

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.4.027.3

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68

EDN: <https://elibrary.ru/ggsspk>

ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ ЗА СЧЕТ ПОПЕРЕЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

А. В. Харитонов^{1,2}¹Российский университет транспорта РУТ (МИИТ),
Москва, Российская Федерация²Проектно-конструкторско-технологическое бюро по нормированию — филиал ОАО «РЖД»,
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. На большинстве современных скоростных и высокоскоростных электропоездов применяется тяговый привод класса II с жестким или упругим опиранием электродвигателей на раму тележки. На тележках электропоездов платформы Velaro и на электропоезде ЭВС «Сапсан» оба тяговых двигателя жестко опираются на поддон, который упруго связан с рамой тележки в поперечном направлении посредством четырех листовых рессор. Ввиду малой поперечной жесткости подвески при движении поезда поддон с тяговым электродвигателем совершает поперечные перемещения относительно рамы тележки, обусловленные величиной свободного хода поддона. Данная конструкция проявляет себя как динамический гаситель колебаний в определенном диапазоне частот и способствует повышению критической скорости поезда.

Материалы и методы. Для оценки свойств поперечного подрессоривания тягового электродвигателя на раме тележки проведены амплитудно-частотный анализ и исследование свободных и вынужденных горизонтальных колебаний систем упругого и жесткого подвешивания тягового электродвигателя на раму тележки с определением вероятностных характеристик случайных процессов. Для этих целей разработана имитационная 3D-модель моторного вагона высокоскоростного электропоезда в программном комплексе «Универсальный механизм». В результате численного моделирования были получены реализации стационарных и эргодических случайных процессов.

Результаты. Поперечное подрессоривание тягового электродвигателя придает ему функции динамического гасителя колебаний, положительно сказывается на устойчивости экипажа с высокой скоростью, существенно снижает амплитуду и частоту горизонтальных колебаний рамы тележки, а также рамные силы. Максимальный эффект динамического демпфирования достигается при собственной частоте поперечных колебаний тягового электродвигателя, близкой к частоте поперечных колебаний колесной пары.

Обсуждение и заключение. Эффект динамического демпфирования возможно получить в определенном диапазоне собственной частоты поперечных колебаний тягового электродвигателя, зависящей от параметров контакта колеса и рельса, демпфирования горизонтальных колебаний электродвигателя, необходимого для ограничения резонансных амплитуд колебаний. При этом малая жесткость подвески способствует увеличению поперечных и угловых перемещений тягового электродвигателя. Допустимые поперечные и угловые перемещения необходимо регламентировать в зависимости от характеристик зубчатой муфты и параметров экипажной части в целом на этапе проектирования данной конструкции.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: электропоезда, упругое подвешивание тяговых электродвигателей, поперечное подрессоривание, параметры подвески двигателей, имитационная 3D-модель, амплитудно-частотная характеристика, критическая скорость

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Харитонов А. В. Возможность повышения критической скорости высокоскоростных электропоездов за счет поперечного подрессоривания тяговых двигателей // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 58–68. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68>.

✉ antonharitonov36@gmail.com (А. В. Харитонов)

© Харитонов А. В., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.4.027.3

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68

EDN: <https://elibrary.ru/ggsspk>



POSSIBILITY OF INCREASING THE CRITICAL SPEED OF HIGH-SPEED ELECTRIC TRAINS USING TRANSVERSE CUSHIONING OF TRACTIVE MOTORS

Anton V. Kharitonov^{1,2}

¹Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

²Leading Technologist of the Design and Technological Bureau for Rationing —
Branch of JSC Russian Railways,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Most modern bullet and high-speed electric trains are equipped with a Class II power actuator with stiff or elastic support of electric motors on the bogie frame. Both tractive motors on the bogies of electric trains of the Velaro platform and on the Sapsan High-Speed Electric Train are rigidly supported on the underpan, which is elastically connected to the bogie frame in the transverse direction by means of four leaf springs. Due to the low lateral stiffness of the suspension, when the train is moving, the underpan with the electric tractive motor makes transverse displacement relative to the bogie frame depending on the amount of free play of the underpan. This design acts as a dynamic shock absorber in a certain frequency range and contributes to an increase in the critical speed of the train.

Materials and methods. In order to evaluate the properties of the electric tractive motor transverse cushioning, the bogie frame was subjected to an amplitude-frequency analysis and a study of free and forced horizontal oscillations of the elastic and stiff suspension systems of the electric tractive motor on the bogie frame with the definition of probabilistic characteristics of random processes. For these purposes, a 3D simulation model of a motor car of a high-speed electric train has been developed in the Universal Mechanism software package. Numerical simulations gave realisations of stationary and ergodic random processes.

Results. The transverse cushioning of the electric tractive motor gives it the function of a dynamic shock absorber, has a positive impact on the stability of the cab at high speed, significantly reduces the amplitude and frequency of horizontal oscillations of the bogie frame, as well as frame forces. The maximum effect of dynamic damping is achieved at a natural frequency of transverse oscillations of the electric tractive motor, close to the frequency of transverse oscillations of the wheel pair.

Discussion and conclusion. The dynamic damping effect can be obtained within a certain range of the natural frequency of transverse oscillations of the electric tractive motor, depending on the parameters of the contact between the wheel and the rail, damping of the horizontal oscillations of the electric motor necessary to limit the resonant oscillation amplitudes. At the same time, the low stiffness of the suspension contributes to an increase in the transverse and angular displacement of the electric tractive motor. Permissible transverse and angular displacement require regulation depending on the characteristics of the gear clutch and the parameters of the undercarriage as a whole at the design stage of this design.

KEYWORDS: electric trains, elastic suspension of electric tractive motors, transverse cushioning, motor suspension parameters, 3D simulation model, amplitude frequency response, critical speed

FOR CITATION: Kharitonov A. V. Possibility of increasing the critical speed of high-speed electric trains using transverse cushioning of tractive motors. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):58-68. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68>.

Введение. При проектировании новых серий пассажирского подвижного состава конструкторы стремились к повышению критической скорости движения. Конструкция, в которой моторно-редукторный блок опирается на кузов, реализована на французских электропоездах семейства TGV и итальянском поезде ETR 500. Это в значительной степени облегчило вес моторной тележки, однако потребовало применения сложных технических решений, необходимых для компенсации возросших относительных перемещений между тяговым приводом и колесной парой. Впоследствии от данной конструкции было решено отказаться в пользу тягового привода класса II с передачей тягового момента от двигателя на редуктор с помощью зубчатой муфты. Жесткое крепление тяговых электродвигателей (ТЭД) на раме тележки реализовано в конструкции китайских и японских высокоскоростных электропоездов с короткой базой (2,5–2,7 м), а устойчивость тележки на высокой скорости достигается за счет применения активных систем подавления поперечных колебаний и гидродемпферов влияния с нелинейной характеристикой. Инженеры компании Alstom при проектировании поезда AGV также реализовали жесткое крепление ТЭД, однако тележка серии CL 334 имеет длинную базу (3 м), за счет чего и обеспечивается высокая устойчивость движения.

Для увеличения критической скорости экипажа на тележках с короткой базой реализована конструкция с поперечным подрессориванием ТЭД без применения специальных активных систем подавления поперечных колебаний. В качестве упругого элемента, способствующего возникновению поперечных перемещений ТЭД, могут выступать резинометаллические блоки (тележка FLEXX Speed), листовые рессоры (тележки SF 500, SF 520), маятниковые опоры (тележка FLEX Power 350). Для уменьшения поперечной составляющей колебаний двигателя относительно рамы тележки он демпфирован в поперечном направлении гидродемпфером.

В [1] приведены результаты моделирования упругого подвешивания ТЭД локомотива в поперечном направлении с помощью шарнирных подвесок, а в [2] исследовались АЧХ и свободные колебания тележки SF 520, в которой ТЭД подрессорены в поперечном направлении с помощью упругих блоков. За счет подбора оптимальной поперечной жесткости и демпфирования подвески ТЭД удалось получить эффект динамического гашения. Целью данной работы является оценка влияния упругого подвешивания ТЭД на устойчивость движения и исследование вынужденных колебаний экипажа с поперечно-подвижными ТЭД.

