

С. Н. Коржов, П. А. Поляков, И. А. Яицков

МЕТОД РАСЧЕТА НОРМАЛЬНЫХ И ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ СИЛОВЫХ ФАКТОРОВ В ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВАХ С КЛЕЩЕВЫМ МЕХАНИЗМОМ ПРИ ДВИЖЕНИИ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА НА КРИВЫХ УЧАСТКАХ ПУТИ

Аннотация. Увеличение скорости движения подвижного состава для перевозки пассажиров предполагает повышенные требования к системам, обеспечивающим безопасность. Методы расчета современного тормозного оборудования электропоездов усредняют технические характеристики тормозной системы и не учитывают движение на кривых участках железнодорожного полотна, когда эффективность работы силовых устройств минимальна. Проведенное исследование позволяет скорректировать процесс расчета тормозного оборудования для участков со сложным рельефом. Рассматривая данные особенности смещения центров давления во фрикционных узлах, возможно учитывать неравномерность вклада каждой колодки тормозных устройств дисково-колодочного типа в общую тормозную силу всего подвижного состава. Полученные зависимости дают возможность учитывать влияние характеристик подвески тележек на величину неравномерности нормальных и тангенциальных сил как вагона в целом, так и для каждой отдельной колесной пары. На основании проведенного исследования сформулированы два возможных направления решения выявленной проблемы: увеличение жесткости подвески вагона, что ухудшит комфортабельность перевозки пассажиров, и усовершенствование конструкции тормозных устройств, что позволит выровнять нормальные силы по площади колодок и снизить неравномерность вклада каждой колодки колесных пар подвижного состава.

Ключевые слова: торможение, тормозное устройство, клещевой механизм, нормальная сила, нормальные и тангенциальные силы.

Для цитирования: Коржов, С. Н. Метод расчета нормальных и тангенциальных силовых факторов в тормозных устройствах с клещевым механизмом при движении электропоезда на кривых участках пути / С. Н. Коржов, П. А. Поляков, И. А. Яицков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2026. – № 1. – С. 110–120. – DOI 10.46973/0201-727X_2026_1_110.

Введение

В исследовании [1] с использованием метода реверсивного инжиниринга получена 3D-модель тормозной колодки железнодорожного подвижного состава для дальнейшего определения радиуса трения поверхности качения обода колесной пары. В работе [2] предложена модель комбинированного торможения с использованием гибридных конструкций тормозных систем. Исследователи пришли к выводу, что применение гибридных тормозных систем позволит увеличить максимальную безопасную скорость движения подвижного состава. В статье [3] рассматривались модели с различным количеством пневматических труб для наполнения тормозных цилиндров системы обеспечения работы остановкой подвижного состава. В результате было выявлено, что двухтрубная тормозная система позволяет развивать значительно больший тормозной эффект, чем однотрубная тормозная система при аналогичном техническом состоянии пневматической системы поезда. Как следствие, при новом способе организации питания запасного резервуара наблюдается значительное сокращение времени подготовки тормозов к действию, а также сокращение длины полного тормозного пути. В диссертации [4] рассмотрена рациональная конструкция тормозного устройства дисково-колодочного типа для компенсации неравномерности износа по площади тормозных колодок. Это достигается компенсацией подвижностей колесной пары при прохождении кривых участков с малыми радиусами. В результате опытного образца клиновидный износ снижался до нуля при применении тормозного устройства с модернизированной конструкцией клещевого механизма. В статье [5] представлен метод оценки толщины тормозных колодок железнодорожного дискового тормоза на основе результатов параметризации частотно-временной карты вибраций во фрикционном узле тормоза. В качестве инструмента частотно-временного выделения вибрационного сигнала были предложены методы частотно-временного анализа. Авторы описали алгоритм метода и привели пример его применения для выделения компонентов сигнала, связанных с процессом торможения. В результате параметризации карты были получены значения, коррелирующие с толщи-

ной дискового тормоза. В диссертационной работе [6] проводились исследования, связанные с экстремальным торможением, возникающими температурными воздействиями, усталостью от контакта при качении и износом тормозных компонентов. Цель работы состояла в том, чтобы определить допустимые диапазоны термомеханического воздействия на обод колеса при взаимодействии с колодочным тормозом, при которых не наступает повреждений обода колесной пары. Температурные поля на поверхностях катания колесных пар были исследованы в ходе стендовых испытаний и в натурных условиях. Результаты этих исследований показывают, что температурное поле может привести к образованию серьезных длинноволновых неоднородностей, которые могут привести к повышению уровня остаточных напряжений в колесе. Показано, что термическая деструкция, которой подвергается перлитная сталь, существенно влияет на механическую прочность материала, вызывая пластификацию поверхности прокатки. Работа с численными моделями была сосредоточена как на калибровке характеристик материала, используемого в модели, для точного и стабильного моделирования поведения, наблюдаемого в экспериментах, так и на ее последующем использовании для изучения предполагаемых сценариев торможения. В диссертации рассматриваются как моделирование торможения колодочным тормозом при высоких тормозных нагрузках, так и контакта при качении при повышенных температурах после процесса торможения. В статье [7] определялись зоны перегрева на поверхностях тормозных дисков. Зоны имели различную микроструктуру и механические свойства, а термические искажения вблизи них приводили к циклическим растягивающим и сжимающим напряжениям. Эти напряжения могут вызывать появление радиальных, трещиноватых и кольцевых усталостных трещин. Быстрый рост термических трещин представляет серьезную угрозу для безопасности эксплуатации поездов, которая в настоящее время линейно возрастает с увеличением скорости. В статье [8] были сделаны следующие выводы: в процессе торможения поезда самовозбуждающиеся колебания присутствуют на всех этапах работы колодочного тормоза; тормозные колодки следует крепить к раме с помощью винтов, проходящих через колодку, а не четырех винтов, расположенных параллельно ободу колесной пары.

Проанализировав результаты предшествующих исследований, можно сделать вывод, что исследования в области тормозных устройств являются достаточно насыщенными по содержанию. Но при этом в исследованиях недостаточно внимания уделяют механической части тормозного оборудования, а именно, клещевому механизму тормозного устройства дисково-колодочного типа. Строение тормозного устройства с клещевым механизмом является крайне сложной по настройке системой, управлять которой проблематично ввиду размещения отдельных элементов на двух разнесенных узлах ходовой части вагона. Клещевой механизм закреплен жестко на раме тележки, что предполагает относительное перемещение с другой частью устройства – тормозным диском, который зафиксирован на колесной паре. В результате торможения тележка поезда продолжает двигаться по инерции, тогда как колесная пара испытывает сопротивление при трении качения. Относительные перемещения двух элементов фрикционного узла образуют неравномерность нагружения отдельных участков колодки, что приводит к дискретному износу по всей площади колодки. В связи с чем тормозная сила для каждого вагона образовывается стохастически имеющимся количеством тормозных устройств. Для систематизации и выравнивания нагрузки между тормозными устройствами важно разработать метод определения нормальных силовых факторов для каждой пары трения тормозного оборудования вагона. Для решения выявленной проблемы приведена математическая модель для определения нормальных и тангенциальных сил при движении подвижного состава по кривому участку, который является частным случаем при рассмотрении неравномерности распределения тормозной силы подвижного состава.

