления ЖБР при варьировании усилия затяжки прикрепителя, выявление наиболее нагруженных зон, а также

установление критических значений усилия, соответствующих достижению предела текучести и предела прочности материала клеммы.

Методика исследований

В среде APM FEM разработаны трехмерные модели клеммы ЦП369.102, упорной скобы и подошвы рельса Р65. Положение моделей в сборке соответствует рабочему положению элементов крепления ЖБР. Осевое усилие, возникающее при затяжке прикрепителя, имитировано прикладыванием распределенной силы к пластине, контактирующей с концевыми участками клеммы (рис. 3). Принятая расчетная схема позволяет воспроизвести реальный характер деформирования клеммы при затяжке прикрепителя и оценить распределение напряжений в ее сечениях.

Для моделей заданы следующие граничные условия: подошва рельса и упорная скоба

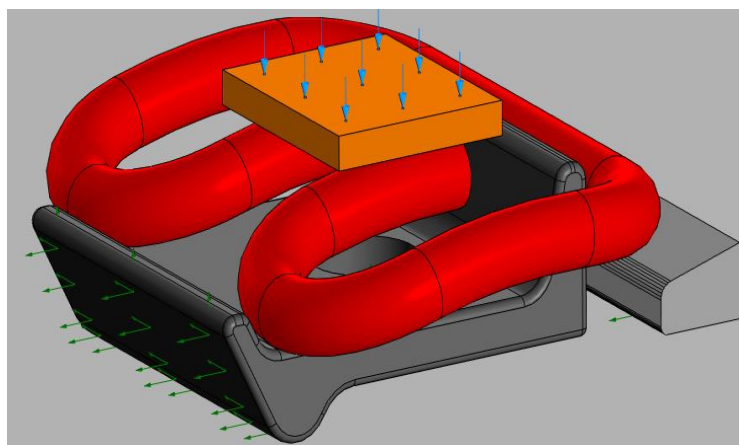


Рис. 3. 3D-модель элементов крепления ЖБР:

голубые стрелки – распределенная сила; зеленые стрелки – закрепления упорной скобы и рельса

зафиксированы от горизонтальных и вертикальных перемещений; в соприкасающихся поверхностях «клемма – рельс», «клемма – упорная скоба», «клемма – пластина» задан скользящий контакт с коэффициентом трения 0,15. Для клеммы выбран материал – сталь 60С2А с параметрами согласно [8] для закалки при 870 °С в масле и отпуске при 420 °С на воздухе, для рельса – сталь 76АФ согласно [9], для упорной скобы и пластины – сталь 20 согласно [10]. Заданные параметры материалов элементов модели представлены в табл. 1.

В расчетной модели использованы десяти-узловые тетраэдральные конечные элементы. Для клеммы принят размер элемента 1 мм, для остальных элементов сборки (с целью упрощения расчетов) – 5 мм. Конечно-элементная модель клеммы включает 198 215 конечных элементов, образованных 336 863 узлами.

Значения эквивалентных напряжений в клемме и их распределение отображены на рис. 4. Исследование напряженно-деформированного состояния продемонстрировало, что максимальные эквивалентные напряжения наблюдаются на концевых и боковых участках, в зонах технологических перегибов.

На примере трех характерных точек деформации клеммы произведена оценка зависимости напряжений в клемме от усилия затяжки крепежителя. Выбор характерных точек выполнен на основании анализа поля эквивалентных напряжений. Схема контрольных точек представлена на рис. 5.

К исследованию принята точка 3 в зоне максимальных напряжений, расположенная в нижнем радиусном переходе ветви клеммы. Исследование напряжений в этой точке позволит определить допустимое усилие затяжки шурупа, при котором клемма сохраняет свои упругие свойства. Кроме того, выбраны точки 1 и 2, в которых наблюдается характерное изменение градиента напряжений. В средних зонах переходов напряжения изменяются монотонно, поэтому такие точки целесообразно использовать в качестве контрольных.

