

Оценка прочности корпуса шпального стрелочного электропривода

Evaluating the strength of a beam-type electric switch mechanism housing

Оганьян Э.С.¹, Чунин С.В.^{1*}, Фазлиахметов Д.М.¹; Муравлев Е.В.¹, Лобачев О.А.¹
Oganian E.S.¹, Chunin S.V.^{1*}, Fazliakhmetov D.M.¹; Muravlev E.V.¹, Lobachev O.A.¹

¹Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»), Коломна, Российская Федерация

¹Joint Stock Company Research and Design Institute for Rolling Stock (JSC VNIKTI), Kolomna, Russian Federation

*chunin-sv@vnikti.com



Оганьян Э.С.



Чунин С.В.



Фазлиахметов Д.М.



Муравлев Е.В.



Лобачев О.А.

Резюме. Цель. Выбор метода и его апробация для подтверждения возможности безопасной эксплуатации корпуса стрелочного привода при осевых нагрузках подвижного состава 30 тс. Метод. На данный момент нормативной документацией не установлены требования к прочности несущих элементов стрелочных электроприводов, а также методы их контроля. В связи с этим для решения задачи оценки прочности корпуса электропривода был выбран подход, который используется при оценке прочности несущих элементов локомотивов по ГОСТ Р 55513-2013. Данный способ давно применяется при расчетах и испытаниях тягового подвижного состава и хорошо себя зарекомендовал. Согласно этому методу, оценка прочности проводится путем сравнения коэффициента запаса сопротивления усталости n с допускаемым значением для стальных конструкций $[n] = 2,0$. Результат. В результате проведенной работы была апробирована предлагаемая методика оценки прочности по критерию сопротивления усталости. Оценка значения предела выносливости корпуса электропривода выполнили по результатам стендовых испытаний на усталость трех объектов. При этом нагружение каждого из них проводили путем ступенчатого увеличения амплитуды действующей силы после достижения базового числа циклов. Величина нагрузки на первой ступени соответствовала эксплуатационной. После достижения базового числа циклов нагружения каждого объекта осуществлялся переход на следующую ступень. Испытания продолжались до обнаружения трещин. В процессе испытаний проводилась регистрация амплитуд напряжений на каждом уровне нагрузки. Для определения характеристик показателей сопротивления усталости был проведен расчет приведенного предела выносливости корпуса электропривода на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений с учетом условия детерминированного нагружения и с последующей обработкой полученных результатов статистическими методами. Получено значение предела выносливости корпуса шпального стрелочного электропривода, равное 48,4 МПа, при этом коэффициент запаса сопротивления усталости составил 2,86, что превышает минимально допустимое значение. Заключение. Установлено, что корпус шпального стрелочного электропривода обладает достаточной прочностью от действия эксплуатационных статических и динамических нагрузок, а также подтверждена возможность его безопасной эксплуатации при нагрузках на ось 30 тс.

Abstract. Aim. Choice of method and its validation for the purpose of confirming the feasibility of safe operation of a switch mechanism housing submitted to rolling stock axle loads of 30 tf. Method. As of today, there are neither regulations regarding the strength parameters of load-carrying elements of electric switch mechanisms, nor verification procedures. Given the above, when evaluating the strength of electric switch mechanism housing, the authors used the method used for the purpose of evaluating the strength of load-carrying elements of locomotives per GOST R 55513-2013. That method has a long history of application as part of calculation and testing of motive power and has shown good results. According to the method, strength is evaluated by comparing the safety factor of fatigue strength n with the allowed value for steel structures $[n] = 2.0$. Result. The activities resulted in the validation of the proposed method of strength estimation by the criterion of fatigue strength. The value of fatigue endurance of electric switch mechanism housing was estimated based on the results of fatigue benchmark tests of three items. Each was stressed by stepping up the amplitude of the applied force after the base number of cycles had been reached. At the first stage, the loading was equivalent to the operational value. After the base number of functions had been reached for each item, the following step was initiated. The tests continued until cracks have been found. In the process of testing, the amplitude of stress was recorded at each level of loading. For the purpose of identifying the fatigue strength characteristics, the reduced fatigue strength

of the switch mechanism housing was calculated under the hypothesis of linear addition of fatigue damage subject to the condition of deterministic loading and subsequent processing of the findings using statistical methods. The value of fatigue limit has been obtained for the housing of a tie-type electric switch mechanism equal to 48.4 MPa. The safety factor of fatigue strength was found to be equal to 2.86, which is above the minimal allowed value. **Conclusion.** It has been shown that the housing of a tie-type electric switch mechanism has a sufficient strength as regards the operational static and dynamic loads. Its safe operation when exposed to axle loads of 30 tf has also been confirmed.

