

МИКРОПРОЦЕССОРНАЯ СИСТЕМА БОРТОВОГО ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СТЕПЕНИ ИЗНОСА ТОРМОЗНЫХ НАКЛАДОК

Докт. техн. наук КАРПИЕВИЧ Ю. Д.

Белорусский национальный технический университет

В условиях рыночных отношений одной из основных задач, стоящих перед автомобилестроителями, является повышение технического уровня, надежности и конкурентоспособности выпускаемой техники.

Отметим, что получивший наибольшее практическое распространение на автотранспорте регламентный характер контрольно-диагностических работ не может обеспечить требуемого уровня технического состояния агрегатов, и в частности тормозных систем, так как не учитывает индивидуальные особенности каждого автомобиля, условия его эксплуатации, технического обслуживания и проведенных ранее ремонтных работ.

Один из путей решения этой проблемы – разработка методов бортового диагностирования технического состояния тормозных систем автомобилей, позволяющих перейти к техническому обслуживанию по фактической необходимости и за счет этого исключить, с одной стороны, возможность эксплуатации неисправного автомобиля, а с другой – необоснованные простои, материальные и трудовые затраты, например, при преждевременной замене тормозных накладок.

Рассмотрим новый метод бортового диагностирования степени износа тормозных накладок на примере двухосного автомобиля МАЗ. Структурная схема системы бортового диагностирования степени износа тормозных накладок показана на рис. 1.

Ядро системы – микроЭВМ, в ПЗУ которой хранится программа диагностирования. Для связи микроЭВМ с объектом диагностирования используется устройство сопряжения, предна-

значенное для предварительной фильтрации входных информационных сигналов и преобразования их в стандартную для микроЭВМ форму. Устройство отображения информации служит для индицирования степени износа тормозных накладок каждого колеса. Источник питания используется для обеспечения функционирования системы бортового диагностирования.

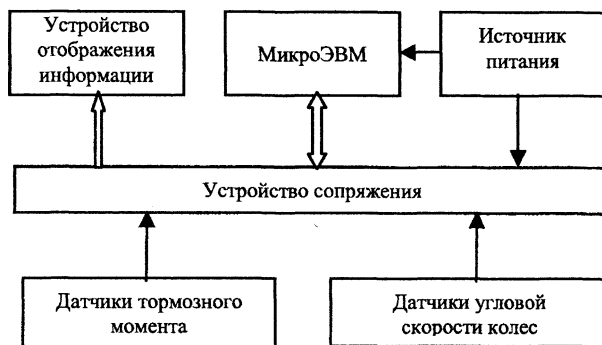


Рис. 1. Структурная схема системы бортового диагностирования степени износа тормозных накладок

Получение необходимой информации для определения степени износа тормозных накладок может производиться при помощи датчиков тормозного момента и угловой скорости колес [2]. На реальном автомобиле тормозной момент может определяться с помощью штатных датчиков давления, установленных в тормозных камерах или на выходе электропневматических модуляторов тормозного давления.

С целью определения зависимости тормозного момента от давления в тормозных камерах проделаем некоторые расчеты. Из аналитического силового расчета тормозных механизмов

автомобилей МАЗ находим зависимость тормозного момента M_T на колесе от усилия Q на штоке тормозной камеры, прилагаемого к рычагу разжимного кулака тормоза [1]:

$$M_T = Q\mu \frac{2L}{d_k} \frac{h_1 + h_2}{2A} =$$

$$= Q \cdot 0,37 \cdot \frac{2 \cdot 0,15}{0,028} \frac{0,295 + 0,299}{2 \cdot 0,697} = 1,7Q, \quad (1)$$

где A – характеристический коэффициент тормозного механизма; L – длина рычага разжимного кулака; d_k – условный диаметр кулака; μ – коэффициент трения между фрикционной накладкой и тормозным барабаном; h_1, h_2 – плечи действия силы со стороны разжимного кулака на колодку.

Входящий в выражение (1) коэффициент A определяют по формуле [1]

$$A = \frac{l}{r_b} \frac{\sin 2\alpha_0 - \sin 2(\alpha_0 + \beta_0) + 2\beta_0}{4[\cos \alpha_0 - \cos(\alpha_0 + \beta_0)]} =$$

$$= \frac{168}{210} \frac{\sin 58^\circ - \sin 278^\circ + 2\left(\frac{11}{18}\pi\right)}{4(\cos 29^\circ - \cos 139^\circ)} = \quad (2)$$

$$= \frac{168}{210} \frac{0,848 + 0,9903 + 3,84}{4 \cdot (0,8746 + 0,7547)} = \frac{168}{210} \frac{5,6783}{4 \cdot 1,6293} = 0,697,$$

где r_b – радиус тормозного барабана; l – расстояние от центра тормозного барабана до центра опорной оси колодки; α_0 – угловая координата начала фрикционной накладки; β_0 – угол охвата фрикционной накладки.

