

РАЗРАБОТКА МОДЕЛЬНОГО ПРУЖИННОГО ДЕМПФЕРА КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ

М.Н. Покусаев

evt2006@rambler.ru

К.О. Сибряев

М.М. Горбачев

max9999_9@mail.ru

А.Д. Ибадуллаев

adel.ibadullaev99@mail.ru

ФГБОУ ВО «АГТУ», г. Астрахань, Российская Федерация

Аннотация

Пружинные демпферы крутильных колебаний с гидравлическим наполнителем в виде моторного масла получили в последнее время достаточно большое распространение в главных энергетических установках судов. Такие ведущие фирмы-производители, как Wartsila (Финляндия), МАК (Германия), Caterpillar (Япония) и другие, наряду с традиционными силиконовыми демпферами стали устанавливать в судовых дизелях пружинные демпферы крутильных колебаний. Это вызвано усложнением конструктивных схем судовых машинно-двигательных комплексов, установкой дизелей повышенной оборотности с наддувом, применением винторулевых колонок, упругих муфт, карданных валов и других элементов, что увеличивает число опасных резонансных крутильных колебаний и делает более эффективным в таких условиях применение пружинных демпферов в отличие от силиконовых. Если теоретические основы расчета параметров пружинных демпферов крутильных колебаний приводятся в ряде источников, то практические исследования в большинстве своем являются закрытой информацией зарубежных фирм-производителей. Описана методика разработки модельного пружинного демпфера для проведения исследований в лабораторных условиях на стенде испытательного центра МТС ФГБОУ ВО «АГТУ» по изучению работоспособности демпферов в зависимости от их технического состояния и других актуальных вопросов в области крутильных колебаний

Ключевые слова

Судовая энергетическая установка, физическое моделирование, пружинный демпфер, крутильные колебания, судовый дизель

Поступила 15.02.2023

Принята 06.03.2023

© Автор(ы), 2023

Введение. *Актуальность исследования.* Крутильные колебания остаются опасным явлением для судовых машинно-двигательных комплексов (МДК) и приводят к аварийным поломкам их элементов. Примеры подобных аварийных поломок описываются во многих источниках [1–5] и касаются повреждений коленчатых валов судовых дизелей, поломок промежуточных и гребных валов. Демпферы крутильных колебаний изначально устанавливаются на судовых дизелях для снижения опасных крутильных колебаний моторной формы, но их эффективность напрямую зависит от вида и сложности всего судового МДК и условий его работы. В последнее время на дизелях судов смешанного плавания устанавливаются пружинные демпферы. По мнению авторов, это связано с тем, что современные главные энергетические установки транспортных судов проектов RST, RSD и другие имеют в своем составе дизели с наддувом повышенной «оборотности» (форсированные дизели), а также такие элементы, как редукторы, мультипликаторы, валогенераторы, гребные винты регулируемого шага, винторулевые колонки и упругие муфты. Все это приводит к появлению большого числа резонансных форм крутильных колебаний, частота которых входит в рабочий диапазон частот вращения коленчатого вала главного двигателя.

Рассмотрим приведенное утверждение подробнее для его обоснования. Во-первых, с установкой дизелей повышенной оборотности (например, дизелей Wartsila 6L20, Wartsila 9L20, номинальная частота вращения которых составляет 1000 мин^{-1}) расширяется и рабочий диапазон резонансных частот. Для сравнения, у популярных ранее дизелей 8NVD48A2U (8ЧНР32/48) фирмы SKL (Германия) и отечественных дизелей Г70 (6ЧРН36/45, АО «РУМО», г. Нижний Новгород) [6] номинальная частота вращения составляет 375 мин^{-1} . Это указывает на то, что вероятность попадания в рабочий диапазон частот вращения главного двигателя резонансных частот высоких порядков (2-го и более) будет значительно выше, чем у ранее применявшихся схем судового МДК со среднеоборотными дизелями.

Во-вторых, наличие в составе МДК таких элементов, как редукторы, мультипликаторы, винторулевые колонки, приводит к возникновению сложных форм крутильных колебаний, включая валопроводные, а также опасных окolorезонансных вынужденных колебаний. Касательные напряжения в элементах МДК таких судов достигают высоких значений и их необходимо снижать до допустимого уровня с помощью демпферов или антивибраторов.

Современные пружинные демпферы крутильных колебаний с рессорными или цилиндрическими пружинами имеют проточную систему

для поступления внутрь конструкции смазочного масла от дизеля. Масло выполняет две главные функции — создание жидкостного демпфирования и охлаждение деталей демпфера от теплоты, возникающей при трении. Помимо жидкостного демпфирования в гасителях крутильных колебаний такого типа создается упругий восстанавливающий момент в пружинах, что приводит к снижению амплитуды крутильных колебаний.