Ключевые слова: испытания на усталость, корпус шпального электропривода стрелочного, оценка прочности, предел выносливости, запас сопротивления усталости.

Keywords: fatigue tests, beam-type electric switch mechanism housing, strength evaluation, fatigue limit, safety factor of fatigue strength.

Для цитирования: Оганьян Э.С., Чунин С.В., Фазлиахметов Д.М., Муравлев Е.В., Лобачев О.А. Оценка прочности корпуса шпального стрелочного электропривода // Надежность. 2022. № 4. С. 3-7. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2022-22-4-3-7>

For citation: Oganian E.S., Chunin S.V., Fazliakhmetov D.M.; Muravlev E.V., Lobachev O.A. Evaluating the strength of a beam-type electric switch mechanism housing. Dependability 2022;4:3-7. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2022-22-4-3-7>

Поступила 21.09.2022 / После доработки 20.10.2022 / К печати 15.12.2022

Received on: 21.09.2022 / Revised on: 20.10.2022 / For printing: 15.12.2022.

Введение

В связи с развитием на железных дорогах России тяжеловесного движения возникла необходимость в оценке элементов верхнего строения пути с точки зрения прочности. Одним из таких элементов является стрелочный электропривод шпального типа, корпус которого испытывает максимальные нагрузки, передающиеся через рельсы, от воздействия колес подвижного состава. Целью данной работы является выбор метода и апробация его для подтверждения возможности безопасной эксплуатации корпуса стрелочного привода при осевых нагрузках подвижного состава 30 тс.

Постановка задачи

На сегодняшний день нормативной документацией не установлены требования к прочности несущих элементов стрелочных электроприводов, а также методы их контроля. В связи с этим для решения задачи оценки прочности корпуса электропривода был выбран подход, использующийся при оценке прочности несущих элементов локомотивов по ГОСТ Р 55513-2013 [1]. Данный способ давно применяется при расчетах и испытаниях тягового подвижного состава и хорошо себя зарекомендовал. Согласно этому методу, оценка прочности проводится путем сравнения коэффициента запаса сопротивления усталости n с допускаемым значением (в нашем случае для стальных конструкций $[n] = 2,0$).

Для определения коэффициента запаса сопротивления усталости необходимо иметь данные о пределе выносливости корпуса, который определяется экспериментально, а также информацию об эксплуатационной нагруженности.

Оценка эксплуатационной нагруженности корпуса электропривода

По результатам проведенной АО «ВНИКТИ» научно-исследовательской работы по определению спектра нагрузок от подвижного состава для различных условий эксплуатации и оценке нагруженности элементов верхнего строения пути было установлено, что для осевой нагрузки 30 тс, с учетом распределения нагрузки по соседним шпалам, максимальная вертикальная сила составляет 105,8 кН.

Для определения наиболее нагруженных мест в конструкции корпуса электропривода была создана конечно-элементная модель и проведены расчеты ее напряженно-деформированного состояния под действием выбранной нагрузки. Было выяснено, что максимальные растягивающие механические напряжения

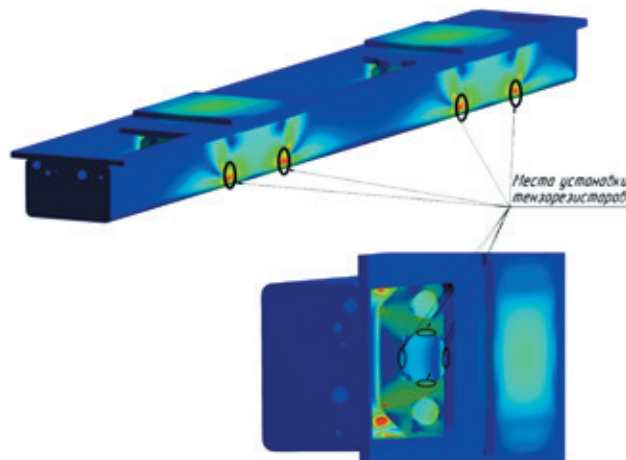


Рис. 1. Места установки тензорезисторов на корпусе шпального стрелочного электропривода

