www.vntr.ru №8 (60), 2012 г.

УДК 621

ОПИСАНИЕ ВИБРОПОЛЕЙ ПОСРЕДСТВОМ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ РЕАЛИЗАЦИИ МЕТОДОВ ЧАСТОТНО-ВРЕМЕННОГО АНАЛИЗА

© Александр Михаилович Веприк, Виталий Львович Крупенин,

Николай Алексеевич Андрианов, Елена Борисовна Семенова,

Константин Борисович Саламандра

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

krupeninster@gmail.com

Аннотация. *Рассмотрены методы, позволяющие прогнозировать поведение вибрационных и виброударных режимов в механических конструкциях с большим числом степеней свободы при отказе от моделей в виде дифференциальных уравнений движения. Методы анализа могут основываться не только на анализе дифференциальных уравнений движения, но и на использовании экспериментально получаемых характеристиках процессов. Таких, например, как динамические податливости и жесткости и др. В ряде случаев бывает удобнее сразу оперировать с этими характеристиками, не обращаясь к дифференциальным уравнениям. Такой подход оказывается актуальным, когда цель анализа — исследование именно конструкций, а не их моделей. Ниже приводятся примеры построения упомянутых характеристик в результате типовых экспериментов. Проводится построения вибрационных полей таких конструкций, как в линейном, так и в виброударном случаях, когда анализ производится при помощи частотно-временных методов.*

Ключевые слова: *вибрационные процессы, виброударные процессы, системы со многими*
степенями свободы, зазор, операторы динамической податливости, периодические функции Грина, частотно-временной анализ, виброударных процессов, определяющие параметры виброударных режимов движения, экспериментальные методы построения моделей систем.

1. В работах [1-4] и др. отмечалось, что методы анализа динамики вибрационных и, в частности, виброударных процессов, могут основываться не только на анализе дифференциальных уравнениях движения, но и на использовании экспериментально получаемых характеристиках процессов.

Таких, например, как динамические податливости и жесткости, функции Грина, периодические функции Грина и др. Эти характеристики непременно могут быть построены в случаях, когда заданы уравнения движения систем. В этом случае знание одной из таких характеристик обеспечивает знание и всех остальных. Но в ряде случаев бывает удобнее сразу оперировать с этими характеристиками, не обращаясь к дифференциальным уравнениям. Такой подход оказывается актуальным, когда цель анализа — исследование конструкций, а не их моделей. Здесь естественно нельзя не сделать оговорку, что необходима уверенность, что объект исследования - линеен. Линейность объекта может быть проверена теми же экспериментальными методами, например, посредством проверки выполнения принципа взаимности. Ниже приводятся примеры построения упомянутых характеристик в результате типовых экспериментов.

Необходимые определения даны в работах [1-3]. Обычно характеристики систем строятся как результат отклика конструкций на определенного вида эталонные воздействия.

Основной характеристикой оказывается динамическая податливость – вообще говоря, комплекснозначная функция чисто мнимого аргумента iω. Обозначение: L(iω). Функция L (особенно при экспериментальном определении) задается своим модулем и аргументом:

$$L(i\omega)=| L(i\omega)|\arg[-i \arg L(i\omega)].$$

Рассмотрим схемы определения динамических податливостей при двух различных эталонных воздействующих факторах.

2. Пусть тестовый сигнал — синусоидальный с медленно меняющейся частотой. Подробное описание возможных возбуждения и измерения приведено в [5, 6]. Для возбуждения силового (моментного) синусоидального воздействия в широкой полосе частот наиболее приемлемым является электродинамический вибратор, который возбуждается при помощи управляющего генератора через усилитель мощности. Измерение силы возбуждения производится при помощи: датчика силы пьезокерамического типа, помещаемого между толкателем вибратора и исследуемой конструкцией.

