

для которой создается сухой автотрансформатор мощностью 50 кВА. После всесторонней оценки результатов опытной эксплуатации и при положительных результатах заводом будет принято решение о модернизации всего парка подстанций завода и о продвижении на рынок энергосберегающей технологии для промышленных потребителей.

#### Выводы

Оптимизация уровней напряжения у конечного потребителя электроэнергии является существенным ресурсом энергосбережения и заслуживает того, чтобы это направление получило государственную поддержку, так как оно находится в поле экономических интересов народного хозяйства и может представлять собой одну из мер социальной защиты населения.

#### Литература

1. Семенов В.А. "Управление электрической нагрузкой". М., "Энергетика за рубежом", приложение к журналу "Энергетик", 2000, №1.
2. Кудрин Б.И., Прокопчик В.В. "Электроснабжение промышленных предприятий". Мн., Вышэйшая школа, 1988.
3. Скобелев В.М., Афанасьева Е.И. "Источники света и пускорегулирующая аппаратура". М., Энергия, 1973.
4. Альгаузен А.П. "Применение электронагрева и повышение его эффективности". М., Энергоатомиздат, 1987.
5. Вержбицкая В.Д., Корольчик Т.А. "Сборник рецептов блюд и кулинарных изделий для предприятий общественного питания всех форм собственности". Мн., Белорусская ассоциация кулинаров, 1996.

## БОРТОВОЕ ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДАТЧИКОВ ДАВЛЕНИЯ В КОНТУРАХ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА

*Ю.Д. Карпиевич, кандидат технических наук, заведующий сектором Проблемной научно-исследовательской лаборатории автомобилей Белорусской государственной политехнической академии*

Решению задач повышения технического уровня, надежности и конкурентоспособности автомобильной техники способствует внедрение в конструкцию автомобиля различных микропроцессорных систем управления.

Но внедрение в конструкцию автомобиля микропроцессорных систем управления качественно изменяет его как объект диагностирования.

Эффективное и безопасное автоматическое управление автомобилем возможно лишь при условии технически исправного состояния как системы управления, так и объекта управления.

В этой связи актуальной является задача обеспечения бортового диагностирования тормозов автомобиля и микропроцессорных систем управления ими за счет использования технических средств последних.

Необходимо также отметить, что качество и эффективность работы системы бортового диагностирования тормозов автомобиля и постановки правильного диагноза в значительной мере определяется достоверностью обрабатываемой ею информации, т.е. предполагает предварительное бортовое диагностирование датчиков давления жидкости в контурах тормозного привода.

Структурная схема системы бортового диагностирования датчиков давления жидкости в контурах представлена на рис. 1.

Ядром системы является микроЭВМ, в ПЗУ которой хранится программа диагностирования. Для связи микроЭВМ с объектом диагностирования используется устройство сопряжения, предназначенное для предварительной фильтрации входных информационных

сигналов и преобразования их в стандартную для микроЭВМ форму.



Рис. 1. Структурная схема системы бортового диагностирования датчиков давления жидкости в контурах тормозного привода

Устройство отображения информации служит для индицирования технического состояния датчиков давления жидкости в контурах тормозного привода.

В основу разработки метода бортового диагностирования датчиков давления жидкости в контурах тормозного привода были заложены программные методы контроля, постановка диагноза в которых производится путем сопоставления текущих значений информационных сигналов с наперед заданными нижним и верхним пределами диапазона измерения датчиков.

В качестве таких пределов для датчика давления жидкости в переднем контуре тормозного привода были выбраны  $P_{1min}$ ,  $P_{1max}$  — соответственно нижний и верхний пределы диапазона измерения датчика, определяемых его конструкцией, а для датчика давления жидкости в заднем контуре тормозного привода были выбраны  $P_{2min}$ ,  $P_{2max}$  — соответственно нижний и верхний пределы диапазона измерения датчика, определяемых его конструкцией.

Все возможные состояния измерительного канала

датчика давления жидкости в контуре тормозного привода могут быть отнесены к одной из ниже перечисленных групп:

неисправность, при которой значения информационных сигналов от датчика давления меньше допустимого нижнего предела диапазона его измерения -  $P_{np1} < P_{1min}$ ,  $P_{np2} < P_{2min}$ ;

неисправность, при которой значения информационных сигналов от датчика давления больше допустимого верхнего предела диапазона его измерения -  $P_{np1} > P_{1max}$ ,  $P_{np2} > P_{2max}$ ;

значения информационных сигналов от датчика давления находятся в пределах возможного диапазона его измерения, т.е. отражают действительное давление в контуре тормозного привода -  $P_{1min} \leq P_{np1} \leq P_{1max}$ ,  $P_{2min} \leq P_{np2} \leq P_{2max}$ ;

Схема трех возможных состояний каждого датчика давления жидкости в контурах тормозного привода приведена на рис.2.