Табл. 1. Результаты испытаний корпусов

№ корпуса	№ зоны	№ ступени нагружения	Нагрузка, кН	Динамическое напряжение в зоне возникновения повреждений, МПа	Количество циклов нагружения, млн	Результат
1	1.1	1-1	62,1±50,8	5,5	10	Без повреждений
		1-2	93,2±76,1	9,5		
		1-3	186,3±152,4	26,0	2	Трещина
		1-4	372,6±304,8	54,0	2,75	
	1.2*	1-1	62,1±50,8	13,0	10	Без повреждений
		1-2	93,2 ±76,1	22,5		
		1-3	186,3±152,4	42,5	2	
		1-4	372,6±304,8	84,0	2,75	
2	2.1	2-1	124,2±101,6	17,0	10	Трещина
		2-2	372,6±304,8	54,0	5,21	
	2.2*	2-1	124,2±101,6	25,0	10	Без повреждений
		2-2	372,6±304,8	78,0	5,21	Трещина
3	3.1	3-1	124,2±101,8	42,5	10	Без повреждений
		3-2	310,5±254,0	62,0	1,35	Трещина

*Зона, симметрично расположенная по отношению к зоне повреждений

не превосходят 42 МПа, а также определены места для установки тензорезисторов, необходимых при проведении стендовых испытаний по оценке предела выносливости (рис. 1).

Стендовые испытания по оценке предела выносливости

Оценку значения предела выносливости корпуса электропривода выполнили по результатам стендовых испытаний на усталость на трех объектах. При этом нагружение каждого из них проводили путем ступенчатого увеличения амплитуды действующей силы после достижения базового числа циклов. Величина нагрузки на первой ступени соответствовала эксплуатационной.

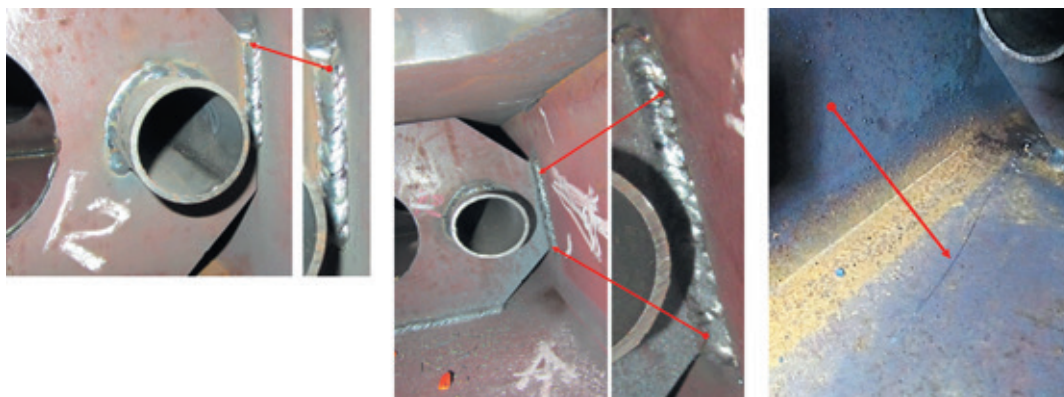
Оборудованные тензорезисторами корпуса электроприводов были установлены на стенд СТ-212 (рис. 2). Испытательная нагрузка прикладывалась через специализированную технологическую оснастку в соответствующие места корпуса.



Рис. 2. Испытания корпуса электропривода на стенде СТ-212

После достижения базового числа циклов нагружения каждого объекта осуществлялся переход на следующую ступень, и испытания продолжались до обнаружения трещин (рис. 3).

В процессе испытаний проводилась регистрация амплитуд напряжений на каждом уровне нагрузки. Результаты испытаний корпусов приведены в табл. 1.



