

Разработка методики оценки остаточного ресурса деталей рельсошлифовального поезда



М. М. Савельев,
аспирант Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (АО «ВНИИЖТ»), ведущий инженер отдела расчетов прочности ООО «Алгоритм С»,



В. И. Федорова,
канд. техн. наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I, начальник отдела «Проблемы эксплуатации и предиктивной аналитики путевой инфраструктуры (пути)» научного центра «Инфраструктура» АО «ВНИИЖТ»

Эксплуатационники сменили парадигму: их интересует не требуемый срок службы узла по нормативу, а четкие границы, за которыми деталь теряет несущую способность. Предложенная методика не просто прогнозирует износ — она синхронизирует график замен с реальными режимами движения, свойствами материалов и даже нюансами маршрута.

Современные рельсошлифовальные поезда представляют собой сложные инженерные комплексы, выполняющие критически важную функцию поддержания геометрии профиля головки рельса. В процессе эксплуатации эти машины подвергаются интенсивным циклическим нагрузкам, особенно в узлах ходовой части и силовых элементах конструкции. Одним из ключевых узлов, обеспечивающих передачу тяговых усилий, является механизм передачи силы тяги, который интегрирован в схему передачи тяговых усилий на главную раму и подвергается значительным динамическим воздействиям.

Особую актуальность приобретает задача точного прогнозирования ресур-

са быстроизнашивающихся элементов механизма передачи силы тяги, таких как ответственные шайбы и втулки. Практика эксплуатации показывает, что именно эти, казалось бы, второстепенные детали часто становятся «слабым звеном», выход из строя которого может привести к потере работоспособности всего рельсошлифовального поезда. При этом существующие методики оценки остаточного ресурса, как правило, основаны на упрощенных моделях нагружения, не учитывающих реальный спектр эксплуатационных воздействий.

Особенно остро эта проблема проявляется при работе на кольцевых маршрутах, где постоянное чередование режимов разгона, движения с постоянной скоростью и торможения создает сложный, нестационарный характер нагружения. Традиционные подходы, заложенные в нормативных документах (ГОСТ 34939-2023, ГОСТ 31846-2012), хотя и устанавливают жесткие требования к коэффициенту запаса сопротивления усталости (не менее 2.0), но зачастую не учитывают специфику реальных условий эксплуатации.

В представленном исследовании разработана методика оценки ресурса шайб механизма передачи силы тяги рельсошлифовального поезда, основанная на комплексном анализе: фактических нагрузочных режимов с дифференциацией по типам циклов нагружения; особенностей материала (сталь Ст3сп5 [1]) с построением уточненной S-N кривой; реальных условий эксплуатации на кольцевых маршрутах.

Предлагаемый подход сочетает в себе точность усталостных расчетов с практической реализуемостью, что особенно важно для оперативного планирования технического обслуживания рельсошлифовального поезда. Полученные резуль-

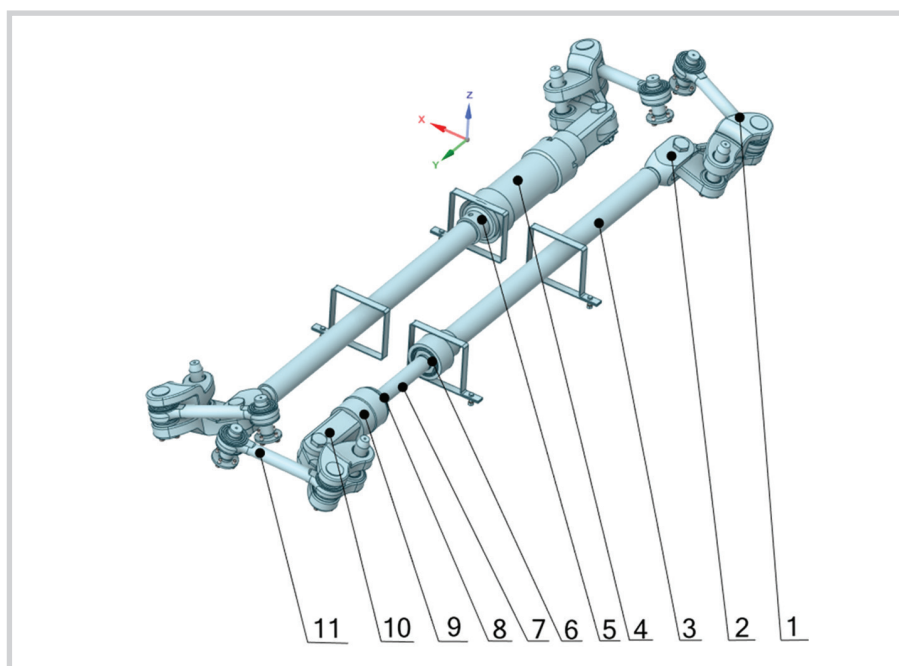


Рис. 1. Механизм передачи силы тяги

1 — рычаг; 2 — вилка 2; 3 — труба 2; 4 — труба 1; 5 — втулка 1; 6 — шайба 2; 7 — шток; 8 — шайба 1; 9 — втулка 2; 10 — вилка 1; 11 — тяга

