

УДК 656.131: 629.3.015.5

Волков В.П., д.т.н.¹, Мищенко В.М., к.т.н.²

1 — ХНАДУ, г. Харьков; 2 — КУЭИТУ, г. Кременчуг

НАПРАВЛЕНИЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИБРОДИАГНОСТИКИ В АВТОСЕРВИСЕ

Рассмотрена информативность вибродиагностических методов определения технического состояния автомобилей и их агрегатов. Приведены характерные спектральные характеристики отдельных автомобильных агрегатов для нормального и преддефектного состояния подшипниковых узлов и зубчатого зацепления. Показано, что вибродиагностика позволяет количественно определить техническое состояние колесных транспортных средств и их агрегатов.

Введение

В автосервисе вопрос об определении текущего технического состояния автомобиля и его агрегатов занимает одно из центральных мест. Именно эта проблема стала первостепенной в связи с широким применением мехатронных систем оптимального управления автомобилем и его агрегатами [1, 2]. Однако применяемые на предприятиях автосервиса методы оценки технического состояния не позволяют в достаточной степени количественно учитывать исходные и изменяющиеся с наработкой динамические характеристики агрегатов автомобиля.

Цель и задачи работы

Целью работы является разработка рекомендаций по расширению информативности процессов диагностирования технического состояния автомобилей.

Поскольку существующие методы диагностирования в автосервисе автомобилей имеют недостаточную информативность [3], ставится задача дополнить их вибрационными характеристиками, полученными либо от встроенных измерительных устройств, либо на специальных вибростендах. Информативность вибросигналов в значительной мере зависит от формы их графического представления.

Методы прогнозирования остаточного ресурса систем автомобилей

В настоящее время используется много методов и средств диагностирования технического состояния автомобилей. Создана принципиально новая система технического обслуживания, ремонта и метрологического обеспечения средств технического диагностирования агрегатов автомобилей. Актуальной стала задача совершенствования управления надежностью подвижного состава [4, 5]. Для достижения определенного уровня надежности автомобиля необходимо определять текущее состояние агрегатов и узлов, а также достаточно точно прогнозировать их дополнительный ресурс.

Одним из основных является метод прогнозирования ресурса по изменению параметров технического устройства. Он основывается на результатах измерений того или иного прогнозируемого параметра в прошлом или в настоящий момент времени. Зная математическую модель изменения прогнозируемого параметра в зависимости от эксплуатационных факторов, можно вычислить остаточный ресурс агрегата. Точность прогнозирования зависит от того, насколько точно математическая модель описывает поведение прогнозируемого объекта. Не меньшее влияние на точность прогнозирования оказывает и точность измерения технического параметра.

Прогнозирование технического состояния агрегата или системы автомобиля можно вести либо через определенные кем-то установленные интервалы времени, либо по текущим значениям параметров, постоянно измеряемым и обрабатываемым встроенными электрон-

ными блоками. Если на автомобиле отсутствуют такие блоки, но имеется устройство накопления данных о работе систем, то прогнозирование производится на предприятиях автосервиса с использованием компьютерных технологий. Компьютерно-диагностический комплекс, например, может быть подключен к блоку БСКД автомобиля через диагностический разъем — ISO 9141 с помощью адаптера RS-232.

Особенности мехатронных систем автомобилей

Современные автомобили оснащаются мехатронными системами. Мехатронные системы современных автомобилей включают: блок БСКД — бортовую систему контроля и диагностики; блок СУЭД — систему электронного управления двигателем; блок АБС/ПБС — противоблокировочную, противобуксовочную системы; блок СУЭП — систему электронного управления подвеской автомобиля и др. С помощью таких систем осуществляется как управление работой соответствующих агрегатов, так и производится самоконтроль. Вибрационные процессы на автомобиле оказывают определенное влияние на их работу.

На рис. 1 приведена мехатронная система IDS (Interactive Dynamishe System — интерактивная динамическая система движения) управления ходовой частью автомобиля Opel Astra. Эта система оснащена датчиками колебаний и вибраций кузовов легковых автомобилей, сигналы которых используются в алгоритмах управления.