Материалы и методы. В соответствии с [3] при совпадении парциальной частоты системы динамического демпфера с частотой возмущения достигается максимальный эффект виброгашения защищаемой

конструкции. Для объяснения данного явления и получения оптимальных значений жесткости подвески ТЭД разработана упрощенная динамическая модель (рис. 1). Для данной модели степени свободы системы эквивалентны поперечному перемещению элементов экипажной части вагона поезда, а упруго-диссипативные, инерционные и геометрические параметры эквивалентны значениям параметров тележки SF 520 и ТЭД поездов ЭВС «Сапсан». Модель учитывает поперечное перемещение тележки и тягового двигателя, а возмущением системы является гармоническое движение колесных пар.

С учетом демпфирования системы передаточная функция $W(j\omega) = y_t(j\omega) / y_{кп}(j\omega)$ в частотной области выражается следующим образом:

$$W(j\omega) = \left(\mathcal{J}_{1y} (-\omega^2 m_d + j\omega(\beta_d + \beta_m) + K_{oc}) - j\omega\beta_m (j\omega\beta_d + K_{oc}) \right) / \left((-\omega^2 m_t + j\omega(\beta_d + \beta_{2y}) + \mathcal{J}_{1y} + \mathcal{J}_{2y} + K_{oc}) (-\omega^2 m_d + j\omega(\beta_d + \beta_m) + K_{oc}) - (j\omega\beta_d + K_{oc})^2 \right), \quad (1)$$

где $\mathcal{J}_{1y}, \mathcal{J}_{2y}, K_{oc}$ — эквивалентные поперечные жесткости 1-й, 2-й ступеней рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; β_{2y}, β_d — эквивалентное поперечное демпфирование 2-й ступени рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; β_m — эквивалентное демпфирование зубчатой муфты; m_t, m_d — эквивалентные массы рамы тележки и ТЭД соответственно; $y_t, y_{кп}$ — поперечное перемещение рамы тележки и колесных пар соответственно; ω — угловая частота, рад; j — мнимая единица.

Поперечное демпфирование подвески ТЭД определялось по следующей формуле:

$$\beta_d = 2n\sqrt{m_d K_{oc}}, \quad (2)$$

где n — относительный коэффициент затухания, для которого принимались значения, равные $0 \div 1$.

Учитывая эффект демпфирования колебаний ТЭД за счет трения в зубчатом зацеплении муфты, коэффициент демпфирования эквивалентного демпфера β_m рассчитывают исходя из равенства энергии, рассеиваемой за период колебания по методике, изложенной в [4].

Если знаменатель выражения (1) равен нулю, то передаточная функция $W(j\omega) \rightarrow \infty$ — явление резонанса. Если числитель выражения (1) равен нулю, то $W(j\omega) \rightarrow 0$ — явление антирезонанса, при котором достигается максимальный эффект виброгашения. Пренебрегая диссипативными составляющими, необходимое при этом значение поперечной жесткости подвески ТЭД выражают следующим образом:

$$K_{oc} \approx m_d \omega^2. \quad (3)$$

Согласно формуле (3) для достижения максимального эффекта от работы динамического гасителя колебаний необходимо, чтобы собственная частота поперечных колебаний ТЭД равнялась частоте возмущения, которым в области низких частот является влияние колесной пары.

Для исследования свободных и вынужденных колебаний экипажа с поперечным подрессориванием ТЭД разработана имитационная 3D-модель моторного вагона высокоскоростного электропоезда в программном комплексе «Универсальный механизм» (УМ) [5]. Модель содержит 66 степеней свободы и состоит из твердых тел, связанных линейными и нелинейными упруго-диссипативными элементами. В модели ТЭД реализованы как отдельные тела с поперечной подвижностью относительно рамы тележки (рис. 2). Пружины и пневморессоры моделируются линейными силами. Резинометаллические элементы моделируются силовым элементом типа «сайлент-блок». Торсион, предназначенный для стабилизации наклона кузова, моделируется двумя твердыми телами, представляющими собой половины торсиона, связанные между собой сайлент-блоком, имеющим жесткость на скручивание. Гидравлические гасители колебаний моделируются биполярными силами. Буксовые поводки моделируются твердыми телами, связанными с колесными парами шарниром вращения по оси Y . Для имитации болтовых соединений при жестком скреплении траверсы тележки с кузовом используются фиктивные силовые элементы типа «сайлент-блок» с жесткостью порядка 10^6-10^8 Н/м. Значения массовых, инерционных, упруго-диссипативных параметров, а также пространственные координаты расположения силовых элементов и исследуемых тел соответствуют конструкции тележки SF 520 с профилем колес ВНИИЖТ-РМ-70 [6, 7] и рельса UIC60.

Касательные силы в контакте колеса и рельса рассчитывались с помощью алгоритма FASTSIM, основанного на линейной теории сил крива Калкера [4, 8]. Данный алгоритм стал стандартом расчета сил крива в контакте «колесо — рельс» в современных пакетах моделирования динамики рельсовых экипажей.

Согласно линейной теории Калкера линейные соотношения между кривом и силами крива с учетом момента сил поворотного крива (спина) задаются следующими формулами:

$$F_x = -f_{33}\xi_x; \quad (4)$$

$$F_y = -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp}; \quad (5)$$

$$M_z = f_{12}\xi_y - f_{22}\xi_{sp}, \quad (6)$$

где F_x, F_y — продольная и поперечная составляющие сил крива соответственно; M_z — момент сил поворотного крива; ξ_x, ξ_y, ξ_{sp} — продольный, поперечный и

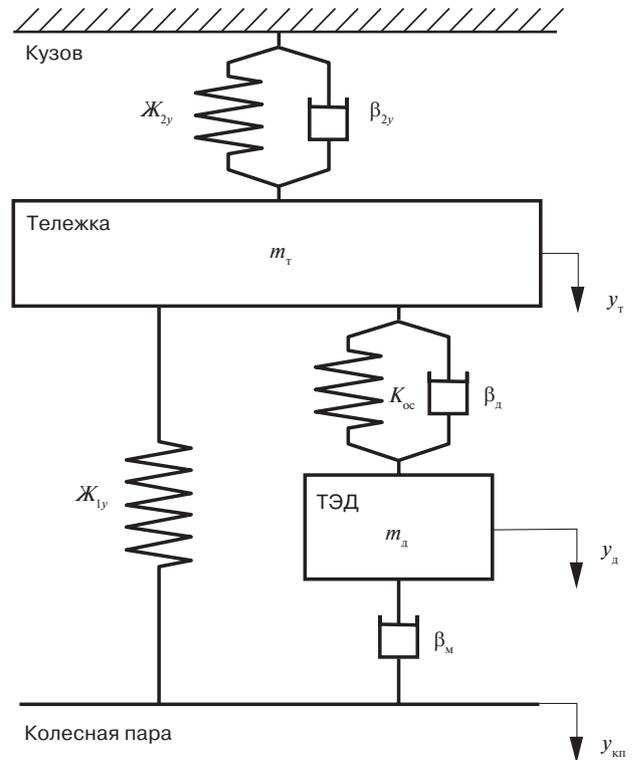


Рис. 1. Упрощенная динамическая модель поперечных перемещений элементов экипажа: β_{2y}, β_d — эквивалентное поперечное демпфирование 2-й ступени рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; J_{1y}, J_{2y} и K_{oc} — эквивалентные поперечные жесткости 1-й, 2-й ступени рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; β_m — эквивалентное демпфирование зубчатой муфты; m_t, m_d — эквивалентные массы рамы тележки и ТЭД соответственно; $y_t, y_d, y_{кп}$ — поперечное перемещение рамы тележки, ТЭД и колесных пар соответственно

Fig. 1. Simplified dynamic model of transverse displacement of cab components:

β_{2y}, β_d — equivalent transverse damping of the secondary spring suspension and electric tractive motor suspension; J_{1y}, J_{2y} and K_{oc} — equivalent lateral stiffness of the primary and secondary spring suspension and electric tractive motor suspension; β_m — equivalent damping of the gear clutch; m_t, m_d — equivalent masses of the bogie frame and electric tractive motor; $y_t, y_d, y_{кп}$ — transverse displacement of the bogie frame, electric tractive motor and wheel pair

поворотный кривы соответственно; $f_{33}, f_{11}, f_{12}, f_{22}$ — коэффициенты крива, определенные Калкером следующим образом:

$$f_{33} = (ab)GC_{11}; \quad (7)$$

$$f_{11} = (ab)GC_{22}; \quad (8)$$

$$f_{12} = (ab)^{3/2} GC_{23}; \quad (9)$$

$$f_{22} = (ab)^2 GC_{33}, \quad (10)$$

где a и b — полуоси эллипса контакта, м; G — модуль сдвига материала колес и рельса, для стали $G = 80$ ГПа; C_{ij} — параметры для коэффициентов крива [8].

