

**МАШИНОСТРОЕНИЕ, МЕХАНИКА**

УДК 681.03.06.44

В. С. КОНЧАК, С. В. ХИТРИКОВ, С. П. ЛАЗАКОВИЧ

**МЕТОДИКА ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАЗРАБОТКИ ДИНАМИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ***Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси**(Поступила в редакцию 31.06.2013)*

**Введение.** Испытания объектов новой техники и исследование динамики ее поведения в условиях реальной эксплуатации требуют значительных временных, трудовых и финансовых затрат. Поэтому в настоящее время для решения этих задач все чаще используются новейшие методы компьютерного моделирования как самих объектов исследования, так и условий их функционирования. Для моделирования в таких случаях применяются математические методы описания, которые содержат ряд коэффициентов, задающих динамические свойства исследуемого механизма. Создание компьютерной модели, адекватной самому объекту, связано с необходимостью идентификации неизвестных параметров по результатам дорожных испытаний.

Цель настоящей работы – описание правил, методов и методик, которые используются на этапах подготовки и проведения испытаний, а также в режиме накопления и обработки экспериментальной информации.

Исходными данными и основанием для решения поставленной задачи являются: математическое описание колебаний элементов конструкции под воздействием приложенной силы, результаты теоретического исследования предполагаемой математической модели, техническая документация, содержащая информацию о кинематических свойствах исследуемого объекта, алгоритмы обработки экспериментальной информации, стандарты и технические условия на проведение испытаний и обработку информации.

**Обоснование выбора модели.** Теоретической основой моделирования динамики колебаний механической системы является дифференциальное уравнение Лагранжа, дополненное алгебраическими уравнениями связи. Когда механическая конструкция работает в условиях переменных нагрузок, реакцией на которые являются перемещения ее элементов, динамика колебаний описывается системой дифференциальных уравнений вида

$$[m_{ik}] \ddot{y}_k + [r_{ik}] \dot{y}_k + [c_{ik}] y_k = f_k \sin \omega_k t, \quad (1)$$

где  $[m_{ik}]$  – матрица колеблющихся масс, соединенных упругими элементами, обладающими жесткостью  $c_{ik}$  и сопротивлением перемещению  $r_{ik}$ ;  $y_k, \dot{y}_k, \ddot{y}_k$  – функция перемещения  $k$ -го элемента, ее первая и вторая производные по времени;  $f_k$  – амплитуда вынуждающей силы;  $\omega_k$  – частота колебаний. Решением системы (1) будут функции [1]  $y_k(t) = A_k e^{-\lambda_k t}$ , подстановка которых в систему (1) преобразует ее в алгебраические уравнения.

$$([m_{ik}] \lambda_k^2 + [\tau_{ik}] \lambda_k + [c_{ik}]) \overline{A}_k = f_k. \quad (2)$$

Уравнения (1) имеют решение, когда определитель алгебраической системы (2) равен нулю. Результатом вычисления определителя является характеристическое уравнение, корни которого будут равны

$$\lambda_k = -\beta_k + j\omega_k^0, \quad \lambda_k^* = -\beta_k - j\omega_k^0,$$

где  $\beta_k$  характеризует степень затухания колебаний, происходящих на собственной частоте  $\omega_k^0$ , \* – символ комплексного сопряжения. С учетом этого функцию перемещения  $y_k$  запишем как

$$y_k = A_k e^{-\lambda_k t} = e^{-\lambda_k t} (a_k \cos \omega_k^0 t + b_k \sin \omega_k^0 t).$$

Здесь  $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$  – амплитуда колебаний,  $a_k = A_k \cos \alpha_k$ ,  $b_k = A_k \sin \alpha_k$  – коэффициенты разложения в ряд Фурье функции  $y_k(t)$ , а  $\alpha_k = \arctg b_k / a_k$  – фаза.

Таким образом, результатом решения системы (1) будет амплитуда  $A_k$  функции перемещения  $y(t)$  и фаза  $\alpha_k$ . При этом элементы матриц  $[r_{ik}]$  и  $[c_{ik}]$  априори считаются заданными. При разработке компьютерной модели конкретного технического изделия эти параметры неизвестны. Поэтому для их определения используют результаты стендовых испытаний, в процессе которых измеряются вынуждающая сила  $F(t) = f_k \sin \omega_k t$  и функция вынужденных колебаний  $y(t) = A_k \sin(\omega_k t + \alpha_k)$ . Полученные по результатам испытаний значения амплитуд  $f_k$  и  $A_k$ , а также фаз  $\alpha_k$  подставляются в систему уравнений (2), из которых и вычисляются неизвестные параметры  $c_{ik}$  и  $r_{ik}$ .