Пружинные демпферы на рынке судовой техники в основном представлены зарубежными фирмами такими, как Geislinger (Австрия), MAN (Германия) и другими, что приводит к проблеме импортозамещения в данной области, поскольку в России подобные конструкции не выпускаются. Методики расчета параметров зарубежных демпферов фактически являются ноу-хау и в открытой печати не приводятся. Однако элементы методики расчета параметров демпферов крутильных колебаний (включая силиконовые) содержатся в каталогах фирмы Geislinger, а также, в отечественной и зарубежной научной литературе [7–14]. В то же время очень слабо представлены экспериментальные исследования по работоспособности пружинных демпферов судовых дизелей с изменением их технического состояния в отличие, например, от силиконовых. К сожалению, полностью отсутствует методика, одобренная классификационными обществами, по безразборной оценке технического состояния пружинных демпферов, в отличие от силиконовых. В настоящее время техническое состояние пружинных демпферов оценивается путем их демонтажа, вскрытия и осмотра с визуальным определением состояния пружинных элементов и проведением контрольных измерений. Оценку технического состояния необходимо выполнять периодически, после 10 000...12 000 ч наработки, применяя специальное оборудование, а также привлекая специалистов фирмы-производителя или аккредитованных центров, что усложняет задачу для судовладельца.

Теоретической базой для проведения исследований по оценке работоспособности пружинных демпферов судовых дизелей являются, например [7, 12, 14, 15], а также данные фирм Geislinger, MAN и др.

Применение готовых конструкций пружинных демпферов крутильных колебаний судовых дизелей для практических исследований зависит от нескольких параметров: массогабаритных показателей демпферов, их стоимости и доступности. Например, суммарная масса демпфера Geislinger модели D14/60/2 (который устанавливается на дизелях Wartsila 9L20) составляет 139 кг, внешний диаметр 600 мм, что ограничивает его применение на безмоторных испытательных стендах. В частности, это невозможно для лабо-

раторного стенда испытательного центра МТС ФГБОУ ВО «АГТУ». Цена даже небольшого демпфера Geislinger модели D25 составляет от 500 тыс. руб. (без стоимости доставки и монтажных работ), а доступность зарубежных демпферов в настоящее время ограничена.

В связи с этим наиболее вероятными решениями для проведения практических исследований являются математическое моделирование с использованием компьютерных программ и физическое моделирование с помощью модельного демпфера (с соблюдением требований теории подобия).

Кроме того, исследования по проектированию, технической эксплуатации и ремонту пружинных демпферов крутильных колебаний необходимы для разработки и промышленного производства отечественных демпферов и приобретения Россией технического суверенитета в данной области.

Методика разработки модельного пружинного демпфера крутильных колебаний. При разработке модельных конструкций руководствуются основными положениями теории подобия, которая требует соблюдения ряда условий, перечисленных в [7, 16] и др. Применительно к модели пружинного механического демпфера необходимо соблюдение геометрического, кинематического и динамического подобий. Поскольку все это требует особого внимания, рассмотрим данные аспекты более подробно.

Геометрическое подобие подразумевает соотношение размеров реальной и модельной конструкций с единым масштабным коэффициентом. В первую очередь следует рассмотреть возможность проведения испытаний модельного демпфера на имеющемся в ФГБОУ ВО «АГТУ» лабораторном стенде, на котором моделируется работа судового МДК с генерацией, регулировкой и демпфированием крутильных колебаний [11] (рис. 1). Для лабораторного стенда внешний диаметр модельного демпфера (по опыту эксплуатации стенда — модельного силиконового демпфера) должен составлять 315 мм. Если взять в качестве прототипа реального устройства демпфер Geislinger модели D60/14/2 (рис. 2), то его внешний диаметр составит 600 мм. Таким образом, по внешнему диаметру коэффициент геометрического подобия будет равен $600/315 = 1,9$.

Отметим, что на рис. 2 демпфер Geislinger модели D60/14/2 приведен со снятой крышкой, а на рис. 3 модельный демпфер имеет прозрачную крышку для возможности визуального наблюдения за деформацией пружин с помощью высокоскоростной съемки, дополнительно на крышке и маховой массе нанесена градуировка с ценой деления 1 град поворота.

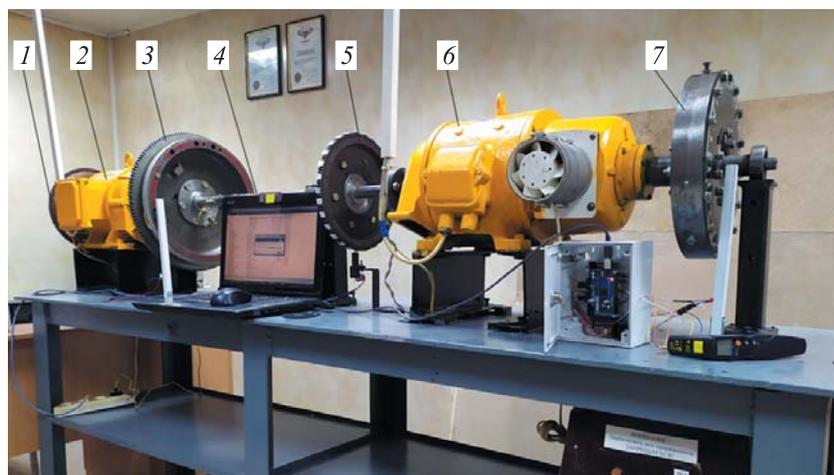


Рис. 1. Лабораторный стенд испытательного центра МТС ФГБОУ ВО «АГТУ»:
1, 5 — малые измерительные шестерни; 2 — генератор постоянного тока;
3 — маховик с большой измерительной шестерней; 4 — вал лабораторного стенда;
6 — электродвигатель постоянного тока; 7 — силиконовый демпфер крутильных колебаний