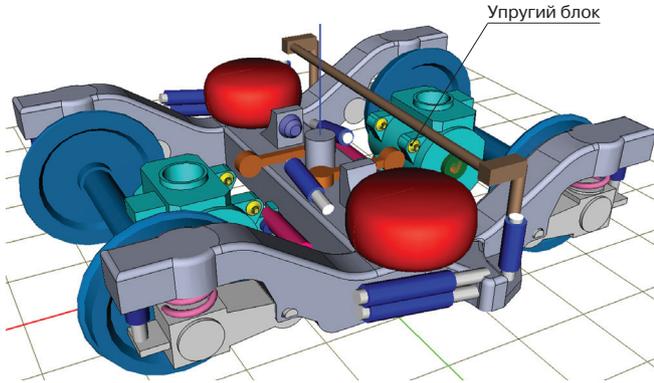


Рис. 2. Модель тележки SF 520 с поперечным подрессориванием ТЭД с помощью упругих блоков в программном комплексе «Универсальный механизм» (траверса не показана)

Fig. 2. SF 520 bogie model with electric tractive motor transverse cushioning using elastic blocks in the Universal Mechanism Software (the crossbar not shown)

Полуоси эллипса контакта a и b определяются на основании статической теории Герца, представленной в [9]:

$$a = m^3 \sqrt{\frac{3\pi N (K_1 + K_2)}{4K_3}}, \quad (11)$$

$$b = n^3 \sqrt{\frac{3\pi N (K_1 + K_2)}{4K_3}}, \quad (12)$$

где N — нормальная сила в точке контакта, Н; m и n — табличные коэффициенты, зависящие от значений β . Методика расчета значений коэффициентов K_1 , K_2 , K_3 и β подробно изложена в [8, 9].

Эквивалентная конусность криволинейного профиля вычисляется следующим образом:

$$i_{\text{эф}} = \frac{\int_0^{\delta} y_{\text{кп}} f(y_{\text{кп}}) \Delta r(y_{\text{кп}}) dy_{\text{кп}}}{2 \int_0^{\delta} f(y_{\text{кп}}) y_{\text{кп}}^2 dy_{\text{кп}}}, \quad (13)$$

где $\Delta r(y_{\text{кп}})$ — функция изменения приращения радиуса круга катания от поперечного смещения колесной пары; δ — интервал усреднения; $f(y_{\text{кп}})$ — закон распределения величины поперечного смещения колесной пары.

По результатам анализа пары профилей колеса ВНИИЖТ-РМ-70 и рельса UIC60 в УМ на интервале усреднения $\delta = 7$ мм эквивалентная конусность составила 0,116.

Горизонтальная и вертикальная неровности $\eta(t)$ задавались по следующей формуле [10]:

$$\eta(t) = \sqrt{2} \sum_{n=1}^N \left[\sqrt{(G_{\eta}^{r(b)}(\omega_n) \Delta \omega)} \cos(\omega_n t + \varphi_n) \right], \quad (14)$$

где N — число шагов дискретизации по времени; $G_{\eta}^{r(b)}$ — спектральная плотность горизонтальных или вертикальных неровностей, в модели приняты выражения для европейских путей в хорошем состоянии [10]; ω_n — пространственная частота на n шаге, рад/с; $\Delta \omega$ — шаг изменения пространственной частоты, рад/с; t — время, с; φ_n — случайная величина, равномерно распределенная в пределах от 0 до 2π .

При исследовании вынужденных колебаний экипажа в УМ определялись следующие числовые характеристики случайных процессов по каждой обобщенной координате [11, 12].

1. Математическое ожидание:

$$\bar{M}_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_{i,j}, \quad (15)$$

где j — номер обобщенной координаты; i — номер шага изменения обобщенной координаты; $X_{i,j}$ — случайный процесс.

2. Среднеквадратическое отклонение:

$$S_{x_j} = \sqrt{\frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N (X_{i,j} - \bar{M}_j)^2 \right]}. \quad (16)$$

3. Эффективная частота:

$$f_{e_j} = \frac{n_0(X_{i,j})}{2N\Delta t}, \quad (17)$$

где $n_0(X_{i,j})$ — число нулей случайного процесса $X_{i,j}$; $N\Delta t$ — конечное время расчета, с.

4. Среднее значение абсолютных максимумов вычислялось по приближенной формуле В. В. Болотина [4]:

$$\bar{H}_{a_j} \cong \bar{M}_j + S_{x_j} \left(\sqrt{2 \ln(f_{e_j} N \Delta t)} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln(f_{e_j} N \Delta t)}} \right). \quad (18)$$

Критическая скорость разработанной модели экипажа определялась методом постепенного снижения скорости в УМ. Для этого задавались детерминированные вертикальная с большим числом волн и единичная горизонтальная неровности рельсов, а также высокая начальная скорость движения, заведомо больше критической. Для постепенного снижения скорости к кузову на уровне автосцепки прикладывалась замедляющая сила, вычисляемая по формуле $F_x = -Ma$, где M — масса состава, т; a — ускорение, которое принималось равным 0,1 м/с². Критическая скорость определяется по границе между автоколебаниями колесной пары и устойчивым движением.

Расчет упругих параметров подвески ТЭД производился на основании собственной частоты поперечных колебаний ТЭД. При этом связь между осевой K_{oc} и радиальной K_p жесткостями одного резинометаллического блока установлена следующим образом [13]:

$$K_{oc} = \frac{1}{n_{\text{бл}}} m_{\text{д}} (2\pi f_{\text{уд}})^2 = 2G \frac{\pi l}{\ln(r_{\text{н}} / r_{\text{вн}})}; \quad (19)$$

$$K_{\text{р}} = 2(E(1 + mk_0) + G) \frac{\pi l}{\ln(r_{\text{н}} / r_{\text{вн}})} = K_{oc} \left(\frac{E(1 + mk_0)}{G} + 1 \right), \quad (20)$$

где $n_{\text{бл}}$ — число резиновых блоков на один ТЭД; $m_{\text{д}}$ — масса одного двигателя, т; $f_{\text{уд}}$ — собственная частота поперечных колебаний ТЭД, Гц; G — модуль сдвига резины, кН/м²; $r_{\text{н}}$, $r_{\text{вн}}$ и l — наружный, внутренний радиусы и длина резиновой втулки блока соответственно, м; E — модуль упругости резины, кН/м²; m — коэффициент, зависящий от степени сцепления резины с опорной поверхностью, который был принят равным 4,67; k_0 — отношение площади опорной поверхности к площади свободной боковой поверхности резины, принято равным 0,5.

