

Судовые энергетические установки

Научная статья

УДК 629.12

<http://doi.org/10.24866/2227-6858/2022-4/75-84>

М.Н. Покусаев, К.О. Сибярев, М.М. Горбачев, А.Д. Ибадуллаев

ПОКУСАЕВ МИХАИЛ НИКОЛАЕВИЧ – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой,
evt2006@rambler.ru

СИБРЯЕВ КОНСТАНТИН ОЛЕГОВИЧ – к.т.н., доцент, доцент кафедры, evt2006@rambler.ru

ГОРБАЧЕВ МАКСИМ МИХАЙЛОВИЧ – к.т.н., доцент кафедры, max9999_9@mail.ru

ИБАДУЛЛАЕВ АДЕЛЬ ДАМИРОВИЧ – ассистент, adel.ibadullaev99@mail.ru

Кафедра «Эксплуатация водного транспорта»

Астраханский государственный технический университет

Астрахань, Россия

Методика выбора пружинного демпфера крутильных колебаний судового дизеля

Аннотация. В статье рассматривается расчетная методика выбора модели пружинного демпфера крутильных колебаний для судового дизеля. В качестве практического применения методики в статье приводятся результаты расчетной оценки выбора демпфера крутильных колебаний модели Geislinger D60/14/2 для дизелей Wartsila 6L20, которые являются главными двигателями судов популярных серий RST, RSD и др. Дополнительно проведен расчетный анализ изменения характеристик демпфера при изменении его жесткости, что позволит количественно оценить риски развития крутильных колебаний в судовых дизелях при деградации пружин демпфера.

Ключевые слова: крутильные колебания, пружинный демпфер, судовой машинно-двигательный комплекс, судовая энергетическая установка, судового дизель

Для цитирования: Покусаев М.Н., Сибярев К.О., Горбачев М.М., Ибадуллаев А.Д. Методика выбора пружинного демпфера крутильных колебаний судового дизеля // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2022. № 4(53). С. 75–84.

Введение

Пружинные демпферы широко распространены в современных судовых машинно-двигательных комплексах (МДК) и установлены на дизелях фирм «Wartsila», «CAT», «МАК», «MAN» и др. Сочетание в конструкции демпфера пружинной части и гидравлического наполнителя в виде смазочного масла позволяет осуществлять эффективное снижение крутильных колебаний в широком диапазоне частот. Общий вид и конструкция демпферов крутильных колебаний фирмы «Geislinger» (Австрия) с рессорными пружинами представлены на рис. 1.

Целью статьи является разработка методики выбора пружинного демпфера крутильных колебаний и определение его эффективных характеристик для судового дизеля на базе анализа ранее проведенных исследований. Здесь мы, не претендуя на авторство разработанной методики, предлагаем четко обозначить ее стадии и этапы, поскольку единой поэтапной методики выбора пружинных демпферов для судовых дизелей в отечественных источниках не обнаружено. Это одна из проблем, которая будет сказываться на развитии отечественного производства пружинных демпферов; в настоящее время практически все пружинные демпферы для судовых дизелей изготавливаются за рубежом. Дополнительно в нашем исследовании поставлена задача провести расчетную оценку выбора пружинного демпфера «Geislinger» D60/14/2 (с точки зрения эффективности снижения крутильных колебаний) для судового дизеля Wartsila 6L20.

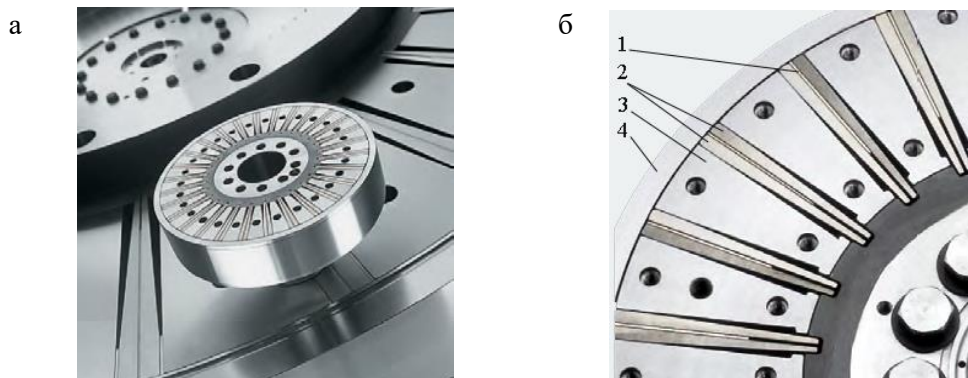


Рис. 1. Пружинный демпфер крутильных колебаний «Geislinger» [9]: а – общий вид, б – конструкция; 1 – промежуточная вставка между рессорными пружинами, 2 – рессорные пружины, 3 – сектор маховой массы, 4 – внешний обод (корпус) демпфера