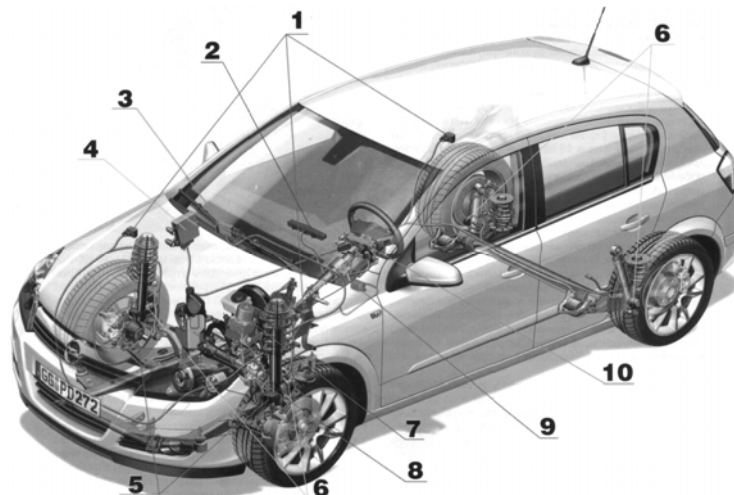


Рис. 1. Мехатронная система IDS управления ходовой частью автомобиля Opel Astra

В приведенной системе датчики ускорения кузова 1 отслеживают вертикальные перемещения кузова. Датчик рыскания и ускорения 9 измеряет перемещение кузова автомобиля относительно вертикальной оси и поперечное ускорение. Датчики 5 ускорения колес измеряют вертикальные перемещения колес. Датчик 10 определяет угол поворота управляемых колес.

Блок 4 управления CDC рассчитывает в реальном времени необходимую жесткость (мягкость) амортизаторов и направляет соответствующие сигналы на 6 — управляющие клапаны CDC, которые регулируют жесткость амортизаторов. Также имеется блок 7 управления ESP и всеми функциями ESP+. Блок 8 EHPS регулирует электрогидравлический усилитель руля. Переключатель 2 обеспечивает переход на спортивный режим работы подвески автомобиля. Имеется и электронный контролер 3 давления в шинах.

Одной из важных особенностей систем управления дизельных двигателей является наличие EDC (Electronic Diesele Control), включающей электронную систему управления (ЭСУ) со встроенной системой диагностики. На протяжении всего периода работы двигателя с помощью ЭСУ осуществляется диагностика состояния электрических цепей и параметров встроенных датчиков (температуры, давления наддува и т. д.) и исполнительного механизма подачи топлива двигателя.

В приводных системах механотронных устройств автомобилей в качестве исполнительного элемента достаточно широкое применение находят электрические машины малой мощности. В большинстве случаев эти изделия представляют собой бесконтактную роторную систему, работоспособность которой определяется главным образом состоянием подшипниковых узлов как наиболее критичных элементов конструкции. Опыт эксплуатации механических и электромеханических приводов показывает, что около 90 % их отказов происходит вследствие скрытых внутренних дефектов подшипниковых узлов, вызываемых погрешностями изготовления и сборки и проявляющихся в процессе старения, износа, воздействия механических нагрузок, температуры окружающей среды и др.

Анализ методов технической диагностики таких приводов с точки зрения повышения эффективности контроля качества показывает, что наиболее предпочтительным для практического использования на предприятиях автосервиса является метод оценки по вибрационному состоянию.

В настоящее время методы виброакустической диагностики технического состояния различных роторных систем находят все большее применение во многих областях техники [6, 7]. Их преимущество заключается в том, что они являются неразрушающими и позволяют с большой эффективностью определять скрытые технологические погрешности изготовления диагностируемых изделий. Кроме того, становится возможным прогнозирование изменения технического состояния и остаточного ресурса изделий. Применение этих методов позволяет предотвратить преждевременные отказы роторных систем и повысить их эксплуатационную надежность.

