

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ, ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

РАЗРАБОТКА КОМПЕНСАТОРОВ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ СТАНЦИЙ ПО ЛИНИИ ТРУБОПРОВОДОВ И ВЛИЯНИЕ ПРОТОКА ЖИДКОСТИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ КОМПЕНСАТОРОВ¹

© 2024 г. А. В. Кирюхин^{а, *}, О. О. Мильман^{а, б}, Л. Н. Сережкин^б,
Е. А. Лошкарева^б, П. Ю. Днепроvская^б

^а Научно-производственное внедренческое предприятие “Турбокон”,
ул. Комсомольская Роща, д. 43, г. Калуга, 248021 Россия

^б Калужский государственный университет им. К.Э. Циолковского,
ул. Степана Разина, д. 26, г. Калуга, 248023 Россия

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Поступила в редакцию 26.07.2023 г.

После доработки 27.09.2023 г.

Принята к публикации 01.11.2023 г.

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований по созданию высокоэффективных конструкций виброизолирующих компенсаторов для трубопроводов с жидкостью. Отмечено, что в настоящее время единственный способ оценить эффективность различных компенсаторов по снижению вибрации на разных частотах — это сравнить их переходную вибрационную жесткость либо переходный механический импеданс, которые были измерены на специальных стендах на заданной частоте. Жесткость компенсатора существенно возрастает при увеличении частоты вибрации. Опасные частоты в разных системах трубопроводов могут различаться. По этой причине невозможно задать интегральный критерий эффективности виброизолирующего компенсатора, аналогичный статической жесткости. Представлены результаты измерений, проведенных на специальном стенде, переходной вибрационной жесткости компенсатора новой конструкции с тонкослойными резинометаллическими элементами (ТРМЭ). Жесткость снизилась в 10, 100 раз и более в диапазоне частот от 50 до 800 Гц относительно жесткости серийного компенсатора на основе резинокордной оболочки (РКО), в том числе при наличии воды внутри него. Экспериментально показано, что виброизолирующая способность одного и того же компенсатора в составе трубопроводной системы, определенная по значению динамической силы, передаваемой компенсатором на трубопровод от насоса, существенно зависит от наличия в них воды и ее протока, что не учитывается в известных методиках. Приведены результаты испытаний компенсаторов с РКО и ТРМЭ проходным диаметром 80 мм в составе стенда с кольцевой системой трубопроводов, насосом, системами контроля расхода рабочей среды, вибраций, пульсаций давления и динамических (вибрационных) сил, передаваемых компенсаторами на трубопровод. В стенде с трубопроводами эффективность виброизолирующих компенсаторов с ТРМЭ по-прежнему оказывается в 10 и 100 раз выше, чем компенсаторов с РКО, при отсутствии воды и уменьшается на порядок при наличии воды без ее протока при создании вибрации насоса вибратором. Эффективность снижается еще больше в случае протока воды через компенсаторы и трубопроводы при работающем насосе.

Ключевые слова: трубопровод, компенсатор, вибрация, динамическая сила, статическая жесткость, пульсация давления, частота колебаний, виброизоляция, эффективность

DOI: 10.56304/S0040363624040039

Проблема снижения передачи вибрации и шума от энергетического оборудования отечественных тепловых электростанций в окружающую среду является достаточно острой. Поскольку в настоящее время возможности их уменьшения находятся на пределе, проблему решают путем вибро- и звукоизоляции. Виброизоляция по ли-

нии трубопроводов с учетом их количества, протяженности и высокой виброактивности очень важна. Применяются виброизолирующие компенсаторы, эффективность которых на сегодняшний день оценивается по значению их статической жесткости. Исследования авторов статьи показали, что такой подход для трубопроводов со слабой сжимаемой средой, например водой, может дать существенную ошибку. Эта ошибка может достигать одного-двух порядков и более в сторону

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 21-19-00311 от 20.04.2021).

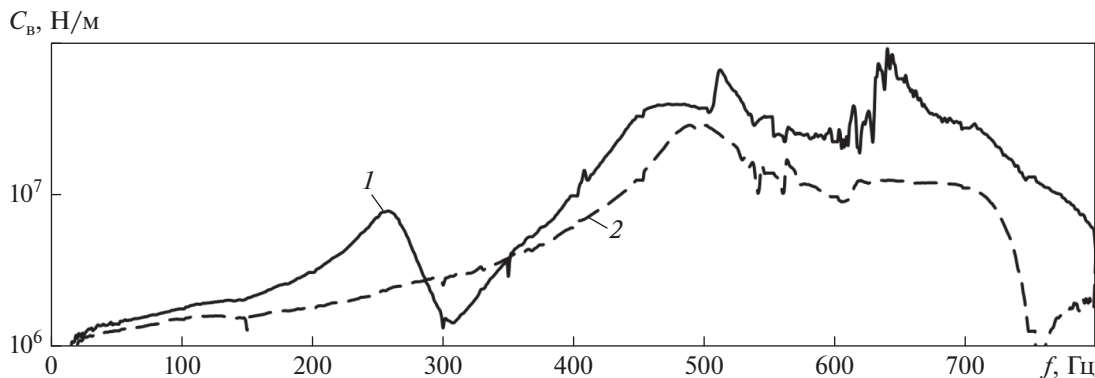


Рис. 1. Влияние частоты деформирования f компенсатора с РКО баллонного типа (при наличии воды и ее отсутствии) на его переходную вибраторную жесткость C_b .
1 — вода при давлении 0.5 МПа; 2 — воздух

увеличения передаваемых компенсатором вибрационных сил на характерных частотах оборудования, в частности на частоте вращения вала насоса. Такая же проблема присуща и трубопроводам нефтеперекачивающих станций, судовым энергетическим системам и т.п.

Цель настоящей работы — исследование возможности существенно снизить передачу вибрации, динамических (вибрационных) сил $Q(f)$ через компенсаторы трубопроводов с жидкостью, в том числе при ее протоке. Большое количество разветвленных и протяженных трубопроводных систем применяется в различных отраслях промышленности, например в теплоэнергетике, на нефте- и газоперекачивающих станциях, в корабельных и самолетных энергетических установках. Уменьшение вибрации трубопроводов — довольно сложная и важная задача, для решения которой в некоторых случаях используются компенсаторы.

