

уточнения силовой нагруженности картера путем учета смазочного слоя подшипников при оценке усилий взаимодействия коленчатого вала с картером, сравнительной оценки циклической прочности конструкции и других практически важных направлениях.

Выполненная работа демонстрирует широкие возможности, предоставляемые CAD/CAE системами, объединенными, например, в рамках CALS-технологий (Continuous Acquisition and Life cycle Support), широко применяемых за рубежом при проектировании и сопровождении современных двигателей внутреннего сгорания.

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы.

О НЕКОТОРЫХ МОДЕЛЯХ СТРУКТУРЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Науменко А.П. (Научно-производственный центр «Динамика»)

Математическое описание структуры виброакустического (ВА) сигнала, полученного с определенных узлов поршневой машины (ПМ) с учетом канала формирования и распространения ВА колебаний, является диагностической моделью. Такая модель позволяет произвести селекцию информативных диагностических признаков неисправностей и дефектов.

Обобщенная модель структуры ВА сигнала [3, 4, 5], возбуждаемого различными источниками в ПМ, построена с учетом наличия и взаимодействия трех основных источников возбуждения ВА колебаний в объекте, которые идентифицируются по типам возбуждаемых колебаний – свободных затухающих, вынужденных незатухающих, случайных широкополосных и узкополосных колебаний. С целью формирования алгоритмов постановки диагноза по параметрам ВА сигнала инвариантных к конструкции машин и механизмов необходимо на основе обобщенной модели разработать частные модели структуры ВА сигнала конкретной неисправности или дефекта.

Неуравновешенность движущихся и вращающихся масс является источником сил инерции F_g вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс, центробежных сил инерции и моментов этих сил, которые в общем случае описываются следующим образом [1, 4, 5]:

$$F_g(t) = F_1 \sin(\Omega_1 t) . \quad (1)$$

где Ω_1 – частота вращения неуравновешенной массы.

Примечание: Далее параметр t (время) опущен для упрощения представления формул.

С учетом представления [3, 5] можно записать:

$$\text{полигармонические воздействия} - F_{g\Sigma} = F_g(0,5 + F_n h_n^g) + F_s(0,5 + F_s h_s^g) , \quad (2)$$

$$\text{стохастические воздействия} - F_{n\Sigma} = F_n(0,5 + F_s h_s^n) + F_n(0,5 + F_g h_g^n) , \quad (3)$$

$$\text{ударные воздействия} - F_{s\Sigma} = F_s(0,5 + F_n h_n^s) + F_s(0,5 + F_g h_g^s) , \quad (4)$$

где F_s – импульсные (ударные) вынуждающие воздействия (напр., взаимодействие зубчатых пар, соударения в зубчатой муфте) в общем случае, представляются в виде последовательности импульсов заданного вида; F_n – шумовые силы, возникающие вследствие трения контактирующих деталей или газогидродинамики, ко-

торый можно считать *белым шумом* $\zeta(t)$; h_g^s – импульсная характеристика определяет степень взаимовлияния F_g и F_s ; h_s^n – степень взаимовлияния F_s и F_n ; h_n^g – степень взаимовлияния F_n и F_g .

Рассмотрим составляющие, связанные только с F_g :

$$F_{g\Sigma} = F_g(0,5 + F_n h_n^g) + F_g(0,5 + F_s h_s^g), \quad (5) \quad F_{n\Sigma} = F_n(0,5 + F_g h_g^n), \quad (6) \quad F_{s\Sigma} = F_s(0,5 + F_g h_g^s). \quad (7)$$

Источники стохастической (шумовой) составляющей – трение вращающихся и движущихся частей машины, газогидродинамический шум – описываются узкополосным процессом с центральной частотой W_{X_k} , параметры которого зависят от конструктивных особенностей машины:

$$F_n = F_n(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}(t) \cos[\omega_{\xi_k} t + \varphi_{\xi_k}(t)], \quad (8)$$

где классически огибающая $A_{X_k}(t)$ и фаза $j_{X_k}(t)$ являются случайными функциями, медленно (в масштабе W_{X_k}) изменяющимися во времени.