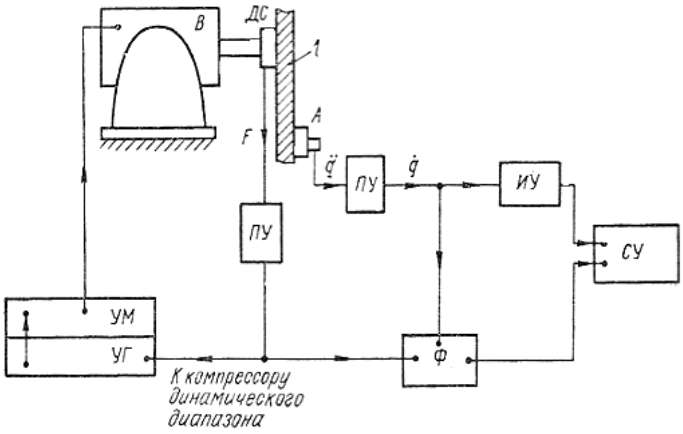


Рис.1

В интересующей нас точке конструкции устанавливается пьезоакселерометр, электрический сигнал которого после предварительного усиления и интегрирования поступает на измерительный усилитель и фазометр. Электрический сигнал датчика после предварительного усиления также поступает на фазометр и далее — на вход блока компрессора динамического диапазона управляющего генератора. Тем самым обеспечивается постоянство силы возбуждения при автоматической развертке частоты. Электрические сигналы от измерительного усилителя и фазометра подаются на входы двухканального самописца уровня, изображающего в определенном масштабе зависимость модуля и аргумента динамической податливости от частоты. Ставшая классической блок- схема измерителя динамической податливости фирмы «Брюль и Кьер» изображена на рис.1, на котором обозначено: УГ— управляющий генератор; УМ— усилитель мощности; В — электродинамический вибратор с вибростолом; ДС — датчик силы; А - акселерометр; ПУ — предварительный усилитель; ИУ— измерительный усилитель; Ф -фазометр; *СУ* — самописец уровня; *1* — исследуемая конструкция; $\dot{q},\ddot{q}$ — сигналы скорости и ускорения; *F* — сигнал динамической силы.

К основным недостаткам способа относятся искажение частотных характеристик исследуемой конструкции вследствие присоединения колебательной системы вибратора и большое время проведения эксперимента (десятки минут).

3. Обратимся теперь к силовому ударному воздействию, которое часто принимается в качестве эталонного. Известно [1, 2], что мгновенное ударное воздействие с единичным импульсом и действующее, например, при t=0 описывается при помощи обобщенной δ-функции Дирака [1-3].

Это согласуется с экспериментами [3]. Установлено, в частности, что при соударении твердых тел спектр ударной силы (рис. 2) достаточно широк и равномерная его аппроксимация приводит к удовлетворительным результатам, которые тем точнее, чем ярче выражены фильтрующие свойства соударяющихся колебательных систем. На рис. 2 видна зона равномерного спектра 0—2 кГц при времени соударения — $t_0=2\text{-}10^{-4}$ с. На основании вышесказанного в качестве эталонного удобно выбирать ударное воздействие, что позволяет получать удобные математические описания характеристик линейных систем.

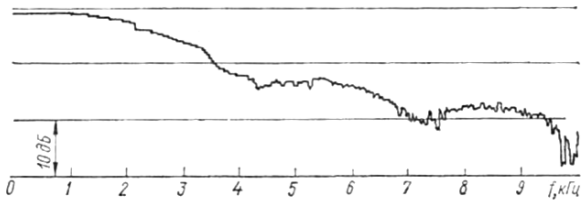


Рис. 2

Реакция колебательной системы на однократное силовое воздействие, представляемое в виде δ-функции Дирака, обозначается $h(t)$ и носит название функции Грина. Между функцией Грина и динамической податливостью существует зависимость

$$L(i\omega) = \int_0^{\infty} h(t) \exp(-i\omega t)\, dt,$$

определяемая свойствами Фурье-анализа динамических процессов [1-3].

Ввиду диссипации энергии $\lim h(t) = 0$ при $t \to \infty$ поэтому на практике бесконечный предел в интеграле можно заменить конечным

$$L(i\omega) \approx \int_0^{\tau_*} h(t) \exp(-i\omega t)\, dt,$$

Таким образом, если записать отклик механической системы на одиночный удар, а затем произвести его Фурье-преобразование, то мы могли бы получить интересующую нас динамичекую податливость. На основе этого принципа и работает система (рис. 3), состоящая из динамометрического молотка *ДМ* и двухканального спектроанализатора СА, являю цегося, по существу, специализированным компьютером.

В динамометрический молоток встроен пьезокерамический датчик силы, которым и производится удар. Меняя насадки, можно добиться необходимых формы и спектра ударного импульса. Сигналы датчика силы и акселерометра, установленного на исследуемом объекте, через предварительные усилители подаются на каналы анализатора.

www.vntr.ru №8 (60), 2012 г.

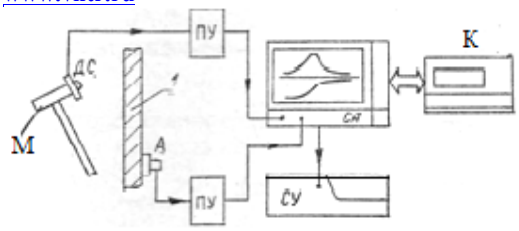


Рис. 3

В анализаторе, происходит их временная дискретизация и обработка подаваемых на его каналы сигналы по специальным программам. Обработка занимает доли секунды. Информация отображается на дисплее, может быть передана в память компьютора или на самописец уровня *СУ*.

Преимущество метода в том, что конструкция исследуется в «чистом виде» (без присоединения «чужеродных» колебательных систем); имеется возможность получения экспресс-информации.

Таким образом, показано, как минуя переход к аналитическим моделям конструкций можно построить их динамические податливости.

Подчеркнем, что эти динамические податливости могут быть разных родов – локальные (1) и проходные (2). То есть реакции систем в выделенных точкакх на силы, приложенные в тех же точках (1) или на силы приложенные в удаленных точках тех же конструкций (2).

4. Обратимся теперь к виброударным системам. Показано [1-3], что для анализа периодических режимов движения в таких системах особую роль играют так называемые периодические функции Грина – реакции систем на периодические последовательности δ-функций Дирака (обозначение: $\delta^T(t)$; T – некоторый период). Периодическая последовательность $\delta^T(t)$ так:

$$\delta^T(t)=\Sigma_k\delta(t-kT)={}^1/_T\Sigma_k exp(ik\omega t), \qquad (1)$$

Здесь суммирование ведется по всем целым k. При этом последний ряд Фурье сходится в обобщенном смысле [1, 2]. Периодические функции Грина (ПФГ) обозначаются как χ(t) и могут быть определены как:

$$\chi(t)=\Sigma_k\delta(t-kT)exp(ik\omega t)={}^1/_T\Sigma_k L(ik\omega t)exp(ik\omega t), \qquad (2)$$

Таким образом, ПФГ линейных систем определяются их динамическими податливостями или функциями Грина.

Для примера на рис. 4 приведен спектр модуля динамической податливости судового рамного фундамента (I) и и спектр его реакции (II) на силовое возбуждение (1) в полосе частот 0-200 Гц. Частота следования ударов 20 Гц.

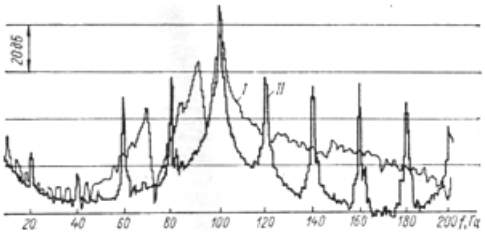


Рис.4

Таким образом, возникает простая идея: попытаться «сконструировать» искомый периодический или почти периодический виброударный режим [4] из ПФГ – реакций соударяющихся линейных систем на периодические последовательности ударов.

Методы анализа виброударных систем, в которых важную роль играют ПФГ, получили название «методы частотно-временного» анализа. Не предполагая здесь останавливаться на теории, сконцентрируемся на экспериментальных вопросах, связанных с частотно-временным анализом. При этом будем интересоваться, в основном, весьма важными резонансными виброударными процессами [1, 2].

В качестве примера исследуем типовую виброударную систему— балочку с сосредоточенным на свободном конце массивным телом, снабженную жестким односторонним ограничителем хода. Такая система весьма распространена в технике и моделирует, например, контакты релейных устройств, исполнительные устройства клапанов, модули генератора широкополосной вибрации для вибрационных испытаний и т. д. Для проведения эксперимента был разработан стенд, схема которого приведена на рис. 5.

