

Математическая модель динамического процесса в системе «тормозной диск – вращающаяся тормозная колодка»

Поступила	12.03.2018
Рецензирование	09.04.2018
Принята к печати	19.04.2018

Разработана математическая модель динамических процессов, протекающих в области взаимного контакта рабочих элементов дискового тормоза железнодорожных транспортных средств. В основу математической модели положены уравнения скоростей, сил и моментов относительного движения рабочих элементов дискового тормоза. Математическая модель включает в себя: компоненты векторов линейной скорости элементов контактной поверхности тормозного диска и тормозной колодки; компоненты векторов относительных скоростей элементов контактной поверхности тормозного диска и тормозной колодки; компоненты и моменты сил трения, приложенные к тормозному диску и тормозной колодке. Рассмотрены дисковые тормоза с элементами трения «тормозной диск – неподвижная тормозная колодка» и «тормозной диск – вращающаяся тормозная колодка», реализующие простое и сложное относительное движение контакта рабочих элементов дискового тормоза соответственно. Дана оценка адекватности полученной математической модели путем сравнения результатов математического моделирования с результатами стендовых испытаний, проведенных на натурной стендовой установке, основой которой является асинхронный тяговый двигатель, коробка передач автомобиля и дисковый тормоз трамвая. Приведены результаты сравнительного анализа дисковых тормозов, реализующих в процессе контакта рабочих элементов простое и сложное относительное движение. Установлено, что дисковый тормоз с вращающимися тормозными колодками оказывает меньшее деформирующее и перекашивающее действие на конструкцию клещевого механизма, в результате чего достигается лучшая равномерность распределения силы прижатия по поверхности вращающейся колодки, чем в случае неподвижной тормозной колодки. Дисковый тормоз с вращающимися тормозными колодками обладает лучшим распределением энергоснабжения и износа по сравнению с дисковым тормозом стандартной конструкции, чем определяется практическая ценность разработанной математической модели, результатов моделирования и экспериментов.

Ключевые слова: *дисковый тормоз, тормозная колодка, тормозной диск, вращающаяся тормозная колодка, относительная скорость, вращающий момент.*

Современные дисковые тормоза транспортных средств, в частности тягового подвижного состава железных дорог, не в полной мере удовлетворяют возрастающим требованиям эксплуатации по критериям уровня генерируемого шума, интенсивности изнашивания и стабильности коэффициента трения [1–8]. Одним из направлений устранения отмеченных недостатков является совершенствование конструкции дисковых тормозов [9, 10].

В этой связи интерес представляет конструкция дискового тормоза, особенностью которой являются вращающиеся вокруг своих неподвижно закрепленных осей тормозные колодки. Вращение тормозных колодок происходит под влиянием неуравновешенных сил, возникающих в области фрикционного контакта рабочих элементов дискового тормоза. Новизна кинематики дискового тормоза с вращающимися тормозными колодками предполагает его новые эксплуатационные качества в целом.

Однако отсутствие достоверных данных о сравнительном анализе процессов, протекаю-

щих в области контакта рабочих элементов дискового тормоза как в случае стационарно неподвижных, так и вращающихся тормозных колодок, не позволяет сделать прогноз о перспективности такого тормоза. Поэтому разработка математической модели и исследование с ее помощью процессов в системах «тормозной диск – неподвижная тормозная колодка» и «тормозной диск – вращающаяся тормозная колодка» являются актуальной научно-технической задачей, позволяющей прогнозировать триботехнические свойства нового дискового тормоза с вращающимися тормозными колодками.

Целью работы является разработка математической модели процесса взаимодействия рабочих элементов дискового тормоза в системах «тормозной диск – неподвижная тормозная колодка» и «тормозной диск – вращающаяся тормозная колодка», а также сравнительный критерийный анализ на этой основе триботехнических характеристик традиционного дискового тормоза и нового дискового тормоза с вращающимися тормозными колодками.

Математическая модель процесса взаимодействия

При построении математической модели процесса взаимодействия в системе «тормозной диск – тормозная колодка» геометрия контактной поверхности тормозной колодки и тормозного диска, зависящая от размеров и формы колодки, задается системой уравнений. Контактная поверхность разбивается на прямоугольные элементы одинаковой площади.

Для каждого элемента контактной поверхности тормозного диска и тормозной колодки, в зависимости от его расположения на контактной поверхности, а также угловых скоростей вращения тормозного диска и тормозной колодки, определяются величины и направления векторов линейных абсолютных и относительных скоростей, сил трения и их моментов, действующих на элемент поверхности. Суммирование по всем элементам контактной поверхности тормозной колодки дает значение результирующего момента сил трения, действующего на неподвижную колодку или приводящего к раскручиванию колодки в начале торможения для дискового тормоза с возможностью вращения колодки.

В этом случае результирующий момент сил трения, приложенных к тормозной колодке, имеет две составляющие: раскручивающую и тормозящую, причем первая составляющая оказывается больше, обеспечивая постоянство направления вектора результирующего момента сил трения.

Схема, поясняющая взаимное расположение векторов абсолютных и относительных скоростей движения элементов контактной поверхности тормозного диска и тормозной колодки, а также сил взаимодействия между ними, приведена на рис. 1.

Согласно математической модели, полученной с использованием [11–14], уравнения скоростей, сил и вращающих моментов задаются в приведенном ниже виде.

