

Научная статья

УДК 629.423.31+624.042.12+539.3+539.41

DOI 10.46845/1997-3071-2024-72-115-125

Анализ прочности болтового крепления тягового электродвигателя трамвайного вагона с боковым подвесом привода

Владимир Георгиевич Сукиасов¹, Сергей Васильевич Федоров², Андрей Васильевич Панкратов³

^{1,2} Калининградский государственный технический университет, Калининград, Россия

³ МКП «Калининград-ГорТранс», Калининград, Россия

¹vladimir.sukiasov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0002-9661-9398>

²fedorov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-6963-7120>

³a.pankratov@gortrans39.ru

Аннотация. Исследуется проблема прочности болтового крепления тягового электродвигателя (ТЭД) при его боковом размещении на тележке трамвайного вагона. Такое размещение создает неблагоприятные условия восприятия болтами действующих нагрузок, что требует детального рассмотрения особенностей напряженного состояния болтов. Построены геометрические модели ТЭД и прилегающих фрагментов тележки, а также сборка на их основе с целью изучения совместного деформирования внешней нагрузкой. Подготовка расчетной модели включает также конечноэлементную дискретизацию, задание свойств материалов и способов фиксации компонентов. Для описания взаимодействия ТЭД с опорными поверхностями тележки использованы условия одностороннего контакта; наличие креплений моделируется посредством предусмотренных для этой цели соединителей, с указанием геометрических параметров болтов и величины предварительной затяжки, что позволяет имитировать условия работы болтовых соединений. Выполнен численный анализ модели в условиях воздействия постоянной и переменной нагрузки. При этом постоянная нагрузка на болты обусловлена их предварительной затяжкой, а также весом ТЭД; переменная нагрузка связана с динамикой движения тележки по рельсовому пути, когда возможны значительные ускорения. На основе вычисленных значений силовых факторов в соединителях рассчитаны параметры напряженного состояния крепежных болтов. Установлено, что наибольшие напряжения испытывает болт крепления ТЭД к нижней горизонтальной опоре, на удалении от центра тяжести. Показано, что в условиях эксплуатационных воздействий существует опасность разрушения болтов по причине несоответствия требованиям прочности. По итогам исследования рекомендованы меры по снижению негативного влияния внешних нагрузок на условия работы элементов креплений.

Ключевые слова: тяговый электродвигатель, болтовое крепление, нагрузка, напряженное состояние, прочность.

Для цитирования: Сукиасов В. Г., Федоров С. В., Панкратов А. В. Анализ прочности болтового крепления тягового электродвигателя трамвайного вагона с боковым подвесом привода // Известия КГТУ. 2024. № 72. С. 115–125. DOI 10.46845/1997-3071-2024-72-115-125.

Original article

Strength analysis of the traction electric motor bolted fastening of a tram car with a lateral drive suspension

Vladimir G. Sukiasov¹, Sergey V. Fedorov², Andrey V. Pankratov³

^{1,2} Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia

³ MGE «Kaliningrad-Gor Trans», Kaliningrad, Russia

¹vladimir.sukiasov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0002-9661-9398>

²fedorov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-6963-7120>

³a.pankratov@gortrans39.ru

Abstract. The strength problem of the traction motor bolted fastening is investigated when it is placed sideways on the tram car bogie. Such arrangement creates unfavorable conditions for the bolts to perceive the acting loads, which requires a detailed consideration of the bolts stress state. Geometrical models of traction motor and adjoining bogie fragments have been constructed, as well as an assembly based on them in order to study their joint strain by an external load. The preparation of the computational model also includes the finite element discretization, setting the material properties and ways of fixing components. To describe the interaction between traction motor and the bogie supporting surfaces, the conditions of one-way contact have been used; the presence of fasteners is simulated by means of connectors provided for this purpose, with indicating the bolts geometric parameters and the preload value, which allows simulating the operating conditions of bolted connections. The numerical analysis of the model under the constant and variable loads application has been done. In this case, the constant load on the bolts is due to their pretension and the traction motor weight; the variable load is caused by the dynamics of the bogie movement along the rail track, when significant accelerations are possible. Based on the obtained force factors values in the connectors, the stress state parameters of the fastening bolts has been calculated. It has been discovered that the bolt of fastening the traction motor to the lower horizontal support, at a distance from the gravity center, is the most stressed. It has been shown that under operational conditions there is a risk of the bolts breakdown due to non-compliance with strength requirements. Based on the study results, the activities to reduce the negative external loads effect on the fasteners working conditions have been proposed.

