

И. А. Яицков, П. А. Поляков, Е. С. Федотов, Р. С. Тагиев, Р. Н. Дедусенко

АНАЛИЗ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ ПРОЦЕССОВ В ТОРМОЗНОМ УСТРОЙСТВЕ ДИСКОВО-КОЛОДОЧНОГО ТИПА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Аннотация. Представлена математическая модель неустановившихся процессов торможения на уровне системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск». Особенностью данной модели является учет расположения прижимающих элементов, геометрических размеров тормозной колодки и прижимающих элементов на изменения угловых и линейных колебаний тормозной колодки при взаимодействии с рабочей поверхностью тормозного диска. Основными параметрами, оценивающими нестационарный процесс взаимодействия, являются углы тангажа и рыскания разных краев тормозной колодки, что наглядно продемонстрировано на сравнительных диаграммах суммарных колебаний верхнего и правого углов тормозной колодки, их ускорений и инерционной нагрузки при торможении. Анализ диаграммы инерционной нагрузки показывает, что верхний угол больше подвержен отрыву края колодки от рабочей поверхности диска при условии меньшей частоты вынужденных колебаний, тогда как большая частота вынужденных колебаний в нижнем крае колодки не повышает риск отрыва ее от поверхности диска в процессе взаимодействия. В целом математическая модель позволяет анализировать нестационарный процесс взаимодействия с учетом нагружения колодки, расположения и геометрических параметров прижимающего механизма тормозного устройства дисково-колодочного типа.

Ключевые слова: торможение, угловые колебание, угловые ускорение, тангаж, рыскание, инерционная нагрузка, тормозная колодка.

Для цитирования: Анализ неустановившихся процессов в тормозном устройстве дисково-колодочного типа при торможении / И. А. Яицков, П. А. Поляков, Е. С. Федотов [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2024. – № 1. – С. 248–260. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_1_248.

Введение

В работах [1–3] приводятся исследования, связанные колебаниями кузовов локомотивов, пассажирских вагонов и автомобилей. Результаты моделирования показывают затухающий тип собственных колебаний, но при этом необходимо учитывать и вынужденные колебания, которые возникают от воздействия от поверхности рельсов или дороги. Наиболее интересен с точки зрения анализа колебательного процесса в транспортном средстве неустановившийся процесс движения (при разгоне или торможении). Торможение – сложный технологический процесс, при котором кинетическая энергия транспортного средства переходит в тепловую. В результате на небольшом по габаритам силовом устройстве, в сравнении с транспортным средством, аккумулируется значительная энергия. Как показывают исследования [4, 5], связанные с визгом тормозных устройств, кинетическая энергия трансформируется не только в тепловую, но и в энергию пластического деформирования элементов трения устройства, что в дальнейшем приводит к взаимодействию ограниченных площадок трения между собой.

Но для оценки ограниченности трибомеханического контакта фрикционного узла необходимо разработать наиболее полноценную математическую модель колебательного процесса силового устройства дисково-колодочного типа. Это необходимо для анализа вклада каждого элемента силового устройства в процесс взаимодействия пар трения и выработки шагов по дальнейшему совершенствованию конструкции на основе принципов повышения эффективности и обеспечения стабильности выходных эксплуатационных параметров.

Ввиду этого необходимо задаться целью моделирования – разработкой уравнений линейных и угловых перемещений тормозной колодки как основного элемента, вносящего весомый вклад в неустановившийся процесс торможения.

Основная часть

Рассмотрим процесс торможения на примере системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск». В качестве объекта исследований исследуем математическую модель тормозного устройства дисково-колодочного типа с n -м количеством прижимающих элементов (рис. 1).

Взаимодействие между отдельными элементами прижимающего механизма тормозного устройства можно представить в виде упругих связей и демпфирующих элементов. Контакт i -го прижимающего элемента с корпусом суппорта обеспечивается через резинометаллический сальник, который обеспечивает упругую связь с коэффициентом жесткости c_{cnij} и диссипацию возмущающих воздействий с коэффициентом демпфирования для i -го прижимающего элемента b_{cnij} . Концы прижимающих элементов вне процесса торможения взаимодействуют с нерабочей поверхностью тормозной колодки, связь которых также можно разделить на упруговязкие взаимодействия. Следовательно, взаимосвязь между i -м прижимающим элементом и j -й тормозной колодкой можно представить в виде упругой связи с жесткостью c_{nij} и диссипацией возмущающих воздействий с коэффициентом демпфирования b_{nij} .

Для предотвращения неконтролируемого взаимодействия различных рабочих поверхностей колодки и тормозного диска в процессе вращения тормозная колодка фиксируется в пазах суппорта тормоза, что предполагает наличие связей между суппортом и колодкой. Связь между колодкой и суппортом обозначим с помощью жесткости c_{cj} и коэффициента диссипации b_{cj} . Для учета инерционной составляющей вклада в колебательный процесс необходимо задаться массами и моментами инерции элементов прижимающего механизма: m_{n2j} , J_{n2j} , m_{k1} , J_{k1} – массы момент инерции i -го поршня и j -й колодки.

