

А.Н. САВОСЬКИН, д-р техн. наук, профессор, МИИТ (Россия)
Е.В. СЕРДОБИНЦЕВ, д-р техн. наук, профессор, МИИТ (Россия)
С.Д. КРУШЕВ, канд. техн. наук, доцент, МИИТ (Россия)
П.Н. ЗВАНЦЕВ, аспирант, МИИТ (Россия)

ИССЛЕДОВАНИЕ СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ВАГОНА ЭЛЕКТРОПОЕЗДА НА ЧЕТЫРЁХ ОДНООСНЫХ ТЕЛЕЖКАХ

Розглядаються процеси, що виникають у тяговому електроприводі моторного вагона електропоїзда на чотирьох одноосових візках при зриві зчеплення. Також наводяться частоти коливань елементів цього привода до і після зриву зчеплення.

Рассматриваются процессы, возникающие в тяговом электроприводе моторного вагона электропоезда на четырёх одноосных тележках при срыве сцепления. Также приводятся частоты колебаний элементов этого привода до и после срыва сцепления.

In given article are considered processes, appearing in tractive электроприводе motor coach электропоезда on four одноосных pushcart at failure of the traction. Also happen to the frequencies of the fluctuations this drive element both before, and after failure of the traction.

В последнее время и в России, и за рубежом большое внимание уделяется проектированию и созданию тележек с радиальной установкой колёсных пар в кривых, которые дают возможность уменьшить износ колёсных пар при движении с большими скоростями по сложным в плане железнодорожным линиям. Такие тележки нашли применение в ряде стран Западной Европы и Японии на серийных локомотивах семейства Look2000, электровозах серии 465 Федеральных железных дорог Швейцарии, Sr2 железных дорог Финляндии и др. В этих тележках колёсные пары имеют возможность поворота относительно рамы, вследствие чего уменьшаются силы взаимодействия между ними и, таким образом, значительно снижается износ колёс и рельсов.

На кафедре «Электрическая тяга» МИИТа была разработана одноосная тележка рельсового транспортного средства [5], на основе которой легко получить двухосную тележку, обеспечивающую возможность радиальной установки в кривых. Исследование вертикальных колебаний моторного вагона электропоезда на четырёх таких одноосных тележках установило, что показатели его динамических качеств существенно улучшаются [3].

В данной работе ставится задача исследования процессов реализации сцепных свойств двухосной тележки моторного вагона, выполненной из двух одноосных сочленённых тележек с приводом 3 класса. Расчётная схема тележки (рис. 1) учитывает одновременно её вер-

тикальные колебания и крутильные колебания в тяговом электроприводе, возникающие при задании электромагнитного момента $M_{эл}(v)$ на валу тягового электродвигателя (ТЭД) и его дальнейшей передачи на колёсную пару. При этом крутильные колебания учитывались только для первой тележки моторного вагона, а крутильные колебания в других тележках не рассматривались.

Для решения этой задачи было проведено моделирование в пакете MathCad физических процессов, возникающих в таком электроприводе при срыве и восстановлении сцепления. Разработанная математическая модель учитывала, что механическая система передачи вращающего момента от тягового двигателя к колёсным парам содержит угловые жёсткости и коэффициенты демпфирования муфт, соединяющих большое зубчатое колесо с полым валом $j_{м1}$, $\beta_{м1}$ и полый вал с колесом $j_{м2}$, $\beta_{м2}$, и угловые жёсткости оси колёсной пары $j_{кп}$, $\beta_{кп}$, а также моменты инерции колёс $J_{кпр}$, $J_{кл}$, полого вала $J_{в}$, якоря $J_{я}$, зубчатого колеса $J_{зк}$ и шестерни $J_{ш}$ тягового редуктора. Наличие в цепи передачи вращающего момента от тягового электродвигателя к колёсным парам упругих элементов с различными жёсткостями и различие мест приложения вращающего момента тягового двигателя и момента сцепления колёс с рельсами вызывают появление крутильных колебаний якоря тягового двигателя, полого вала, правого и левого колеса колёсной пары, кото-

рые непосредственно определяют процессы, возникающие при срыве сцепления [4].