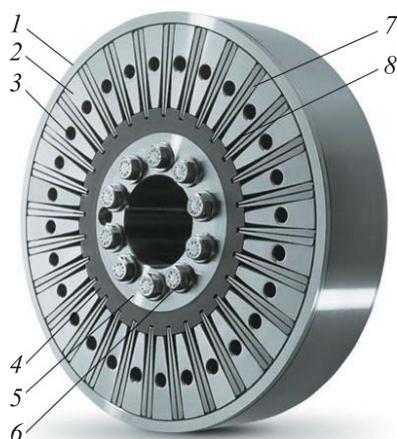


Рис. 2. Конструкция демпфера Geislinger модели D60/14/2:

1 — внешний корпус; 2 — вставка маховой массы; 3 — отверстие крепления маховой массы с крышкой; 4 — внутренний обод для фиксации рессорных пружин; 5 — фланец для крепления демпфера к коленчатому валу дизеля; 6 — болты для крепления демпфера к коленчатому валу дизеля; 7 — рессорные пружины; 8 — полости для прохождения масла

Определенные путем геометрического подобия размеры для модельного демпфера приведены на рис. 3.

Физическое подобие. Полученный коэффициент геометрического подобия нельзя применять для ряда параметров, влияющих на крутильную податливость (жесткость) демпфера (например, для числа пружинных пакетов, толщины и длины пружин), так как это будет относиться к физическому подобию процессов снижения крутильных колебаний в демпфере и зависеть от параметров крутильно-колеблющейся системы, к которой присоединяется демпфер.

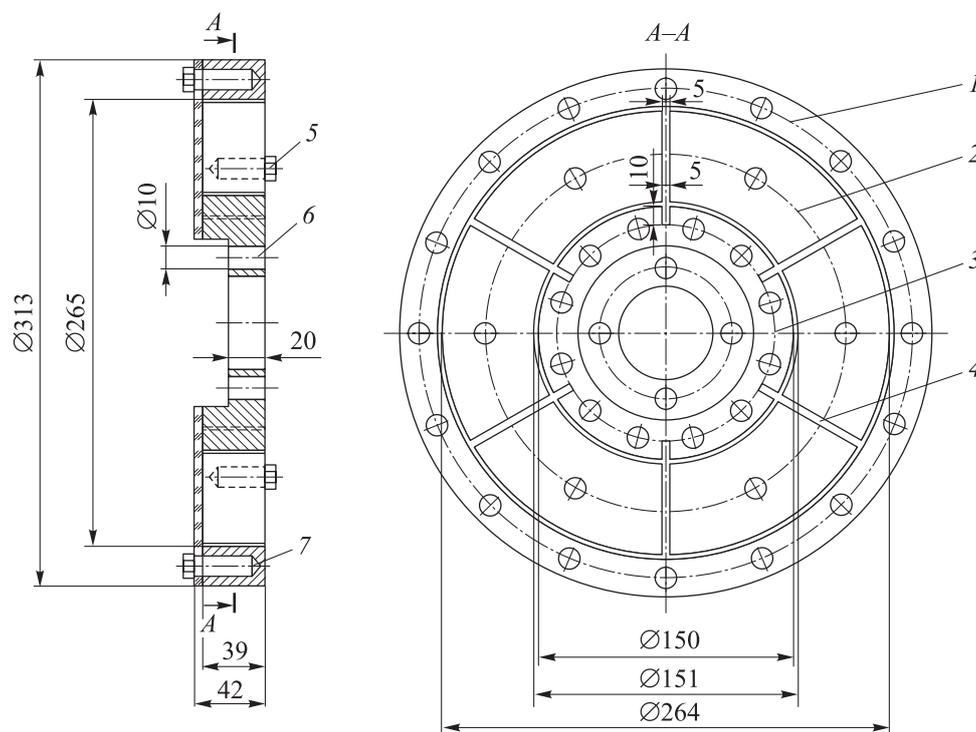


Рис. 3. Геометрические характеристики модельного демпфера:

- 1 — внешний корпус; 2 — вставки маховой массы; 3 — внутренний корпус;
- 4 — место для установки рессорных пружин; 5 — болты крепления вставки маховой массы к крышке; 6 — отверстия для крепления демпфера к муфте стенда;
- 7 — болты крепления прозрачной крышки к внешнему корпусу

Для оценки податливости пружинного демпфера можно использовать методику [7], а также методику, основанную на конструктивных размерах демпфера.

В первую очередь рассчитывают податливость демпфера по формуле

$$E_{\text{демп(расч)}} = \frac{6l^2}{mE_{\text{мат}}nbh_{\text{ср}}^3(R+1)}, \quad (1)$$

где l — длина пластин; m — число пружинных пакетов; $E_{\text{мат}}$ — модуль упругости материала пружинных пластин; n — число пружин в пружинных пакетах; b — ширина пластин; $h_{\text{ср}}$ — средняя толщина пластин; R — расстояние от центра демпфера до крепления пластин во внутреннем кольце.