Компоненты вектора линейной скорости элемента контактной поверхности тормозного диска, м/с:

$$v_{1x} = \omega_1 R_{1y}; \quad v_{1y} = -\omega_1 R_{1x}, \quad (1)$$

где ω_1 – угловая скорость вращения тормозного диска, c^{-1} ; R_{1y} и R_{1x} – компоненты радиус-вектора точек тормозного диска в системе координат, связанной с тормозным диском, м.

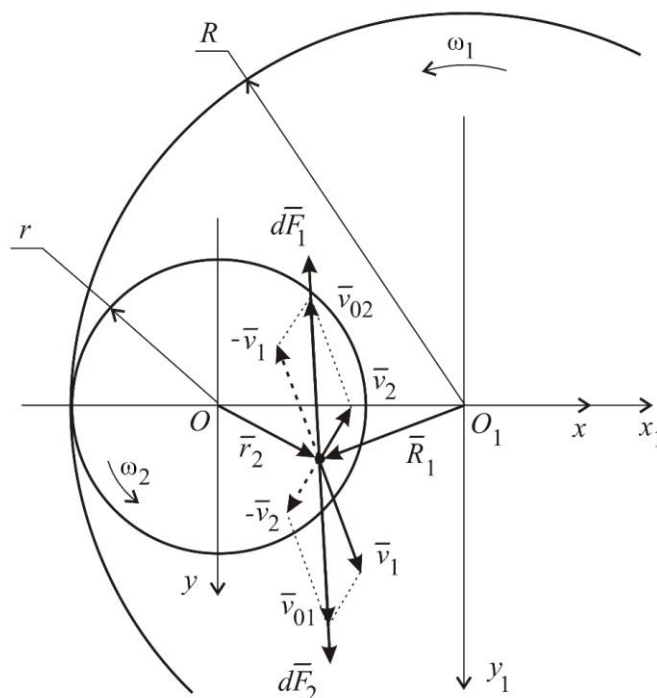


Рис. 1. Схема взаимного расположения векторов скоростей и сил взаимодействия в системе «тормозной диск – тормозная колодка» для элемента контактной поверхности

Компоненты вектора линейной скорости элемента контактной поверхности тормозной колодки, м/с:

$$v_{2x} = \omega_2 r_{2y}; \quad v_{2y} = -\omega_2 r_{2x}, \quad (2)$$

где ω_2 – угловая скорость вращения тормозной колодки, c^{-1} ; r_{2y} и r_{2x} – компоненты радиус-вектора точек тормозной колодки в системе координат, связанной с колодкой, м.

Компоненты векторов относительных скоростей элементов контактной поверхности тормозного диска и тормозной колодки, м/с:

$$v_{01x} = \omega_1 R_{1y} - \omega_2 r_{2y}; \quad v_{01y} = -\omega_1 R_{1x} + \omega_2 r_{2x}; \quad (3)$$

$$v_{02x} = \omega_2 r_{2y} - \omega_1 R_{1y}; \quad v_{02y} = -\omega_2 r_{2x} + \omega_1 R_{1x}. \quad (4)$$

Компоненты силы трения, действующей на элементы контактной поверхности диска, Н:

$$dF_{1x} = -\sigma_n \frac{v_{01x}}{v_{01}} (\mu_1 - \mu_2 v_{01}) dx dy; \quad (5)$$

$$dF_{1y} = -\sigma_n \frac{v_{01y}}{v_{01}} (\mu_1 - \mu_2 v_{01}) dx dy, \quad (6)$$

где σ_n – усилие прижатия тормозной колодки к диску, Н/м²; $v_{01} = (v_{01x}^2 + v_{01y}^2)^{1/2}$ – модуль скорости относительного перемещения точек контактной поверхности диска относительно колодки, м/с.

Компоненты силы трения, действующей на элементы контактной поверхности тормозной колодки, Н:

$$dF_{2x} = -\sigma_n \frac{v_{02x}}{v_{02}} (\mu_1 - \mu_2 v_{02}) dx dy; \quad (7)$$

$$dF_{2y} = -\sigma_n \frac{v_{02y}}{v_{02}} (\mu_1 - \mu_2 v_{02}) dx dy, \quad (8)$$

где $v_{02} = (v_{02x}^2 + v_{02y}^2)^{1/2}$ – модуль скорости относительного перемещения точек контактной поверхности колодки относительно диска, м.

Элементарный момент сил трения, приложенный к диску, Н·м:

$$dM_1 = -R_{1x} dF_{1y} + R_{1y} dF_{1x}. \quad (9)$$

Элементарный момент сил трения, приложенный к колодке, Н·м:

$$dM_2 = -r_{2x} dF_{2y} + r_{2y} dF_{2x} - dM_p, \quad (10)$$

где dM_p – элементарный момент сил сопротивления в подшипнике тормозной колодки, Н·м.

Результаты исследования

Полученная математическая модель процесса динамического взаимодействия в системе

«тормозной диск – вращающаяся колодка» (1)–(10) была реализована на ЭВМ в среде MATLAB [15]. При помощи этой математической модели был проведен сравнительный анализ скоростей, сил и моментов для двух систем: «тормозной диск – неподвижная тормозная колодка» и «тормозной диск – вращающаяся вокруг своей оси тормозная колодка».