Keywords: traction motor, bolt fastening, load, stress state, strength.

For citation: Sukiasov V. G., Fedorov S. V., Pankratov A. V. Strength analysis of the traction electric motor bolted fastening of a tram car with a lateral drive suspension. *Izvestiya KGTU = KSTU News*. 2024; (72): 115–125. (In Russ). DOI 10.46845/1997-3071-2024-72-115-125.

ВВЕДЕНИЕ

Тяговые электродвигатели (ТЭД) трамвайных вагонов монтируются на тележках ходовой части наряду с редукторами, амортизирующими и тормозными устройствами, а также прочим оборудованием. Детали крепления испытывают помимо постоянных нагрузок еще и динамическое воздействие при движении вагона. Надежность крепления ТЭД определяет, среди прочего, безопасность эксплуатации транспортного средства. Традиционные способы установки ТЭД на тележке – опорно-осевое и опорно-рамное подвешивание [1–8], при которых ТЭД размещается в срединной зоне колесной пары, с симметричным расположением опорных поверхностей, что обеспечивает благоприятные условия работы болтовых соединений. При этом ось ротора ТЭД, как правило, параллельна осям колесных пар. Вместе с тем такая возможность отсутствует для тележек низкопольных узкоколейных трамваев [9], вынуждая устанавливать ТЭД снаружи тележки, когда ось ротора ТЭД ориентирована перпендикулярно осям колесных пар. Это делает крепление ТЭД к тележке консольным, что негативно сказывается на характере нагружения крепежных болтов. Опыт эксплуатации вагонов с боковым подвесом привода выявил наличие проблем с надежностью болтового крепления ТЭД. Современные исследования вопросов несущей способности болтовых соединений опираются главным образом на результаты численного исследования статической и усталостной прочности болтов [10–14]. Подобный подход использован и в настоящей работе.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Объектом изучения является крепление ТЭД, установленного консольно снаружи тележки с помощью четырех болтов М20. Цель состоит в теоретическом анализе напряженного состояния и прочности болтов на основе компьютерного моделирования реакции конструкции на силовые воздействия.

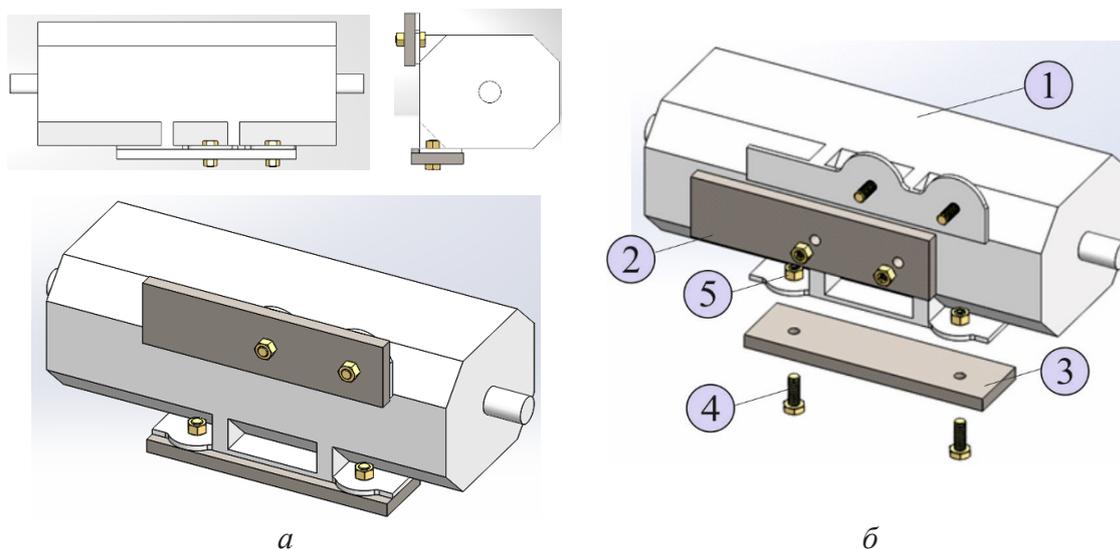


Рис. 1. Геометрическая модель: *a* – сверху, справа и общий вид сборки;
б – сборка с разнесенными компонентами

Fig. 1. Geometric Model: *a* – top, right and general view of the assembly; *b* – assembly with exploded components

