

Басинюк, Н.Н. Ишин, И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Л.М. Антюшеня. – №2001112940/20; Заявл. 11.05.2001; Оpubл. 10.12.2001// Бюл. № 34; 3. Пат. РБ 632U, МПК 7 G 01 H 17/00. Устройство для виброакустической диагностики передач зацеплением/ Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, И.Н. Усс, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич, Л.М. Антюшеня. – № u 20010117; Заявл. 17.05.2001; Оpubл. 30.09.2002// Бюл. № 3; 4 Пат. 4261 C2 BY, МПК G 01 M 13/02. Способ вибрационной диагностики нагруженности зубьев зубчатых передач при испытаниях/ О.В. Берестнев, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Я.О. Берестнев, Я.В. Басинюк. – № а 19980960; Заявл. 21.10.1998; Оpubл. 30.12.2001// Афіцыйны бюлетэнь/ Дзярж. пат. камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. – №4. – С. 171 – 172; 5. Пат. 2224232 C1 RU, МПК G 01 M 13/02. Способ виброакустической диагностики передач зацеплением./Я.В. Басинюк, Н.Н. Ишин, В.Л. Басинюк, Е.И. Мардосевич.- № 2002113404; Заявл. 22.05.2002; Оpubл. 20.02.2004. Бюл. № 5; 6. Пат. 2231768 C2 RU, МПК G 01 M 13/02. Способ вибродиагностики передач зацеплением/ Я.В.Басинюк.- №2002125140; Заявл. 19.09.2002; Оpubл. 27.06.2004. Бюл. №18; 7. Пат. 4872337 США, МКИ G 01 M 13/02. Nondestructive Testing of Gear/ Robert J. Watts (США).– № 150114, Заявл. 29.01.1988; Оpubл. 10.10.1989; НКИ 73/162.– 12 с; 8. Пат. 2224223 C1 RU, МПК G 01 H 17/00, G 01 M 13/02. Устройство для виброакустической диагностики передач зацеплением// Я.В. Басинюк. - № 2002123956; Заявл. 09.09.2002; Оpubл. 20.02.2004. Бюл. № 5.

УДК 629.113

Э.Б. Куновский, С.М. Минюкович

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ИДЕНТИФИКАЦИИ ИСТОЧНИКОВ ШУМА

*Минский автомобильный завод
Минск, Беларусь*

Публикация работы [1] Кули – Тьюки в 1965 году положила начало использованию преобразования Фурье в широчайшем диапазоне научной и инженерной практики.

Любой периодический процесс, например колебание уровня звукового давления $p(t)$ в какой либо точке среды, можно представить в виде набора гармонических колебаний на основе ряда Фурье [2]:

$$p(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_n e^{jn\omega t}, \quad (1)$$

где $\omega = 2\pi/T$ – угловая частота основного тона (основная угловая частота).

Величины C_n являются комплексными амплитудами отдельных гармоник $C_n e^{jn\omega t}$ периодического процесса и вычисляются по формуле:

$$C_n = \frac{1}{T} \int_0^T p(t) e^{-jn\omega t} dt \quad (2)$$

Спектр, представляющий собой совокупность коэффициентов Фурье, определяемый формулой (2), является периодической функцией, в силу периодичности $e^{-jn\omega t}$.

Ряды Фурье определены для периодических процессов, если процесс не является периодическим, но продолжается конечный интервал времени, то вместо рядов Фурье используют пару преобразований на основе интеграла Фурье:

$$p(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} C(\omega) e^{j\omega t} dt, \quad C(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} p(t) e^{-j\omega t} dt. \quad (3)$$

Дискретное преобразование Фурье (ДПФ) конечной последовательности $\{x(n)\}$, $0 \leq n \leq N-1$, определяется как [3]:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j(2\pi/N)nk}, \quad k = 0, 1, \dots, N-1, \quad (4)$$

а его временная реализация, или обратное преобразование Фурье (ОДПФ):

$$x(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X(k) e^{j(2\pi/N)kn}, \quad n = 0, 1, \dots, N-1 \quad (5)$$

На основе этих выражений построены процедуры быстрых вычислительных алгоритмов, что в свою очередь привело к широкому распространению спектральных методов исследований, как на основе компьютерных программ, так и на основе специализированных приборов для спектрального анализа.