Исследование и его результаты

Предлагаемая нами методика выбора и расчета параметров пружинного демпфера судового дизеля содержит несколько этапов и базируется на рекомендациях фирмы-производителя демпферов «Geislinger» (Австрия) [9], исследованиях Дж. П. Ден-Гартога (США) [2], Л.В. Ефремова (Россия) [3], К.Е. Hafner (Германия) [11], Jaehoon Jee (Ю. Корея) [13] и др.

Этап 1. Определение момента инерции внешней части демпфера

Согласно рекомендациям производителя демпферов «Geislinger» [9], в первую очередь необходимо выбрать пружинный демпфер с моментом инерции внешней части I_s (имеется в виду суммарный момент инерции маховых масс) к суммарному моменту инерции дизеля $I_{\text{диз}}$ в следующей пропорции:

- для 2-тактных дизелей I_s = от 5 до 25% от $I_{\text{диз}}$;
- для 4-тактных дизелей I_s = от 10 до 50% от $I_{\text{диз}}$.

Это обосновывается специалистами фирмы «Geislinger» [9] необходимостью сохранения небольших конструктивных размеров демпфера, что влияет на его массо-габаритные показатели и стоимость.

Этап 2. Определение жесткости демпфера

Для дальнейшего расчета необходимо знать частоту собственных колебаний дизеля, на которую первоначально настраивается демпфер, чаще всего для МДК это частота одноузловой формы колебаний системы «дизель–маховик», что отвечает правилам РМРС [7] и рекомендациям фирмы «Geislinger» [9]. При помощи общепризнанных методов расчета – цепных дробей В.П. Терских [8], матричных [4] или методом Хольцера [12] – определяется частота свободных колебаний. В большинстве МДК частота собственных колебаний демпфера должна быть меньше частоты собственных колебаний дизеля. Формула (1) дает возможность провести первое приближение для определения жесткости демпфера C_D с достаточной точностью:

$$C_D < \omega^2 \cdot I_s, \quad (1)$$

где C_D – жесткость демпфера на кручение, Н·м/рад;
 ω – круговая частота собственных колебаний дизеля, рад/с;
 I_s – момент инерции внешней части демпфера, кг·м².

При отсутствии данных о пружинной жесткости демпфера от производителя возможно использование методики, предложенной в работе Л.В. Ефремова [3] и основанной на использовании конструктивных размеров демпфера.

В первую очередь производится расчет податливости демпфера $E_{\text{демп(расч)}}$, рад/(Н·м):

$$E_{\text{демп(расч)}} = \frac{6 \cdot l^2}{m \cdot E_{\text{мат}} \cdot n \cdot b \cdot h_{\text{ср}}^3 \cdot (R+1)}, \quad (2)$$

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

Формула для расчета жесткости демпфера соответственно $C_{D(\text{расч})}$, Н·м/рад:

$$C_{D(\text{расч})} = 1/E_{\text{демп(расч)}}. \quad (3)$$

Проведенные авторами расчеты по формулам (2), (3) показали, что расчетная величина жесткости для демпфера «Geislinger» D60/14/2 составляет $1,43 \cdot 10^6$ Н·м/рад при заводской жесткости $1,4 \cdot 10^6$ Н·м/рад, то есть отличие составляет не более 2%.

Анализ формул (2, 3) показывает, что при износе пружины ее толщина h будет уменьшаться (принимаясь равномерный износ) и, соответственно, податливость демпфера $E_{\text{демп(расч)}}$ будет увеличиваться, а жесткость демпфера C_D будет уменьшаться.