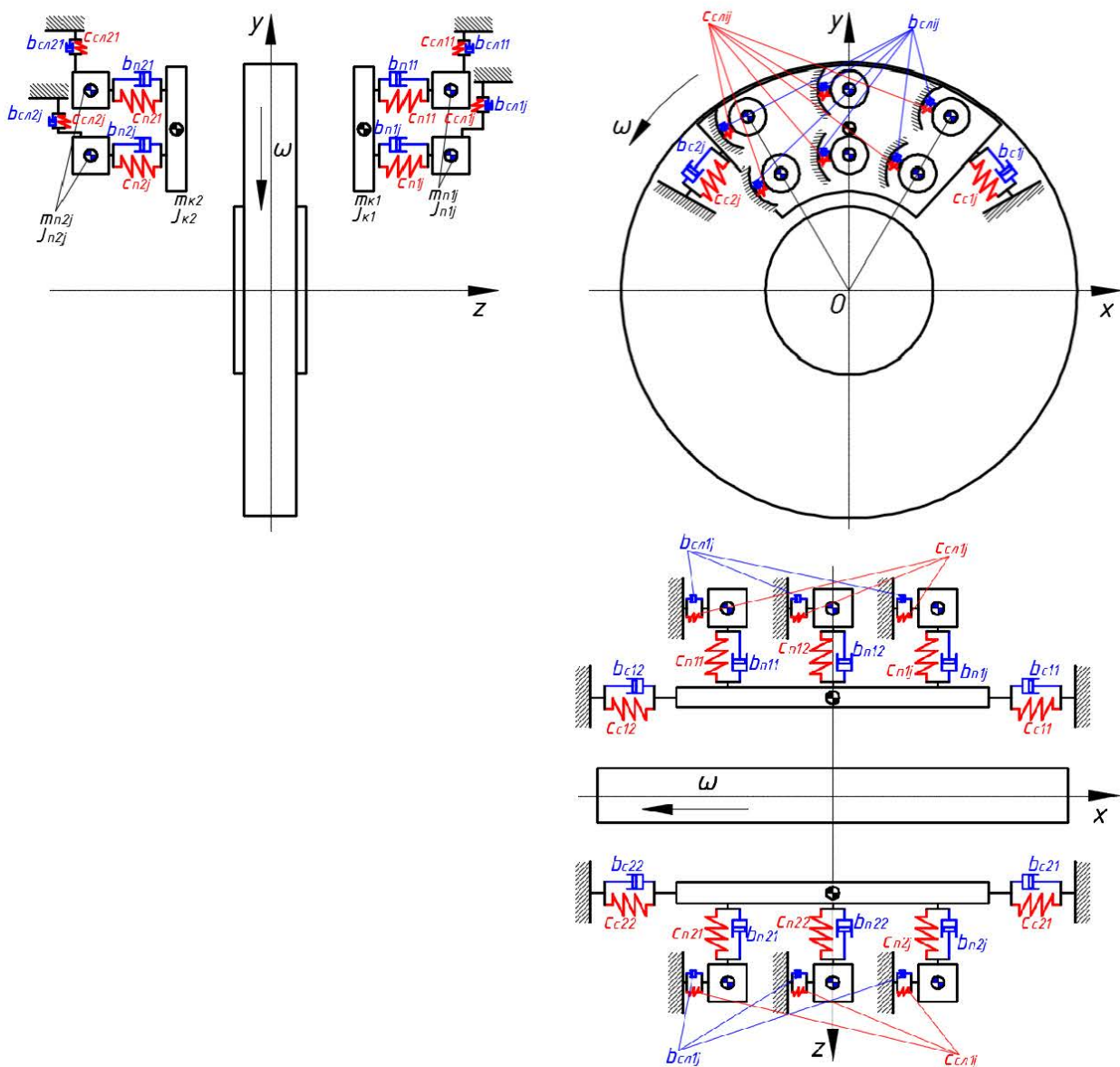


Рис. 1. Динамическая модель тормозного устройства дисково-колодочного типа с n -м количеством прижимающих элементов перед торможением

После начала торможения в математической модели тормозного устройства дисково-колодочного типа появляются линейные и угловые перемещения тормозных колодок и линейные перемещения

прижимающих элементов относительно осей тормозного диска (рис. 2). Для оценки динамики взаимодействия необходимо рассмотреть действия сил и моментов для двух тормозных колодок силового устройства, но так как этот процесс симметричный относительно оси вращения тормозного диска, составим систему уравнений для взаимодействующих рабочих поверхностей только для одной стороны. Линейные перемещения для правой тормозной колодки обозначены на расчетной схеме x_{k1} , y_{k1} , z_{k1} , тогда как угловые перемещения обозначают углы тангажа φ_{TK1} , крена $\varphi_{КК1}$ и рыскания φ_{PK1} . Обозначенные углы могут появляться из-за неравномерности распределения прижимающей нагрузки по площади колодки и неидеальной плоскостности рабочей поверхности тормозного диска. В результате взаимодействия тормозных колодок и поверхностей диска возникают упругие связи с жесткостью c_{kj} и диссипацией возмущающих воздействий с коэффициентом демпфирования b_{kj} .

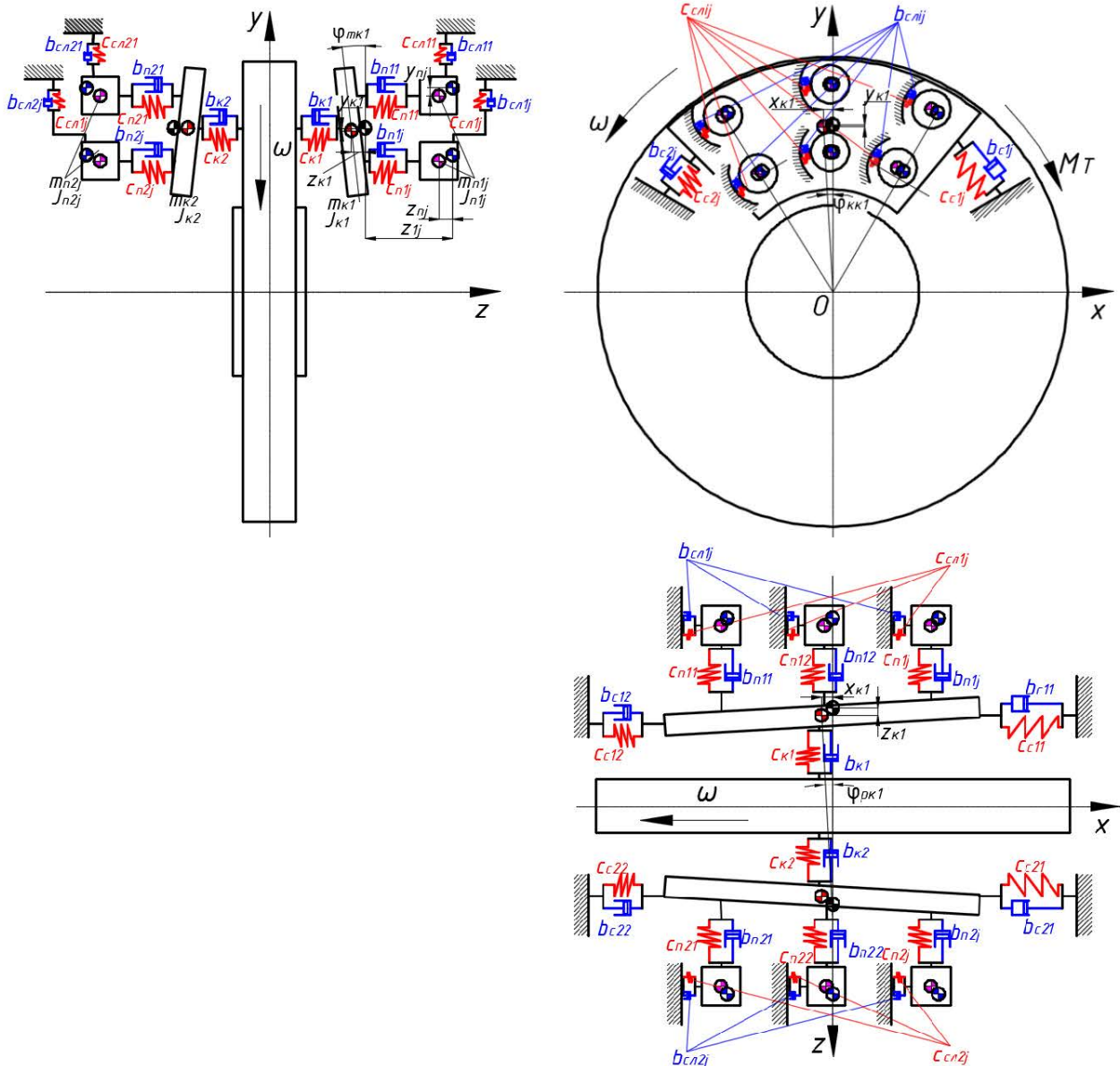


Рис. 2. Динамическая модель тормозного устройства дисково-колодочного типа с n -м количеством прижимающих элементов в процессе торможения

Для составления системы уравнений сил и моментов колебательного процесса необходимо рассмотреть расчетные схемы тормозного устройства дисково-колодочного типа с векторами сил, действующими на правую тормозную колодку (рис. 3).