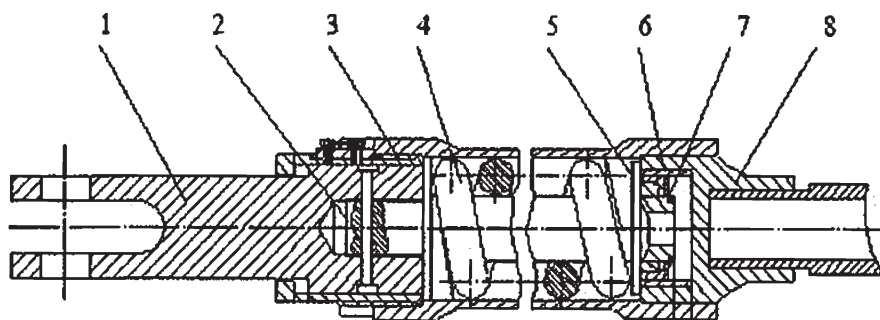


Рис. 2. Тяга упругая с пружиной

1 – вилка; 2 – шток; 3 – труба 1; 4 – пружина; 5 – шайба 1; 6 – втулка 1; 7 – шайба 2; 8 – труба 2

таты позволяют не только повысить ресурс существующего парка машин, но и могут быть использованы при проектировании новых конструкций рельсошлифовальных поездов.

Расчетная модель механизма передачи силы тяги

Общий вид механизма передачи силы тяги¹ с указанием деталей, необходимых для разработки расчетных моделей, показан на рис. 1. Общий вид тяги упругой с пружиной – на рис. 2. Общий вид шайбы 1 – на рис. 3.

Направление оси X совпадает с направлением движения рельсошлифовального поезда. Шайба 1 около втулки 1 и труба 1 на левой части механизма передачи силы тяги второй по ходу движения тележки скрыта для обозначения внутренних элементов.

Нагрузка приложена к проушинам вилки: к цилиндрическим поверхностям, выделенным красным цветом на рис. 4. Между шайбами 1 вдоль штока расположена пружина с преднатягом 32 кН. Допустимый ход штока в обе стороны составляет 16 мм. Рассеченная пополам по длине труба 1 зашпательна заделкой в месте рассечения. Резьба задана линейным контактом типа склейка. Сварные швы смоделированы в виде заполнения разделок под сварку материалом свариваемых деталей и соединены с деталями на уровне сетки конечных элементов. Оставшиеся детали, соприкасающиеся между собой, взаимодействуют через нелинейный контакт с возможностью отрыва.

Анализ изменения режимов движения рельсошлифовального поезда по кольцевому маршруту

Для прогнозирования остаточного ресурса шайб механизма передачи силы

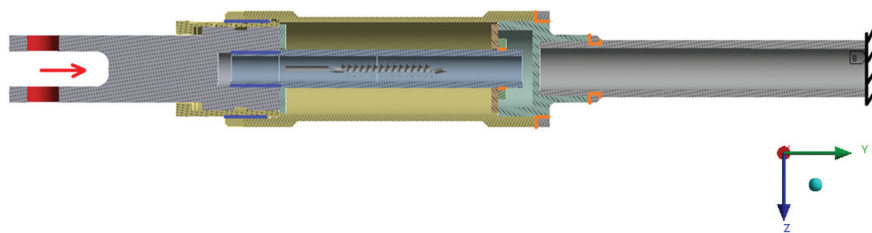


Рис. 4. Расчетная модель части тяги упругой с пружиной: синие полосы – резьбовые соединения, оранжевые – места сварных соединений

тяги рельсошлифовального поезда необходимо определить характер циклических нагрузок, возникающих в процессе эксплуатации. В качестве вспомогательного показателя датчиков скорости, фиксируемые на железнодорожных транспортных средствах, эксплуатируемых в условиях кольцевого маршрута. За основные исходные данные приняты: длина кольцевого маршрута (54 км) и время проезда одного из поездов по полному кругу (88 мин).