Диапазон усилий затяжки выбран от 1 до 51 кН с шагом 2 кН исходя из данных о разбросе усилия затяжки путевых шурупов, приведенных в исследовании [5], что обеспечивает полное перекрытие практически возможных эксплуатационных значений.

Таблица 1

Параметры материалов элементов модели, МПа

Параметр	Клемма	Рельс	Скоба упорная, пластина
Предел прочности	1 750	1 120	410
Предел текучести	1 570	815	230
Предел выносливости при растяжении	640	209	204
Предел выносливости при кручении	465	139	100

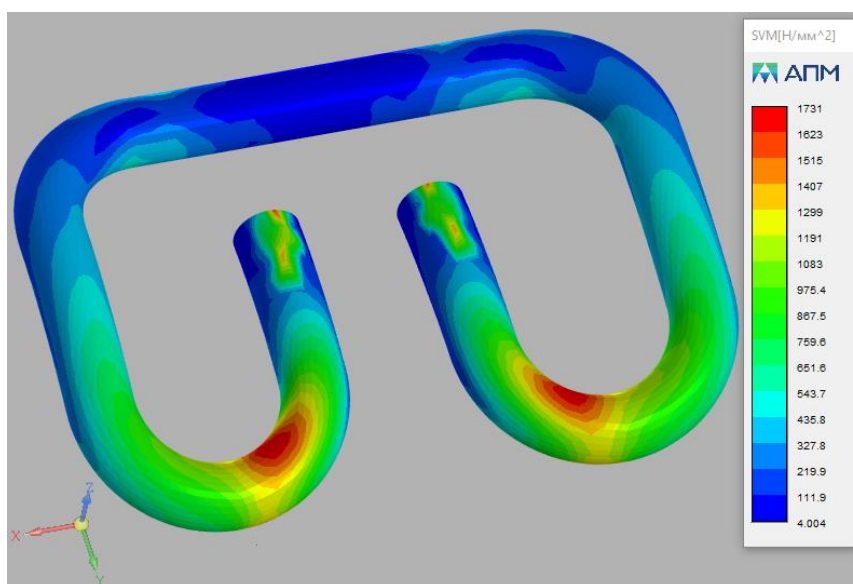


Рис. 4. Карта распределения напряжений в упругой клемме ЖБР

Результаты исследований

По результатам выполненных конечно-элементных расчетов построена точечная диаграмма (рис. 6). В результате аппроксимации данных получены зависимости для расчета напряжений в каждой контрольной зоне.

Зависимость напряжений в зоне клеммы, соответствующей контрольной точке 3, описывается выражением

$$\sigma = 44,107Q + 8,8513, \quad (1)$$

где σ – напряжение в клемме, МПа; Q – осевое усилие затяжки крепежителя, кН.

Из этой зависимости можно определить ориентировочные значения усилия затяжки крепежителя, при которых напряжения достигают предельных уровней: для достижения предела текучести $Q_{\sigma_{0,2}} = 35,4$ кН; предела прочности $Q_{\sigma_B} = 39,5$ кН.

Характер распределения напряжений по сечениям клеммы в зоне 3 представлен на рис. 7.