Помимо сил инерции $\left(\sum_{i=1}^n m_{ni1} + m_{kl}\right) \ddot{x}$, $\left(\sum_{i=1}^n m_{ni1} + m_{kl}\right) (\ddot{y} \pm g)$, $\left(\sum_{i=1}^n m_{ni1} + m_{kl}\right) \ddot{z}$, $\left(\sum_{i=1}^n m_{ni1} + m_{kl}\right) \ddot{\varphi}_{TK1}$, $\left(\sum_{i=1}^n m_{ni1} + m_{kl}\right) \ddot{\varphi}_{KK1}$, $\left(\sum_{i=1}^n m_{ni1} + m_{kl}\right) \ddot{\varphi}_{PK1}$, действующих в различных направлениях,

необходимо указать реакции между взаимодействующими элементами S_{cni1} , S_{ci1} , N_i . Помимо реакций в местах контакта возникают силы сопротивления перемещению тормозной колодки fS_{ci1} , прижимающих элементов fS_{cni1} и сила трения в паре «тормозная колодка – тормозной диск» fN_i .

Для обозначения перемещений прижимающих элементов относительно смещенного положения центра давления системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» [6] воспользуемся полярной системой координат $[r; \Theta]$ относительно точки O (оси вращения тормозного диска). Для указания расстояния в направлении оси Oz необходимо ввести следующие обозначения: расстояние от центра масс j -й колодки до i -го прижимающего элемента (z_{ij}), смещение положения центра масс i -го прижимающего элемента в направлении рабочей поверхности диска (z_i), смещение упора колодки относительно её центра масс (z_c).

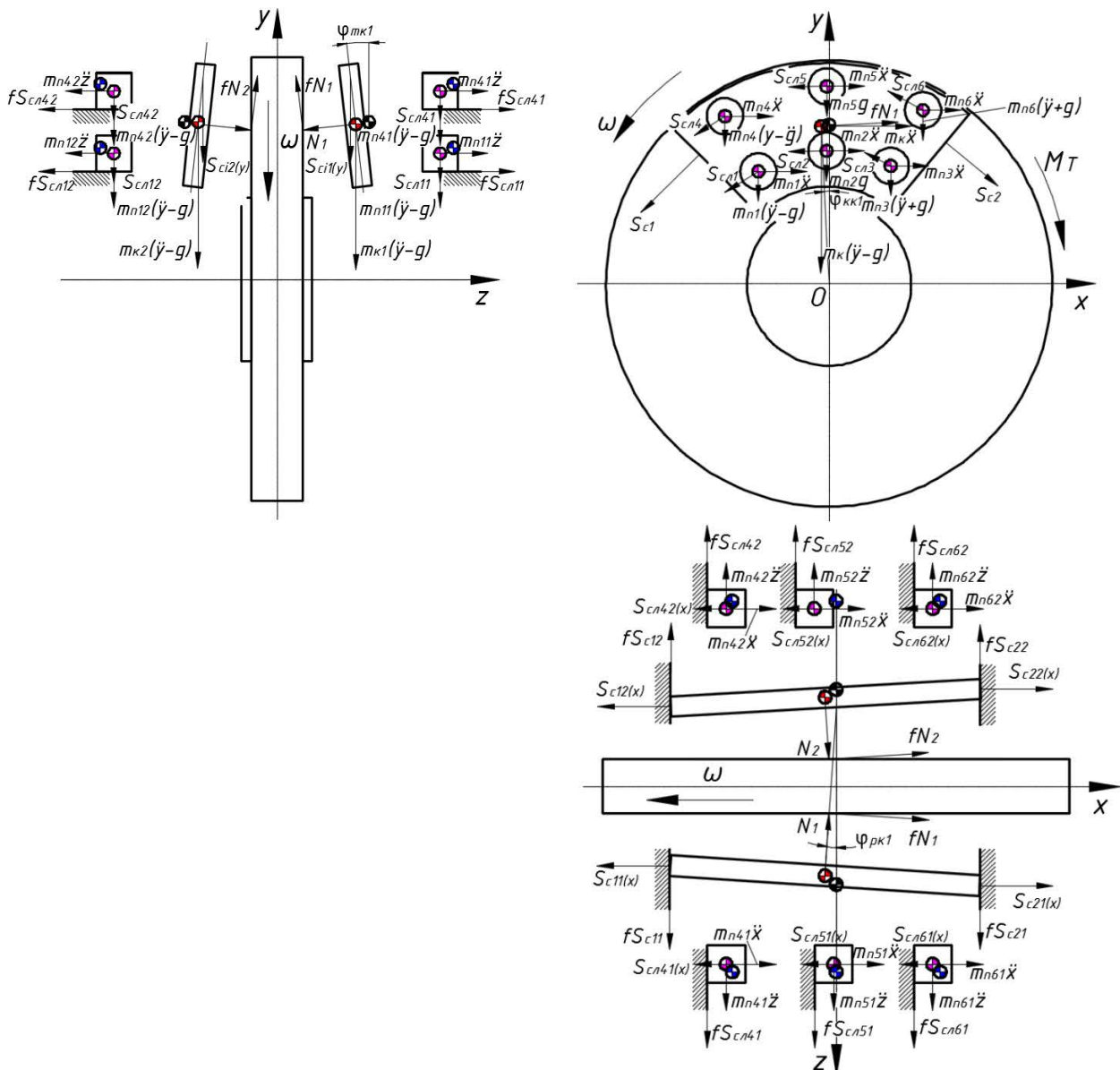


Рис. 3. Схемы действия сил и моментов, действующих на прижимающий механизм тормозного устройства дисково-колодочного типа

При наклоне колодки к рабочей поверхности диска на углы $\varphi_{\text{пк1}}$ и $\varphi_{\text{рк1}}$ возникает смещения приложения силы трения относительно центра масс тормозной колодки на следующие координаты $[x_y, y_y]$. Для обозначения вынужденного колебательного процесса введем понятия векторов скоростей (\dot{Z}_d, \dot{Z}_c) и возмущений (Z_d, Z_c) от рабочей поверхности тормозного диска и проушин суппорта тормозного устройства.

Для математической модели необходимо сформулировать следующие допущения:

– диаметры прижимающих элементов (d_n) будут равны между собой, несмотря на различие в деформации уплотняющих элементов;

– центр масс тормозной колодки совмещены с положение центром давления системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск»;

– расстояние от центра масс колодки до точки приложения силы трения системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск» будет равно половине толщине тормозной колодки без учета неидеальной плоскости тормозного диска ($\delta_k/2$).