В настоящей работе рассматривается опыт использования спектральных преобразований для идентификации источников шума большегрузных автомобилей. Эта задача возникает каждый раз при создании новых образцов автомобилей, а также при модернизации выпускаемой продукции при доведении ее параметров по уровню создаваемого шума до требований международных норм.

Для анализа спектрального состава шума автомобилей на современном уровне используют проездные системы испытаний, которые помимо анализатора спектров содержат радар, для определения расположения автомобиля на измерительном участке, тахометр, для определения оборотов двигателя, радиомодем и приемник, для передачи данных о параметрах движения автомобиля в анализатор или мобильный компьютер и, наконец, специальное программное обеспечение для визуализации и обработки спектров.

Анализатор спектров имеет возможность рассчитать и запомнить в своей оперативной памяти, в зависимости от настройки и времени проезда автомобилем измерительного участка, несколько десятков спектров шумов. Эти спектры можно перенести в компьютер и представить их в виде трехмерного изображения (так называемых ландшафтных графиков), или использовать цветное кодирование уровней спектральных составляющих (на рисунке 1 с правой стороны приведена шкала, устанавливающая соотношения между цветом и уровнем спектральных составляющих) и получить плоскую картинку, в которой по оси абсцисс представляется частота а по оси ординат время.

Такое представление мультиспектров очень удобно для определения доминирующих источников шума автомобиля.

На рисунке 1 представлены мультиспектры шума автомобиля МАЗ-650108, где наклонные линии представляют собой зубцовые частоты элементов трансмиссии или систем двигателя, а каждая вертикальная линия – собственную частоту одного из элементов конструкции автомобиля (к сожалению в шкале серого рисунок менее нагляден). Виброакустическая диагностика, публикации по которой можно найти в трудах ее основоположников на территории СНГ Артоболевского И.И.[4], Генкин М.Д.[5], и др. [6], заложила основы подходов, использующих анализ спектров сигналов. В основе идей, используемых вибродиагностикой, лежит аксиома о том, что любой роторный механизм генерирует спектральные составляющие однозначно определяемые из его внутренней структурой (количество зубьев колес зацепления,

