

МОДЕЛЬ УПРАВЛЯЕМОГО ВИБРОГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

КРАСНОВСКИЙ С.Я., ЛЕБЕДЕВ В.Л., инженеры, ШАПИН В.И., канд. техн. наук

Рассматриваются аналитическая модель и принцип управляемой виброзащиты стержневых конструкций на базе электромеханических исполнительных элементов, а также алгоритм построения автоматизированной системы виброзащиты. Приводится структурная схема и результаты физического эксперимента.

Ключевые слова: виброгаситель, частота колебаний, амплитудно-частотные характеристики, функции управления.

MODEL OF CONTROLLABLE PIPELINE VIBRATIONS DAMPER

S.Ya. KRASNOVSKIY, V.L. LEBEDEV, engineers, V.I. SHAPIN, Candidate of Engineering

The article studies an analytical model and principle of controllable vibroprotection in framing based on electromechanical operating elements. The authors consider the algorithm of developing an automated vibroprotection system. The structural scheme and physical experimental results are given.

Key words: vibration damper, vibration frequency, amplitude-frequency characteristics, control function.

Известно [1, 2], что существующие в настоящее время методы оценки надежности трубопроводов построены без достаточного учета их колебательных процессов. Однако вибрационные нагрузки могут оказаться весьма существенным фактором истощения живучести трубопроводов, эксплуатируемых с невыявленными трещинами [3]. Особенно опасными могут быть нештатные ситуации, когда возникают резонансные или близкие к резонансным пространственные изгибно-крутильные колебания трубопровода. Основным источником вибрации является спектр колебаний теплоносителя при движении по трассам упругих трубопроводов с природоимпульсной причиной вибровоздействия параметрического и автоколебательного характера [4]. В качестве сопутствующего фактора выступают элементы опорно-подвесной системы, как способствующие при определенных условиях переходных процессов потере виброустойчивости конструкции в целом. Таким образом, снижение виброактивности трубопроводов является актуальной технической проблемой.

Известные [5–9] существующие пассивные методы виброзащиты недостаточно эффективны при изменении спектральных характеристик вибрации.

Ниже рассматривается практическая реализация автоматизированной системы виброгашения на примере поперечных колебаний стержневых конструкций и на основе магнитоэлектрического демпфера.

Возможность управления эффективностью гашения вибрации виброгасителем вытекает из следующих теоретических предпосылок. Приведенная на рис. 1 схема условно изображает виброгаситель поперечных колебаний объекта, представляющего собой стержневую конструкцию в виде системы с распределенными параметрами, обладающей конечной длиной l , изгибной жесткостью EJ_y , плотностью ρ и поперечным сечением F . В сечении с координатой X_0 приложена возбужда-

ющая вибрацию сила $P(\tau)$, а в сечении с координатой X_1 установлен магнитоэлектрический демпфер в качестве исполнительного элемента (ИЭ), предназначенного для гашения поперечных колебаний объекта.

Дифференциальное уравнение поперечных колебаний объекта имеет вид

$$\frac{\partial^2}{\partial X^2} \left(EJ \frac{\partial^2 z}{\partial X^2} \right) + \rho F \frac{\partial^2 z}{\partial \tau^2} + h \frac{\partial z}{\partial \tau} + \left[h_1 \frac{\partial z}{\partial \tau} + kz \right] \delta(X - X_1) = P(\tau) \delta(X - X_0). \quad (1)$$

Здесь, в дополнение к отмеченным механическим параметрам объекта, введены следующие обозначения: X – продольная координата объекта; τ – время; $z(X, \tau)$ – функция вертикального перемещения объекта; h – коэффициент, характеризующий затухание в автономном состоянии объекта; h_1 – коэффициент, характеризующий затухание в контуре управления.

Силы сопротивления (диссипативные силы) объекта, при наличии которых происходит потеря энергии, определяются силами внешнего затухания, зависящими от сопротивления среды, и силами затухания, зависящими от вязкости материала (внутреннее затухание). Для последнего случая в первом приближении принимается гипотеза, что сила затухания пропорциональна первой степени скорости перемещения объекта в колебательном процессе. Соответственно управляемый параметр h_1 определяется вязкостью магнитоэлектрической среды (МЭС) электромеханического ИЭ. Здесь также принято, что сила затухания пропорциональна скорости перемещения объекта в колебательном процессе.