На рис. 2, а, б показано распределение абсолютных скоростей точек контактной поверхности тормозного диска и вращающейся тормозной колодки, а на рис. 2, в, г – распределение компонент относительных скоростей. Проведенный анализ позволяет сделать вывод, что вращение колодки приводит к разбросу в относительных скоростях элементов контактной поверхности диска и колодки как по модулю, так и по направлению в сравнении со случаем неподвижной колодки. При этом ожидается перераспределение силы трения по поверхности соприкосновения трущихся поверхностей и, как следствие, изменение в распределении температуры поверхностных слоев и энерговыделения в системе «тормозной диск – тормозная колодка» [10].

В результате сравнения распределений вращающихся моментов по поверхности соприкосновения тормозного диска и колодки для неподвижной колодки и для вращающейся колодки было установлено, что при вращении тормозной колодки момент распределяется по поверхности соприкосновения более равномерно. Сравнение зависимостей суммарных вращающихся моментов от скорости движения подвижного состава для неподвижной и вращающейся колодок показало, что суммарный момент меньше в случае вращения колодки, а это уменьшает изгибные деформации прижимной вилки, так как в первом случае момент приложен к элементам крепления колодки к вилке, а во втором – к оси вращения тормозной колодки.

Адекватность полученной математической модели проверена на натурной стендовой установке [16], основой которой является асинхронный тяговый двигатель мощностью 75 кВт и дисковый тормоз трамвая. На стенде проверены зависимости от угловой скорости тормозного диска вращающихся моментов, действующих на колодку со стороны тормозного диска и наоборот, которые являются одними

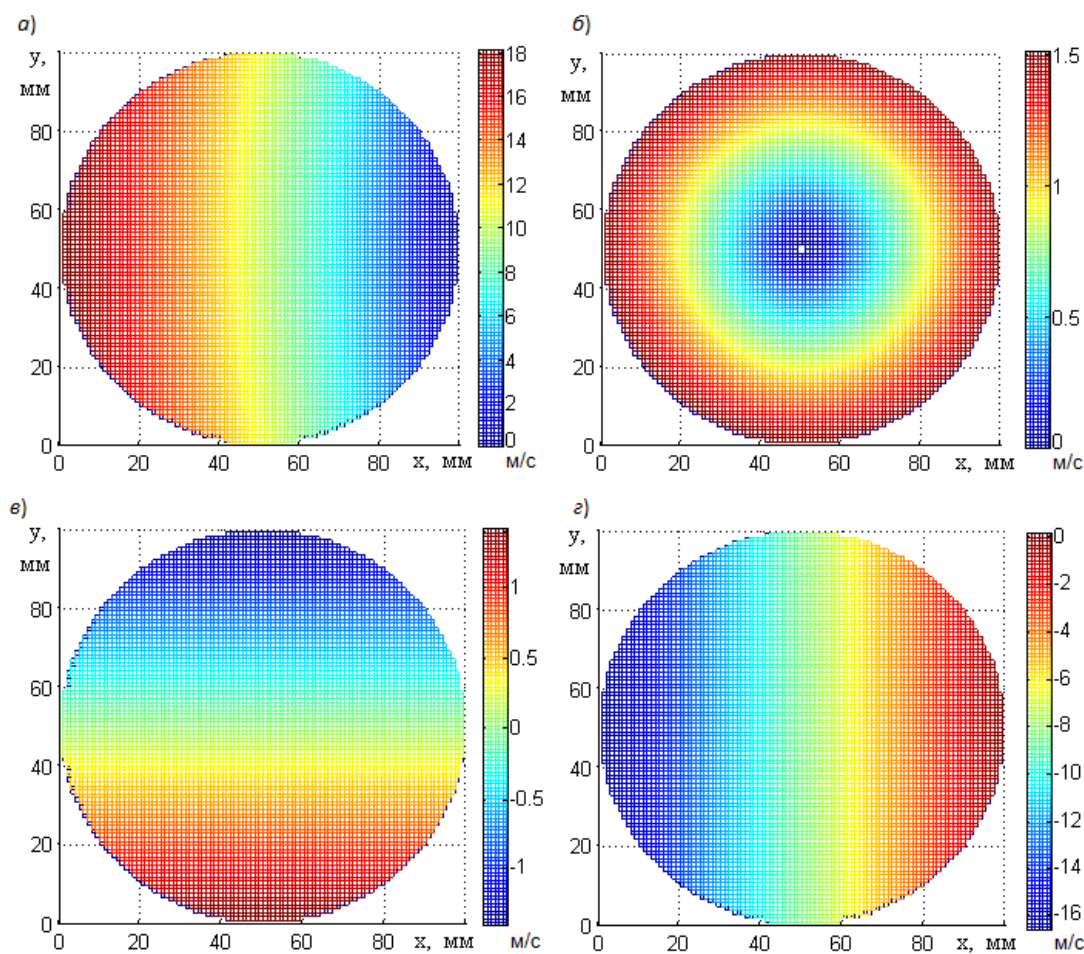


Рис. 2. Распределение по поверхности соприкосновения: модулей абсолютных скоростей точек контактной поверхности тормозного диска (а) и вращающейся тормозной колодки (б); х-компоненты (в) и у-компоненты (г) относительных скоростей точек вращающейся тормозной колодки

из выходных величин математической модели, и проведено их сравнение с теоретическими результатами. На стендовой установке также были получены значения моментов сил трения, действующих на тормозную колодку и тормозной диск при фрикционном взаимодействии тормозной колодки с тормозным диском применительно к неподвижной тормозной колодке. Неподвижная тормозная колодка имела форму скругленного сектора, а вращающаяся тормозная колодка – форму сплошного диска. В обоих случаях использовалось идентичное крепление на клещевой механизм при помощи одного болта. Таким образом, было легко производить замену неподвижной колодки на вращающуюся колодку и наоборот. Площади фрикционных поверхностей неподвижной и вращающейся колодок были одинаковыми.