Информативность вибросигналов агрегатов автомобиля

С течением времени происходят изменения в агрегатах автомобилей. Вследствие уменьшения допусков при производстве деталей, применения реечного рулевого управления и современных систем независимой подвески всех колес сегодня легковые автомобили более чувствительны к проблемам вибрации, чем раньше. Рассматривая различные скорости протекающих процессов изнашивания, можно сделать вывод, что для многих элементов механических систем интенсивность изменения параметров состояния функционально связана с вибрационными характеристиками машин.

Основными источниками, которые определяют вибрацию транспортной машины, являются ДВС, трансмиссия, колеса и шины, неровности дорожной поверхности. При этом по отношению к машине первые три источника являются внутренними, а последний – внешним. Возмущающее воздействие от внутренних источников обусловлено следующим: взаимодействием контактирующих тел в кинематических парах (удары), неуравновешенностью и отклонением от соосности вращающихся деталей; непостоянством частоты вращения и крутящего момента на элементах агрегатов (валах, зубчатых колесах); трением качения и скольжения. Силовой агрегат, трансмиссия и колеса относятся к вибрационным системам колесных машин в основном с периодическим характером возмущения. Диапазон частот при вибрации силового агрегата более широкий, чем трансмиссии, и существенным образом зависит от типа двигателя.

Случайные колебания узлов и агрегатов транспортной машины связаны с кинематическим воздействием от дорожной поверхности. В области частот $0...25 \text{ Гц}$, где в наибольшей степени проявляется случайная вибрация, вертикальные колебания происходят главным образом с собственными частотами колебаний поддресоренных ($1...3 \text{ Гц}$) и неподдресоренных ($6...19 \text{ Гц}$) масс. Вибрация кабины и кузова с такими частотами может вызвать инфразвуковые колебания внутри колесной машины со звуковым давлением высокого уровня.

К числу второстепенных внутренних источников вибрации следует отнести вспомогательные агрегаты, устанавливаемые на транспортной машине, – приводные двигатели, электродвигатели, вентиляторы, компрессоры, кондиционеры. Внешние воздействия, кроме не-

ровностей опорной поверхности, могут быть связаны с воздействием водителя на органы управления: при трогании с места, переключении передач, торможении и т. п.

Выбор конкретных методов вибродиагностики технических устройств (функциональных, статистических и др.) в значительной степени зависит от характера процесса собственной вибрации. Предварительный анализ экспериментально полученных различными авторами спектрограмм указывает на то, что вибрация машин носит случайный характер. Проверка этого предложения проводилась на основе спектрально-корреляционного анализа вибрационных характеристик. Для описания свойств случайных процессов следует использовать статистические характеристики: среднее квадратическое отклонение, плотность вероятности, корреляционная функция, спектральная плотность, которые дают достаточно полную информацию о свойствах процесса во временной и частотной областях.

Вибросмещение z_g является результатом вынужденных колебаний, и закон движения описывается уравнением

$$z_g = \frac{F_0}{m(\omega_c^2 - \omega_g^2)} \sin(\omega_g t), \quad (1)$$

где F_0 — амплитуда вынужденных колебаний;

ω_g и ω_c — угловая частота, соответственно, вынужденных и собственных колебаний рассматриваемого агрегата массой m .

Угловая частота ω (rad/c) может быть определена через частоту ν ($Гц$), с использованием соотношения $\omega = 2\pi\nu$. Обозначим

$$\frac{F_0}{m(\omega_c^2 - \omega_g^2)} = A_g, \quad (2)$$

где A_g — максимальное смещение тела вибрации от центра равновесия.

Величина A_g представляет амплитуду вынужденных колебаний. Значение виброскорости V_g определяется путем дифференцирования по времени выражения (1) с учетом (2)

$$V_g = dz_g/dt = A_g \omega_g \cos(\omega_g t). \quad (3)$$

Отсюда следует, что амплитуда виброскорости на определенной частоте пропорциональна смещению, умноженному на эту частоту, и сдвинута по фазе на $\pi/2$ радиан (то есть на четверть цикла) относительно вибросмещения.

При фиксированном вибросмещении виброскорость будет удваиваться с удвоением частоты. Этот вывод справедлив для вибраций, в которых частота ω_g вынужденных колебаний существенно отличается от частоты ω_c собственных колебаний системы.

Виброускорение a_g — это производная от виброскорости по времени.

$$a_g = dV_g/dt = -A_g \omega_g^2 \sin(\omega_g t). \quad (4)$$

Следовательно, виброускорение при фиксированном вибросмещении пропорционально квадрату частоты вынужденных колебаний и относительно его сдвинуто по фазе на $\pi/2$ радиан.

На основании изложенного следует, что одни и те же вибрационные данные, представленные в виде графиков смещения, скорости или ускорения будут выглядеть по-разному. На графике смещения будет усилена низкочастотная область, а на графике ускорения — высокочастотная при ослаблении низкочастотной.

На рис. 2 один и тот же вибрационный сигнал представлен в виде вибросмещения, виброскорости и виброускорения.

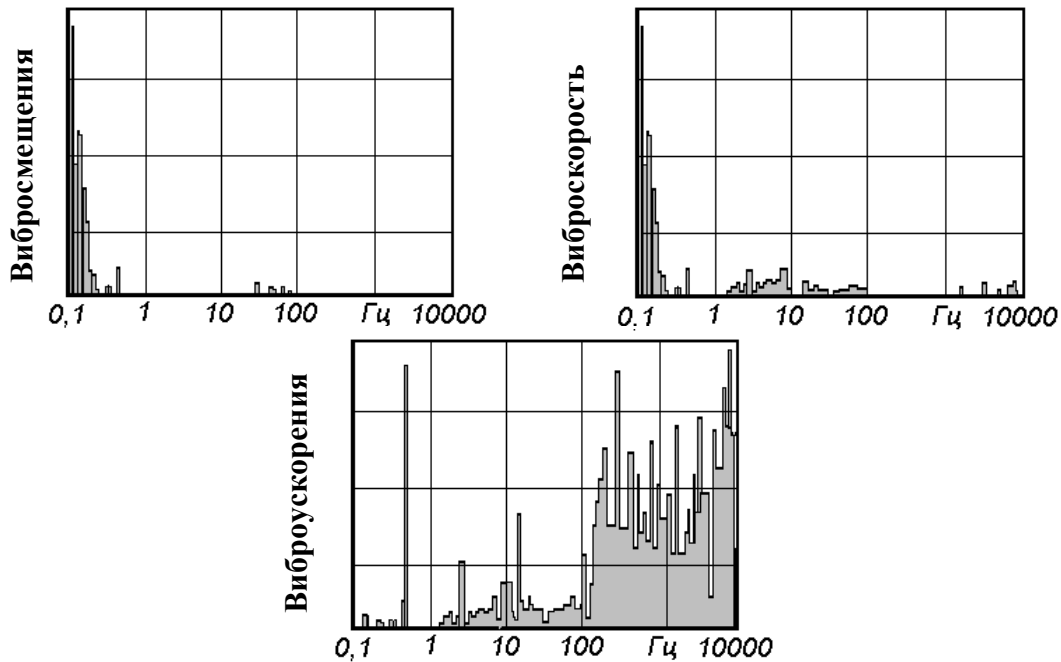


Рис. 2. Вид графического представления вибросигнала

График вибросмещения очень трудно анализировать на высоких частотах, зато высокие частоты хорошо видны на графике ускорения. Кривая скорости наиболее равномерна по частоте среди этих трех. Это типично для большинства роторных машин, однако в некоторых ситуациях самыми равномерными являются кривые смещения или ускорения.

Лучше всего выбирать такие единицы измерения, для которых частотная кривая выглядит наиболее плоской. Этим обеспечивается максимум визуальной информации для наблюдателя. Для диагностики агрегатов транспортных машин наиболее часто применяют виброскорость.