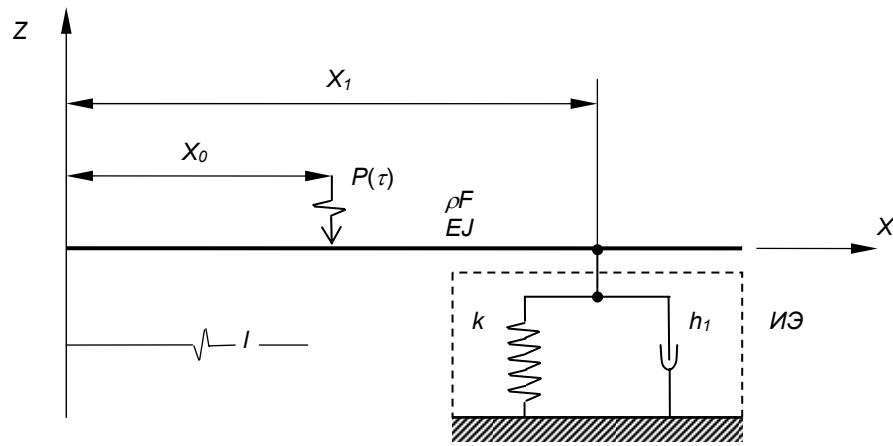


Рис. 1. Расчетная схема управляемого магнито-жидкостного виброгасителя

В расчетной схеме и в уравнении (1) принято также: k – управляемый параметр, определяющий жесткостные характеристики присоединенного магнито-жидкостного ИЭ; $\delta(X - X_i)$, $i = 0, 1$ – функция Дирака, определяющая местоположение соответственно возмущающей силы и ИЭ.

Ниже выполняются преобразования с уравнением (1), определяется решение для функции перемещения $z(X, \tau)$ с доведением до амплитудно-частотной характеристики и осуществляется ее анализ в зависимости от параметров настройки ИЭ.

Для придания универсальности результатам решение и анализ удобно представить в безразмерном виде по геометрии и времени.

Введем безразмерные параметры:

$$Z(x, t) = \frac{z(X, \tau)}{l}; \quad x = \frac{X}{l}; \quad t = \frac{\tau}{l^2} \sqrt{\frac{EJ}{\rho F}}. \quad (2)$$

После подстановки обозначений (2) и дополнительных преобразований исходное дифференциальное уравнение приобретает вид

$$\frac{\partial^4 Z(x, t)}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 Z(x, t)}{\partial t^2} + h l^2 \frac{1}{\sqrt{EJ\rho F}} \frac{\partial Z(x, t)}{\partial t} + \left[h l^2 \frac{1}{\sqrt{EJ\rho F}} \frac{\partial Z(x, t)}{\partial t} + k \frac{l^4}{EJ} Z(x, t) \right] \times \delta(x - x_1) = \frac{l^3}{EJ} P(t) \delta(x - x_0). \quad (3)$$

В исходном уравнении (1) рассматривается гармоническая возмущающая сила $P(\tau) = P_0 \cos \omega \tau$, где P_0 – амплитуда возмущающей силы; ω – частота вынужденных колебаний.

В преобразованном уравнении (3) принято:

$$P(t) = P_0 \cos \omega l^2 \sqrt{\frac{\rho F}{EJ}} t = P_0 \cos \Omega t, \quad (4)$$

где $\Omega = \omega l^2 \sqrt{\frac{\rho F}{EJ}}$ – безразмерная частота возбуждения.

Решение уравнения (3) определяется в известном [5] виде произведения двух функций – перемещения и времени:

$$Z(x, t) = \sum_j U_j(x) Z_j(t), \quad (5)$$

где функция перемещений задается также в известном виде:

$$U_j(x) = C_{j1} \sin \lambda_j x + C_{j2} \cos \lambda_j x + C_{j3} \sinh \lambda_j x + C_{j4} \cosh \lambda_j x. \quad (6)$$

Здесь λ_j – коэффициент, соответствующий j -й форме поперечных колебаний объекта ($j = 1, 2, \dots, \infty$).

