

## ОБ ОПТИМАЛЬНОЙ ОРИЕНТАЦИИ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ В БАРАБАННОМ ТОРМОЗЕ С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМИСЯ КОЛОДКАМИ

В барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками на распределение удельного давления по длине накладок и, следовательно, на их износ решающее влияние оказывает ориентация опорной поверхности, по которой перемещается скользящая опора колодки.

Неоспоримое преимущество тормоза с неподвижными центрами поворота колодок заключается в том, что в нем в любом случае происходит симметричный (относительно проведенного через центр вращения барабана перпендикуляра к радиусу, соединяющему центры вращения барабана и колодки) износ накладок, тогда как в тормозе с самоустанавливающимися колодками может происходить односторонний (несимметричный) износ.

Для того чтобы в тормозе с самоустанавливающимися колодками добиться симметричного износа, наиболее близкого к равномерному, необходимо определенным образом ориентировать опорную поверхность, по которой скользит опора колодки по мере износа накладок.

Углы наклона опорных поверхностей в настоящее время определяются экспериментально, что связано со значительными затратами времени и средств. При этом невозможно достичь точных результатов, определить оптимальные значения углов наклона опорных поверхностей, установить влияние различных параметров на величину этих углов.

Очевидно, условием симметричного износа накладок самоустанавливающихся колодок является уравновешенность сил трения реакцией опоры. Это условие будет соблюдено, если между вертикалью, параллельной оси симметрии тормоза, и плоскостью, на которую опирается колодка, обеспечить угол, определяемый из отношения составляющих реакции опоры, найденных для самоустанавливающейся колодки (рис. 1) при нагружении ее параллельными [1] и соответствующими им тангенциальными распределенными усилиями, действующими со стороны барабана.

$$\text{Тогда } \operatorname{tg} \xi_{1,2} = \frac{\mu \int_{\theta}^{\nu} \sin^2 \varphi \, d\varphi}{\int_{\theta}^{\nu} d\varphi \mp \mu \int_{\theta}^{\nu} \sin \varphi \cos \varphi \, d\varphi - \frac{Q_{1,2}}{P_{1,2} b R}},$$

где  $\xi_1, \xi_2$  ( $\xi_{1,2}$ ) – углы наклона опорных поверхностей соответственно первичной и вторичной самоустанавливающихся колодок;  $b$  – ширина накла-

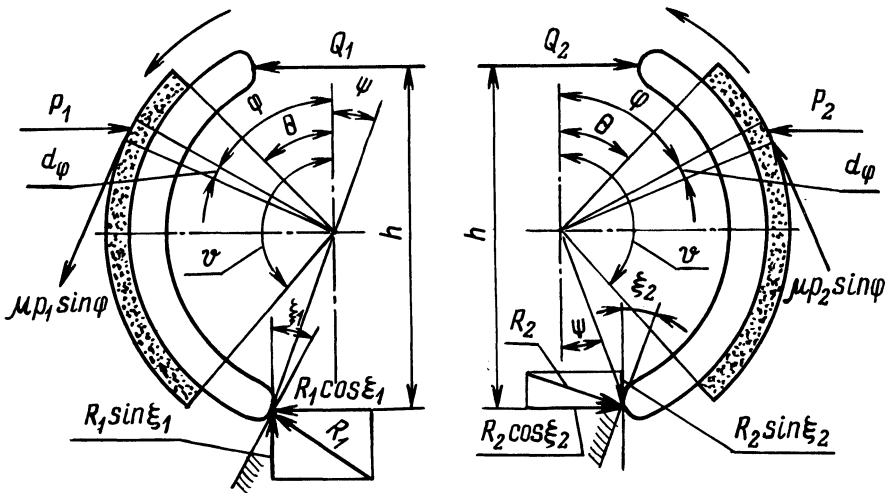


Рис. 1. Схема к определению оптимальных углов наклона опорных поверхностей самоустанавливающихся колодок.

док;  $p_1, p_2$  ( $p_{1,2}$ ) – удельные давления на накладках первичной и вторичной колодок. Остальные параметры показаны на рис. 1.