Формула для расчета жесткости демпфера имеет вид

$$C_{D(\text{расч})} = \frac{1}{E_{\text{демп(расч)}}}. \quad (2)$$

Проведенные авторами расчеты по формулам (1), (2) показали, что расчетное значение жесткости для демпфера Geislinger модели D60/14/2 составляет $1,43 \cdot 10^6$ Н · м/рад при заводской жесткости $1,4 \cdot 10^6$ Н · м/рад, таким образом, отличие составляет не более 2 %.

Для лабораторного стенда следует использовать модельный пружинный демпфер с возможностью различной настройки жесткости, что может быть обеспечено изменением устанавливаемых пружин и их толщины (этот метод реализуется и для реальных демпферов Geislinger). Размеры (длина, ширина) рессорной пружины будут определяться конструктивными размерами демпфера (см. рис. 3) и соответственно равны 70 и 39 мм. Расстояние от центра демпфера до заделки пластин составляет 65 мм и также определяется конструктивными размерами модельного демпфера и его компоновкой.

Момент инерции внешней части демпфера, согласно проведенным расчетам, составляет $0,156$ кг · м², суммарный момент инерции вращающихся масс стенда равен $1,514$ кг · м². Таким образом, момент инерции внешней части демпфера составляет 10 % суммарного момента инерции системы, что соответствует рекомендациям по выбору пружинных демпферов для судовых дизелей, приведенных в каталоге фирмы Geislinger.

Число пружинных пакетов, которое можно установить в демпфер без нарушения балансировки, составит 2, 3, 4, 6 шт. (в демпфере Geislinger модели D60/14/2 пружинных пакетов 24 шт., максимальное число). Число пружин, соответственно, может составить 2, 3, 4, 6, 8, 12 шт., если использовать в пакете одну или две пружины (в демпфере Geislinger модели D60/14/2 пружин 48 шт., максимальное число). Толщина пружин 1...2 мм (в демпфере Geislinger модели D60/14/2 толщина пружин 6 мм). Материал пружин — пружинная сталь 65Г¹, применяемая для изготовления рессор различного назначения.

Используя формулы (1) и (2), можно рассчитать жесткость модельного пружинного демпфера для различных вариантов его исполнения, жесткость демпфера может составлять 582...27925 Н · м/рад (рис. 4).

Приведенные параметры обоснованы расчетно-графически по методике фирмы Geislinger, основанной на базе исследований [14], и использованы при расчете параметров пружинного демпфера [13]. Результаты расчета амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) модельного пружинного демпфера приведены на рис. 5.

¹ ГОСТ 14959–2016. Металлопродукция из рессорно-пружинной нелегированной и легированной стали. Технические условия. М., Стандартинформ, 2017.

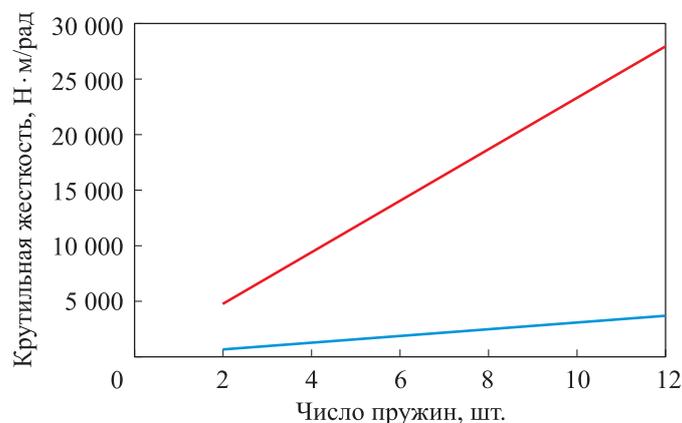


Рис. 4. Зависимости крутильной жесткости модельного демпфера от числа пружин при толщине пластины 1 (—) и 2 мм (—)

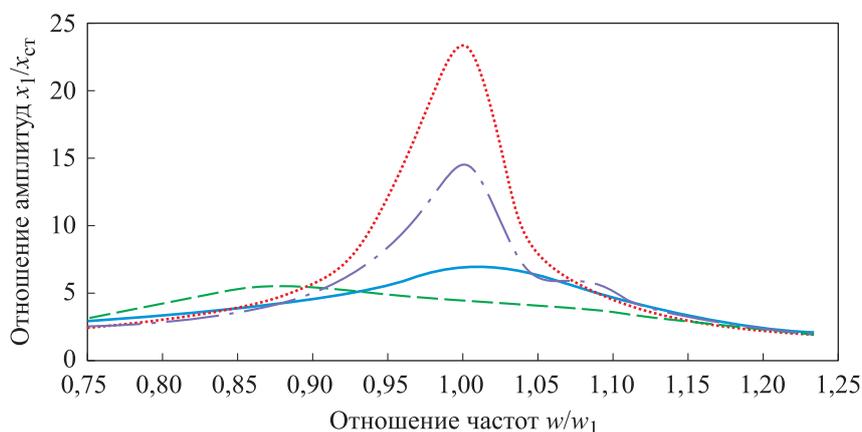


Рис. 5. Расчетная АЧХ модельного пружинного демпфера:
6 пакетов, 12 пружин, 2 мм (—); 2 пакета, 2 пружины, 1 мм (.....);
8 пакетов, 16 пружин, 2 мм (—); 3 пакета, 6 пружин, 2 мм (—)