В результате прямых подстановок, а также с использованием свойства ортогональности балочных функций и свойств функции Дирака уравнение в частных производных (3) преобразуется к виду

$$\ddot{Z}_j + \lambda_j^4 Z_j + h \frac{l^2}{\sqrt{EJ\rho F}} \dot{Z}_j + \left[h_1 \frac{l^2}{\sqrt{EJ\rho F}} \dot{Z}_j + k \frac{l^4}{EJ} Z_j \right] U_j(x_1) = P(t) \frac{l^3}{K_j EJ} U_j(x_0). \quad (7)$$

После введения дополнительных безразмерных обозначений

$$2\xi = h \frac{l^2}{\sqrt{EJ\rho F}}, \quad 2\xi_1 = h_1 \frac{l^2}{\sqrt{EJ\rho F}}, \quad v = k \frac{l^4}{EJ}, \quad f = P_0 \frac{l^3}{K_j EJ} \quad (8)$$

получено обыкновенное дифференциальное уравнение вынужденных колебаний в виде

$$\ddot{Z}_j + 2[\xi + \xi_1 U_j(x_1)] \dot{Z}_j + \left[(\lambda_j^2)^2 + v U_j(x_1) \right] Z_j = f U_j(x_0). \quad (9)$$

Здесь параметры ξ и ξ_1 характеризуют диссипативные характеристики в комплексной системе объект–ИЭ виброгашения; v – жесткостные характеристики магнито-жидкостного ИЭ; f – амплитуда возмущения; K_j – известная интегральная структура, зависящая от формы колебаний объекта [5].

После группировки обозначенных слагаемых и введения обозначений

$$[\xi + \xi_1 U_j(x_1)] = \mu_j, \quad \left[(\lambda_j^2)^2 + v U_j(x_1) \right] = \eta_j^2 \quad (10)$$

уравнение (9) окончательно преобразуется к стандартному виду

$$\ddot{Z}_j + 2\mu_j \dot{Z}_j + \eta_j^2 Z_j = f U_j(x_0). \quad (11)$$

Очевидно, что предельных своих значений коэффициенты, которые характеризуют диссипативные и жесткостные свойства комплексной системы объект-ИЭ, достигают при размещении ИЭ в пучности колебаний соответствующей формы движения объекта, т.е. при достижении максимума передаточной функции, $U_j(x_1) \approx 1$. Действительно, в этом случае регулировочные параметры (10) достигают максимальных значений.

При многоформовой вибрации объекта решение об оптимальном размещении ИЭ решается после проведения предварительного спектрального анализа, определения энергоемких форм движения и принятия компромиссного решения по расположению устройства для регулируемого гашения колебаний.

Таким образом, используя возможности варибельности упругожесткостных и диссипативных свойств магнитоэластического преобразователя, представляется возможным варьировать соответствующие параметры комплексной системы – параметры μ_j и η_j обыкновенного дифференциального уравнения колебательного типа (11).

При этом имеются два безразмерных отстроенных регулируемых параметра:

$$\eta_j = \lambda_j^2 \sqrt{1 + k \frac{I^4}{\lambda_j^4 EJ} U_j(x_1)}, \quad (12)$$

$$\mu_j = h \frac{I^2}{2\sqrt{EJ\rho F}} \left[1 + \frac{h_1}{h} U_j(x_1) \right].$$

Очевидно, что эффект максимальных возможностей виброзащитной системы определяется неравенствами вида

$$k \frac{I^4}{\lambda_j^4 EJ} U_j(x_1) \gg 1, \quad \frac{h_1}{h} U_j(x_1) \gg 1. \quad (13)$$

Действительно, выражение для амплитуды колебаний системы (амплитудно-частотная характеристика) приобретает вид

$$A = f U_j(x_0) \frac{1}{\eta_j^2} K_D, \quad (14)$$

где K_D – коэффициент динамичности.