Геометрическая модель построена средствами CAD/CAE-системы Solid Works и представляет собой сборку, включающую корпус 1, стенку 2 и полку 3, а также болты 4 и гайки 5, как показано на рис. 1. Корпус упрощенно воспроизводит конфигурацию и размеры ТЭД, включая расположение крепежных отверстий, а его расчетная масса (за счет подбора плотности материала) составляет 315 кг, что соответствует массе реального ТЭД. Вертикальная стенка и горизонтальная полка имитируют участки тележки, непосредственно соприкасающиеся с ТЭД. Упругие свойства материала всех деталей сборки одинаковы: модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$. Условия сопряжения деталей отображают характер взаимодействия реальных объектов, а именно: для корпуса, стенки и полки выбрано сопряжение «нет проникновения», реализующее одно-сторонний контакт. Условия закрепления: верхняя и нижняя грани стенки, а также обращенная к тележке грань полки полностью неподвижны, что иллюстрирует рис. 2. Параметры конечноэлементной модели: число узлов 74406, число элементов 49776.

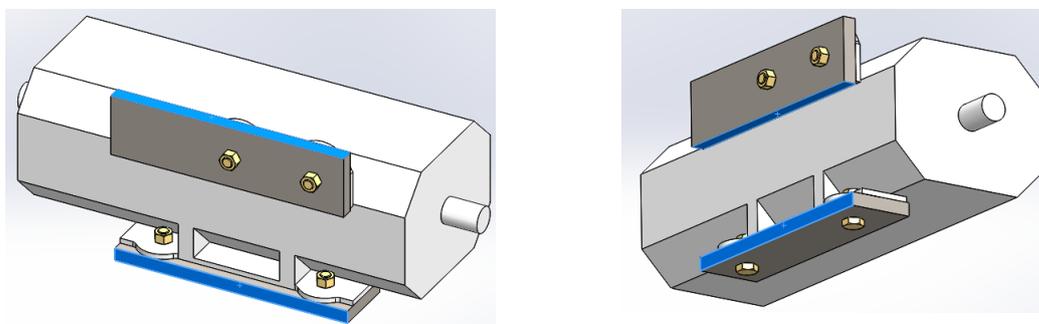


Рис. 2. Схема закрепления модели
Fig. 2. Model pinning scheme

Численный анализ выполнен посредством расчетного модуля Solid Simulation. При этом вместо моделей болтов и гаек использованы предусмотренные в данном модуле *соединители*, имитирующие взаимодействие сопрягаемых объектов с крепежными деталями, в том числе с учетом предварительного нагружения. В данном исследовании применен соединитель «болт» со следующими настройками: диаметр – 20 мм; размер под ключ головки болта и гайки – 30 мм; коэффициент трения – 0,2; момент предварительной затяжки – 144 Н·м. Величина момента затяжки выбрана согласно рекомендациям [15, 16] для болтов М20 класса прочности 4.6, соответствующий материал – сталь 20 с прочностными характеристиками $\sigma_b = 400$ МПа, $\sigma_T = 240$ МПа, $\sigma_{-1} = 170$ МПа [17].

2. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Ниже приведены результаты анализа, касающиеся напряженного состояния болтов. Эти данные выводятся в виде равнодействующих силовых факторов, что позволяет в дальнейшем вычислить максимальные напряжения для каждого болта. При этом нормальные напряжения, обусловленные продольным усилием и изгибающим моментом, принимают наибольшие значения на поверхности болта,

а касательные напряжения от перерезывающих сил достигают максимума в центре сечения, обращаясь в ноль на контуре. В связи с этим значения поперечных сил во внимание не принимаются. Для подсчета напряжений необходимы геометрические характеристики поперечного сечения. У болта М20 с крупным шагом внутренний диаметр резьбы составляет [18] $d_1 = 17,294$ мм, откуда площадь сечения $A = \pi d_1^2/4 = 234,9$ мм², момент сопротивления относительно диаметра $W = \pi d_1^3/32 = 507,8$ мм³, полярный момент сопротивления $W_p = 2W = 1015,6$ мм³.

На рис. 3 показан результат расчета конструкции под действием силы тяжести, которое задано величиной вертикального ускорения $g = 9,81$ м/с².