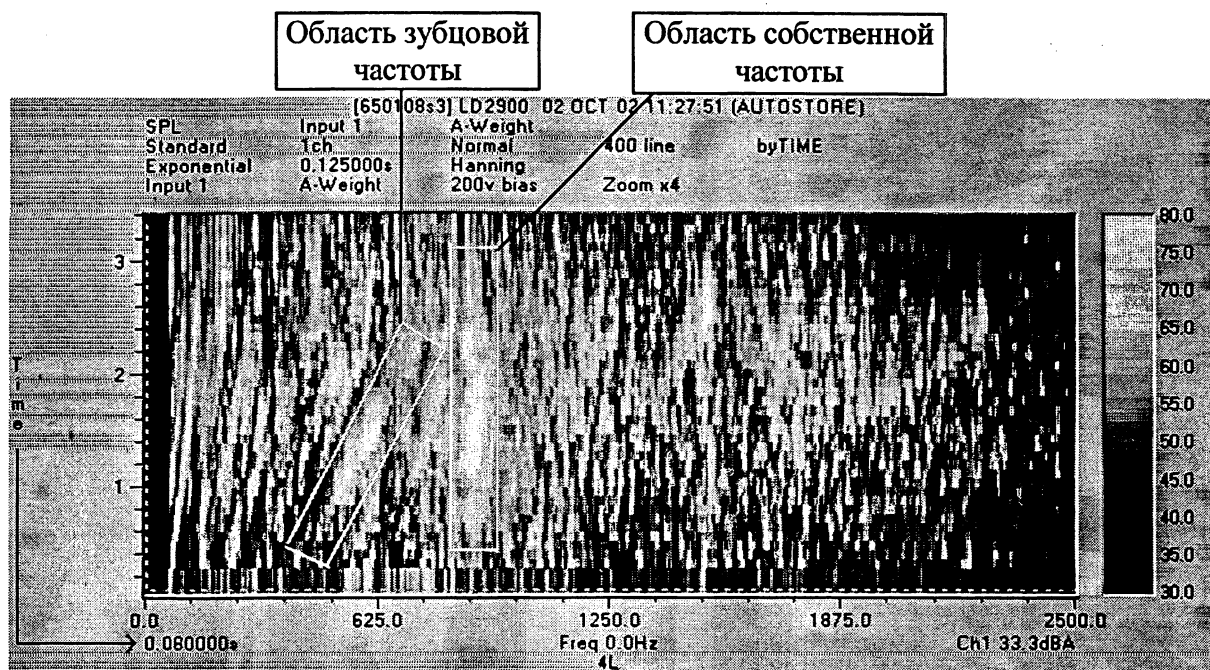


Рис 1.. Мультиспектры шума с левой стороны автомобиля MAZ-650108 при испытаниях на четвертой передаче.

количество лопастей вентиляторов, количество лопастей гребного вала, количество тел качения подшипников и т.п.) и оборотов на которых он функционирует. Дефекты роторного механизма определяются по изменению соотношений между амплитудами гармоник спектральных составляющих и их амплитудами на основных частотах.

Основы этих подходов могут быть успешно использованы и для идентификации источников шума автотракторных средств. Отличие предлагаемого подхода от изложенного выше состоит в том, что анализу подвергается работа машины или механизма не в стационарном режиме на постоянных оборотах, а при изменении оборотов от некоторого $n_{нач}$ до $n_{макс}$. Формулы, выведенные и практически опробованные вибродиагностикой, продолжают работать и при изменении оборотов машины и механизма при правильном выборе параметров настройки анализаторов спектра сигналов, на проблемах которой не позволяет остановиться объем предлагаемой публикации.

В таблице 1 приведены формулы для расчета и диапазон изменения частот различных возможных источников шума автомобиля MAZ-631208, доводкой которого по уровню создаваемого им внешнего шума занимались авторы настоящей публикации.

Теперь воспользуемся одним из программных продуктов по электронным таблицам, например, Excel фирмы «Microsoft» и построим графики хода зубцовых частот при изменении оборотов двигателя от 950 мин^{-1} до 2150 мин^{-1} , как требуют предписания Правил ЕЭК ООН №51 при испытаниях автомобиля. В качестве заливки для графиков используем мультиспектры шумов автомобиля MAZ-631208, при его проезде измерительного участка на четвертой передаче. Полученный результат этих операций приведен на рисунке 2.

В таблице 1 и на рисунке 2 приведены только те зубцовые частоты, которые наиболее отчетливо проявились на мультиспектрах шумов. Предварительные расчеты для построения такого рисунка требуют вычислений более чем по тридцати формулам и ряд последовательных итераций по построению, просмотру и удалению зубцовых частот, которые на мультиспектрах не проявились.

Таблица 1

Возможные частоты в мультиспектрах шума автомобиля МАЗ-631208 на четвертой передаче при изменении оборотов коленчатого вала двигателя от 950 мин^{-1} до 2150 мин^{-1}