Результаты. С использованием модели (рис. 1) исследовалось влияние жесткости поперечной подвески ТЭД на передаточную функцию $W(j\omega)$ при различной частоте возмущения. На рис. 3, а представлен график плоскости, характеризующий значения передаточной функции $W(j\omega)$ при различных соотношениях поперечной жесткости подвески ТЭД (задавалась зависимость через собственную частоту поперечных колебаний ТЭД $f_{\text{уд}}$) и частоты возмущения $f_{\text{кп}}$. Минимальное значение функции $W(j\omega)$ приходится на соотношение $f_{\text{уд}}$ и $f_{\text{кп}}$, близкое к единице. С увеличением

частоты возмущения и жесткости поперечной подвески ТЭД эффективность динамического гашения снижается, так как увеличиваются максимум и минимум функции $W(j\omega)$.

На рис. 3, б показано влияние значений относительного коэффициента затухания поперечной диссипации подвески ТЭД n на передаточную функцию $W(j\omega)$. При этом ось абсцисс является отношением частоты $f_{\text{уд}}$ и фиксированного значения частоты возмущения $f_{\text{кп}}$. Согласно представленным данным при $n = 0 \div 0,2$ (отсутствие или слишком низкое демпфирование в системе подвески ТЭД) $W(j\omega)$ принимает высокие значения. При $n = 0,5 \div 1,0$ система передемпфирована с неявно выраженными максимумом и минимумом функции $W(j\omega)$. Целесообразным является введение в систему демпфирующего элемента при $n = 0,3 \div 0,4$.

В результате исследования устойчивости движения экипажа (рис. 4) наименьшая критическая скорость зафиксирована при жесткой связи ТЭД и рамы тележки, так как тяговый привод увеличивает массу и инерцию рамы тележки. С увеличением степени демпфирования поперечной подвески ТЭД устойчивость экипажа снижается, так как происходит гашение поперечных перемещений ТЭД.

Очевидно, что при $n = 0,2$ будут возникать высокие поперечные перемещения ТЭД, за счет чего и наблюдается высокая устойчивость движения. Запас поперечного перемещения ТЭД в одну сторону по условию столкновений деталей зубчатой муфты тележки SF 520 составляет 8–11 мм [14].

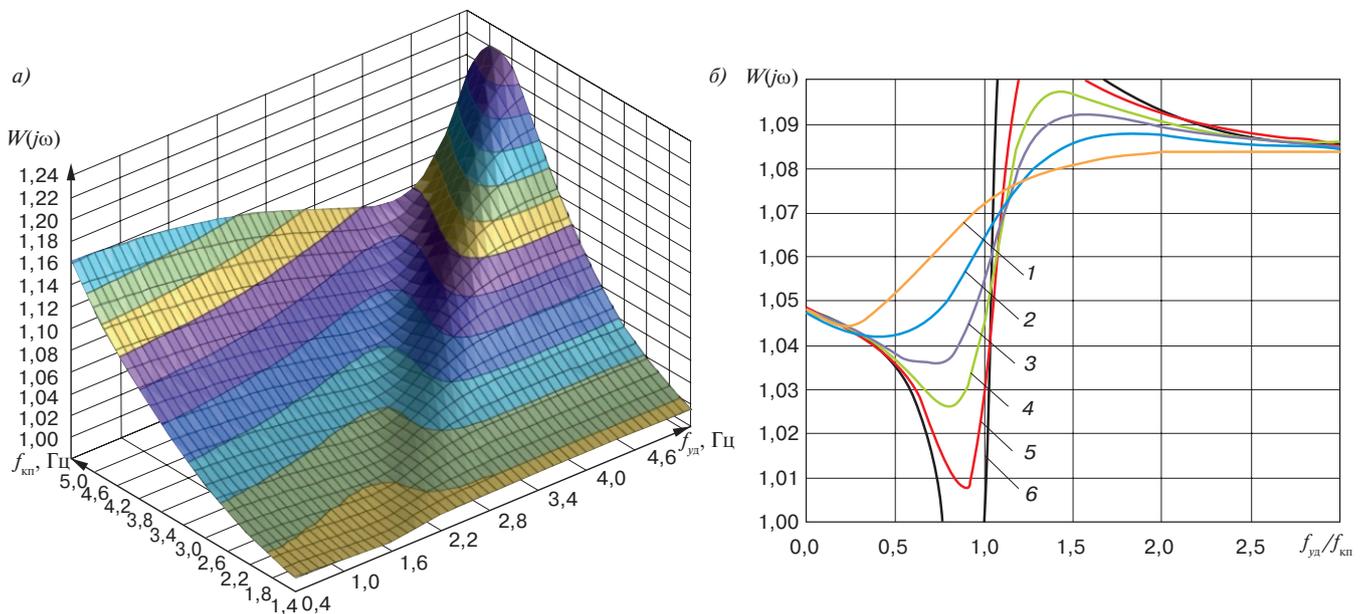


Рис. 3. Значения функции $W(j\omega)$:

а — при различных соотношениях собственной частоты поперечных колебаний ТЭД $f_{\text{уд}}$ и частоты возмущения $f_{\text{кп}}$; б — при различных значениях относительного коэффициента затухания n : 1 — $n = 1$; 2 — $n = 0,5$; 3 — $n = 0,3$; 4 — $n = 0,2$; 5 — $n = 0,1$; 6 — $n = 0$

Fig. 3. Values of function $W(j\omega)$:

а — at various ratios of the natural frequency of the of the transverse oscillations of the electric tractive motor $f_{\text{уд}}$ and perturbation frequency $f_{\text{кп}}$; б — at various values of the relative attenuation ratio n : 1 — $n = 1$; 2 — $n = 0.5$; 3 — $n = 0.3$; 4 — $n = 0.2$; 5 — $n = 0.1$; 6 — $n = 0$

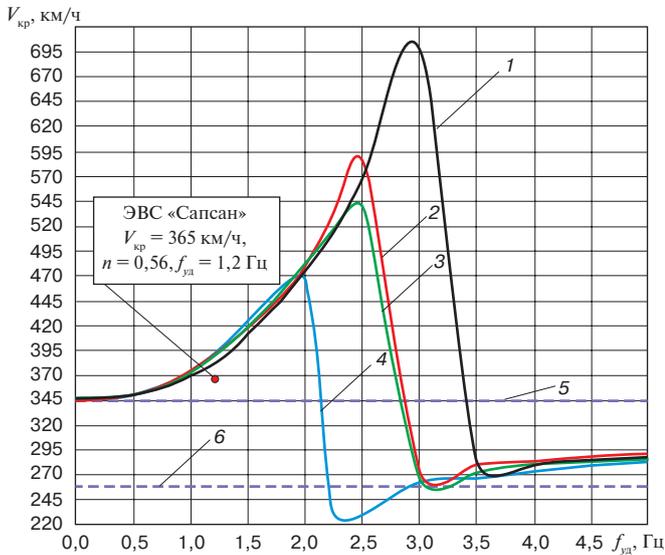


Рис. 4. Зависимость критической скорости экипажа $V_{кр}$ от собственной частоты поперечных колебаний ТЭД $f_{уд}$:
 1 – $n=0,2$; 2 – $n=0,3$; 3 – $n=0,4$; 4 – $n=0,5$;
 5 – тележка без ТЭД; 6 – жесткое крепление ТЭД

Fig. 4. The dependence of the critical speed of the cab $V_{кр}$ on the natural frequency of transverse oscillations of the electric tractive motor $f_{уд}$:
 1 – $n=0,2$; 2 – $n=0,3$; 3 – $n=0,4$; 4 – $n=0,5$;
 5 – bogie without electric tractive motor; 6 – stiff fixing of the electric tractive motor

Значения частоты $f_{уд}$, при которых наблюдаются максимумы критических скоростей, определяются собственной частотой колебаний колесной пары, которая зависит от параметров контакта колеса и рельса, в частности от эквивалентной конусности. Зависимости (рис. 4) получены при эквивалентной конусности

взаимодействия выбранных профилей колеса и рельса $i_{эф} = 0,116$. С увеличением или уменьшением параметра $i_{эф}$ максимумы функций $V_{кр}(f_{уд})$ смещаются в сторону больших или меньших частот $f_{уд}$ соответственно.