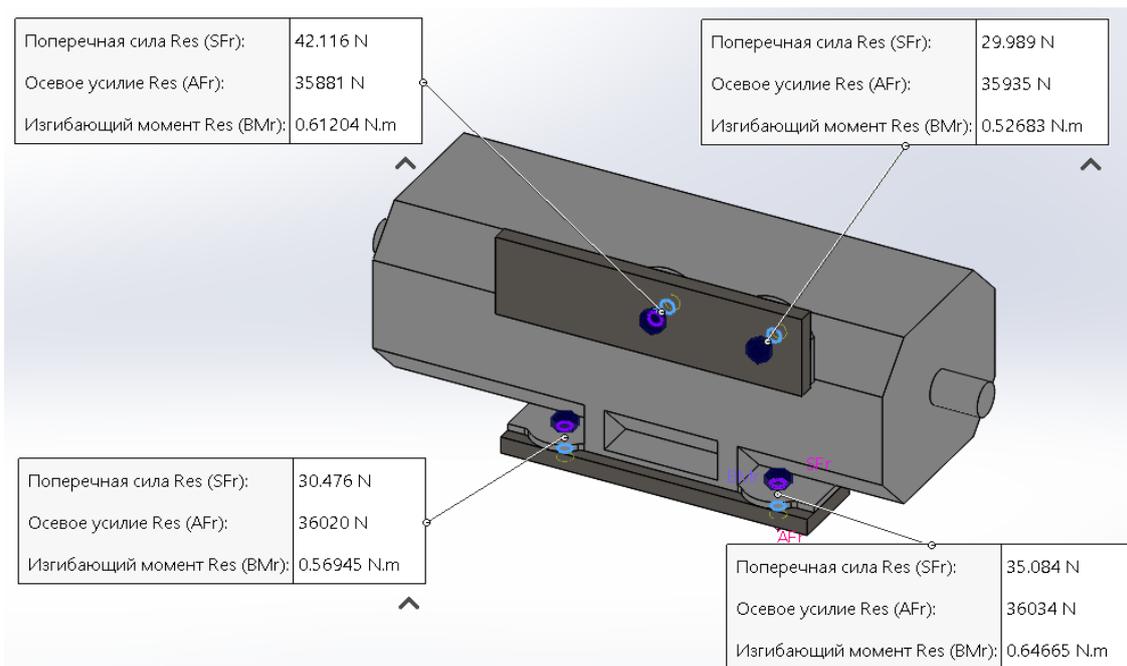


Рис. 3. Силовые факторы в крепежных болтах при гравитационной нагрузке

Fig. 3. Force factors in fixing bolts under gravitational load

Как следует из приведенных данных, болт в нижнем основании ТЭД, удаленный от центра тяжести (справа внизу на рис. 3), является наиболее нагруженным, воспринимая осевое усилие $N = 36034$ Н и изгибающий момент $M = 0,64665$ Н·м. Для этого болта растягивающее напряжение в стержне $\sigma_p = N/A = 36034/234,9 = 153,4$ МПа; наибольшее изгибное напряжение $\sigma_{и} = M/W = 646,65/507,8 = 1,27$ МПа $\approx 1,3$ МПа. Их сумма 154,7 МПа составляет величину наибольшего нормального напряжения в сечении болта. Нагрузка в виде силы тяжести ТЭД и предварительной затяжки болта является стационарной, не зависящей от эффектов при движении, т. е. упомянутое напряжение представляет постоянную часть напряженного состояния болта и в расчете усталостной прочности может толковаться как среднее значение цикла нормальных напряжений $\sigma_m = 154,7$ МПа. Помимо нормальных напряжений на поверхности болта наибольшей величины достигают также касательные напряжения за счет кручения болта моментом трения в резьбе. Момент в резьбе может быть найден как раз-

ность момента завинчивания и момента трения на торце гайки: $T_p = T - T_t$, при этом $T_t = N \cdot f \cdot D_0 / 2$, где $f = 0,2$ – коэффициент трения, $D_0 = 25$ мм – средний диаметр на опорном торце гайки. Тогда, с учетом $N = 36034$ Н, получается $T_t = 90,085$ Н·м, откуда $T_p = 144 - 90,085 = 53,915$ Н·м. В итоге касательное напряжение на поверхности наиболее нагруженного болта $\tau_m = T_p / W_p = 53915 / 1015,6 = 53,1$ МПа. Данное напряжение обусловлено стационарной нагрузкой и поэтому, как и в случае с нормальным напряжением, может считаться средним значением цикла касательных напряжений.