Предполагается, что при движении правое и левое колёса находятся в разных условиях сцепления. Кроме этого, вертикальная нагрузка на каждый буксовый узел каждой колёсной пары имеет различные значения, вызванные галопированием и боковой качкой кузова и тележек.

Поэтому моменты сцепления правого $M_{сщпр}$, $M_{сщл}$ и левого колёс, определяемые как произведение коэффициента сцепления ψ на силу $P_{пр}$, $P_{л}$, передаваемую от соответствующего колеса к рельсу, имеют также разные значения и зависят от относительных линейных скоростей скольжения $\epsilon_{кпр}$, $\epsilon_{кл}$ правого и левого колёс:

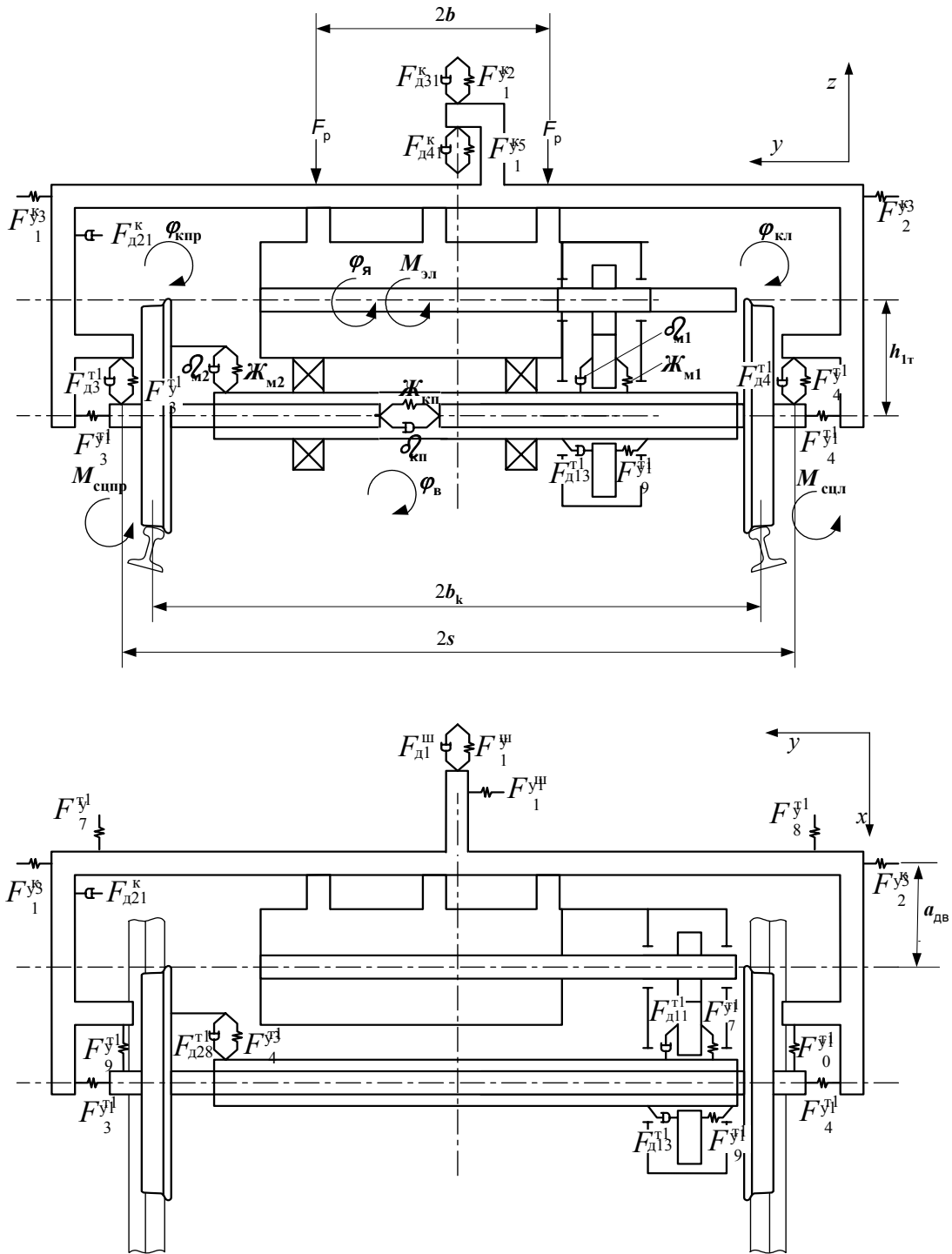


Рис. 1. Расчётная схема тягового привода одноосной моторной тележки

$$M_{\text{сипр}} = r \psi(\varepsilon_{\text{пр}}) \Pi_{\text{пр}}, M_{\text{слл}} = r \psi(\varepsilon_{\text{л}}) \Pi_{\text{л}}, (1)$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{v_{\text{скпр}}}{v}, \varepsilon_{\text{л}} = \frac{v_{\text{скл}}}{v}; v_{\text{скпр}} = r \dot{\varphi}_{\text{кпр}}, v_{\text{скл}} = r \dot{\varphi}_{\text{кл}}, (2)$$

$$\begin{aligned} \Pi_{\text{пр}} &= \Pi_{\text{ст}} + \beta_{\text{п}} z_{\text{рп}} + \beta_{\text{п}} \dot{z}_{\text{рп}}, \\ \Pi_{\text{л}} &= \Pi_{\text{ст}} + \beta_{\text{п}} z_{\text{рл}} + \beta_{\text{п}} \dot{z}_{\text{рл}}, \end{aligned} (3)$$

где v – линейная скорость движения электропоезда, м/с; $v_{\text{скпр}}$, $v_{\text{скл}}$ – скорость скольжения правого и левого колёс; r – радиус колеса, м; $\Pi_{\text{пр}}$, $\Pi_{\text{л}}$ – нагрузка на правое и левое колесо соответственно, кН; $\Pi_{\text{ст}}$ – статическая нагрузка на колесо, кН; $\beta_{\text{п}}$, $\beta_{\text{п}}$ – жесткость и коэффициент демпфирования пути, кН/м (кНс/м).