Таким образом, используя обоснованный выбор модели, нетрадиционный подход к решению уравнений (2) и результаты эксперимента, удастся получить алгоритм вычисления параметров дифференциальных уравнений (1). Благодаря этому, компьютерная модель исследуемого объекта будет более точно отражать динамику поведения реального объекта.

**Технология подготовки стендовых испытаний.** Экспериментальные исследования играют важную роль в компьютерном моделировании. Выполнение этого этапа осуществляется на стендах, при разработке которых необходимо соблюдать принцип максимального правдоподобия, что накладывает жесткие требования на проектирование оснастки для установки испытуемого изделия на стенд. Необходимо строго соблюдать кинематику перемещения элементов конструкции, координаты крепления изделия на стенде, точки приложения сил, их направление и положение равновесия, воздействующую статическую силу и другие показания динамического состояния объекта испытания.

Исходной информацией при разработке стенда является конструкторская документация исследуемого объекта, схема испытаний, которая содержит данные о составе и назначении оборудования, координатах установки датчиков, схеме установки нагружающих устройств, измерительных и управляющих электронных приборов.

Конструктивно любой стенд состоит из устройства нагружения, крепежной плиты для его сборки, оснастки для установки испытуемого изделия, датчиков, усилителя мощности системы стабилизации нагружающей силы и перемещения, средств защиты от перегрузок и аварийных ситуаций. В качестве устройств нагружения могут быть использованы сервогидравлические цилиндры, электровибраторы, балансирные машины, тормозные устройства и другие системы для создания силового воздействия на объект испытания.

Функцию моделирования сигналов для управления экспериментальной установкой выполняет вычислительная машина, а операции выдачи управляющих сигналов и измерения реакции объекта – устройство связи с объектом, которое укомплектовано многоканальными синхронными цифроаналоговыми и аналого-цифровыми преобразователями (ЦАП и АЦП). Управление работой устройства связи и синхронизацией ЦАП и АЦП осуществляет таймер в соответствии с заданной дискретностью квантования.

С целью поддержания высокой степени достоверности измерительного процесса перед началом работы управляющего комплекса следует проводить поверку ЦАП и АЦП. Для выполнения контрольно-поверочных работ необходимо иметь вольтметр, точность которого должна быть как минимум на порядок выше точности ЦАП и АЦП.

Пусть, например, выходной сигнал ЦАП изменяется в пределах  $\pm 10$  В, а регистр для вывода содержит 16 разрядов (1 разряд знаковый и 15 информационных). Тогда цена младшего разряда

$$\Delta U = \frac{U_{\text{макс}}}{2^{15} - 1} = \frac{10 \text{ В}}{32767} = 0,0003052 \text{ В}.$$

Следовательно, точность контрольного вольтметра должна быть не ниже 0,00001 В. Для проверки точности работы многоканального ЦАП будем выдавать последовательно на каждый его канал код, содержащий единицы в 15 младших разрядах. На выходе ЦАП напряжение должно быть равным 10 В. При коде, равном шестнадцати единицам, напряжение на выходе ЦАП будет равным –10 В. Для кода, равного единице младшего разряда, напряжение на выходе будет 0,0003 В.

Контроль точности АЦП осуществляется с использованием прошедшего поверку ЦАП путем подключения выходов ЦАП ко входам АЦП. На регистре ЦАП сформируем код, равный 15 ед. младших разрядов. Результатом измерения напряжения, выданного ЦАП, должно быть число, соответствующее + 10 В. При коде, равном 16 ед., результатом измерения должно быть число –10 В. При коде, равном единице младшего разряда, на выходе АЦП будет код, соответствующий 0,0003 В.

Тарировку датчиков выполняют, используя АЦП, прошедший поверку. Рассмотрим процедуру тарировки на примере датчика перемещений. Установим устройство нагружения в нейтральное положение, относительно которого выполняются колебания. При этом АЦП, подключенный к датчику перемещений, должен показать 0 В. Подадим на ЦАП код, управляющий перемещением гидроцилиндра и соответствующий напряжению  $U_{\text{тар}}$ . При этом устройство нагружения переместится на  $y$  миллиметров. Тогда коэффициент тарировки

$$\Delta y_{\text{тар}} = \frac{y_{\text{тар}}}{U_{\text{тар}}}.$$

По измеренному в процессе эксплуатации с помощью АЦП напряжению  $U_{\text{тек}}$  перемещение  $y$  будет вычислено как  $y = \Delta y_{\text{тар}} U_{\text{тек}}$ . Ордината управляющего напряжения  $U_{\text{упр}}$ , подаваемого в режиме испытаний для получения перемещения элемента конструкции на  $y$  мм, вычисляется как

$$U_{\text{упр}} = \frac{y}{\Delta y_{\text{тар}}}.$$

Для других типов датчиков процедура тарировки выполняется аналогично. Тарировка датчиков осуществляется перед началом каждого эксперимента.