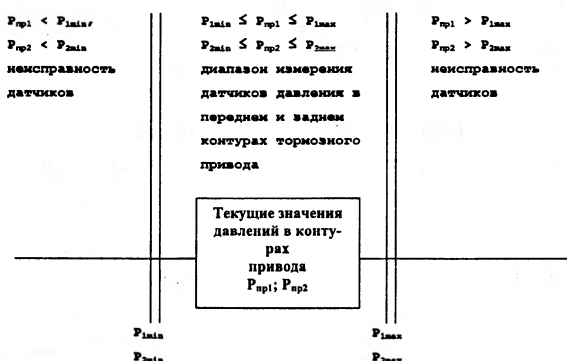


Рис.2. Схема трех возможных состояний каждого датчика давления жидкости в контурах тормозного привода.

Система бортового диагностирования датчиков давления жидкости в контурах тормозного привода начинает свою работу при включении бортовой сети автомобиля с обработки информационных сигналов от датчиков давления.

При исправных датчиках давления жидкости в переднем и заднем контурах тормозного привода информационные сигналы на их выходах описываются системой вида

$$\left. \begin{matrix} P_{1min} \leq P_{np1} \leq P_{1max} \\ P_{2min} \leq P_{np2} \leq P_{2max} \end{matrix} \right\} \quad (1)$$

В противном случае проводится локализация неисправности. Задача решается путем полного перебора. Для этого необходимо просмотреть возможные варианты, число которых равно 9 и определяется по формуле

$$N = m^n, \quad (2)$$

где  $m = 3$  – количество возможных состояний датчика;  $n = 2$  – количество датчиков.

Возможные варианты комбинаций технического состояния измерительного канала датчиков давления жидкости в контурах тормозного привода приведены в табл.1.

Решение поставленной задачи сводится к проведению следующих проверок:

$$\left. \begin{matrix} P_{np1} > P_{1max} \\ P_{2min} \leq P_{np2} \leq P_{2max} \end{matrix} \right\} \quad (3)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигнал от датчика давления в переднем контуре тормозного привода больше допустимого верхнего предела диапазона измерения датчика";

$$\left. \begin{matrix} P_{1min} \leq P_{np1} \leq P_{1max} \\ P_{np2} > P_{2max} \end{matrix} \right\} \quad (4)$$

Таблица 1

Возможные варианты комбинаций технического состояния измерительного канала датчиков давления жидкости в контурах тормозного привода

Контур	Слово состояния								
Передний	2	3	2	3	1	2	1	1	3
Задний	2	2	3	3	2	1	1	3	1

1 – неисправность типа "сигнал от датчика давления в контуре тормозного привода меньше допустимого нижнего предела диапазона измерения датчика";

2 – датчик давления жидкости в контуре тормозного привода исправный;

3 – неисправность типа "сигнал от датчика давления в контуре тормозного привода больше допустимого верхнего предела диапазона измерения датчика". выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигнал от датчика давления в заднем контуре тормозного привода больше допустимого верхнего предела диапазона измерения датчика";

$$\left. \begin{matrix} P_{np1} > P_{1max} \\ P_{np2} > P_{2max} \end{matrix} \right\} \quad (5)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигналы от датчиков давления в переднем и заднем контурах тормозного привода больше допустимых верхних пределов диапазонов измерения датчиков";

$$\left. \begin{matrix} P_{np1} < P_{1min} \\ P_{2min} \leq P_{np2} \leq P_{2max} \end{matrix} \right\} \quad (6)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигнал от датчика давления в переднем контуре тормозного привода меньше допустимого нижнего предела диапазона измерения датчика";

$$\left. \begin{matrix} P_{1min} \leq P_{np1} \leq P_{1max} \\ P_{np2} < P_{2min} \end{matrix} \right\} \quad (7)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигнал от датчика давления в заднем контуре тормозного привода меньше допустимого нижнего предела диапазона измерения датчика";

$$\left. \begin{matrix} P_{np1} < P_{1min} \\ P_{np2} < P_{2min} \end{matrix} \right\} \quad (8)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигналы от датчиков давления в переднем и заднем контурах тормозного привода меньше допустимых нижних пределов диапазонов измерения датчиков";

$$\left. \begin{matrix} P_{np1} < P_{1min} \\ P_{np2} > P_{2max} \end{matrix} \right\} \quad (9)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигнал от датчика давления в переднем контуре

тормозного привода меньше допустимого нижнего предела диапазона измерения датчика и сигнал от датчика давления в заднем контуре тормозного привода больше допустимого верхнего предела диапазона измерения датчика";

$$\left. \begin{array}{l} P_{np1} > P_{1max} \\ P_{np2} < P_{2min} \end{array} \right\} \quad (10)$$

выполнение которой свидетельствует о неисправности типа "сигнал от датчика давления в переднем контуре

тормозного привода больше допустимого верхнего предела диапазона измерения датчика и сигнал от датчика давления в заднем контуре тормозного привода меньше допустимого нижнего предела диапазона измерения датчика".

