

УДК 629.423.1

Оценка долговечности и рациональное крепление кожуха зубчатой передачи к тяговому двигателю электровоза

А. Г. Андриевский¹, Е. А. Чабан¹, В. В. Москвичев²

¹Красноярский институт железнодорожного транспорта, филиал Иркутского государственного университета путей сообщения, Российская Федерация, 660028, Красноярск, ул. Новой Зари, 2И

²Красноярский филиал Федерального исследовательского центра информационных и вычислительных технологий, Российская Федерация, 660049, Красноярск, пр. Мира, 53

Для цитирования: Андриевский А. Г., Чабан Е. А., Москвичев В. В. Оценка долговечности и рациональное крепление кожуха зубчатой передачи к тяговому двигателю электровоза // Известия Петербургского университета путей сообщения. — СПб.: ПГУПС, 2022. — Т. 19. — Вып. 2. — С. 182–192.

DOI: 10.20295/1815-588X-2022-2-182-192

Аннотация

Цель: Исследовать зависимость нагруженности кожуха зубчатой передачи электровоза от параметров его крепления к тяговому двигателю. Определить собственные частоты колебаний при различных условиях его крепления к тяговому двигателю. Предложить техническое решение, позволяющее снизить нагруженность кожуха зубчатой передачи в случае нештатной работы его крепления к тяговому двигателю. Предложить алгоритм расчета ресурса кожуха с учетом параметров его крепления. **Методы:** Значения собственных частот кожуха зубчатой передачи получены путем решения системы дифференциальных уравнений Лагранжа второго рода. Созданная с этой целью математическая модель рассматриваемой механической системы учитывает упругий характер крепления кожуха к тяговому двигателю. **Результаты:** Показано влияние условий и параметров крепления кожуха зубчатой передачи к тяговому двигателю на его нагруженность, и соответственно, ресурс. Предложен алгоритм расчета ресурса кожуха зубчатой передачи с учетом условий и параметров его крепления. Показано существенное влияние на долговечность кожуха нештатных режимов нагружения. **Практическая значимость:** Предложено конструктивное решение, снижающее нагруженность кожуха зубчатой передачи в случае возникновения нештатных условий закрепления к тяговому двигателю. Разработан алгоритм оценки долговечности КЗП в случае перераспределения нагрузок между его опорными точками.

Ключевые слова: Кожух зубчатой передачи, болтовое крепление, динамика кожуха, нагруженность, динамическая нагруженность, долговечность.

Введение

Динамико-прочностные свойства кожуха тяговой зубчатой передачи (КЗП) в процессе эксплуатации грузового электровоза во многом зависят от его условий крепления к тяговому двигателю [1, 2].

Сварная конструкция КЗП нагружена собственным весом, динамическими эксплуатационными нагрузками и реакциями опор его крепления к тяговому двигателю. Очевидно, что величина опорных реакций и динамико-прочностные свой-

ства конструкции КЗП находятся в зависимости от количества и взаимного расположения точек его крепления к тяговому двигателю — отсюда следует необходимость разработки рационального подхода к выбору условий его закрепления, который должен быть отражен в соответствующей методике.

Традиционно в машиностроении различают проектировочные и поверочные прочностные расчеты [3]. Основной задачей проектировочных расчетов является выбор материала и геометрических размеров детали, а поверочных расчетов — определение возникающих максимальных напряжений при уже заданных размерах детали и их сравнение с допускаемым напряжением для используемого материала.

Задача определения количества и взаимного расположения точек крепления КЗП к тяговому двигателю включает как проектировочные, так и поверочные прочностные расчеты. При этом требуется определить количество точек крепления КЗП и их геометрические параметры взаимного расположения, после чего проверить прочность сварной коробчатой конструкции КЗП с учетом сложившихся новых условий нагружения.

Влияние параметров крепления КЗП к тяговому двигателю на его нагруженность

Параметры крепления КЗП к тяговому двигателю определяют нагруженность его сварной конструкции как при статическом, так и динамическом нагружении. Причем динамическое нагружение будет являться определяющим для усталостной прочности кожуха.

В практике машиностроения количество и диаметр болтов группового болтового соединения выбирают из условия их прочности при соблюдении критерия нераскрытия стыка. Однако если количество и взаимное положение болтов не задано и его нужно определить, то при этом следует руко-

водствоваться таким критерием, как коэффициент динамичности колебательной системы, обусловленной колебаниями закрепленной массы КЗП, возбуждаемые инерционными силами колеблющегося корпуса тягового двигателя по всей цепочке передачи внешних возмущений. Такие параметры, как жесткость точки крепления, их количество и расстояния, задающие взаимное расположение точек крепления, влияют на собственные частоты закрепленного к тяговому двигателю КЗП [1].

Таким образом, если принять во внимание упругий характер смещения КЗП в вертикальной плоскости при движении локомотива по неровностям пути, то можно получить расчетную схему, позволяющую определить собственные частоты рассматриваемой механической системы (рис. 1). Так как крепление КЗП не предусматривает специальных устройств для рассеивания энергии колебаний [4, 5], то силами сопротивления при нахождении собственных частот можно пренебречь.

Рассматривались три варианта закрепления КЗП к тяговому двигателю: штатное крепление — крепление кожуха при помощи трех болтов, применяемое на сегодняшний день при эксплуатации локомотивов (рис. 1, *a*); крепление с двумя точками — крепление кожуха при помощи двух болтов, выявляемое при эксплуатации локомотивов в случае отказа болтового соединения кронштейна (рис. 1, *б*); крепление четырьмя точками — крепление кожуха при помощи четырех болтов с целью исследования возможности усиления закрепления конструкции (рис. 1, *в*).