**Методика проведения эксперимента.** Проведение эксперимента с использованием стендового оборудования осуществляется в соответствии с разработанной программой и методикой испытаний, основой которой являются методы, изложенные в отраслевых и государственных стандартах на испытания исследуемого объекта, а также его математическое представление, лежащее в основе построения модели. Как было отмечено, решение системы (1) ищут в виде гармонических либо экспоненциальных функций. Для линейных систем возможно использование и полигармонических или случайных узкополосных функций. Такое решение позволяет построить оператор, обеспечивающий взаимнооднозначную зависимость выходного сигнала от входа. Однако для реальных систем при исследовании динамики между входом и выходом возникает нелинейная зависимость, которая приводит к нарушению частотных свойств и принципа суперпозиции. Поэтому во избежание накопления погрешности входное воздействие задается гармонической функцией  $x(i\Delta t) = A \sin(2\pi k \Delta f i \Delta t)$  с дискретно изменяющейся частотой, а выходная числовая последовательность подвергается фильтрации для удаления частот, образовавшихся в результате нелинейного искажения входного сигнала объектом испытания.

Стенд, являясь динамической системой, вносит искажения входного сигнала. Поэтому для вычисления оператора исследуемого объекта используется не полученная в управляющем компьютере числовая последовательность, а реальная функция нагружения, измеренная специально установленным датчиком и непосредственно воздействующая на исследуемый объект.

Испытания проводятся в режиме установившихся вынужденных колебаний, когда переходные процессы в колебательной системе практически затухают, а периоды колебаний выходной функции перемещений и вынуждающей силы совпадают. Это означает, что входной и выходной процессы будут периодическими функциями. Следовательно, они могут быть разложены в ряд Фурье по гармоническим составляющим.

**Обработка экспериментальной информации для линейных систем.** Для обработки экспериментальной информации используются спектральные методы. При решении задач в спектральной области разложение в ряд Фурье экспериментальных функций наиболее рационально проводить с помощью алгоритма быстрого преобразования Фурье. Анализ различных типов алгоритмов, проведенный в [2], показал, что с точки зрения оптимальности и универсальности применения наиболее эффективным является алгоритм для реализаций, число ординат у которых  $N = 2^\alpha$  ( $\alpha$  – целое число). Для его использования при испытании реальных конструкций разработана методика выбора основных параметров данного алгоритма в зависимости от ширины частотного диапазона колебаний, временных характеристик и числа ординат реализаций. В качестве основных были выбраны следующие параметры: ширина полосы,  $f_B$  – граничная частота,  $T_B$  – период высшей гармоники,  $\Delta t$  – дискретность по времени,  $\Delta f$  – дискретность по частоте,  $T$  – продолжительность реализации во времени,  $N$  – число дискретных отсчетов реализации. Результат расчета параметров для  $N = 1024$  сведен в таблицу.

**Параметры управляющих сигналов для различных частотных полос**

Ширина полосы	$f_B$ , Гц	$T_B$ , Гц	$\Delta t$ , с	$N$	$T$ , с	$\Delta f$ , Гц
0–128	125	0,008	0,002	1024	2,048	0,48828
0–64	62,5	0,016	0,004	1024	4,096	0,24414
0–32	31,25	0,032	0,008	1024	8,192	0,12207
0–16	15,625	0,064	0,016	1024	16,384	0,061035
0–8	7,8125	0,128	0,032	1024	32,768	0,0305185
0–4	3,90625	0,256	0,064	1024	65,536	0,015259
0–2	1,95312	0,512	0,128	1024	131,072	0,007629

Методика обработки экспериментальной информации разработана в соответствии с алгоритмами спектрального анализа и состоит в следующем. Результат измерения экспериментальной информации формируется в двух ансамблях реализаций:  $x_i(t)$  – матрица входных реализаций и  $y_i(t)$  – матрица выходных реализаций. В результате разложения в ряд Фурье полученных массивов информации формируются диагональные матрицы из коэффициентов  $S_x(j\omega_k)$  и  $S_y(j\omega_k)$ . В соответствии со спектральными методами обработки амплитуда функции силы

$$f_k = \sqrt{|S_x(j\omega_k)|} = \sqrt{a_x(\omega_k)^2 + b_x(\omega_k)^2},$$

а амплитуда функции перемещения

$$A_k = \sqrt{|S_y(j\omega_k)|} = \sqrt{a_y(\omega_k)^2 + b_y(\omega_k)^2}.$$

Фазовые характеристики входного и выходного процессов определяются таким образом:

$$\alpha_x(\omega_k) = \arctg \frac{b_x(\omega_k)}{a_x(\omega_k)}, \quad \alpha_y(\omega_k) = \arctg \frac{b_y(\omega_k)}{a_y(\omega_k)}.$$