Корпус №1

Корпус №2

Корпус №3

Рис. 3. Трещины в корпусах электроприводов

Для определения характеристик показателей сопротивления усталости был проведен расчет предела выносливости корпуса электропривода на основе линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений с учетом условия детерминированного нагружения и последующей обработкой полученных результатов статистическими методами. Расчет приведенного предела выносливости $\bar{\sigma}_{Rk}$ выполнен на основе гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений по формуле:

$$\bar{\sigma}_{Rk} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum_i \sigma_i^m N_i}, \quad (1)$$

где N_0 – приведенная база испытаний;

i – ступень нагружения;

N_i – количество циклов на ступени нагружения;

σ_i – амплитуда напряжений цикла на ступени;

m – показатель угла наклона кривой усталости, определяется методом эквивалентных напряжений Гохберга – Розовского [2]:

$$m = c_y / [0,454 + \lg(\sigma_{-1} / \sigma_{-1k})], \quad (2)$$

где c_y – коэффициент, учитывающий отношение предела выносливости материала к приведенному пределу выносливости корпуса, $c_y = 3,3$ при $\sigma_{-1} / \sigma_{-1k} < 2$ и $c_y = 3,7$ при $\sigma_{-1} / \sigma_{-1k} \geq 2$;

σ_{-1} – предел выносливости металла корпуса, равный 184,5 МПа.

Для решения уравнений (1) и (2) применяется метод последовательных приближений.

Приведенные пределы выносливости $\bar{\sigma}_{Rk}$ для каждой зоны представлены в табл. 2.

Табл. 2. Приведенные пределы выносливости $\bar{\sigma}_{Rk}$

№ зоны	Приведенная база испытаний N_0 , млн циклов	Приведенный предел выносливости $\bar{\sigma}_{Rk}$, МПа
1.1	10	37,0
	2	59,3
1.2*	10	61,8
	4	78,0
2.1	10	45,0
	6	75,7
2.2*	10	67,0
	8	70,7
3.1	10	47,8
	5	57,3

*Зона, симметрично расположенная по отношению к зоне повреждений

Полученные результаты были обработаны с использованием статистических методов [3]. Результаты приведены на рис. 4.

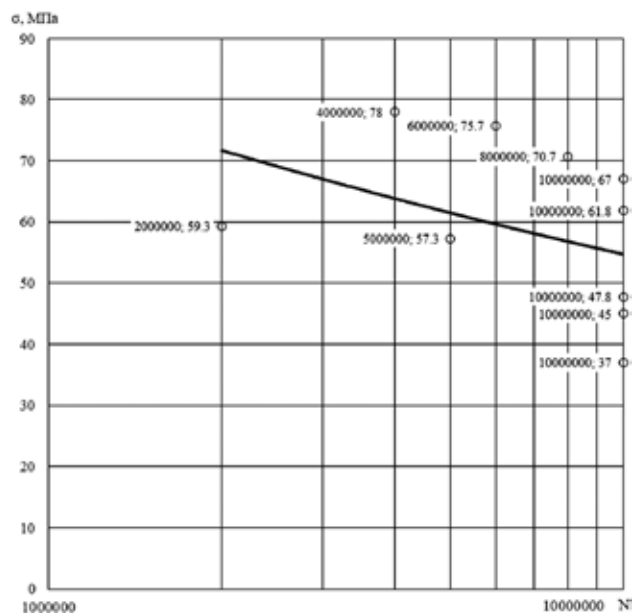


Рис. 4. Кривая усталости корпуса стрелочного шпального электропривода (в полулогарифмической системе координат)

Значение предела выносливости корпуса электропривода с вероятностью $P = 0,95$ составляет 48,4 МПа.

Расчет коэффициента запаса сопротивления усталости

Расчет коэффициента запаса сопротивления усталости n проводился по следующей формуле (п. 8.3.3 [1]):

$$n = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_a + \frac{\psi_\sigma}{K_\sigma} \sigma_m} = \frac{48,4}{14,5 + \frac{0,3}{1,833} \cdot 14,5} = 2,86, \quad (3)$$

где σ_{-1d} – предел выносливости детали, определенный экспериментально, $\sigma_{-1d} = 48,4$ МПа;

σ_a и σ_m – амплитуда и среднее значение напряжения цикла, возникающие при действии эксплуатационной нагрузки, $\sigma_a = 14,5$ МПа, $\sigma_m = 14,5$ МПа;

ψ_σ – коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла, $\psi_\sigma = 0,3$;

K_σ – коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца:

$$K_\sigma = \frac{K_1 \cdot K_2 \cdot K_3}{\gamma \cdot K_m} = \frac{1,1 \cdot 1,0}{0,75 \cdot 0,8} \cdot 1,0 = 1,833, \quad (4)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий влияние неоднородности материала детали, $K_1 = 1,1$;

K_2 – коэффициенты, учитывающие влияние внутренних напряжений в детали, $K_2 = 1$;

K_m – коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали, $K_m = 0,8$;

γ – коэффициент, учитывающий влияние размерного фактора, $\gamma = 0,75$;

K_3 – корректирующий коэффициент, $K_3 = 1$.