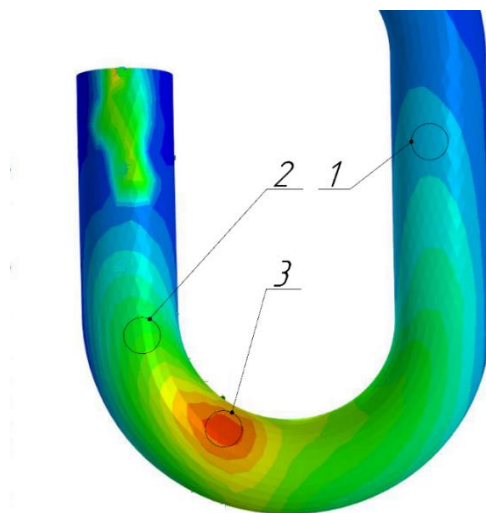


Рис. 5. Схема контрольных точек на клемме ЖБР

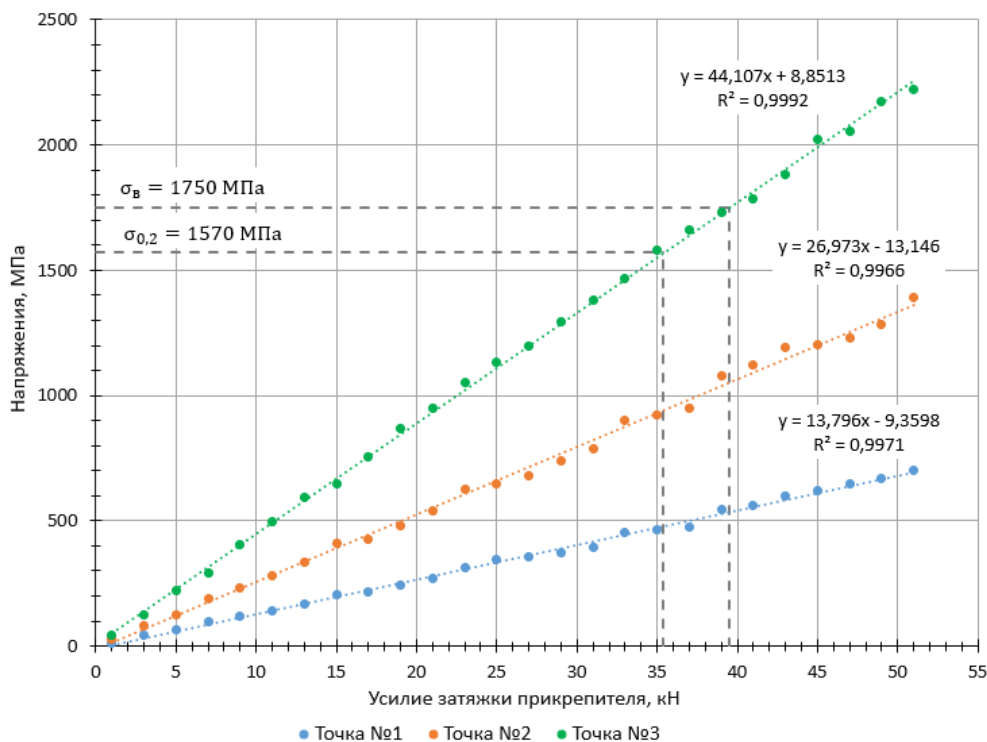


Рис. 6. Зависимость напряжений в клемме ЖБР от усилия затяжки крепежителя

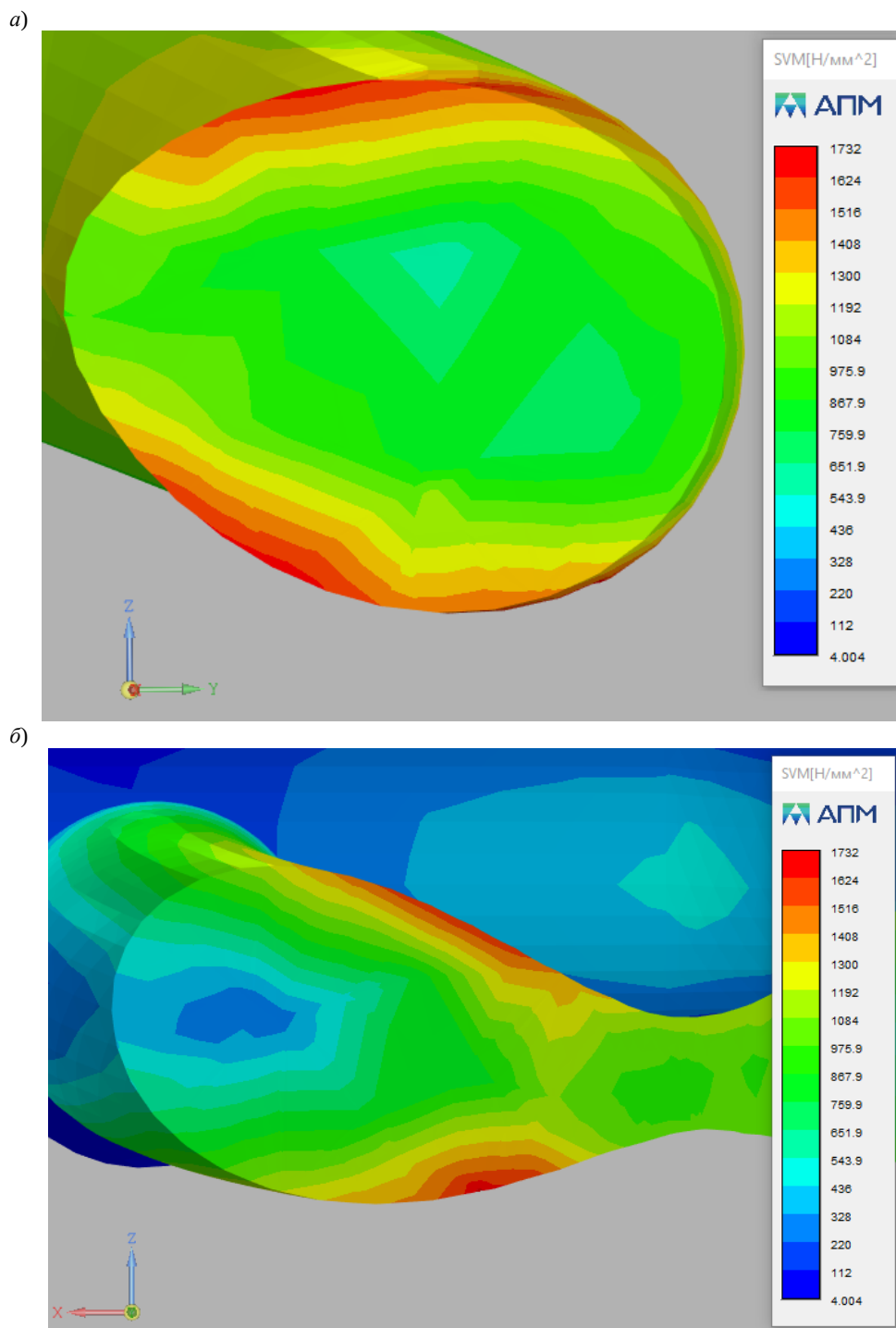


Рис. 7. Распределение интенсивностей напряжений в клемме в зоне перехода дугового нащпального участка в концевой при усилии затяжки 39 кН:

a – в сечении, параллельном плоскости YOZ; *б* – в сечении, параллельном плоскости XOZ

Анализ эпюры показывает, что максимальные напряжения возникают в поверхностных слоях (красные зоны), тогда как сердцевина сечения нагружена существенно меньше. Неравномерность напряжений по сечению с максимумами на удаленных от нейтральной оси волокнах подтверждает преобладание изгибающей и крутящей нагрузки,

что согласуется с характером работы упругой клеммы [11, 12].

Для каждой группы узлов скреплений по зависимости (1) рассчитаны уровни напряжений в клемме с учетом статистического разброса усилия затяжки шурупов. Данные по значениям среднего усилия затяжки и его разброса в зависимости от состояния резьбовой

поверхности шурупов приняты в соответствии с исследованием [5]. Поскольку фактическое усилие затяжки носит случайный характер и описывается нормальным распределением, для оценки надежности клеммы целесообразно перейти от детерминированных значений напряжений к вероятностной оценке риска достижения предельных состояний. Вероятность того, что фактическое усилие превысит критические значения по пределу текучести и по пределу прочности в опасном сечении клеммы:

$$P(Q > Q_{кр}) = 1 - \Phi(z), \quad (2)$$

где $Q_{кр}$ – критическое значение усилия затяжки крепежителя, соответствующее пределу текучести $Q_{\sigma_{0,2}}$ или пределу прочности Q_{σ_b} , кН; $\Phi(z)$ – функция стандартного нормального распределения.

$$z = \frac{Q_{кр} - \bar{Q}}{S}, \quad (3)$$

где $\bar{Q}$ – среднее значение усилия затяжки крепежителя, кН; S – среднеквадратическое отклонение, кН.