Система уравнений сил и моментов, действующих на правую колодку тормоза, включает три линейные и три угловые координаты [3]. Для аналитического решения системы уравнений сил и моментов необходимо записать систему в виде уравнения в векторно-матричной форме [7]. Для определения инерционных, диссипативных и жесткостных характеристик правой колодки и скоростей и возмущений для тормозных дисков запишем коэффициенты матриц уравнения в следующем виде:

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & 0 & 0 & 0 & A_{15} & A_{16} \\ 0 & A_{22} & 0 & A_{24} & 0 & A_{26} \\ 0 & 0 & A_{33} & A_{34} & A_{35} & 0 \\ 0 & A_{42} & A_{43} & A_{44} & 0 & 0 \\ A_{51} & 0 & A_{53} & 0 & A_{55} & 0 \\ A_{61} & A_{62} & 0 & 0 & 0 & A_{66} \end{bmatrix}, \quad (1) \quad B = \begin{bmatrix} B_{11} & 0 & 0 & 0 & B_{15} & B_{16} \\ 0 & B_{22} & 0 & B_{24} & 0 & B_{26} \\ 0 & 0 & B_{33} & B_{34} & B_{35} & 0 \\ 0 & B_{42} & B_{43} & B_{44} & 0 & 0 \\ B_{51} & 0 & B_{53} & 0 & B_{55} & 0 \\ B_{61} & B_{62} & 0 & 0 & 0 & B_{66} \end{bmatrix}, \quad (2)$$

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 & 0 & C_{15} & C_{16} \\ 0 & C_{22} & 0 & C_{24} & 0 & C_{26} \\ 0 & 0 & C_{33} & C_{34} & C_{35} & 0 \\ 0 & C_{42} & C_{43} & C_{44} & 0 & 0 \\ C_{51} & 0 & C_{53} & 0 & C_{55} & 0 \\ C_{61} & C_{62} & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

$$D = \begin{bmatrix} D_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & D_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix}, \quad (4) \quad E = \begin{bmatrix} E_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & E_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & E_{66} \end{bmatrix}. \quad (5)$$

Запишем систему уравнений колебательной системы, совершающей вертикальные, продольные, поперечные и угловые колебания по аналогии с системой уравнений [8], но с учетом возмущающих моментов от рабочих поверхностей тормозного диска:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{\text{np}1} \frac{d^2 x}{d\tau^2} + c_{\text{np}1} x + b_{\text{np}1} \frac{dx}{d\tau} = M_{\text{ш}}, \quad j = 1, 2 \dots n, \\ m_{\text{np}2} \frac{d^2 y}{d\tau^2} + c_{\text{np}2} y + b_{\text{np}2} \frac{dy}{d\tau} = M_{\text{ш}}, \quad j = 1, 2 \dots n, \\ m_{\text{np}3} \frac{d^2 z}{d\tau^2} + c_{\text{np}3} z + b_{\text{np}3} \frac{dz}{d\tau} = M_{\text{ш}}, \quad j = 1, 2 \dots n, \\ J_{\text{np}4} \frac{d^2 \varphi_{\text{т}}}{d\tau^2} + c_{\text{np}4} \varphi_{\text{т}} + b_{\text{np}4} \frac{d\varphi_{\text{т}}}{d\tau} = M_{\text{ш}}, \quad j = 1, 2 \dots n, \\ J_{\text{np}5} \frac{d^2 \varphi_{\text{к}}}{d\tau^2} + c_{\text{np}5} \varphi_{\text{к}} + b_{\text{np}5} \frac{d\varphi_{\text{к}}}{d\tau} = M_{\text{ш}}, \quad j = 1, 2 \dots n, \\ J_{\text{np}6} \frac{d^2 \varphi_{\text{р}}}{d\tau^2} + c_{\text{np}6} \varphi_{\text{р}} + b_{\text{np}6} \frac{d\varphi_{\text{р}}}{d\tau} = M_{\text{ш}}, \quad j = 1, 2 \dots n, \end{array} \right. \quad (6)$$

где $m_{\text{np}i}$, $J_{\text{np}i}$ – приведенные инерционные коэффициенты действующих силовых факторов в i -м направлении, соответственно кг и кг м²; $b_{\text{np}i}$ – приведенные диссипативные коэффициенты действующих силовых факторов в i -м направлении, Нс/м; $c_{\text{np}i}$ – приведенные жесткостные коэффициенты действующих силовых факторов в i -м направлении, Н/м; τ – время торможения, с; $M_{\text{ш}}$ – возмущающие моменты j -й тормозной колодки.

В связи с увеличением и исследуемых координат числа возмущений и их скоростей колебаний общее уравнение координат колебательной системы [3] будет выглядеть в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = e^{-\frac{b_{\text{np}1}\tau}{m_{\text{np}1}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{\text{np}1}}{m_{\text{np}1}}\right) x_0}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}1}}{m_{\text{np}1}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}1}}{m_{\text{np}1}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}1}}{m_{\text{np}1}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}1}}{m_{\text{np}1}}\right)^2} \right] \tau + \right. \\ \left. + x_0 \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}1}}{m_{\text{np}1}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}1}}{m_{\text{np}1}}\right)^2} \right] \tau \right) + k_{\text{с}1} \sin(\omega_{\text{с}} \tau - \psi_{\text{с}1}), \\ y = e^{-\frac{b_{\text{np}2}\tau}{m_{\text{np}2}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{\text{np}2}}{m_{\text{np}2}}\right) y_0}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}2}}{m_{\text{np}2}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}2}}{m_{\text{np}2}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}2}}{m_{\text{np}2}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}2}}{m_{\text{np}2}}\right)^2} \right] \tau + \right. \\ \left. + y_0 \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}2}}{m_{\text{np}2}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}2}}{m_{\text{np}2}}\right)^2} \right] \tau \right) + k_{\text{с}2} \sin(\omega_{\text{с}} \tau - \psi_{\text{с}2}), \\ z = e^{-\frac{b_{\text{np}3}\tau}{m_{\text{np}3}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{\text{np}3}}{m_{\text{np}3}}\right) z_0}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}3}}{m_{\text{np}3}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}3}}{m_{\text{np}3}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}3}}{m_{\text{np}3}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}3}}{m_{\text{np}3}}\right)^2} \right] \tau + \right. \\ \left. + z_0 \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}3}}{m_{\text{np}3}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}3}}{m_{\text{np}3}}\right)^2} \right] \tau \right) + k_{\text{с}3} \sin(\omega_{\text{с}} \tau - \psi_{\text{с}3}), \\ \varphi_{\text{т}1} = e^{-\frac{b_{\text{np}4}\tau}{J_{\text{np}4}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{\text{np}4}}{J_{\text{np}4}}\right) \varphi_{\text{т}0}}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}4}}{J_{\text{np}4}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}4}}{J_{\text{np}4}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}4}}{J_{\text{np}4}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}4}}{J_{\text{np}4}}\right)^2} \right] \tau + \right. \\ \left. + \varphi_{\text{т}0} \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}4}}{J_{\text{np}4}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}4}}{J_{\text{np}4}}\right)^2} \right] \tau \right) + k_{\text{с}4} \sin(\omega_{\text{с}} \tau - \psi_{\text{с}4}), \\ \varphi_{\text{к}2} = e^{-\frac{b_{\text{np}5}\tau}{J_{\text{np}5}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{\text{np}5}}{J_{\text{np}5}}\right) \varphi_{\text{к}0}}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}5}}{J_{\text{np}5}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}5}}{J_{\text{np}5}}\right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}5}}{J_{\text{np}5}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}5}}{J_{\text{np}5}}\right)^2} \right] \tau + \right. \\ \left. + \varphi_{\text{к}0} \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{np}5}}{J_{\text{np}5}}\right)^2 - \left(\frac{b_{\text{np}5}}{J_{\text{np}5}}\right)^2} \right] \tau \right) + k_{\text{с}5} \sin(\omega_{\text{с}} \tau - \psi_{\text{с}5}), \\ \dots \end{array} \right.$$