Иначе, в развернутом виде,

$$A = \frac{f U_j(x_0) \frac{1}{\eta_j^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\eta_j^2}\right)^2 + 4\mu^2 \frac{\Omega^2}{\eta_j^4}}}. \quad (15)$$

Приняв стандартные обозначения в виде

$$\chi_j = \frac{\Omega}{\eta_j}, \quad b_j = \frac{\mu}{\eta_j}, \quad (16)$$

выражение (15) приобретет стандартный для анализа вид

$$A = \frac{f U_j(x_0) \frac{1}{\eta_j^2}}{\sqrt{(1 - \chi_j^2)^2 + 4b_j^2 \chi_j^2}}. \quad (17)$$

Для выражения фазочастотной характеристики, соответственно:

$$\theta = \arctg \frac{2\mu\Omega \frac{1}{\eta_j^2}}{1 - \frac{\Omega^2}{\eta_j^2}}. \quad (18)$$

Таким образом, принцип работы магнитоэластического ИЭ в функции активного виброгасителя основан на управлении частотной расстройкой от режима вынужденных резонансных колебаний объекта посредством вариации жесткости связи ИЭ k и вязкостного трения ИЭ h_1 (12), (16). Последнее достигается вариацией электромагнитного поля ИЭ в контуре отрицательной обратной связи.

В развернутом размерном виде выражение для амплитудно-частотной характеристики объекта при включении ИЭ ($k \neq 0, h_1 \neq 0$) приобретает вид

$$A_j = \frac{P_0 \frac{I^3}{K_j EJ} U_j(x_0) \frac{1}{\lambda_j^4 \left[1 + k \frac{I^4}{EJ\lambda_j^4} U_j(x_1) \right]}}{\sqrt{\left\{ 1 - \frac{\omega^2 I^4 \frac{dF}{EJ}}{\lambda_j^4 \left[1 + k \frac{I^4}{EJ\lambda_j^4} U_j(x_1) \right]^2} \right\}^2 + 4 \frac{h^2 \frac{I^2}{2\sqrt{EJ\rho F}} \left[1 + \frac{h_1}{h} U_j(x_1) \right] \omega^2 I^4 \frac{dF}{EJ}}{\lambda_j^8 \left[1 + k \frac{I^4}{EJ\lambda_j^4} U_j(x_1) \right]^4}}}. \quad (19)$$

Соответствующая функция управления может быть заложена в блок регистрации и управления для реализации частотнозависимого управления работой виброгасителя.

На рис. 2 приведена блок-схема физического экспериментального стенда, предназначенного для исследования демпфирующих свойств виброгасителя на основе магнитоэластического исполнительного элемента.

После предварительного усиления (8) и фильтрации сигнала помех (9) с помощью регистратора (10) фиксируется переходный процесс или амплитудно-частотная характеристика объекта посредством вариации частоты вынуждающей силы генератора в окрестности резонансного состояния объекта. При этом сканирование частоты вынужденных колебаний осуществляется как в сторону увеличения диапазона частот, так и в сторону уменьшения для оценки линейности или нелинейности механической колебательной системы с оценкой зоны динамической неустойчивости. Контур управления механическими колебаниями (III), предназначенный для управляемой виброзащиты, включает магнитоэластический исполнительный элемент (ИЭ) (11), блок питания (12) и приборную исследовательскую составляющую в виде веберметра (13), амперметра (14) и вольтметра (15) электроцепи контура управления.

Автоматизация эксперимента достигается посредством компьютерной связи (16), снабженной соответственно аналого-цифровым (АЦП) и цифроаналоговыми (ЦАП) преобразователями, звуковой картой в качестве задатчика частоты сканирования и известными алгоритмами распознавания резонансного состояния объекта, например, по смене знака производной амплитудно-частотной или фазочастотной характеристики с одновременным расчетом добротности системы (оценка диссипативных характеристик) по ширине амплитудно-частотной характеристики, фиксированной резонансной частоте и амплитуде колебаний.