Помимо этого, исследована устойчивость модели экипажа с конструкцией подвешивания ТЭД электропоезда ЭВС «Сапсан» (рис. 4), критическая скорость которого составила 365 км/ч. За счет исключения из конструкции массы поддона и индивидуального подвешивания ТЭД удалось увеличить критическую скорость экипажа на ~8,2% при $f_{уд} = 1,2$ Гц и на ~28,7% при $f_{уд} = 1,95$ Гц.

При исследовании вынужденных колебаний движение экипажа задавалось по прямому участку пути со скоростью 360 км/ч, равной конструкционной скорости российского проекта высокоскоростных магистралей [15].

Зависимости средних значений абсолютных максимумов \bar{H}_a поперечных и угловых перемещений элементов экипажной части от собственной частоты поперечных колебаний ТЭД представлены на рис. 5, 6 для $n=0,3$ и $n=0,4$. Согласно рис. 5 функции $\bar{H}_a(f_{уд})$ поперечных перемещений кузова и рамы тележки достигают минимальных значений при частоте $f_{уд} = 1,95$ Гц. При скорости движения 360 км/ч эффективная частота случайного процесса горизонтальных колебаний колесных пар составляет ~1,96 Гц, что подтверждает выводы, сделанные выше. При этом величина \bar{H}_a случайного процесса отнoса рамы тележки уменьшилась с 0,012 до 0,0078 м относительно жесткого крепления ТЭД, т. е. на ~35% (рис. 5, а). Увеличение демпфирования системы подвешивания ТЭД способствовало

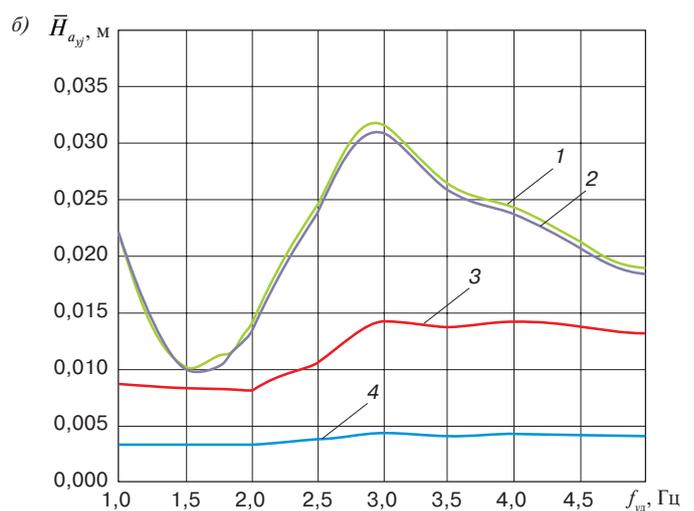
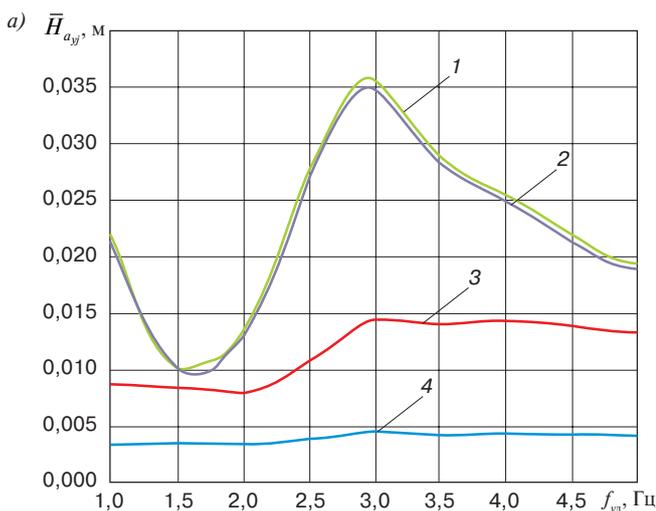


Рис. 5. Зависимости средних значений абсолютных максимумов случайных процессов поперечных перемещений элементов экипажной части \bar{H}_{ay} от частоты $f_{уд}$ при $V=360$ км/ч, $n=0,3$ (а) и при $V=360$ км/ч, $n=0,4$ (б):
 1 – для ТЭД 1; 2 – для ТЭД 2; 3 – для рамы тележки; 4 – для кузова

Fig. 5. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of transverse displacements of the undercarriage elements \bar{H}_{ay} on the frequency $f_{уд}$ at $V=360$ km/h, $n=0.3$ (a) and at $V=360$ km/h, $n=0.4$ (b):
 1 – for electric tractive motor 1; 2 – for electric tractive motor 2; 3 – for the bogie frame; 4 – for the body

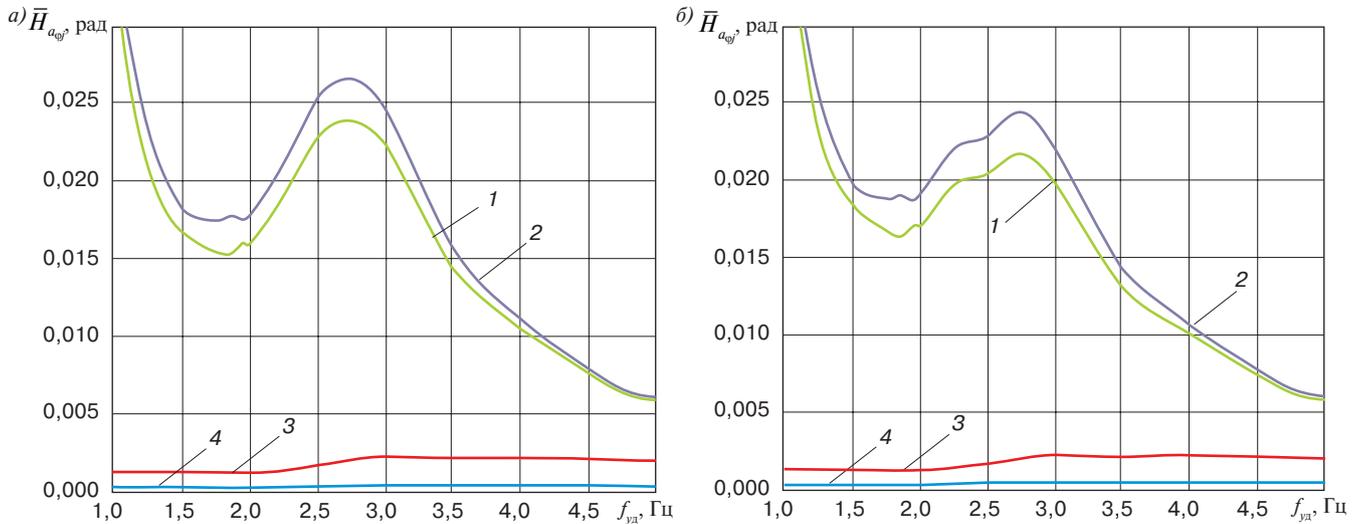


Рис. 6. Зависимости средних значений абсолютных максимумов случайных процессов угловых перемещений элементов экипажной части $\bar{H}_{a_{\text{эж}}}$ от частоты $f_{yд}$ при $V=360$ км/ч, $n=0,3$ (а) и при $V=360$ км/ч, $n=0,4$ (б):

1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 6. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of angular displacements of the undercarriage elements $\bar{H}_{a_{\text{эж}}}$ on the frequency $f_{yд}$ at $V=360$ km/h, $n=0.3$ (a) and at $V=360$ km/h, $n=0.4$ (b):
1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