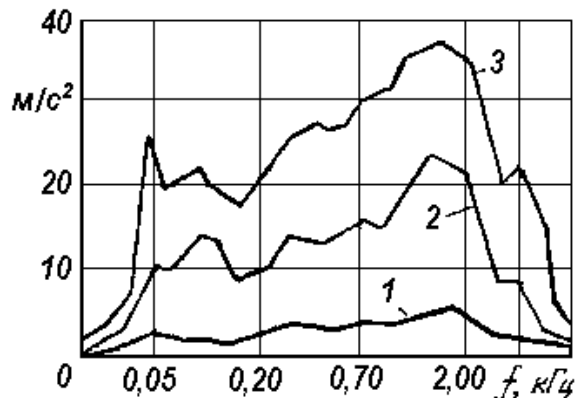


Рис. 3. Спектры вибраций заднего моста микроавтобуса ($n_6 = 1450$ об/мин):
 1 — оптимальный натяг приработанных подшипников ведущей шестерни; 2 — зазор $\delta = 0,22$ мм; 3 — надлом беговой дорожки наружного кольца (натяг нормальный)

При выборе датчиков для диагностики скрытых повреждений и неисправностей предпочтение отдают датчикам ускорений (акселерометрам). Ускорение вибрации характеризует динамические явления в соударяющихся парах шестерен и подшипниках (в то время как перемещение зависит от неуравновешенности всего агрегата и его крепления). Поскольку ускорение есть векторная величина, то ориентация оси датчика строго регламентируется по отношению к вертикальной и горизонтальной плоскостям агрегата, что обеспечивает стабиль-

ность измеряемых параметров. При вибрационных испытаниях агрегатов автомобилей датчики крепятся на их корпусах в активных зонах, где располагаются опоры валов и шестерни.

Обнаружение повреждений на ранней стадии основано на выделении и анализе дискретных составляющих основных частот колебаний подшипника. Динамика процесса его разрушения отображается на спектрограммах изменения амплитуд целого ряда составляющих (рис. 3).

В качестве диагностического признака степени износа подшипников качения используют среднеквадратичное значение уровня и энергетические спектры вибрации в полосе частот, содержащей собственную частоту подшипникового узла.

Спектр вибросигнала от зубчатой пары редуктора, которая находится в достаточно хорошем состоянии, может иметь вид, аналогичный приведенному на рис. 4.

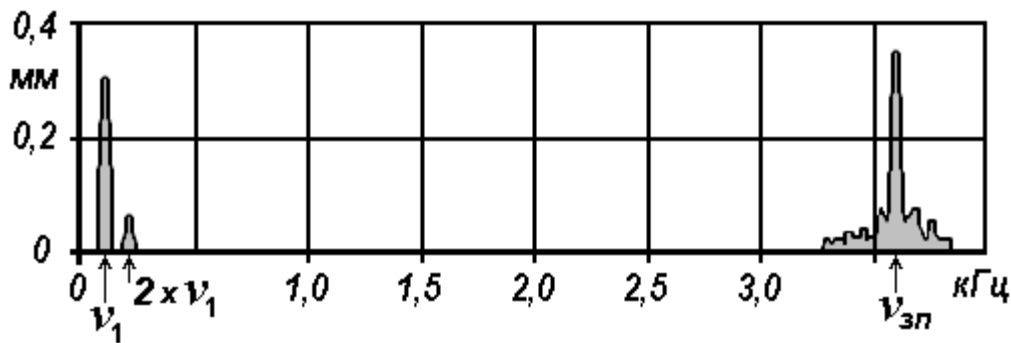


Рис. 4. Пример спектра вибрации зубчатой пары, находящейся в нормальном состоянии

Основными гармониками в таком спектре обычно являются первая обратная ν_1 и, может быть, вторая $2 \times \nu_1$ гармоника оборотной частоты контролируемого вала. Они вызваны обычными механическими проблемами, такими как дисбаланс, расцентровка от вала, на подшипнике которого производится измерение вибрации. В этом же спектре может также находиться и первая гармоника оборотной частоты второго вала зубчатой пары. Она связана с частотой вращения вала через коэффициент передачи зубчатой пары. На спектре может быть выявлена и вторая гармоника от оборотной частоты второго вала.