Материалы и методы

Для торможения на ровном участке существуют принятые методики для определения тормозных сил для тормозных устройств дисково-колодочного типа с клещевым механизмом, которые позволяют определять другие параметры тормозного процесса. Рассмотрим для примера расчетную схему тормозного устройства, находящегося в стационарном состоянии, при работе стояночной системы торможения электропоезда (рис. 1). Колодки прижаты к рабочим поверхностям тормозного диска по всей своей рабочей поверхности так, что нормальные силы выполнены как сосредоточенные в точках наибольшего давления тормозного привода на поверхности фрикционного узла. Как видно из расчетной схемы, нормальные силы распределяются равномерно по всей площади колодки. Если рассматривать идеализированную модель (без наличия дефектов тормозного оборудования и тележки вагона), то нормальные силы будут одинаково вносить вклад в удержание колесной пары в статичном положении. Радиус положения центра давления будет одинаков только в случае одинакового износа на всех тормозных колодках колесной пары. При торможении в процессе движения по прямолинейному участку

радиусы каждой пары торможения могут отличаться, что незначительно должно вносить различный вклад в тормозную силу каждым фрикционным узлом.

Тормозная сила для стационарного состояния колесной пары рассчитывается из зависимости:

$$B_r = n f N r / R, \quad (1)$$

где n – количество взаимодействующих пар тормозного устройства; N – нормальная сила в контакте фрикционного узла, Н; f – коэффициент трения в паре тормоза, r – радиус положения центра давления во фрикционном узле [9], м; R – радиус поверхности катания колесной пары, м.

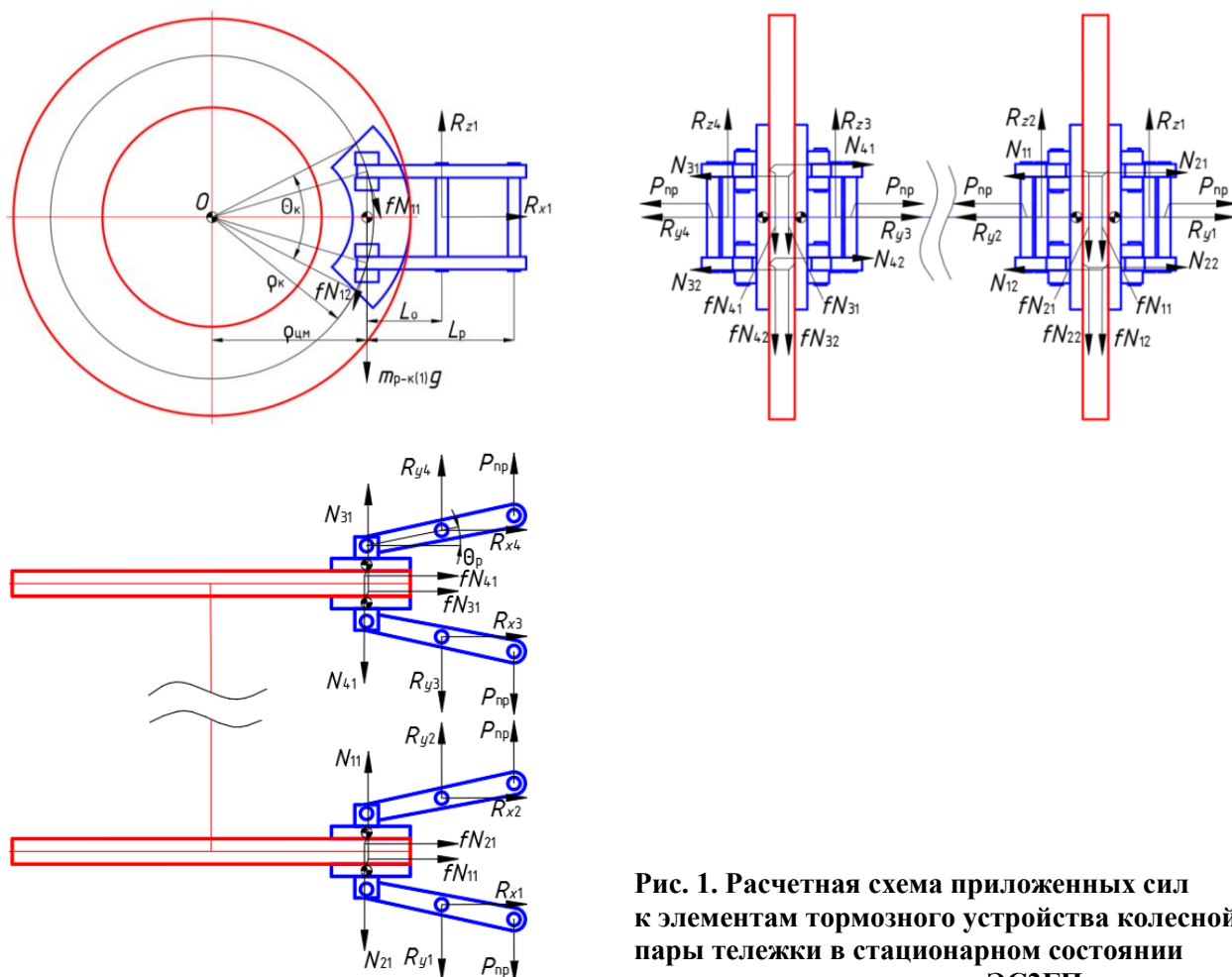


Рис. 1. Расчетная схема приложенных сил к элементам тормозного устройства колесной пары тележки в стационарном состоянии на примере электропоезда ЭС2ГП

При движении на кривых участках колесные пары каждой тележки накрываются из-за кривизны железнодорожного полотна, тележка вагона вместе с кузовом также накрываются, при этом углы крена для колесных пар и тележки не равны друг другу. Это возможно благодаря отсутствию жесткой связи между тележкой и колесными парами. При торможении на кривых участках тележки электропоезда нагружены неравномерно нормальными нагрузками, в результате в тележках наблюдаются, помимо крена рамы, продольный наклон и рыскание, в результате клещевые механизмы, закрепленные на раме тележки, смещаются относительно рабочих поверхностей дисков, что вызывает изменение радиуса положения центра давления для каждого фрикционного узла. Относительный крен тележек и колесных пар приводит к смещению нормальных сил в каждой паре фрикционного узла к краям тормозных колодок. Рассмотрим расчетные схемы тормозных устройств каждой из колесных пар тележек при торможении на кривом участке пути (левый поворот).

Передняя колесная пара испытывает наибольшую нагрузку от распределенного веса вагона электропоезда при торможении. Продольный крен тележки заставляет смещаться тормозную колодку ниже оси вращения колесной пары O , что отображено на рис. 2.

В качестве допущений элементы тормозного устройства будут рассматриваться как абсолютно-жесткие тела. Для описания перемещения колодки воспользуемся центром окружности, проходящей через центры передачи нормальных сил от привода к колодкам, обозначенным O_1 . При стационарном

положении центры окружностей передачи нормальных сил от привода к колодкам и ось вращения колесной пары совпадают и обозначены точкой O .