Согласно АЧХ (см. рис. 5), наиболее эффективной ожидается работа следующего варианта демпфера: 6 пакетов, 12 пружин с толщиной 2 мм. Дальнейший рост числа пружин до 16 шт. не дает серьезного эффекта, но усложняет конструкцию демпфера. Уменьшение числа пружин приводит к резкому падению эффективности демпфера. Для подтверждения расчетов и их корректировки нужно иметь возможность варьировать крутильной жесткостью и провести полный ряд экспериментов с приведенными вариантами конструктивного исполнения демпфера.

Для обеспечения подобия не только механического демпфирования крутильных колебаний в пружинах при их изгибе, но и гидродинамического подобия, модельный демпфер должен смазываться и охлаждаться

моторным маслом класса SAE40 марки LUKOIL NAVIGO TPEO 30/40, которое используется в судовых дизелях Wartsila 6L20 на российском транспортном флоте.

Кинематическое и динамическое подобие. Для кинематического и динамического подобия необходимо соответствие между характеристиками движений модельного и реального демпферов и видами динамических воздействий на модельный демпфер со стороны лабораторного стенда и судового дизеля на реальный демпфер крутильных колебаний. Характер движения реального и модельного демпферов идентичен, поскольку оба участвуют во вращательном движении. Внешняя маховая масса обоих демпферов совершает знакопеременные вращательные движения из-за крутильных колебаний, а пружины испытывают изгибные нагрузки.

Графическое пояснение генерирования крутильных колебаний на лабораторном стенде приведено на рис. 6. Изменяя параметры T_1 (время импульса напряжения) и $T_{\text{ц}}$ (время цикла) можно изменить момент M в электродвигателе, что подобно переменному крутящему моменту в судовом дизеле. Таким образом, сохраняется подобие динамического воздействия со стороны стенда на демпфер крутильных колебаний.

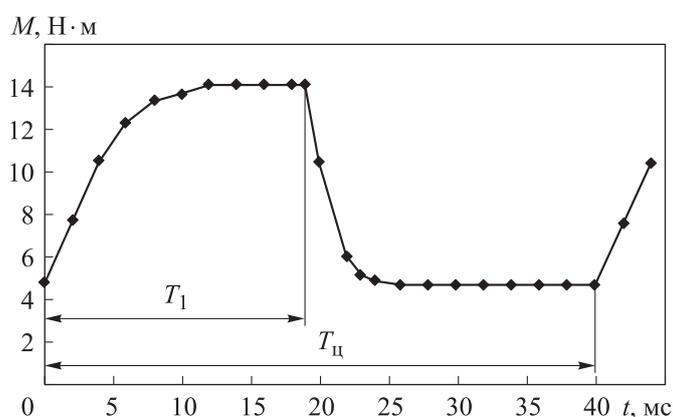


Рис. 6. Зависимость электромагнитного момента на электродвигателе от времени, $M_{\text{ср}} = 8,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Измеряемые параметры при испытаниях. Для оценки работоспособности реальных пружинных демпферов крутильных колебаний в зависимости от технического состояния используют такие параметры, как амплитуда крутильных колебаний или касательные напряжения в элементах судового МДК, частота колебаний, температура масла, входящего и выходящего из демпфера. Это подтверждается рекомендацией фирмы Geislinger — выполнять контрольное торсиографирование после первоначальной установ-

ки пружинного демпфера на дизель или установкой дизеля в главную энергетическую судовую установку. По результатам таких испытаний делают выводы о правильности выбора пружинного демпфера и его эффективности для подтверждения теоретических расчетов. Температуру и давление масла на выходе из пружинных демпферов рекомендуется контролировать, например, для дизелей Sulzer RTA (Финляндия), что помогает избежать локального перегрева деталей демпфера [17].

При испытаниях модельного демпфера на лабораторном стенде центра МТС ФГБОУ ВО «АГТУ» использовалось следующее оборудование:

- тензометрический комплекс Astech Electronics (Великобритания) с программным обеспечением Astech C-Range Logging Version 2.5.0.1825 (Великобритания) и набор фольговых тензодатчиков 2ФКП5-400 (ООО УК «Сибтензоприбор», г. Кемерово), для измерения касательных напряжений и частоты крутильных колебаний;

- пирометр Testo 830-T1 (Германия), занесенный в Госреестр СИ, для измерения температуры поверхности демпфера.

В качестве дополнительного измерительного оборудования, позволяющего проводить постоянное измерение параметров лабораторного стенда, предполагается использование системы мониторинга крутильных колебаний, разработанной специалистами ООО «МИТ» (Москва) и сотрудниками кафедры «Эксплуатация водного транспорта» ФГБОУ ВО «АГТУ» (рис. 7) по результатам реализации гранта «СТАРТ-1» предоставленного Фондом содействия инновациям [18–20].