Полученные величины дают основание для оценки статической прочности болта. В условиях растяжения с изгибом и кручением, т. е. совместного действия нормальных и касательных напряжений, эквивалентное напряжение по IV теории прочности определяется выражением $\sigma_e = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$. Подстановка числовых значений дает $\sigma_e = \sqrt{154,7^2 + 3 \cdot 53,1^2} = 180$ МПа, откуда следует, что статическая прочность по пределу текучести обеспечена с запасом $\eta_{ст} = 240/180 = 1,33$.

Динамическое воздействие на крепежные болты при движении тележки связано в первую очередь с прохождением стрелок и рельсовых стыков, а также неровностями профиля рельсового пути. Как показывают данные замеров в ходе натурных испытаний, на отдельных участках динамические ускорения могут превышать $10 g$ [1], при этом за один оборотный рейс подвижной состав многократно преодолевает такие участки. В связи с этим предпринята попытка оценки циклической прочности крепежных болтов, удерживающих ТЭД в условиях повторяющихся кратковременных перегрузок.

На рис. 4 приведен результат расчета исследуемой модели под действием десятикратной силы тяжести, т. е. при значении вертикального ускорения $10 g$.

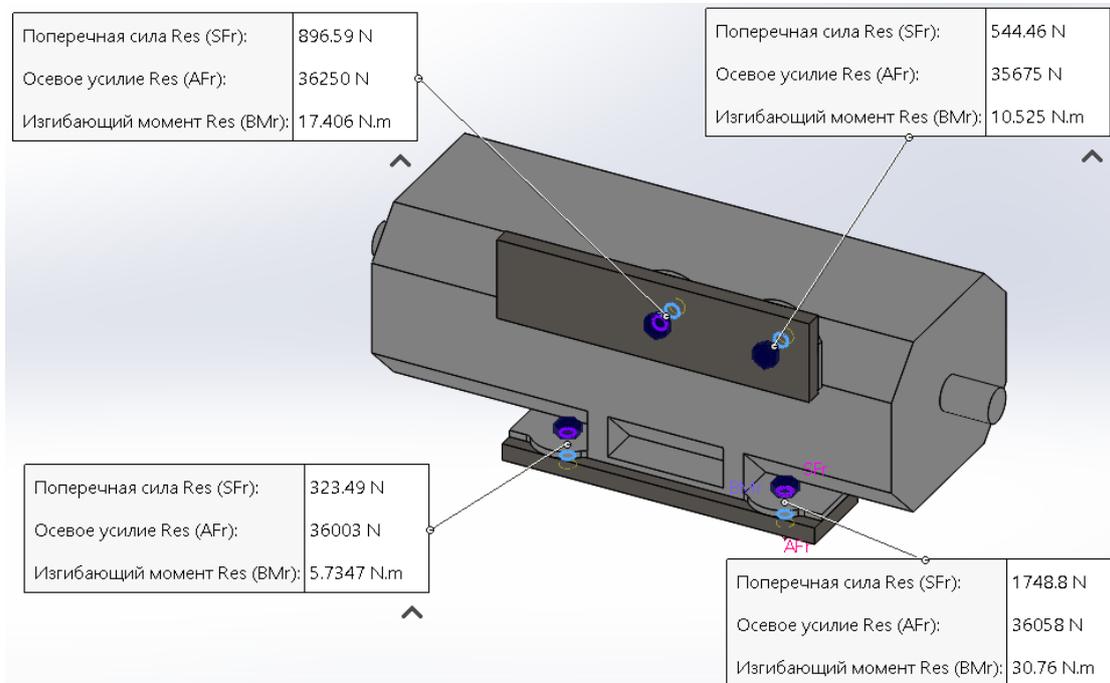


Рис. 4. Силовые факторы в крепежных болтах при 10-кратной перегрузке
 Fig. 4. Force factors in fixing bolts at 10-fold overload