Данная механическая система имеет две степени свободы, для которой в качестве обобщенных координат приняты z — вертикальное перемещение КЗП, и φ — угол поворота КЗП. Для определения собственных частот кожуха можно составить два дифференциальных уравнения Лагранжа второго рода:

$$m\ddot{z} + c_1z + \varphi c_2 = 0; \quad (1)$$

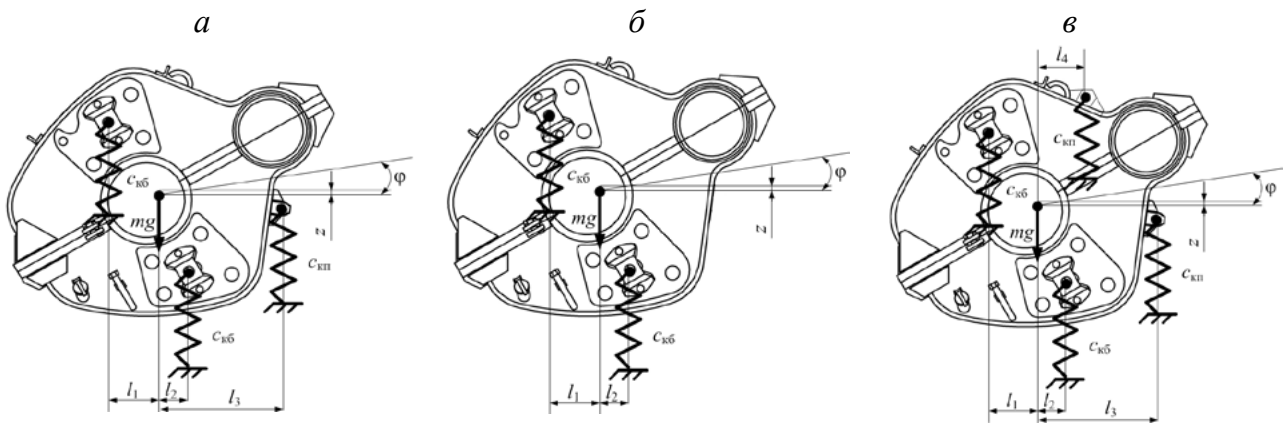


Рис. 1. Расчетные схемы колебаний КЗП для различных условий крепления: штатное крепление (а), с двумя точками крепления (б), с четырьмя точками крепления (в)

Расчет собственных частот колебаний КЗП

Расчетная схема	Значения жесткостей, кН/м		Значение собственных частот колебаний КЗП, c^{-1}	
	$c_{к6}$	$c_{кп}$	ω_1	ω_2
Рис. 1 (а)	38 900	14 000	772,762	335,82
Рис. 1 (б)	38 900	14 000	714,207	236,188
Рис. 1 (в)	38 900	14 000	834,829	364,879

$$I_c \ddot{\varphi} + \varphi c_3 + z c_2 = 0, \quad (2)$$

где m — масса КЗП; I — момент инерции КЗП относительно оси, проходящей через его точку центра тяжести перпендикулярно плоскости его движения; c_1 , c_2 и c_3 — коэффициенты, зависящие от условий закрепления, l_1 , l_2 , l_3 и l_4 — расстояния от центра тяжести КЗП до точек его крепления.

Коэффициенты c_1 , c_2 , c_3 , зависящие от количества точек крепления и их жесткости, а также от взаимного расположения точек крепления КЗП, можно определить по формулам:

для расчетной схемы рис. 1 (а):

$$c_1 = 2c_{к6} + c_{кп}; \quad (3)$$

$$c_2 = c_{к6}(l_2 - l_1) + c_{кп}l_3; \quad (4)$$

$$c_3 = c_{к6}(l_1^2 + l_2^2) + c_{кп}l_3^2. \quad (5)$$

для расчетной схемы рис. 1 (б):

$$c_1 = 2c_{к6}; \quad (6)$$

$$c_2 = c_{к6}(l_2 - l_1); \quad (7)$$

$$c_3 = c_{к6}(l_1^2 + l_2^2). \quad (8)$$

для расчетной схемы рис. 1 (в):

$$c_1 = 2c_{к6} + 2c_{кп}; \quad (9)$$

$$c_2 = c_{к6}(l_2 - l_1) + c_{кп}(l_3 + l_4); \quad (10)$$

$$c_3 = c_{к6}(l_1^2 + l_2^2) + c_{кп}(l_3^2 + l_4^2). \quad (11)$$

Здесь $c_{кб}$ — жесткость в точке крепления бобышка КЗП — кронштейн тягового двигателя; $c_{кп}$ — жесткость в точке крепления кронштейн КЗП — подшипниковый щит тягового двигателя.

Собственные частоты колебаний КЗП подпрыгивания и крутильные можно определить по формуле:

$$\omega = \sqrt{\frac{I_c c_1 + c_3 m \pm \sqrt{(I_c c_1 + c_3 m)^2 - 4 I_c m (c_1 c_3 - c_2^2)}}{2 I_c m}} \quad (12)$$

Согласно полученным результатам расчетов для рассматриваемых жесткостей крепления КЗП (таблица) наименьшая жесткость соответствует случаю двух точек крепления, при этом возникает минимальное значение собственной частоты колебаний кожуха. Значения собственных частот колебаний КЗП увеличиваются при увеличении жесткости точки крепления и их количества.