Упрощенная модель тягового расчета тяжелого режима работы рельсошлифовального поезда позволила определить, что максимальный требуемый ресурс редуктора составляет 800 000 км.²

Для верификации расчетных данных использованы фактические показатели скоростных режимов одного из поездов, эксплуатируемых в условиях кольцевого маршрута. Анализ данных с датчиков позволил уточнить, с какой скоростью движется поезд каждую секунду в течение одного полного круга (рис. 5).

Для подсчета циклов изменения режимов движения поезда разработана математическая модель.

Рассмотрим множество состояний движения поезда:

$$X = \{R, C, B, S\},$$

где R – тяга;

C – постоянная скорость (выбег);

B – торможение;

S – остановка.

Определим функцию состояния:

$$f: T \rightarrow X, f(t_i) = x_i,$$

где T – дискретное множество временных точек; $x_i \in X$ – состояние рельсошлифовального поезда в момент времени t_i .

Определим множество переходов между состояниями:

$$P = \{(x_i, x_{i+1}) \mid x_i \neq x_{i+1}\}.$$

Каждый элемент множества P соответствует моменту смены состояния. Требуется уточнить множество P для смены состояний с B на R .

Пусть v_i – скорость поезда в момент времени t_i . Применим фильтр скользящего среднего:

$$v'_i = \frac{v_{i-1} + v_i + v_{i+1}}{3}.$$

Определим дискретную производную скорости:

$$\Delta v_i = v'_i - v'_{i-1}.$$

Функция классификации состояний:

$$g(\Delta v_i) = \begin{cases} R, \Delta v_i > \epsilon, \\ C, |\Delta v_i| \leq \epsilon, \\ B, \Delta v_i < -\epsilon, \\ S, v'_i = 0 \end{cases}.$$

Уточненное множество точек смены состояний:

¹ 2ТЭ35А.00.00.000РР22.3. Тепловоз 2ТЭ35А. Прочность механизма передачи силы тяги. Расчет.

² 2ТЭ35А.00.00.000РР22.12. Локомотив 2ТЭ35А. Прочность, ресурс и геометрические параметры зубчатой передачи. Расчет.