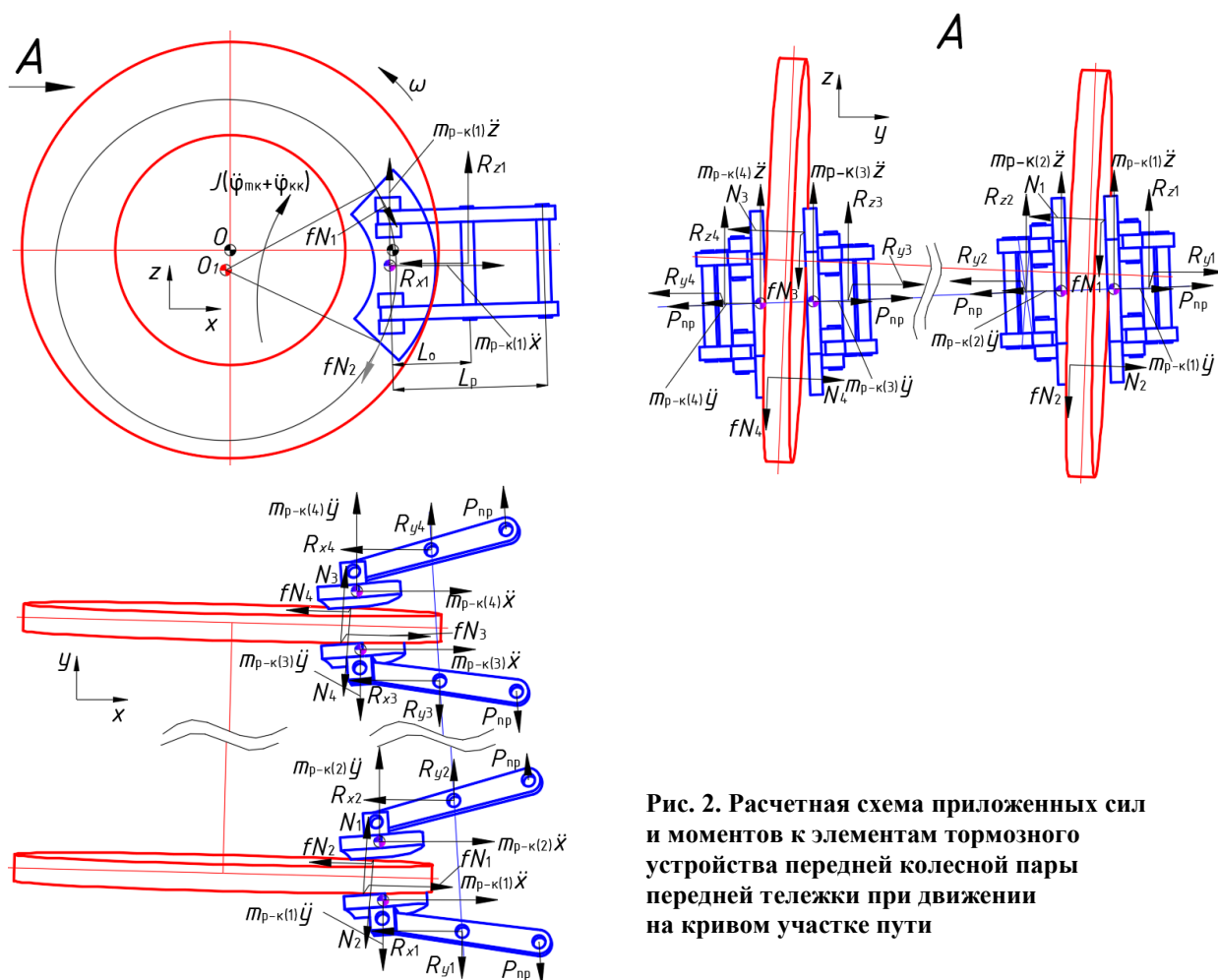


Рис. 2. Расчетная схема приложенных сил и моментов к элементам тормозного устройства передней колесной пары передней тележки при движении на кривом участке пути

В результате торможения центр вращения i -й тормозной колодки O_1 смещается относительно центра вращения колесной пары на величины $\Delta x_{\text{цм}i}, \Delta z_{\text{цм}i}$. В поперечном плане тормозные колодки нечетной стороны клещевых механизмов тормозных устройств передней колесной пары взаимодействуют верхними краями с рабочими поверхностями диска. В результате нормальные и тангенциальные силы $N_{1(3)} fN_{1(3)}$ смещаются вверх по вертикальной оси, тогда как нормальные и тангенциальные силы четных колодок $N_{2(4)} fN_{2(4)}$ наоборот смещаются к нижнему краю.

Составим систему уравнений сил и моментов, действующих для нечетных и четных сторон тормозных устройств передней колесной пары:

– нечетной системы

$$\left\{ \begin{aligned} \sum_{i=1}^n F_Z : m_{\text{п-к}(1(3))} \ddot{z} + R_{z1(3)} + N_{1(3)} \sin \varphi_{\text{ко}} \sin \varphi_{\text{тт}} - fN_{1(3)} \cos \varphi_{\text{ко}} \cos (\Theta_{\text{к}} + \varphi_{\text{тт}}) + \\ + P_{\text{пп}} \sin \varphi_{\text{кт}} \sin \varphi_{\text{тт}} = 0; \\ \sum_{i=1}^n F_X : m_{\text{п-к}(1(3))} \ddot{x} - R_{x1(3)} + N_{1(3)} \sin \varphi_{\text{по}} \cos \varphi_{\text{тт}} + fN_{1(3)} \cos \varphi_{\text{по}} \sin (\Theta_{\text{к}} + \varphi_{\text{тт}}) + P_{\text{пп}} \sin \varphi_{\text{рт}} \cos \varphi_{\text{тт}} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{OY} : J_{\text{п-к}(1(3))} (\ddot{\varphi}_{\text{тк}} + \ddot{\varphi}_{\text{кк}}) - m_{\text{п-к}(1(3))} \ddot{z} \left[\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{рт}} \cos \varphi_{\text{тт}} - \Delta x_{\text{цм}1(3)} \right] - \\ - m_{\text{п-к}(1(3))} \ddot{x} \left[\Delta z_{\text{цм}1} - \rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{рт}} \sin \varphi_{\text{тт}} \right] - R_{z1(3)} \left[(\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{рт}} + L_o \cos \Theta_{\text{п}}) \cos \varphi_{\text{тт}} - \Delta x_{\text{цм}1(3)} \right] - \\ + R_{x1(3)} \left[\Delta z_{\text{цм}1(3)} - (\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{рт}} + L_o \cos \Theta_{\text{п}}) \sin \varphi_{\text{тт}} \right] - \\ - P_{\text{пп}} \sin \varphi_{\text{кт}} \sin \varphi_{\text{тт}} \left[(\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{рт}} + L_p \cos \Theta_{\text{п}}) \cos \varphi_{\text{тт}} - \Delta x_{\text{цм}1(3)} \right] - \dots \end{aligned} \right.$$

$$\left\{ \begin{aligned} & \dots \\ & -P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} \cos \varphi_{\text{пр}} \left[\Delta z_{\text{цм1}(3)} - (\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} + L_p \cos \Theta_p) \sin \varphi_{\text{пр}} \right] - \\ & -N_{1(3)} \sin \varphi_{\text{ко}} \sin \varphi_{\text{пр}} \left[\rho_k \cos(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм1}(3)} \right] + \\ & + N_{1(3)} \sin \varphi_{\text{по}} \cos \varphi_{\text{пр}} \left[\rho_k \sin(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta z_{\text{цм1}(3)} \right] + \\ & + f N_{1(3)} \cos \varphi_{\text{ко}} \cos(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \left[\rho_k \cos(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм1}(3)} \right] + \\ & + f N_{1(3)} \cos \varphi_{\text{по}} \sin(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \left[\rho_k \sin(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta z_{\text{цм1}(3)} \right] = 0; \end{aligned} \right. \quad (2)$$