При развитии электромагнитного момента $M_{\text{эл}}(v)$ на валу якоря тягового двигателя система приходит в движение. Влияние $M_{\text{эл}}$ уравновешивается основным сопротивлением движению $w_0 = a_0 + a_1 v + a_2 v^2$ моторного вагона, приложенного к буксам колёсных пар, а также w_0 поезда, приложенного к автосцепке кузова вагона. Система дифференциальных уравнений, описывающая колебания кузова и тележек [3], была дополнена уравнениями, описывающими крутильные колебания якоря с зубчатыми колёсами редуктора, полого вала и обоих колёс колёсной пары. При этом в уравнение галопирования тележки был дополнительно введён реактивный момент $M_{\text{р}}$ остова тягового двигателя,

равный $M_{\text{р}} = 2F_{\text{р}} a_{\text{дв}} = -M_{\text{эл}}$. Система уравнений учитывает взаимное влияние крутильных колебаний и колебаний галопирования рамы тележки $\varphi_{\text{ут}}$:

$$\begin{aligned} (J_{\text{я}} + J_{\text{ш}} + \frac{J_{\text{зк}}}{2}) \ddot{\varphi}_{\text{я}} + \frac{\beta_{\text{м1}}}{\mu} (\frac{\dot{\varphi}_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \dot{\varphi}_{\text{ут}} - \dot{\varphi}_{\text{в}}), \\ + \frac{\beta_{\text{м1}}}{\mu} (\frac{\varphi_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \varphi_{\text{ут}} - \varphi_{\text{в}}) = -M_{\text{эл}} \end{aligned} (4)$$

$$\begin{aligned} J_{\text{в}} \ddot{\varphi}_{\text{в}} - \beta_{\text{м1}} (\frac{\dot{\varphi}_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \dot{\varphi}_{\text{ут}} - \dot{\varphi}_{\text{в}}) \\ - \beta_{\text{м1}} (\frac{\varphi_{\text{я}}}{\mu} - (1 + \frac{1}{\mu}) \varphi_{\text{ут}} - \varphi_{\text{в}}) \\ + \beta_{\text{м2}} (\varphi_{\text{в}} - \varphi_{\text{кпр}}) + \beta_{\text{м2}} (\varphi_{\text{в}} - \varphi_{\text{кл}}) = 0 \end{aligned} (5)$$