Здесь использованы устройства: *УМ*— усилитель мощности (СУВ-1); *В* — электродинамический вибратор (ВЭДС-10); *ДС* – датчик силы (ДК-1); *ЭВМ* — компьютер;

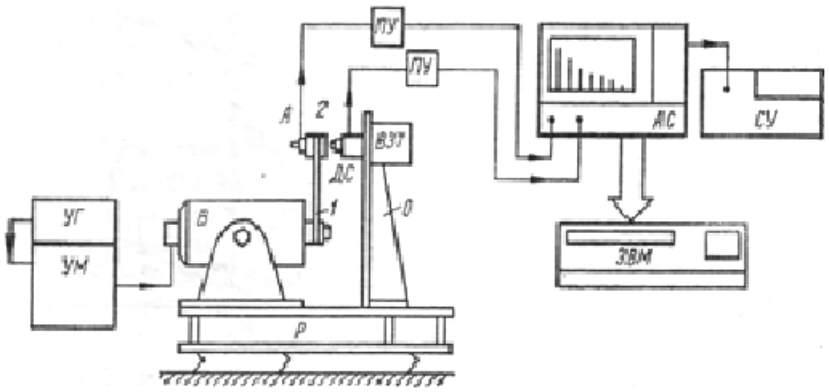


Рис.5

УГ —управляющий генератор; А — акселерометр; ПУ — предусилитель; *АС* — узкополосный цифровой анализатор; *СУ* — самописец уровня. На рисунке также показаны: Р — несущая рама; О — опора; ВЗТ — виброзадерживающее тело; 1 — балочка; 2— массивное тело.

Синусоидальный сигнал управляющего генератора проходит через усилитель мощности и подается на обмотку возбуждения вибратора, жестко установленного на несущей раме. На штоке вибратора закреплена балочка (200^{x} 50^{x} 1 мм), выполненная из пружинной стали 65Г. На массивном теле (массой 130 г), присоединенном к балочке, крепится акселерометр, а на несущей раме, кроме того, смонтирована опора с датчиком силы, свободная шпилька которого является ограничителем перемещений. Для уменьшения динамической податливости опоры, в районе установки датчика силы крепится виброзадерживающее тело массой 1 кг. В целях уменьшения ударного демпфирования соударяющиеся поверхности изготовлены из стали Ст.45 и термобработаны до 56—61 $HRC_э$. Кроме того, для реализации точечного контакта поверхности ударной пары имеют форму плоскость — полусфера. Электрические сигналы датчика силы и акселерометра после предусилителей поступают для обработки в узкополосный цифровой анализатор спектра. Анализатор работает как в частотной, так и во временной областях; к нему подключены самописец уровня и компьютер.

Описанный стенд позволяет с одного установа определять как динамические податливости, так и импульсы ударных сил, что очень важно для повышения точности и повторяемости экспериментальных данных.

Спектр модуля локальной динамической податливости в точке контакта исследуемой колебательной системы в диапазоне частот 18—400 Гц, полученный с помощью регистрирующей аппаратуры, изображен на рис. 6.

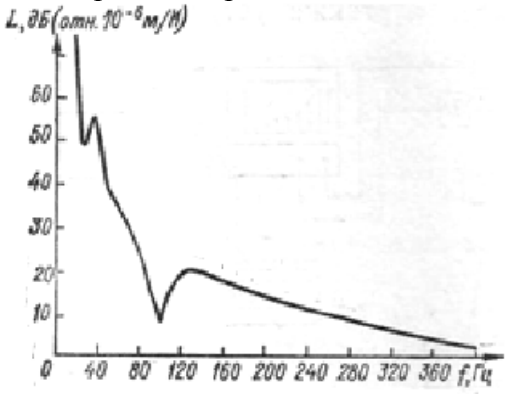


Рис.6.