Этап 3. Определение требуемого давления подачи масла в демпфер

При необходимом демпфирующем моменте T_d (Н·м) абсолютное давление подачи масла p (кг/см²) в демпфер определяется по формуле из технической документации фирмы «Geislinger» [9]:

$$p = \frac{T_d}{T_{dp}}, \quad (4)$$

где T_d – демпфирующий момент, Н·м;

T_{dp} – относительная величина демпфирующего момента на 1 бар давления масла, Н·м/бар.

Этап 4. Определение допустимой тепловой нагрузки демпфера

В качестве завершающего этапа необходимо рассчитать тепловую нагрузку в демпфере P_{kw} (кВт) для одного гармонического порядка и алгебраически сложить значения для всех порядков. Согласно каталогу на пружинные демпферы «Geislinger» [9] общая тепловая нагрузка не должна превышать пределов, указанных в технических характеристиках демпфера.

Тепловая нагрузка в демпфере P_{kw} (кВт) для одного гармонического порядка рассчитывается по формуле

$$P_{kw} = 5,2 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{k_d}{1+k_d^2} \cdot \frac{T^2 \cdot i \cdot n}{C_D}, \quad (5)$$

где p – абсолютное давление подачи масла, бар;

k_d – безразмерный коэффициент демпфирования;

T – общий вибрационный момент в демпфере, Н·м;

i – порядок гармоники колебаний;

n – частота вращения дизеля, мин⁻¹;

C_D – жесткость демпфера, Н·м/рад.

Практическое применение методики

Практическое применение разработанной методики проведено авторами на 4-тактном дизеле Wartsila 6L20, с номинальной мощностью 1200 кВт, при частоте вращения 1000 мин⁻¹. Дизели Wartsila 6L20 устанавливаются в качестве главных двигателей на судах новых проектов, например RST27, RST27M типа «ВФ Танкер», «Балт Флот» (рис. 2).



Рис. 2. Общий вид судна типа «ВФ Танкер» проекта RST27 [1]

Элементы крутильной схемы дизеля Wartsila 6L20 имеют суммарный момент инерции (не включая демпфер) $I_{\text{диз}} = 123,61 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Тогда, согласно данным фирмы «Geislinger», рекомендуемый диапазон момента инерции внешней части I_s пружинного демпфера составляет ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$):

- минимальный момент инерции $I_{s\min} = 0,1 \cdot I_{\text{диз}} = 0,1 \cdot 123,61 = 12,36$;
- максимальный момент инерции $I_{s\max} = 0,5 \cdot I_{\text{диз}} = 0,5 \cdot 123,61 = 61,68$.

Согласно каталогу фирмы «Geislinger» [9] подобным условиям могут соответствовать демпферы модельного ряда D63–D90. Следует отметить, что в реальных дизелях Wartsila 6L20 устанавливаются демпферы «Geislinger» D60/14/2 диаметром 600 мм, моментом инерции внешней части $I_s = 7,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ и моментом инерции внутренней части $I_{\text{ин}} = 0,373 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Это говорит о том, что указанный диапазон моментов инерции является именно рекомендуемым и может быть скорректирован с учетом конструктивных параметров реальной модельной линейки демпферов.

Далее необходимо провести расчет свободных колебаний дизеля Wartsila 6L20. Момент инерции одного колена коленчатого вала (принятый за основной в системе) составляет $3,646 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, податливость одного колена коленчатого вала (принятая за основную в системе) – $4,27 \cdot 10^{-8} \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$.

Крутильная схема дизеля Wartsila 6L20 (без демпфера) и результаты расчета одноузловой формы свободных колебаний приведены на рис. 3.