– четной системы

$$\left\{ \begin{aligned} & \sum_{i=1}^n F_Z : m_{\text{p-k}(2(4))} \ddot{z} + R_{z2(4)} - N_{2(4)} \sin \varphi_{\text{ко}} \sin \varphi_{\text{пр}} - f N_{2(4)} \cos \varphi_{\text{ко}} \cos(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) - \\ & - P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} = 0; \\ & \sum_{i=1}^n F_X : m_{\text{p-k}(2(4))} \ddot{x} - R_{x2(4)} - N_{2(4)} \sin \varphi_{\text{по}} \cos \varphi_{\text{пр}} - f N_{2(4)} \cos \varphi_{\text{по}} \sin(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) - P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} \cos \varphi_{\text{пр}} = 0; \\ & \sum_{i=1}^n M_{OY} : J_{\text{p-k}(2(4))} (\ddot{\varphi}_{\text{тк}} + \ddot{\varphi}_{\text{кк}}) - m_{\text{p-k}(2(4))} \ddot{z} \left[\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм2}} \right] - \\ & - m_{\text{p-k}(2(4))} \ddot{x} \left[\Delta z_{\text{цм2}(4)} - \rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} \right] - R_{z2(4)} \left[(\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм2}} \right] + \\ & + R_{x2(4)} \left[\Delta z_{\text{цм2}(4)} - (\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{\text{пр}} \right] + \\ & + P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} \left[(\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} + L_p \cos \Theta_p) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм2}(4)} \right] + \\ & + P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{пр}} \cos \varphi_{\text{пр}} \left[\Delta z_{\text{цм2}(4)} - (\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} + L_p \cos \Theta_p) \sin \varphi_{\text{пр}} \right] - \\ & + N_{2(4)} \sin \varphi_{\text{ко}} \sin \varphi_{\text{пр}} \left[\rho_k \cos(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм2}(4)} \right] - \\ & + N_{2(4)} \sin \varphi_{\text{по}} \cos \varphi_{\text{пр}} \left[\rho_k \sin(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} + \Delta z_{\text{цм2}(4)} \right] + \\ & + f N_{2(4)} \cos \varphi_{\text{ко}} \cos(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) \left[\rho_k \cos(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм2}(4)} \right] + \\ & + f N_{2(4)} \cos \varphi_{\text{по}} \sin(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) \left[\rho_k \sin(\Theta_k - \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} + \Delta z_{\text{цм2}(4)} \right] = 0; \end{aligned} \right. \quad (3)$$

где $m_{\text{p-k}(i)}$, $J_{\text{p-k}(i)}$ – массы и моменты инерции i -х рычагов и колодок тормозных устройств колесной пары, соответственно, кг, кг/м²; $\ddot{z}$, $\ddot{x}$ – линейные ускорения колодки в соответствующих осях декартовых координат, м/с²; R_{zi} , R_{xi} – вертикальная и продольные реакции i -го фрикционного узла тормозных устройств, Н; $\varphi_{\text{ко}}$, $\varphi_{\text{по}}$ – углы крена и рыскания колесной пары, град.; $\varphi_{\text{пр}}$, $\varphi_{\text{кт}}$, $\varphi_{\text{рт}}$ – углы тангажа, крена и рыскания тележки, град.; Θ_k – угол обхвата колодки, град.; $P_{\text{пр}}$ – усилие привода, Н; $\ddot{\varphi}_{\text{тк}}$, $\ddot{\varphi}_{\text{кк}}$ – угловые ускорения колодки относительно продольной и поперечной осей тележки; с⁻²; $\rho_{\text{цм}}$ – радиус окружности, проведенной через центры масс колодок, м; ρ_k – радиус окружности, проведенной через центры приложения нормальных и тангенциальных сил во фрикционных узлах тормозного устройства, м.

В результате преобразования нормальные силы для нечетной и четной сторон тормозных устройств определяются из зависимостей:

$$N_{1(3)} = \frac{\left[J_{\text{p-k}(3)} (\ddot{\varphi}_{\text{тк}} + \ddot{\varphi}_{\text{кк}}) + m_{\text{p-k}(3)} \ddot{z} L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{\text{пр}} + m_{\text{p-k}(3)} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{\text{пр}} + \right. \\ \left. + P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{кт}} \sin \varphi_{\text{пр}} (L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{\text{пр}} - L_p \cos \Theta_p \cos \varphi_{\text{пр}}) + \right. \\ \left. + P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{рт}} \cos \varphi_{\text{пр}} (L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{\text{пр}} - L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{\text{пр}}) \right]}{\left[\begin{aligned} & (f \cos \varphi_{\text{ко}} \cos[\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}] - \sin \varphi_{\text{ко}} \sin \varphi_{\text{пр}}) \left(\left[(\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм1}(3)} \right] - \right. \\ & \left. - \left[\rho_k \cos(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta x_{\text{цм1}(3)} \right] \right) - \\ & - (\sin \varphi_{\text{по}} \cos \varphi_{\text{пр}} + f \cos \varphi_{\text{по}} \sin[\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}]) \left(\left[\Delta z_{\text{цм1}(3)} - (\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{пр}} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{\text{пр}} \right] + \right. \\ & \left. \left[\rho_k \sin(\Theta_k + \varphi_{\text{пр}}) \cos \varphi_{\text{пр}} - \Delta z_{\text{цм1}(3)} \right] \right) \end{aligned} \right]}. \quad (4)$$

$$N_{2(4)} = \begin{bmatrix} J_{p-k(2(4))} (\ddot{\varphi}_{TK} + \ddot{\varphi}_{KK}) + m_{p-k(2(4))} \ddot{z} L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} + m_{p-k(2(4))} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} + \\ + P_{np} \sin \varphi_{KT} \sin \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT}) + \\ + P_{np} \sin \varphi_{PT} \cos \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT}) \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} (\sin \varphi_{KO} \sin \varphi_{TT} + f \cos \varphi_{KO} \cos [\Theta_K - \varphi_{TT}]) \left(\begin{bmatrix} (\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{TT} - \Delta x_{UM2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \rho_K \cos (\Theta_K - \varphi_{TT}) \cos \varphi_{PT} - \Delta x_{UM2(4)} \end{bmatrix} \right) \\ (\sin \varphi_{PO} \cos \varphi_{TT} + f \cos \varphi_{PO} \sin [\Theta_K - \varphi_{TT}]) \left(\begin{bmatrix} \Delta z_{UM2(4)} - (\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{TT} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \rho_K \sin (\Theta_K - \varphi_{TT}) \cos \varphi_{KT} + \Delta z_{UM2(4)} \end{bmatrix} \right) \end{bmatrix}$$

Рассмотрим расчетные схемы приложенных сил к элементам тормозных устройств остальных колесных пар передней и задней тележек. Используя аналогичные системы уравнений сил и моментов, действующих на нечетные и четные пары трения тормозных устройств, запишем нормальные силы для каждой из сторон фрикционного узла.