Необходимо отметить, что бортовое диагностирование датчиков давления в контурах тормозного привода сводится к проверке соотношения (1), а локализация неисправностей производится по выражениям (3-10).

## МОДЕЛИРОВАНИЕ РОТОРА

*А.В. Яхницкий, главный конструктор ОДО "Традико"*

Роторы или валы являются главными элементами большинства энергетических машин и одновременно основным источником вредных вибраций. Интенсивность вибраций в основном зависит от совершенства самого ротора, свойств подшипников, способа передачи крутящего момента, внешних воздействий. При исследовании проектировании используют дифференциальные уравнения движения ротора, которые решаются аналитически только для простейшего случая линейных упругости и демпфирования опор [1]. При нелинейных опорах анализ уравнений усложняется [2]. Такой подход неприемлем и для систем с активным воздействием на ротор. Например, для активных магнитных подшипников с цифровым управлением. Для этих целей необходимо создание более простых математических моделей и в то же время с минимальным числом допущений.

*Моделирование жесткого симметричного ротора на основе статического равновесия сил.*

Жесткий симметричный ротор, вращающийся с угловой скоростью  $\omega$  в упруго-демпферных опорах характеризуется следующими параметрами: массой  $M$  и эксцентриситетом  $E=MC$  (рис. 1), суммарными жесткостью  $C$  и демпфированием  $K$  опор.

Рассмотрим равновесие сил приложенных к ротору. Будем считать, что силы сопротивления и упругости приложены к геометрическому центру вала (цапф)  $C$ , центробежная возмущающая сила  $F_c$  прило-

жена в центре масс  $M$  и проходит через центр неподвижных опор  $O$ . Сила демпфирования  $F_d$  направлена в противоположную сторону скорости движения цапфы. Сила упругости  $F_y$  проходит через центр неподвижных опор и перпендикулярна  $F_d$ . Для равновесия системы равнодействующая сила  $F_r$  должна быть равна по величине центробежной возмущающей силе  $F_c$  и направлена в противоположную сторону. Поскольку  $F_r$  и  $F_c$  не находятся на одной линии, то возникает тормозящий крутящий момент, который компенсируется приводом.

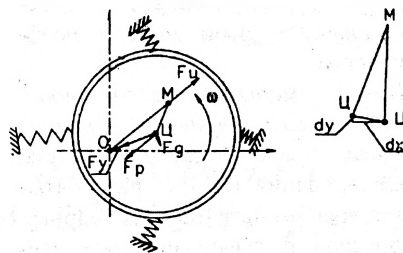


Рис. 1.

Из условия равновесия и треугольника  $OMC$  напишем уравнения, связывающие параметры системы ротор - опоры:

$$\left. \begin{array}{l} F_c^2 = F_y^2 + F_d^2, \\ F_c = m\omega^2 R, \\ F_y = f(r), \\ F_d = f(\dot{r}), \\ \cos\gamma = F_y/F_c, \\ E^2 = R^2 + r^2 - 2Rr\cos\gamma, \end{array} \right\} \quad (1)$$

где  $E=MC$ ,  $R=OM$ ,  $OC=r$ ,  $\gamma = \angle MOC$ .

Таким образом, мы имеем систему алгебраических уравнений, решив которую можно найти все силы и моменты, действующие на ротор и на основании, смещения

центра вала  $r$  и центра масс  $R$ .

Для симметричного ротора в упруго-демпферных опорах система уравнений будет иметь вид:

$$\left. \begin{array}{l} (m\omega^2 R)^2 = (Cr)^2 + (K\dot{r})^2, \\ \cos\gamma = Cr/m\omega^2 R, \\ E^2 = R^2 + r^2 - 2Rr\cos\gamma. \end{array} \right\} \quad (2)$$

Решать систему будем следующим образом. Задаемся последовательно значениями смещения центра вала  $r$ , начиная с 0. Из первого уравнения находим квадрат радиуса центра масс:

$$R^2 = [(Cr)^2 + (K\dot{r})^2] / (m\omega^2)^2.$$

Подставляя значение  $R^2$  и  $\cos\gamma$  в третье уравнение системы, находим эксцентриситет  $E$  и сравниваем с принятым. Если равенство выполняется с заданной точностью, значит  $r$  является корнем системы уравнений.

Несмотря на простоту модели, и метода расчета, можно получить те же результаты, что и при решении дифференциальных уравнений.

Кроме того, тем же способом можно моделировать роторную систему с нелинейной жесткостью и любым видом демпфирования, например, демпфером "сухого трения". Для этого достаточно подставить другие формулы для расчета сил упругости и демпфирования.

Наглядность модели позволяет анализировать неустойчивость ротора в ненагруженном полноохватном газодинамическом подшипнике. Условием устойчивости является треугольник сил, подобный показанный на рис. 2. Силы, действующие в газодинамическом подшипнике, показаны на рис. 2 [3]. Здесь всегда имеется составляющая