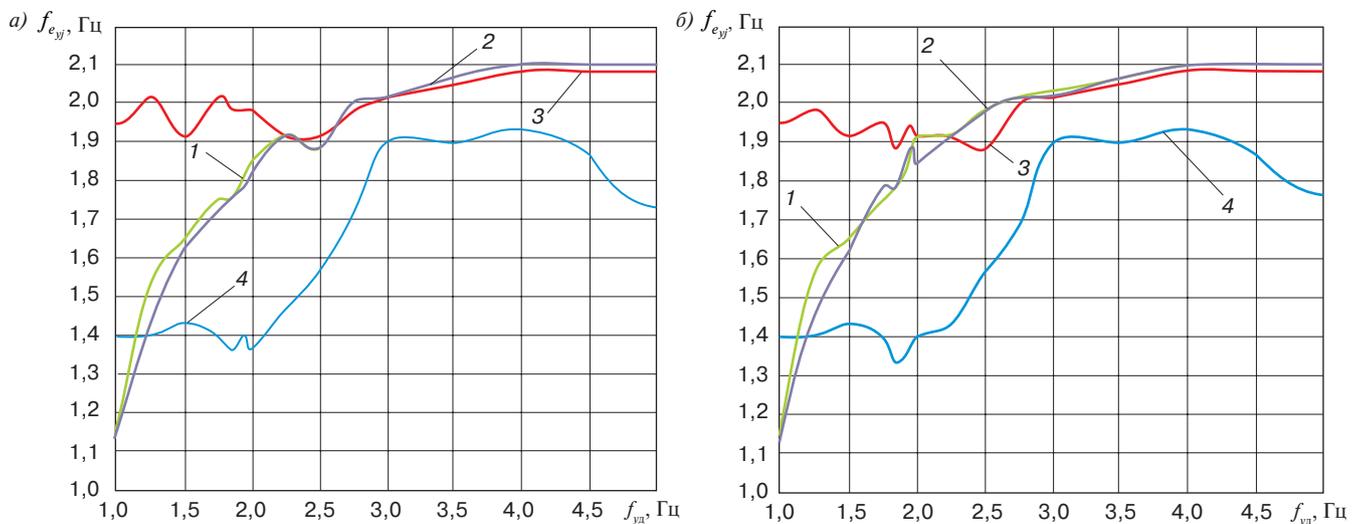


Рис. 7. Зависимости эффективных частот случайных процессов поперечных перемещений элементов экипажной части $f_{e_{y}}$ от частоты $f_{yд}$ при $V=360$ км/ч, $n=0,3$ (а) и при $V=360$ км/ч, $n=0,4$ (б):

1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 7. Dependences of the effective frequencies of random processes of transverse displacements of the undercarriage elements $f_{e_{y}}$ on the frequency $f_{yд}$ at $V=360$ km/h, $n=0.3$ (a) and at $V=360$ km/h, $n=0.4$ (b):
1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

увеличению \bar{H}_a случайного процесса поперечных перемещений рамы тележки при $f_{yд} = 1,95$ Гц с 0,0078 до 0,0081 м, т. е. на ~3,6% (рис. 5, б).

За счет поперечно-подвижной подвески сильно возросли угловые перемещения ТЭД. Согласно рис. 6 при частоте $f_{yд} = 1,95$ Гц \bar{H}_a случайного процесса угловых перемещений ТЭД 1 и 2 составляют 0,016 и 0,017 рад соответственно, что на ~51% выше угловых перемещений рамы тележки.

На рис. 7 представлены зависимости эффективных частот случайных процессов колебаний элементов экипажной части от частоты $f_{yд}$. В диапазоне собственных частот подвески ТЭД от 2,5 до 3,0 Гц эффективные частоты случайных процессов поперечных перемещений рамы тележки и ТЭД совпадают, т. е. входят в резонанс. Это сопровождается возрастанием средних значений абсолютных максимумов поперечных и угловых перемещений ТЭД и рамы тележки (рис. 5 и 6) и

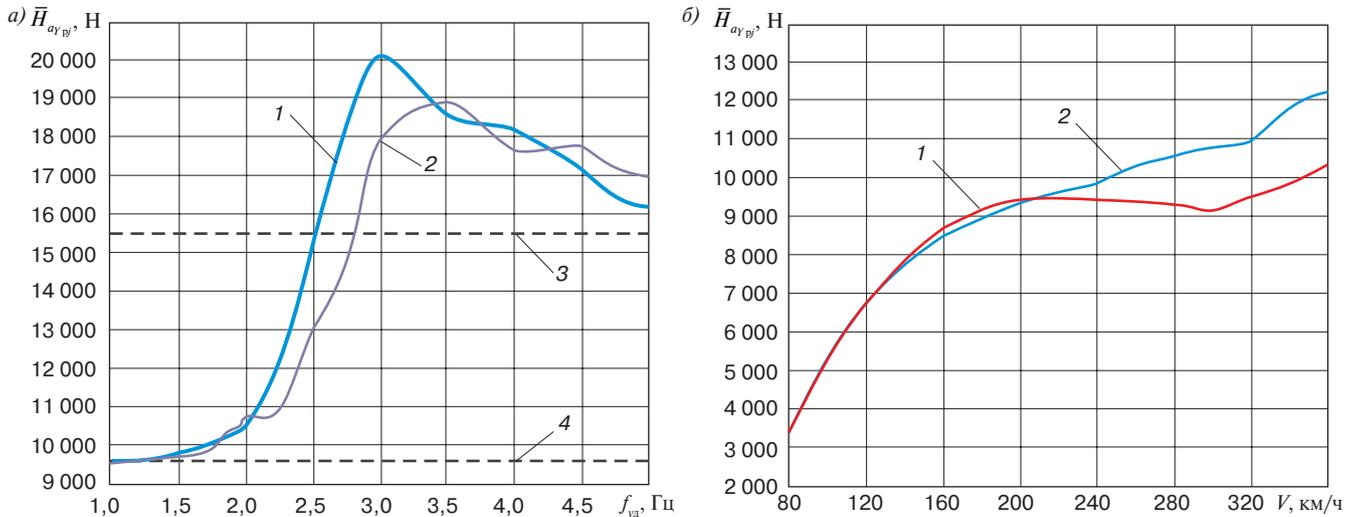


Рис. 8. Зависимости средних значений абсолютных максимумов рамной силы первой тележки $\bar{H}_{ay_{\text{пр}}}$:
 а — от частоты f_{yd} при $V=360$ км/ч: 1 — $n=0,3$; 2 — $n=0,4$; 3 — жесткое крепление ТЭД; 4 — тележка без ТЭД;
 б — от скорости движения при $n=0,3$: 1 — при частоте $f_{yd}=1,95$ Гц; 2 — при частоте $f_{yd}=2,25$ Гц

Fig. 8. Dependences of the average values of the absolute maxima of the frame force of the first bogie $\bar{H}_{ay_{\text{пр}}}$:
 а — on frequency f_{yd} at $V=360$ km/h: 1 — $n=0.3$; 2 — $n=0.4$; 3 — stiff fixing of the electric tractive motor; 4 — bogie without electric tractive motor; б — on the motion speed at $n=0.3$: 1 — at frequency $f_{yd}=1.95$ Hz; 2 — at frequency $f_{yd}=2.25$ Hz