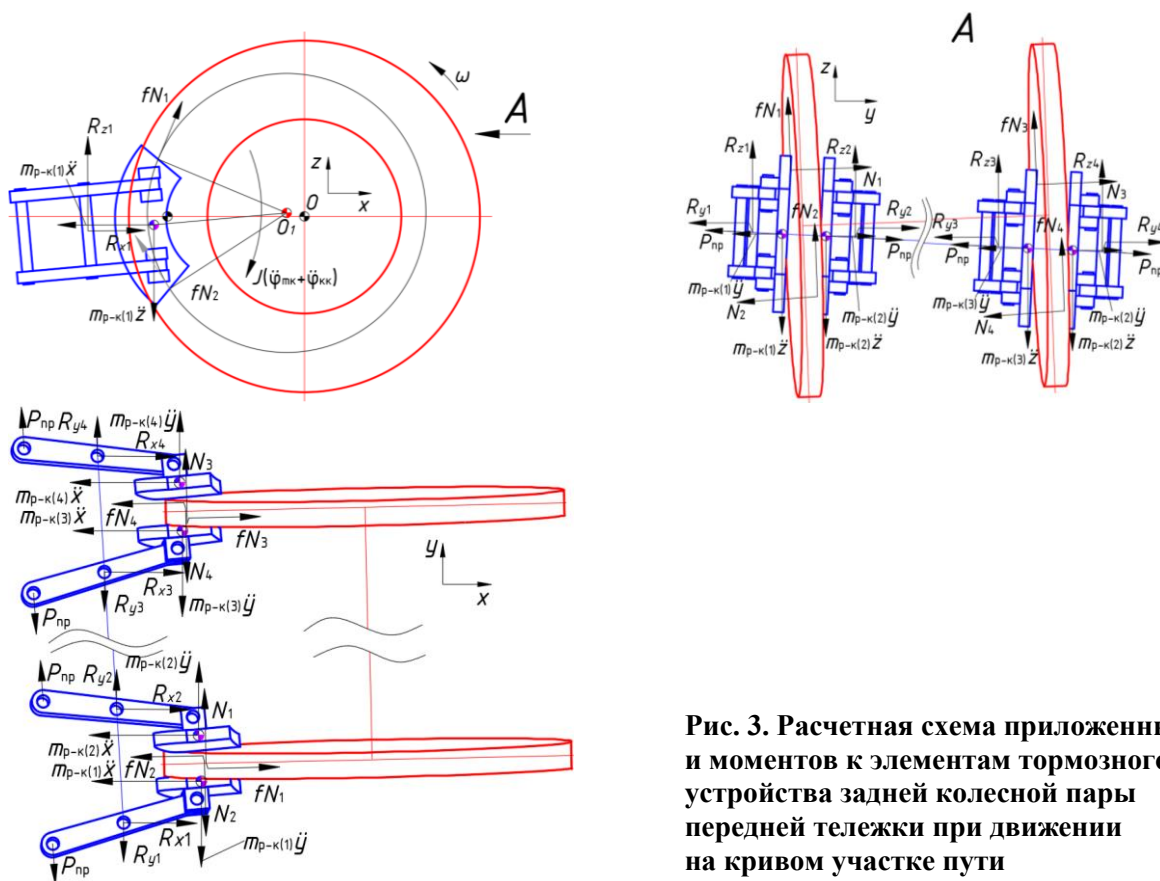


Рис. 3. Расчетная схема приложенных сил и моментов к элементам тормозного устройства задней колесной пары передней тележки при движении на кривом участке пути

$$N_{1(3)} = \begin{bmatrix} J_{p-k(1(3))} (\ddot{\varphi}_{TK} + \ddot{\varphi}_{KK}) + m_{p-k(1(3))} \ddot{z} L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - m_{p-k(1(3))} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} + \\ + P_{np} \sin \varphi_{KT} \sin \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT}) + \\ + P_{np} \sin \varphi_{PT} \cos \varphi_{TT} (L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} - L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT}) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} -(\sin \varphi_{PO} \cos \varphi_{TT} - f \cos \varphi_{PO} \sin [\Theta_K - \varphi_{TT}]) \left(\begin{bmatrix} \rho_K \sin (\Theta_K - \varphi_{TT}) \cos \varphi_{KT} + \Delta z_{UM1(3)} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{TT} - \Delta z_{UM1} \end{bmatrix} \right) \\ +(\sin \varphi_{KO} \sin \varphi_{TT} + f \cos \varphi_{KO} \cos [\Theta_K - \varphi_{TT}]) \left(\begin{bmatrix} (\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{TT} + \Delta x_{UM1(3)} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \rho_K \cos (\Theta_K - \varphi_{TT}) \cos \varphi_{PT} + \Delta x_{UM1(3)} \end{bmatrix} \right) \end{bmatrix}$$

$$N_{2(4)} = \frac{\left[J_{p-k(2(4))} (\ddot{\varphi}_{TK} + \ddot{\varphi}_{KK}) + m_{p-k(2(4))} \ddot{z} L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - m_{p-k(2(4))} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{KT} \sin \varphi_{TT} (L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - L_p \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT}) + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{PT} \cos \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT}) \right]}{\left[(f \cos \varphi_{KO} \cos (\Theta_K + \varphi_{TT}) - \sin \varphi_{KO} \sin \varphi_{TT}) \left(\left[(\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{TT} + \Delta x_{UM2(4)} \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - [\rho_K \cos (\Theta_K + \varphi_{TT}) \cos \varphi_{PT} + \Delta x_{UM2(4)}] \right) \right] + \\ \left. + (f \cos \varphi_{PO} \sin [\Theta_K + \varphi_{TT}] - \sin \varphi_{PO} \cos \varphi_{TT}) \left(\left[(\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{TT} - \Delta z_{UM2(4)} \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - [\rho_K \sin (\Theta_K + \varphi_{TT}) \cos \varphi_{KT} - \Delta z_{UM2(4)}] \right) \right]}. \quad (7)$$