Передача силы прижатия от клещевого механизма вращающейся тормозной колодке

осуществлялась через радиально-упорный подшипник (рис. 3) или подшипник скольжения, обеспечивающий вращение тормозной колодки вокруг своей оси под действием результирующего момента сил трения, приложенного к оси колодки.

Для измерения результирующей тангенциальной составляющей силы трения, приложенной к вращающейся тормозной колодке, был использован динамометр, прикрепленный своей подвижной частью к тормозной колодке и неподвижной частью – к раме испытательного стенда. Измерения проводились при шести значениях угловой скорости вращения тормозного диска, получение которых обеспечивала коробка передач от автомобиля ЗИЛ-130, входящая в состав измерительного стенда.

Для разных значений угловой скорости вращения тормозного диска и силы прижатия колодки к диску проводились измерения ре-

а)



б)



Рис. 3. Тормозная колодка с вращением фрикционной поверхности (а) и тормозной блок с вращением колодки (б)

зультирующего момента тангенциальной составляющей силы трения, приложенной к оси вращения тормозной колодки. Силы прижатия изменялись ступенчато, при помощи набора дисковых грузов с отверстием и рычажного механизма.

Соответствующие теоретические значения вращающего момента, действующего со стороны тормозного диска на вращающуюся тормозную колодку, были получены при помощи математической модели, рассчитаны для соответствующих угловых скоростей вращения тормозного диска и сил прижатия колодки к поверхности тормозного диска (рис. 4).

Анализ экспериментальных и теоретических результатов расчета (см. рис. 4) показывает, что наблюдается стабильная зависимость результирующего вращающего момента сил трения, приложенного к оси вращения тормозной колодки, от угловой скорости вращения тормозного диска (или скорости движения подвижного состава), а также от силы прижатия тормозной колодки к поверхности тормозного диска. Аналогичные экспериментальные исследования были проведены для случая неподвижной тормозной колодки.

Конструкция клещевого механизма позволила измерить вращающий момент тангенциальной составляющей результирующей силы трения через пару тангенциальных составляющих сил трения, действующих на противоположные части колодки и поворачивающих ее вокруг условной оси. Для этого указанная пара сил трения измерялась при помощи динамометров, после чего рассчитывался вращаю-

щий момент, действующий на неподвижную тормозную колодку.

Сравнение полученных результатов с предыдущим случаем вращения колодки представляет интерес с точки зрения влияния типа колодки на деформацию клещевого механизма. Так, вращающаяся тормозная колодка, у которой момент сил трения приложен к оси вращения, в меньшей степени воздействует на клещевой механизм, чем неподвижная тормозная колодка, у которой пара сил приложена к элементам крепления клещевого механизма, что, в свою очередь, влияет на образование клиновидного износа тормозной колодки и является определенной конструктивной проблемой [9].

Измерения пары сил проводились при указанных комбинациях угловых скоростей вращения тормозного диска (или скоростей движения поезда) и сил прижатия тормозной колодки к поверхности тормозного диска. Для соответствующих значений угловых скоростей и сил прижатия выполнялись расчеты результирующего момента сил трения, действующего на неподвижную тормозную колодку со стороны тормозного диска (рис. 5).

Сравнение теоретических и экспериментальных значений момента сил трения, приложенного к тормозной колодке при разных комбинациях угловой скорости вращения тормозного диска и силы прижатия тормозной колодки к поверхности тормозного диска, показывает стабильную зависимость момента сил трения от указанных параметров.