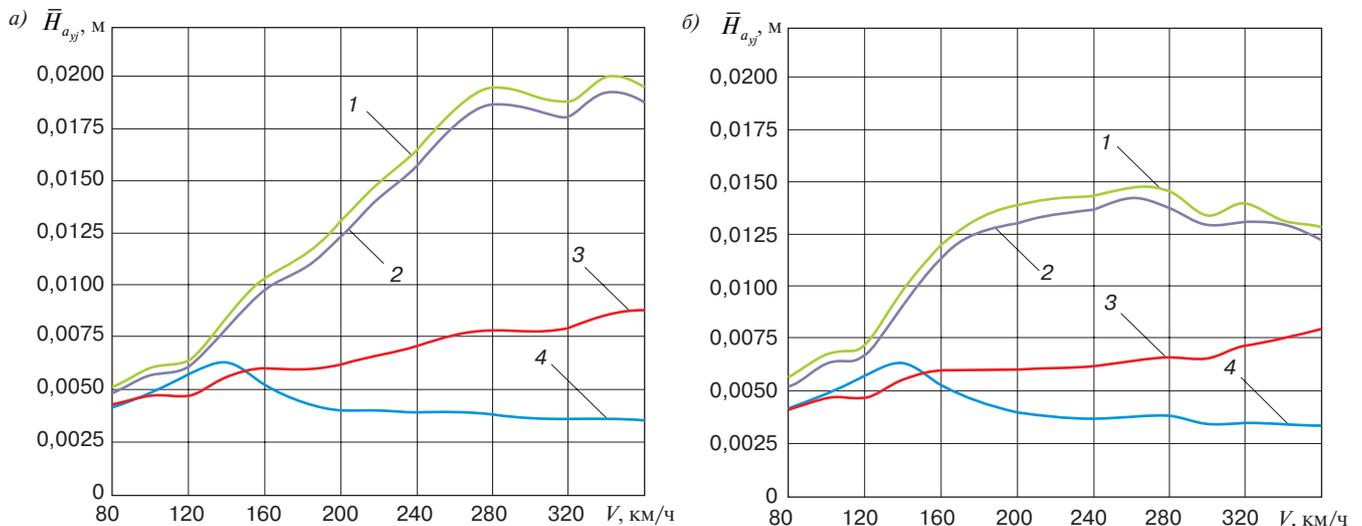


Рис. 9. Зависимости средних значений абсолютных максимумов случайных процессов поперечных перемещений элементов экипажной части от скорости движения при $f_{yd}=2,25$ Гц, $n=0,3$ (а) и при $f_{yd}=1,95$ Гц, $n=0,3$ (б):
 1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 9. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of transverse displacements of the undercarriage elements on the motion speed at $f_{yd}=2.25$ Hz, $n=0.3$ (a) and at $f_{yd}=1.95$ Hz, $n=0.3$ (b):
 1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

резким снижением критической скорости, что подтверждено зависимостями (рис. 4).

Жесткость подвешивания ТЭД в поперечном направлении практически не оказывает влияния на амплитуды горизонтальных колебаний кузова электропоезда, однако при малых значениях собственной частоты колебаний ТЭД f_{yd} существенно снизились эффективные частоты случайных процессов горизонтальных колебаний кузова (рис. 7).

На рис. 8 представлены зависимости средних значений абсолютных максимумов рамной силы Y_p первой тележки от частоты f_{yd} и скорости движения. С увеличением жесткости поперечной подвески ТЭД амплитуды рамных сил (рис. 8, а) увеличиваются и достигают максимальных значений при $f_{yd}=3$ Гц, соответствующей резонансу.

На рис. 9 и 10 приведено сравнение зависимостей средних значений абсолютных максимумов попереч-

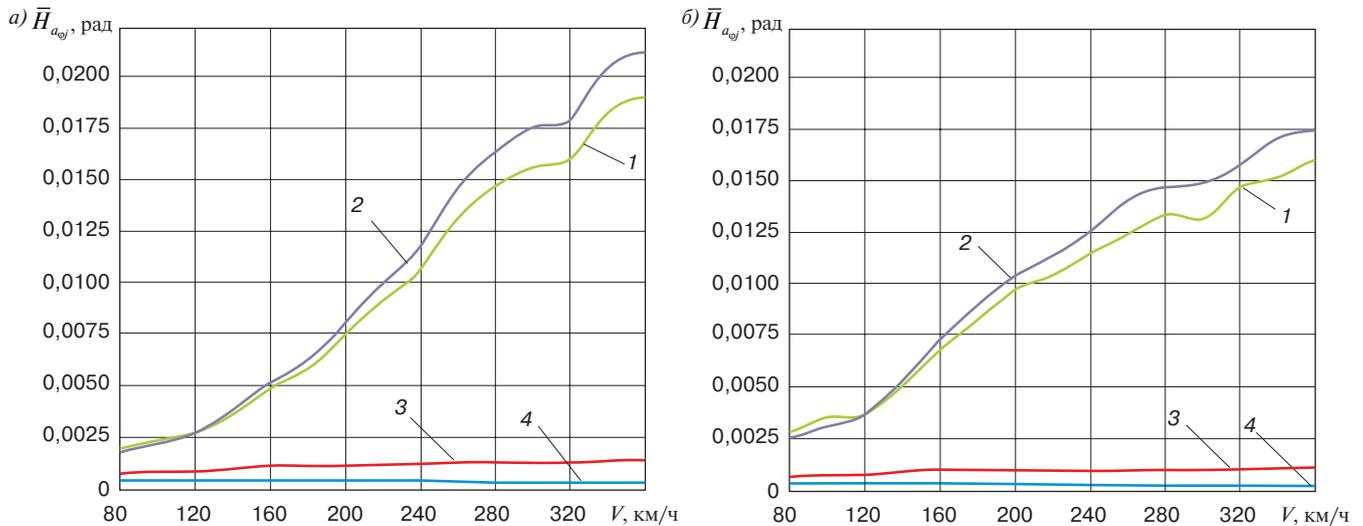


Рис. 10. Зависимости средних значений абсолютных максимумов случайных процессов угловых перемещений элементов экипажной части от скорости движения при $f_{yd} = 2,25$ Гц, $n = 0,3$ (а) и при $f_{yd} = 1,95$ Гц, $n = 0,3$ (б): 1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 10. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of angular displacements of the undercarriage elements on the motion speed at $f_{yd} = 2.25$ Hz, $n = 0.3$ (a) and at $f_{yd} = 1.95$ Hz, $n = 0.3$ (b): 1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

ных и угловых перемещений элементов экипажной части от скорости движения при $f_{yd} = 2,25$ Гц и $f_{yd} = 1,95$ Гц. При $f_{yd} = 1,95$ Гц удалось получить снижение амплитуд поперечных перемещений ТЭД в диапазоне скоростей от 260 до 360 км/ч относительно варианта $f_{yd} = 2,25$ Гц на ~29%. Однако поперечные перемещения ТЭД превышают допустимые, обусловленные конструкцией зубчатой муфты тележки SF 520. Максимальное значение $\bar{H}_a = 0,0148$ м для поперечных перемещений ТЭД зафиксировано при $V = 260$ км/ч (рис. 9, б).

Заключение. Для оценки эффективности применения конструкции поперечного подрессоривания ТЭД на высокоскоростном подвижном составе проведено исследование частотной характеристики, свободных и вынужденных колебаний модели моторного вагона высокоскоростного поезда в программном комплексе «Универсальный механизм».

Выполнено исследование устойчивости движения с расчетом критических скоростей при различных комбинациях параметров подвешивания ТЭД. В результате были получены числовые характеристики случайных колебаний узлов ходовой части экипажа, анализ которых позволяет сделать следующие выводы о том, что применение упругого подрессоривания ТЭД на раме тележки в поперечном направлении:

1. Придает ТЭД функции динамического гасителя колебаний, положительно сказывается на устойчивости движения тележки с высокой скоростью. Максимальный эффект динамического демпфирования достигается при собственной частоте поперечных ко-

лебаний ТЭД, близкой к частоте поперечных колебаний колесной пары.

2. Снижает амплитуду и частоту горизонтальных колебаний рамы тележки в определенном диапазоне собственных частот колебаний ТЭД, зависящих от параметров контакта колеса и рельса, степени демпфирования горизонтальных колебаний ТЭД, а также воздействие на железнодорожный путь в поперечном направлении. По результатам моделирования при скорости движения 360 км/ч удалось получить снижение среднего значения абсолютных максимумов случайного процесса относительно рамы тележки на ~35% и рамной силы на ~31% (при $f_{yd} = 1,95$ Гц) относительно жесткого крепления ТЭД.

3. Увеличивает поперечные и угловые перемещения ТЭД. Допустимые поперечные и угловые перемещения ТЭД необходимо регламентировать в зависимости от характеристик зубчатой муфты и параметров экипажной части в целом на этапе проектирования.

