

УДК 532.526.5:517.4.

## **Особенности снижения широкополосной передачи вибрации и пульсации рабочей среды через виброизолирующие развязки трубопроводов с жидкостью конструктивными и активными методами\***

**А.В. Кирюхин<sup>1,2</sup>, О.О. Мильман<sup>1,2</sup>, А.В. Птахин<sup>1,2</sup>, В.О. Милосердов<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup>*Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского, Калуга*

<sup>2</sup>*ЗАО НПП «Турбокон», Калуга*

E-mail: turbocon@kaluga.ru

Показано, что передача вибрации и пульсаций давления рабочей среды через виброизолирующие развязки трубопроводов различных установок может увеличиваться на 2–3 порядка с ростом частоты колебаний и при наличии несжимаемой рабочей жидкости. Приведены результаты исследований физических моделей, описывающих это явление. Рассмотрены результаты экспериментального исследования пространственной трехкомпонентной широкополосной активной виброзащитной системы (АВС) гашения вибрации за виброизолирующей развязкой с жидкостью. Получены расчетные зависимости предельной эффективности рассматриваемой АВС от частоты. Показано, что хороший эффект достигается при активном гашении сил по разомкнутой схеме без обратной связи. На экспериментальном стенде при гашении по разомкнутой схеме получена эффективность активного гашения динамических сил по трем направлениям до 10 дБ и более в полосе частот от 5 до 800 Гц (более семи октав). Анализ литературы позволяет считать такой результат уникальным.

**Ключевые слова:** частота колебаний, виброизолирующая развязка трубопровода, вибрационная жесткость, вибрационная сила, пульсация давления, активная виброзащитная система, амортизатор, датчик силы, передаточная функция, коэффициент усиления, обратная связь, прямая связь.

### **Введение**

В промышленности часто предъявляются определенные требования к вибрациям присоединенных конструкций, порождаемым различными механизмами при их работе. Трубопроводы с жидкостью могут являться значимыми путями передачи вибрации и пульсаций давления от различных агрегатов, например, насосов, перекачивающих различные плохо сжимаемые среды, такие как вода, нефть, органические жидкости. Эффективность пассивной виброзащиты — опорной амортизации, виброизолирующих развязок трубопроводов (компенсаторов) — ограничена допустимыми перемещениями

---

\* Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект № 21-19-00311 от 20.04.2021 года).

механизмов при малой жесткости виброизолирующих элементов, прочностными и конструктивными требованиями. Дополнительно к пассивной виброизоляции возможно применение активных виброзащитных систем (АВС). Это позволяет обеспечить дополнительную виброизоляцию, например, при высокой статической жесткости амортизации. АВС создает вибрационные воздействия в противофазе к исходным, что позволяет их уменьшить.

Анализ имеющейся литературы по компенсаторам трубопроводов [1–4] показал, что наименее изученным на сегодня оказался вопрос уменьшения передачи вибрации и пульсаций давления через виброизолирующие компенсаторы трубопроводов с жидкостью, в том числе, активными методами. Как показали исследования [5, 6], компенсаторы трубопроводов с жидкостью могут являться значимыми путями передачи вибрации и пульсаций давления от установок. Взаимодействие жидкости и структуры в таких компенсаторах приводит к увеличению передачи вибрации и пульсаций давления с ростом частоты на 1–2 порядка и более.

### 1. Уменьшение передачи вибрации через компенсатор

На рис. 1 приведена схема передачи вибрации  $A$ , пульсаций давления  $P$  и вибрационных сил  $Q$  от насоса на трубопровод и фундамент через амортизацию насоса и виброизолирующую развязку трубопровода (компенсатор).

Для виброизоляции трубопровода 3 от насоса 9 между ними через фланец 2 установлен угловой разгруженный по давлению компенсатор 4 на основе резинокордных оболочек (РКО) диафрагменного типа 10. Стрелками показано направление потока

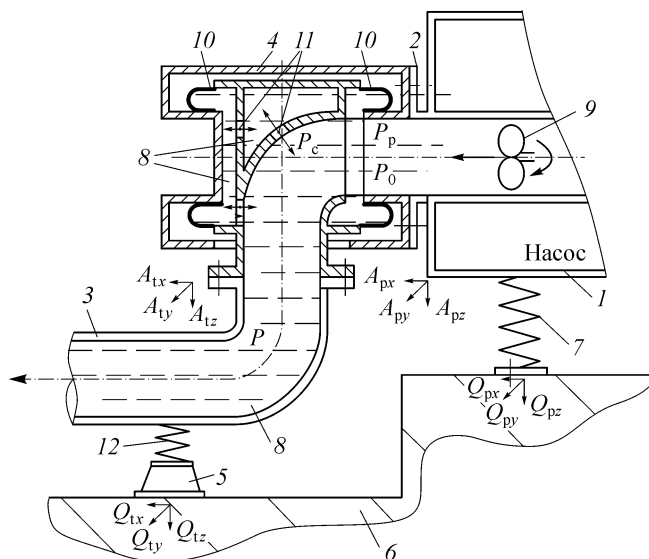


Рис. 1. Передача пульсаций давления  $P$  и вибрационных сил  $Q$  от насоса на трубопровод и фундамент через амортизацию насоса и компенсатор.

- 1 — корпус насоса, 2 — фланец, 3 — трубопровод, 4 — наружный корпус компенсатора, 5 — опора трубопровода, 6 — фундамент,
- 7 — амортизация насоса, 8 — рабочая жидкость, 9 — насос,
- 10 — резинокордные оболочки диафрагменного типа,
- 11 — внутренний корпус компенсатора,
- 12 — амортизация трубопровода.