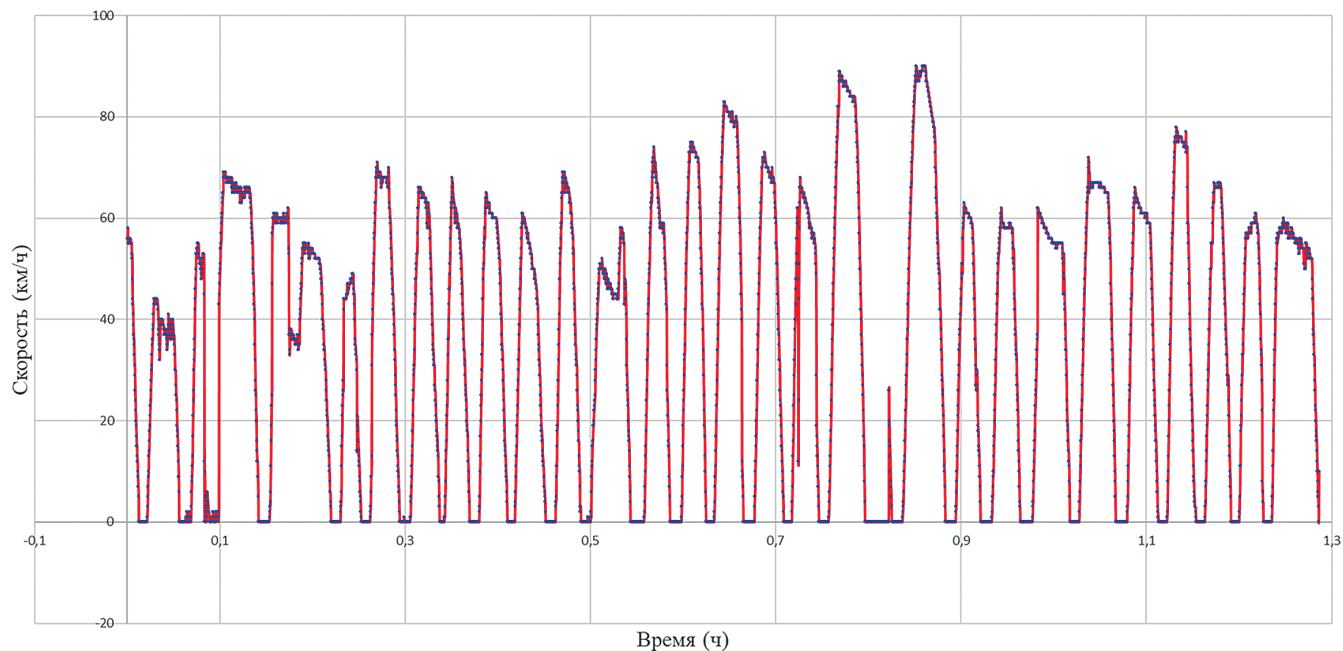


Рис. 5. График движения одного из поездов по полному кругу кольцевого маршрута

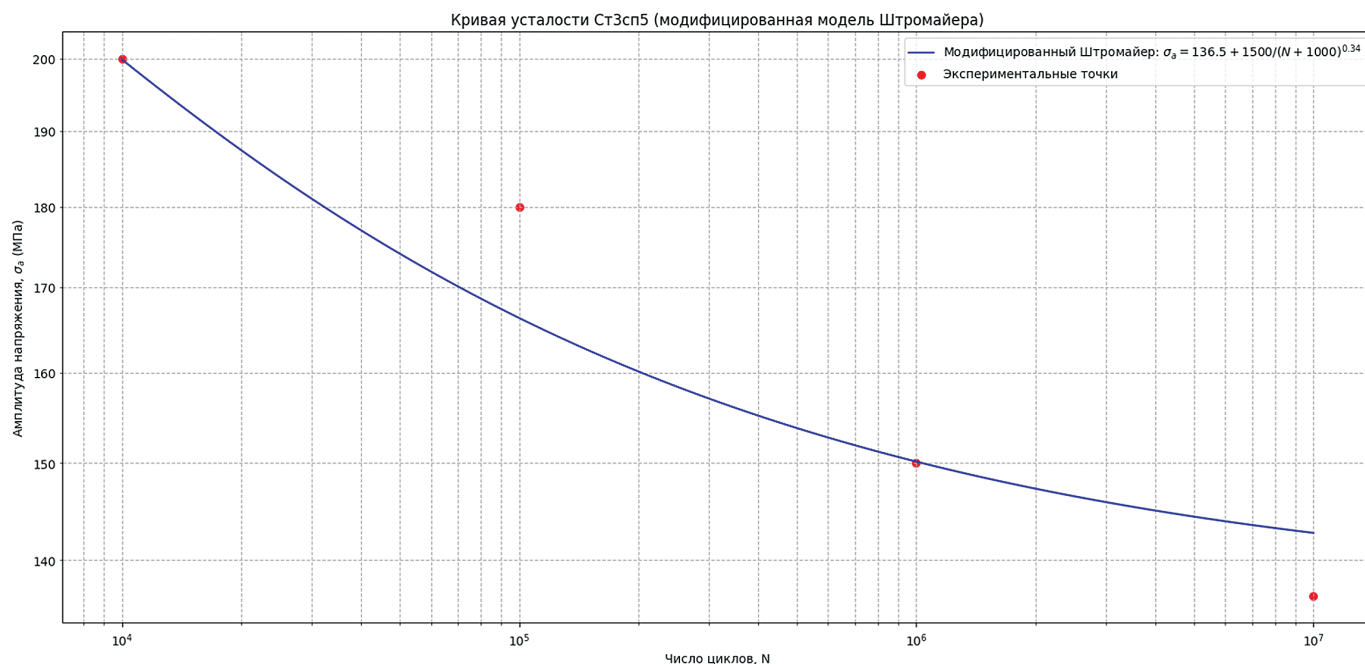


Рис. 6. Кривая усталости СтЗсп5

$Z = \{t_i | g(\Delta v_i) = R \wedge (\exists k \in \mathbb{N}, g(\Delta v_{i-k}) = B \wedge \forall j \in \{1, \dots, k-1\}, g(\Delta v_{i-j}) \in \{C, S\}), i \in \{2, 3, \dots, N\}\}.$

Тогда количество переходов от B к R будет равно кардинальности множества Z :

$$K=|Z|.$$

На основании расчета установлено, что за один полный круг кольцевого маршрута (54 км) поезд совершает $K = 36$ циклов «тяга — выбег — остановка — торможение» (с учетом проезда по неровностям и стрелочным переводам). Это значение использовано для дальнейших расчетов усталостного накопления повреждений.