Результаты расчетов представлены в табл. 2. Ржавые и загрязненные шурупы обеспечивают наименьшее среднее усилие затяжки. При этом напряжение в наиболее опасном сечении клеммы составляет около 1 353 МПа, что ниже предела текучести. Очистка резьбы приводит к увеличению среднего усилия до 34,07 кН, а напряжения в клемме достигают примерно 1 511 МПа, т. е. становятся почти равны пределу текучести. Новые и смазанные шурупы дают максимальное среднее усилие 38,3 кН. Соответствующее напряжение в опасном сечении клеммы возрастает до 1 698 МПа, это значение превышает предел текучести и сопоставимо с пределом прочности стали 60С2А.

С учетом статистического разброса усилия затяжки риск достижения предельных напряжений существенно возрастает. Уже в пределах одного стандартного отклонения возможны значения усилия, при которых напряжения в клемме превышают предел текучести, а в случае с новыми и смазанными шурупами – еще и предел прочности. В пределах же двух стандартных отклонений расчетные напряжения превышают предел прочности во всех без исключения рассмотренных группах. Таким образом, при определенных сочетаниях состояния резьбы и реализуемого усилия затяжки напряжения в клемме могут выходить за предел прочности материала, что требует отдельного рассмотрения возможных последствий для работоспособности клеммы.

Подобное превышение предела прочности имеет ряд критических последствий для работы клеммы. Во-первых, важно отметить, что мгновенного полного разрушения клеммы при этом не происходит: основная часть сечения испытывает напряжения ниже пределов прочности и текучести. Она продолжает воспринимать основную нагрузку, удерживая конструкцию от разрушения. Во-вторых, несмотря на сохранение общей целостности, в зоне локального максимума напряжений материал полностью истощает свою несущую способность. Это неизбежно приводит к пластическим деформациям, образованию микротрещин и других локальных дефектов поверхностных слоев.

Образовавшиеся поверхностные микротрещины, в свою очередь, становятся сильными концентраторами напряжений. При дальнейшем эксплуатационном нагружении, и особенно при циклическом (переменном) воздействии поезда нагрузки, эти дефекты могут распространяться вглубь сечения, что в конечном итоге может привести к усталостному или хрупкому разрушению клеммы.

Таблица 2

Напряжения в клемме с учетом разброса усилия затяжки крепежителя

Группа узлов скреплений (шурупов)	$\bar{Q}$, кН	S , кН	Максимальные напряжения в клемме, МПа			$P(Q > Q_{\sigma_{0,2}})$	$P(Q > Q_{\sigma_b})$
			при $\bar{Q}$	при $\bar{Q} + S$	при $\bar{Q} + 2S$		
Загрязненные, ржавые	30,47	5,28	1 353	1 586	1 819	0,18	0,04
Почищенные	34,07	4,90	1 511	1 728	1 944	0,39	0,14
Новые, смазанные	38,3	4,04	1 698	1 876	2 054	0,76	0,38

Выводы

По результатам исследования можно сделать следующие выводы:

1. Методом конечных элементов в среде АРМ FEM выполнено моделирование напряженно-деформированного состояния пружинной клеммы ЦПЗ69.102 крепления ЖБР. Установлено, что максимальные эквивалентные напряжения локализуются в поперечных сечениях концевых и боковых участков клеммы в зонах технологических перегибов, при этом наиболее нагруженным является сечение в области перехода дуговых наспальных участков в концевые.

2. Анализ распределения напряжений по сечению показал, что максимальные значения возникают в поверхностных слоях, удаленных от нейтральной оси, тогда как сердцевина сечения нагружена существенно меньше. Это подтверждает преобладание изгибающей и крутящей нагрузки и согласуется с характером работы упругой клеммы.

3. Для наиболее опасной зоны 3 получена зависимость, позволяющая по величине осевого усилия определять уровень напряжений в клемме. На основе полученной зависимости

рассчитаны критические значения усилия затяжки: предел текучести стали 60С2А достигается при усилии около 35,4 кН, а предел прочности – при усилии около 39,5 кН. Эти значения находятся в пределах диапазона усилий, практически реализующихся при сборке узлов крепления.