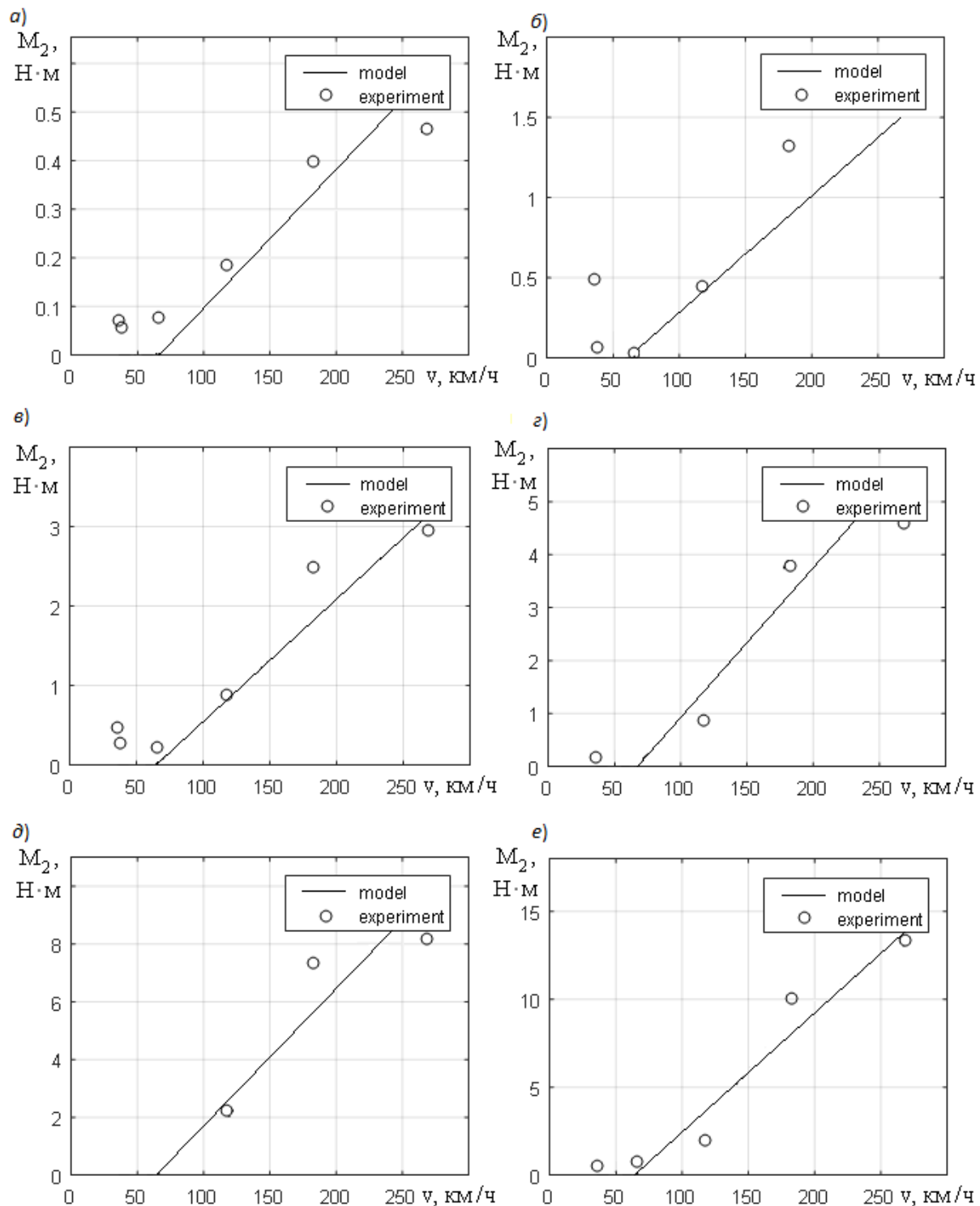


Рис. 4. Зависимости вращающего момента, действующего со стороны тормозного диска на вращающуюся колодку, от скорости поезда для силы прижатия колодки F_0 :
а – 1,22 кН; б – 2,98 кН; в – 4,47 кН; г – 7,44 кН; д – 10,42 кН; е – 11,9 кН

Данные, полученные при помощи математической модели, хорошо согласуются с экспериментальными данными, причем при ма-

лых значениях силы прижатия тормозной колодки к поверхности тормозного диска наблюдается большее несоответствие значе-

ний, чем при больших значениях силы прижатия в связи с большей погрешностью измерений силы динамометром при малых ее значениях, что определяется нелинейностью характеристики измерительного прибора, и большим влиянием неравномерности фрикционного взаимодействия в указанных режимах,

что недостаточно учтено в предложенной математической модели.

Также для проверки адекватности предложенной математической модели были проведены эксперименты по измерению момента сил трения, действующего со стороны вращающейся тормозной колодки на тормозной