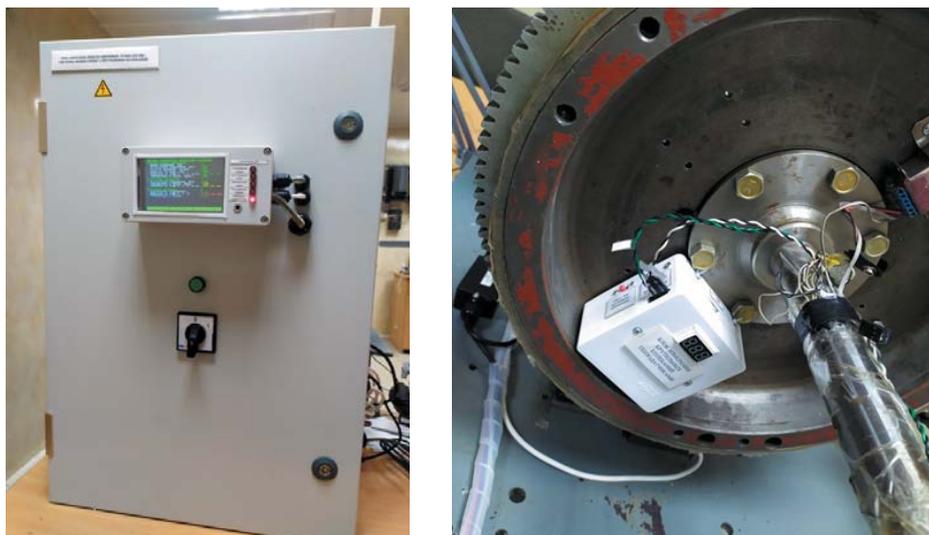


Рис. 7. Система мониторинга крутильных колебаний судовых МДК

Система позволяет вести постоянный контроль и запись на SD-карту памяти таких параметров, как амплитуда крутильных колебаний, касательные напряжения, виброускорение ближайшего к демпферу опорного подшипника (по трем осям) и температура поверхности демпфера. Это позволяет осуществлять более подробный и достоверный анализ результатов эксперимента. Система мониторинга согласована с конструкцией лабораторного стенда и имеет опыт эксплуатации в его составе с 2020 г.

Заключение. Разработка модельного демпфера позволит уменьшить затраты на поиск и приобретение реального пружинного демпфера зарубежной конструкции для проведения практических исследований крутильных колебаний в лабораторных условиях.

Эксперименты на лабораторном стенде испытательного центра МТС ФГБОУ ВО «АГТУ» с различными вариантами технического состояния модельного демпфера позволят накопить результаты практических исследований для формирования безразборной методики оценки технического состояния пружинных демпферов крутильных колебаний.

Применение модельного демпфера даст возможность провести ряд экспериментов для подтверждения теоретических основ методики подбора пружинного демпфера для судового дизеля с учетом конструкции и характеристик МДК.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Викулов С.В. Диагностика коленчатого вала судового дизеля по параметрам крутильных колебаний. *Ползуновский вестник*, 2013, № 4-3, с. 146–150.
- [2] Возницкий И.В. Повреждения и поломки дизелей. Примеры и анализ причин. СПб., Моркнига, 2006.
- [3] Гирин С.Н., Матвеев Ю.И. Анализ поломки гребного вала теплохода «ЭЛАНД». *Научные проблемы водного транспорта*, 2022, № 71, с. 15–28.
DOI: <https://doi.org/10.37890/jwt.vi71.248>
- [4] Мамонтов В.А., Кушнер Г.А., Волков Д.А. Анализ причин повреждений и отказов судовых валопроводов. *Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология*, 2021, № 3, с. 33–39.
- [5] Feese T., Hill C. Guidelines for preventing torsional vibration problems in reciprocating machinery. San Antonio, Engineering Dynamics Incorporated, 2002.
- [6] Бордуков В.Т., Федышин В.И. Дизели и газовые двигатели. Отраслевой каталог. Ч. 1. М., ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991.
- [7] Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. СПб., Наука, 2007.
- [8] Гоц А.Н. Крутильные колебания коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей. Владимир, ВлГУ, 2008.