Сопоставление этих данных с представленными выше позволяет оценить переменную часть напряженного состояния болтов. Указанная часть рассчитывается как эффект от разности силовых факторов, соответствующих нагрузкам 10 g (см. рис. 4) и g (см. рис. 3), при наличии в обоих случаях предварительной затяжки моментом 144 Н·м. При этом, имея в виду числовые значения усилий и моментов, имеет смысл обратить внимание на два болта: верхний, вблизи центра тяжести корпуса (модели ТЭД), и нижний, удаленный от центра тяжести. Для верхнего болта приращение осевого усилия $N^* = 369$ Н, а приращение изгибающего момента $M^* = 16,79$ Н·м. Обусловленные этими факторами растягивающее напряжение $\sigma_p = N^*/A = 1,57$ МПа $\approx 1,6$ МПа и наибольшее изгибное напряжение $\sigma_{и} = M^*/W = 33,1$ МПа суммарно составляют величину наибольшего нормального напряжения, которая в данном случае может трактоваться как амплитуда цикла нормальных напряжений: $\sigma_a = 34,7$ МПа. Для нижнего болта приращение осевого усилия $N^* = 24$ Н, приращение изгибающего момента $M^* = 30,11$ Н·м. Поэтому $\sigma_p = N^*/A = 0,1$ МПа, $\sigma_{и} = M^*/W = 59,3$ МПа, а в целом $\sigma_a = 59,4$ МПа. Таким образом, наиболее нагруженным, как и в случае постоянной части напряженного состояния, оказывается нижний болт, для которого амплитуда цикла нормальных напряжений составляет 59,4 МПа. Это значит, что именно данный болт подлежит расчету на усталостную прочность.

Оценка усталостной прочности наиболее нагруженного болта выполняется по схеме задачи надежности, когда расчетный коэффициент запаса сравнивается с допусковым. При этом общий коэффициент запаса рассчитывается по частным коэффициентам – только на растяжение с изгибом и только на кручение. Частные коэффициенты запаса определяются соотношениями $\eta_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$ для нормальных напряжений и $\eta_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$ – для касательных. В этих формулах K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений в резьбе; ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала болта к асимметрии цикла напряжений. Для рассматриваемого болта М20 с накатанной резьбой приняты значения [17, 18] $K_\sigma = 3,2$; $\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,1$; $\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,05$. Для предела выносливости при симметричном цикле касательных напряжений принято [17] $\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1} = 102$ МПа. В результате подстановки значений $\sigma_a = 59,4$ МПа, $\sigma_m = 154,7$ МПа, $\tau_a = 0$, $\tau_m = 53,1$ МПа расчетные величины частных коэффициентов запаса составили: $\eta_\sigma = 0,827$ и $\eta_\tau = 38,42$. В соответствии с IV теорией прочности общий коэффициент запаса при совместном действии нормальных и касательных напряжений: $\eta = \eta_\sigma \eta_\tau / \sqrt{\eta_\sigma^2 + \eta_\tau^2}$. С учетом найденных значений получается $\eta = 0,827 < 1$, т. е. очевидное нарушение требований прочности. Стоит обратить внимание, что источником этого нарушения является изгибная составляющая нормального напряжения в наиболее нагруженном болте, превосходящая растягивающую составляющую в 593 раза (см. выше).

Если оценивать кратковременную прочность болта под нагрузкой 10 g, то суммарное нормальное напряжение равно $\sigma = 154,7 + 59,4 = 214,1$ МПа и в сочетании с касательным напряжением $\tau = 53,1$ МПа (см. выше) образует эквивалентное напряжение $\sigma_e = \sqrt{214,1^2 + 3 \cdot 53,1^2} = 233,02$ МПа. Тогда, с учетом величины предела текучести $\sigma_\tau = 240$ МПа, коэффициент запаса окажется равным $240/233,02 = 1,03$. Это при том, что рекомендуемое значение коэффициента запаса

для болтов с контролируемой затяжкой составляет 1,5 – 2,5 [17]. Таким образом, на основании выполненных расчетов следует признать, что в условиях эксплуатации безопасность болтового крепления ТЭД не гарантирована.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты численного моделирования показали, что исходная конфигурация боковой установки ТЭД не обеспечивает надежного крепления и поэтому нуждается в существенной модернизации. В частности, было бы уместным увеличение площади горизонтальной опоры и крепление к ней ТЭД 4-мя болтами, по возможности симметрично относительно проекции центра тяжести на горизонтальную плоскость. Болты бокового крепления к вертикальной поверхности следовало бы разнести вдоль оси ТЭД, по возможности симметрично габаритам. Помимо этого, представляется нелишним дополнительное демпфирование опор ТЭД.