Связь между коэффициентами входных и выходных процессов определяется как

$$S_y(j\omega_k) = S_h(j\omega_k)S_x(j\omega_k), \quad (3)$$

откуда коэффициенты разложения в ряд импульсной переходной характеристики

$$S_h(j\omega_k) = a_h(\omega_k) + jb_h(\omega_k) = \frac{S_y(j\omega_k)S_x^*(j\omega_k)}{|S_x(j\omega_k)|}. \quad (4)$$

Результатом решения системы (2) относительно параметров  $c$  и  $r$  будут следующие функции: коэффициент жесткости упругого элемента

$$c_k = \frac{f_k \cos \alpha_k}{A_k} = H_k^{-1} \cos \alpha_k, \quad (5)$$

коэффициент сопротивления перемещению

$$r_k = -\frac{f_k \sin \alpha_k}{\omega_k A_k} = -\frac{H_k^{-1}}{\omega_k} \sin \alpha_k, \quad (6)$$

где  $H_k^{-1}$  – ордината обратной передаточной функции  $H_k = \sqrt{a_h^2(\omega_k) + b_h^2(\omega_k)}$  на  $k$ -й частоте,  $\alpha_k$  – величина фазы, на которую сдвигается входная гармоника при прохождении через исследуемую систему. Фаза вычисляется в соответствии с формулой  $\alpha_k = \arctg \frac{b_h(\omega_k)}{a_h(\omega_k)}$ .

Импульсная переходная характеристика по коэффициентам разложения в ряд Фурье вычисляется как

$$\overline{h(t)} = F^{-1} \overline{S_h(j\omega_k)} \quad (7)$$

( $F^{-1}$  – матрица обратного преобразования Фурье) или

$$h(t) = A_0 e^{-\beta t} \sin(\omega_0 t + \alpha_0). \quad (8)$$

Все параметры динамического объекта (формулы (5) и (6)), полученные из решения системы уравнений (2), являются функциями частоты, поэтому они не применяются для подстановки в модель объекта, представленную в виде системы (1). Используем для их вычисления функцию [3], полученную в соответствии с выражением (7). Как видно из соотношения (8), импульсная переходная характеристика – это периодическая функция постоянной частоты, равной  $\omega_0$ , и переменной амплитуды  $A_0 e^{-\beta t}$ . Частота  $\omega_0$  называется собственной и может быть вычислена как  $\omega_0 = 2\pi/T_0$ , где  $T_0$  – период собственных колебаний динамического звена. Определим текущее значение временного интервала  $T_l$  между двумя соседними максимальными значениями ординат функции  $h(t)$  как  $T_l = t_{l+1} - t_l$  для всех номеров  $l = 1, 2, \dots, n$  координат максимумов. Здесь  $n$  – число полных колебаний функции  $h(t)$ . Тогда  $T_0 = \sum_{i=1}^n T_i / n$ .

Коэффициент демпфирования  $\beta = \lambda/T_0$ , где  $\lambda$  – логарифмический коэффициент затухания, который вычисляется как  $\lambda = \sum_{i=1}^n \lambda_i / n$ . По определению  $\lambda_l = \frac{\ln h(l)}{\ln h(l+1)}$ ,  $h(l)$  и  $h(l+1)$  – величины экстремумов функции  $h(t)$ , амплитуда  $A_0 = H(\omega_0)$ , фаза  $\alpha_0 = -(t_l - T_0/4)\omega_0$  для  $l = 1$ .

**Методы анализа экспериментальной информации для нелинейных систем.** Исследуемая система будет линейной, если ее реакция на входную гармоническую функцию будет также гармонической функцией. Рассмотрим случай, когда в процессе вынужденных колебаний при воздействии на объект синусоидальной функцией перемещения функция сопротивления перемещению в результате измерения оказывается периодической, но не гармонической (рис. 1). Такой эффект имеет место при динамическом нагружении амортизаторов, резиновых втулок, автомобильных шин и других демпфирующих элементов систем виброзащиты. Причиной возникновения нелинейных искажений являются изменение давления в гидравлических системах из-за протечек масла, срабатывание дроссельных клапанов, а также влияние нелинейно-вязкого трения в рессорах и резиновых гасителях колебаний.