| № | Причина шума или вибрации | Формула | Принятые обозначения | Диапазон частот |
|---|---|---|---|-----------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 1 | Вторая гармоника оборотов двигателя | $f_{об} = 2 \times \frac{n}{60}$ | n – обороты двигателя, выраженные в мин^{-1} . | 31,6-71,6 Гц |
| 2 | Частота следования выхлопов и частот опрокидывающего момента двигателя | $f_{вых} = \frac{n}{60} \times i$ | i – количество цилиндров двигателя. | 63,3-143,3 Гц |
| 3 | Частота, формируемая вентилятором системы охлаждения двигателя | $f_{вен} = \frac{n}{60} \times kz_{л.с.}$ | k – коэффициент сцепления гидромуфты; $z_{л.с.}$ – количество лопастей вентилятора. | 85,5-193,5 Гц |
| 4 | Вторая гармоника частоты опрокидывающего момента двигателя | $f_{опр} = 2 \times \frac{ni}{60}$ | | 126,6-286 Гц |
| 5 | Кинематическая погрешность пере-сопряжения зубьев входной шестерни демультипликатора и сателлитов | $f_n = \frac{k_{скп}(i_d - 1)n}{60i_j}$ | $k_{скп}$ – количество сателлитов демультипликатора | 197,9-447,9 Гц |
| 6 | Зубцовая частота коронной шестерни демультипликатора КП | $f_{д.к} = \frac{n}{60i_j i_d} \times z_k$ | i_d – передаточное число демультипликатора КП; z_k – количество зубьев коронной шестерни демультипликатора. | 339,3-767,8 |
| 7 | Зубцовая частота входной шестерни демультипликатора КП | $f_{д.вх} = \frac{n}{60i_j} \times z_{дв}$ | i_j – передаточное отношение первой ступени КП, $z_{дв}$ – количество зубьев входной шестерни демультипликатора | 475-1075 Гц |
| 8 | Зубцовая частота шестерни входного вала КП | $f_{вх.с} = \frac{n}{60} \times z_{вх}$ | $z_{вх}$ – количество зубьев колеса входного вала КП | 522,5-1182 Гц |
| 9 | Третья гармоника зубцовой частоты коронной шестерни демультипликатора | $f_{д.к} = 3 \times \frac{n}{60i_j i_d} \times$ | | 1017-2304 Гц |

Приведем комментарии по основным источникам внешнего шума рассматриваемого автомобиля.

Доминирующим источником внешнего шума автомобиля является демультипликатор коробки передач, наиболее интенсивные спектральные составляющие соответствуют зубцовым частотам коронной шестерни демультипликатора. На мультиспектрах это шестая наклонная линия, считая слева направо. Девятая линия представляет третью гармонику зубцовой частоты коронной шестерни демультипликатора КП. Седьмая и восьмая наклонные линии также относятся к коробке передач, причем это те элементы КП, которые взаимодействуют с короной шестерней. Входная шестерня демультипликатора взаимодействует с коронной шестерней через сателлиты, а шестерня входного вала находится на оси, которая передает крутящий момент на демультипликатор, так как промежуточный вал КП на четвертой передаче в работе не участвует (на автомобиле используется коробка передач МАЗ-543205).

Вторым источником, оказывающим существенное влияние на внешний шум данного автомобиля, является система выпуска отработанных газов двигателя. Это вторая наклонная линия на рисунке 2. Остальные узлы и агрегаты автомобиля, судя по мультиспектрам шума, существенного влияния на уровень внешнего шума на четвертой передаче не оказывают.

Приведенный в публикации метод идентификации источников шума автомобиля применим и для исследований источников внутреннего шума. Этот метод не требует дорогостоящих беговых барабанов и интенсивных исследований, но дает результаты по точности превосходящие метод интенсивности, так как идентификация источников шума осуществляется на тех же режимах движения автомобиля, которые предписываются Правилами ЕЭК ООН №51.

ЛИТЕРАТУРА

1 Cooley J., Tukey J. An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series// Mathematics of Computation. – 1965. - Vol. 19. N90. – P. 297-301; 2 Романкевич П.И. Ряды Фурье. – М.: Наука, 1983. –336 с; 3 Бендат Дж., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа. – М.: Мир, 1983. –312 с; 4 Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д. Введение в акустическую динамику машин. М., 1979, 296 с; 5 Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.,1987, 288 с; 6 Вибрация в технике: Справочник в 6-ти т./ Ред. Совет В.Н. Челомей (пред.). М.: Машиностроение, 1981 –Т 5. Измерения и испытания. Под ред. М.Д. Генкина. 1981. 496 с.