- [9] Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС. Л., Судостроение, 1968.
- [10] Сахаров А.Б. Защита судовых валопроводов от крутильных колебаний. М., Транспорт, 1988.
- [11] Покусаев М.Н. Демпфирование крутильных колебаний в валах судовых дизелей: моделирование, экспериментальные и натурные исследования. Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Астрахань, ГУМ РФ им. адмирала С.О. Макарова, 2005.
- [12] Hafner K.E., Maass H. Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York, Springer Verlag, 1985.
- [13] Jee J., Kim C., Kim Y. Design improvement of a viscous-spring damper for controlling torsional vibration in a propulsion shafting system with an engine acceleration problem. *J. Mar. Sc. Eng.*, 2020, vol. 8, no. 6, art. 428.
DOI: <https://doi.org/10.3390/jmse8060428>
- [14] Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. М., ФИЗМАТГИЗ, 1960.
- [15] Homik W. Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines. *Polish Marit. Res.*, 2010, vol. 17, no. 1, pp. 62–68.
DOI: <https://doi.org/10.2478/v10012-010-0007-2>
- [16] Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М., Наука, 1977.
- [17] Diesel after-sales service. Oil supply monitoring for geislinger torsional. Winterthur, Switzerland, 1994.
- [18] Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Горбачев М.М. Результаты разработки и испытания прототипа системы мониторинга крутильных колебаний судовых валопроводов в рамках реализации научного гранта «СТАРТ-1». *66-я Междунар. науч. конф. АГТУ*. Астрахань, АГТУ, 2022, с. 271–274.
- [19] Покусаев М.Н., Горбачев М.М. Результаты испытаний прототипа системы мониторинга крутильных колебаний на судне «Иван Поддубный». *Наука и практика–2022. Матер. Всерос. междисциплинар. науч. конф.* Астрахань, АГТУ, 2022, с. 271–274.
- [20] Ибадуллаев А.Д., Сибряев К.О., Стукалов А.С. Анализ работоспособности силиконовых демпферов крутильных колебаний судовых двигателей внутреннего сгорания на основе результатов испытательного центра Marine Technology Service. *Вестник АГТУ. Сер. Морская техника и технология*, 2022, № 3, с. 60–68.
DOI: <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-60-68>

Покусаев Михаил Николаевич — д-р техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация водного транспорта» ФГБОУ ВО «АГТУ» (Российская Федерация, 414056, г. Астрахань, ул. Татищева, д. 16/1).

Сибряев Константин Олегович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация водного транспорта» ФГБОУ ВО «АГТУ» (Российская Федерация, 414056, г. Астрахань, ул. Татищева, д. 16/1).

Горбачев Максим Михайлович — канд. техн. наук, доцент кафедры «Эксплуатация водного транспорта» ФГБОУ ВО «АГТУ» (Российская Федерация, 414056, г. Астрахань, ул. Татищева, д. 16/1).

Ибадуллаев Адель Дамирович — ассистент кафедры «Эксплуатация водного транспорта» ФГБОУ ВО «АГТУ» (Российская Федерация, 414056, г. Астрахань, ул. Татищева, д. 16/1).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Горбачев М.М. и др. Разработка модельного пружинного демпфера крутильных колебаний. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2023, № 4 (147), с. 124–138.

DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-4-124-138>

DEVELOPMENT OF A MODEL SPRING TORSIONAL VIBRATIONS DAMPER

M.N. Pokusaev

evt2006@rambler.ru

K.O. Sibryaev

M.M. Gorbachev

max9999_9@mail.ru

A.D. Ibadullaev

adel.ibadullaev99@mail.ru

FSBEI HE “ASTU”, Astrakhan, Russian Federation

Abstract

Spring torsional vibration dampers with hydraulic fillers in the form of motor oil recently became quite widespread in the main power plants of ships. Such leading manufacturers as Wartsila (Finland), MAK (Germany), Caterpillar (Japan) and others, began to install spring torsional vibration dampers in the marine diesel engines along with the traditional silicone dampers. This is caused by complicated design schemes of the ship propulsion systems, installation of the high rotation velocity supercharged diesel engines, introduction of steering columns, elastic couplings, cardan shafts and other elements, which increases the number of dangerous resonant torsional vibrations and makes the use of spring dampers more efficient, unlike the silicone ones. Though theoretical basis for calculating parameters of the spring torsional vibration dampers is provided in a number of sources, results of practical research by the foreign manufacturing companies remains mostly as the classified information. The paper describes a method for design and development of a model spring damper. Research could be conducted in laboratory conditions at the stand of the MTS Testing Center of the FSBEI HE “ASTU” to study the

Keywords

Marine power plant, physical simulation, spring damper, torsional vibrations, marine diesel

dampers performance depending on their technical condition, as well as other topical issues in the torsional vibrations area