Напряжения, возникающие в динамически нагруженной конструкции кожуха, пропорциональны коэффициенту динамичности:

$$\sigma_d = \sigma_{ст} k_d, \quad (13)$$

где σ_d , $\sigma_{ст}$ — напряжения, возникающие в конструкции при динамическом и статическом нагружении соответственно; k_d — коэффициент динамичности конструкции.

Коэффициент динамичности зависит от величины собственных частот колебательной системы [6, 7], который можно определить по формуле:

$$k_d = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{(3,6 \cdot L_{нер} \cdot \omega)^2}{(2\pi\nu)^2}\right)^2 + \frac{4\omega^2 \cdot n^2 \cdot (3,6 \cdot L_{нер})^4}{(2\pi\nu)^4}}}, \quad (14)$$

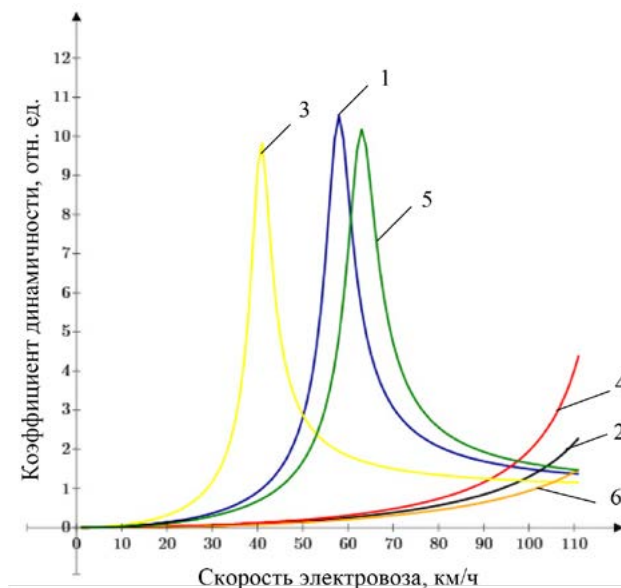


Рис. 2. Коэффициент динамичности колебаний КЗП:

1, 3, 5 — крутильных колебаний соответственно для расчетных схем: рис. 1 (а), рис. 1 (б), рис. 1 (в); 2, 4, 6 — вертикальных колебаний соответственно для расчетных схем: рис. 1 (а), рис. 1 (б), рис. 1 (в)

где $L_{нер}$ — длина неровности пути; ν — скорость электровоза; n — коэффициент, характеризующий вязкость системы (коэффициент затухания).

Если принять длину неровности пути $L_{нер}$, соответствующую волнообразному износу, равной 0,3 м, то можно построить зависимости коэффициента k_d от скорости движения электровоза при различных условиях крепления КЗП (рис. 2).

Как видно из рис. 2, коэффициент динамичности для вертикальных колебаний кожуха не достигает максимальных значений в зоне эксплуатируемых скоростей. При этом коэффициент динамичности для крутильных колебаний имеет пиковые значения в зоне эксплуатируемых скоростей, что свидетельствует о возможности резонансного режима работы кожуха при следовании по пути с волнообразным износом. При увеличении жесткости крепления пиковые значение коэффициента динамичности крутильных коле-