Подставив в равенство (1) выражение для  $p_{1,2}$ , после интегрирования окончательно найдем

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \xi_{1,2} &= \frac{\frac{\mu}{2} (v - \theta - \sin v \cos v + \sin \theta \cos \theta)}{v - \theta \mp \frac{\mu}{2} (\sin^2 v - \sin^2 \theta) - \frac{c}{h} \left\{ (v - \theta) \cos \psi \mp \frac{R}{c} (\sin v - \sin \theta) \mp \right.} \\ &\rightarrow \left. \mp \mu \left[ \frac{R}{c} (\cos \theta - \cos v) + \frac{\sin v \sin (v + \psi) - \sin \theta \sin (\theta + \psi) - (v - \theta) \sin \psi}{2} \right] \right\} \end{aligned}$$

где  $c$  – расстояние от центра вращения барабана до точки контакта колодки с опорной поверхностью;  $R$  – радиус трения тормозного барабана;  $\mu$  – коэффициент трения.

Момент трения, развиваемый первичной и вторичной колодками при рассматриваемом нагружении

$$\begin{aligned} M_{1,2} &= \frac{Q_{1,2} \cdot h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R (\cos \theta - \cos v)} \left[ (v - \theta) \cos \psi \mp \frac{R}{c} (\sin v - \sin \theta) \right] \mp} \\ &\rightarrow \frac{\mp \left[ 1 + \frac{c}{2R} \cdot \frac{\sin v \sin (v + \psi) - \sin \theta \sin (\theta + \psi) - (v - \theta) \sin \psi}{\cos \theta - \cos v} \right]} \end{aligned}$$

Опорные поверхности с рассчитанными углами их наклона были изготовлены и установлены вместо серийной опоры тормоза автомобиля ВАЗ-2101. Проведенные на тормозном стенде ММИ испытания показали, что рассчитанная опора обеспечивает износ накладок, близкий к равномерному.

### Литература

1. М а м и т и Г.И. Нагрузочные и расчетные режимы колесных и трансмиссионных барабанных тормозов. – В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. – Минск, 1979, вып. 13, с. 48-52.

УДК 629.113 – 592:539.4

Г.И.Мамити, канд.техн.наук  
(ММИ)

### РАСЧЕТ ТОРМОЗНОЙ КОЛОДКИ АВТОМОБИЛЯ НА ПРОЧНОСТЬ

Тормозная колодка – одна из основных и наиболее нагруженных деталей барабанного тормоза, представляющая собой кривой брус, очерченный по дуге окружности, нагруженный в своей плоскости разжимающим усилием, параллельными [1] и соответствующими им тангенциальными распределенными усилиями, действующими со стороны барабана (рис. 1,а).

Приведем разжимающие силы  $Q_{1,2}$ , из которых  $Q_1$  приложена к первичной, а  $Q_2$  – ко вторичной колодкам, к срединной окружности колодок с радиусом  $R$ , проходящей через центры поворота колодок (рис. 1,б).

$$Q'_{1,2} = \frac{Q_{1,2}h_{1,2}}{R[\cos \delta + \cos(\psi + \delta)]}, \quad (1)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  ( $h_{1,2}$ ) – плечи приложения разжимающих сил  $Q_1$  и  $Q_2$  ( $Q_{1,2}$ ) (индексами 1 и 2 обозначены геометрические и силовые факторы, относящиеся к первичной и вторичной колодкам);  $Q'_1$  и  $Q'_2$  ( $Q'_{1,2}$ ) – приведенные к срединной окружности колодок разжимающие усилия;  $\delta$  – угол давления;  $\psi$  – угол, показанный на рис. 1.

Разложим теперь приведенные разжимающие усилия на нормальные  $T_{1,2}$  и радиальные  $P_{1,2}$  составляющие (рис. 1, б):

$$T_{1,2} = Q'_{1,2} \cos(\psi + \delta); P_{1,2} = Q'_{1,2} \sin(\psi + \delta). \quad (2)$$

На рис. 1,в представлена расчетная схема тормозной колодки автомобиля.

После того как определим изгибающие моменты от действующих сил, напишем выражения для текущего значения изгибающего момента на отдельных участках колодок: