

безопасной ресурсосберегающей эксплуатации оборудования по фактическому техническому состоянию.

Таблица 2 - Перечень автоматически указываемых неисправностей машин

№ п.п. Класса	Вид неисправности	№ п.п. Класса	Вид неисправности
1	подшипника: недостаток смазки перекос ослабление дефект внешней обоймы дефект внутренней обоймы дефект тел качения дефект сепаратора	5	поршневых компрессоров: клапанов кривошипно-шатунной группы ослабление гайки поршня коренных подшипников заброс конденсата
2	механизма: дефекты муфты дефекты зубчатых передач	6	Гидро-газодинамические: кавитация гидроудар прохват помпаж (предпомпажное состояние)
3	машины: дисбаланс ротора нарушения крепления дефекты рабочего колеса срез вала недопустимое биение ротора недопустимый осевой сдвиг	7	электрические: перегрузка по току перекос фаз дефекты статора дефекты ротора
4	агрегата: нарушение центровки валов нарушение крепления к фундаменту и присоединенным конструкциям	8	температурные: перегрев неравномерность нагрева
		9	прочие: состояние торцовых уплотнений

Литература

1. Стандарт Ассоциации Ростехэкспертиза «Системы мониторинга агрегатов опасных производственных объектов. Общие технические требования» (СА 03-002-05) Серия 03/ Колл. авт. – М.: Издательство «Компрессорная и химическая техника», 2005. – 42 с.

ОРТОГОНАЛЬНОСТЬ СИГНАЛОВ ВИБРОУСКОРЕНИЯ, ВИБРОСКОРОСТИ И ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЯ В ЗАДАЧАХ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Костюков А.В., Костюков В.Н. (НПЦ «Динамика», г. Омск)

В практике вибродиагностики и виброконтроля сигналы виброускорения и виброперемещения часто не используют, считая их тесно связанными с сигналом виброскорости [2, 8], из-за того, что эти параметры связаны между собой дифференциально-интегральными соотношениями. Вместе с тем поиск и использование для оценки технического состояния машин ортогональных диагностических признаков представляет собой весьма актуальную задачу, поскольку существенно повышает достоверность диагностики. Результаты фундаментальных исследований вибрационных процессов в машинах и присоединенных конструкциях, выполненных под руководством и при непосредственном участии авторов показывают [3,4], что развитие различных неисправностей роторных машин приводит к тому, что параметры виброускорения, виброскорости и виброперемещения реагируют на эти неисправности по разному. Эти случаи указывают на значительное сужение диапазона диагностируемых неисправностей при использовании только одного из этих параметров.

Таким образом, возникает задача об оценке степени независимости сигналов виброускорения (А), виброскорости (V) и виброперемещения (S).

В общем случае вибрация машины описывается следующей матричной системой уравнений [1]:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = \{h(q, \dot{q}, t)\} = \mu (\{\Gamma(t)\} + \{H(q, \dot{q}, t)\}), \quad (1)$$

где $[A]$, $[B]$, $[C]$ – квадратные матрицы с постоянными коэффициентами; $\{q\}$ – вектор обобщенных координат; $\{h\}$ – вектор нелинейных и параметрических членов $\{H(q, \dot{q}, t)\}$ и внешних возбуждающих сил $\{\Gamma(t)\}$; μ – малый параметр.

Уравнение (1) показывает, что возбуждаемый частотный состав вибросигнала проявляется и через виброускорение $\{A\} = \{\ddot{q}\}$, и через виброскорость $\{V\} = \{\dot{q}\}$, и через виброперемещение $\{S\} = \{q\}$. Виброускорение отражает инерционно-массовые силы взаимодействия деталей. Виброскорость отражает диссипативные силы трения деталей. Виброперемещение отражает изменение сил жесткости.

В мировой практике чаще всего измеряют виброскорость V , по отношению к которой параметр виброускорения A более чувствителен к высокочастотным составляющим спектра вибрации, а сигнал виброперемещения S – к низкочастотным:

$$A(\omega) = \omega \cdot V(\omega); S(\omega) = V(\omega) / \omega.$$

Измерение только одного параметра снижает чувствительность системы вибродиагностики к силам, отражаемым другими вибропараметрами. Необходимость же совместного использования для диагностики всех трех параметров позволяет наблюдать в спектре колебания всех частот, возбуждаемых в механизме – от инфранизких, начиная с единиц Герц, благодаря виброперемещению $S(\omega)$, до ультразвуковых, в десятки и сотни килогерц, благодаря виброускорению $A(\omega)$, и не пропустить неисправности и дефекты, которые адекватно отображаются каждым из этих параметров.

Амплитудно-частотный спектр колебаний определяется спектром возбуждающих сил $\Gamma(\omega)$, который существенно расширяется при деградации механизма вследствие роста нелинейных эффектов (удар, ограничение движения) и параметрического возбуждения из-за случайных изменений жесткости $[C(t)]$, вызванных, в частности, ослаблением крепления различных частей машины друг относительно друга, к фундаментам и прочей арматуре.

Рассматривая возбуждающие силы $\Gamma(\omega)$ и вибрацию машины как случайный нормальный процесс [2] можно показать, что случайный процесс (например виброскорость V) и его производная (т.е. виброускорение A) в совпадающие моменты времени некогерентны, а их взаимокорреляционная функция равна нулю [7]:

$$B_{VA}(\tau) = -\frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} \omega \cdot V(\omega) \cdot \sin(\omega\tau) d\omega, \quad (2)$$

$$\text{при } \tau = 0, \sin(\omega\tau) = 0 \text{ и } B_{VA}(0) = 0.$$

Аналогичный результат справедлив и для взаимокорреляционной функции сигналов виброперемещения S и виброскорости V : $B_{SV}(0) = 0$.

Эти вибропараметры ортогональны для случайных процессов зарождения и развития неисправностей. Физически это объясняется тем, что они отражают разные дефекты, которые порождаются различными причинами и преобладают в разных частотных диапазонах. Вибропараметры A , V , S тесно связаны лишь в простейшем случае, при синусоидальной возбуждающей силе, что наблюдается у агрегатов НХК достаточно редко лишь при возникновении дисбаланса (5–10 %

всех медленно развивающихся дефектов). И даже в этом случае, как будет показано далее, ортогональность A, V, S сохраняется в определенном диапазоне отношения сигнал/шум W_p . Ниже приведены результаты исследования ортогональности сигналов виброускорения, виброскорости, виброперемещения путем их аналитического и численного моделирования для различных классов неисправностей роторных машин, ширине полосы шумовой составляющей сигнала и различных отношениях мощностей сигнал/шум. Оценка степени ортогональности осуществлялась на основе максимума меры неопределенности Линдера L , численно равной квадрату коэффициента корреляции между сигналами R^2 [4]. Мера Линдера показывает долю изменения зависимой переменной от изменения независимой переменной во всем диапазоне ее изменения и позволяет количественно оценить долю информации, которая содержится в зависимом сигнале о сигнале считающемся независимым. Если, например, $L_{va}=0,1$, то это означает, что лишь 10% информации о дефекте, который содержится в виброускорении отражается в виброскорости. И наоборот – мера Линдера дуальна! Под степенью ортогональности нормированных диагностических признаков X и Y понимается близость угла a между регрессиями одного из признаков на другой: $Y=RX$; $X=Y/R$ к 90° . При этом дисперсия Dy (разброс) признака Y , которая определяется (связана с) дисперсией Dx (изменением) признака X определяется отношением: $Dy=R^2Dx=LDx$. В качестве критической границы степени независимости (ортогональности) диагностических признаков целесообразно использовать значение меры Линдера $L=10\%$. Это соответствует ситуации, когда 90% разброса признака Y вызвано дефектами отличными от тех, которые вызывают изменение признака X .

Система векторов евклидова пространства является ортогональной, если их скалярное произведение равно нулю, при этом косинус угла a между векторами X и Y $\text{Cos}(a)=0$, $a=90^\circ$, $R=0$. Если признаки X и Y функционально зависимы, т.е. $R=1$, $\text{Cos}(a)=1$, $a=0^\circ$, векторы X и Y коллинеарны. Поэтому для диагностики может использоваться только один из них – второй не несет никакой дополнительной информации о состоянии машины. Зависимость угла a от меры связи Линдера $L=R^2$ между диагностическими признаками приведена на Рис. 1 и определяется по выражению:

$$a = \arctg[(1-L)/2L^{0.5}]. \quad (3)$$

Рассмотрим виброакустический сигнал при дисбалансе ротора машины. В данном случае, виброакустический сигнал имеет синусоидальный вид. Модель сигнала представим в виде смеси периодической и шумовой составляющих [4]:

$$S(t) = P(t) + H(t), \quad (4)$$

где $S(t)$ – виброакустический сигнал, $P(t)$ – периодическая составляющая, $H(t)$ – шумовая составляющая (гауссовский случайный процесс с ограниченным спектром мощности низкочастотного вида). Сигнал виброускорения представим как результат операции дифференцирования сигнала виброскорости. Аналогично представим сигналы виброскорости и виброперемещения.

Введем параметр W_p [4], определенный как отношение мощностей периодической компоненты сигнала P и шумовой H :

$$W_p = \frac{P}{H}. \quad (5)$$

Аналитическим путем получена зависимость меры неопределенности Линдера между сигналом синусоидального вида и его производной от параметра W_p [5]:

$$L_{VA}(\tau) = \frac{\left[-W_p \cdot \omega_p \cdot \sin(\omega_p \cdot \tau) + \frac{\cos(\omega_H \cdot \tau)}{\tau} - \frac{\sin(\omega_H \cdot \tau)}{\omega_H \cdot \tau^2} \right]^2}{(W_p + 1) \cdot \left(W_p \cdot \omega_p^2 + \frac{1}{3} \cdot \omega_H^2 \right)}, \quad (6)$$

где ω_p – круговая частота периодической составляющей; ω_H – верхняя граничная круговая частота шумовой составляющей.

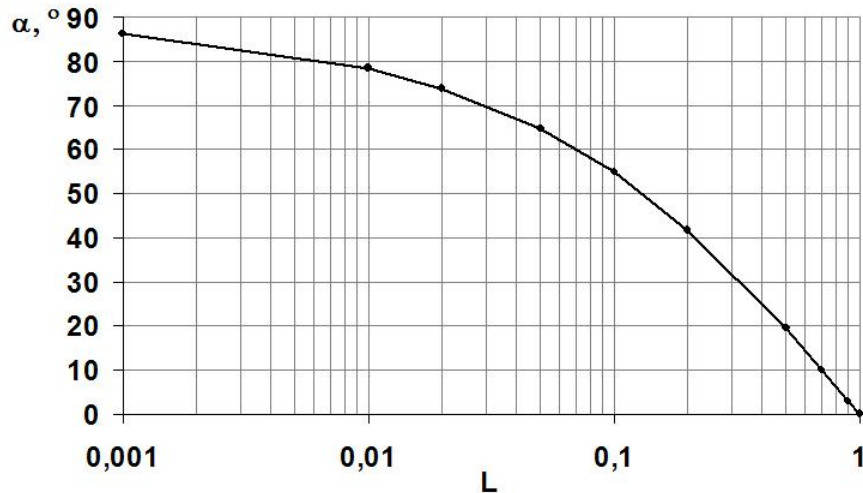


Рис.1. Зависимость угла α от меры связи Линдера $L=R^2$ между парами диагностических признаков

На рис. 2 показаны зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} от параметра W_p , построенные по выражениям (5) и (6) при частоте периодической составляющей $F_p = 50$ Гц (оборотная гармоника частоты вращения вала 3000 мин^{-1} при возникновении дисбаланса).

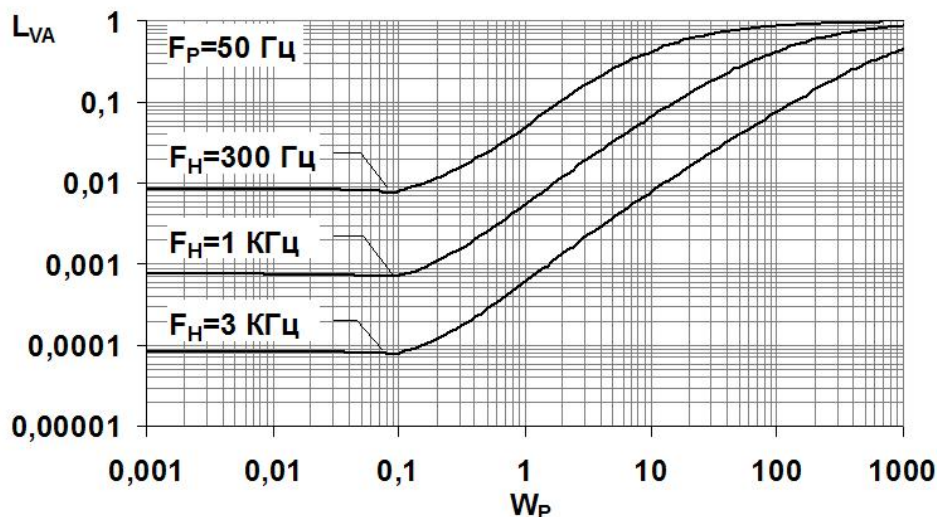


Рис. 2. Зависимость максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} вибросигнала синусоидального вида и его производной от параметра W_p .

Приведенные зависимости показывают, что максимум меры Линдера возрастает с ростом отношения сигнал/шум W_p и при сужении полосы частот шумовой составляющей f_H . При $W_p = 1$ мера Линдера не превышает 0,05 при полосе шума 300 Гц, а при шуме в полосе 3000 Гц мера Линдера не превышает 0,1 при отношении сигнал/шум $W_p=100$. Это подтверждает практическое отсутствие взаимозависимости между вибро скоростью и виброускорением (виброперемещением и

виброскоростью) сигнала синусоидального вида в шуме и его производной, даже при отношении сигнал /шум 40 дБ!

При возникновении неисправности «нарушение соосности валов» в спектре вибрации появляются ярко выраженные первая и вторая оборотные гармоники в шуме. Получена зависимость меры неопределенности Линдера для этого случая между сигналом, представляющим собой смесь двух гармонических составляющих кратной частоты (1 и 2 гармоники) равной амплитуды с шумом, и его производной от параметра W_P :

$$L_{VA}(\tau) = \frac{\left[-\frac{W_P \cdot \omega_P}{2} \cdot (\sin(\omega_P \cdot \tau) + 2 \cdot \sin(2 \cdot \omega_P \cdot \tau)) + \frac{\cos(\omega_H \cdot \tau)}{\tau} - \frac{\sin(\omega_H \cdot \tau)}{\omega_H \cdot \tau^2} \right]^2}{(W_P + 1) \cdot \left(\frac{5}{2} \cdot W_P \cdot \omega_P^2 + \frac{1}{3} \cdot \omega_H^2 \right)}, \quad (7)$$

где ω_P – круговая частота 1-ой гармоники периодической составляющей.

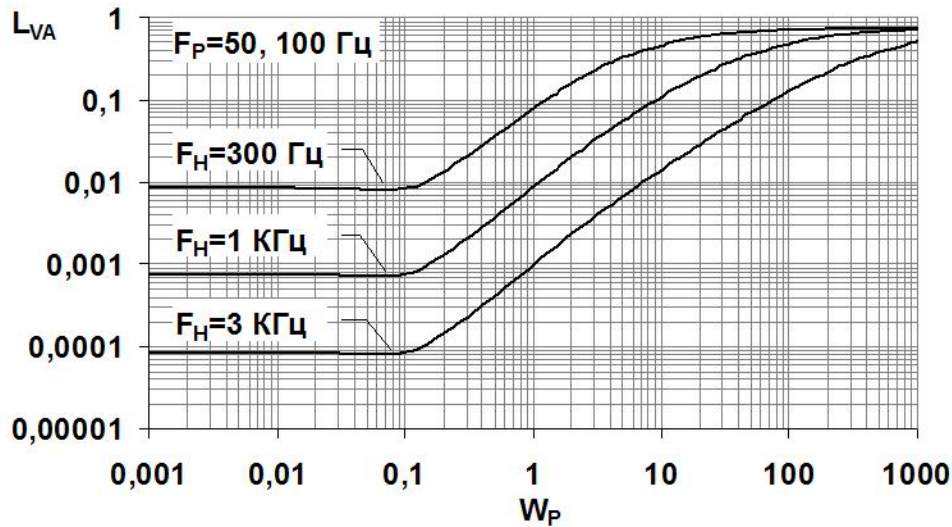


Рис. 3. Зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} сигнала в виде смеси двух гармонических и шумовой составляющих и его производной от параметра W_P .

На рис. 3 показаны зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} от параметра W_P при частоте 1-ой гармоники $F_P = 50$ Гц (2-ая – 100 Гц). При $W_P = 1$ мера Линдера не превышает 0,1 при полосе шума 300 Гц, а при шуме в полосе 3000 Гц мера Линдера не превышает 0,1 при отношении сигнал/шум $W_P=100$!

Помимо оборотных гармоник в спектре различных машин, в том числе двигателей внутреннего сгорания обычно присутствуют высшие гармоники (зубцовые, лопаточные, поршневые и т.п.) получим зависимость меры неопределенности Линдера между сигналом, представляющим собой смесь трех гармонических составляющих кратных частот (1, 2 и 8 гармоники) равной амплитуды и шума, и его производной от параметра W_P :

$$L_{VA}(\tau) = \frac{\left[-\frac{W_P \cdot \omega_P}{3} \cdot (\sin(\omega_P \cdot \tau) + 2 \cdot \sin(2 \cdot \omega_P \cdot \tau) + 8 \cdot \sin(8 \cdot \omega_P \cdot \tau)) + \frac{\cos(\omega_H \cdot \tau)}{\tau} - \frac{\sin(\omega_H \cdot \tau)}{\omega_H \cdot \tau^2} \right]^2}{(W_P + 1) \cdot \left(23 \cdot W_P \cdot \omega_P^2 + \frac{1}{3} \cdot \omega_H^2 \right)} \quad (8)$$

На рис. 4 показаны зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} от W_P при частоте 1-ой гармоники $F_P = 50$ Гц (2-ая – 100 Гц, 8-ая – 400 Гц).

При полосе шума 3000 Гц (типичная ситуация) мера Линдера не превышает 0,1 при отношении сигнал/шум $W_P=10$.

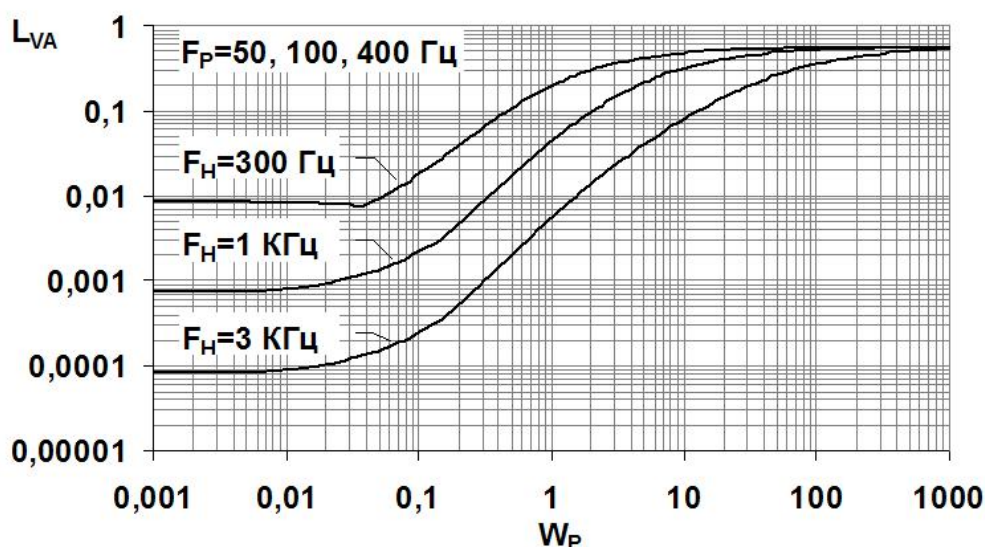


Рис. 4. Зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} сигнала в виде смеси трех гармонических и шумовой составляющих и его производной от параметра W_P .

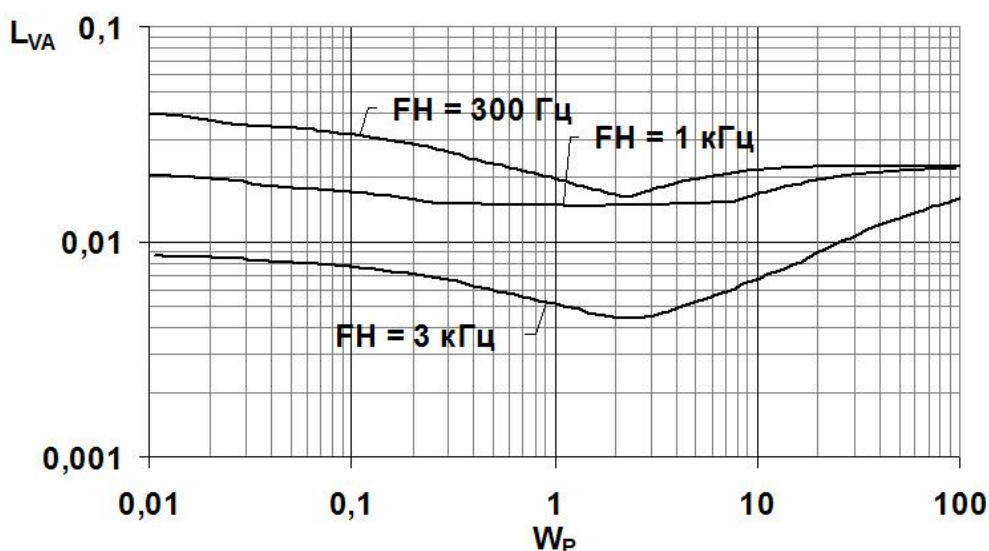


Рис. 5. Зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} сигнала импульсного вида и его производной от параметра W_P .

Дефекты подшипников качения, задевания ротора, опор и др. приводят к возникновению ударных импульсов [2, 8]. Аналитическое выражение меры Линдера для сигнала импульсного вида и его производной осложняется нелинейностью импульсной составляющей, поэтому произведено численное моделирование этой зависимости [6] (см. рис. 5).

Максимум меры неопределенности Линдера в данном случае меньше 0,04 и практически не зависит от параметра W_P , что указывает на отсутствие взаимозависимости сигнала импульсного вида и его производной. Отсюда следует, что даже при почти полном отсутствии шумовой компоненты сигнал импульсного вида и его производная ортогональны.

Приведенные выше результаты исследования ортогональности сигналов виброускорения, виброскорости и виброперемещения дополняют фундаментальные

результаты теории случайных сигналов [7] в части распространения их на аддитивную смесь детерминированного сигнала и шума в широком диапазоне отношения «сигнал/шум».

Полученные результаты исследований устанавливают высокую степень ортогональности сигналов виброускорения, виброскорости, виброперемещения при диагностике машин, что хорошо согласуется с практикой [4] и объясняет целесообразность совместного использования этих вибропараметров в качестве независимых диагностических признаков в задачах диагностики.

Литература:

1. Автоматизированный расчет колебаний машин / Под ред. К.М. Рагульска. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 104 с.
2. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУБЭР-КОМПАКС®). М.: Машиностроение, 1999.-163 с.
4. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. – 224 с.
5. Костюков А.В. Формирование вектора независимых диагностических признаков технического состояния роторных агрегатов // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2005. – С. 26-29.
6. Костюков А.В. Контроль и мониторинг центробежного насосного агрегата по трендам вибропараметров. Канд. Дисс. Омск, 2006. – 203 с.
7. Левин Б.Р. Теоретические основы статистической радиотехники. - М.: Советское радио, 1974, т.1. - 550 с.; 1975, т.2. - 392 с.; 1976, т.3. - 288 с.
8. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 2: Вибродиагностика / Ф.Я. Балицкий, А.В.Барков, Н.А.Баркова и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИБОРОВ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВПРЫСКИВАНИЕМ БЕНЗИНА

Заяц Ю. А., Вереютин А.Ю. (Рязанский военный автомобильный институт)

Значительную часть тепловых двигателей парка автомобилей как в мире в целом, так и в нашей стране, составляют бензиновые двигатели, конструкция которых постоянно совершенствуется. Применение систем подачи горючей смеси в цилиндры двигателя с помощью карбюраторов уходит в прошлое, так как в этом случае проблематично обеспечить точную дозировку топлива по цилиндрам. Кроме того, слишком много топлива в виде тонкой пленки остается на стенках впускного коллектора. В дальнейшем эта пленка постепенно сносится потоком воздуха в сторону впускного клапана и периодически в цилиндр начинает поступать избыточное количество топлива. В результате в отработавших газах резко повышается содержание продуктов неполного сгорания: углеводородов и оксида углерода. Поэтому задача по выполнению жестких нормативных требований к содержанию вредных веществ в отработавших газах двигателей с карбюраторными системами является достаточно сложной.