

ний. Программа позволяет увеличивать графическое изображение и передвигать его по экрану для исследования перемещений и положений отдельных элементов рычажной передачи в более крупном масштабе. С целью проверки соблюдения необходимых зазоров между кронштейнами и тягами в меню заложены возможные варианты установки валиков в резервные отверстия. При необходимости на экран дисплея можно вывести текстовую информацию о координатах X и Y каждой характерной точки, выходе штока тормозного цилиндра, углах наклона рычагов и подвесок, угле наклона и выходе штока пневматического регулятора, расстоянии от тяг до кронштейнов подвесок.

Предварительные исследования модели рычажной передачи показали, что вероятными причинами прижатия тормозных колодок при отпущенном состоянии тормоза могут быть конструктивные недоработки:

- отклонение на большой угол подвесок затяжек вертикальных рычагов второй от тормозного цилиндра колесной пары из-за нерационального размещения на раме их кронштейнов;
- значительные отклонения положения головки штока пневматического регулятора по вертикали.

УДК 629.4.077

ЭФФЕКТИВНЫЙ РАДИУС ТРЕНИЯ В ДИСКОВОМ ТОРМОЗЕ ПРИ РАВНОМЕРНОМ ИЗНОСЕ НАКЛАДОК

П. К. РУДОВ

Белорусский государственный университет транспорта

Для определения коэффициента трения накладок при исследовании дискового тормоза на испытательных стендах измеряют тормозной момент M_T , создаваемый на оси колесной пары, и силу нажатия K_n накладки на диск. Расчет коэффициента трения производят по формуле

$$\Phi_{\text{кл}} = \frac{M_T}{n_n K_n r_s}, \quad (1)$$

где n_n – количество накладок, действующих на ось; r_s – эффективный радиус трения.

Исследователями предлагаются разные методики для определения эффективного радиуса трения. Одни предлагают принимать его равным среднему радиусу накладки, другие – расстоянию от оси вращения диска до центра тяжести фигуры, образующей плоскость трения, третьи – расстоянию от оси вращения диска до точки приложения равнодействующей сил нажатия и т.д. Разность в значениях эффективного радиуса трения, определенных с использованием различных методик, достигает 20%. В результате получают различающиеся на такую же величину коэффициенты трения для одних и тех же накладок. В литературе чаще всего приводят установленные экспериментальным путем значения коэффициентов трения без указания принятого эффективного радиуса. Сравнение полученных разными исследователями триботехнических характеристик накладок в таком случае становится невозможным. Кроме того, невозможно использование полученных коэффициентов трения для выполнения тормозных расчетов, так как для определения тормозной силы дискового тормоза необходимо также знать эффективный радиус трения.

Эффективный радиус трения в дисковом тормозе необходимо принимать таким, чтобы коэффициент трения, определенный по формуле (1), соответствовал своему физическому определению, т.е. был равным отношению суммарной силы трения всех элементарных площадок фрикционной поверхности накладки к силе нажатия на нее. Суммирование должно производиться арифметически. Это связано с тем, что сила трения, действующая на каждой элементарной площадке, направлена по нормали к радиальной линии, идущей от центра вращения диска. Тормозной момент на каждой элементарной площадке создается полной силой трения, а не отдельной ее составляющей. При геометрическом суммировании получают равнодействующую сил трения. Составляющие элементарных сил, создающие местный вращающий момент на накладке и участвующие в создании тормозной силы, при этом не учитываются, что приводит к погрешности при определении коэффициента трения. Например, если представить накладку в виде замкнутого кольца, то равнодействующая сил трения на ней равна нулю, в то время как тормозной момент действует на оси колесной пары.

Рассмотрим методику определения эффективного радиуса трения для накладки дискового тормоза. Закон распределения удельных давлений p в зоне фрикционного контакта для обеспечения равномерного износа имеет вид

$$p(\rho) = \frac{k}{v(\rho)} \varphi(\rho); \quad (2)$$

где k – удельная тормозная мощность, реализуемая на фрикционной поверхности, при равномерном износе в каждый момент времени $k = \text{const}$ для любой точки; $v(\rho)$ – линейная скорость трения на радиусе ρ , $v(\rho) = \rho\omega$; ω – угловая скорость диска; $\varphi(\rho)$ – функция, показывающая изменение коэффициента трения материала накладки с изменением радиуса, является функцией удельного давления p и скорости v : $\varphi(\rho) = \alpha \varphi(p(\rho)) \varphi(v(\rho))$.

Рассмотрим накладку, выполненную в виде кольцевого сектора. Суммарная сила трения F_τ накладки и тормозной момент M_τ на диске определяются по формулам:

$$F_\tau = \alpha_c \int_{\rho_n}^{\rho_n} p(\rho) \varphi(\rho) \rho d\rho; \quad (3)$$

$$M_\tau = \alpha_c \int_{\rho_n}^{\rho_n} p(\rho) \varphi(\rho) \rho^2 d\rho, \quad (4)$$

где α_c – центральный угол накладки; ρ_n , ρ_n – радиус соответственно внутренней и наружной периферии накладки.