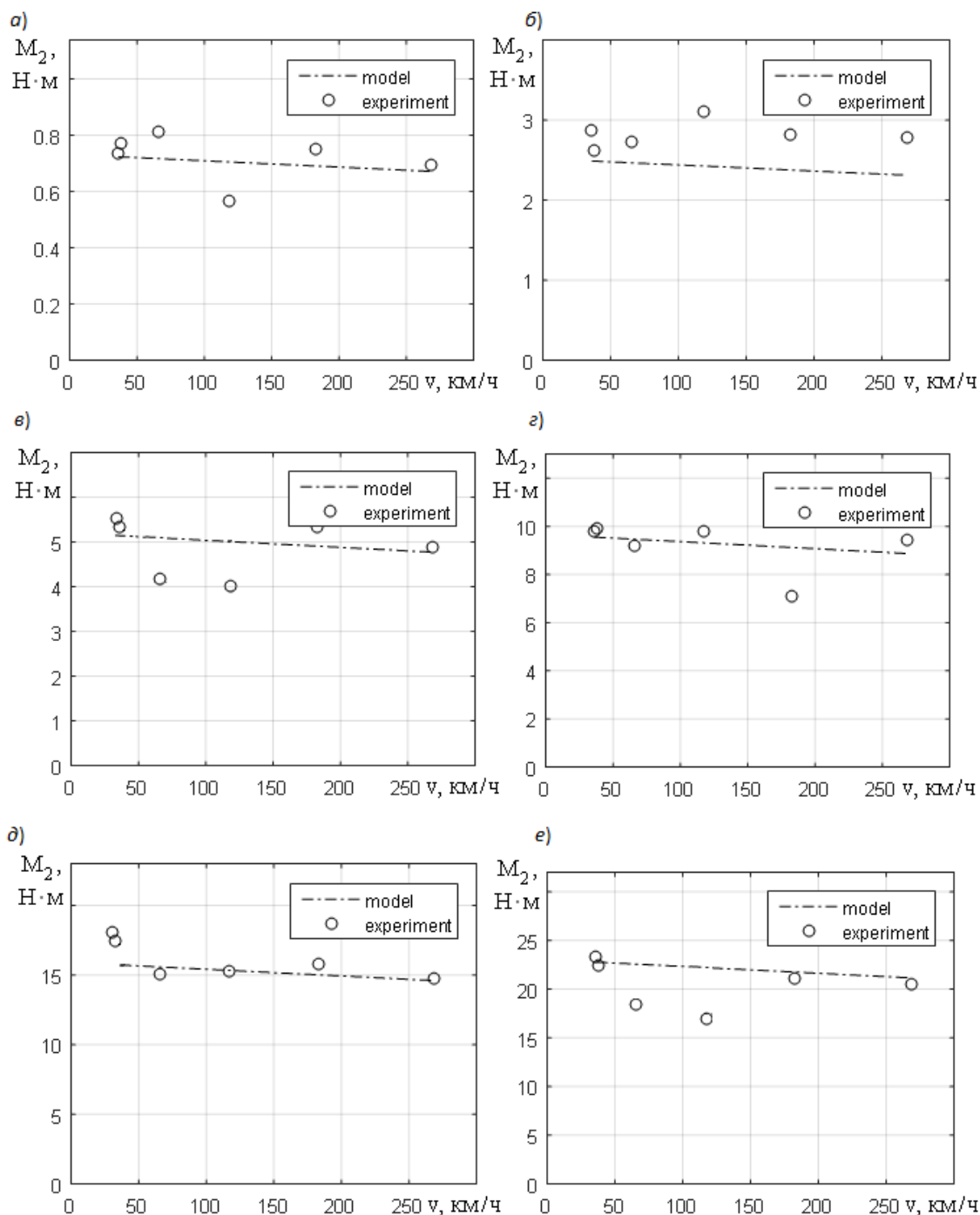


Рис. 5. Зависимости вращающего момента, действующего со стороны тормозного диска на неподвижную колодку, от скорости поезда для силы прижатия колодки F_0 :
а – 1,22 кН; б – 2,98 кН; в – 4,47 кН; г – 7,44 кН; д – 10,42 кН; е – 11,9 кН

диск. Каждый эксперимент заключался в следующем. Для выбранных комбинаций угловых скоростей вращения тормозного диска (или соответствующих им скоростей движения подвижного состава) и сил прижатия тормозной колодки к поверхности тормозного диска в определенный момент времени разъединялась трансмиссия испытательного тор-

мозного стенда, и тормозной диск с взаимодействующей с ним тормозной колодкой продолжал свое вращения по инерции. За короткое время угловая скорость тормозного диска, которая измерялась с высокой точностью при помощи оптического измерительного прибора, уменьшалась. При этом фиксировалось