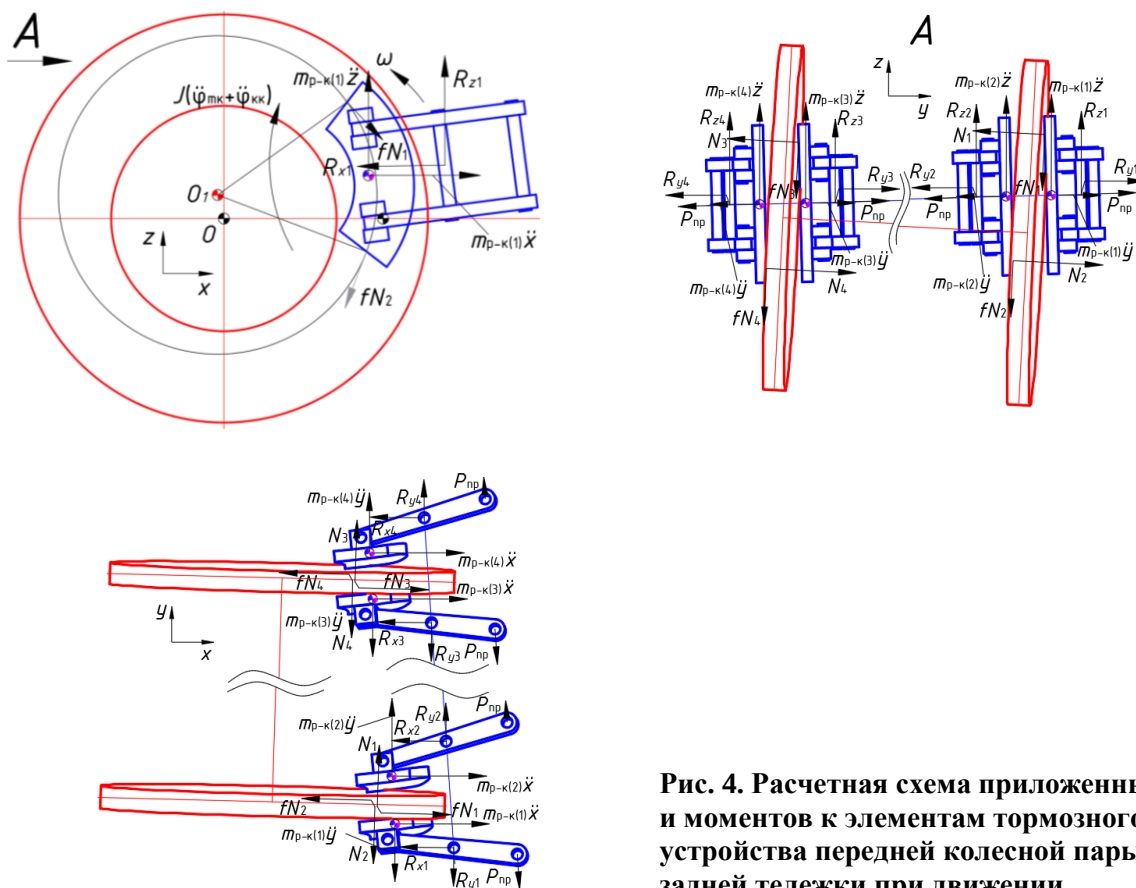


Рис. 4. Расчетная схема приложенных сил и моментов к элементам тормозного устройства передних колесной пары задней тележки при движении на кривом участке пути

Нормальные силы для нечетной и четной сторон фрикционного узла:

$$N_{1(3)} = \frac{\left[J_{p-k(1(3))} (\ddot{\varphi}_{TK} + \ddot{\varphi}_{KK}) + m_{p-k(1(3))} \ddot{z} L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - m_{p-k(1(3))} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{KT} \sin \varphi_{TT} (L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - L_p \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT}) + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{PT} \cos \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT}) \right]}{\left[(\sin \varphi_{PO} \cos \varphi_{TT} + f \cos \varphi_{PO} \sin [\Theta_K + \varphi_{TT}]) \left(\left[(\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{TT} + \Delta z_{UM1(3)} \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - [\rho_K \sin (\Theta_K + \varphi_{TT}) \cos \varphi_{KT} + \Delta z_{UM1(3)}] \right) \right] + \\ \left. + (f \cos \varphi_{KO} \cos [\Theta_K + \varphi_{TT}] - \sin \varphi_{KO} \sin \varphi_{TT}) \left(\left[(\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{TT} - \Delta x_{UM1(3)} \right] - \right. \right. \\ \left. \left. - [\rho_K \cos (\Theta_K + \varphi_{TT}) \cos \varphi_{PT} - \Delta x_{UM1(3)}] \right) \right]}. \quad (8)$$

$$N_{2(4)} = \frac{\left[J_{p-k(2(4))} (\ddot{\varphi}_{TK} + \ddot{\varphi}_{KK}) + m_{p-k(2(4))} \ddot{z} L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - m_{p-k(2(4))} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{KT} \sin \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT}) + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{PT} \cos \varphi_{TT} (L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} - L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT}) \right]}{\left(\sin \varphi_{KO} \sin \varphi_{TT} + f \cos \varphi_{KO} \cos [\Theta_K - \varphi_{TT}] \right) \left(\left[(\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{TT} - \Delta x_{UM2(4)} \right] - \right. \\ \left. - \left[(\rho_K \cos [\Theta_K - \varphi_{TT}] \cos \varphi_{PT}) - \Delta x_{UM2(4)} \right] \right) -} \\ - \left(\sin \varphi_{PO} \cos \varphi_{TT} + f \cos \varphi_{PO} \sin [\Theta_K - \varphi_{TT}] \right) \left(\left[(\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{TT} - \Delta z_{UM2(4)} \right] + \right. \\ \left. + \left[\rho_K \sin (\Theta_K - \varphi_{TT}) \cos \varphi_{KT} - \Delta z_{UM2(4)} \right] \right) \right]. \quad (9)$$