В соответствии с вышеизложенным величину ударного импульса (J) при малой диссипации можно определить по следующей формуле:

$$J = -\Delta/\chi(0) \approx -\Delta\{2T^{-1} \sum_{k} \mathrm{Re}[\, L(ik\omega)]\}^{-1}, \qquad (2)$$

где суммирование ведется с учетом знака величины $\mathrm{Re}[L(ik\omega)]$. Выражение (2) является приближенным и справедливо для систем, у которых мнимая часть динамической податливости мала по сравнению с действительной. Так как коэффициенты ряда в формуле (2) убывают достаточно быстро, то при суммировании целесообразно ограничиться сравнительно небольшим их числом. Так, начиная с 20 члена, относительный вклад каждого последующего в общую сумму не превосходит 0,1 %. Именно таким числом членов мы и пользовались при вычислениях. Для проверки найденного по формуле (2) ударного импульса (при различных значениях зазора) применяется непосредственный способ — измерение, основанный на численном интегрировании измеренной при помощи датчика силы силовой функции (рис. 7) по формуле прямоугольников

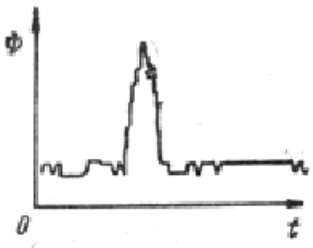


Рис.7

$$J = C_g \Delta\tau \sum_{j=1}^{N} \Phi_j ,$$

где C_g – масштаб шкалы силы, Н/дел; $\Delta\tau$ – величина интервала дискретизации, $\Delta\tau = 2 \cdot 10^{-5}$ с; Φ_j — дискретные средние значения силовой функции в j-м интервале дискретизации, дел.; n-количество интервалов дискретизации.

Как следует из общей теории виброударных систем [1, 2], резонансные виброударные режимы существуют в полосах частот Ω_j— Ω_{*j}; Ω_j - собственная частота линейной системы (в

нашем случае Ω_j = 17,6 Гц); Ω_{*j} — частота срыва резонансных колебаний, определяемая как величинами демпфирования и внешней силы, так и собственными динамическими свойствами системы. В рассматриваемой колебательной системе устойчивые резонансные режимы наблюдались в полосе частот 18—28 Гц. Этот диапазон исследован с шагом 2 Гц для трех значений зазора: $\Delta_1 = 2{,}0 \times 10^{-4}$ м, $\Delta_2 = 3{,}7 \times 10^{-4}$ м, $\Delta_3 = 5{,}8 \times 10^{-4}$ м при минимальном напряжении на обмотке возбуждения вибратора, достаточного для поддержания резонансного виброударного режима. Жесткое возбуждение резонансного виброударного режима осуществлялось внешним запускающим импульсом.

На рис. 8 приведены зависимости величин ударных импульсов от частоты, полученные вычислением (кривая I) и измерением (кривая II) для трех значений зазора (а — Δ_1, б — Δ_2, в — Δ_3), показывающие их удовлетворительное совпадение.

Следует отметить.Что даже при проведении вибрационных измерений с пормощью современной прецизионной аппаратуры, точность оказывается в пределах $\pm$1 дБ. уЧитывая особенности приведенных расчетных формул, можно определенно констатировать, что без привлечения каких-либо специальных методик решение проблемы достижения большей точности измерения ударных импульсов – проблематично.