Взаимовлияния этих составляющих описывается с учетом весовых коэффициентов (знаком $*$) обозначена процедура свертки функций):

$$S_n^x = S_n^x(t) = F_n(t) * h_n^x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^x(t) \cos[\omega_{\xi_k}^x t + \varphi_{\xi_k}^x(t)], \quad (9)$$

Импульсные (ударные) вынуждающие воздействия F_{sS} возбуждают колебания S_{sS} на собственных (резонансных) частотах колебаний корпуса объекта, элементов, деталей, узлов с учетом импульсной характеристики $h_s^s(t)$, гармонические вынуждающие воздействия $F_{gS} - S_{gS}$ с $h_g^g(t)$, стохастическая составляющая $F_{nS} - S_{nS}$ с $h_n^n(t)$ [3, 4, 5].

Тогда для данного случая можно записать:

$$S_{g\Sigma} = S_g^g \cdot (0,5 + S_n^g) + S_g^g \cdot (0,5 + S_s^g), \quad (10) \quad S_{n\Sigma} = S_n^n \cdot (0,5 + S_g^n), \quad (11) \quad S_{s\Sigma} = S_s^s \cdot (0,5 + S_g^s), \quad (12)$$

$$\text{где } S_g^g = F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^g = S_{lg}^g \sin(\Omega_1 t) \quad (13)$$

составляющая структуры *BA* сигнала с частотой неуравновешенной силы;

$$S_n^g = h_n^g * \left(\sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}(t) \cos[\omega_{\xi_k} t + \varphi_{\xi_k}(t)] \right) = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^g(t) \cos[\omega_{\xi_k}^g t + \varphi_{\xi_k}^g(t)] \quad (14)$$

составляющая структуры *BA* сигнала от стохастических силовых воздействий с учетом их влияния на неуравновешенные силы;

$$S_s^g = \sum_{n=0}^{\infty} A_n^g \sum_{m=1}^M A_m^g \left\{ \sum_{k=1}^K A_k^g \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\}. \quad (15)$$

составляющая структуры *BA* сигнала от ударных воздействий с учетом их влияния на неуравновешенные силы;

$$S_n^n = F_n * h_n^n = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^n(t) \cos[\omega_{\xi_k}^n t + \varphi_{\xi_k}^n(t)] \quad (16)$$

составляющая структуры *BA* сигнала от стохастических силовых воздействий с учетом характеристик *BA* канала;

$$S_g^n = F_g * h_g^n = F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^n \quad (17)$$

составляющая ВА сигнала от неуравновешенных сил с учетом их влияния на стохастические силовые воздействия;

$$S_s^s = F_s * h_s^s = \sum_{n=0}^{\infty} A_n^s \sum_{m=1}^M A_m^s \left\{ \sum_{k=1}^K A_k^s \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\} \quad (18)$$

составляющая структуры ВА сигнала от ударных силовых воздействий с учетом характеристик ВА канала;

$$S_g^s = F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^s \quad (19)$$

составляющая ВА сигнала неуравновешенных сил с учетом их влияния на силовые воздействия ударных нагрузок.

Несоосность (несовпадение центральных осей соединенных валов) присутствует всегда и ее развитие (увеличение) часто служит причиной нарушения работоспособности агрегатов и является одной из распространенных неисправностей при работе двух механизмов соединенных муфтой, несоосной установке подшипников вала.

Характер ВА сигнала при несоосности зависит от величины и места приложения неуравновешенных сил, крутящего момента, свойств и качества смазочного слоя в подшипниках, а также состояния муфты, подшипников и их опор. В виброакустическом сигнале обычно присутствуют составляющие с частотой вращения ротора (оборотная частота Ω_1) и гармоники выше $2^{ой}$. При определенных условиях возможно появление низкочастотной вибрации. Исследования показывают, что в 40% случаев преобладает Ω_1 , в 50 % – $2 \Omega_1$, в 10% – $3 \Omega_1$ [1, 2, 6].

Выражения (2), (3), (4) можно использовать и для представления параметров ВА сигнала при возникновении несоосности валов привода и потребителя, а также дефекте соединительной между ними муфты. При этом в обоих случаях сила F_g может быть представлена выражением:

$$F_g(t) = \sum_{k=1}^9 F_k \sin(\Omega_k t), \quad \Omega_k = k \cdot \Omega_1. \quad (20)$$

После преобразования (2) с учетом (14), (15) и (20) получим:

$$S_{g\Sigma} = \left[h_g^g * \sum_{k=1}^9 F_k \sin(\Omega_k t) \right] \cdot \left\{ 0,5 + \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^g(t) \cos[\omega_{\xi_k}^g t + \varphi_{\xi_k}^g(t)] \right\} + \left[h_g^g * \sum_{k=1}^9 F_k \sin(\Omega_k t) \right] \cdot \left[0,5 + \sum_{n=0}^{\infty} A_n^g \sum_{m=1}^M A_m^g \left\{ \sum_{k=1}^K A_k^g \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\} \right] \quad (21)$$

из которого видно, что ВА сигнал S_g^g модулирован стохастической составляющей S_n^g (рис. 1 – размытие спектрального пика на частоте Ω_1 ($2f_1=12,5$ Гц) и частотами импульсного возбуждения S_s^g).