Компенсатор — это устройство, применяемое на трубопроводах разных типов для устранения влияния осевых, сдвиговых, поворотных смещений, возникающих в результате перепадов температуры, давления, перемещений оборудования, установленного на трубопроводе, а также для снижения передачи вибрации. Применяют компенсаторы разных видов в зависимости от условий их эксплуатации и рабочей среды: силиконовые, резиновые, фторопластовые, тканевые. При производстве компенсаторов используются различные материалы для гибкой части изделия, например сильфоны, резинокордные оболочки диафрагменного, баллонного и рукавного типов.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ КОМПЕНСАТОРОВ

Методы определения и сравнения эффективности виброизолирующих компенсаторов с жидкостью (но без протока) были описаны только в работе [1]. Так, виброизолирующие свойства

элементов виброизоляции, в том числе компенсаторов с жидкостью внутри, предлагается представлять в виде их механических и акустических сопротивлений — отношений вибрационных усилий, передаваемых компенсаторами, к виброскорости их возбуждения. Методы и стенды для нахождения этих значений также рассматриваются в [1]. Компенсатор с жидкостью описывается матрицей комплексных коэффициентов размерностью 14×14 , зависящих от частот колебаний, что существенно усложняет их определение, использование и сравнение вариантов конструкций. Для практических целей удобнее применять составляющие переходной вибраторной жесткости $C_b(f)$ компенсатора по трем взаимно перпендикулярным осям, зависящие от частоты деформирования f . Значение $C_b(f)$ определяется как отношение динамической (вибрационной) силы $Q(f)$, передаваемой компенсатором, к амплитуде вибрации входного фланца $A(f)$. Если вместо виброперемещения $A(f)$ использовать виброскорость $V(f)$, то взамен жесткости можно получить значение переходного импеданса $Z(f)$, связанного с $C_b(f)$ соотношением $Z(f) = C_b(f)/(2\pi f)$. Вибраторная жесткость при нулевой частоте деформирования является статической жесткостью и находится достаточно легко. Импеданс на нулевой частоте теряет смысл, так как виброскорость равна нулю.

Компенсаторы с жидкостью при их вибрационном деформировании представляют собой источники пульсаций давления и вибрационных сил в дополнение к силам, создаваемым установкой и передаваемым от нее на фундамент и в окружающую среду в широком диапазоне частот. Несжимаемая рабочая среда в компенсаторе может увеличивать широкополосную передачу вибрации через компенсатор в 10, 100 раз и более (рис. 1) [2]. В литературе [3, 4], посвященной расчету и проектированию компенсаторов, отсутствуют сведения о том, как снизить передачу виб-

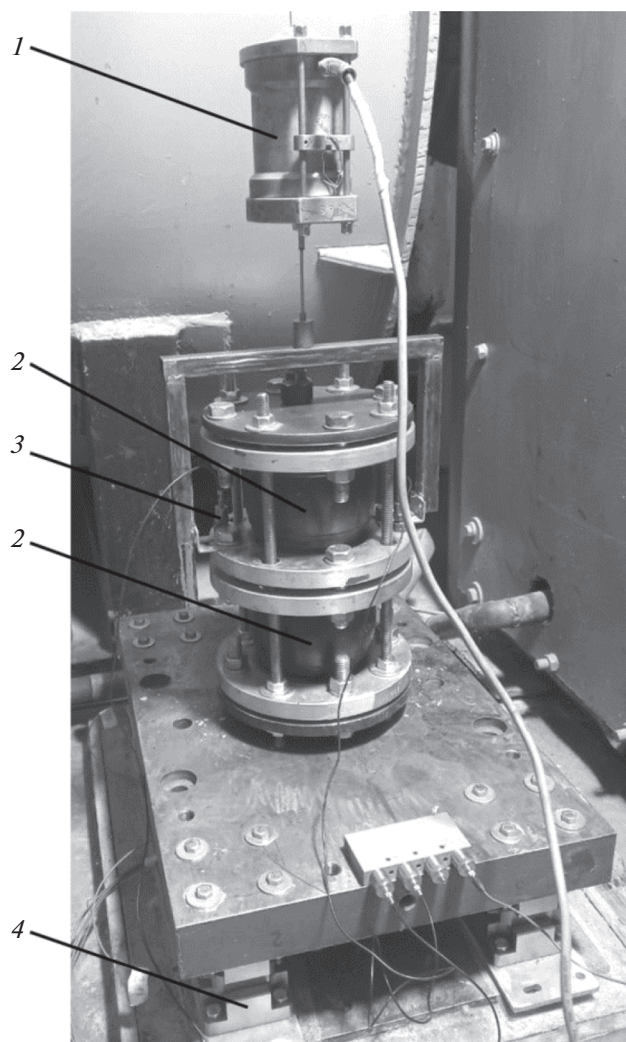


Рис. 2. Экспериментальный стенд для измерения вибрационной жесткости компенсатора.
1 – вибратор; 2 – компенсатор с РКО; 3 – акселерометр; 4 – датчик силы

рации через компенсаторы с жидкостью в широком диапазоне частот.

Конструкции компенсаторов на основе ТРМЭ позволяют заметно уменьшить эту передачу. Вибрационная жесткость таких компенсаторов с водой внутри, измеренная на специальных стендах (рис. 2), практически не зависит от наличия в них жидкости и ее давления и на один-два порядка меньше, чем у компенсаторов серийных конструкций, в исследованном диапазоне частот до 800 Гц [2] (рис. 3, 4). Их статическая жесткость также на порядок меньше, чем у компенсаторов с РКО.

ВЛИЯНИЕ ВОДЫ И ЕЕ ПРОТОКА НА ВИБРОИЗОЛИРУЮЩУЮ СПОСОБНОСТЬ КОМПЕНСАТОРОВ

Проведены испытания компенсаторов с РКО и ТРМЭ проходным диаметром 80 мм в составе

специального стенда с кольцевой системой трубопроводов, насосом, системами контроля расхода, вибраций, пульсаций давления и динамических (вибрационных) сил, передаваемых компенсаторами на трубопровод (рис. 5). Штатные опорные резинометаллические амортизаторы насоса с частотой подвеса около 12 Гц были демонтированы. Насос с электродвигателем был вывешен на пружинах с частотой подвеса менее 1 Гц, чтобы практически исключить влияние опорной виброизоляции, а передачу вибрации исследовать только через компенсаторы. Проводились испытания компенсаторов на основе РКО баллонного типа (см. рис. 1, 5, а) и с ТРМЭ (см. рис. 3, 5, б).