рабочей жидкости 8 в трубопроводе и перетекания жидкости в компенсаторе между его полостями. Распорные усилия от давления замыкаются на соединенный с трубопроводом внутренний корпус 11 и соединенный с корпусом насоса 1 наружный корпус компенсатора 4. Вибрация  $A_p$  от корпуса насоса 1 передается на фундамент 6 через виброизоляцию (амортизацию) насоса 7 с жесткостью  $C_v$ , создавая силы  $Q_p$ . Вибрация  $A_t$  от трубопровода 3 за компенсатором передается на фундамент 6 через амортизацию трубопровода 12 и опору трубопровода 5, создавая силы  $Q_t$ . Трубопровод 3 часто монтируется на фундаменте 6 жестко без амортизации 12.

Определим переходную вибрационную жесткость  $C$  компенсатора в виде модуля отношения передаваемой на фундамент вибрационной силы  $Q$  на неподвижном выходе компенсатора к вибрации  $A$  на его входе на частоте колебаний  $f$ . Величины  $Q$ ,  $A$ ,  $C$  зависят от частоты  $f$  и являются комплексными.

Наличие жидкости в трубопроводе и компенсаторе может увеличивать вибрационную жесткость и передачу вибрации через компенсатор в десять, сто и более раз с увеличением частоты деформирования [5, 6]. Вибрационные силы от трубопровода за компенсатором  $Q_t$ , действующие на фундамент, могут превышать силы  $Q_p$ , действующие на фундамент через амортизацию насоса 7. Это особенно заметно проявляется с увеличением частоты вибрации.

В работе исследовалось большое количество разгруженных компенсаторов различных типов, в том числе изображенных на рис. 2: рукавные резинокордные компенсаторы (диаметрами Ø80 и Ø32 мм) (а), угловые сифонные компенсаторы (Ø100 и Ø50 мм) (б), осевой сифонный компенсатор (Ø100 мм) (с), компенсатор с РКО (Ø250 мм) (д), компенсатор с тонкослойными резинометаллическими элементами (ТРМЭ) (Ø80 мм) (е). Внешний вид ТРМЭ показан на рис. 2ф. В разгруженных компенсаторах отсутствуют распорные усилия между присоединительными фланцами. Эти силы для компенсаторов высокого давления и большого диаметра могут достигать тысяч кН. За счет конструкции указанные силы замыкаются на силовые элементы внутри компенсатора (рис. 1). Для всех исследованных компенсаторов с ростом частоты деформирования существенно (на два порядка и более) увеличивается переходная вибрационная жесткость  $C$ . Физические и расчетные модели вибрационного деформирования компенсаторов с жидкостью рассматривались в работе [5].

Пути передачи вибрации через компенсаторы трубопроводов с жидкостью являются:

- передача по структуре компенсатора и его упругих элементов;
- передача посредством пульсаций давления жидкости  $P_p$ , возникающих в насосе 9 (рис. 1), уже имеющихся на входе в компенсатор и действующих на стенки компенсатора и трубопровода за ним;
- возникновение вибрационных сил от внутреннего статического давления  $P_0$  в компенсаторе (рис. 1) из-за колебательного изменения площадей упругих элементов (УЭ), в данном случае это РКО, на которые действует указанное давление при вибрационном деформировании УЭ;
- пульсации давления, возникшие в самом компенсаторе  $P_c$  (рис. 1) при его вибрационном деформировании.

В общем виде для всех исследованных компенсаторов модуль составляющей переходной вибрационной жесткости компенсатора, обусловленной пульсацией давления  $P_c$ ,

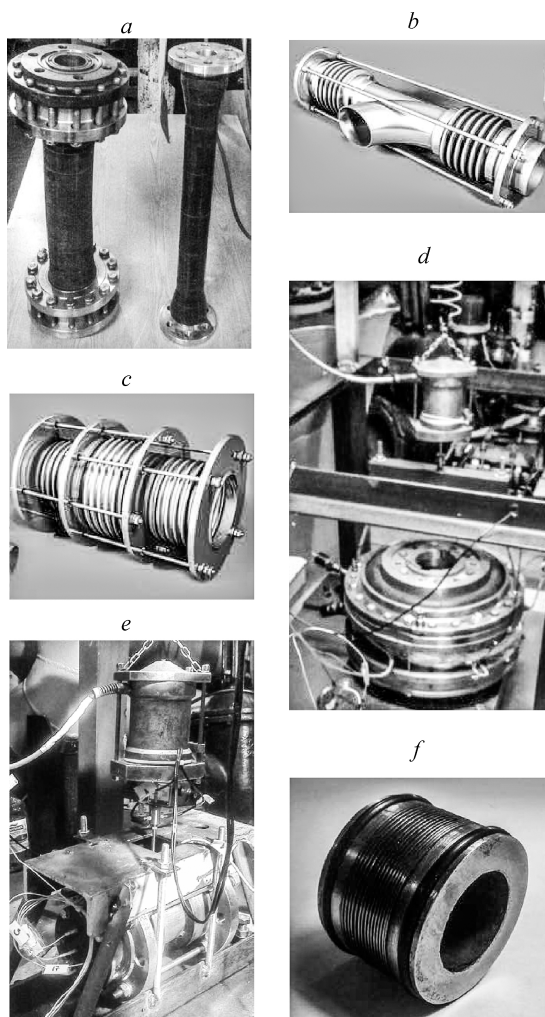


Рис. 2. Разгруженные компенсаторы: рукавные компенсаторы (диаметром Ø80 и Ø32 мм) (а), разгруженный угловой сильфонный компенсатор (Ø100 мм) (b), разгруженный осевой сильфонный компенсатор (Ø100 мм) (с), компенсатор с РКО (Ø250 мм) на стенде осевых испытаний (d), компенсатор с РКО (Ø80 мм) на стенде поперечных испытаний (e), РКО (Ø30 мм) (f).

возникающей в самом компенсаторе (см. путь передачи на рис. 2d), имеет следующий вид:

$$C = Q/A = (2\pi f)^2 \rho \cdot K = \omega^2 \rho \cdot K, \quad (1)$$

где  $K$  — коэффициент, определяемый только геометрией компенсатора и граничными условиями на его фланцах. Переходная вибрационная жесткость  $C$ , обусловленная возникающей пульсацией давления в компенсаторе  $P_c$ , пропорциональна плотности рабочей жидкости  $\rho$  и квадрату круговой частоты деформирования.

## 2. Уменьшение передачи вибрации и пульсаций давления через компенсаторы

Для уменьшения передачи вибрации по трубопроводу с помощью виброизолирующих компенсаторов необходимо уменьшать вибрационные силы  $Q$ , передаваемые



компенсатором. Для этого следует снижать вибрационную жесткость структуры компенсатора и уменьшать силы, создаваемые пульсациями давления рабочей среды внутри компенсатора, в широком частотном диапазоне. С этой целью можно использовать конструктивные (пассивные) либо активные методы. Например, компенсаторы, выполненные на основе тонкослойных резинометаллических элементов (ТРМЭ на рис. 2е и 2ф), позволяют получить существенное снижение жесткости в широком частотном диапазоне по сравнению с типовыми конструкциями компенсаторов [5, 6]. ТРМЭ дают возможность минимизировать взаимодействие структуры компенсатора и рабочей жидкости, благодаря чему вибрационная жесткость и передача вибрации снижается более чем на порядок в широком диапазоне частот. Иногда и этого снижения может оказаться недостаточно. Тогда необходимо применять активные методы снижения вибрационных сил и пульсаций давления в компенсаторе.

### 3. Экспериментальный стенд для исследования активного гашения

Схема стенда для исследований пространственного активного гашения вибраций, вибрационных сил и пульсаций давления в компенсаторе трубопровода показана на рис. 3. Возбуждение вибрации структуры (стенки) трубопровода осуществляется вибратором  $F$  с усилителем мощности  $F$ . Он создает силы  $Q$ , действующие через компенсатор на промежуточную амортизированную опорную плиту 1 в направлениях  $x, y, z$ , для чего трубопровод и компенсатор монтировались на плите 1 под углом ко всем указанным

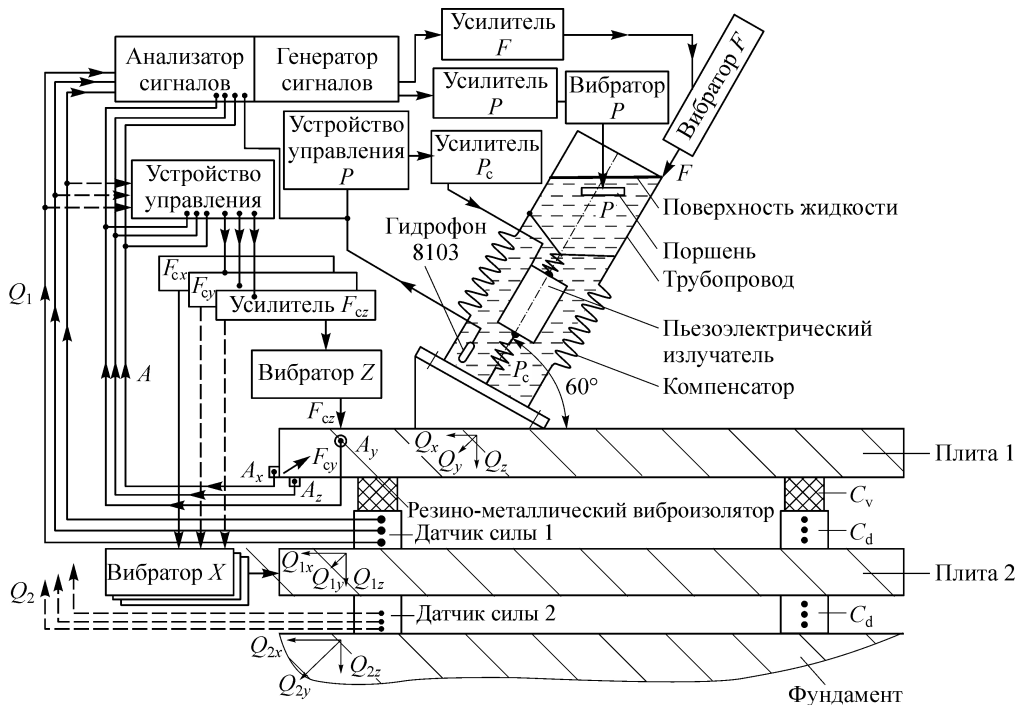


Рис. 3. Схема стенда многоканального активного гашения пульсаций давления  $P$  в сильфонном компенсаторе диаметром 100 мм, пространственного трехкомпонентного активного гашения вибрации  $A$  амортизированной опорной плиты 1 компенсатора и трехкомпонентного по осям  $x, y, z$  активного гашения сил  $Q$  за компенсатором.

$P$  — пульсации давления перед компенсатором,  $P_c$  — компенсирующие пульсации давления,  $Q_1$  — силы за амортизацией,  $Q_2$  — силы на фундаменте,  $Q$  — силы на плите за компенсатором,  $F_c$  — компенсирующие силы активного гашения.

осям  $x, y, z$ . Пульсации давления  $P$  создаются погруженным в воду поршнем, соединенным с вибратором  $P$ , и измеряются гидрофоном типа 8103 фирмы «Брюль и Кьер». Сигналы на усилители мощности  $F$  и  $P$  каналов возбуждения вибрации и пульсации давления подаются от генератора сигналов.

Компенсирющие силы  $F_c$  по направлениям  $x, y, z$  создаются электродинамическими вибраторами 20JE20D фирмы «Prodera» (вибраторы  $X, Y, Z$ ) с прецизионными широкополосными усилителями мощности  $F_c$  типа A438S той же фирмы. Для первой схемы активного гашения они приложены к плите 1 и уменьшают ее вибрацию  $A$ , как это показано на рис. 3, одновременно компенсируя силы  $Q$ , создаваемые компенсатором.

В схеме 1, изображенной на рис. 3, активно гасятся виброперемещения  $A$ . Они же используются в качестве сигнала управления активным гашением, образуя систему с обратной связью. При этом уменьшаются и вибрационные силы  $Q_1$ , передающиеся на промежуточную плиту 2 через резинометаллические виброизоляторы типа ЭСА-100 с жесткостью  $C_v$  и трехкомпонентные датчики вибрационной силы 1 типа 261A13 фирмы PCB. Силы  $Q_1$  также возможно использовать в качестве сигнала управления.

Во второй исследованной схеме (на рис. 3 показана штриховыми линиями, также далее см. рис. 5) компенсирующие силы  $F_c$  приложены к нижней плите 2. При этом активно гасятся непосредственно силы  $Q_2$  под жестко установленной плитой 2, измеряемые датчиками силы 2, а силы  $Q_1$  остаются неизменными и по-прежнему используются в качестве сигнала управления. Система работает без обратной связи, что повышает ее устойчивость. Сигналы, передающиеся на вибраторы, формируются устройством управления на основе обработки сигнала от датчиков силы  $Q_1$ . Силы  $Q_2$  используются только для контроля результатов активного гашения.

Пьезокерамический излучатель со своим усилителем мощности  $P_c$  создает компенсирующие пульсации давления  $P_c$ . Сигнал на излучатель формируется устройством управления  $P_c$  на основе обработки сигнала от гидрофона типа 8103. Управление по всем каналам осуществляется программируемым на ПЭВМ в среде MATLAB специально спроектированным многоканальным модулем управления. Контроль всех величин выполняется с помощью многоканального анализатора сигналов типа Puls фирмы «Brüel & Kjær» (Дания). В каналах компенсации вибрации, силы и пульсаций давления сигнал от датчика обратной связи (акселерометра, датчика силы или гидрофона) подается на один из входов аналого-цифрового преобразователя устройства управления. Он оцифровывается и передается в процессорный модуль, где с использованием цифрового регулятора формируется узкополосный или широкополосный компенсирующий сигнал. Через цифро-аналоговый преобразователь сигнал подается на соответствующий усилитель мощности, а затем на вибратор или излучатель.

#### 4. Результаты активного гашения с использованием цифровых фильтров

В работе экспериментально исследовалась возможность создания эффективного регулятора в цепях обратной связи в каждом из каналов активного гашения на основе полосовых фильтров различного порядка типа Баттерворта, Чебышева, эллиптических, а также на основе резонансных звеньев с передаточной функцией

$$H = \frac{\cos(\varphi)(\Delta + \gamma) - \omega \sin(\varphi)}{(\Delta + \gamma^2)^2 + \omega^2}, \quad (2)$$

где  $\varphi$  — фаза корректировки,  $\Delta$  — оператор Лапласа,  $\gamma$  — добротность звена,  $\omega = 2\pi f$  — круговая частота,  $f$  — частота колебаний.

В ходе исследования подбирались характеристики фильтра и коэффициент усиления в цепи обратной связи для получения максимального гашения без потери устойчивости системы. Для повышения устойчивости и эффективности АВС к широкополосным фильтрам добавлялись фильтры типа «резонансное звено» (2) на частотах, определявших устойчивость системы, на которых наблюдался интенсивный рост колебаний при увеличении коэффициента усиления в цепи обратной связи при приближении к границе устойчивости.

Установлено, что применение единичного резонансного звена на заданной частоте  $f_0$  в канале обратной связи управления гашением (например, на частоте 120 Гц, см. рис. 4а) позволяет получить высокую эффективность активного гашения (более 20 дБ) на этой частоте и в полосе частот шириной  $0,2f_0$  вокруг нее. При этом зона отрицательной эффективности вне полосы гашения, начиная с частот порядка 300 Гц, выражена слабо.