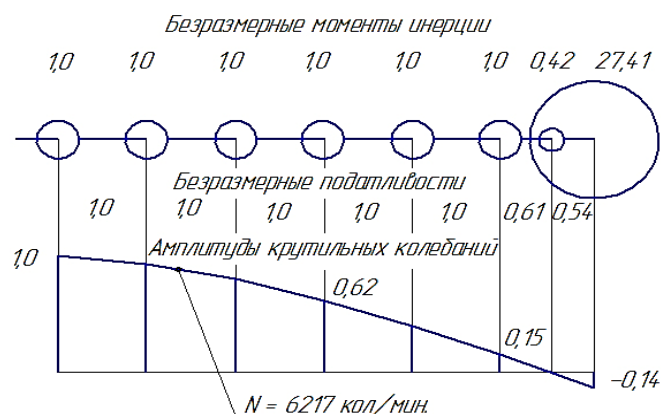


Рис. 3. Результаты расчета свободных колебаний дизеля Wartsila 6L20 без демпфера

Согласно проведенному расчету, частота свободных колебаний представленной выше крутильной схемы составляет 6217 кол/мин, или для круговой частоты – 650,7 рад/с. Рабочий диапазон частоты вращения коленчатого вала дизеля Wartsila 6L20 – от 400 до 1100 об/мин. Моторной форме крутильных колебаний соответствуют следующие частоты, входящие в рабочий диапазон дизеля: 6-й порядок – 1036 мин^{-1} ; 9-й порядок – 691 мин^{-1} ; 12-й порядок – 518 мин^{-1} .

Для демпфера «Geislinger» D60/14/2 крутильная жесткость составляет $C_D = 1,4 \cdot 10^6$ Н·м/рад. Проведем оценку выбора демпфера по данному критерию.

Согласно формуле (1) C_D должно быть менее величины $C_{Dрек}$:

$$C_{Dрек} = \omega^2 \cdot I_s = 650,7^2 \cdot 7,1 = 3 \cdot 10^6 \text{ Н·м/рад.}$$

Полученный результат показывает, что условие $C_D < C_{Dрек}$ выполняется.

Для оценки эффективности работы выбранного демпфера необходимо построить его амплитудно-частотную характеристику (АЧХ). Построение АЧХ пружинного демпфера производится на основании методики, разработанной Дж.П. Ден-Гартогом [2], уточненной Л.В. Ефремовым [3] и дополненной фирмой «Geislinger» [9]. Несмотря на то, что основная часть методики была представлена в труде Дж.П. Ден-Гартога в середине прошлого века, ее с успехом используют и сейчас, например, в труде Л.В. Ефремова [3], в каталоге демпферов «Geislinger» [9], в статье Jaehoon Jee [13] и других исследованиях. Методика основана на теории пружинного виброгасителя (динамического поглотителя колебаний Фрама) (рис. 4).

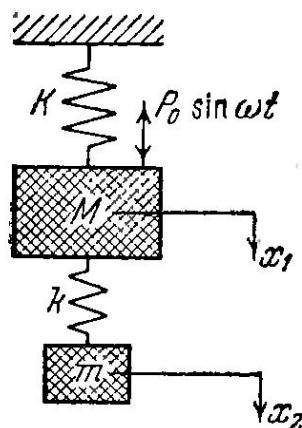


Рис. 4. Расчетная схема динамического поглотителя колебаний Фрама

Если применить данную расчетную схему к системе «дизель Wartsila 6L20–пружинный демпфер Geislinger D60/14/2», то для обозначений на рис. 4 будут соответствовать:

$M = I_{сд}$ – суммарный момент инерции дизеля и внутренней части демпфера $= I_s + I_{in} = 123,361 + 0,373 = 123,734 \text{ кг·м}^2$;

$K = C_{сэкр}$ – эквивалентная жесткость основной системы – дизеля $= 23,41 \cdot 10^6 \text{ Н·м/рад}$;

$m = I_s = 7,1 \text{ кг·м}^2$ – момент инерции внешней части демпфера;

$k = C_D = 1,4 \cdot 10^6 \text{ Н·м/рад}$ – жесткость демпфера;

x_1 – угол поворота основной системы (за него может быть принят угол поворота внутренней массы демпфера), град.;

x_2 – угол поворота внешней массы демпфера, град.;

P_0 – внешняя возмущающая сила, кг.