Были измерены спектры вибрации в трех направлениях на всасе и нагнетании насосом воды на фланцах перед компенсаторами и на фланцах трубопроводов за ними. Также в трех направлениях были определены вибрационные (динамические) силы, передаваемые компенсаторами на стендовый трубопровод, расход воды, пульсации давления воды в характерных точках трубопровода, перепады давления на компенсаторах и насосе.

Для сравнения компенсаторов с РКО и ТРМЭ по эффективности виброизоляции определяли отношение динамических сил $\Delta Q(f) = Q_{\text{РКО}}(f)/Q_{\text{ТРМЭ}}(f)$, передаваемых на трубопроводы через компенсатор, для каждого варианта возбуждения (рис. 6, 7):

насоса вибратором (в компенсаторах и трубопроводах – воздух);

насоса вибратором (в компенсаторах и трубопроводах – вода);

работающим насосом (в компенсаторах и трубопроводах – вода).

Было установлено, что эффективность компенсаторов по снижению передачи вибрации и динамических сил от насоса на фланцы стендового трубопровода существенно зависит от конструкции компенсатора, наличия воды в нем и трубопроводах и ее протока при осредненных скоростях в сечениях компенсаторов 5 м/с.

При отсутствии воды в компенсаторах и трубопроводах (там находится воздух) и возбуждении широкополосной вибрации насоса электродинамическим вибратором динамические силы $Q(f)$ за серийным компенсатором с РКО превышают силы за компенсатором с ТРМЭ в 10, 100 раз и более (см. рис. 6, 7, а, в) во всем исследованном диапазоне частот до 800 Гц. Такая сравнительная эффективность полностью соответствует отношению вибрационных жесткостей $C_v(f)$ компенсатора с РКО и компенсатора с ТРМЭ (см. рис. 4). На рис. 4, б и 6, а (кривая 2) видно, что жесткость компенсатора с ТРМЭ без воды настолько мала, что измеренная сила $Q_{\text{ТРМЭ}}(f)$ в диапазоне частот 100–220 Гц находится на уровне помехи 3. Под помехой понимается сигнал в канале измерения $Q(f)$

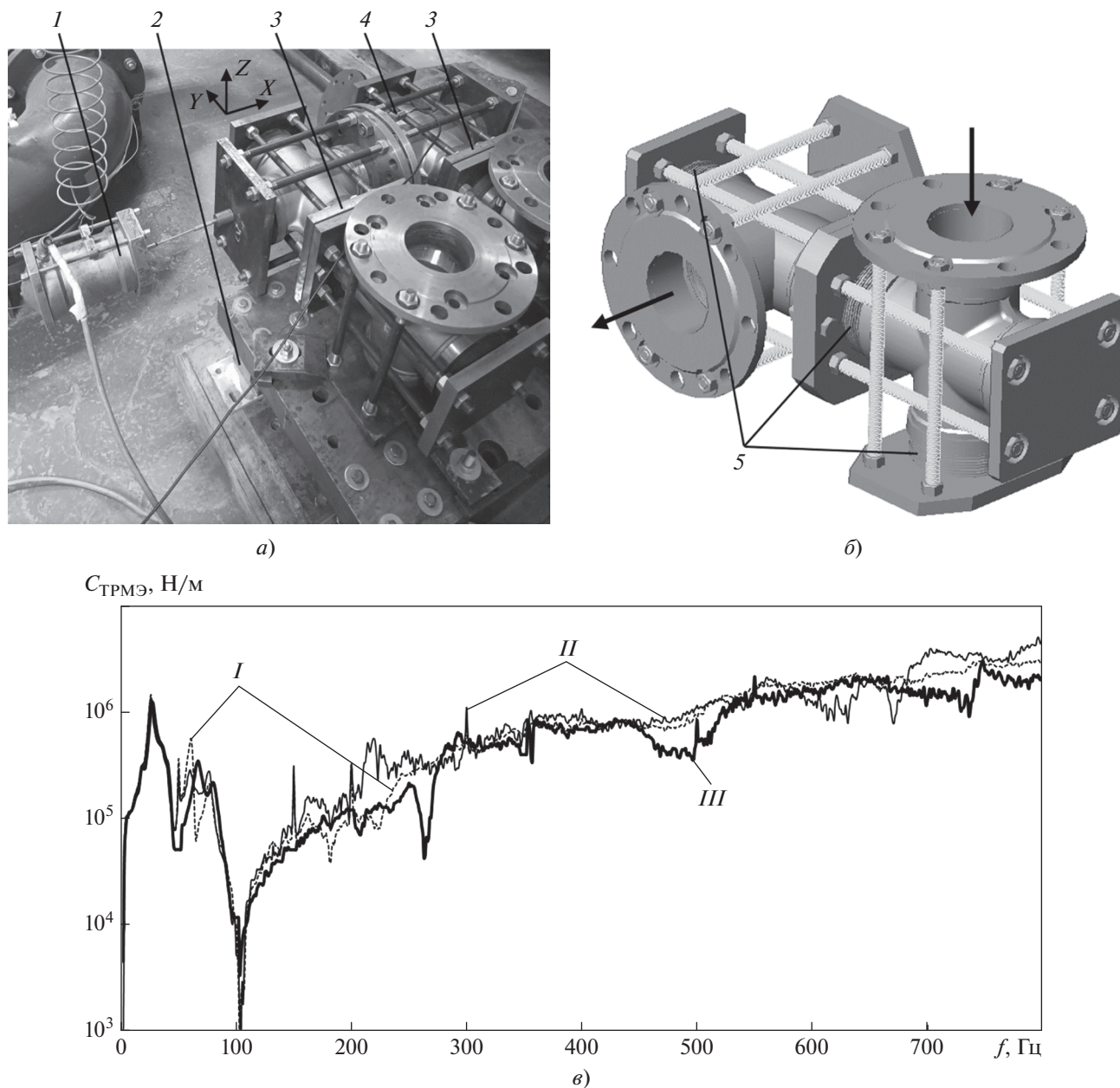


Рис. 3. Определение вибрационной жесткости сборки из двух спаренных угловых компенсаторов с ТРМЭ.

а – экспериментальный стенд; *б* – 3D-чертеж (стрелками показано направление движения воды через компенсатор); *в* – график влияния частоты деформирования компенсатора f (при наличии и отсутствии воды в нем) на переходную вибрационную жесткость $C_{\text{ТРМЭ}}$ компенсатора с ТРМЭ. *I* – вибратор; *2* – датчик силы; *3* – компенсатор с ТРМЭ; *4* – акселерометр; *5* – упругие элементы ТРМЭ, работающие на сдвиг.