Тормозные механизмы передней и задней осей двухосного автомобиля МАЗ конструктивно отличаются шириной накладок и комплектуются тормозными камерами типов 24 и 30 соответственно.

Силовые характеристики тормозных камер выражаются следующей зависимостью [1]:

$$\left. \begin{aligned} Q &= 146,67P - 35 \quad (\text{тип 24}); \\ Q &= 193,33P - 30 \quad (\text{тип 30}). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Подставляя значения Q из (3) в (1), получим зависимость тормозного момента на тормозных механизмах передней оси M_{T1} и на тормозных механизмах задней оси M_{T2} от давления сжатого воздуха в тормозных камерах:

$$\left. \begin{aligned} M_{T1} &= 1,7Q = 1,7(146,67P - 35) = \\ &= 249,34P - 59,5 \quad (\text{тип 24}); \\ M_{T2} &= 1,7Q = 1,7(193,33P - 30) = \\ &= 328,66P - 51 \quad (\text{тип 30}). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Измерение угловой скорости колес может производиться с помощью датчиков мод. 16.3843 (на стенде) или датчиков частоты вращения колес, используемых в антиблокировочной системе (АБС).

Предлагаемый метод диагностирования степени износа тормозных накладок отличается от традиционных, основанных на непосредственном измерении толщины накладок. При этом предполагается, что износ тормозных накладок зависит линейно от работы трения.

По данному методу [2] определяют работу трения тормозных накладок путем интегрирования произведения значений информационных сигналов от первичных преобразователей тормозного момента на соответствующие им значения информационных сигналов от первичных преобразователей угловой скорости колес по времени. Полученное значение работы трения тормозных накладок для данного тормозного механизма после каждого торможения прибавляется к сумме предыдущих торможений. Общая сумма работы трения делится на заданное значение работы трения тормозных накладок, соответствующее предельно допустимому износу тормозных накладок. Таким образом определяется степень износа.

Значение работы трения, соответствующее предельно допустимому износу тормозных накладок для тормозных механизмов передней и задней осей, определяется предварительно экспериментальным путем на инерционном тормозном стенде, например на стенде ГКТИ мод. 509.252, путем циклических торможений и интегрирования произведения значений информационных сигналов от первичного преобразователя тормозного момента на соответствующие значения информационных сигналов от первичного преобразователя угловой скорости тормозного барабана по времени.

Полученное значение работы трения тормозных накладок для данного тормозного механизма после каждого торможения прибавля-

ется к сумме предыдущих торможений. В результате определяем значение работы трения, соответствующее предельно допустимому износу тормозных накладок для тормозных механизмов передней и задней осей.

Математически это запишется следующим образом:

- для тормозного механизма передней оси:

$$L_0 = \int_0^t M_{\tau 1} \omega_{\delta 1} dt; \quad (5)$$

$$L_{00} = \sum_{p=1}^n L_{0p}; \quad (6)$$

- для тормозного механизма задней оси:

$$L_k = \int_0^t M_{\tau 2} \omega_{\delta 2} dt; \quad (7)$$

$$L_{0k} = \sum_{p=1}^n L_{kp}, \quad (8)$$

где L_0 , L_k – текущие значения работ трения тормозных накладок соответственно тормозных механизмов передней и задней осей; $\omega_{\delta 1}$, $\omega_{\delta 2}$ – текущие значения угловых скоростей соответственно тормозных барабанов передней и задней осей; L_{00} , L_{0k} – значения работ трения, соответствующие предельно допустимому износу тормозных накладок соответственно тормозных механизмов передней и задней осей; $p = 1, 2, \dots, n$; n – количество торможений; t – время трения тормозных накладок.