Раскрывая (11) с учетом выражений (20), (16), (17) получим выражение:

$$S_{n\Sigma} = \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^n(t) \cos[\omega_{\xi_k}^n t + \varphi_{\xi_k}^n(t)] \right\} \cdot \left(0,5 + [F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^n] \right), \quad (22)$$

из которого следует, что спектральные составляющие, возникающие при несоосности, модулируют стохастическую составляющую ВА сигнала удвоенной или утроенной частотой вращения вала Ω_1 (рис. 2).

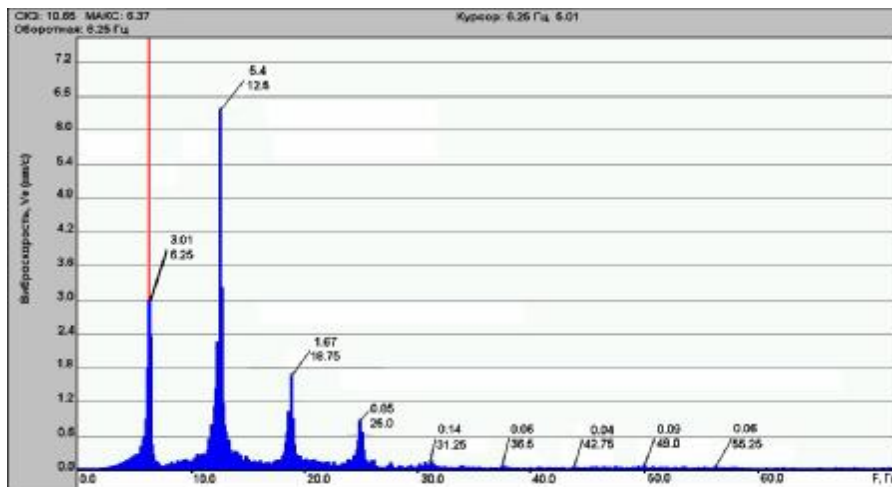


Рис. 1. Спектр ВА сигнала при возникновении несоосности валов

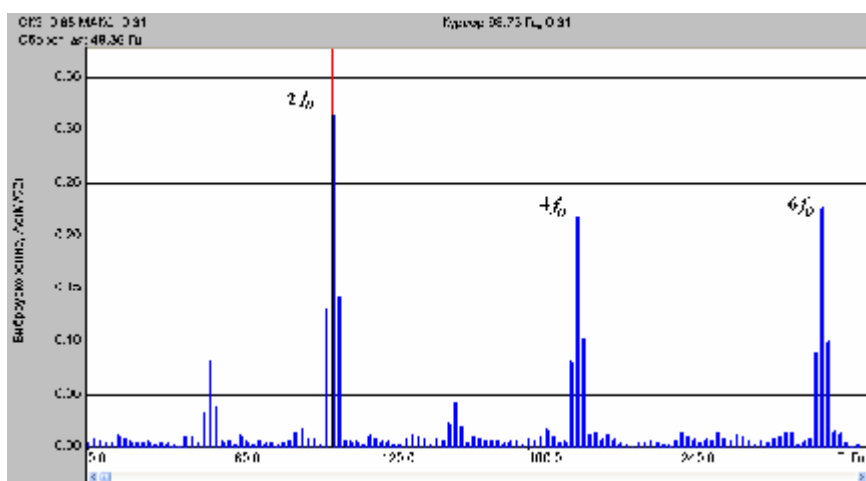


Рис. 2. Спектр огибающей шумовой составляющей ВА сигнала в полосе от 3000 до 5000 Гц при возникновении несоосности валов

Раскрывая (12) с учетом выражений (18), (19), (20) получим выражение:

$$S_{s\Sigma} = \left[\sum_{n=0}^{\infty} A_n^S \sum_{m=1}^M A_m^S \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} A_k^S \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\} \right] \times \left[0,5 + [F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^S] \right]. \quad (23)$$

Из (23) следует возможность модуляции частот ударного воздействия (например, частот дефектов подшипников качения) гармониками частоты вращения вала Ω_1 , в частности, частотами второй и третьей оборотных гармоник (рис. 3).