Значения указанных коэффициентов приняты в соответствии с [1].

Выводы

В результате проведенной работы была апробирована предлагаемая методика оценки прочности по критерию сопротивления усталости. Получено значение предела выносливости корпуса шпального стрелочного электропривода, равное 48,4 МПа, при этом коэффициент запаса сопротивления усталости составил 2,86, т.е. он находится в допустимых пределах (превышает минимальное значение 2,0) по [1].

Это доказывает, что корпус обладает достаточной прочностью при воздействии статических и динамических нагрузок, возникающих в эксплуатации при осевых нагрузках 30 тс.

Библиографический список

- ГОСТ Р 55513-2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам. М.: Стандартинформ, 2014. III, 41 с.
- Савоськин А.Н., Бурчак Г.П., Матвеевичев А.Н. и др. Прочность и безотказность подвижного состава железных дорог / под общ. ред. А.Н. Савоськина. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
- Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний. М.: Машиностроение, 1985. 231 с.
- Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

References

- GOST R 55513-2013. Locomotives. Requirements for strength and dynamic properties. Moscow: Standartinform; 2014. (in Russ.)
- Savoskin A.N., Burchak G.P., Matveevichev A.N. et al. Savoskin A.N., editor. [Strength and reliability of railway rolling stock]. Moscow: Mashinostroenie; 1990. (in Russ.)
- Stepnov M.N. [Statistical methods for processing the results of mechanical tests]. Moscow: Mashinostroenie; 1985. (in Russ.)
- Kogaev V.P. [Time-variable strength calculation]. Moscow: Mashinostroenie; 1993. (in Russ.)

Сведения об авторах

Оганьян Эдуард Сергеевич – доктор технических наук, главный научный сотрудник АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская область, Российская Федерация, 140402, e-mail: oganian-es@vnikti.com

Чунин Сергей Владимирович – заведующий лабораторией АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская область, Российская Федерация, 140402, e-mail: chunin-sv@vnikti.com

Фазлиахметов Дамир Муратович – ведущий инженер АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская область, Российская Федерация, 140402, e-mail: fazliakhmetov-dm@vnikti.com

Муравлев Евгений Владимирович – ведущий инженер АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская область, Российская Федерация, 140402, e-mail: muravlev-ev@vnikti.com

Лобачев Олег Александрович – ведущий инженер АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская область, Российская Федерация, 140402, e-mail: lobachev-oa@vnikti.com

About the authors

Eduard S. Oganian, Doctor of Engineering, Head Researcher, JSC VNIKTI, 410 Oktyabsrskoy revolutsii st., 140402, Kolomna, Moscow Oblast, Russian Federation, e-mail: oganian-es@vnikti.com

Sergey V. Chunin, Head of Laboratory, JSC VNIKTI, 410 Oktyabsrskoy revolutsii st., 140402, Kolomna, Moscow Oblast, Russian Federation, e-mail: chunin-sv@vnikti.com

Damir M. Fazliakhmetov, Lead Engineer, JSC VNIKTI, 410 Oktyabsrskoy revolutsii st., 140402, Kolomna, Moscow Oblast, Russian Federation, e-mail: fazliakhmetov-dm@vnikti.com

Yevgeny E. Muravlev, Lead Engineer, JSC VNIKTI, 410 Oktyabsrskoy revolutsii st., 140402, Kolomna, Moscow Oblast, Russian Federation, e-mail: muravlev-ev@vnikti.com

Oleg A. Lovachev, Lead Engineer, JSC VNIKTI, 410 Oktyabsrskoy revolutsii st., 140402, Kolomna, Moscow Oblast, Russian Federation, e-mail: lobachev-oa@vnikti.com

Вклад авторов в статью

Оганьян Э.С. – методические и научное сопровождение.

Чунин С.В. – организация проведения испытаний и анализ их результатов.

Фазлиахметов Д.М. – проведение испытаний, обработка и анализ результатов.

Муравлевым Е.В. – проведение испытаний, обработка и анализ результатов.

Лобачев О.А. – проведение испытаний, тензометрирование, выполнение прочностных расчетов, обработка результатов расчетов и испытаний.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.