

В.П. АВТУШКО, канд.техн.наук,
Н.П. ИМАШЕВА, канд.техн.наук,
Н.Ф. МЕТЛЮК, д-р техн.наук (БПИ)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В СИСТЕМЕ ТОРМОЗНОЙ БАРАБАН-НАКЛАДКА-КОЛОДКА

В последнее время появилось несколько статей [1-4], в которых априорно принимается допущение о "параллельно-равномерном" распределении сил \bar{P}_1 взаимодействия накладкой с тормозным барабаном (см. рис. 1). Такая расчетная схема приводит к появлению дополнительной тангенциальной составляющей \bar{T}_1 (кроме силы трения $\bar{F}'_{тр}$) от силы взаимодействия накладкой с барабаном, причем значение и направление этой составляющей \bar{T}_1 зависят от угловой координаты элемента накладкой a .

Цель данной статьи показать, что тангенциальная составляющая силы взаимодействия барабана и накладкой может быть только силой трения.

Приводимая ниже трактовка некоторых вопросов механики тормозных механизмов, по-видимому, разделяется многими специалистами и не находится в каком-либо существенном противоречии с общепринятым подходом к расчету барабанных тормозных механизмов. Тем не менее представляется полезным еще раз обратить внимание на необходимость решения конкретных задач, относящихся к теории расчета тормозных механизмов, в строгом соответствии с общими законами классической механики.

Методологическим условием исследования любого объекта является описание этого объекта в терминах той науки, аппарат которой применяется для решения данной задачи. Поскольку в нашей

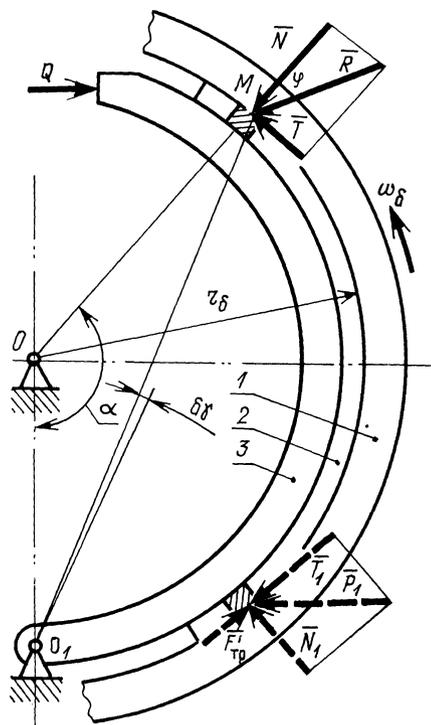


Рис. 1. Расчетная схема тормозного механизма.

статье речь идет о расчете барабанных тормозных механизмов методами теоретической механики, то элементы тормозного механизма и их взаимодействие должны быть описаны в терминах теоретической механики. Основные понятия теории тормозов: барабан, колодка, накладка, опоры и др., а теоретической механики: материальная точка, абсолютно твердое тело, связь, реакции связей, активные силы и др.

При расчете тормозных механизмов делается ряд допущений и составляется его модель, адекватная поставленной задаче. Одной из распространенных является модель, построенная на допущении о недеформируемости тормозного барабана и колодки. В этом случае тормозной механизм представляет несвободную механическую систему, состоящую из тормозного барабана 1, накладки 2 и колодки 3 (см. рис. 1). Внешними связями являются цилиндрический шарнир O , вокруг которого может вращаться барабан, и шарнир O_1 , вокруг которого может вращаться колодка (до соприкосновения накладки с барабаном). Поверхность барабана является геометрической связью по отношению к точкам накладки, находящимся в контакте с барабаном.

Рассмотрим нагружение тормозного механизма разжимным усилием для некоторых случаев состояния поверхности барабана. При абсолютно гладкой (идеальной) поверхности барабана ее реакция направлена, как известно, по нормали к поверхности в рассматриваемой точке, т.е. по радиусу барабана [5]. Следовательно, при абсолютно гладкой поверхности силы взаимодействия барабана с накладкой радиальны и представляют собой систему сходящихся сил.

При шероховатой поверхности барабана в случае его вращения (при определении тормозного момента рассматривается только случай вращения барабана) реакцию \underline{R} можно представить тангенциальной \underline{T} и нормальной \underline{N} составляющими. Известно [5], что если между поверхностями существует относительное движение, то тангенциальная составляющая является силой трения и выражается через нормальную составляющую, согласно закону Кулона, $\underline{T} = \underline{F}_{\text{тр}} = \mu \underline{N}$ (где μ — коэффициент трения контактируемых поверхностей), а угол трения $\varphi = \text{arctg } \mu$. При неподвижном барабане реакция шероховатой поверхности его в точке M составляет угол $\varphi \leq \text{arctg } \mu$ с нормалью. При этом тангенциальная составляющая по величине может изменяться от нуля до предельного значения, равного силе трения $\underline{F}_{\text{тр}}$.

Как следует из изложенного, в тангенциальном направлении нет никаких других сил, кроме сил трения.