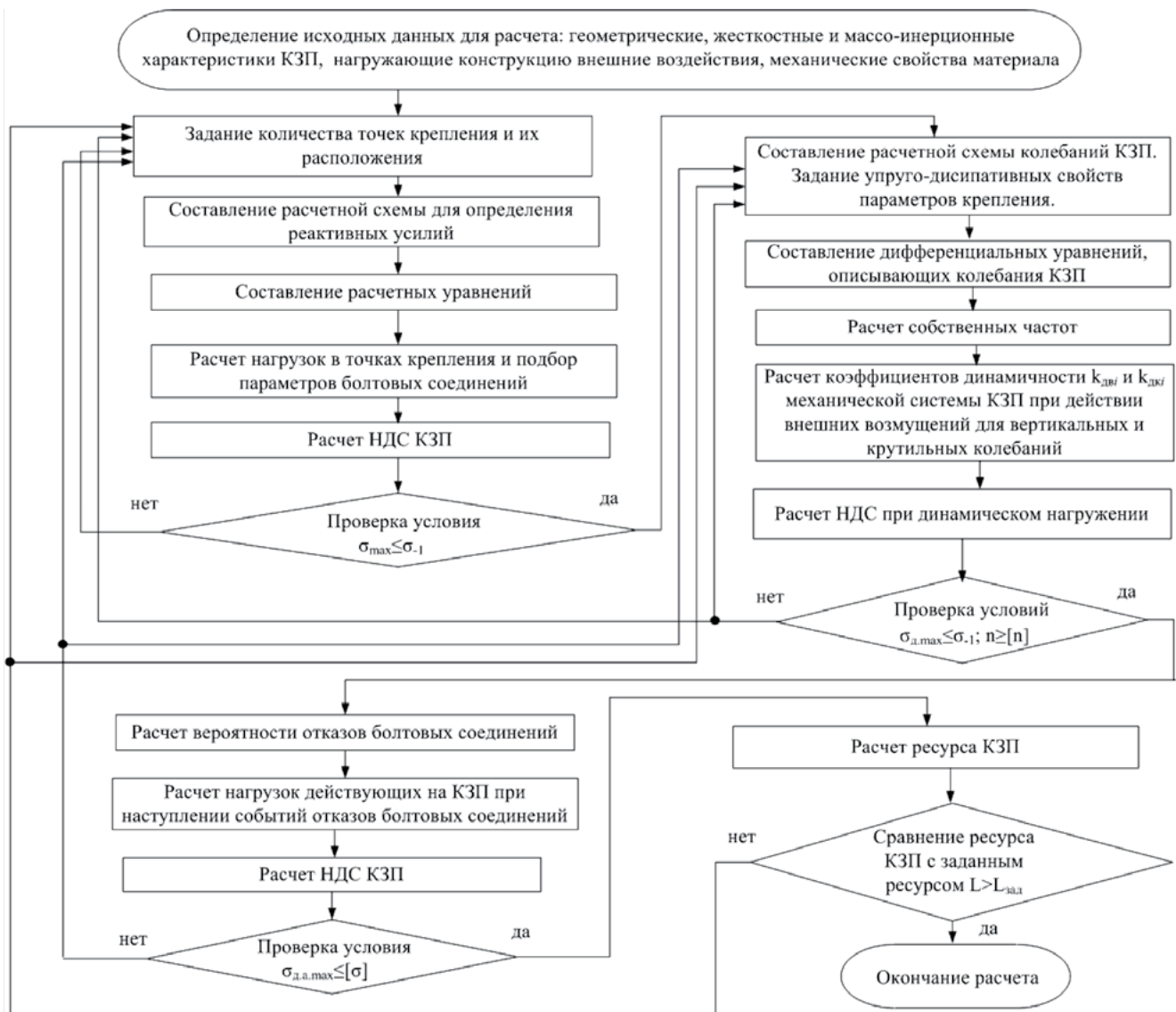


Рис. 3. Алгоритм расчета ресурса КЗП с учетом параметров его крепления к тяговому двигателю

баний смещаются в зону более высоких скоростей движения электровоза.

Количество точек крепления является важным параметром, так как от этого зависят не только динамические свойства крепления, но и нагруженность конструкции кожуха реактивными усилиями, как в штатном, так и аварийном режиме работы крепления. Например, в случае отказа болтового соединения и невосприятия нагрузки точкой крепления кожуха к тяговому двигателю.

При выборе количества точек крепления КЗП следует руководствоваться тем, что групповое болтовое соединение характеризуется вероятностью безотказной работы, которая определяется вероятностями безотказной работы по нераскрытию стыка, несдвигаемости стыка, прочности болтов и т. д. [8].

Следует отметить, что под отказом болтового соединения следует понимать невосприятие нагрузки точкой крепления, например, по при-

чине ослабления затяжки болта или излома тела болта, что неизбежно приводит к перераспределению воспринимаемой нагрузки на оставшиеся работоспособные болтовые крепления из группы болтов крепления.

Алгоритм расчета ресурса КЗП с учетом параметров его крепления к тяговому двигателю

Для рационального выбора технических решений целесообразно использовать критерии, оценка которых дает наиболее полное представление и снижает неопределенность в выборе технического заключения по поставленной задаче [9].

Структурные элементы методики выбора технического решения по количеству и взаимному расположению точек крепления КЗП к тяговому двигателю в составе алгоритма процедур расчета приведены на рис. 3.

Алгоритм расчета состоит из четырех циклов-процедур: определение напряженно-деформированного состояния (НДС) при условии статического нагружения, определение коэффициента динамичности и НДС КЗП при условии динамического нагружения КЗП, определение НДС КЗП при условии отказов болтовых соединений крепления КЗП к тяговому двигателю (аварийного нагружения КЗП), определение ресурса эксплуатации КЗП.

Параметры крепления КЗП к тяговому двигателю — штатное или аварийное, задаются изначально. Алгоритм предусматривает соблюдение следующих условий прочности

$$\begin{cases} \sigma_{\max} \leq \sigma_{-1}, \\ \sigma_{\text{д.макс}} \leq \sigma_{-1}; n \geq [n], \\ \sigma_{\text{д.а.макс}} \leq [\sigma], \\ L \geq L_{\text{зад}}, \end{cases} \quad (15)$$

где σ_{\max} , $\sigma_{\text{д.макс}}$, $\sigma_{\text{д.а.макс}}$ — наибольшие напряжения, возникающие в сварной конструкции кожуха при

статическом, динамическом штатном и динамическом аварийном нагружении; σ_{-1} — предел выносливости материала; n , $[n]$ — расчетный и допустимый коэффициенты запаса по усталостной прочности; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение по условию прочности конструкции; L , $L_{\text{зад}}$ — расчетный и заданный ресурс КЗП.

При соблюдении условия прочности в конце каждого цикла выполняется переход к следующему циклу. В случае несоблюдения условия прочности необходимо вернуться в начало цикла, изменить параметры, влияющие на условия крепления КЗП, и повторить расчет этого цикла.

Расчет усталостной долговечности (ресурса) КЗП в годах можно определить по формуле:

$$L = \left(\sum_{i=1}^k \frac{365 S_{\text{ср.сут}} \alpha_i}{v_{\text{тех}}} \left(\frac{\sum_{j=1}^n \frac{v_j k_{vj}}{L_{\text{неп.}i}}}{N_0 \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ai} + \psi \sigma_{mi}} \right)^m} \right) \right)^{-1}, \quad (16)$$

где $S_{\text{ср.сут}}$ — среднесуточный пробег локомотива, $v_{\text{тех}}$ — техническая скорость локомотива, α_i — коэффициент, учитывающий долю пути от общего пробега с характерными длинами неровностей $L_{\text{неп.}i}$, v_j — средняя скорость для j -го интервала скоростей, k_{vj} — доля времени работы электроваза в j -м интервале скоростей, N_0 — базовое число циклов при испытании, σ_{-1} — предел выносливости для стали КЗП, σ_{ai} , σ_{mi} — амплитуда и среднее значение напряжений цикла для i -го режима нагружения, m — показатель степени кривой усталости материала, ψ — коэффициент чувствительности материала КЗП к асимметрии цикла нагружения, k — число учитываемых режимов эксплуатационного нагружения.