Амплитуда гармоники на частоте зубозацепления $\nu_{зп}$ обычно очень чувствительна к нагрузке. Высота пика частоты $\nu_{зп}$ в спектре зависит от достаточно многих параметров, основными из которых можно считать: 1) качество изготовления зубчатой пары, ее закалка, шлифовка; 2) качество, достаточность и чистота смазочного масла; 3) загрузка зубчатой пары нагрузочным моментом, передаваемым от двигателя в исполнительный механизм.

При ударах в зубчатой паре на зубчатые колеса и на конструкцию редуктора воздействует ударный импульс силы. Этот импульс возбуждает в конструкции механические колебания, которые, в общем случае, затухают по экспоненциальному закону. Частота, с которой будут колебаться элементы конструкции, т. е. частота “внутреннего заполнения” таких экспоненциальных ударов, определяется собственным механическим резонансом колеблющегося элемента зубчатой пары. Обычно эта частота не является строго фиксированной, а представляет собой совокупность близко расположенных частот, соотношение амплитуд которых достаточно случайно.

Таким образом, конструкция является резонансным контуром, в котором вибрации возбуждаются динамическими ударами, обусловленными процессом передачи вращающего момента через зубчатые пары. Если теперь зарегистрировать спектр колебаний конструкции с таким резонансным контуром, то в нем, наряду с пиком на частоте зубозацепления, будет пик, или горб с “белым шумом”, расположенный на частоте собственного резонанса элемента конструкции. Часто в спектре вибросигнала от зубчатой пары этот резонансный пик по своей амплитуде, а тем более по мощности, оказывается даже значительнее самого пика гар-

моники частоты зубозацепления. Кроме того, на спектре бывает несколько таких резонансных пиков от частот разных элементов редуктора. Этот резонансный гармонический пик, возбужденный на частоте собственного резонанса зубчатой пары, удобно использовать для оценки состояния и диагностики дефектов редукторов трансмиссии автомобиля.

Выводы

Существующие методы диагностирования технического состояния агрегатов и систем автомобиля являются трудоемкими, а достоверность их составляет лишь 0,58...0,62. Использование вибрационных методов диагностирования имеет преимущества, которые позволяют автоматизировать процесс диагностирования, уменьшить трудоемкость, повысить достоверность диагностирования и прогнозировать остаточный ресурс. Достоверность результатов вибродиагностики в значительной степени определяется знанием характера процесса собственной вибрации диагностируемого изделия.

Для внедрения вибрационных методов диагностирования агрегатов автомобилей необходимо выполнить следующее:

- стандартизировать места и точки установления датчиков виброускорений;
- разработать методики проведения экспериментальных измерений параметров вибрации;
- создать базу спектральных характеристик агрегатов в их нормальном состоянии;
- установить вибродиагностические признаки дефектов;
- разработать методы статистической обработки вибрационных характеристик;
- создать классы технического состояния объектов диагностирования.

Также необходимо разработать технологию вибрационного контроля технического состояния автомобилей и их систем для внедрения на автосервисных предприятиях с использованием существующего технологического оборудования.

Список литературы

1. Автомобильный справочник. Перевод с англ. — М.: За рулем, 1999. — 896 с.
2. Данов Б. А., Титов Е. И. Электронное оборудование иностранных автомобилей: Системы управления трансмиссией, подвеской и тормозной системой. — М.: Транспорт, 1998. — 78 с.
3. Мигаль В.Д. Цели и задачи диагностирования машин в жизненном цикле // Вестник ХНАДУ. — № 23. — 2003. — С. 39-41.
4. Говорущенко Н. Я., Варфоломеев В. Н. Экономическая кибернетика транспорта. — Харьков: РИО ХГАДТУ, 2000. — 218 с.
5. Варфоломеев В.Н., Научные основы построения и реализации технологии поддержания автомобилей в работоспособном состоянии на базе диагностической информации: Автореферат дис... докт. техн. наук. — Киев, 1994. — 32 с.
6. Явленский К.Н., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. — Л.: Машиностроение, 1983. — 238 с.
7. Мигаль В.Д. Вибрационные методы и средства распознавания дефектов машин. — Харьков: Изд-во ХГПУ, 1996. — 235 с.

Стаття надійшла до редакції 21.11.07
© Волков В.П., Міщенко В.М., 2007