Среда внутри компенсатора при различном давлении: *I* – вода (0.16 МПа); *II* – вода (0.64 МПа); *III* – воздух (0.16 МПа)

при отсутствии возбуждения (при выключенном насосе). Этот сигнал обусловлен электрической наводкой, возникающей в низковольтных первичных каналах измерения сил и ускорений, несмотря на применяемую прецизионную современную виброизмерительную аппаратуру фирмы Brüel & Kjær. Как правило, наблюдается еще и механическая составляющая помехи, возникающая

под влиянием оборудования, работающего где-то рядом (не в лаборатории).

При наличии воды в системе трубопроводов и компенсаторах, но отсутствии ее протока и возбуждении насоса вибратором значение $\Delta Q(f)$ уменьшается, хотя и остается существенно больше единицы (порядка 10, кривая 2 на рис. 7, *а*, *б*). При протоке воды от насоса со скоростью 5 м/с

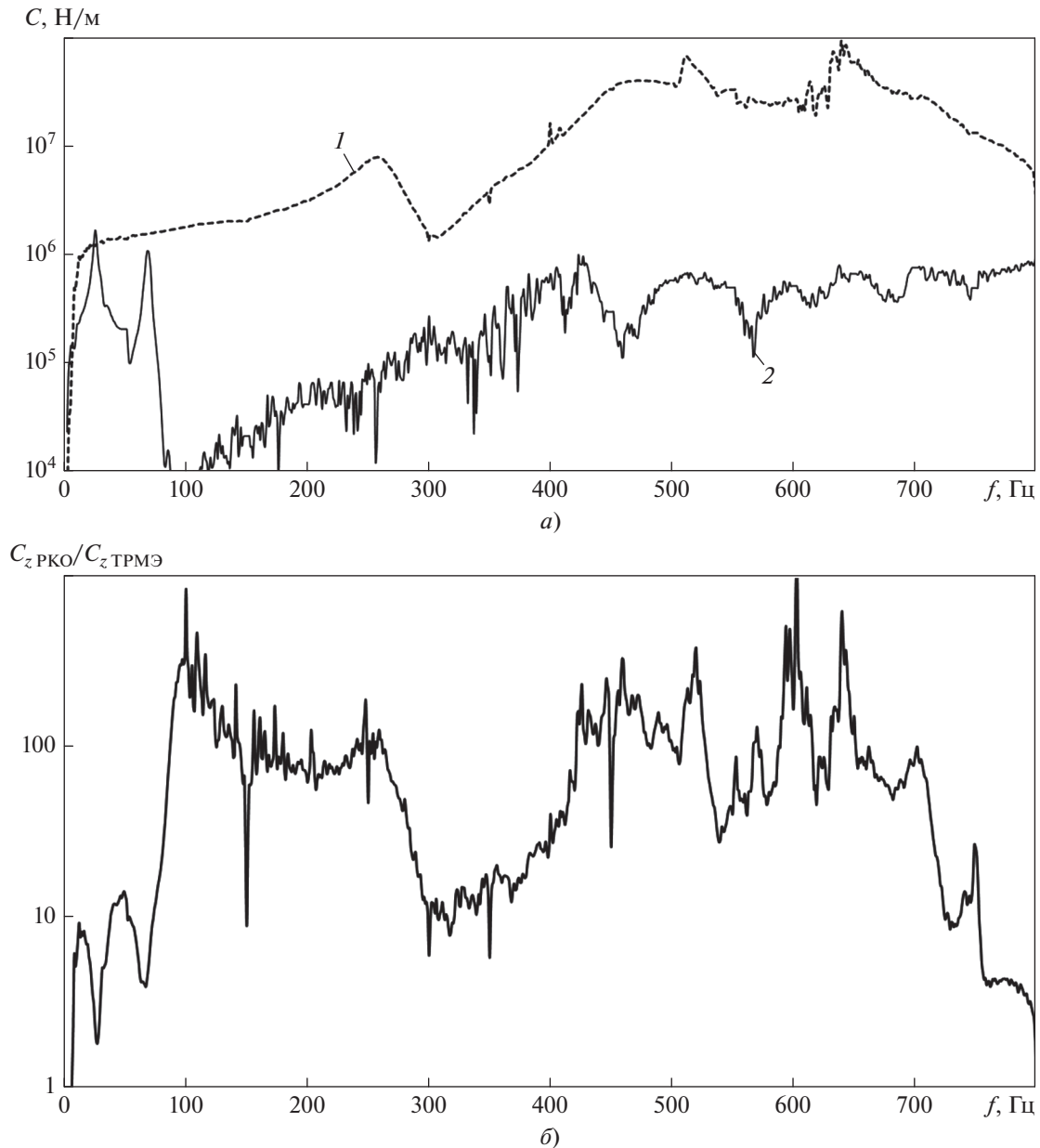


Рис. 4. График зависимости вибрационных жесткостей компенсаторов с РКО (1) и ТРМЭ (2) (а) и отношения вибрационных жесткостей $C_{z \text{ РКО}}/C_{z \text{ ТРМЭ}}$ от частоты деформирования компенсатора f

отношение $\Delta Q(f)$ уменьшается еще больше (кривая 3 на рис. 7, б, в), причем при некоторой частоте (150–200 и 450–500 Гц) становится меньше единицы.

Для других направлений (поперечного и горизонтального) для всаса и нагнетания насосом рабочей среды, а также перепадов вибрации между фланцами насоса и трубопроводов эффективность компенсаторов с ТРМЭ по сравнению с компенсаторами с РКО в 10–100 раз выше при наличии воздуха. Она уменьшается на порядок при наличии воды (но отсутствии ее протока) и

еще больше снижается (почти на порядок) при движении воды через компенсаторы и трубопроводы.