4. Вероятностный анализ с учетом статистического разброса усилия затяжки показал, что риск достижения предельных напряжений существенно зависит от состояния резьбовых поверхностей. Для новых и смазанных шурупов вероятность превышения предела текучести составляет 0,76, а предела прочности – 0,38, тогда как для загрязненных и ржавых шурупов эти значения снижаются до 0,18 и 0,04 соответственно.

5. Превышение предела прочности в зоне локального максимума напряжений не вызывает мгновенного разрушения клеммы, однако приводит к локальным пластическим деформациям и образованию поверхностных микротрещин, которые при циклическом эксплуатационном нагружении могут развиваться и провоцировать усталостное или хрупкое разрушение клеммы.

Список источников

1. Определение напряженно-деформированного состояния упругой клеммы рельсового крепления W30 / В. С. Коссов, О. Г. Краснов, М. В. Тимаков [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2025. Т. 84, № 1. С. 51–59.
2. Бочкарев Д. И., Лапушкин А. С. Современное состояние, анализ работы и перспективы развития промежуточных рельсовых креплений // Механика машин, механизмов и материалов. 2019. № 2 (47). С. 85–92.
3. Инструкция по устройству, укладке, содержанию и ремонту бесстыкового пути : утверждена распоряжением ОАО «РЖД» от 14.12.2016 № 2544р. Москва : ОАО «РЖД», 2016. 176 с.
4. Инструкция на сборку, укладку и эксплуатацию пути с различными модификациями рельсового крепления ЖБР на железобетонных шпалах : утверждена распоряжением ОАО «РЖД» от 05.04.2018 № 689р. Москва : ОАО «РЖД», 2018. 41 с.
5. Ильиных А. С., Войченко А. А., Абрамова Т. С. Оценка усилия затяжки путевых шурупов упругих рельсовых креплений методом тензометрии // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2025. № 3. С. 8–17.
6. Мезин И. Ю., Лимарев А. С., Ушаков М. Ю. Анализ требований к потребительским свойствам рельсовых креплений и условиям производства пружинных клемм // Качество в обработке материалов. 2016. № 2 (6). С. 22–27.
7. Ронжина Ю. В. Термическое упрочнение быстро движущимся потоком воды упругих клемм рельсовых креплений : специальность 05.16.09 «Материаловедение (машиностроение)» : диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук / Ронжина Юлия Вадимовна ; Московский государственный автомобильно-дорожный институт (технический университет). Москва, 2013. 226 с.
8. ГОСТ 14959–2016. Металлопродукция из рессорно-пружинной нелегированной и легированной стали. Технические условия : приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 10 марта 2017 г. № 112-ст введен в действие с 1 января 2018 г. Москва : Стандартинформ, 2017. 28 с.
9. ГОСТ Р 51685–2013. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия : введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 14 октября 2013 г. № 1155-ст : дата введения 2014-07-01. Москва : Стандартинформ, 2013. 95 с.
10. ГОСТ 1050–2013. Металлопродукция из нелегированных конструкционных качественных и специальных сталей. Общие технические условия : приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 28 октября 2014 г. № 1451-ст введен в действие с 01.01.2015. Минск : Стандартинформ, 2015. 40 с.

11. Виноградов А. Г. Совершенствование конструкции и технологии изготовления пружинных клемм крепления рельсов на основе моделирования процесса пластической гибки : специальность 05.02.09 «Технологии и машины обработки давлением» : автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Виноградов Александр Георгиевич ; Магнитогорский государственный технический университет имени Г. И. Носова. Магнитогорск, 2013. 18 с.

12. Железков О. С., Лактюшин А. А., Макаров Б. Б. Внутренние силовые факторы и напряжения в пружинных клеммах рельсовых креплений при их установке // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования : тезисы 80-й Международной научно-технической конференции, Магнитогорск, 18–22 апреля 2022 г. Магнитогорск : Магнитогорский государственный технический университет имени Г. И. Носова, 2022. Т. 1. С. 162.