На рис. 4 показаны кривая усталости для материала кожуха при его эксплуатации (а), а также зависимость долговечности до образования усталостной трещины в сварном шве КЗП в случае эксплуатации при нештатном креплении, когда

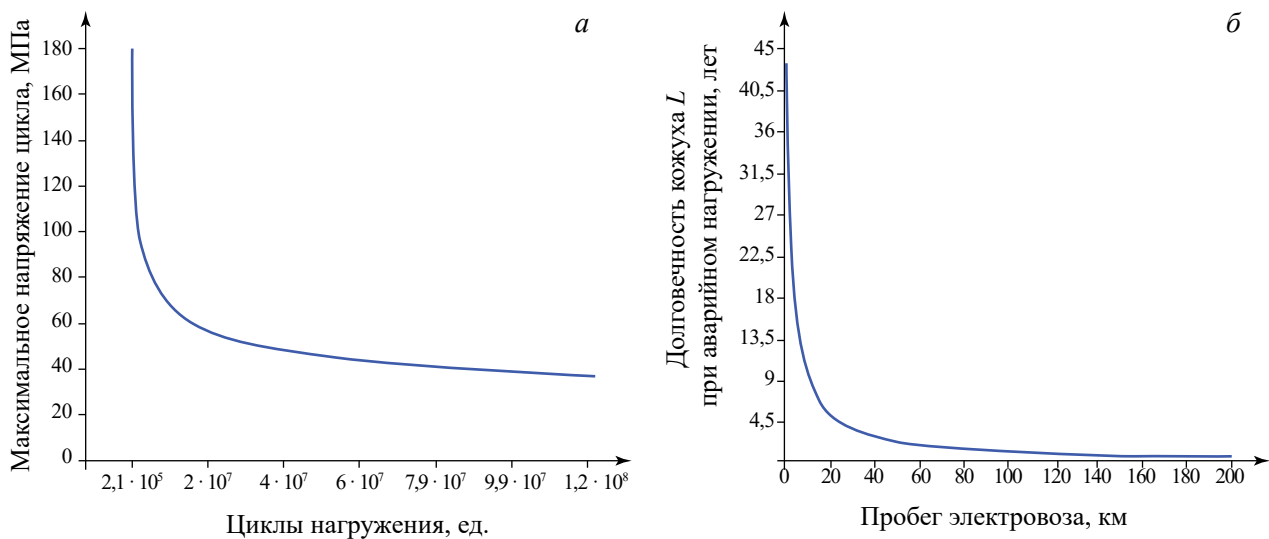


Рис. 4. Расчетная кривая усталости для КЗП (а), влияние на долговечность КЗП повышенных нагрузок в случае отказа точки крепления КЗП «бобышка — кронштейн тягового двигателя» (б)

точка крепления бобышка — кронштейн тягового двигателя не воспринимает нагрузку (б). В качестве данных для расчета по формуле (16) приняты следующие значения: $S_{\text{ср.сут.}} = 600$ км, $v_{\text{тех}} = 50$ км/ч, $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов, $\sigma_{-1} = 100$ МПа, $\psi = 0,3$, $m = 3,88$, $k = 2$, k_{vj} и v_j принимались согласно [10] для электровоза с конструкционной скоростью 120 км/ч. Для $i = 1$: $L_{\text{нер}} = 25$ м, $\sigma_a = 13,25$ МПа, $\sigma_m = 0,75$ МПа, $\alpha = 0,9$. Для $i = 2$: $L_{\text{нер}} = 0,3$ м, $\sigma_a = 137,5$ МПа, $\sigma_m = 3,75$ МПа, $\alpha = 0,1$.

В условиях штатного нагружения уровень возникающих напряжений в стенке кожуха [11] с учетом динамической нагруженности при действии вертикальных ускорений 25g может составлять 45,9 МПа, что соответствует $1 \cdot 10^8$ циклов нагружения. В случае аварийного нагружения КЗП, например, при отказе болтового соединения одной бобышки, когда происходит увеличение уровня возникающих напряжений в стенке КЗП до 137,5 МПа, количество циклов нагружения составит $2,3 \cdot 10^5$. Как видно из рис. 4 (б), даже пробег порядка 100 км с повышенным уровнем напряжений приводит к сокращению в разы ресурса КЗП до появления усталостной трещины.

Конструктивное решение, снижающее нагруженность КЗП при нарушении штатных условий крепления к тяговому двигателю

Кожух зубчатой передачи является вибронгруженной конструкцией, что приводит к ослаблению затяжки болтов его крепления к тяговому двигателю и, как следствие, к перераспределению нагрузки на оставшиеся точки крепления и повышенной нагруженности конструкции КЗП опорными реакциями. Обозначенная проблема решается следующим образом [12] (рис. 5): кожух зубчатой передачи и остов (корпус) тягового двигателя соединяются между собой в трех точках: в двух точках через бобышки к кронштейнам остова тягового двигателя и в одной точке через кронштейн кожуха к подшипниковому щиту тягового двигателя с помощью болтового соединения, отличающегося тем, что соединение кронштейна тягового двигателя и бобышки выполнено по принципу «шип-паз», для чего на кронштейне тягового двигателя изготавливают два шипа, а на бобышке два паза.