Кривая усталости стали СтЗсп5: построение и анализ с использованием модифицированной модели Штрмайера

Усталостная прочность — критический параметр для конструкционных материалов, работающих под циклическими нагрузками. Для стали СтЗсп5 актуальна задача построения кривой усталости при отсутствии полных экспериментальных данных.

При сопоставлении эмпирических данных с экспериментальными из открытого доступа [2] выбор сделан

в пользу построения кривой усталости по уравнению Штрмайера [3]. Однако классическое уравнение дает завышенные значения при $N < 10^5$, поэтому для коррекции используется модифицированное уравнение Штрмайера [4, 5] с дополнительными параметрами, учитывающими экспериментальные данные:

$$\sigma_a(N) = \sigma_\infty + \frac{C}{(N + N_0)^m}, \quad (1)$$

где σ_∞ — предел выносливости материала при бесконечно большом числе циклов;
 C, m — эмпирические коэффициенты;
 $\sigma_a(N)$ — амплитуда напряжения при N циклах;

N — количество циклов нагружения;
 N_0 — параметр сдвига.

В результате построена кривая усталости для материала СтЗсп5 (рис. 6).

Расчет ресурса шайбы механизма передачи силы тяги

В результате построения кривой усталости по модифицированному уравнению Штротмайера определен циклический ресурс шайбы при рабочей амплитуде напряжений 165 МПа. С учетом заданных параметров материала СтЗсп5 расчетное количество циклов до разрушения составило 102 000. Поскольку шайба испытывает 36 циклов «тяга — выбег — остановка — торможение» на каждые 54 км эксплуатации, ее ресурс в километрах рассчитывается по формуле

$$L_{\text{ресурс}} = N_{\text{циклов}} \frac{54 \text{ км}}{36} =$$

$$= 102000 \cdot 1.5 = 153000 \text{ км.} \quad (2)$$

Расчеты показали, что ресурс шайбы составляет 153 000 км, в то время как ресурс редуктора достигает 800 000 км. Это означает, что шайба потребует минимум пять замен в течение срока службы

редуктора. Такое несоответствие может привести к незапланированным простоям и повышению затрат на обслуживание. По результатам расчета рекомендовано заменить материал шайбы на Сталь 40, которая обеспечит больший ресурс и уменьшит простой машины.

Заключение

При проектировании ответственных узлов выявлено несоответствие ресурсов шайбы (153 000 км) и редуктора (800 000 км), что приводит к необходимости ее многократной замены и увеличивает эксплуатационные затраты.

Для оценки ресурса разработана математическая модель, учитывающая циклы изменения режимов движения поезда. На основе анализа предложен комплекс мер: модернизация конструкции шайбы (оптимизация геометрии, применение новых материалов, упрочнение поверхности), внедрение системы мониторинга состояния, разработка оптимального графика ТО и совершенствование методов установки.

Эти решения позволят снизить затраты на обслуживание и повысить общий ресурс системы, а также заранее планировать ремонт расходных материалов и ответственных узлов.

Источники

1. Зубченко А. С., Колосков М. М., Каширский Ю. В. и др. Марочник сталей и сплавов. 2-е изд., доп. и испр. М.: Машиностроение, 2003. 784 с.
2. Yousfi H., Brioua M., Benbouda R. Study and prediction of the fatigue life of AISI 1045 steel structures under rotational bending stresses // UPB Scientific Bulletin. Series D: Mechanical Engineering. 2022. Vol. 84.
3. Stromeier C. E. The Determination of Fatigue Limits under Alternating Stress Conditions // Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences. 1914. № 90 (620). P. 411–425. DOI: 10.1098/rspa.1914.0066.
4. Murakami Y. Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions on the Fatigue Strength of Metals // JSME international journal. Ser. 1, Solid mechanics, strength of materials. 1989. Vol. 32. Iss. 2. P. 167–180. DOI: 10.1299/jsmea1988.32.2_167
5. Серенсен С. В., Кораев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: руководство и справочное пособие. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.



Общероссийская общественная организация РОССИЙСКАЯ АКАДЕМИЯ ТРАНСПОРТА

Научно-технологическое сопровождение НП «Эффективная транспортная система»

Научно-технологическое сопровождение проектов в сфере транспорта — это комплекс мероприятий по исследованию, разработке, экспертизе и внедрению инновационных проектных и технологических решений, направленных на создание эффективной, безопасной и устойчивой транспортной системы Российской Федерации.



Национальный проект
«Эффективная транспортная система»

Модернизация и оптимизация
транспортных систем



Разработка и внедрение
инновационных технологий



Повышение безопасности и надежности
транспортной системы



Обучение и повышение квалификации
кадров