References

1. Kossov V. S., Krasnov O. G., Timakov M. V. [et al.] Determination of the stress-strain state of the elastic clip of the W30 rail fastening. *Bulletin of the Research Institute of Railway Transport*. 2025;84(1):51–59. (In Russ.).
2. Bochkarev D. I., Lapushkin A. S. Current state, performance analysis and development prospects of intermediate rail fastenings. *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2019;(47):85–92. (In Russ.).
3. Instructions for the device, laying, maintenance and repair of a continuously welded rail track: approved by Russian Railways No. 2544r dated 14.12.2016. Moscow: Russian Railways; 2016. 176 p. (In Russ.).
4. Instruction for the assembly, laying and operation of track with various modifications of the ZBR rail fastening on reinforced concrete sleepers: approved by order of Russian Railways No. 698r dated 05.04.2018. Moscow: Russian Railways; 2018. 41 p. (In Russ.).
5. Ilinykh A. S., Voychenko A. A., Abramova T. S. Evaluation of the tightening force of track screws of elastic rail fastenings by the strain gauge method. *Bulletin of Rostov State Transport University*. 2025;(3):8–17. (In Russ.).
6. Mezin I. Yu., Limarev A. S., Ushakov M. Yu. Analysis of requirements for the consumer properties of rail fastenings and the production conditions of spring clips. *Quality in Materials Processing*. 2016;(6):22–27. (In Russ.).
7. Ronzhina Yu. V. Thermal hardening of elastic clips of rail fastenings by a fast-moving water flow. Specialty 05.16.09 'Materials Science (Mechanical Engineering)'. Dissertation for the degree of Candidate of Engineering; Moscow State Automobile and Road Technical University (MADI). Moscow; 2013. 226 p. (In Russ.).
8. GOST 14959–2016. Metal products from spring non-alloyed and alloyed steel. Specifications. Moscow: Standartinform; 2017. 28 p. (In Russ.).
9. GOST R 51685–2013. Railway rails. General specifications: put into effect by order of the Federal Agency for Technical Regulation and Metrology No. 1155-st dated 14.10.2013. Moscow: Standartinform; 2013. 95 p. (In Russ.).
10. GOST 1050–2013. Metal products from non-alloyed structural quality and special steels. General specifications: interstate standard: put into effect on 01.01.2015. Minsk: Standartinform; 2015. 40 p. (In Russ.).
11. Vinogradov A. G. Improvement of the design and manufacturing technology of spring rail fastening clips based on modeling of the plastic bending process. Specialty 05.02.09 'Metal Forming Technologies and Machines'. Abstract of the dissertation for the degree of Candidate of Engineering; Nosov Magnitogorsk State Technical University. Magnitogorsk; 2013. 18 p. (In Russ.).
12. Zhelezkov O. S., Laktyushin A. A., Makarov B. B. Internal force factors and stresses in spring clips of rail fastenings during their installation. *Actual Problems of Modern Science, Technology and Education. Proceedings of the 80th International Scientific and Technical Conference, Magnitogorsk, April 18-22, 2022*. Vol. 1. Magnitogorsk: Nosov Magnitogorsk State Technical University; 2022. P. 162. (In Russ.).

Информация об авторах

А. А. Войченко – аспирант кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин» Сибирского государственного университета путей сообщения.

А. С. Ильиных – доктор технических наук, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатация машин» Сибирского государственного университета путей сообщения.

Information about the authors

A. A. Voychenko – Postgraduate Student of the Technology of Transport Engineering and Machine Operation Department, Siberian Transport University.

A. S. Ilyinykh – Doctor of Engineering, Professor of the Technology of Transport Engineering and Machine Operation Department, Siberian Transport University.

Статья поступила в редакцию 26.06.2026; одобрена после рецензирования 06.07.2026; принята к публикации 31.08.2026.

The article was submitted 26.06.2026; approved after reviewing 06.07.2026; accepted for publication 31.08.2026.