Финансирование: автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

Funding: the author received no financial support for the research, authorship, and publication of this article.

Конфликт интересов: автор заявляет об отсутствии конфликта интересов и не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

Conflict of interest: the author declare no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Yao Yuan, Zhang Hong-Jun, Luo Shi-Hui. The mechanism of drive system flexible suspension and its application in locomotives. *Transport*. 2015;30(1):69-79. <https://doi.org/10.3846/16484142.2013.785977>.

2. Харитонов А. В. Исследование частотных свойств подвешивания тяговых двигателей к раме тележки высокоскоростных электропоездов // Железная дорога: путь в будущее: сб. материалов I Междунар. науч. конф. аспирантов и молодых ученых, Москва, 28–29 апреля 2022 г. М.: Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, 2022. С. 190–195 [Kharitonov A. V. Issledovanie chastotnykh svoystv podveshivaniya tyagovykh dvigateley k rame telezhki vysokoskorostnykh elektropoezdov [A study of frequency properties of tractive motor suspended at a bogie frame of high-speed electric trains]. In: *Zheleznyaya doroga: put' v budushchee: sb. materialov I Mezhdunar. nauch. konf. aspirantov i molodykh uchenykh, Moskva, 28–29 aprelya 2022 g.* [Railways: A Path to the Future: Proceedings of the I International Scientific Conference of Postgraduate and Young Scientists, Moscow, 28–29 April 2022]. Moscow: Railway Research Institute; 2022. P. 190–195. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/zdwofw>.

3. Коренев Б. Г., Резников Л. М. Динамические гасители колебаний: теория и технические приложения. М.: Наука, 1988. 304 с. [Korenev B. G., Reznikov L. M. *Dinamicheskie gasiteli kolebaniy: teoriya i tekhnicheskie prilozheniya* [Dynamic shock absorbers: theory and technical applications]. Moscow: Nauka; 1988. 304 p. (In Russ.).]

4. Механическая часть тягового подвижного состава: учеб. для вузов ж.-д. транспорта / И. В. Бирюков [и др.]; под ред. И. В. Бирюкова. Репр. изд. М.: Альянс, 2013. 440 с. [Biryukov I. V., Savos'kin A. N., Burchak G. P., et al. *Mekhanicheskaya chast' tyagovogo podvizhnogo sostava: ucheb. dlya vuzov zh.-d. transporta* [Traction rolling stock hardware: Textbook for railway transport universities]. Reprinted. Moscow: AlyanS; 2013. 440 p. (In Russ.).]

5. Руководство пользователя Universal Mechanism 9. Моделирование динамики железнодорожных экипажей [Электронный ресурс]. URL: <http://www.universalmechanism.com> (дата обращения: 20.10.2022) [Rukovodstvo pol'zovatelya Universal Mechanism 9. Modelirovanie dinamiki zheleznodorozhnykh ekipazhey [Universal Mechanism 9 User Manual. Railway Cab Vehicle Dynamic Simulation]. (In Russ.). URL: <http://www.universalmechanism.com> (accessed: 20.10.2022)].

6. Киселев А. А., Блашко Л. С., Романов А. В. Эквивалентная конусность и ее влияние на движение подвижного состава // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2017. Т. 14, № 2. С. 247–255 [Kiselev A. A., Blazhko L. S., Romanov A. V. Equivalent conicity and its influence on rolling-stock operation. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2017;14(2):247-255. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/yuakzp>.

7. Влияние геометрических параметров железнодорожного пути на величину эквивалентной коничности колесной пары / А. А. Киселев [и др.] // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2019. Т. 16, № 2. С. 202–211 [Kiselev A. A., Blazhko L. S., Garonenko A. S., Romanov A. V. Geometrical effects of the track on the size of the equivalent conicity of the set of wheels. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2019;16(2):202-211. (In Russ.). <https://doi.org/10.20295/1815-588X-2019-2-202-211>.

8. Гарг В., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава / пер. с англ. К. Г. Бомштейна; под ред. Н. А. Панькина. М.: Транспорт, 1988. 392 с. [Garg V., Dukkipati R. V. *Dinamika podvizhnogo sostava* [Dynamics of Railway Vehicle Systems]. Transl. from Eng. by K. G. Bomshtein; edited by N. A. Pan'kin. Moscow: Transport; 1988. 392 p. (In Russ.).]

9. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Н. Теория упругости / пер. с англ. М. И. Рейтмана. М.: Наука, 1979. 560 с. [Timoshenko S. P.,

Goodier J. N. *Theory of Elasticity*. Transl. from Eng. by M. I. Reytman. Moscow: Nauka; 1979. 560 p. (In Russ.).]

10. Zhai W. *Vehicle–Track Coupled Dynamics*. Singapore: Science Press and Springer Nature Singapore; 2020. 436 p. <https://doi.org/10.1007/978-981-32-9283-3>.

11. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения: учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Академия, 2003. 460 с. [Venttsel' E. S., Ovcharov L. A. *Teoriya veroyatnostey i ee inzhenernye prilozheniya: ucheb. posobie dlya vtuzov* [Probability theory and its engineering applications]. 3rd ed., upd. and rev. Moscow: Academia; 2003. 460 p. (In Russ.).]

12. Моделирование и обработка стохастических сигналов и структур / О. М. Вохник [и др.]. М.: Университетская книга, 2013. 126 с. [Vohnik O. M., Zotov A. M., Korolenko P. V., Ryzhikova Yu. V. *Modelirovanie i obrabotka stokhasticheskikh signalov i struktur* [Simulation and processing of stochastic signals and structures]. Moscow: Universitetskaya kniga; 2013. 126 p. (In Russ.).]

13. Потураев В. Н., Дырда В. И. Резиновые детали машин. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977. 216 с. [Poturaev V. N., Dyrda V. I. *Rezinovye detali mashin* [Rubber machine parts]. 2nd ed., upd. and rev. Moscow: Mashinostroenie; 1977. 216 p. (In Russ.).]

14. Высокоскоростные поезда «Сапсан» В1 и В2: учеб. пособие / под ред. А. В. Ширяева. М.: ОАО «Российские железные дороги», 2013. 522 с. [Shiryayev A. V. (ed.). *Vysokoskorostnyye poezda «Sapsan» V1 i V2: ucheb. posobie* [Sapsan High-Speed Trains VI and V2: textbook]. Moscow: Russian Railways JSC; 2013. 522 p. (In Russ.).]

15. Научное сопровождение развития высокоскоростных магистралей в России / А. Б. Косарев [и др.]; под ред. А. Б. Косарева, О. Н. Назарова. М.: ПАС, 2018. 118 с. [Kosarev A. B., Nazarov O. N., Savin A. V., Kiryushin D. E., Mironos N. V., Khomyakov B. I., et al. *Nauchnoe soprovozhdenie razvitiya vysokoskorostnykh magistralei v Rossii* [Scientific support for the development of high-speed main lines in Russia]. Moscow: RAS; 2018. 118 p. (In Russ.).]

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Антон Витальевич ХАРИТОНОВ,

аспирант, Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9); ведущий технолог, Проектно-конструкторско-технологическое бюро по нормированию — филиал ОАО «РЖД» (ПКТБ Н, 105005, г. Москва, Бригадирский пер., д. 6), <https://orcid.org/0000-0001-7573-9422>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Anton V. KHARITONOV,

Postgraduate, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obraztsova St.); Leading Technologist of the Design and Technological Bureau for Rationing — Branch of JSC Russian Railways (PKTB N, 105005, Moscow, 6, Brigadirskiy lane), <https://orcid.org/0000-0001-7573-9422>

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

The author has read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 29.11.2022, рецензия от первого рецензента получена 14.12.2022, рецензия от второго рецензента получена 18.01.2023, принята к публикации 27.01.2023.

The article was submitted 29.11.2022, first review received 14.12.2022, second review received 18.01.2023, accepted for publication 27.01.2023.