$$\left\{ \dots \right. \left. \varphi_{\text{из}} = e^{\frac{b_{\text{пр}6} \tau}{J_{\text{пр}3}}} \left(\frac{\left(\frac{b_{\text{пр}6}}{J_{\text{пр}3}} \right) \varphi_{\text{р}0}}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{пр}6}}{J_{\text{пр}3}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{пр}6}}{J_{\text{пр}3}} \right)^2}} \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{пр}6}}{J_{\text{пр}3}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{пр}6}}{J_{\text{пр}3}} \right)^2} \tau \right] + \right. \right. \\ \left. \left. + \varphi_{\text{р}0} \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{пр}6}}{J_{\text{пр}3}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{пр}6}}{J_{\text{пр}3}} \right)^2} \tau \right] \right) + k_{\text{с}1} \sin(\omega_{\text{д}} \tau - \psi_{\text{с}61}). \quad (7)$$

где k_{ij} – амплитуда вынужденных колебаний в зависимости от i -го направления действия колебаний и j -й тормозной колодки; $\omega_{\text{д}}$ – частоты вынужденных колебаний тормозного диска, Гц; ψ_{ij} – сдвиг фаз между амплитудой возбуждающего момента и амплитудой вызываемой этим моментом колебаний в зависимости от i -го направления действия колебаний и j -й тормозной колодки, град.

Величина амплитуды k_{ij} и сдвига фаз $\psi_{\text{с}ij}$ определяется из формул:

$$k_{ij} = \frac{x_0(y_0, z_0, \varphi_{\text{пр}0}, \varphi_{\text{р}0}, \varphi_{\text{из}0})}{m_{\text{пр}i}(J_{\text{пр}i})} \quad (8)$$

$$= \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{c_{ij}}{m_{\text{пр}i}(J_{\text{пр}i})} \right)^2 - \left(\frac{b_{ij}}{m_{\text{пр}i}(J_{\text{пр}i})} \right)^2 \right]^2 + 4\omega_{\text{в}i}^2 \left(\frac{b_{ij}}{m_{\text{пр}i}(J_{\text{пр}i})} \right)^2}},$$

$$\text{tg} \psi_{\text{с}ij} = \frac{2\omega_{\text{в}i} \frac{b_{ij}}{m_{\text{пр}i}(J_{\text{пр}i})}}{\sqrt{\left(\frac{c_{ij}}{m_{\text{пр}i}(J_{\text{пр}i})} \right)^2 - \left(\frac{b_{ij}}{m_{\text{пр}i}(J_{\text{пр}i})} \right)^2}}, \quad (9)$$

Определим величины приведенных коэффициентов с помощью уравнивания матриц инерционных, диссипативных и жесткостных коэффициентов, векторов скоростей возмущений и векторов возмущений:

$$\begin{bmatrix} A_{11} & 0 & 0 & 0 & A_{15} & A_{16} \\ 0 & A_{22} & 0 & A_{24} & 0 & A_{26} \\ 0 & 0 & A_{33} & A_{34} & A_{35} & 0 \\ 0 & A_{42} & A_{43} & A_{44} & 0 & 0 \\ A_{51} & 0 & A_{53} & 0 & A_{55} & 0 \\ A_{61} & A_{62} & 0 & 0 & 0 & A_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{\text{пр}1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{\text{пр}2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{\text{пр}3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{\text{пр}1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{\text{пр}2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{\text{пр}3} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} B_{11} & 0 & 0 & 0 & B_{15} & B_{16} \\ 0 & B_{22} & 0 & B_{24} & 0 & B_{26} \\ 0 & 0 & B_{33} & B_{34} & B_{35} & 0 \\ 0 & B_{42} & B_{43} & B_{44} & 0 & 0 \\ B_{51} & 0 & B_{53} & 0 & B_{55} & 0 \\ B_{61} & B_{62} & 0 & 0 & 0 & B_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{\text{пр}1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{\text{пр}2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{\text{пр}3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{\text{пр}4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{\text{пр}5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{\text{пр}6} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} C_{11} & 0 & 0 & 0 & C_{15} & C_{16} \\ 0 & C_{22} & 0 & C_{24} & 0 & C_{26} \\ 0 & 0 & C_{33} & C_{34} & C_{35} & 0 \\ 0 & C_{42} & C_{43} & C_{44} & 0 & 0 \\ C_{51} & 0 & C_{53} & 0 & C_{55} & 0 \\ C_{61} & C_{62} & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{\text{пр}1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{\text{пр}2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{\text{пр}3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{\text{пр}4} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{\text{пр}5} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{\text{пр}6} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} D_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & D_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & D_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & D_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & D_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & b_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & b_{66} \end{bmatrix},$$

$$\begin{bmatrix} E_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & E_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & E_{66} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c_{66} \end{bmatrix}.$$

Для анализа колебательного процесса по габаритным размерам тормозной колодки необходимы четверть массы тормозной колодки, приходящейся на каждый угол колодки в стационарном состоянии и плечо от края до центра масс, и уравнение ускорений координат изменений углов тангажа и рыскания:

$$N_i = m_{кij} a_{пij} \sqrt{\dot{\varphi}_{ткi}^2(\tau_r) + \dot{\varphi}_{ркi}^2(\tau_r)}, \quad (11)$$

где M_i – масса четверти массы i -й тормозной колодки, приходящаяся на один (j -й) из четырех углов колодки в стационарном состоянии, кг; $a_{пi}$ – плечо от центра масс до одного (j -го) из четырех углов i -й тормозной колодки, м.

Масса распределяется согласно схеме, представленной на рис. 4.