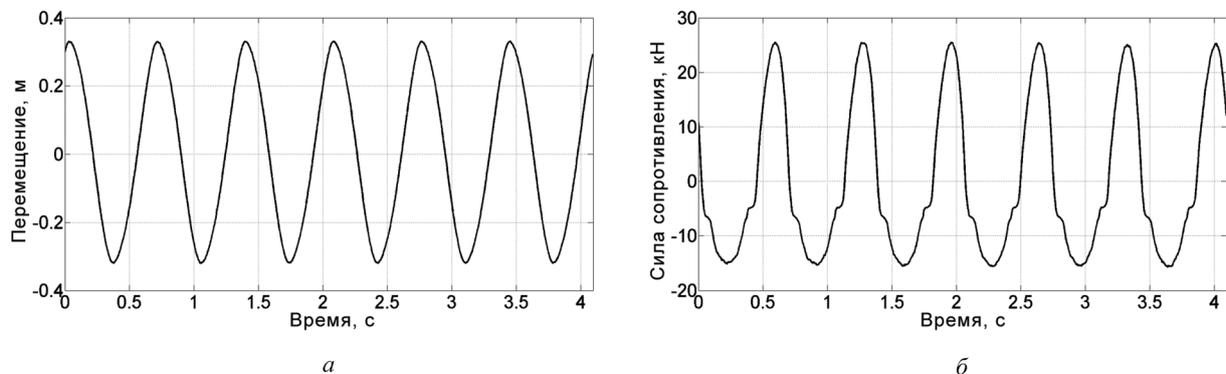


Рис. 1. Входные и выходные сигналы: а – функция перемещения, б – функция сопротивления движению штока амортизатора

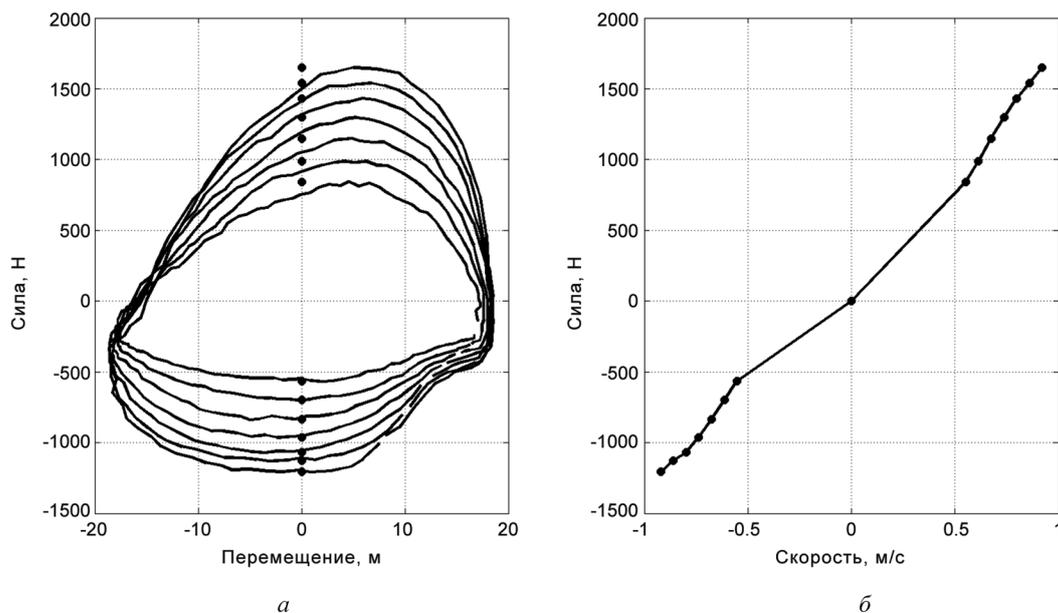


Рис. 2. Результаты исследования нелинейных свойств амортизатора на частотах 2,2–3,7 Гц: *a* – рабочая диаграмма, *б* – характеристика амортизатора

Для исследования таких явлений используют рабочие диаграммы [4], которые отражают функциональную зависимость силы сопротивления движению от величины перемещения элементов исследуемого объекта. На рис. 2 приведены рабочая диаграмма, отображающая зависимость силы сопротивления движению от функции перемещения штока амортизатора (рис. 2, *a*), и его характеристика (рис. 2, *б*) как функция силы сопротивления движению от максимальной скорости перемещения штока для частот 2,2–3,7 Гц.