$$\begin{aligned} J_{\text{кпр}} \ddot{\varphi}_{\text{кпр}} + \beta_{\text{кп}} (\dot{\varphi}_{\text{кпр}} - \dot{\varphi}_{\text{кл}}) + \beta_{\text{кп}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{кл}}) \\ + \beta_{\text{м2}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{в}}) + \beta_{\text{м2}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{л}}) = M_{\text{сипр}} \end{aligned} (6)$$

$$J_{\text{кл}} \ddot{\varphi}_{\text{кл}} + \beta_{\text{кп}} (\dot{\varphi}_{\text{кпр}} - \dot{\varphi}_{\text{кл}}) + \beta_{\text{кп}} (\varphi_{\text{кпр}} - \varphi_{\text{кл}}) = M_{\text{сипр}} (7)$$

где μ – передаточное отношение зубчатой передачи, принималось равным 3,41.

Значения параметров подсистемы крутильных колебаний приведены в табл. 1, значения остальных параметров системы вертикальных колебаний были приняты по данным работы [3].

Таблица 1

Величины параметров подсистемы крутильных колебаний

Обозначение	$\beta_{\text{м1}}, \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{м2}}, \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{кп}}, \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{м1}}, \frac{\text{кНмс}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{м2}}, \frac{\text{кНмс}}{\text{рад}}$	$\beta_{\text{кп}}, \frac{\text{кНмс}}{\text{рад}}$
Величина	$1,516 \cdot 10^3$	$1,516 \cdot 10^3$	$1,822 \cdot 10^3$	0,124	0,192	0,221
Обозначение	$J_{\text{я}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{зк}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{ш}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{в}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{кпр}}, \text{тм}^2$	$J_{\text{кл}}, \text{тм}^2$
Величина	$3,096 \cdot 10^{-3}$	$19,7 \cdot 10^{-3}$	$0,67 \cdot 10^{-3}$	$5,5 \cdot 10^{-3}$	$55 \cdot 10^{-3}$	$55 \cdot 10^{-3}$

Коэффициент сцепления при проведении расчётов задавался в виде зависимости $\psi(\varepsilon)$ по формуле, предложенной А.Л. Голубенко [2]:

$$\psi(\varepsilon_i) = af \left(\frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_k} \right)^b e^{-c \frac{\varepsilon_i}{\varepsilon_k}}, (8)$$

где f – потенциальный коэффициент трения скольжения; ε_i , ε_k – относительная скорость скольжения соответствующего колеса по рельсу и критическое значение этой скорости, превышение которого вызывает срыв сцепления колёсной пары и возникновение буксования.

График этой зависимости, приведенный на рис. 3 (кривая 1), имеет максимум при $\varepsilon_k = 4\%$ и соответствует общим представлениям о виде такой зависимости.

Работа тягового привода рассматривалась при трогании с места и разгоне (участок I на рис. 2) и последующим срыве сцепления при $t = 20$ с (участок II на рис. 2).

Как видно из зависимостей, представленных на рис. 2, в интервале времени от 0 до 20 с происходит плавное трогание электропоезда и выход на установившийся режим. В этот промежуток времени колебаний якоря происходят с

двумя частотами вертикальных колебаний тележки и крутильных колебаний (табл. 2). При этом крутильные колебания полого вала, правого и левого колёс настолько малы по сравнению с колебаниями якоря тягового электродвигателя, что можно принять их равными нулю. Корпус тягового двигателя при разгоне колеб-

лется с частотой 1 Гц и суммарной амплитудой подпрыгивания и галопирования 0,00001 м. Со временем амплитуды колебаний уменьшаются и начинается обычный процесс разгона поезда, при котором крутильные колебания увеличиваются с ростом скорости.