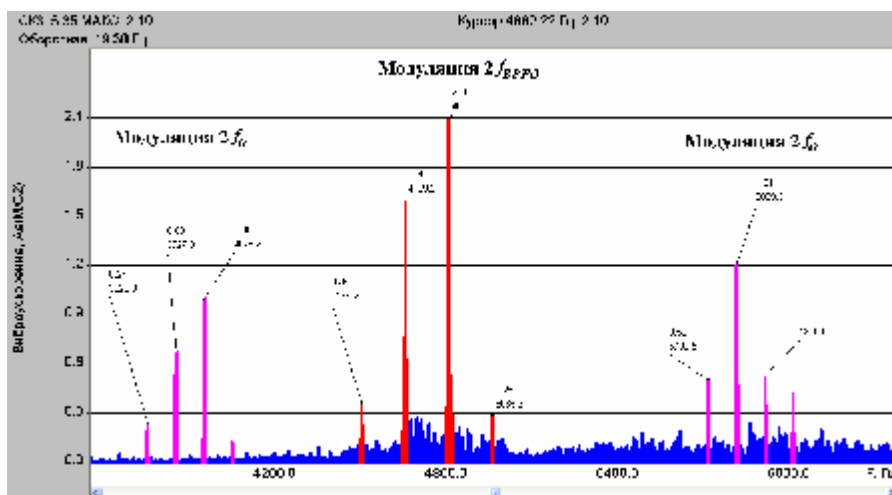


Рис. 3. Спектр ВА сигнала, отражающий модуляцию удвоенной частотой вращения $2f_0$ частот дефектов подшипников f_{BPFO} при несоосности валов

Предложенные модели структуры ВА сигнала, соответствующие неуравновешенности вращающихся масс и несоосности валов, показала, что ВА сигнал, возбуждаемый при этих неисправностях, модулирован стохастической составляющей и частотами импульсного возбуждения. При этом спектральные составляющие мо-

гут модулировать стохастическую составляющую ВА сигнала частотой вращения и удвоенной или утроенной частотой вращения. Кроме того, существует возможность модуляции частот ударного воздействия (например, частот дефектов подшипников качения) гармониками частоты вращения вала. Такое нелинейное взаимодействие составляющих ВА сигнала позволяет использовать анализ спектральных составляющих огибающей ВА сигнала и перейти к безразмерным оценкам величин на основе такого параметра, как глубина модуляции, или спектральных инвариант.

Литература:

1. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учеб. пособие [под ред. В.Н. Костюкова]. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. 108 с.
2. Лукьянов А.В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 1999. 228 с.
3. Науменко А.П. Виброакустическая модель диагностического сигнала поршневого компрессора // Динамика систем, механизмов и машин: матер. VII Междунар. науч.-техн. конф. 10-12 ноября 2009 г. Омск. Изд-во ОмГТУ, 2009. Кн. 2. С. 39-44
4. Науменко А.П. Исследование виброакустических параметров поршневых машин: сб. науч. тр. по матер. Междунар. науч.-техн. конф. "Двигатель-2007" посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э.Баумана [под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова]. М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 518-525.
5. Науменко А.П. Методология виброакустической диагностики поршневых машин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. выпуск. Серия Машиностроение. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. С. 85-95
6. Неразрушающий контроль: Справочник: в 7 т. [под общ. Ред. В.В. Клюева]. Т.7: в 2 кн. Кн. 2: Ф.Я. Балицкий [и др.]. Вибродиагностика. М.: Машиностроение, 2005. 829 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЯ ОСЕВОГО УСИЛИЯ В СТЕРЖНЕ ШАТУНА

Никишин В.Н. (Камская государственная инженерно-экономическая академия);
Никишин И.А. (РУДН)

Современное развитие поршневого двигателестроения связано со значительной степенью форсировки дизеля, а также улучшением его экономических и экологических показателей при одновременном повышении надежности. В работе [1] представлены результаты экспериментального исследования продольной силы в стержне шатуна с помощью тензодатчиков и сформированы требования к точности измерений.

Погрешности измерения осевого усилия в стержне шатуна можно подразделить на: погрешности тарировки датчиков; погрешности от нелинейности показаний датчиков; погрешности, вызванные температурным режимом шатуна; погрешности от изгиба стержня в плоскости качания шатуна; погрешности от изгиба стержня в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна, вызванные погрешностью изготовления формы шатуна, коленчатого вала, поршня и поршневого пальца.