Для получения более объективной информации нами предложен метод построения характеристики, использующий непрерывное изменение скорости перемещения. Так как колебания штока цилиндра заданы уравнением

$$y(i\Delta t) = A \sin 2\pi k \Delta f i \Delta t,$$

то ее производная (функция скорости) равна

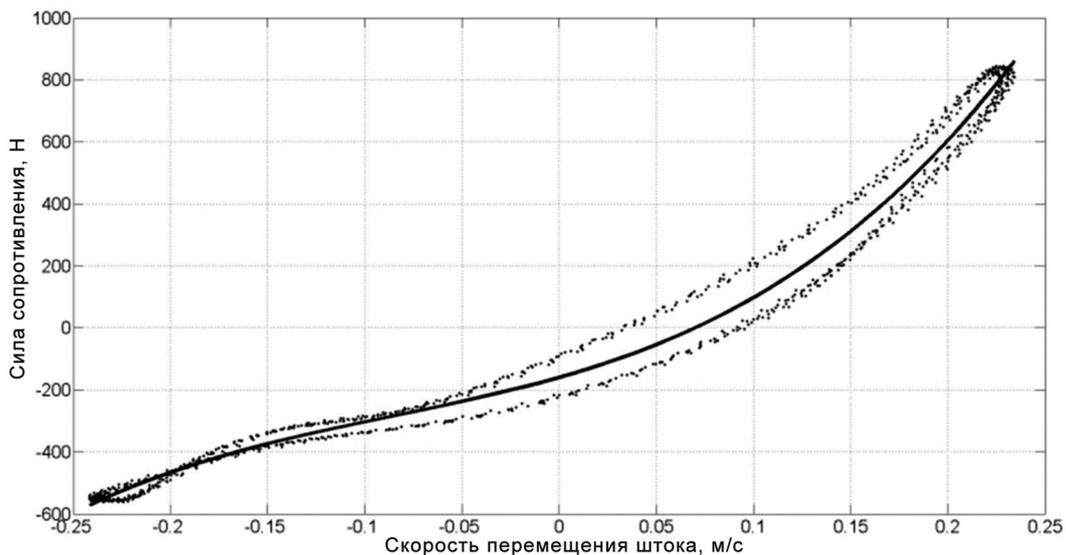
$$\dot{y}(i\Delta t) = A 2\pi k \Delta f \cos 2\pi k \Delta f i \Delta t.$$

На рис. 3, *a* сплошной линией изображена характеристика амортизатора, построенная с помощью полиномиальной аппроксимации по методу наименьших квадратов с использованием точек рассеяния, отображающих функциональную зависимость силы сопротивления движению от скорости перемещения штока амортизатора, а на рис. 3, *б* приведены характеристики амортизатора для частот 2,2–3,7 Гц, построенные указанным выше способом.

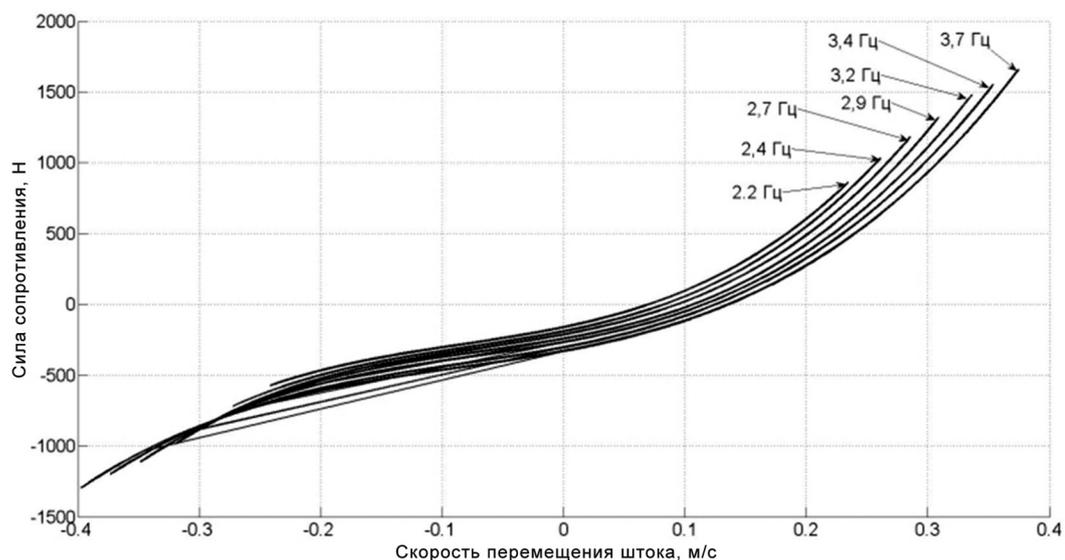
Полином, построенный по методу наименьших квадратов по точкам рассеяния во всем диапазоне частот, обеспечит взаимно-однозначное соответствие ординат скорости перемещения штока цилиндра величине силы сопротивления движению. На рис. 4 сплошной линией изображена характеристика, построенная по ординатам, полученным в процессе стендового эксперимента на всем диапазоне частот (0–17,5 Гц), а штриховой линией показана характеристика, полученная как результат оптимизации модели в процессе ее верификации.