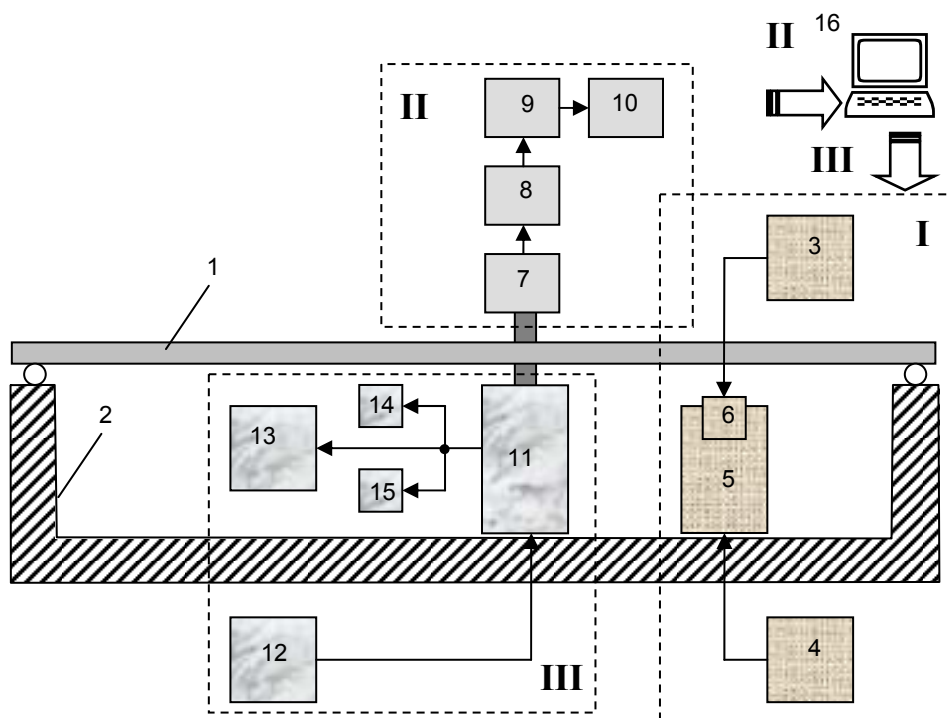


Рис. 2. Физический экспериментальный стенд: I – контур возбуждения механических колебаний объекта; II – контур регистрации механических колебаний объекта; III – контур управления механическими колебаниями; 1 – стальная балка прямоугольного сечения; 2 – монолитная опора с шарнирами; 3 – генератор звуковых колебаний; 4 – блок подмагничивания; 5 – обмотка постоянного тока; 6 – звуковая катушка; 7 – виброприемник ускорения; 8 – усилитель; 9 – фильтр сигнала от помех; 10 – регистратор; 11 – магнитожидкостный исполнительный элемент; 12 – блок питания; 13 – вебмер; 14 – амперметр; 15 – вольтметр; 16 – компьютер

Система автоматизации виброзащиты срабатывает начиная с порогового значения амплитуды колебаний объекта в следящем режиме при достижении последней нормативных значений, заложенных в базу данных по конкретному объекту. При этом сигнал с предварительного усилителя (8) подается непосредственно в компьютер через АЦП с выполнением известной цифровой операции фильтрации по методу Фурье-анализа. Управляющий сигнал в цепи контура отрицательной обратной связи определяется цепочкой: изменение тока приводит к изменению магнитного поля магнитожидкостного преобразователя в зазоре с изменением его вязкоупругих характеристик.

При отработке командного аналогового сигнала на выходе из компьютера включается дополнительный предварительный усилитель контура управления по пороговому значению тока. Изменение тока приводит к изменению магнитного потока магнитожидкостного преобразователя в зазоре, формируя тем самым включение или изменение дополняющих объект искусственных вязкоупругих характеристик ИЭ. Процесс авторегулирования параметров заканчивается при достижении амплитуды колебаний объекта нормативных значений.

При испытаниях магнитожидкостного преобразователя использовались 2 вида магнитной жидкости: МК-32 и МГМ-80. Последняя оказалась более эффективной. Ее параметры: МЖ МГМ-80; тип МК-2-40; вязкость 0,223 Па·с; объемная концентрация 14,1 %; намагниченность насыщения 57 кА/м; жидкость-носитель ПЭС-4; вязкость при 0⁰С – 0,0858 Па·с, 20⁰С – 0,0455 Па·с, 30⁰С – 0,0336 Па·с, 40⁰С – 0,0259 Па·с; теплоемкость

0,445 ккал/кг·⁰С; температура кипения 185 ⁰С; диапазон рабочих температур $t_k < t < 105$ ⁰С.

