

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

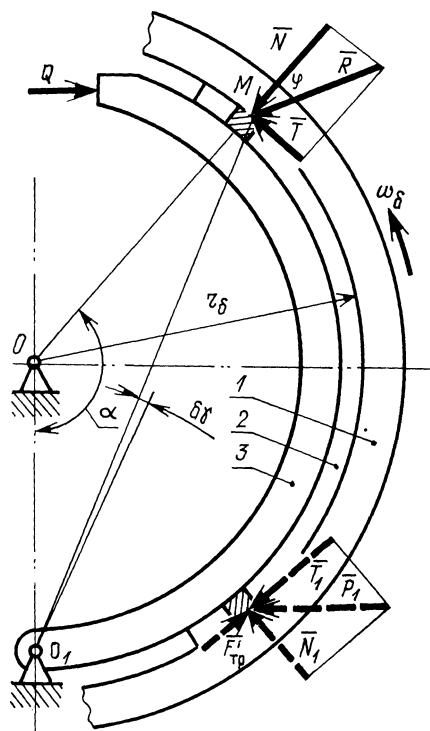


Рис. 1. Расчетная схема тормозного механизма.

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  $\mu$  — 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  $\delta r_M$ , 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  $\mu$  и положения точки М, определяемого углом  $\alpha$  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-