Каждый шип кронштейна тягового двигателя заводится в соответствующий ему паз на

бобышке кожуха зубчатой передачи. В случае ослабления затяжки болтов крепления кожуха к тяговому двигателю шипы на кронштейнах тягового двигателя воспринимают нагрузку и не допускают существенного перераспределения нагрузок между точками крепления кожуха, тем самым ограничивая уровень возникающих напряжений в конструкции кожуха.

В каждый паз бобышки кожуха заводится соответствующий ему шип на кронштейне тягового двигателя, что позволяет обеспечить соосность соединения, а жесткость соединения в основном обеспечивается параметрами сопряжения кронштейна и бобышки, соединенных по принципу «шип — паз», которое скачкообразно не зависит от момента затяжки болтов.

Заключение

Условия крепления конструкции КЗП определяют уровень возникающих опорных реакций и динамико-прочностные свойства конструкции КЗП. Отказ одного из болтовых соединений кожуха вызывает перераспределение численных значений опорных реакций и является возникновением аварийного условия нагружения для КЗП. В этой связи разработка алгоритма расчета ресурса КЗП с учетом параметров его крепления к тяговому двигателю позволит определить ресурс эксплуатации кожуха в зависимости от пробега локомотива.

Анализ значений собственной частоты колебаний кожуха, вычисленных для трех вариантов крепления КЗП к тяговому двигателю, показал, что они увеличиваются при увеличении жесткости точки крепления, а также их количества. В свою очередь, коэффициент динамичности имеет наибольшую опасность с точки зрения возникновения повышенного уровня напряженного состояния для КЗП в случае крутильных колебаний для рассматриваемых условий крепления кожуха.

Алгоритм расчета ресурса КЗП с учетом параметров его крепления к тяговому двигателю пред-

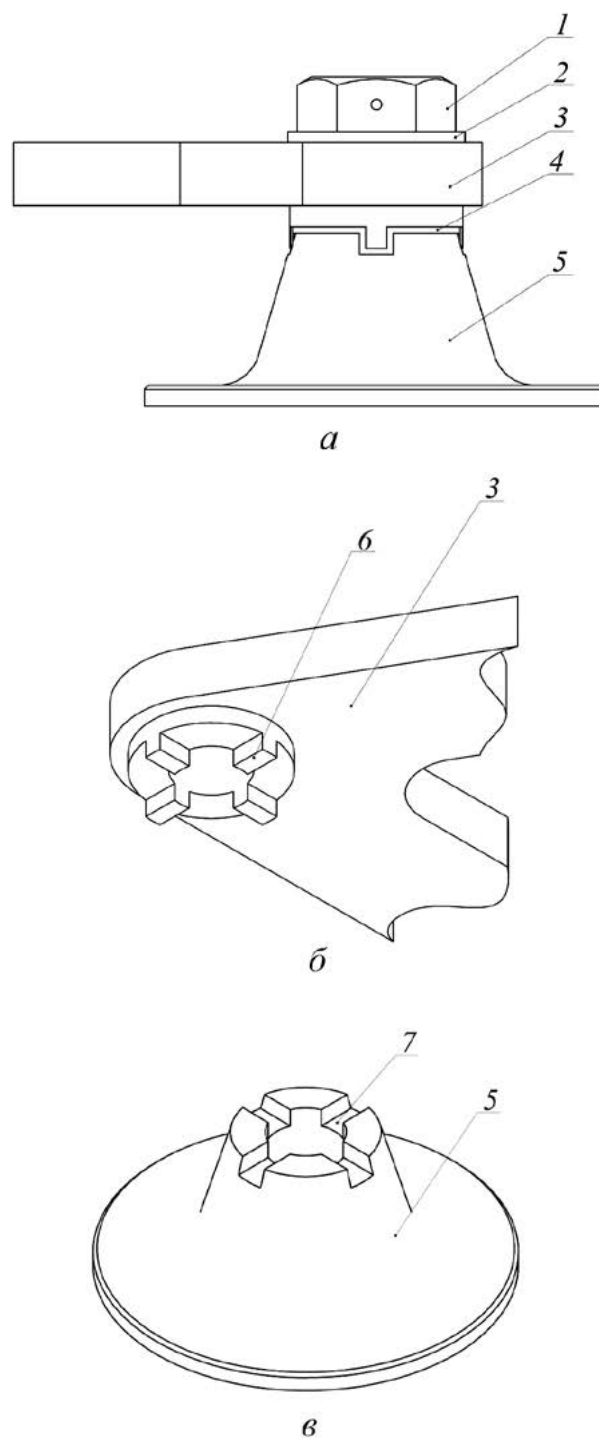


Рис. 5. Узел крепления КЗП к тяговому двигателю: соединение кронштейна тягового двигателя и бобышки (а), кронштейн тягового двигателя (б), бобышка КЗП (в): 1 — болт; 2 — упругая шайба; 3 — кронштейн тягового двигателя; 4 — регулировочная шайба; 5 — бобышка; 6 — шип кронштейна на поверхности сопряжения; 7 — паз на поверхности сопряжения бобышки

полагает анализ НДС в результате динамического нагружения как при условии штатной эксплуатации, так и при аварийных условиях, возникающих при отказе болтовых соединений крепления КЗП. Сравнение кривых усталости для металла стенок КЗП показало, что возникновение отказа одного из болтовых креплений кожуха увеличивает уровень возникающих в ней напряжений, при этом количество циклов нагружения до возникновения трещины уменьшается на несколько порядков, следовательно, ресурс эксплуатации КЗП значительно уменьшается.