Список источников

1. Захарченко Д. Д., Ротанов Н. А. Тяговые электрические машины. Москва: Транспорт, 1991. 343 с.
2. Бирюков В. В. Электрическое оборудование подвижного состава. Теория и практика. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2021. 99 с.
3. Бирюков В. В., Штанг А. А. Гибридные транспортные средства. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2021. 252 с.
4. Ветошко Т. В. Перспективные направления модернизации тяговых приводов электропоездов отечественного и зарубежного производства // Новые горизонты. VIII научно-практическая конференция с международным участием. Сборник материалов и докладов. Брянск, 2021. С. 29–33.
5. Поиск путей повышения тяговых свойств тепловозов и конструкция тягового привода / В. И. Воробьев, А. А. Пугачев, О. В. Измеров, Е. В. Николаев // Вестник Брянского государственного технического университета. 2021. № 12 (109). С. 48–59.
6. Метод объектного моделирования при разработке патентоспособных конструкций узлов тягового привода / В. И. Воробьев, А. А. Пугачев, С. О. Копылов, Е. В. Николаев // Автоматизация и моделирование в проектировании и управлении. 2021. № 3–4 (13–14). С. 4–13.
7. Мазнев А. С. Конструкция и динамика электрического подвижного состава. Москва: ИНФРА-М, 2021. 248 с.
8. Флора В. Д. Тяговые электрические двигатели. Запорожье: Информационная система iElectro, 2011. 318 с.

9. Поиск новых вариантов конструкции тягового привода низковольтных экипажей / В. И. Воробьев, А. А. Пугачев, О. В. Измеров, Е. В. Николаев // Транспортное машиностроение. 2023. № 9 (21). С. 54–64.
10. Кузнецов И. Л., Салахутдинов М. А., Гайнетдинов Р. Г. Исследование напряженно-деформированного состояния болтового узла соединения из холодногнутых тонкостенных профилей // Вестник МГСУ. 2019. Т. 14, Вып. 7. С. 831–843.
11. Халилов Т. М. Моделирование прочности соединения балок с болтовым соединением в системе АРМ FEM КОМПАС 3Д // САПР и моделирование в современной электронике. Сборник научных трудов IV Международной научно-практической конференции. Брянск, 2020. С. 261–264.
12. Bearing behavior of multi-bolt high strength steel connections / Yi-Fan Lyu, Guo-Qiang Li, Yan-Bo Wang, Heng Li, Yuan-Zuo Wang // Engineering Structures. 2020. V. 212. P. 110510.
13. Abdul Kareem Abdul Jawwad, Nabeel ALShabatat, Mofid Mahdi. The effects of joint design, bolting procedure and load eccentricity on fatigue failure characteristics of high-strength steel bolts // Engineering Structures. 2021. V. 122. P. 105279.
14. Xunliang Shen, Liantao Lu, Dongfang Zeng. Fatigue failure analysis of high strength bolts used for high-speed railway vehicle braking discs // Engineering Failure Analysis. 2020. V. 115. P. 104661.
15. Технология затяжки резьбовых соединений: обучающая брошюра. АО «Атлас Копко». URL: https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/local-countries/russia/documents/ru-industrial-technique/9833%208648%2001_Pocket_Guide_Tightening_RU%20.pdf (дата обращения: 09.08.2023).
16. Якушев А. И., Мустаев Р. Х., Мавлютов Р. Р. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. Москва: Машиностроение, 1979. 215 с.
17. Иванов М. Н., Финогенов В. А. Детали машин. Москва: Высшая школа, 2003. 408 с.
18. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. Москва: Машиностроение, 1990. 368 с.

References

1. Zakharchenko D. D., Rotanov N. A. *Tyagovye elektricheskie mashiny* [Traction electric machines]. Moscow, Transport Publ., 1991, 343 p.
2. Biryukov V. V. *Elektricheskoe oborudovanie podvizhnogo sostava. Teoriya i praktika* [Electrical equipment of rolling stock. Theory and practice]. Novosibirsk, NGTU Publ., 2021, 99 p.
3. Biryukov V. V., Shtang A. A. *Gibridnye transportnye sredstva* [Hybrid vehicles]. Novosibirsk, NGTU Publ., 2021, 252 p.

4. Vetoshko T. V. Perspektivnye napravleniya modernizatsii tyagovykh privodov elektrovozov otechestvennogo i zarubezhnogo proizvodstva [Promising directions for modernization of traction drives of electric locomotives of domestic and foreign production]. *Novye gorizonty. VIII nauchno-prakticheskaya konferentsiya s mezhdunarodnym uchastiem. Sbornik materialov i dokladov*. Bryansk, 2021, pp. 29–33.