ПРИЧИНЫ СНИЖЕНИЯ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПРИ ПРОТОКЕ ВОДЫ ЧЕРЕЗ КОМПЕНСАТОРЫ

Вибрации и вибрационные силы могут передаваться через компенсаторы трубопроводов с жидкостью следующим образом:

по структуре компенсатора и его упругих элементов;

посредством пульсаций давления, возникших в самом компенсаторе при его вибрационном деформировании (физические и расчетные модели появления пульсаций давления рабочей среды при вибрационном деформировании компенсаторов с жидкостью рассмотрены в работе [5]);

при возникновении динамических сил от внутреннего статического давления в компенсаторе из-за колебательного изменения площадей упругих элементов, на которые действует это давление, при их вибрационном деформировании;

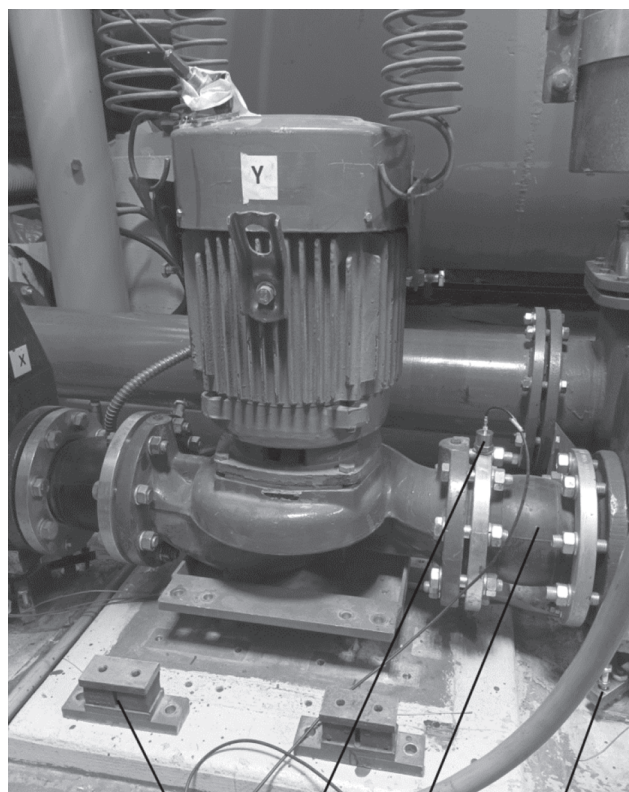
под действием пульсаций давления, возникших в трубопроводе до входа в компенсатор, например от работающего насоса, и действующих на стенки компенсатора и находящегося за ним трубопровода;

из-за пульсаций давления, появившихся в самом компенсаторе при протокe рабочей жидкости и обусловленных вихреобразованием при обтекании потоком внутренних элементов компенсатора.

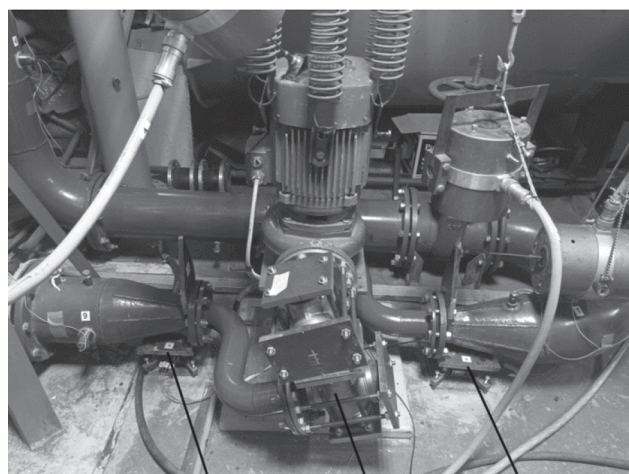
Причина снижения виброизолирующей способности компенсаторов — пульсации давления рабочей среды. Они действуют как на внутреннюю поверхность самого компенсатора, так и на систему трубопроводов, поверхность которых существенно (на несколько порядков) больше, чем у компенсатора. Пульсации, возникающие при возбуждении насоса вибратором и протокe рабочей среды, влияют на виброизолирующую способность компенсаторов по-разному (см. рис. 6). Пульсации, появляющиеся при движении рабочей среды через компенсатор с ТРМЭ, заметно превышают таковые от протокa через компенсатор с РКО (рис. 8). Эти пульсации обусловлены поворотами потока внутри компенсатора с ТРМЭ и сопровождаются большими гидравлическими потерями в компенсаторе с ТРМЭ по сравнению с компенсатором с РКО (рис. 9).

Несмотря на необходимость разрабатывать компенсаторы трубопроводов с хорошими виброизолирующими качествами, вопросы, возникающие при их создании, рассмотрены исключительно в монографии [1], причем только в виде методик определения вибрационных характеристик компенсаторов без рекомендаций по их совершенствованию. Авторам настоящей статьи удалось создать конструкцию компенсатора, обладающего виброизолирующими качествами, в 100 раз лучшими в широком диапазоне частот до 800 Гц, чем у серийных компенсаторов, в том числе при наличии внутри них воды. Виброизолирующие характеристики компенсаторов были определены с помощью методик, описанных в [1].

Однако при испытаниях в системе трубопроводов выяснилось, что эффективность как новой, так и серийной конструкции компенсатора зависит от наличия несжимаемой рабочей среды (для нового компенсатора на отдельном стенде при



а)



б)

Рис. 5. Стенд трубопроводов для испытаний компенсаторов с РКО (а) и ТРМЭ (б) с протоком воды.

1 — амортизаторы; 2 — акселерометр; 3 — РКО; 4 — датчик силы; 5 — компенсатор с ТРМЭ

испытаниях по методикам [1] это влияние практически отсутствует, см. рис. 3) и протокa рабочей жидкости. Из-за наличия воды без ее протокa виброизолирующая способность снижается на порядок, а при пульсациях давления от протокa она еще более ухудшается.