Определив экспериментально на стенде работу трения, соответствующую предельно допустимому износу тормозных накладок, запишем математические зависимости, которые позволяют рассчитать степень износа тормозных накладок при бортовом диагностировании:

- переднего левого тормозного механизма:

$$L_1 = \int_0^t M_{\tau 1} \omega_{k1} dt; \quad (9)$$

$$\Delta_1 = \frac{\sum_{p=1}^n L_{1p}}{L_{00}} \cdot 100\%; \quad (10)$$

- переднего правого тормозного механизма:

$$L_2 = \int_0^t M_{\tau 1} \omega_{k2} dt; \quad (11)$$

$$\Delta_2 = \frac{\sum_{p=1}^n L_{2p}}{L_{00}} \cdot 100\%; \quad (12)$$

- заднего левого тормозного механизма:

$$L_3 = \int_0^t M_{\tau 2} \omega_{k3} dt; \quad (13)$$

$$\Delta_3 = \frac{\sum_{p=1}^n L_{3p}}{L_{0k}} \cdot 100\%; \quad (14)$$

- заднего правого тормозного механизма:

$$L_4 = \int_0^t M_{\tau 2} \omega_{k4} dt; \quad (15)$$

$$\Delta_4 = \frac{\sum_{p=1}^n L_{4p}}{L_{0k}} \cdot 100\%, \quad (16)$$

где L_1 , L_2 , L_3 , L_4 – текущие значения работ трения тормозных накладок соответственно переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого тормозных механизмов; ω_{k1} , ω_{k2} , ω_{k3} , ω_{k4} – текущие значения угловых скоростей соответственно переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого колес; Δ_1 , Δ_2 , Δ_3 , Δ_4 – степень износа тормозных накладок соответственно переднего левого, переднего правого, заднего левого и заднего правого тормозных механизмов.

Из выражений (10), (12), (14), (16) видно, что степень износа накладок тормозных механизмов можно определить после каждого торможения.

ВЫВОД

Использование работы трения как интегрального показателя при определении степени

износа тормозных накладок позволяет оперативно, в любой период эксплуатации автомобиля, определить остаточный ресурс накладок каждого колеса, а также прогнозировать время их замены. Указанный метод может быть использован также для обеспечения равномерности износа тормозных накладок автомобиля или автопоезда при разработке электронного привода тормозов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Грузовые автомобили / М. С. Высоцкий, Ю. Ю. Беленький, Л. Х. Гилелес и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 384 с.
2. Способ прогнозирования износа тормозных накладок каждого колеса транспортных или тяговых машин и устройство для его осуществления / О. А. Маханьков, М. С. Лебедев, Ю. Д. Карпиевич и др. – Положительное решение на выдачу патента Российской Федерации по заявке № 5015522/11 (062183) от 06.04.93.

УДК 621.43.001.5

МЕТОД ИССЛЕДОВАНИЯ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ТРЕНИЕ В ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЕ

Канд. техн. наук АЛЬФЕРОВИЧ В. В.

Белорусский национальный технический университет

Работоспособность цилиндропоршневой группы (ЦПГ) влияет на такие показатели, как удельный расход топлива, угар картерного масла, токсичность картерных и отработавших газов (ОГ). Поэтому при создании новых конструкций и доводке известных ДВС требуются методы и средства, позволяющие не только определить суммарные механические потери в ДВС, но и выделить механические потери в ЦПГ. Особый интерес может представлять испытательная установка, позволяющая разделить механические потери в ЦПГ на потери от трения комплекта поршневых колец и непосредственно самого поршня.

Известные методы экспериментального определения суммарных потерь в ДВС, такие как метод прокручивания коленчатого вала, метод индицирования, метод отключения цилиндров, методы одиночного и двойного выбега, дают большую погрешность в определении исследуемой величины и не позволяют разделить потери на трение в ЦПГ на части.

Известные экспериментальные установки также не позволяют с достаточной степенью

точности выделить потери мощности на трение поршневых колец, так как условия их работы значительно отличаются от реальных. В частности, исследования на них проводились либо без осуществления рабочего процесса в цилиндрах ДВС (привод от постороннего источника), либо при наличии рабочего процесса, но на скоростных и нагрузочных режимах ДВС, не соответствующих реальным режимам из-за повышенных масс поршневых групп или деталей газораспределительного механизма.

В связи с тем, что потери на трение в ДВС зависят от нагрузочного и температурного режимов, исследовательские работы необходимо проводить при осуществлении рабочего процесса в цилиндрах ДВС при достижении реальных режимов. Достоверность полученных данных может обеспечить установка, отвечающая следующим требованиям:

наличие рабочего процесса в исследуемом цилиндре;

возможность работы установки на различных реальных нагрузочных и скоростных режимах;