Следует иметь в виду, что такая характеристика, хотя и обеспечивает линейную зависимость каждой из ординат выходного процесса от соответствующей ординаты входа, однако погрешность данного приближения не превосходит минимального среднеквадратического отклонения, использованного при построении аппроксимирующего полинома.

В статье изложена технология разработки компьютерных моделей машиностроительных конструкций для виртуального исследования динамики их поведения. Традиционно используе-



*a*



*б*

Рис. 3. Нелинейные характеристики амортизатора, построенные с использованием полинома: *a* – на частоте колебаний 0,97656 Гц; *б* – для частот 2,2–3,7 Гц

мые для этой цели дифференциальные уравнения Лагранжа позволяют разработать модель, адекватную реальному объекту, если зависимость реакции моделируемой колебательной системы на приложенное усилие является линейной функцией. В противном случае возникает необходимость построения оператора, отображающего поведение исследуемого объекта.

Источником информации для вычисления параметров уравнения движения являются экспериментальные исследования. Результат измерения при выполнении эксперимента – входная и выходная последовательности, анализом которых определяется структура оператора и параметры моделируемой системы.

Все исследуемые колебательные объекты можно классифицировать как линейные, с памятью и нелинейные системы. Если реакция системы на гармоническое входное воздействие является функцией гармонической, а фаза на всем частотном диапазоне в пределах заданной точности измерения близка к константе, то система будет линейной, т. е. ее оператор, связывающий ординаты входной и выходной последовательностей, будет иметь вид

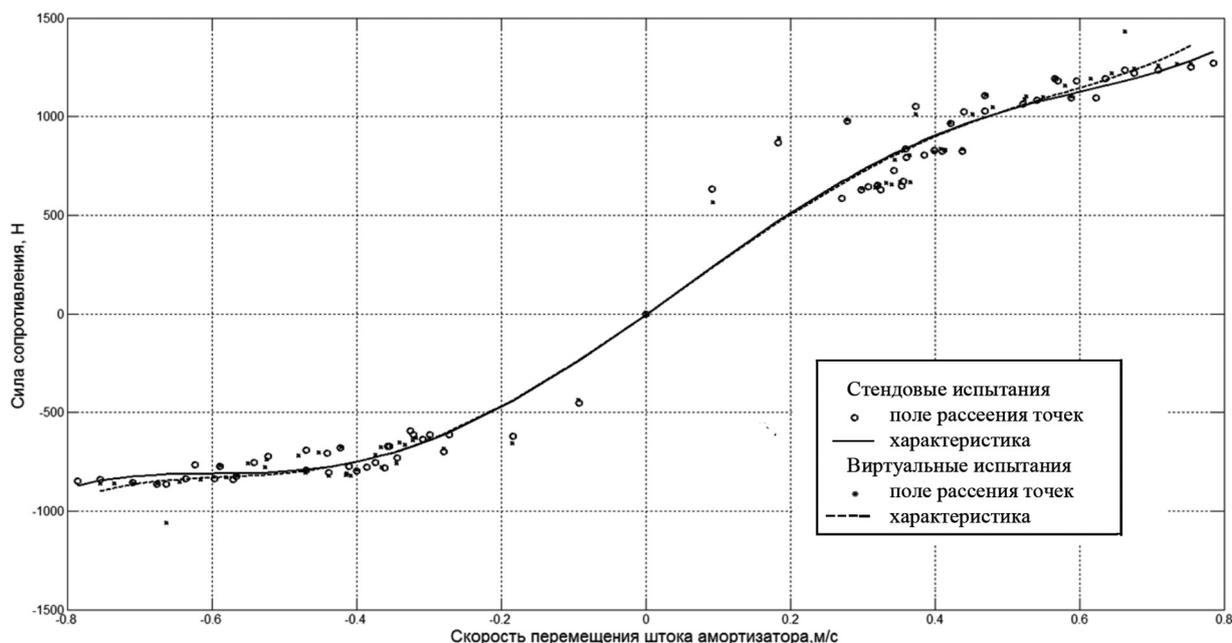


Рис. 4. Характеристики амортизатора, полученные по результатам стендовых и виртуальных испытаний