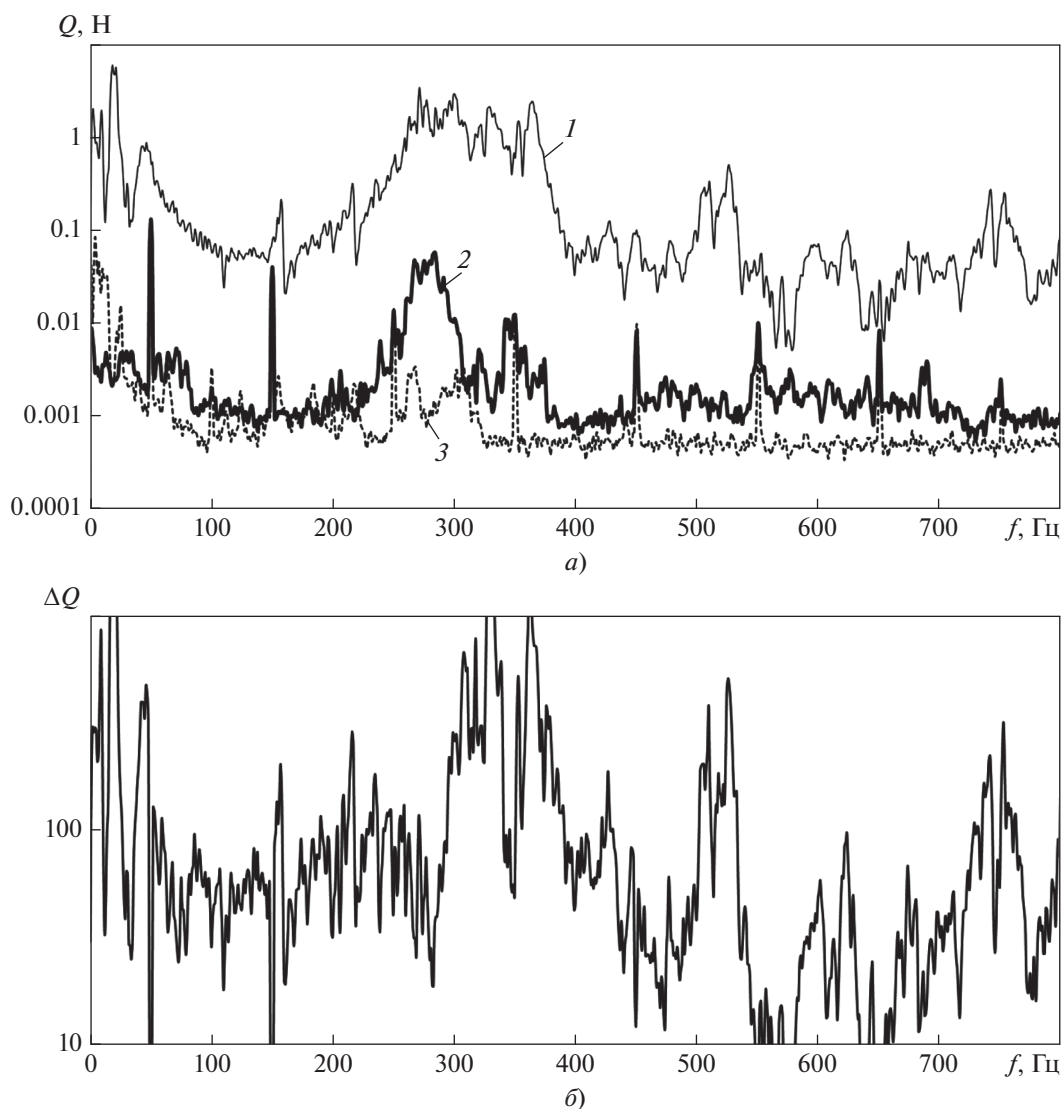


Рис. 6. Динамические силы под фланцем трубопровода за компенсаторами с РКО $Q_{z \text{ РКО}}$ и ТРМЭ $Q_{z \text{ ТРМЭ}}$ в вертикальном направлении z при заполнении компенсаторов и трубопроводов воздухом и возбуждении вибратором насоса (а) и отношение этих сил $\Delta Q = Q_{z \text{ РКО}} / Q_{z \text{ ТРМЭ}}$ (б) при различных частотах деформирования f .

1 – $Q_{z \text{ РКО}}$; 2 – $Q_{z \text{ ТРМЭ}}$; 3 – помеха

Средствами дальнейшего повышения эффективности виброизолирующего компенсатора в составе трубопровода могут служить гасители пульсаций давления, размещенные на входе в компенсатор, выходе из него и в самом компенсаторе, а также направляющие решетки (ламинаризаторы), установленные в компенсаторе и на прилегающих к нему участках трубопроводов. И те и другие снижают вихреобразование. Конструкции гасителей пульсаций и направляющих решеток довольно подробно рассмотрены в литературе, посвященной течениям жидкости в трубопроводах и их элементах, например в [6, 7]. Оптимальная конструкция этих элементов и место их установки, выбранное с целью снизить передачу вибрации че-

рез компенсаторы трубопроводов с жидкостью, являются предметом дальнейших исследований. Возможно применение методов активного гашения пульсаций давления, вибрации и динамических сил для уменьшения их передачи через компенсатор [2].

ВЫВОДЫ

1. Рабочая среда и наличие ее протока оказывают существенное влияние на передачу вибрации от энергетической установки через виброизолирующие компенсаторы трубопроводов. Вибрационная жесткость новой конструкции компенсаторов трубопроводов с жидкостью, измеренная на специальном стенде, уменьшена в 100 раз в диапа-

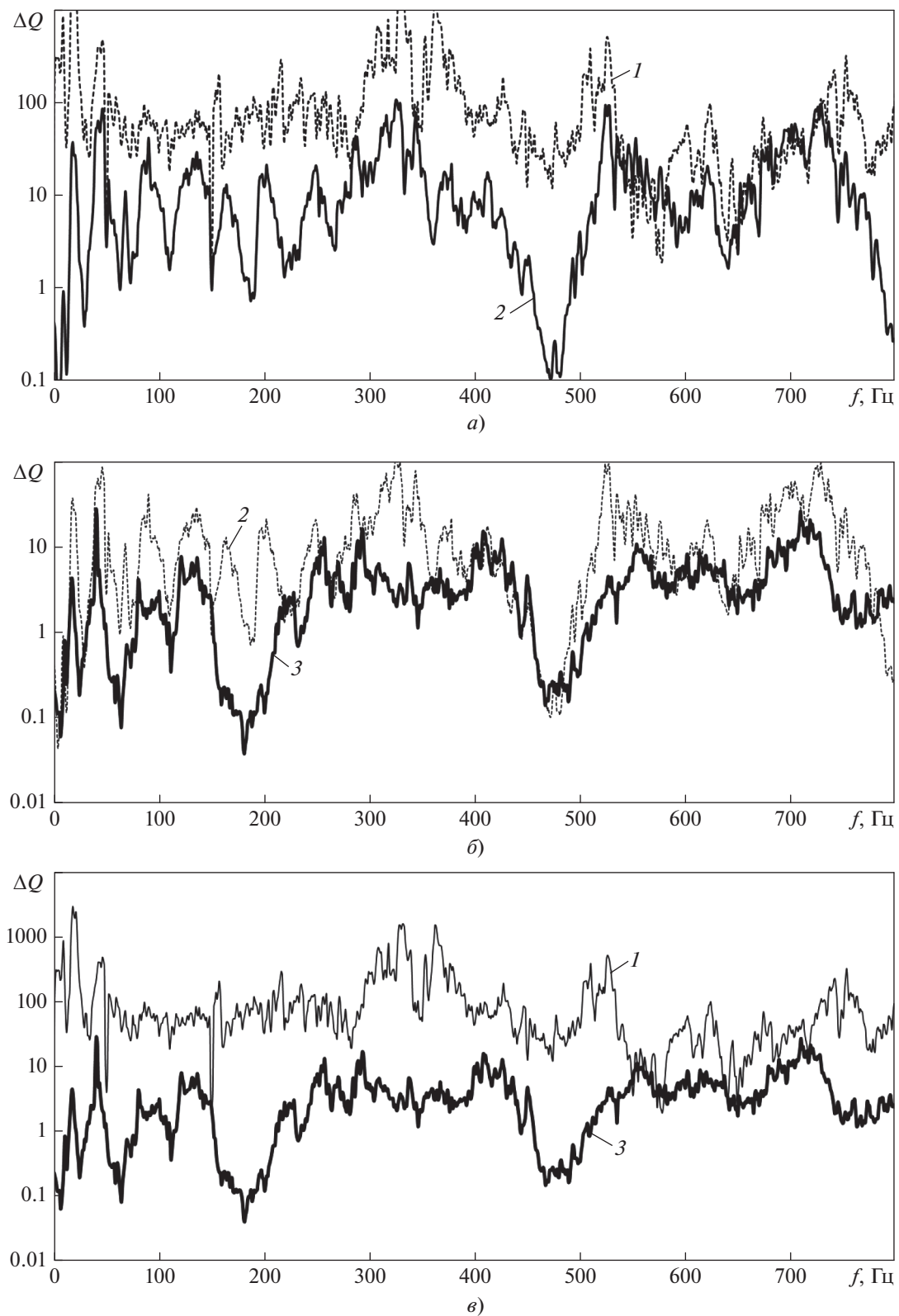


Рис. 7. Зависимости отношения динамических сил $\Delta Q = Q_{z \text{ РКО}} / Q_{z \text{ ТРМЭ}}$ за компенсатором с РКО к силам за компенсатором с ТРМЭ от частоты деформирования f . Среда внутри компенсаторов и трубопроводов: а – воздух (1) и вода без протока (2) (возбуждение вибратором); б – вода без протока (2) и с протоком (3); в – воздух (1) и вода с протоком (3) от насоса

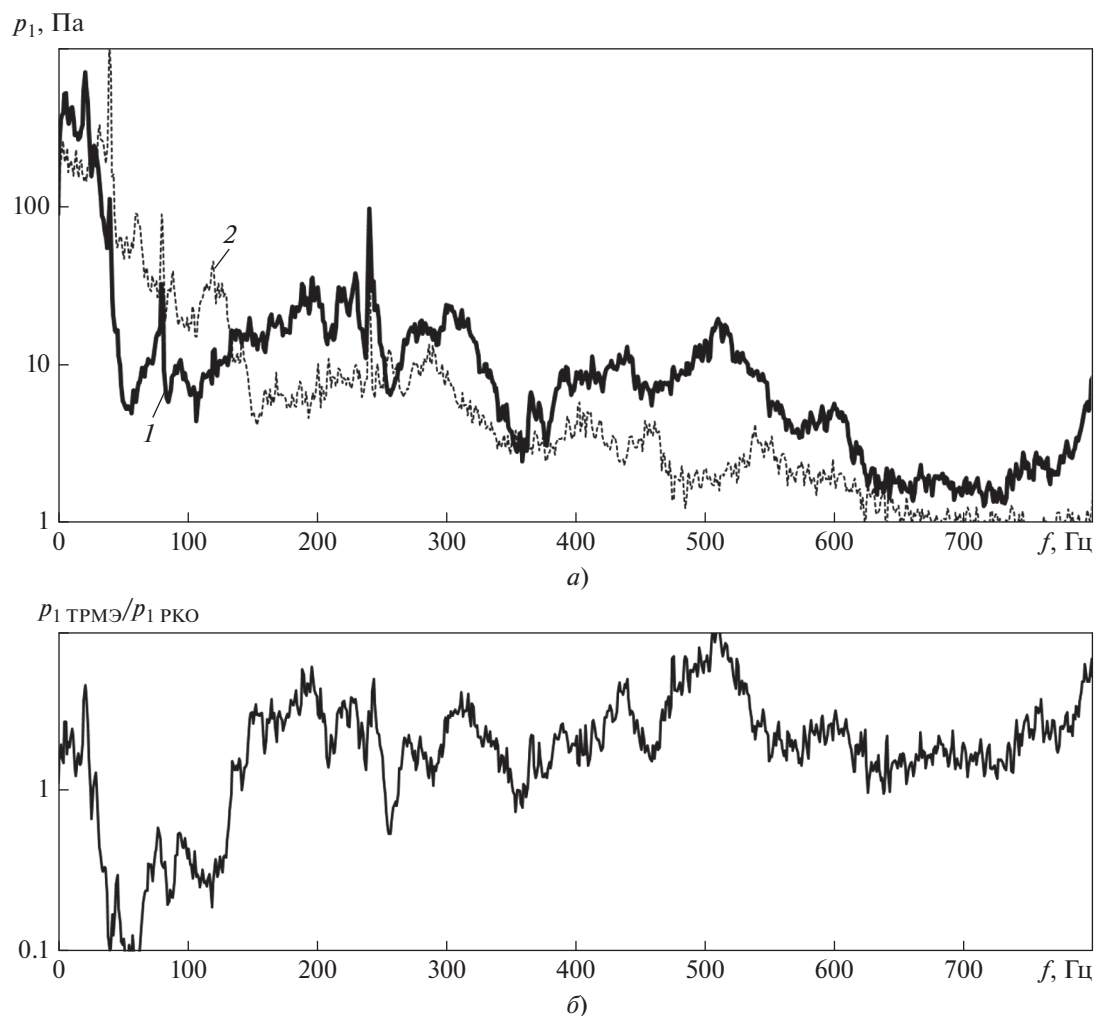


Рис. 8. Графики пульсаций давления p_1 при нагнетании рабочей среды насосом за компенсатором с ТРМЭ $p_{1 \text{ ТРМЭ}}$ (1) и РКО $p_{1 \text{ РКО}}$ (2) (а) и их отношений $p_{1 \text{ ТРМЭ}}/p_{1 \text{ РКО}}$ (б) при скорости потока 5 м/с