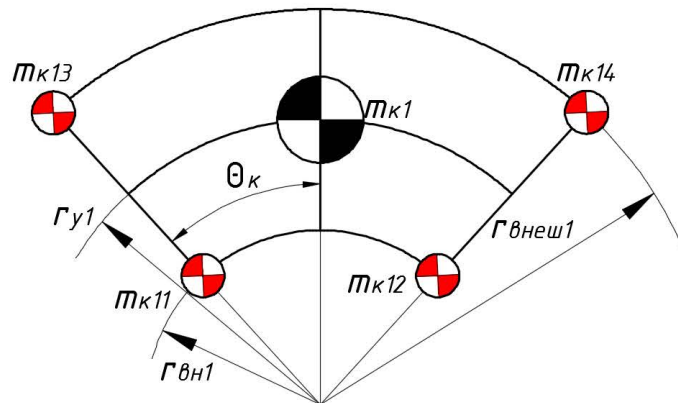


Рис. 4. Схемы распределения массы рассматриваемой тормозной колодки для оценки неустановившихся процессов взаимодействия

Для определения ускорений угловых координат ($\ddot{\varphi}_{ткi}$) и ($\ddot{\varphi}_{ркi}$) необходимо продифференцировать дважды:

$$\begin{aligned}
& \left. \begin{aligned}
& \left. \begin{aligned}
& \varphi_{\text{тк}0} \left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right) \left[\frac{\left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2}} - 3 \sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2} \right] \times \\
& \times \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2} \right] \tau_{\text{т}} - \\
& - \varphi_{\text{тк}0} \left[\left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2 + \sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2} \right] \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}4}}{J_{\text{п}1}} \right)^2} \right] \tau_{\text{т}}
\end{aligned} \right. + \\
& \left. + k_{41} \omega_{\text{д}}^2 \sin(\omega_{\text{д}} \tau - \psi_{\text{в}41}), \right. \\
& \left. \begin{aligned}
& \left. \begin{aligned}
& \varphi_{\text{рк}0} \left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right) \left[\frac{\left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2}{\sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2}} - 3 \sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2} \right] \times \\
& \times \sin \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2} \right] \tau_{\text{т}} - \\
& - \varphi_{\text{рк}0} \left[\left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2 + \sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2} \right] \cos \left[\sqrt{\left(\frac{c_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2 - \left(\frac{b_{\text{п}5}}{J_{\text{п}2}} \right)^2} \right] \tau_{\text{т}}
\end{aligned} \right. + \\
& \left. + k_{51} \omega_{\text{д}}^2 \sin(\omega_{\text{д}} \tau - \psi_{\text{в}51}). \right.
\end{aligned} \right\} \quad (12)
\end{aligned}$$

Для оценки распределенной инерционной массы тормозной колодки произведем расчет изменения угловых колебаний тангажа и рыскания и угловых ускорений колодки и инерционной массы в зависимости от времени взаимодействия ($\tau_{\text{т}} = 22,5$ с). Снижение частот диска в направлении действия колебаний тангажа происходит с 1,2 Гц до полной остановки, тогда как для колебаний угла рыскания верхнего правого угла тормозной колодки частота колебаний снижается с 3,9 Гц до полной остановки, а для колебаний угла рыскания нижнего правого угла колодки снижение достигает с 4,8 Гц до полной остановки. Исходные данные приняты на основе данных, опубликованных в статье [5]. В результате расчетов приведенных коэффициентов получены следующие значения: $J_{\text{п}4} = 53,1 \text{ кг м}^2$; $b_{\text{п}4} = 17,9 \text{ Нс/м}$; $c_{\text{п}4} = 23,2 \text{ Н/м}$; $J_{\text{п}5} = 84,8 \text{ кг м}^2$; $b_{\text{п}5} = 25,1 \text{ Нс/м}$; $c_{\text{п}5} = 84,5 \text{ Н/м}$; $b_{41} = 2,8 \text{ Нс/м}$; $c_{41} = 17,2 \text{ Н/м}$; для верхнего правого угла тормозной колодки $b_{51} = 2,4 \text{ Нс/м}$; $c_{51} = 18,1 \text{ Н/м}$; для верхнего правого угла тормозной колодки $b_{51} = 5,8 \text{ Нс/м}$; $c_{51} = 42,7 \text{ Н/м}$. На рис. 5 и 6 представлены изменения угловых колебаний тангажа и рыскания правых верхнего и нижнего углов правой тормозной колодки, а также угловых ускорений при торможении.

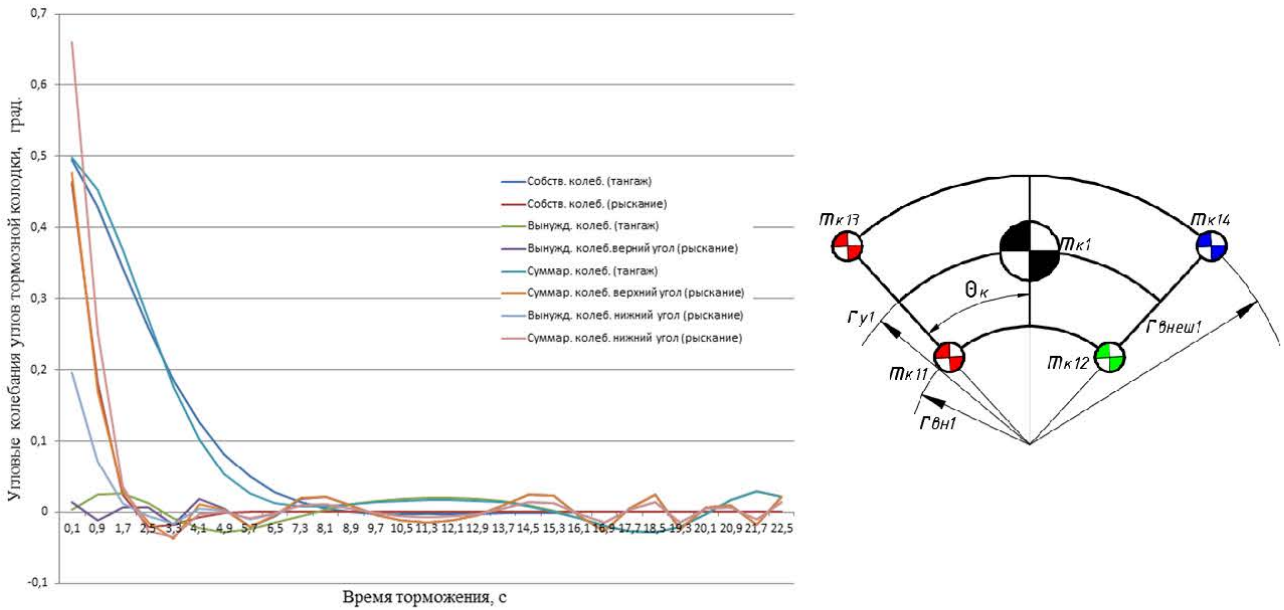


Рис. 5. Изменения угловых колебаний тангажа и рыскания правых верхнего (синяя заливка) и нижнего (зеленая заливка) углов правой тормозной колодки при торможении