$$y(i\Delta t) = x(i\Delta t) \operatorname{tg} \gamma, \quad (9)$$

где  $\operatorname{tg} \gamma = c$  – коэффициент жесткости упругого элемента. Рабочая диаграмма такой системы будет прямой линией, соответствующей уравнению (9), а в системе (1) будет отсутствовать член, содержащий коэффициент сопротивления перемещению. Следует заметить, что для линейных систем результаты динамических испытаний совпадают со статическими.

Для систем с памятью связь между входом и выходом задается интегральным уравнением типа свертки

$$y(t) = \int_0^T h(t + \tau)x(\tau)d\tau,$$

которое в частотной области связывает коэффициенты фурье-преобразования входной и выходной последовательностей соотношением (3). При этом коэффициенты  $S_h(j\omega_k)$  импульсной переходной характеристики вычисляются с использованием уравнения (4). Как следует из соотношения (3), применение к уравнению (10) преобразования Фурье обеспечило линейную зависимость между коэффициентами преобразования входной и выходной последовательностей. Разница с линейным соотношением (9) состоит в том, что для систем с памятью коэффициент  $S_h(j\omega_k)$  дает линейную зависимость только на конкретной частоте, а на всем частотном диапазоне это комплексная передаточная функция, зависящая от частоты.

Таким образом, для построения компьютерной модели системы с памятью по результатам эксперимента необходимо вычислить коэффициенты  $S_x(j\omega_k)$  и  $S_y(j\omega_k)$ ; применив соотношение (4), определить коэффициенты  $S_h(j\omega_k)$ ; выполнив обратное преобразование Фурье над массивом коэффициентов  $S_h(j\omega_k)$ , получить импульсную переходную характеристику в виде соотношений (7) и (8), которая и будет верифицированной математической моделью объекта.

Модель системы с памятью, заданная уравнением (8), содержит все параметры уравнения (1) ( $c = \omega_0 m$  и  $r = 2\beta m$ ), причем коэффициент сопротивления перемещению  $r$  является параметром, отображающим режим сухого трения.

Признаком нелинейных систем с вязким трением является их свойство отображать гармоническую входную функцию в периодическую, но не гармоническую (рис. 1). В работе предложен способ построения характеристики исследуемого объекта в виде полинома при использовании

поля рассеяния точек множества характеристик, построенных для всех гармонических функций в заданном диапазоне частот (рис. 4). Полученный при этом по методу наименьших квадратов полином и будет оператором, связывающим ординаты входа с ординатами выхода.

**Заключение.** Приведенные в данной работе правила, методы, алгоритмы и методики опробованы при испытании виброзащитных элементов и устройств большегрузных автомобилей, где в качестве исполнительных органов испытательных стендов использованы гидроцилиндры, контроль за функционированием которых возложен на аналоговую систему фирмы SHENK. Моделирование сигналов и обработку полученной экспериментальной информации осуществлял цифровой вычислительный комплекс. Связь со стендом и системой датчиков выполняло устройство связи с объектом, в состав которого входили синхронные многоканальные ЦАП и АЦП. Режим синхронизации осуществлял таймер. Разработанные средства управления экспериментом, алгоритмическое и программное обеспечение могут быть использованы как для исследования элементов поддресоривания автомобилей, так и для испытания узлов и систем силовых агрегатов машин и других конструкций, работающих в условиях переменных нагрузок.

### Литература

1. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М., 1991.
2. Кончак В. С., Колесникович А. Н., Хитриков С. В. // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2008. № 3. С. 82–89.
3. Кончак В. С. // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. 2013. № 2. С. 76–82.
4. Дербаремдикер А. Д. Амортизаторы транспортных машин. М., 1985.

*V. S. KONCHAK, S. V. HITRIKOV, S. P. LAZAKOVICH*

### A TECHNIQUE OF INPUT DATA PREPARATION FOR DEVELOPMENT OF DYNAMIC MODELS OF AUTOMOBILE CONSTRUCTIONS

### Summary

Differential equations for the exposition of dynamic vibration are used at development of computer models for engineering constructions. To make the model adequately reflect mechanical system behaviour, it is necessary to set the parameters corresponding to physical mechanical properties of modeled object. They are based on the results of full-scale and bench trials.

The work is based on practical usage experience of the stated techniques at the enterprises of Belarus.