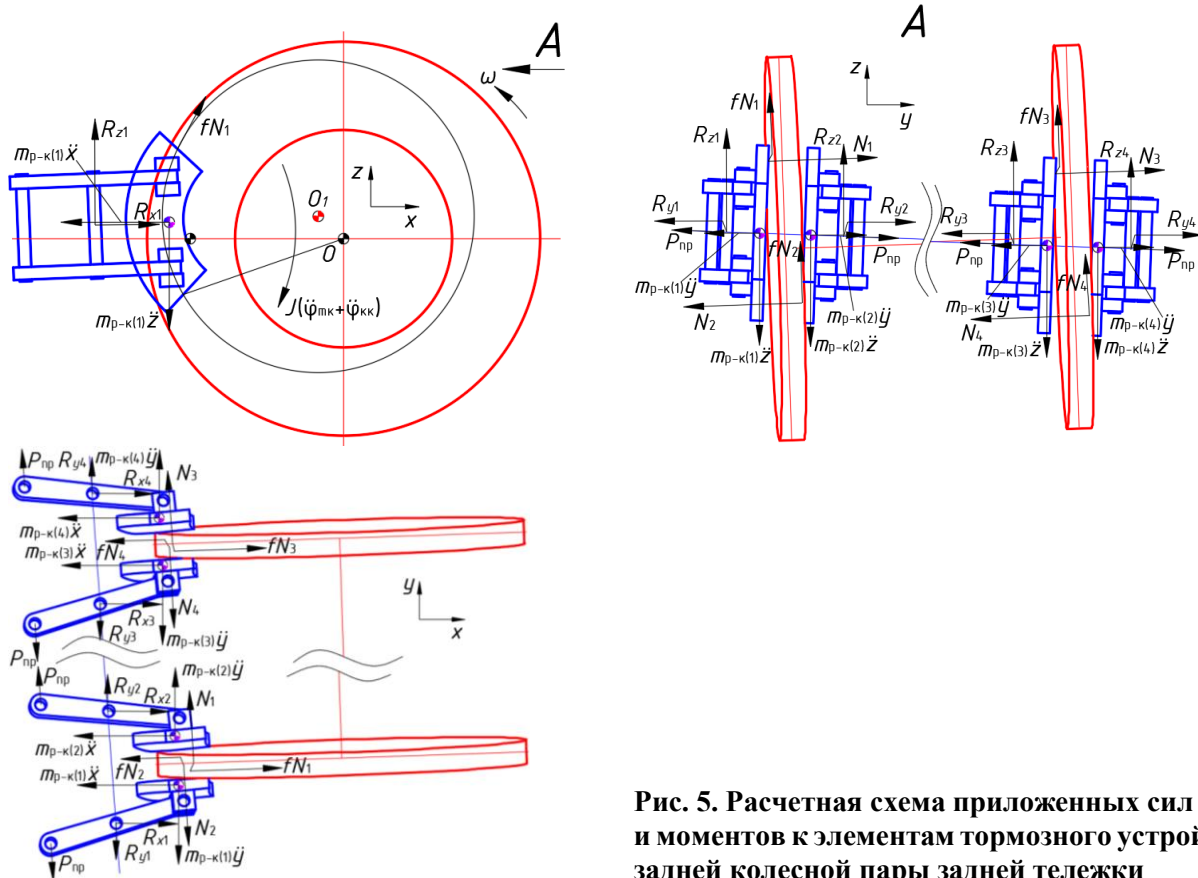


Рис. 5. Расчетная схема приложенных сил и моментов к элементам тормозного устройства задней колесной пары задней тележки при движении на кривом участке пути

$$N_{1(3)} = \frac{\left[J_{p-k(1(3))} (\ddot{\varphi}_{TK} + \ddot{\varphi}_{KK}) + m_{p-k(1(3))} \ddot{z} L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} + m_{p-k(1(3))} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{KT} \sin \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{TT}) + \right. \\ \left. + P_{np} \sin \varphi_{PT} \cos \varphi_{TT} (L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT} - L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{TT}) \right]}{\left(f \cos \varphi_{PO} \sin [\Theta_K - \varphi_{TT}] - \sin \varphi_{PO} \cos \varphi_{TT} \right) \left(\left[\Delta z_{UM1(3)} - (\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{TT} \right] - \right. \\ \left. - \left[\rho_K \sin [\Theta_K - \varphi_{TT}] \cos \varphi_{KT} + \Delta z_{UM1(2)} \right] \right) +} \\ + \left(\sin \varphi_{KO} \sin \varphi_{TT} + f \cos \varphi_{KO} \cos [\Theta_K - \varphi_{TT}] \right) \left(\left[(\rho_{UM} \cos \varphi_{PT} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{TT} + \Delta x_{UM1(3)} \right] - \right. \\ \left. - \left[\rho_K \cos (\Theta_K - \varphi_{TT}) \cos \varphi_{PT} + \Delta x_{UM1(3)} \right] \right) \right]. \quad (10)$$

$$N_{2(4)} = \frac{\left[J_{p-k(2(4))} (\ddot{\varphi}_{\text{TK}} + \ddot{\varphi}_{\text{KK}}) + m_{p-k(2(4))} \ddot{L}_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{\text{TT}} + m_{p-k(2(4))} \ddot{x} L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{\text{TT}} + \right. \\ \left. + P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{KT}} \sin \varphi_{\text{TT}} (L_o \cos \Theta_p \cos \varphi_{\text{TT}} - L_p \cos \Theta_p \cos \varphi_{\text{TT}}) + \right. \\ \left. + P_{\text{пр}} \sin \varphi_{\text{PT}} \cos \varphi_{\text{TT}} (L_p \cos \Theta_p \sin \varphi_{\text{TT}} - L_o \cos \Theta_p \sin \varphi_{\text{TT}}) \right]}{\left(f \cos \varphi_{\text{KO}} \cos [\Theta_K + \varphi_{\text{TT}}] - \sin \varphi_{\text{KO}} \sin \varphi_{\text{TT}} \right) \left(\left[(\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{PT}} + L_o \cos \Theta_p) \cos \varphi_{\text{TT}} + \Delta x_{\text{цм}2(4)} \right] - \right. \\ \left. - \left[(\rho_K \cos [\Theta_K - \varphi_{\text{TT}}] \cos \varphi_{\text{PT}}) + \Delta x_{\text{цм}2(4)} \right] \right) - \\ - \left(\sin \varphi_{\text{PO}} \cos \varphi_{\text{TT}} - f \cos \varphi_{\text{PO}} \sin [\Theta_K + \varphi_{\text{TT}}] \right) \left(\left[\Delta z_{\text{цм}2(4)} - (\rho_{\text{цм}} \cos \varphi_{\text{PT}} + L_o \cos \Theta_p) \sin \varphi_{\text{TT}} \right] + \right. \\ \left. + \left[\rho_K \sin (\Theta_K - \varphi_{\text{TT}}) \cos \varphi_{\text{KT}} + \Delta z_{\text{цм}2(4)} \right] \right)} \quad (11)$$

Отличия каждой из осей заключаются в величине и направлении смещения центра окружности приложения нормальных сил и направлениях тангенциальных сил. Учитывая зависимости (4–10), необходимо рассчитывать тормозную силу (1) для каждого вагона электропоезда следующим образом:

$$B_{\text{т}} = \sum_{i=1}^n f N_i r_i / R, \quad (12)$$

где $\sum_{i=1}^n N_i r_i$ – сумма произведений всех i -х нормальных сил на радиус их приложения, Нм.

Заключение

Проведенное исследование позволяет скорректировать процесс расчета для тормозного оборудования подвижного состава для участков со сложным рельефом. Рассматривая данные особенности смещения центров давления во фрикционных узлах, возможно учитывать неравномерность вклада каждой колодки тормозных устройств дисково-колодочного типа в общую тормозную силу, образованную тормозным оборудованием всего подвижного состава. Полученные зависимости дают возможность учитывать влияние технических характеристик подвески тележек на величину неравномерности нормальных и тангенциальных сил как вагона в целом, так и для каждой отдельной колесной пары. На основании проведенного исследования можно сформулировать два возможных направления решения выявленной проблемы: увеличение жесткости подвески вагона, что повлечет ухудшение комфортабельности перевозки пассажиров, и усовершенствование конструкции тормозных устройств, что позволит выровнять нормальные силы по площади тормозных колодок и снизить неравномерность вклада каждой колодки колесных пар вагона подвижного состава.

Список литературы

- 1 Иванов, П. Ю. Реверсивный инжиниринг в исследовании элементов тормозных систем / П. Ю. Иванов, Е. Ю. Дульский, Д. О. Емельянов // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. – 2023. – № 3 (59). – С. 80–86. – DOI 10.20291/2079-0392-2023-3-80-86.
- 2 Концепция альтернативной тормозной системы для подвижного состава / В. Е. Иноземцев, Д. Г. Евсеев, М. Ю. Куликов, А. В. Барышников // Транспортное машиностроение. – 2022. – № 10 (10). – С. 42–48. – DOI 10.30987/2782-5957-2022-10-42-48.
- 3 Сравнение длины тормозных путей грузового поезда с однотрубным и двухтрубным питанием тормозной системы / Д. В. Осипов, П. Ю. Иванов, А. А. Хамнаева, К. Е. Пронин // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2024. – Т. 21, № 1. – С. 156–168. – DOI 10.20295/1815-588X-2024-01-156-168.