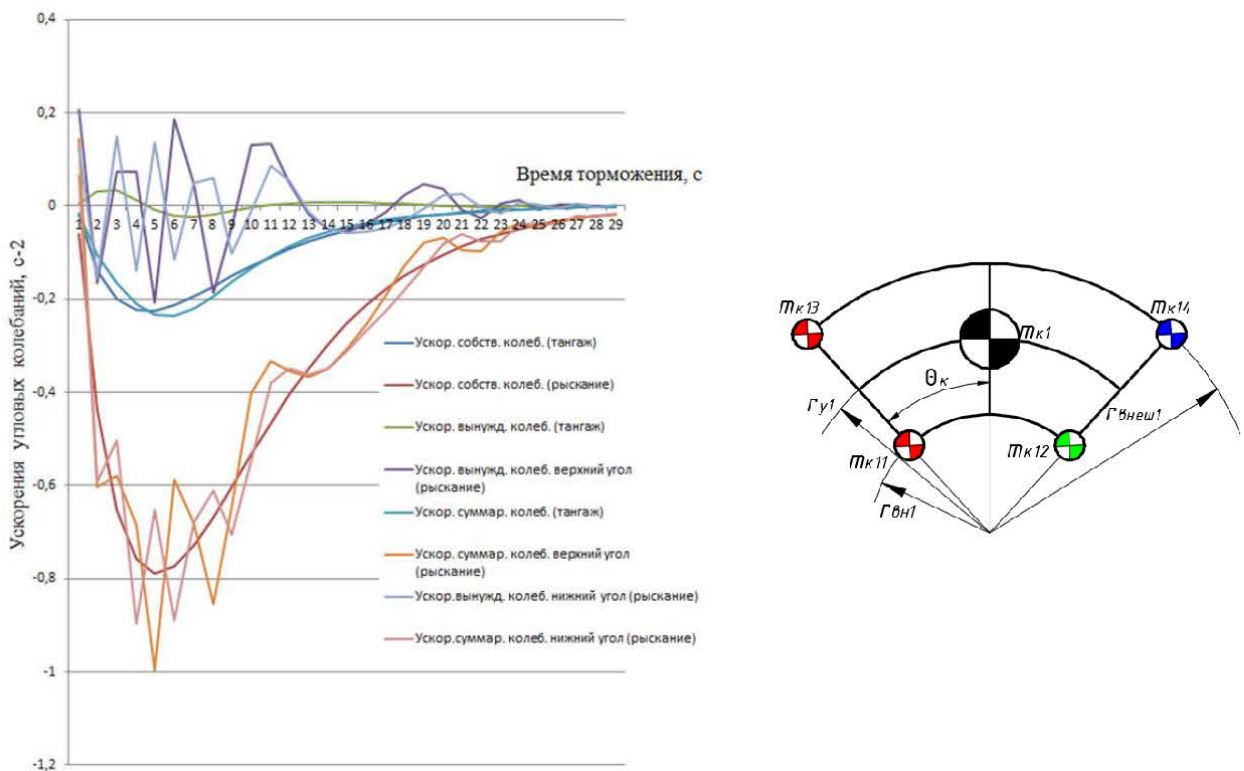


Рис. 6. Изменения угловых ускорений колебаний тангажа и рыскания правых верхнего (синяя заливка) и нижнего (зеленая заливка) углов правой тормозной колодки при торможении

Используя зависимость (11) и изменения кривых $\ddot{\phi}_{tk1} = f(\tau_t)$ и $\ddot{\phi}_{pk1} = f(\tau_t)$, была получена зависимость инерционной нагрузки на правый верхний угол правой тормозной колодки, представленная на рис. 7.

Согласно разработанной математической модели можно определить инерционную нагрузку различных углов тормозной колодки при взаимодействии с рабочей поверхностью тормозного диска, что

позволяет в дальнейшем разработать теоретическую базу управления процессом торможения путем подбора материалов тормозной колодки и фрикционной накладки и геометрии расположения прижимающих элементов с минимизацией отскока колодки от поверхности взаимодействия диска.

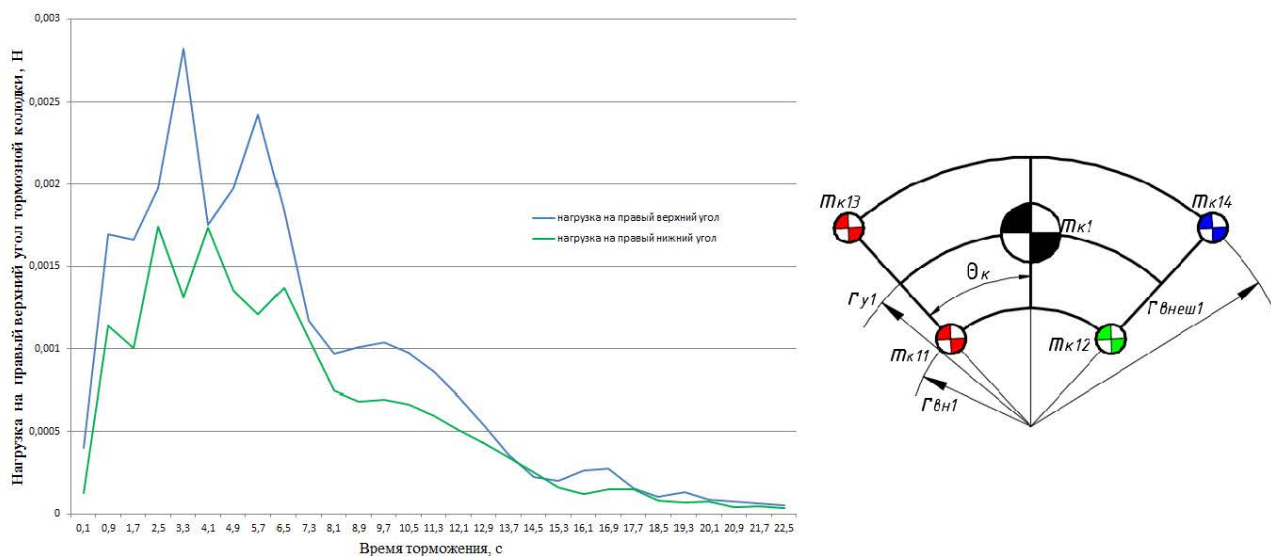


Рис. 7. Изменение инерционной нагрузки на правые верхний (синяя заливка) и нижний (зеленая заливка) углы правой тормозной колодки при торможении

Заключение

Разработана математическая модель неустановившихся процессов торможения на уровне системы «прижимающий элемент – тормозная колодка – тормозной диск. Особенностью данной модели является учет расположения прижимающих элементов, геометрических размеров тормозной колодки и прижимающих элементов на изменения угловых и линейных колебаний тормозной колодки при взаимодействии с рабочей поверхностью тормозного диска. Основными параметрами, оценивающими нестационарный процесс взаимодействия, являются углы тангажа и рыскания разных краев тормозной колодки, что наглядно продемонстрировано на сравнительных диаграммах суммарных колебаний верхнего и правого углов тормозной колодки, их ускорений и инерционной нагрузки при торможении. Анализ диаграммы инерционной нагрузки показывает, что верхний угол больше подвержен отрыву края колодки от рабочей поверхности диска, при условии меньшей частоты вынужденных колебаний. Тогда как большая частота вынужденных колебаний в нижнем крае колодки не повышает риск отрыва ее от поверхности диска в процессе взаимодействия. В целом математическая модель позволяет анализировать нестационарный процесс взаимодействия с учетом нагружения колодки, расположения и геометрических параметров прижимающего механизма тормозного устройства дисково-колодочного типа.