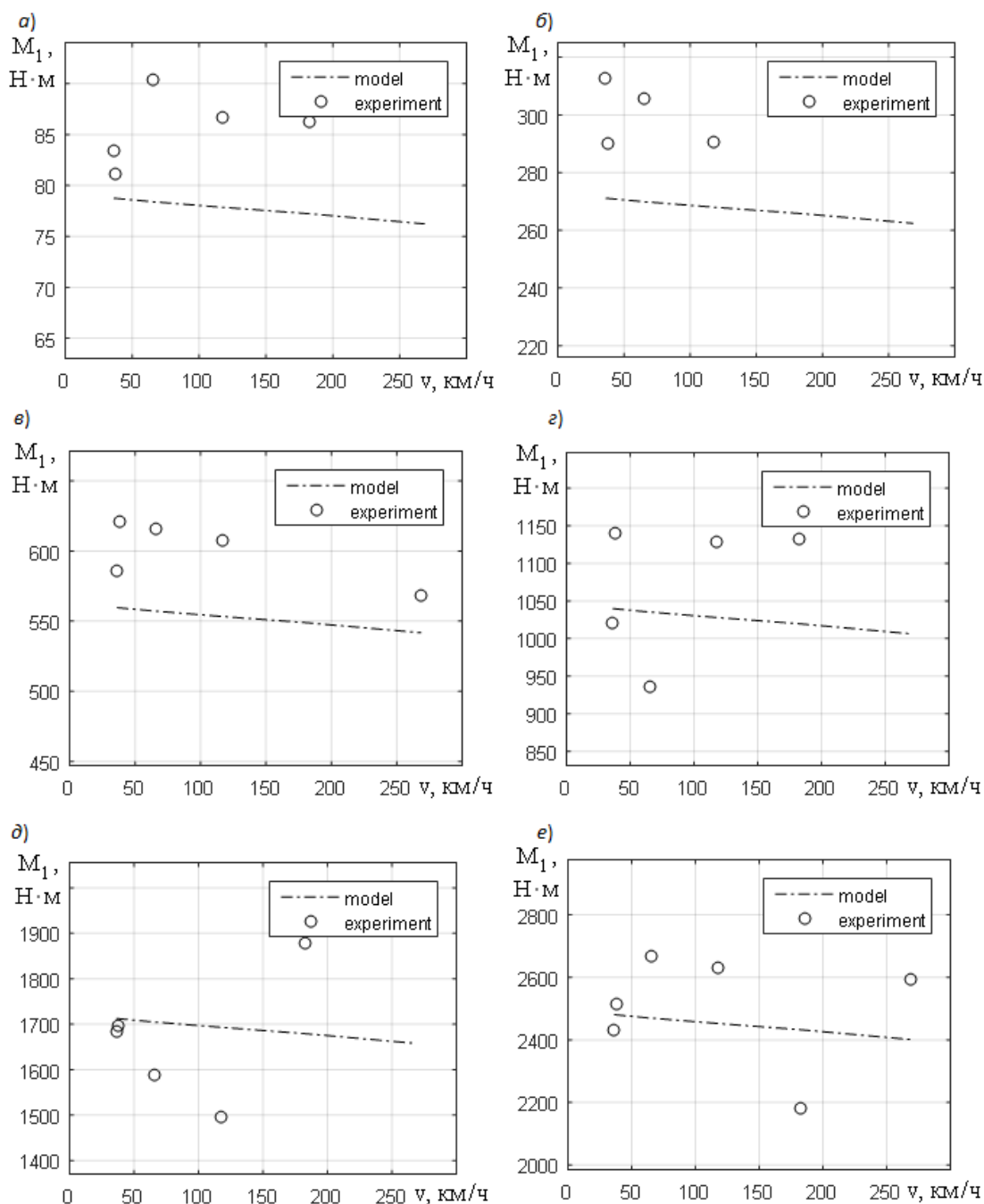


Рис. 6. Зависимости вращающего момента, действующего со стороны вращающейся тормозной колодки на тормозной диск, от скорости поезда для сил прижатия колодки F_0 :
 а – 1,22 кН; б – 2,98 кН; в – 4,47 кН; г – 7,44 кН; д – 10,42 кН; е – 11,9 кН

изменение угловой скорости вращения тормозного диска и время, за которое произошло данное изменение.

Далее, считая известными момент инерции и момент сил трения в подшипниках, рассчитывался момент сил трения, действующий на тормозной диск со стороны вращающейся тормозной колодки в окрестности заданных значений угловой скорости и силы прижатия. Момент сил трения в подшипниках рассчитывался аналогичным образом по изменению угловой скорости тормозного диска, только без прижатия тормозной колодки к поверхности тормозного диска. В качестве примера приведены зависимости от скорости движения подвижного состава момента сил трения, приложенного к тормозному диску со стороны вращающейся тормозной колодки (рис. 6).

Сравнительный анализ экспериментально полученных значений момента сил трения, действующего на тормозной диск со стороны вращающейся тормозной колодки, с рассчитанными при помощи математической модели значениями показывает, что зависимость момента от угловой скорости слабо выражена. Наблюдается слабый спад вращающего момента с ростом скорости движения подвижного состава. Величина вращающего момента силы трения, действующего на тормозной диск, в основном определяется силой прижатия к нему тормозной колодки.

Сравнительный анализ полученных данных позволяет сделать вывод об адекватности разработанной математической модели и ее применимости для моделирования процессов взаимодействия в системе «тормозной диск – тормозная колодка», из которого вытекает следующее.

Благодаря приложению момента сил трения к оси вращения колодки дисковый тормоз с вращающимися тормозными колодками оказывает меньшее деформирующее и перекашивающее действие на конструкцию клещевого механизма, что позволяет достичь лучшей равномерности распределения силы прижатия по поверхности вращающейся колодки, чем в случае неподвижной тормозной колодки.

Момент сил трения, приложенный к тормозному диску, незначительно уменьшается при торможении на больших начальных скоростях движения подвижного состава, что яв-

ляется следствием вращения тормозной колодки. Есть все основания считать, что данное уменьшение момента сил трения в реальных условиях эксплуатации дискового тормоза с вращающимися тормозными колодками будет компенсировано лучшей равномерностью распределения работы силы трения по поверхности фрикционного взаимодействия и, как следствие, лучшим распределением энерговыделения и износа по сравнению с дисковым тормозом стандартной конструкции.

Выводы

1. Предложена математическая модель, описывающая динамические процессы в области контакта взаимодействующих рабочих элементов дискового тормоза в системах «тормозной диск – неподвижная тормозная колодка» и «тормозной диск – вращающаяся тормозная колодка». На основании полученных теоретических и экспериментальных данных сделан вывод об адекватности математической модели и достоверности результатов моделирования.

2. Взаимодействие рабочих элементов в системе «тормозной диск – вращающаяся тормозная колодка» характеризуется более равномерным распределением относительных скоростей перемещения точек диска и тормозной колодки как по модулю, так и по направлению по сравнению с неподвижной тормозной колодкой, что способствует более равномерному распределению температуры по контактной поверхности и снижению интенсивности трибопроцессов в области контакта рабочих элементов дискового тормоза.

3. Установлено, что для системы «тормозной диск – вращающаяся тормозная колодка» вращающий момент сил трения распределяется по контактной поверхности более равномерно, чем для системы «тормозной диск – неподвижная тормозная колодка». Меньшие значения вращающего момента сил трения, приложенного к оси вращающейся колодки, по сравнению с неподвижной колодкой позволяют в среднем на 5 % снизить крутящие нагрузки, приложенные к прижимной вилке клещевого механизма, что позволяет достичь лучшей равномерности распределения силы прижатия по площади тормозной колодки и повысить долговечность клещевого механизма.