References

- 1 Ivanov, P. Yu. Reverse engineering in the study of brake system elements / P. Yu. Ivanov, E. Yu. Dulsky, D. O. Yemelyanov // Herald of the Ural state university of railway transport. – 2023. – No. 3 (59). – P. 80–86. – DOI 10.20291/2079-0392-2023-3-80-86.
- 2 The concept of an alternative braking system for rolling stock / V. E. Inozemtsev, D. G. Evseev, M. Y. Kulikov, A.V. Baryshnikov // Transport engineering. – 2022. – No. 10 (10). – P. 42–48. – DOI 10.30987/2782-5957-2022-10-42-48.
- 3 Comparison of the length of the braking tracks of a freight train with single-tube and double-tube brake system power supply / D. V. Osipov, P. Yu. Ivanov, A. A. Khamnaeva, K. E. Pronin // Proceedings of Petersburg Transport University. – 2024. – Vol. 21, No. 1. – P. 156–168. – DOI 10.20295/1815-588X-2024-01-156-168.

4 Устранение клинового износа фрикционных накладок в клещевом механизме тормозного блока дискового тормоза для железнодорожного транспорта / В. А. Карпычев, В. Я. Солодилов, А. А. Курочкин, А. А. Мошков // Научно-технический вестник Поволжья. – 2013. – № 4. – С. 181–185. – ISSN 2079-5920.

5 Sawczuk, W. Diagnostics of the railway friction disc brake based on the analysis of the vibration signals in terms of resonant frequency / W. Sawczuk, G. M. Szymański // Arch Appl Mech. – 2017. – Vol. 87. – P. 801–815. – DOI 10.1007/s00419-016-1202-0.

6 Landström, E. V. Thermomechanics of tread braking : thesis for the degree of doctor of philosophy in solid and structural mechanics / E. V. Landström. – Gothenburg, Sweden, 2024. – 120 p.

7 Bodare, J. Review on the study of abnormal braking in trains / J. Bodare, S. B. ManeDeshmukh // International Conference on Ideas, Impact and Innovation in Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 5. – P. 189–195.

8 Mickoski, H. Investigation of self-excited vibrations in tread brake unit for railway vehicles / H. Mickoski, I. Mickoski, and F. Zdraveski // Journal of Vibroengineering. – Sep. 2016. – Vol. 18, No. 6. – P. 3881–3890. – DOI 10.21595/jve.2016.16914.

9 Поляков, П. А. Определение положения центра давления в системе «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» / П. А. Поляков // Транспортное, горное и строительное машиностроение : наука и производство. – 2022. – № 16. – С. 62–69. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-16-62-69.

4 Elimination of wedge wear of friction linings in the pincer mechanism of the disc brake block for railway transport / V. A. Karpichev, V. Ya. Solodilov, A. A. Kurochkin, A. A. Moshkov // Scientific and Technical Bulletin of the Volga region. – 2013. – No. 4. – P. 181–185. – ISSN 2079-5920.

5 Sawczuk, W. Diagnostics of the railway friction disc brake based on the analysis of the vibration signals in terms of resonant frequency / W. Sawczuk, G. M. Szymański // Arch Appl Mech. – 2017. – Vol. 87. – P. 801–815. – DOI 10.1007/s00419-016-1202-0.

6 Landström, E. V. Thermomechanics of tread braking : thesis for the degree of doctor of philosophy in solid and structural mechanics / E. V. Landström. – Gothenburg, Sweden, 2024. – 120 p.

7 Bodare, J. Review on the study of abnormal braking in trains / J. Bodare, S. B. ManeDeshmukh // International Conference on Ideas, Impact and Innovation in Mechanical Engineering. – 2017. – Vol. 5. – P. 189–195.

8 Mickoski, H. Investigation of self-excited vibrations in tread brake unit for railway vehicles / H. Mickoski, I. Mickoski, and F. Zdraveski // Journal of Vibroengineering. – Sep. 2016. – Vol. 18, No. 6. – P. 3881–3890. – DOI 10.21595/jve.2016.16914.

9 Polyakov, P. A. Determination of the position of the pressure center in the system “clamping element – brake pad – brake disc” / P. A. Polyakov // Transport, mining and construction engineering : science and production. – 2022. – No. 16. – P. 62–69. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-16-62-69.

S. N. Korzhov, P. A. Polyakov, I. A. Yaitskov

A METHOD FOR CALCULATING NORMAL AND TANGENTIAL FORCE FACTORS IN BRAKING DEVICES WITH A PINCER MECHANISM WHILE AN ELECTRIC TRAIN OPERATING ON CURVE TRACK SECTIONS

Abstract. Increasing the speed of rolling stock to transport passenger traffic imposes additional responsibility on safety systems. Calculation methods for modern rolling stock braking equipment average the technical characteristics of the braking system and do not take into account movement on curved track sections, when the effectiveness of the braking devices is minimal. The conducted research makes it possible to adjust the calculation process for rolling stock braking equipment for areas with difficult terrain. By considering these characteristics of the shift in pressure centers in the friction units, it is possible to take into account the uneven contribution of each brake pad of disc-and-shoe brakes to the overall braking force of the entire rolling stock. The obtained dependences make it possible to account for the influence of bogie suspension characteristics on the magnitude of the unevenness of normal and tangential forces for both the wagon as a whole and for each individual wheelset.

Based on the conducted research, two possible solutions to the identified problem can be formulated: increasing the rigidity of the carriage suspension, which will lead to a deterioration in passenger transportation comfort, and improving the design of braking devices, which will

allow to equalize normal forces over the area of the brake pads and reduce the uneven contribution of each pad of the rolling stock wheelsets.

Keywords: braking, braking device, pincer mechanism, normal force, normal and tangential forces.

For citation: Korzhov, S. N. A method for calculating normal and tangential force factors in braking devices with a pincer mechanism while an electric train operating on curve track sections / S. N. Korzhov, P. A. Polyakov, I. A. Yaitskov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2026. – No. 1. – P. 110–120. – DOI 10.46973/0201–727X_2026_1_110.

Сведения об авторах

Коржов Сергей Николаевич

Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Безопасность жизнедеятельности»,
аспирант,
e-mail: ksn@engcenter.ru

Поляков Павел Александрович

Набережночелнинский институт Казанского
федерального университета (НЧИ КФУ),
кафедра «Механика и конструирование»,
доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой,
e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Яицков Иван Анатольевич

Ростовский государственный университет
путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Вагоны и вагонное хозяйство»,
доктор технических наук, профессор,
декан электромеханического факультета,
e-mail: yia@rgups.ru

Information about the authors

Korzhov Sergey Nikolaevich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair “Life Safety”,
Postgraduate Student,
e-mail: ksn@engcenter.ru

Polyakov Pavel Alexandrovich

Naberezhnye Chelny Institute of Kazan
Federal University (NChI KFU),
Chair “Mechanics and Engineering”,
Doctor of Engineering Sciences,
Associate Professor,
Head of the Chair,
e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Yaitskov Ivan Anatolievich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair “Car and Car Facilities”,
Doctor of Engineering Sciences, Professor,
Dean of the Electromechanical Department,
e-mail: yia@rgups.ru