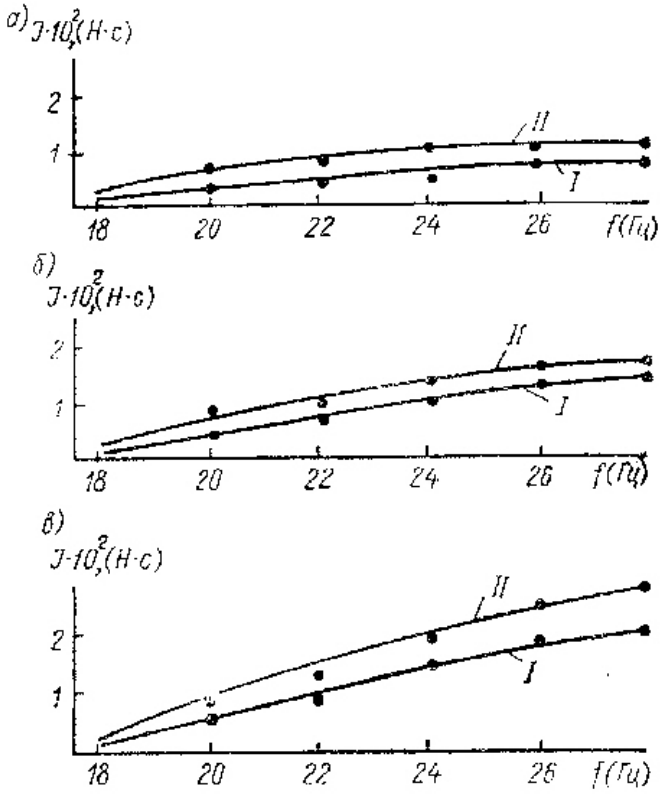


Рис.8

Вышеизложенное демонстрирует возможность предсказания с достаточной для инженерной практики степенью точности величин ударных импульсов в ударных парах на основе экспериментально полученной информации о динамических свойствах соударяющихся объектов. Значение величин ударных импульсов позволяет прогнозировать ресурс механизма в целом. Кроме того появляется возможность строить поля его виброперемещений, что важно для выбора мест размещения опорных и неопорных связей.

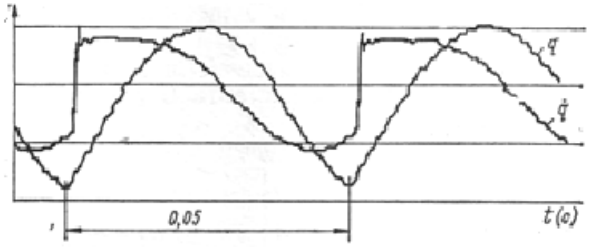


Рис. 9

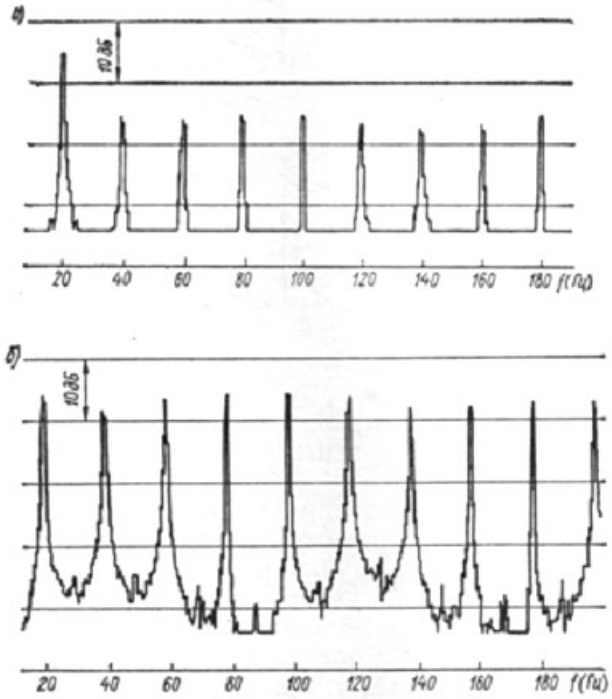


Рис.10

Эсперимантально полученные законы движения описанной виброударной системы и их спектральные представления приведены на рис. 9 и 10. На рис. 9 изображены характерные зависимости скорости ($\dot{q}$) и перемещения (q), а на рис. 10 —спектры ускорения сосредоточенного тела (а), ударной силы (б) в резонансном виброударном режиме частотой 20 Гц. Эти зависимости (получены с помощью регистрирующей аппаратуры) иллюстрирую сказанное о методах частотно-временного анализа и показывает, что имеется возможность дать описание сильно нелинейной задачи не обращаясь к традиционным моделям систем.

Работа выполнена при поддержки РФФИ (проект№ 10-8-00500-а).

Литература

1.Бабицкий В.И., Крупенин В.Л. Колебания в сильно нелинейных системах.-М., Наука, 1985. – 384 с.

2 . Babitsky V.I.,. Krupenin V.L Vibration of Strongly Nonlinear Discontinuous Systems.- Berlin. Heidelberg, New York: Springer-Verlag, 2001. –404 p.p.

3. Широкополосные виброударные генераторы механических колебаний//Крупенин В.Л.,Веприк А.М. и др.- Л.: Машиностроение, 1987. 76 с.

4.БурдВ.Ш. Вынужденные почти периодические колебания ударного осциллятора - №4(56), 2012 г. - С.1-13.

Поступила: 14.06.12.