Библиографический список

1. Чумляков К. С. Стратегическая конкурентоспособность национальной транспортной инфраструктуры в пространстве международных транзитных перевозок // Вестник ВНИИЖТ. 2015. № 1. С. 49–54.
2. Якунин В. И. Железные дороги России и государство. М. : Научный эксперт, 2010. 432 с.
3. Захаров В. Б., Черняев Е. В. Техническое обслуживание пути в условиях смешанного высокоскоростного движения поездов // Техника железных дорог. 2017. № 1 (37). С. 74–78.
4. Петраков Д. И., Чудаков П. Л., Котов О. М. Новый вид маневрового железнодорожного транспорта – ТЭМ28 // Техника железных дорог. 2017. № 2 (38). С. 59–63.
5. Мошков А. А., Сипягин Е. С. Разработка дискового тормоза для отечественного скоростного железнодорожного транспорта // Тр. VIII Междунар. науч.-техн. конф. «Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты». СПб. : ПГУПС, 2013. С. 176–179.
6. Providing Stability of Friction Coefficient of Vehicle Disc Brake under the Extreme Operating Conditions / Yu.Yu. Osenin [etc.] // Friction and wear. Gomel : MPRI NAS of Belarus, 2016. Vol. 37. № 3. P. 301–308.
7. Справочник по триботехнике : в 3 т. / под общ. ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. Т. 1. Теоретические основы. М. : Машиностроение, 2000. 314 с.
8. Heat Abstraction from Contact Zone of Working Elements of Disc Brake / Yu. Osenin [etc.] // ТЕКА Commission of Motorization and Agriculture. Lublin : Polska Akademia Nauk Oddzial w. Lubline, 2014. № 2. P. 79–85.
9. 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.
10. Чичинадзе А. В., Кожмякина В. Д. Методика оценки режима работы фрикционной пары дискового тормоза в высокоскоростном железнодорожном составе на стадии проектирования и конструирования // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 2. С. 25–28.
11. Яворский Б. М., Детлаф А. А., Лебедев А. К. Справочник по физике для инженеров и студентов. М. : Оникс, 2006. 1056 с.
12. Бронштейн И. Н., Семендяев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. М. : Наука, 1979. 974 с.
13. Трибология : учеб. пособие / В. П. Тихомиров [и др.]. М. : МИИР, 2014. 360 с.
14. Маркеев А. П. Теоретическая механика : учеб. М. : ЧеРо, 1999. 572 с.
15. Мэтьюз Д. Г., Финк К. Д. Численные методы. Использование MATLAB. М. : Вильямс, 2001. 720 с.
16. Стенд для дослідження взаємодії робочих елементів дискового гальма : пат. на корисну модель 79205 Україна : МПК⁷ G 01 L 5/28 / Осенін Ю. Ю., Сергієнко О. В., Соснов І. І., Бугасько В. В ; власник Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. № 13002 ; заявл. 15.11.2012 ; опубл. 10.04.2013, Бюл. № 7. 2 с.
17. Дискове гальмо : пат. на корисну модель 121627 Україна : МПК⁷ F 16 D 49/00 / Войтенко В. П., Осенін Ю. І., Кривошея Ю. В., Шапран Є. Н. ; власник(и) Войтенко В. П., Осенін Ю. І. № 06351 ; заявл. 22.06.2017 ; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23. 3 с.

Yu. V. Krivosheya

Mathematical Model of the Dynamic Process in the System "Brake Disc – Rotating Brake Cabin"

Abstract. A mathematical model of the dynamic processes occurring in the area of mutual contact of the working elements of the disc brake of railway vehicles has been developed. The mathematical model is based on the equations of velocities, forces and moments of relative motion of the working elements of the disk brake. The mathematical model includes: the components of the linear velocity vectors of the elements of the contact surface of the brake disc and the brake pad; components of relative velocity vectors of the elements of the contact surface of the brake disc and brake shoe; components and moments of frictional forces applied to the brake disc and the brake shoe. Disc brakes with friction elements "brake disc – fixed brake shoe" and "brake disc – rotating brake shoe" are considered, realizing, respectively, a simple and complex relative motion of the contact of the working elements of the disk brake. The adequacy of the obtained mathematical model is estimated by comparing the results of mathematical modeling with the results of bench tests carried out on a full-scale bench installation based on an asynchronous traction motor, a car gear box and a tram brake disc. The results of a comparative analysis of disc brakes realizing a simple and complex relative motion in the process of contact of working elements are given. It is established that disc brake with rotating brake pads has a less deforming and distorting effect on the construction of the tick mechanism, as a result of which a better uniformity in the distribution of the pressing force over the surface of the rotating shoe is achieved than in the case of a stationary brake shoe. The disc brake with rotating

brake pads has a better distribution of energy release and wear compared to the disc brake standard design, which determines the practical value of the developed mathematical model and the results of modeling and experiments.

Key words: *disc brake; brake shoe; brake disc; rotating brake shoe; relative speed; torque.*

Кривошея Юрий Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог» Донецкого института железнодорожного транспорта. E-mail: krivosheya.drti@yandex.ru