Библиографический список

1. Андриевский А. Г. Расчетно-экспериментальное определение динамических характеристик кожуха тяговой зубчатой передачи электровоза / А. Г. Андриевский, В. В. Москвичев, Е. А. Чабан // Известия Транссиба. — 2020. — № 3(43). — С. 47–57.
2. Школьный М. И. Кожухи зубчатых передач. Проблемы и альтернативные конструкции / М. И. Школьный, Г. Г. Ахмедов, И. П. Демченко // Вестн. Всерос. науч.-исслед. и проект.-конструкт. ин-та электровозостроения. — 2017. — № 2(76). — С. 43–51.
3. Горский А. И. Определение допускаемых напряжений при расчетах на прочность / А. И. Горский, Е. Б. Иванов-Эмин, А. И. Кореновский. — М.: НИИмаш, 1974. — 79 с.
4. Электровоз ВЛ85: руководство по эксплуатации. — Всесоюз. науч.-исслед., проект.-конструкт. и технол. ин-т электровозостроения; Новочеркасск. электровозостроит. завод. — М.: Транспорт, 1992. — 479 с.
5. Бирюков И. В. Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог / И. В. Бирюков, А. И. Беляев, Е. К. Рыбников. — М.: Транспорт, 1986. — 256 с.
6. Иосилевич Г. Б. Детали машин: учебник для машиностроит. специальностей вузов / Г. Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1988. — 366 с.
7. Конструкция и динамика тепловозов: учебник для вузов ж.-д. транспорта / Под ред. проф., д-ра техн. наук В. Н. Иванова. — 2-е изд., доп. — М.: Транспорт, 1974. — 336 с.
8. Биргер И. А. Резьбовые и фланцевые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. — М.: Машиностроение, 1990. — 368 с.
9. Кандырин Ю. В. Исследование неметрических постановок решения задач выбора в САПР / Ю. В. Кандырин, М. Х. Хла, Л. Т. Сазонова, Г. Л. Шкурина // Известия Волгоградского государственного технического университета. — 2016. — № 6(185). — С. 45–51.
10. ГОСТ Р 55513—2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам: национальный стандарт Российской Федерации / Разработан: Научно-исследоват. и конструктор.-технолог. ин-т подвиж. состава. — Изд. офиц.: введен впервые: введен 2014-07-01. — М.: Стандартинформ, 2014. — 41 с.
11. Андриевский А. Г. Анализ нагруженности кожуха зубчатой передачи электровоза при условии ослабления затяжки болтов его крепления к тяговому двигателю / А. Г. Андриевский, Е. А. Чабан, В. В. Москвичев // Известия Петербургского университета путей сообщения — СПб.: ПГУПС, 2021. — Т. 18. — Вып. 2. — С. 201–210.
12. Патент на полезную модель № 207381 U1 Российская Федерация, МПК В60К 17/00, F16H 57/031, В61С 9/06. Узел крепления кожуха зубчатой передачи локомотива: № 2021108854: заявл. 01.04.2021; опубл. 26.10.2021 / А. Г. Андриевский, Е. А. Чабан, А. И. Романовский; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Иркутский государственный университет путей сообщения».

Дата поступления: 20.03.2022

Решение о публикации: 05.04.2022

Контактная информация:

АНДРИЕВСКИЙ Анатолий Геннадьевич — преподаватель; andrievs1@yandex.ru

ЧАБАН Елена Анатольевна — канд. техн. наук, доц.; chaban_tm@mail.ru

МОСКВИЧЕВ Владимир Викторович — д-р. техн. наук, проф.; krasn@ict.nsc.ru

Durability assessment and rational fastening to Traction Engine of gear housing of an electric locomotive

A. G. Andrievsky¹, E. A. Chaban¹, V. V. Moskvichev²

¹ Krasnoyarsk Institute of Railway Transport, Branch of Irkutsk State University of Railway Communications, 2И, Novoi Zori ul., Krasnoyarsk, 660028, Russian Federation

² Krasnoyarsk Branch of the Federal Research Center for Information and Computational Technologies, 53, Mira pr., Krasnoyarsk, 660049, Russian Federation

For citation: Andrievsky A. G., Chaban E. A., Moskvichev V. V. Durability assessment and rational fastening to Traction Engine of gear housing of an electric locomotive // *Proceedings of Petersburg Transport University*, 2022, vol. 19, iss. 2, pp. 182–192. (In Russian). DOI: 10.20295/1815-588X-2022-2-182-192

Purpose: To investigate the dependence of workload of an electric locomotive gear housing on the parameters of its attachment to a traction motor. To determine own oscillation frequencies under various conditions of its attachment to a traction motor. To propose technical solution allowing to reduce the workload of gear housing in the case of abnormal operation of its attachment to a traction motor. To propose an algorithm for housing lifetime calculation taking into account its fastening parameters. **Methods:** The values of gear housing own frequencies are obtained by solving the system of Lagrange differential equations of the second kind. Created with this purpose mathematical model of mechanical system under consideration takes into account an elastic nature of housing attachment to a traction motor. **Results:** The influence of conditions and parameters of gear housing attachment to a traction motor on its workload and, correspondingly, its lifetime is shown. The algorithm for gear housing lifetime calculation is proposed, taking into account its fastening conditions and parameters. The significant influence of workload abnormal modes on housing durability is shown. **Practical importance:** Constructive solution is proposed that reduces gear housing workload in the case of abnormal conditions of attachment to a traction motor. The algorithm for estimating gear housing durability in the case of redistribution of workloads between its reference points has been developed.