Для расширения полосы активного гашения был выполнен подбор комбинации широкополосных и узкополосных фильтров (рис. 4б и 4с). Применялись эллиптические фильтры с шириной полосы пропускания  $\Delta f = 40\text{--}90$  Гц, порядком фильтра  $n = 1$ ;  $\Delta f = 70\text{--}120$  Гц,  $n = 2$ ;  $\Delta f = 100\text{--}180$  Гц,  $n = 2$ ;  $\Delta f = 160\text{--}220$  Гц,  $n = 2$ ;  $\Delta f = 200\text{--}260$  Гц,  $n = 2$  и резонатор  $f_0 = 145$  Гц, фаза 0 (рис. 4б и 4с). Это позволило получить непрерывную полосу эффективного (до 15 дБ) гашения динамических сил  $Q_{2z}$  за компенсатором на частотах от 10 до 270 Гц. Под эффективностью гашения  $\delta$  понимается разница в децибелах между соответствующей величиной — пульсацией  $P$ , вибрацией  $A$ , динамической силой  $Q$  — до включения гашения и после (см. рис. 4с). При этом зоны отрицательной эффективности активного гашения были выведены за пределы полосы гашения — выше 270 Гц. Описанный алгоритм настройки каналов активного гашения позволил получить хорошие результаты при одновременном пространственном гашении сил и вибраций по трем направлениям и активном гашении пульсаций давления в компенсаторе.

Наиболее эффективной из исследованных является схема АВС, приведенная на рис. 5. Компенсатор, стоящий на плите 1, смонтированный на виброизоляторах и датчиках силы 1 с динамическими жесткостями  $C_v$  и  $C_d$  соответственно, совершает колебания под действием силы  $F$ . В схеме на рис. 5 присутствуют две группы датчиков силы. Под виброизоляторами с жесткостью  $C_v$  установлена первая группа датчиков силы с жесткостью  $C_d \gg C_v$ . Вторая группа датчиков силы, также с жесткостью  $C_d \gg C_v$  установлена на фундаменте под первой группой датчиков через промежуточную жесткую плиту 2. Жесткость фундамента также считается много большей жесткости виброизоляторов. Сигнал со второй группы датчиков силы подается на контролирующее устройство, а с первой — на систему управления АВС с передаточной функцией  $H$  и коэффициентом усиления  $k$ . Система АВС создает компенсирующую активную силу  $F_c$ , которая действует на плиту 2 и вторую группу датчиков силы.

В других рассмотренных возможных схемах управляющие сигналы с датчиков силы изменяются под действием активных сил  $F_c$ , уменьшаясь с увеличением коэффициентов усиления  $k$ . Эти схемы относятся к схемам с обратными связями, которые могут отрицательно влиять на устойчивость системы управления активным гашением. В схеме, представленной на рис. 5, из-за существенно большей жесткости датчиков силы  $C_d$  по сравнению с жесткостью виброизоляции  $C_v$  управляющий сигнал с первой группы

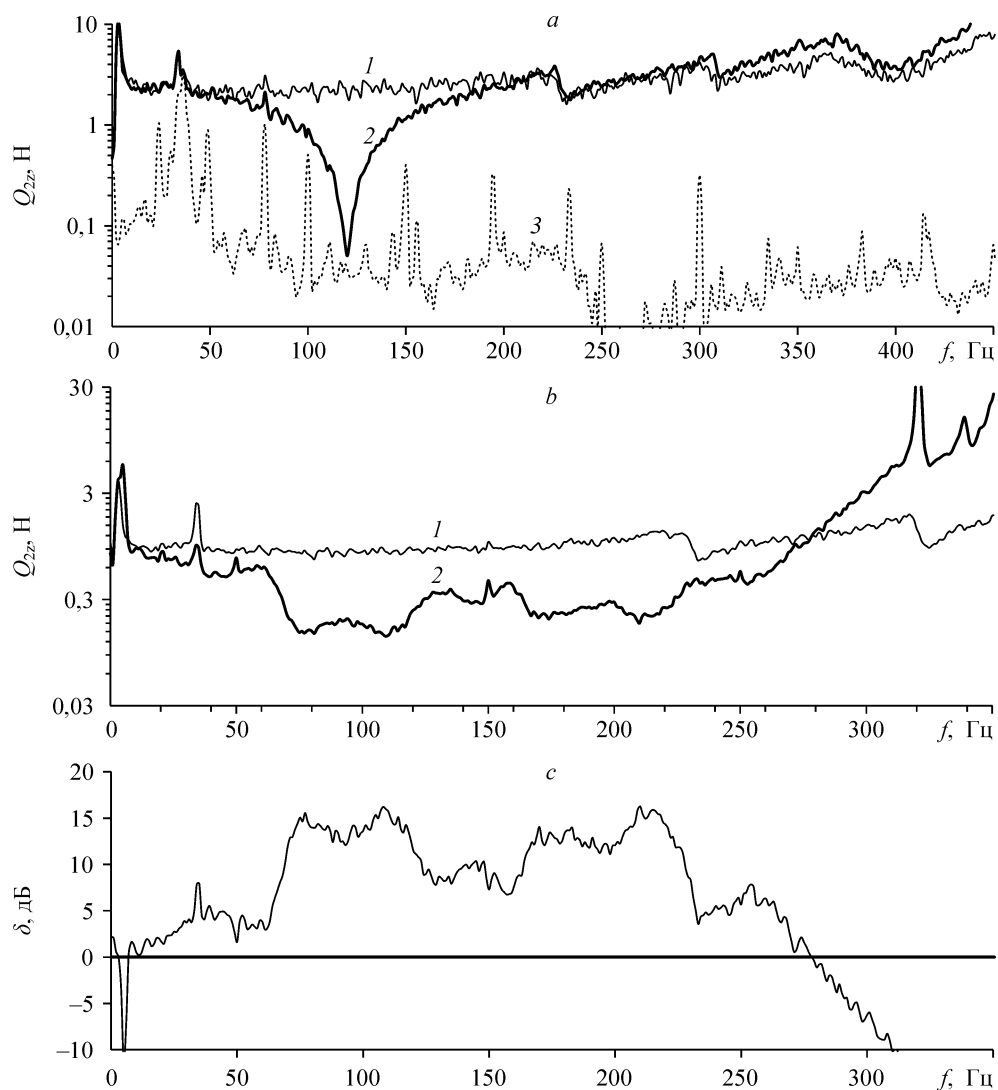


Рис. 4. Результаты активного гашения сил  $Q_{2z}$  за компенсатором.