На рис. 3, 4, 5 приведены результаты экспериментов на физическом экспериментальном стенде в виде амплитудно-частотных характеристик объекта (АЧХ). Они соответствуют одной физической модели с последовательным возбуждением двух первых форм поперечных колебаний балки: первая – симметричная с узлами колебаний на опорах; вторая – кососимметричная с узловыми точками колебаний как на опорах, так и в центре пролета.

Если АЧХ, приведенные на рис. 3, определяют исходное динамическое состояние объекта, то АЧХ, отвечающие рис. 4, соответствуют режиму гашения при расположении ИЭ в пучности первой формы колебаний, что соответствует узлу второй формы движения. Естественно, что при этом колебания второй формы полностью не гасятся. Дискретность управления от максимума исходного состояния до минимума в режиме виброзащиты обозначена знаком Σ .

При переводе ИЭ в пучность второй формы колебаний (рис. 5) достигается виброзащита во всем указанном спектре резонансных частот колебаний объекта.

Таким образом, предложенная модель управляемого виброгашения с использованием магнитожидкостных исполнительных элементов определяет инновационность ее практического использования для гашения поперечных колебаний стержневых конструкций, в том числе, применительно к трубопроводам ТЭС и АЭС.

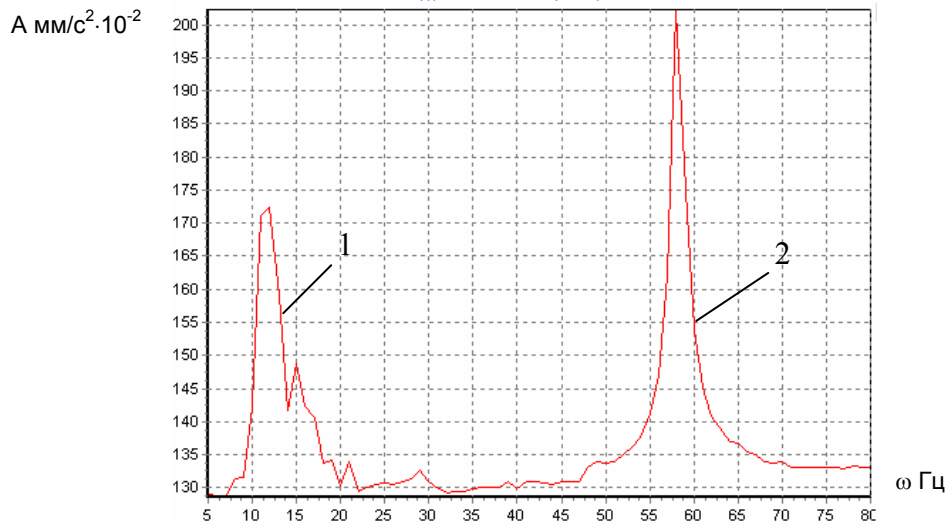


Рис. 3. Исходная амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) автономного объекта: 1 – симметричная первая форма колебаний; 2 – косимметричная вторая форма движения