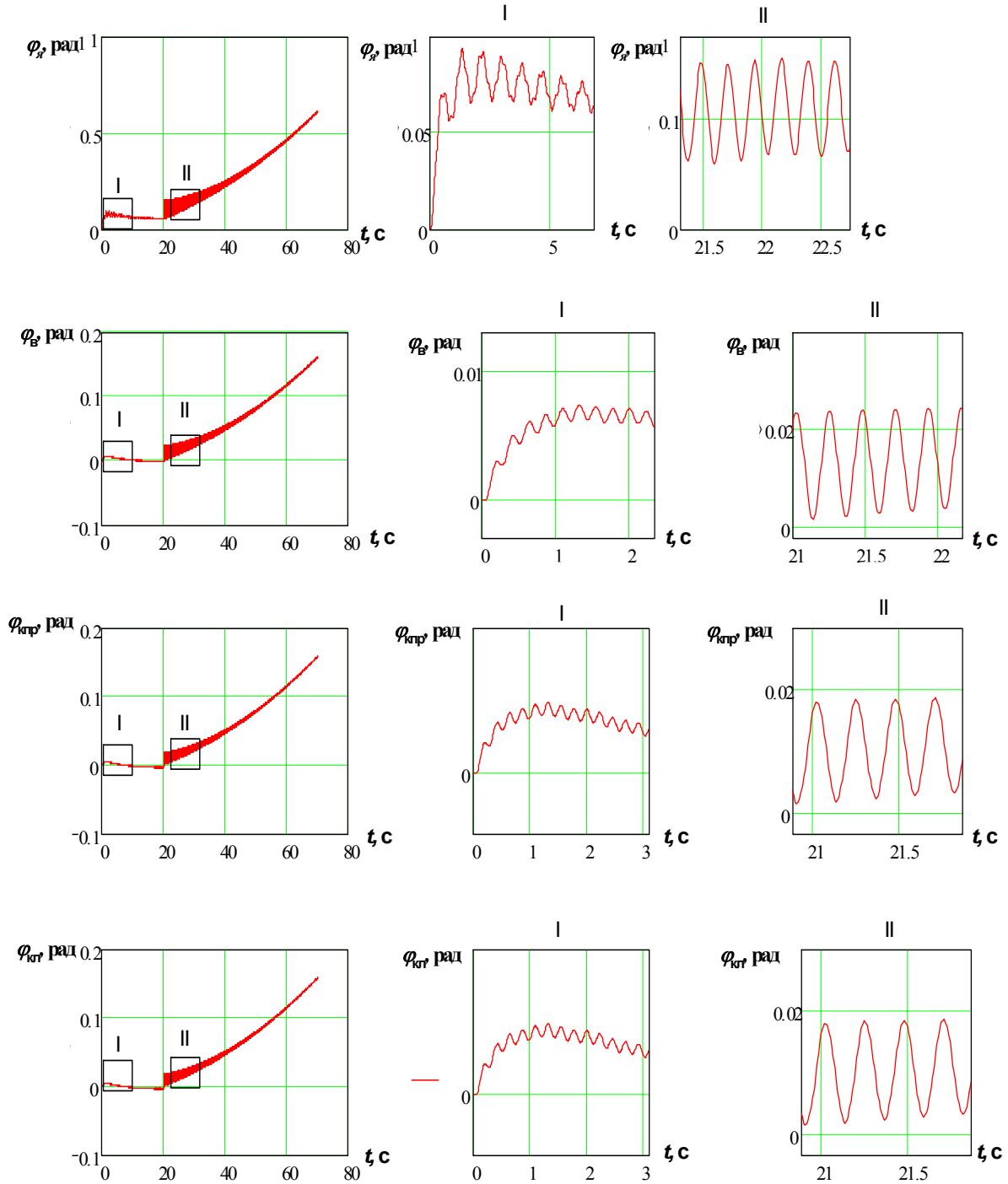


Рис. 2. Зависимость $\phi_{\text{я}}$, $\phi_{\text{в}}$, $\phi_{\text{кпр}}$, $\phi_{\text{кл}}$ от времени t при срыве сцепления