$a$  — гашение резонатором на частоте 120 Гц ( $a$ ),  $b$  — гашение набором широкополосных фильтров и резонаторов,  $c$  — эффективность ( $\delta$ ) гашения  $Q_{2z}$ , [дБ] набором фильтров (обусловленных разницей уровней сил в дБ по данным, приведенным на рис. 4б);  
1 — исходный сигнал, 2 — гашение, 3 — помеха.

датчиков силы практически не зависит от активной силы  $F_c$ , действующей на вторую группу датчиков силы и на фундамент, и его можно считать опорным сигналом. Эта схема с прямой связью обеспечивает большую устойчивость системы.

На рис. 6 показаны результаты активного гашения вертикальной силы  $Q_{2z}$  датчика силы под нижней плитой 2 при гашении по оси  $z$  по разомкнутой схеме. Полученная эффективность активного гашения составляет от 6 до 10 дБ в широкой полосе частот — от 5 до 800 Гц. При этом отсутствуют зоны отрицательной эффективности вне полосы частот активного гашения. Аналогичные результаты были получены для направлений  $x$  и  $y$ . При этом АВС снижает и силы, передаваемые снизу от фундамента (помеху 3) на частотах от 400 до 700 Гц.

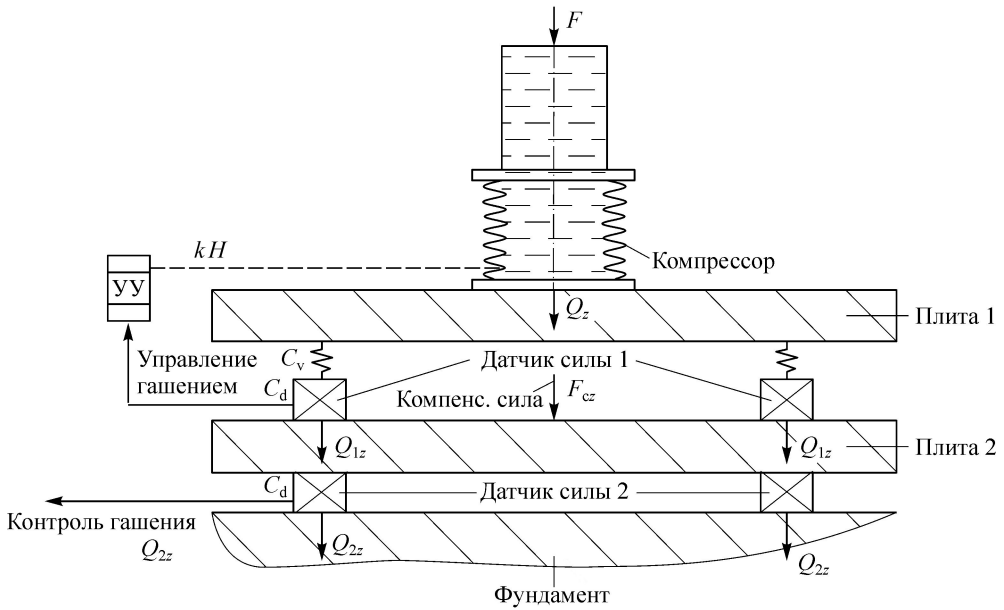


Рис. 5. Расчетная схема АВС в одномассовой амортизированной системе.  
УУ — управляющее устройство.

По разомкнутой схеме алгоритм активного гашения был следующий. Сигнал на вибраторы системы активного гашения снимается с верхних датчиков силы 1, установленных под виброизоляторами ЭСА-100 (рис. 3 и 5). Сигнал с датчиков 1 инвертируется по фазе на  $180^\circ$  во всем диапазоне устройством управления. Затем коэффициент усиления сигнала  $k$ , подаваемого на вибраторы, плавно повышается от нуля до максимума, при котором еще не теряется устойчивость системы управления активным гашением. Вибраторы воздействуют силами активного гашения на нижнюю плиту 2 под виброизоляцией. Они гасят силы воздействия на фундамент  $Q_2$ , измеряемые нижними датчиками 2. В рассматриваемой схеме обратная связь в цепи активного гашения отсутствует. При этом