Keywords: Gear housing, bolt fastening, housing dynamics, workload dynamic workload, durability.

References

1. Andrievskiy A. G. Raschetno-eksperimental'noe opredelenie dinamicheskikh kharakteristik kozhukha tyagovoy zubchatoy peredachi elektrovoza [Calculation and experimental determination of the dynamic characteristics of the casing of the traction gear of an electric locomotive]. *Izvestiya Transsiba* [Izvestiya Transsib]. 2020, I. 3(43), pp. 47-57. (In Russian)

2. Shkol'nyy M. I. Kozhukhi zubchatykh peredach. Problemy i al'ternativnye konstruksii [Casings of gears. Problems and alternative constructions]. *Vestn. Vseros. nauch.-issled. i proekt.-konstrukt. in-ta elektrovozostroyeniya*

[Vestn. Vseros. scientific research and project.-construct. in-ta electric locomotive building]. 2017, I. 2 (76), pp. 43-51. (In Russian)

3. Gorskiy A. I. *Opredelenie dopuskaemykh napryazheniy pri raschetakh na prochnost'* [Determination of allowable stresses in strength calculations]. Moscow: NIImash Publ., 1974. 79 p. (In Russian)

4. *Elektrovoz VL85: rukovodstvo po ekspluatatsii. Vsesoyuz. nauch.-issled., proekt.-konstrukt. i tekhnol. in-t elektrovozostroyeniya; Novoherkask. elektrovozostroit. Zavod* [Electric locomotive VL85: operation manual. All-Union. scientific-research., project.-construct. and technol. in-t of

electric locomotive building; Novocherkask. electric locomotive. plant]. Moscow: Transport Publ., 1992. 479 p. (In Russian)

5. Biryukov I. V. *Tyagovye peredachi elektropodvizhnogo sostava zheleznykh dorog* [Traction transmissions of electric rolling stock of railways]. Moscow: Transport Publ., 1986. 256 p. (In Russian)

6. Iosilevich G. B. *Detali mashin: uchebnik dlya mashinostroitel'nykh spetsial'nostey vuzov* [Machine parts: textbook for mechanical engineering, specialties of universities]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 366 p. (In Russian)

7. *Konstruktsiya i dinamika teplovozov* [The design and dynamics of diesel locomotives]. Moscow: Transport Publ., 1974. 336 p. (In Russian)

8. Birger I. A. *Rez'bovyye i flantsevye soedineniya* [Threaded and flange connections]. Moscow: Mashinostroenie, 1990. 368 p. (In Russian)

9. Kandyrin Yu. V., Khla M. Kh., Sazonova L. T., Shkurina G. L. *Issledovanie nemetricheskikh postanovok resheniya zadach vybora v SAPR* [Investigation of non-metric formulations for solving choice problems in CAD]. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Proceedings of the Volgograd State Technical University]. 2016, I. 6(185), pp. 45-51. (In Russian)

10. *GOST R 55513–2013. Lokomotivy. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam: natsional'nyy standart Rossiyskoy Federatsii. Razrabotan: Nauchno-issledovat. i konstruktor.-tehnolog. in-t podvizh. sostava. Izd. ofits.: vveden v pervyye: vveden 2014–07–01* [GOST R 55513–2013. Locomotives. Requirements for strength and dynamic qualities: national standard of the Russian Federation. Developed by: Nauchno-issledovat. and designer.-technologist. in-t mobility composition. Ed. official: introduced for the first time: introduced 2014–07–01]. Moscow: Standartinform Publ., 2014. 41 p. (In Russian)

11. Andrievskiy A. G., Chaban E. A., Moskvichev V. V. *Analiz nagruzhennosti kozhukha zubchatoy peredachi elektrovoza pri uslovii oslableniya zatyazhki boltov ego krepleniya k tyagovomu dvigatelyu* [Analysis of the loading of the gear housing of an electric locomotive under the condition of loosening the bolts of its fastening to the traction motor]. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya* [Proceedings of the St. Petersburg University of Communications]. St. Petersburg: PGUPS Publ., 2021, vol. 18, I. 2, pp. 201–210. (In Russian)

12. Andrievskiy A. G., Chaban E. A., Romanovsky A. I. *Patent na poleznuyu model' № 207381 U1 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B60K 17/00, F16H 57/031, B61C 9/06. Uzel krepleniya kozhukha zubchatoy peredachi lokomotiva: № 2021108854: zayavl. 01.04.2021: opubl. 26.10.2021. Federal'noe gosudarstvennoe byudzhethoe obrazovatel'noe uchrezhdenie vysshego obrazovaniya «Irkutskiy gosudarstvennyy universitet putey soobshcheniya»* [Utility model patent No. 207381 U1 Russian Federation, IPC B60K 17/00, F16H 57/031, B61C 9/06. Locomotive gear case fastening assembly: No. 2021108854: Appl. 04/01/2021: publ.]. October 26, 2021 (In Russian)

Received: March 20, 2022

Accepted: April 05, 2022

Author's information:

Anatoliy G. ANDRIEVSKY — Lecturer;
andrievs1@yandex.ru

Elena A. CHABAN — PhD in Engineering, Associate Professor; chaban_tm@mail.ru

Vladimir V. MOSKVICHEV — D. Sci. in Engineering, Professor; krasn@ict.nsc.ru