Значение амплитуды и частоты в нормальном режиме и при срыве сцепления

Координата	Единица измерения	До срыва сцепления	Срыв сцепления	Парциальные
	Амплитуда			
	Частота			
Якорь	Рад	0,00093 / 0,00014	0,00045	-
	Гц	1 / 30,06	85,46	45,22
Полый вал	Рад	-	0,0000034	-
	Гц	-	12,02	105,12
Правое колесо	рад	-	$(6,3 / 4,7 / 2,5)10^{-7}$	-
	Гц	-	2,05 / 12 / 70,42	68,70
Левое колесо	рад	-	0,000029	-
	Гц	-	22,7	63,41
Корпус тягового двигателя	м	0,00001	0,000017	-
	Гц	1	1,34	17,65

Примечание: В числителе приведены значения высшей собственной частоты вертикальных колебаний тележки, а в знаменателе – низшей крутильных колебаний

Срыв сцепления моделируется в момент времени $t = 20$ с путём снижения коэффициента сцепления при наезде правого колеса на масляное пятно. В этот момент времени наблюдается резкий скачок амплитуды крутильных колебаний и дальнейшее плавное её увеличение с частотой большей, чем при трогании и разгоне. При этом частота колебаний якоря увеличивается с 30,06 до 85,46 Гц, а амплитуда – с 0,00014 до 0,00045 рад, частота крутильных колебаний полого вала становится равной $f=12,02$ Гц ($\varphi_v=3,4 \cdot 10^{-6}$ рад). Резко возрастают при срыве сцепления также и частоты правого

и левого колёс колёсной пары до 70,2 Гц и 22,7 Гц соответственно. На корпусе тягового двигателя после срыва сцепления частота колебаний возрастает незначительно с 1 до 1,34 Гц. В процессе расчета вычислялись также относительные скольжения по формуле (2) и были построены расчётные зависимости силы сцепления $F_{\text{сцпр}}$ и относительного скольжения правого колеса $\varepsilon_{\text{пр}}$ от времени t , а также $F_{\text{сцпр}}$ от $\varepsilon_{\text{пр}}$ (рис. 3, 4). Для построения кривых на рис. 4 значения $\varepsilon_{\text{пр}}$ и $F_{\text{сцпр}}$ измерялись на рис. 3 в одинаковые моменты времени.

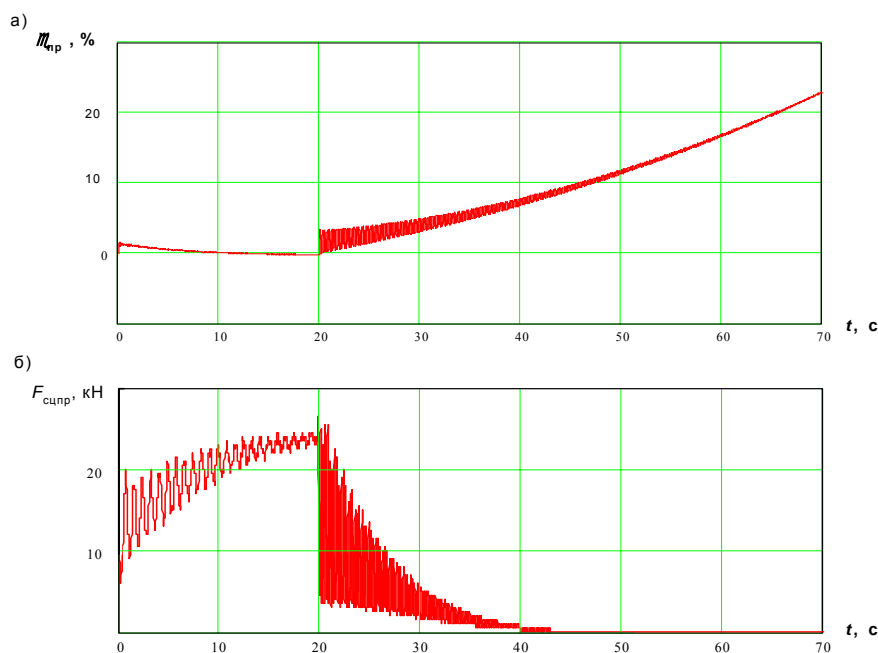


Рис. 3 Зависимость относительного скольжения правого колеса по рельсу (а) и силы сцепления правого колеса (б) от времени