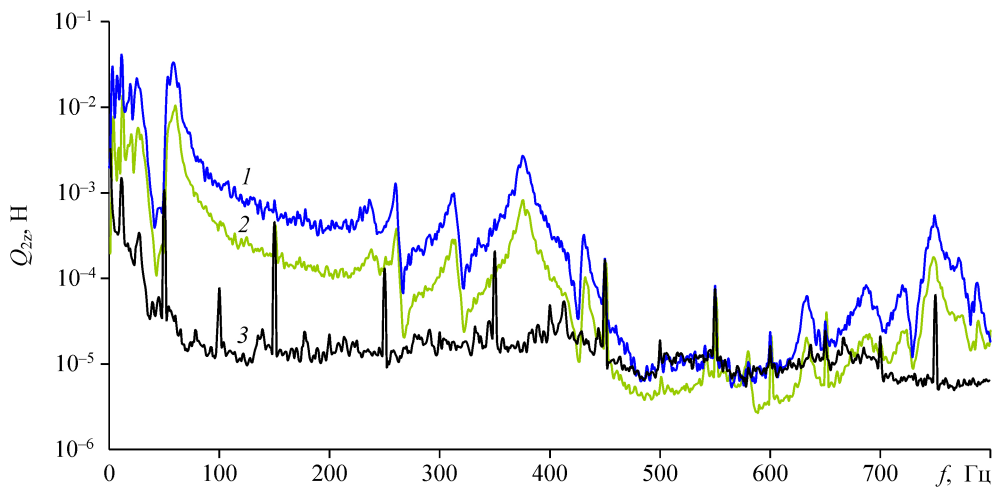


Рис. 6. Активное гашение силы  $Q_{2z}$  датчика силы под нижней плитой (см. рис. 3 и 5) при гашении по оси  $z$  по разомкнутой схеме.  
1 — исходный сигнал, 2 — активное гашение, 3 — помеха.

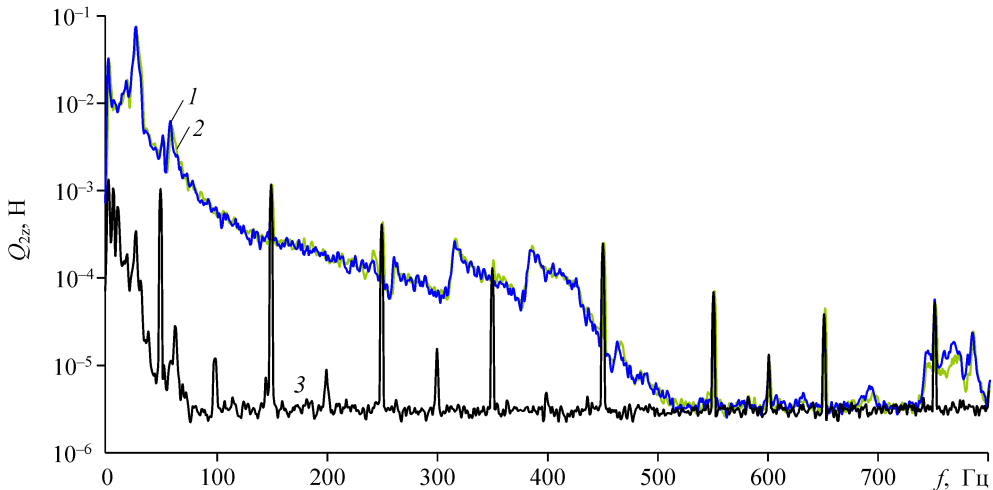


Рис. 7. Изменение сигнала  $Q_{1z}$  с управляющего датчика силы 1 при активном гашении силы  $Q_{2z}$  нижнего датчика силы 2 (под нижней плитой, см. рис. 6 и 9) по оси  $z$  по разомкнутой схеме. Обозначения см. на рис. 6.

силы  $Q_1$  от управляющих датчиков силы 1 остаются неизменными (при активном гашении сил  $Q_2$ ). Это видно из графиков рис. 7 для силы  $Q_{1z}$ , которая не изменяется при включении активного гашения. Аналогичные результаты были получены для направлений  $x$  и  $y$ . Строго говоря, датчики 2 не участвуют в активном гашении и нужны для контроля и регистрации его результатов. Создание такой схемы активного гашения динамических сил, действующих на фундамент, требует обязательного использования датчиков силы и амортизированных опор компенсатора.

Разомкнутая схема активного гашения требует также обеспечения достаточно гладкой амплитудно-частотной характеристики каналов управления и гашения, и в особенности фазочастотной характеристики в диапазоне частот активного гашения. Последняя должна быть равной или близкой к нулю либо к  $180^\circ$ , как это показано на рис. 8 для канала гашения силы (фаза управляющего сигнала легко инвертируется на  $180^\circ$  устройством управления либо усилителем мощности А438S). Это, в свою очередь, предъявляет повышенные требования к приборному обеспечению системы активного гашения. В описываемых экспериментах использовалась прецизионная аппаратура и датчики фирмы

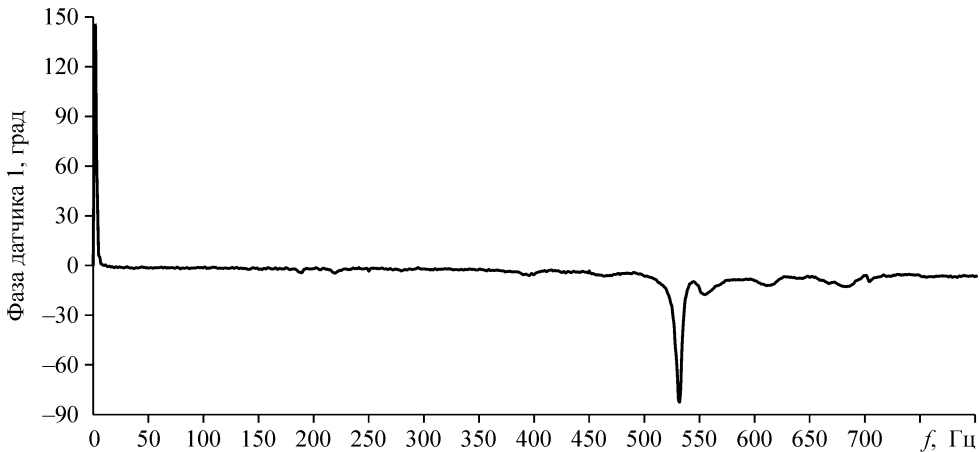


Рис. 8. Передаточная функция (фаза) канала передачи сигнала на компенсирующий вибратор относительно управляющего сигнала от датчика силы 1.