5. Vorob'ev V. I., Pugachev A. A., Izmerov O. V., Nikolaev E. V. Poisk putey povysheniya tyagovykh svoystv teplovozov i konstruktsiya tyagovogo privoda [Search for ways to improve the traction properties of diesel locomotives and the design of the traction drive]. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2021, no. 12 (109), pp. 48–59.

6. Vorob'ev V. I., Pugachev A. A., Kopylov S. O., Nikolaev E. V. Metod ob"ektnogo modelirovaniya pri razrabotke patentosposobnykh konstruktsiy uzlov tyagovogo privoda [Method of object modeling in the development of patentable designs of traction drive units]. *Avtomatizatsiya i modelirovanie v proektirovanii i upravlenii*, 2021, no. 3–4 (13–14), pp. 4–13.

7. Maznev A. S. *Konstruktsiya i dinamika elektricheskogo podvizhnogo sostava* [Design and dynamics of electric rolling stock]. Moscow, INFRA-M Publ., 2021, 248 p.

8. Flora V. D. *Tyagovye elektricheskie dvigateli* [Traction electric motors]. Zaporozh'e, IS iElectro Publ., 2011, 318 p.

9. Vorob'ev V. I., Pugachev A. A., Izmerov O. V., Nikolaev E. V. Poisk novykh variantov konstruktsii tyagovogo privoda nizkopol'nykh ekipazhey [Search for new design options for the traction drive of low-floor vehicles]. *Transportnoe mashinostroenie*, 2023, no. 9 (21), pp. 54–64.

10. Kuznetsov I. L., Salakhutdinov M. A., Gaynetdinov R. G. Issledovanie napyazhenno-deformirovannogo sostoyaniya boltovogo uzla soedineniya iz kholodnognutykh tonkostennykh profilye [Study of the stress-strain state of a bolted joint made of cold-formed thin-walled profiles]. *Vestnik MGSU*, 2019, vol. 14, iss. 7, pp. 831–843.

11. Khalilov T. M. Modelirovanie prochnosti soedineniya balok s boltovym soedineniem v sisteme APM FEM KOMPAS 3D [Modeling the connection strength of bolted beams in the Automated workplace FEM KOMPAS 3D system]. *SAPR i modelirovanie v sovremennoy elektronike. Sbornik nauchnykh trudov IV Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, Bryansk, 2020, pp. 261–264.

12. Yi-Fan Lyu, Guo-Qiang Li, Yan-Bo Wang, Heng Li, Yuan-Zuo Wang. Bearing behavior of multi-bolt high strength steel connections. *Engineering Structures*. 2020, vol. 212, p. 110510.

13. Abdul Kareem Abdul Jawwad, Nabeel ALShabatat, Mofid Mahdi. The effects of joint design, bolting procedure and load eccentricity on fatigue failure characteristics of high-strength steel bolts. *Engineering Structures*. 2021, vol. 2, p. 105279.

14. Xunliang Shen, Liantao Lu, Dongfang Zeng. Fatigue failure analysis of high strength bolts used for high-speed railway vehicle braking discs. *Engineering Failure Analysis*. 2020, vol. 115, p. 104661.

15. *Tekhnologiya zatyazhki rez'bovykh soedineniy: obuchayushchaya broshyura*. [Technology for tightening threaded connections: educational brochure]. JSC Atlas Copco. Available at: https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/local-countries/russia/documents/ru-industrial-technique/9833%208648%2001_Pocket_Guide_Tightening_RU%20.pdf (Accessed 09 August 2023).

16. Yakushev A. I., Mustaev R. H., Mavlyutov R. R. *Povyshenie prochnosti i nadezhnosti rez'bovykh soedineniy* [Increasing the strength and reliability of threaded connections]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979, 215 p.

17. Ivanov M. N., Finogenov V. A. *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2003, 408 p.

18. Birger I. A., Iosilevich G. B. *Rez'bovye i flantsevye soedineniya* [Threaded and flange connections]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990, 368 p.

Информация об авторах

В. Г. Сукиасов – кандидат технических наук, доцент

С. В. Федоров – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и деталей машин

А. В. Панкратов – главный инженер

Information about the authors

V. G. Sukiasov – PhD in Engineering, Associate Professor

S. V. Fedorov – Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts

A. V. Pankratov – Chief Engineer

Статья поступила в редакцию 16.10.2023; одобрена после рецензирования 26.10.2023; принята к публикации 29.12.2023.

The article was submitted 16.10.2023; approved after reviewing 26.10.2023; accepted for publication 29.12.2023.