Список литературы

- 1 Скачков, А. Н. Обоснование направлений расчетно-экспериментальных работ по внедрению метода управления параметрами изгибных колебаний кузовов пассажирских вагонов / А. Н. Скачков // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4 (88). – С. 217–226. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_217.
- 2 Волков, И. В. К расчету изгибных колебаний кузова трехтележечного рельсового экипажа / И. В. Волков, Ю. П. Булавин, П. Ю. Коновалов // Тенденции развития науки и образования. – 2020. – № 64–2. – С. 67–70. – DOI 10.18411/lj-08-2020-50.

References

- 1 Skachkov, A. N. Substantiation of the directions of computational and experimental work on the introduction of a method for controlling the parameters of bending vibrations of passenger car bodies / A. N. Skachkov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2022. – No. 4 (88). – P. 217–226. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_4_217.
- 2 Volkov, I. V. To the calculation of bending vibrations of the body of a three-wheeled rail carriage / I. V. Volkov, Yu. P. Bulavin, P. Yu. Konovalov // Trends in the development of science and education. – 2020. – No. 64–2. – P. 67–70. – DOI 10.18411/lj-08-2020-50.

3 Яицков, И. А. Продольная динамика транспортного средства при торможении / И. А. Яицков, П. А. Поляков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2022. – № 10. – С. 410–419. – DOI 10.24412/2071-6168-2022-10-410-420.

4 Kulkarni, A. Impact of Design Factors of Disc Brake Rotor on Braking Performance / A. Kulkarni, R. Mahale // International Journal of Engineering and Technical Research. 2020. – Vol. 9 (6). – P. 1160–1167. – DOI 10.17577/IJERTV9IS060817.

5 Fritz, G. J.-J. Effects of damping on brake squeal coalescence patterns—application on a finite element model / G. J.-J. Fritz, J.-M. Sinou, L. J. Duffal // Mechanics Research Communications. – 2007. – Vol. 34. – No. 2. – P. 181–190.

6 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.

7 Поляков, П. А. Влияние конструкции прижимающих механизмов тормоза дисково-колодочного типа на колебания, возникающее в контакте фрикционного узла / П. А. Поляков // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2022. – № 5. – С. 408–420. – DOI 10.24412/2071-6168-2022-5-408-420.

8 Поляков, П. А. Продольная динамика автопоездов при торможении / П. А. Поляков // Транспортное, горное и строительное машиностроение : наука и производство. – 2022. – № 17–1. – С. 65–74. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-17-65-74.

3 Yaitskov, I. A. Longitudinal dynamics of a vehicle under braking / I. A. Yaitskov, P. A. Polyakov // Izvestiya Tula State University. Technical sciences. – 2022. – No. 10. – P. 410–419. – DOI 10.24412/2071-6168-2022-10-410-420.

4 Kulkarni, A. Impact of Design Factors of Disc Brake Rotor on Braking Performance / A. Kulkarni, R. Mahale // International Journal of Engineering and Technical Research. 2020. – Vol. 9 (6). – P. 1160–1167. – DOI 10.17577/IJERTV9IS060817.

5 Fritz, G. J.-J. Effects of damping on brake squeal coalescence patterns—application on a finite element model / G. J.-J. Fritz, J.-M. Sinou, L. J. Duffal // Mechanics Research Communications. – 2007. – Vol. 34. – No. 2. – P. 181–190.

6 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.

7 Polyakov, P. A. The influence of the design of the clamping mechanisms of the disc-block type brake on vibrations arising in contact with the friction unit / P. A. Polyakov // Izvestiya Tula State University. Technical sciences. – 2022. – No. 5. – P. 408–420. – DOI 10.24412/2071-6168-2022-5-408-420.

8 Polyakov, P. A. Longitudinal dynamics of road trains under braking / P. A. Polyakov // Transport, mining and construction engineering : science and production. – 2022. – No. 17–1. – P. 65–74. – DOI 10.26160/2658-3305-2022-17-65-74.

I. A. Yaitskov, P. A. Polyakov, E. S. Fedotov, R. S. Tagiev, R. N. Dedusenko

ANALYSIS OF UNSTEADY PROCESSES IN THE BRAKING DEVICE DISC-PAD TYPE WHEN BRAKING

Abstract. The paper presents a mathematical model of unsteady braking processes at the level of the “pressing element – brake pad – brake disc” system. A feature of this model is that it provides the location of the pressing elements, the geometric dimensions of the brake pad and the pressing elements for changes in the angular and linear vibrations of the brake pad when they interact with the working surface of the brake disc. The main parameters that evaluate the non-stationary interaction process are the pitch and lateral movement angles of different edges of the brake pad, which is clearly demonstrated in comparative diagrams of the total vibrations of the upper and right corners of the brake pad, their accelerations and inertial load during braking. Analysis of the inertial load diagram shows that the upper corner is more susceptible to separation of the pad edge from the working surface of the disc, provided that the frequency of forced vibrations is lower, while the higher frequency of forced vibrations in the lower edge of the pad does not increase the risk of its separation from the surface of the disc during interaction. In general, the mathematical model makes it possible to analyze the non-

stationary interaction process with the pad loading, the location and geometric parameters of the pressing mechanism of a disc-pad type brake device.

Keywords: braking, angular oscillation, angular acceleration, pitch, lateral movement, inertial load, brake pad.

For citation: Analysis of unsteady processes in the braking device disc-pad type when braking / I. A. Yaitskov, P. A. Polyakov, E. S. Fedotov [et al.] // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya. – 2024. – No. 1. – P. 248–260. – DOI 10.46973/0201-727X_2024_1_248.

Сведения об авторе

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

Поляков Павел Александрович

Кубанский государственный технологический университет (КубГТУ),
кафедра «Транспортные процессы и технологические комплексы»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Федотов Евгений Сергеевич

Кубанский государственный технологический университет (КубГТУ),
кафедра «Транспортные процессы и технологические комплексы»,
старший преподаватель,
e-mail: avtoru2009@mail.ru

Тагиев Руслан Суфудинович

Кубанский государственный технологический университет (КубГТУ),
кафедра «Транспортные процессы и технологические комплексы»,
аспирант,
e-mail: usytagiev@mail.ru

Дедусенко Роман Николаевич

Кубанский государственный технологический университет (КубГТУ),
кафедра «Транспортные процессы и технологические комплексы»,
магистрант,
e-mail: roma.dedusenko@mail.ru

Information about the author

Yaitskov Ivan Anatolievich

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

Polyakov Pavel Alexandrovich

Kuban State Technological University (KubSTU),
Chair «Transport Processes and Technological Complexes»,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: polyakov.pavel88@mail.ru

Fedotov Evgeny Sergeevich

Kuban State Technological University (KubSTU),
Chair «Transport Processes and Technological Complexes»,
Senior Lecturer,
e-mail: avtoru2009@mail.ru

Tagiev Ruslan Sufadinovich

Kuban State Technological University (KubSTU),
Chair «Transport Processes and Technological Complexes»,
Postgraduate Student,
e-mail: usytagiev@mail.ru

Dedusenko Roman Nikolayevich

Kuban State Technological University (KubSTU),
Chair «Transport Processes and Technological Complexes»,
Master's Degree Student,
e-mail: roma.dedusenko@mail.ru