«Брюль и Кьер» либо PCB и усилители мощности типа A438S с вибраторами типа 20JE20D фирмы «Prodera» с прекрасными фазочастотными характеристиками.

### Выводы

Проведенное исследование представляет следующие выводы и результаты.

1. Трубопроводы с жидкостью могут являться значимыми путями передачи вибрации и пульсаций давления. Передача вибрации и пульсаций давления рабочей среды через виброизолирующие развязки трубопроводов (компенсаторы) может увеличиваться на 2–3 порядка с ростом частоты колебаний и при наличии несжимаемой рабочей жидкости.

2. Описаны и исследованы физические модели взаимодействия жидкости и структуры в рассмотренных компенсаторах при их вибрационном деформировании. Показано, что именно взаимодействие жидкости и структуры в таких компенсаторах приводит к увеличению передачи вибрации и пульсаций давления с ростом частоты на 1–2 порядка и более.

3. Созданные в результате исследований конструкции компенсаторов на основе тонкослойных резинометаллических элементов позволили минимизировать указанное выше взаимодействие при вибрационном деформировании компенсатора и снизить его жесткость в широком частотном диапазоне. Компенсатор диаметром 80 мм на основе ТРМЭ при давлении 10 МПа имеет во всем диапазоне частот до 1600 Гц в 10–100 раз меньшую жесткость, чем рукавный компенсатор диаметром 80 мм на основе РКО.

4. Авторами реализована технология активного пространственного гашения динамических сил за компенсатором с жидкостью в широком частотном диапазоне по трем взаимно перпендикулярным направлениям. Исследования проводились с использованием регуляторов в цепи обратной связи на основе стандартных полосовых фильтров различного порядка типа Баттерворта, Чебышева, эллиптических, а также резонансных звеньев. Полученные результаты позволяют снизить передаваемые компенсатором пространственные силы и вибрацию в частотном диапазоне от 10 до 300 Гц на величину от 6 до 20 дБ (от двух до десяти раз).

5. Активное гашение пульсаций давления в компенсаторе приводит к одновременному пропорциональному снижению вибрационных сил и вибраций за компенсатором. Дополнительно к гашению пульсаций (либо самостоятельно) могут быть задействованы каналы пространственного активного гашения вибрационных сил и вибраций за компенсатором. В случае пространственного активного гашения сил и вибраций его эффективность может снижаться из-за связанности каналов управления.

6. Зоны отрицательной эффективности вне полосы частот активного гашения являются следствием применения фильтров в цепи обратной связи управления активным гашением. Фильтры изменяют фазу сигнала управления вне полосы пропускания. Это служит причиной «отрицательных» выбросов вне зоны гашения и ограничивает устойчивость системы управления при увеличении коэффициента усиления в цепи обратной связи.

7. Хороший эффект достигается при активном гашении сил по разомкнутой схеме без обратной связи за амортизацией трубопровода или установки. Получена эффективность активного гашения от 6 до 10 дБ в полосе частот от 5 до 800 Гц (более семи октав). При этом отсутствуют зоны отрицательной эффективности вне полосы частот активного гашения. Анализ литературы позволяет считать такой результат уникальным.

8. Результаты выполненных исследований показали, что рассмотренный метод дает возможность снизить пульсации давления и передаваемые компенсатором пространственные силы и вибрацию в частотном диапазоне от 10 до 300 Гц на величину от 6 до 20 дБ (от двух до десяти раз). Дальнейшая доработка алгоритмов активного гашения может позволить расширить заявленный диапазон до 500–800 Гц в зависимости от используемого алгоритма.

### Список литературы

1. Кириухин А.В., Тихонов В.А., Чистяков А.Г., Яблонский В.В. Активная виброзащита — назначение, принципы, состояние. 5. Активная вибро- и шумоизоляция трубопроводов. Патентные исследования // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2013. № 3. С. 125–131.
2. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов. М., Машиностроение, 1982. 280 с.
3. Гусенков А.П., Лукин Б.Ю., Шустов В.С. Унифицированные гибкие элементы трубопроводов. М.: Изд. Стандартов, 1988. 296 с.
4. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций. СПб: Сударыня, 2009. 490 с.
5. Kiryukhin A.V., Milman O.O., Ptakhin A.V., Serezhkin L.N., Kondratev A.V. Development and calculation-experimental analysis of pressure pulsations and dynamic forces occurrence models in the expansion joints of pipelines with fluid // Intern. J. of Applied Engng Research. 2017. Vol. 12, No. 19. P. 8209–8216.
6. Kiryukhin A.V., Mil'man O.O., Ptakhin A.V., Kiryukhin A.A., Serezhkin L.N. Spatial active damping of vibrations, vibration forces, and pressure fluctuations transferred via expansion joints in liquid-filled pipelines // Thermal Engng. 2021. Vol. 68, No. 7. P. 543–555.

*Статья поступила в редакцию 25 апреля 2022 г.,  
после доработки — 11 октября 2023 г.,  
принята к публикации 21 ноября 2023 г.*