Received 15.02.2023

Accepted 06.03.2023

© Author(s), 2023

REFERENCES

- [1] Vikulov S.V. Diagnostics of a crankshaft of a marine diesel engine by parameters of torsional vibrations. *Polzunovskiy vestnik*, 2013, no. 4-3, pp. 146–150 (in Russ.).
- [2] Voznitskiy I.V. Povrezhdeniya i polomki dizeley. Primery i analiz prichin [Damage and breakdowns of diesel engines. Examples and analysis of causes]. St. Petersburg, Morkniga Publ., 2006.
- [3] Girin S.N., Matveev Yu.I. Analysis of the failure of the propeller shaft of the motor ship “ELAND”. *Nauchnye problemy vodnogo transporta* [Russian Journal of Water Transport], 2022, no. 71, pp. 15–28 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.37890/jwt.vi71.248>
- [4] Mamontov V.A., Kushner G.A., Volkov D.A. Analysis of damage and failure of ship propulsion shafts. *Vestnik AGTU. Ser. Morskaya tekhnika i tekhnologiya* [Vestnik of Astrakhan State Technical University. Ser. Marine Engineering and Technologies], 2021, no. 3, pp. 33–39 (in Russ.).
- [5] Feese T., Hill C. Guidelines for preventing torsional vibration problems in reciprocating machinery. San Antonio, Engineering Dynamics Incorporated, 2002.
- [6] Bordukov V.T., Fedyshin V.I. Dizeli i gazovye dvigateli. Otrasleyvy katalog. Ch. 1 [Diesels and gas engines. Industry catalogue. P. 1]. Moscow, TsNIITEItyazhmash Publ., 1991.
- [7] Efremov L.V. Teoriya i praktika issledovaniy krutilnykh kolebaniy silovykh ustanovok s primeneniem kompyuternykh tekhnologiy [Theory and practice of researches of torsional vibrations of power installations with application of computer technologies]. St. Petersburg, Nauka Publ., 2007.
- [8] Gots A.N. Krutilnye kolebaniya kolenchatykh valov avtomobilnykh i traktornykh dvigateley [Torsional vibrations of crankshafts of automobile and tractor engines]. Vladimir, VIGU Publ., 2008.
- [9] Istomin P.A. Krutilnye kolebaniya v sudovykh DVS [Torsional vibrations in ship internal combustion engines]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1968.
- [10] Sakharov A.B. Zashchita sudovykh valoprovodov ot krutilnykh kolebaniy [Protection of ship shafts from torsional vibrations]. Moscow, Transport Publ., 1988.
- [11] Pokusaev M.N. Dempfirovanie krutilnykh kolebaniy v valakh sudovykh dizeley: modelirovanie, eksperimentalnye i naturalnye issledovaniya. Avtoref. dis. d-ra tekhn. nauk [Damping of torsional vibrations in shafts of ship diesel engines: modelling, experimental and full-scale researches. Abs. Dr. Sc. (Eng.). Diss.]. Astrakhan, GUMRF im. admirala S.O. Makarova, 2005 (in Russ.).
- [12] Hafner K.E., Maass H. Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. Wien, New York, Springer Verlag, 1985.
- [13] Jee J., Kim C., Kim Y. Design improvement of a viscous-spring damper for controlling torsional vibration in a propulsion shafting system with an engine acceleration problem. *J. Mar. Sc. Eng.*, 2020, vol. 8, no. 6, art. 428. DOI: <https://doi.org/10.3390/jmse8060428>

- [14] Den-Hartog J.P. Mechanical vibrations. New York, McGraw-Hill, 1956.
- [15] Homik W. Diagnostics, maintenance and regeneration of torsional vibration dampers for crankshafts of ship diesel engines. *Polish Marit. Res.*, 2010, vol. 17, no. 1, pp. 62–68. DOI: <https://doi.org/10.2478/v10012-010-0007-2>
- [16] Sedov L.I. Metody podobiya i razmernosti v mekhanike [Methods of similarity and dimensionality in mechanics]. Moscow, Nauka Publ., 1977.
- [17] Diesel after-sales service. Oil supply monitoring for geislinger torsional. Winterthur, Switzerland, 1994.
- [18] Pokusaev M.N., Sibryaev K.O., Gorbachev M.M. [Results of development and testing of a prototype system for monitoring torsional vibrations of ship shafts within the framework of implementation of the scientific grant “START-1”]. *66-ya Mezhdunar. nauch. konf. [Proc. 66th Int. Sc. Conf.]*. AGTU. Astrakhan, ASTU Publ., 2022, pp. 271–274 (in Russ.).
- [19] Pokusaev M.N., Gorbachev M.M. [Test results of the prototype system for monitoring torsional vibrations on the ship “Ivan Poddubny”]. *Nauka i praktika–2022. Mater. Vseros. mezhdistsip. nauch. konf. [Science and Practice–2022. Proc. Russ. Interdisciplinary Sc. Conf.]*. Astrakhan, ASTU Publ., 2022, pp. 271–274 (in Russ.).
- [20] Ibadullaev A.D., Sibryaev K.O., Stukalov A.S. Analyzing operability of silicone dampers of torsional vibrations in marine internal combustion engines based on results of testing center marine technology service. *Vestnik AGTU. Ser. Morskaya tekhnika i tekhnologiya [Vestnik of Astrakhan State Technical University. Ser. Marine Engineering and Technologies]*, 2022, no. 3, pp. 60–68 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.24143/2073-1574-2022-3-60-68>

Pokusaev M.N. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Operation of the Water Transport, FSBEI HE “ASTU” (Tatishcheva ul. 16/1, Astrakhan, 414056 Russian Federation).

Sibryaev K.O. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Operation of the Water Transport, FSBEI HE “ASTU” (Tatishcheva ul. 16/1, Astrakhan, 414056 Russian Federation).

Gorbachev M.M. — Cand. Sc. (Eng.), Assoc. Professor, Department of Operation of the Water Transport, FSBEI HE “ASTU” (Tatishcheva ul. 16/1, Astrakhan, 414056 Russian Federation).

Ibadullaev A.D. — Assistant, Department of Operation of the Water Transport, FSBEI HE “ASTU” (Tatishcheva ul. 16/1, Astrakhan, 414056 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Pokusaev M.N., Sibryaev K.O., Gorbachev M.M., et al. Development of a model spring torsional vibrations damper. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2023, no. 4 (147), pp. 124–138 (in Russ.). DOI: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2023-4-124-138>