Покажем, что направление реакции \underline{R} шероховатой поверхности барабана не зависит от возможного перемещения колодки в случае деформируемой накладки. С этой целью, используя принцип освобождаемости от связей, действие связей (поверхности барабана) заменяем реакцией связи \underline{R} в точке M . Следовательно, на колодку

будут действовать активные силы \bar{Q} и \bar{R} . Дадим колодке возможное перемещение, для чего повернем ее на угол $\delta\gamma$ по часовой стрелке. Точка М при этом переместится на величину δr_M , перпендикулярную радиусу $O_1 M$. Поскольку колодка находится в равновесии, то, согласно принципу Лагранжа, сумма виртуальных работ $\Sigma \delta A^a$ всех действующих на него активных сил (Q, R) равна нулю [5]. Тогда

$$\Sigma \delta A^a = \delta A(\bar{Q}) + \delta A(\bar{R}) = 0. \quad (1)$$

Так как $\delta A(\bar{Q}) = Qh \delta\gamma$, $\delta A(\bar{R}) = -Rh_1 \delta\gamma$ то из уравнения (1) получим

$$Qh - Rh_1 = 0.$$

Отсюда определяем, что $R = Qh/h_1$, где h и h_1 -- плечи сил \bar{Q} и \bar{R} относительно шарнира O_1 .

Из приведенного следует, что сила \bar{R} определяется только значением разжимной силы \bar{Q} и плеч h и h_1 . Направление и значение силы \bar{R} не зависят от возможного перемещения колодки.

Для определения тормозного момента, создаваемого механизмом, должен быть принят закон о распределении сил взаимодействия (реакций R) по длине деформируемой накладки с барабаном. При этом используются расчетные схемы с сосредоточенными силами [6] и с распределенными по длине накладки давлениями (составляющими N). Закон изменения распределенных давлений по длине накладки определяется расчетным или экспериментальным путем для деформируемой накладки и абсолютно жесткого барабана [6, 7, 8]. В ряде случаев закон распределения давлений по длине накладки устанавливается с учетом деформации барабана, накладки и колодки [9, 10, 11]. Допущение о деформируемости элементов тормозного механизма влияет лишь на закон распределения давления по длине накладки, а следовательно, и на величину тормозного момента, но не влияет на направление реакции связи накладки с барабаном на каждом ее элементе.

Из вышесказанного следует, что:

1) радиальная схема сил взаимодействия накладки с барабаном возможна лишь только при абсолютно гладкой (идеальной) поверхности последнего;

2) направление сил взаимодействия накладки с барабаном определяется конструкцией и свойствами этих элементов, и не может выбираться или приниматься исследователями, как это неверно утверждается в работе [1]. Допущения могут делаться только по отношению к геометрическим свойствам модели реального объекта и ни в коем случае не могут относиться к направлению и величине сил взаимодействия контактирующих элементов механизма;

3) направление силы, действующей в контакте барабана с накладкой, не зависит от разжимной силы, конструкции колодки и принятой гипотезы деформируемости накладки, а зависит лишь от

коэффициента трения μ и положения точки М, определяемого углом α и радиусом барабана;

4) тангенциальная составляющая силы \overline{T} , действующей в точке контакта накладки с барабаном, может быть меньше или равна силе трения $\overline{F}_{\text{тр}}$ в случае неподвижного барабана и равняться последней при вращающемся барабане;

5) гипотеза о "параллельно-равномерном" распределении усилий находится в противоречии с законами механики, поскольку, согласно этой гипотезе, в тангенциальном направлении будто бы должна возникать дополнительная сила \overline{T}_1 (кроме силы трения $\overline{F}_{\text{тр}}^1$).

ЛИТЕРАТУРА

1. М а м и т и Г.И. Определение момента трения барабанного двухколочного тормоза. — Автомоб. пром-сть, 1982, № 7, с. 24. 2. М а м и т и Г.И. Об оптимальной ориентации опорной поверхности в барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками. — В кн.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск: Выш. шк., 1982, вып. 17, с. 32—34. 3. М а м и т и Г.И. Расчет тормозной колодки автомобиля на прочность. — Там же, с. 34—36. 4. М а м и т и Г.И. Расчет колец, нагруженных распределенными усилиями в своей плоскости. — Вестн. машиностроения, 1978, № 4, с. 44—46. 5. Б у т е н и н И.В., Л у н ц Я.Л., М е р к и н Д.Р. Курс теоретической механики: Динамика. — М.: Наука, 1979, т. 2. — 543 с. 6. Б у х а р и н Н.А. Тормозные системы автомобилей. — М.: Машгиз, 1950. — 292 с. 7. М е т л ю к Н.Ф. Исследование и расчет тормозного механизма. — Автомоб. пром-сть, 1968, № 4, с. 21—23. 8. Ф е д о с о в А.С. Влияние формы тормозной накладки на закон распределения удельных давлений. — В кн.: Автомоб. транспорт. Киев: Техника, 1970, вып. 6, с. 126—129. 9. Н е м ц о в В.В. Исследование контакта тормозных колодок с барабаном. — Изв. высш. учеб. заведений: Машиностроение, 1965, № 2, с. 38—41. 10. Г р е д е с к у л А.В., К у д и е в с к и й Г.Г., Ф е д о с о в А.С. Влияние деформации тормозного барабана на распределение удельных давлений по длине накладки. — В кн.: Автомоб. транспорт. Киев: Техника, 1969, вып. 5, с. 82—88. 11. Ф е д о с о в А.С. О законе контактных давлений в автомобильном колодочном тормозе. — Там же, 1971, вып. 8, с. 73—78.

УДК 629.113.001.4

Б.У. БУСЕЛ, канд.техн.наук,
С.Г. ЛУГОВЦЕВА,
В.И. ЧЕЧИК, канд.техн.наук (БПИ)

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ МАССЫ АВТОМОБИЛЯ НА НАГРУЗОЧНЫЙ РЕЖИМ ТРАНСМИССИИ

При расчетах долговечности деталей трансмиссии автомобилей и автопоездов используются обычно нагрузочные режимы, определенные для случаев полной загрузки автомобиля или автопоезда [1]. В условиях эксплуатации часть пробега совершается без груза или с неполной загрузкой. Это обстоятельство необходимо учиты-