Подставляя в формулы (3) и (4) выражение (2) и учитывая, что $v(\rho) = \rho\omega$, после интегрирования получим

$$F_\tau = k\alpha_c \frac{\rho_n - \rho_n}{\omega};$$

$$M_\tau = k\alpha_c \frac{\rho_n^2 - \rho_n^2}{2\omega}.$$

Эффективный радиус трения определяем по формуле

$$R_s = \frac{M_\tau}{F_\tau} = \frac{\rho_n + \rho_n}{2} = \rho_{\text{ср}}.$$

Таким образом, при равномерном износе накладки, выполненной в виде кольцевого сектора, эффективный радиус трения равен ее среднему радиусу. Как видно из формул, эффективный радиус трения не зависит от триботехнических характеристик применяемого материала, а является функцией геометрических характеристик площади фрикционного контакта трущихся пар. Причем, это утверждение справедливо для накладок любой формы. Производя аналогичные преобразования зависимостей для определения суммарной силы трения F_τ и создаваемого на оси тормозного момента M_τ , с учетом условия (2) для накладок любой геометрической формы в общем виде можно написать

$$F_\tau = \frac{k}{\omega} \int_{F_n} \frac{dF}{\rho}; \quad (5)$$

$$M_\tau = \frac{k}{\omega} F_n R_s;$$

$$R_s = \frac{M_\tau}{F_\tau} = \frac{F_n}{\int_{F_n} \frac{dF}{\rho}}, \quad (6)$$

где F_n – площадь фрикционной поверхности накладки.

Для накладок сложной геометрической формы определенные интегралы в уравнениях (5) и (6) вычисляются методами приближенного интегрирования.

Предлагаемая методика определения эффективного радиуса трения для накладок дискового тормоза учитывает физическую сущность коэффициента трения и поэтому может применяться при обработке результатов испытаний фрикционных материалов на инерционных и безынерционных стендах с целью определения триботехнических характеристик. Использование единого подхода в этом вопросе позволит избежать недоразумений при сравнении свойств фрикционных материалов и исключить ошибки при выполнении тормозных расчетов с использованием полученных другими исследователями характеристик и зависимостей.

УДК 629.4.027.2

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ РАСЧЕТА ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕШИВАНИЯ ВАГОНОВ

В. И. СЕЛИНОВ

Брянский государственный технический университет

Программный комплекс для расчета элементов подвешивания вагонов предназначен для использования в заводской практике, а также для оказания помощи студентам при изучении соответствующих дисциплин, предусмотренных Учебным планом. Комплекс включает программные продукты, позволяющие выполнить проектный расчет упругих элементов (расчет многорядных пружин, торсионной, резиновой и пневматической рессор, возвращающих устройств (люльки, каткового и перекаत्याвающегося возвращающих устройств); некоторых типов гасителей колебаний; определить величины расчетных нагрузок, действующих на раму тележки; рассчитать геометрические характеристики поперечных сечений балочных несущих элементов тележек, а также вписывание тележки в габарит подвижного состава.

Программный комплекс позволяет выполнить расчет многорядных пружин с произвольным числом рядов. При этом диаметры прутков округляются в соответствии с ГОСТ 2590-81 «Сталь круглая, горячекатаная. Сортамент» или в соответствии со специальным рядом величин, задаваемым пользователем.

Исходными данными являются осевая нагрузка на пружину, жесткость пружины и число рядов, а также специальные условия: ряд величин диаметров прутков или величина поперечной жесткости, или высота пружины под рабочей нагрузкой, или величина наружного диаметра витка.

В результате расчета для каждой из составляющих многорядной пружины определяются диаметр прутков и витков, число рабочих витков, масса, высота в свободном состоянии, а для многорядной пружины – общая масса и величина поперечной жесткости при повороте и без поворота опорного витка.

При расчете торсионной рессоры исходными данными являются: нагрузка на рессору, деформация и угол к горизонту начальной установки рычага торсиона. На основании расчета определяются длина рычага и рабочей части торсиона, его диаметр и действующие касательные напряжения. Любые две из числа величин, подлежащих определению, могут быть заданы пользователем. Расчет выполняется с учетом нелинейности силовой характеристики торсионной рессоры.

При расчете резиновых рессор, работающих на чистое сжатие или сдвиг, а также на одновременное действие сдвигающих и нормальных нагрузок, исходными данными являются нагрузка на рессору, деформация рессоры, допускаемая относительная деформация резины и допускаемые напряжения. В результате расчета определяются высота резиновой рессоры, размеры поперечного сечения, твердость резины, коэффициент формы, число элементов (шайб), из которых состоит рессора и их высота.

При расчете пневморессоры исходными данными являются вес кузова вагона, положение центра тяжести кузова и центра тяжести боковой проекции кузова вагона, база вагона, жесткость пневморессоры, предельное давление воздуха в питающей магистрали и величина поперечной жесткости одной пневморессоры.

Результатами расчета являются: эффективный диаметр пневморессоры, рабочее давление воздуха, полный объем пневморессоры и углы наклона направляющих элементов.