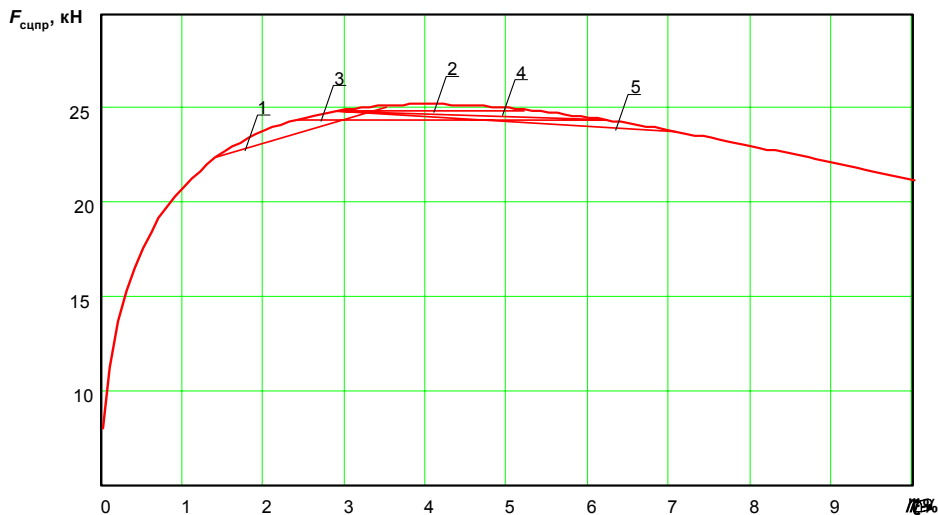


Рис. 4 Зависимость силы сцепления правого колеса от скорости относительного скольжения правого колеса по рельсу

Как видно из этих рисунков, при срыве сцепления происходит резкое увеличение скорости относительного скольжения правого колеса по рельсу, а, следовательно, и снижение коэффициента сцепления. При постоянной силе тяги сила сцепления колеса с рельсом начинает уменьшаться, но срыв сцепления происходит не сразу, а после нескольких циклов срыва и восстановления сцепления по кривым 1...5 (рис. 4). С возрастанием номера кривой происходит всё большее падение значения коэффициента сцепления, пока колесо окончательно не срывается на буксование.

Полученные данные показывают, что срыв сцепления для привода 3 класса одноосной моторной тележки электропоезда происходит при частоте колебаний правого колеса $f=70,42$ Гц, но они не оказывают влияния на колебания остова тягового электродвигателя. Это видно из табл. 2, согласно которой частота колебаний остова двигателя как до срыва сцепления, так и после него практически не изменяется. Таким образом, рассматриваемая модель вертикальных колебаний моторного вагона электропоезда и крутильных колебаний колёсно-моторного блока первой тележки соответствует общим представлениям о характере соответствующих

процессов и свидетельствует о том, что при трогании поезда срыва сцепления не наблюдается. Следовательно, предлагаемая осевая схема вагона на четырёх одноосных тележках обладает удовлетворительными сцепными свойствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Механическая часть тягового подвижного состава: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / И.В. Бирюков, А.Н. Савоськин, Г.П. Бурчак и др.; Под ред. И.В. Бирюкова. – М.; Транспорт, 1992. – 440 с.
2. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом. – Киев: «ВПОЛ», 1993. – 448 с.
3. Савоськин А.Н., Сердобинцев Е.В., Мурзин Р.В. Исследование вынужденных колебаний моторного вагона электропоезда с целью выбора параметров рессорного подвешивания одноосной тележки // Труды МИИТ. – 2002.
4. Островский В.С., Савоськин А.Н., Сурков Д.А. Влияние крутильных колебаний в колёсно-моторном блоке на процессы срыва сцепления колёс локомотива с рельсами // Труды МИИТ, 1997. – 103 с.
5. Одноосная тележка рельсового транспортного средства. Патент РФ № 2209741 от 10.08.03. Оpubл. В БИ №22 2003г.