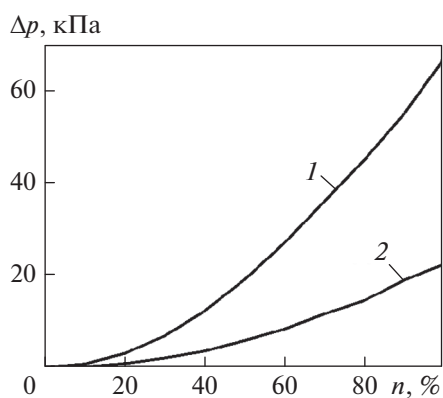


Рис. 9. Перепад давления Δp на компенсаторах с ТРМЭ (1) и с РКО (2) при нагнетании рабочей среды насосом в зависимости от изменения числа оборотов вала насоса n от номинального значения 3000 мин^{-1}

зоне частот от 50 до 800 Гц по сравнению с жесткостью серийного компенсатора на основе резино-кордной оболочки. В составе стенда трубопроводов при наличии в них воздуха эффективность новых виброизолирующих компенсаторов оказывается в 100 раз выше. Однако она уменьшается на порядок при наличии воды, но отсутствии ее потока и еще больше снижается при потоке воды через компенсаторы и трубопроводы.

2. Падение эффективности виброизолирующих компенсаторов обусловлено пульсациями давления рабочей среды, возникающими как при возбуждении насоса вибратором, так и при потоке рабочей среды. Пульсации действуют и на внутреннюю поверхность компенсатора, и на систему трубопроводов.

3. Эффективность виброизолирующего компенсатора в составе трубопровода может быть увеличена с помощью гасителей пульсаций давления,

установленных на входе в компенсатор, на выходе из него и внутри самого компенсатора, а также при использовании направляющих решеток (ламинаризаторов), расположенных в компенсаторе и на прилегающих к нему участках трубопроводов. В обоих вариантах снижается вихреобразование. Для дальнейшего совершенствования виброзащиты принципиально важно проводить исследования по совместной работе этих элементов, оптимальному их размещению в пространственной системе трубопроводов и создавать соответствующие методики расчета. Возможно применение методов активного гашения пульсаций давления, вибрации и динамических сил для снижения их передачи через компенсатор.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попков В.И., Попков С.В. Колебания механизмов и конструкций. СПб.: Сударыня, 2009.
2. Пространственное активное подавление вибрации, вибрационных сил и пульсаций давления, переда-

ваемых компенсаторами трубопроводов с жидкостью / А.В. Кирюхин, О.О. Мильман, А.В. Птахин, А.А. Кирюхин, Л.Н. Сerezкин // Теплоэнергетика. 2021. № 7. С. 35–48.
<https://doi.org/10.1134/S0040363621130014>

3. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов. М.: Машиностроение, 1982.
4. Гусенков А.П., Лукин Б.Ю., Шустов В.С. Унифицированные гибкие элементы трубопроводов: справ. пособие. М.: Изд-во стандартов, 1988.
5. Development and calculation-experimental analysis of pressure pulsations and dynamic forces occurrence models in the expansion joints of pipelines with fluid / A.V. Kiryukhin, O.O. Milman, A.V. Ptakhin, L.N. Serezkin, A.V. Kondratev // Int. J. Appl. Eng. Res. 2017. V. 12. Is. 19. P. 8209–8216.
6. Ганиев Р.Ф. Нелинейные резонансы и катастрофы. Надежность, безопасность и бесшумность. М.: Ижевск: Регулярная и хаотическая динамика, 2013.
7. Снижение вибрации и шума гидравлических приборов систем управления техническими средствами / Э.Г. Берестовицкий, Ю.А. Гладилин, В.И. Голованов, И.А. Сарафанов. СПб.: Астерион, 2008.

Development of Compensators to Improve Vibration Isolation of Equipment of Thermal Plants through Pipelines and the Influence of Liquid Flow on the Effectiveness of Vibration-Isolating Compensators

A. V. Kiryukhin^{a, b, *}, O. O. Milman^{a, b}, L. N. Serezkin^b, E. A. Loskareva^b, and P. Yu. Dneprovskaya^b

^a Scientific and Production Innovation Enterprise Turbokon, Kaluga, 248021 Russia

^b Tsiolkovsky Kaluga State University, Kaluga, 248023 Russia

*e-mail: turbocon@kaluga.ru

Abstract—The results of experimental studies on the creation of highly efficient designs of vibration-isolating compensators for pipelines with liquid are considered. It is noted that the only way to evaluate the effectiveness of various compensators in reducing vibration at different frequencies currently is to compare their transient vibration stiffness or transient mechanical impedance, which were measured on special stands at a given frequency. The stiffness of the compensator increases significantly with increasing frequency vibrations. Hazardous frequencies may vary between piping systems. For this reason, it is impossible to set an integral criterion for the effectiveness of a vibration-isolating compensator, similar to static stiffness. The results of measurements carried out on a special stand on the transitional vibration stiffness of a new design compensator with thin-layer rubber-metal elements (TRME) are presented. The rigidity decreased by 10 or 100 times or more in the frequency range from 50 to 800 Hz relative to the rigidity of a serial compensator based on rubber cord casing (RCC), including in the presence of water inside it. It has been experimentally shown that the vibration-isolating ability of the same compensator as part of a pipeline system, determined by the value of the dynamic force transmitted by the compensator to the pipeline from the pump, significantly depends on the presence of water in them and its flow, which is not taken into account in known methods. The results of testing compensators with RCC and TRME with a bore diameter of 80 mm as part of a stand with a ring pipeline system, a pump, systems for monitoring the flow of the working fluid, vibrations, pressure pulsations, and dynamic (vibration) forces transmitted by the compensators to the pipeline are presented. In a stand with pipelines, the efficiency of vibration-isolating compensators with TRME is still 10 and 100 times higher than compensators with RCC in the absence of water and decreases by an order of magnitude in the presence of water without its flow when the pump is vibrated by a vibrator. Efficiency decreases even further if water flows through expansion joints and pipelines while the pump is running.

Keywords: pipeline, compensator, vibration, dynamic force, statistical stiffness, pressure pulsation, vibration frequency, vibration isolation, efficiency