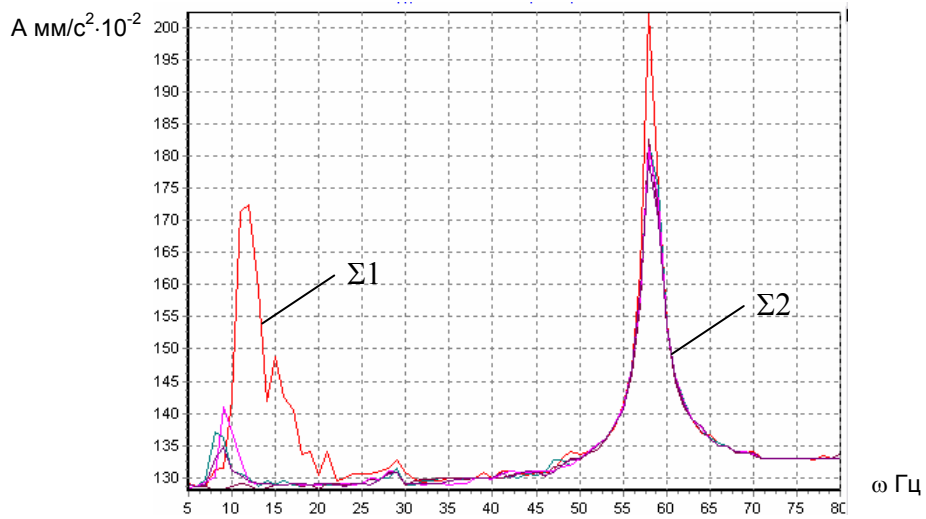


Рис. 4. Интегральная характеристика эффекта виброзащиты по первой форме движения

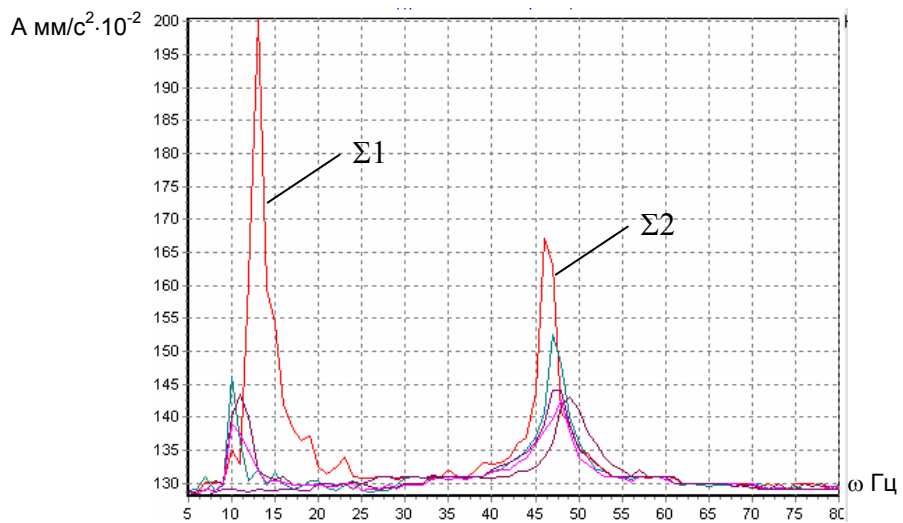


Рис. 5. Гашение обеих форм поперечных колебаний объекта с использованием прежней структуры ИЭ при увеличении тока управления (ИЭ размещен в пучности колебаний второй формы)

Список литературы

1. **ПНАЭ Г-7-002-86.** Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок: Утв. Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989.
2. **РД Э0-0185-00.** Методика оценки технического состояния и остаточного ресурса трубопроводов энергоблоков АЭС. – М., 1999.
3. **Живучесть** паропроводов стареющих тепловых электростанций / Ю.Л. Израилев, А.Я. Копсов, Ф.А. Хромченко и др. – М.: Изд-во «Торус пресс», 2002.
4. **Красновский С.Я., Шапин В.И.** Моделирование живучести трубопроводов при стационарном вибровозмущении. Вибрационные машины и технологии. В 2 ч. Ч.1: Сб. науч. тр. – Курск: Курск. гос. техн. ун-т, 2005. – С. 124–130.
5. **Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У.** Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985.
6. **А.С. СССР №1689693.** Вязкоупругий демпфер / Д.Ю. Павлов, В.В. Костарёв, В.А. Ветошкин и др. 1991.
7. **Патент РФ №1689693.** Кудряков Ю.Б., Крылов Н.И., Шурьгин М.Н. и др. Магнитореологический виброгаситель. 1998.
8. **Патент РФ №2088349.** Качак В.В., Крылов Н.И., Кудряков Ю.Б. и др. Гаситель Колебаний. 2002.
9. **Коварда В.В.** Затухание колебаний системы с магнито-жидкостным инертным элементом. Вибрационные машины и технологии: В 2 ч. Ч.2: Сб. науч. тр. – Курск: Курск. гос. техн. ун-т, 2005. – С. 161–162.

Красновский Сергей Ярославович,
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
инженер кафедры теоретической и прикладной механики,
телефон (4932) 26-97-12,
tipm@tipm.ispu.ru

Лебедев Владимир Леонидович,
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
инженер кафедры теоретической и прикладной механики,
телефон (4932) 26-97-12,
tipm@tipm.ispu.ru

Шапин Вадим Иванович,
ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
кандидат технических наук, профессор кафедры теоретической и прикладной механики,
tipm@tipm.ispu.ru