Если в качестве возмущающей силы принять силу, возникающую от давления газов в дизеле, то P_0 (кг) будет определяться по формуле

$$P_0 = \frac{(p_r - p_0) \cdot S \cdot 10^6}{9,81}, \quad (6)$$

где $p_r = 3 \text{ МПа}$, избыточное давление газов;

$p_0 = 0,103 \text{ МПа}$, атмосферное давление;

S – площадь поперечного сечения цилиндра, м^2 , вычисляется по формуле

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (7)$$

где $D = 0,2 \text{ м}$ – диаметр цилиндра, м,

$$S = 3,14 \cdot 0,2^2 / 4 = 0,0314 \text{ м}^2;$$

$$P_0 = (3 - 0,103) \cdot 0,0314 \cdot 10^6 / 9,81 = 9272,8 \text{ кг.}$$

Собственные частоты системы «демпфер–дизель» двухузловой формы ω_{c1} и одноузловой формы ω_{c2} вычисляются по формулам:

$$\omega_{c1} = \frac{\omega_1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(1 + \mu) \cdot f^2 + 1 - \sqrt{(\mu \cdot f^2 + (1 - f)^2) \cdot (\mu \cdot f^2 + (1 + f)^2)}}, \quad (8)$$

$$\omega_{c2} = \frac{\omega_1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{(1 + \mu) \cdot f^2 + 1 + \sqrt{(\mu \cdot f^2 + (1 - f)^2) \cdot (\mu \cdot f^2 + (1 + f)^2)}}, \quad (9)$$

где ω_1 – частота колебаний системы, которая определяется по формуле

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K}{M}}, \quad (10)$$

ω_2 – частота колебаний демпфера, которая определяется по формуле

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad (11)$$

μ – отношение моментов инерции внешней части демпфера к моменту инерции основной системы (суммарному моменту инерции дизеля) определяется по формуле

$$\mu = m/M. \quad (12)$$

Для проведения расчета необходимо также рассчитать дополнительные параметры.

Параметр f – отношение собственной частоты колебаний демпфера к собственной частоте колебаний основной системы (дизеля), определяется по формуле

$$f = \frac{\omega_2}{\omega_1}. \quad (13)$$

Статическая амплитуда колебаний $x_{ст}$ определяется по формуле

$$x_{ст} = \frac{P_0}{K}. \quad (14)$$

Коэффициент критического затухания колебаний C_k определяется по формуле

$$C_k = 2 \cdot m \cdot \omega_1. \quad (15)$$

Для описания работы демпфера с учетом затухания колебаний используется выражение, позволяющее определить амплитуду колебаний основной системы x_1 :

$$x_1 = P_0 \cdot \sqrt{\frac{(k - m \cdot \omega^2)^2 + C^2 \cdot \omega^2}{((M \cdot \omega^2 - K) \cdot (m \cdot \omega^2 - k) - k \cdot m \cdot \omega)^2 + C^2 \cdot \omega^2 \cdot (M \cdot \omega^2 + m \cdot \omega^2 - K)^2}}, \quad (16)$$

где C – коэффициент затухания;

ω – частота вынужденных колебаний.

Для построения характеристик демпфирования коэффициент затухания C может изменяться от 0 до ∞ , частота вынужденных колебаний ω также будет изменяемой величиной.

Особенностью работы пружинного демпфера является наличие двух точек P и Q , через которые проходят все графики АЧХ с разными коэффициентами затухания от $C = 0$ до $C = \infty$.

При построении характеристики конкретного пружинного демпфера коэффициент затухания C приравнивается к оптимальному коэффициенту затухания C_0 (при $f = 1$) в точке P , который может быть вычислен по формуле

$$C_0 = C_k \cdot \sqrt{\frac{\mu \cdot (\mu + 3) \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{\mu}{\mu + 2}}\right)}{8 \cdot (1 + \mu)}}. \quad (17)$$

Средняя величина коэффициента затухания C_{QP} для точек Q и P может быть определена по формуле

$$C_{QP} = C_k \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot \mu}{8 \cdot (1 + \mu)^3}}. \quad (18)$$

Частоты, определяющие положение точек Q и P , могут быть определены как корни степенного уравнения:

$$g^4 - 2 \cdot g^2 \cdot \left(\frac{1+f^2+\mu \cdot f^2}{2+\mu} \right) + \frac{2 \cdot f^2}{2+\mu} = 0, \quad (19)$$

где g – отношение частоты вынужденных колебаний ω к частоте собственных колебаний основной системы ω_1 :

$$g = \frac{\omega}{\omega_1}. \quad (20)$$

Построение АЧХ демпфера производится в координатах по оси абсцисс – отношение частот ω/ω_1 , а по оси ординат – отношение амплитуд колебаний $x_1/x_{ст}$.

Результаты построения АЧХ демпфера «Geislinger» D60/14/2 при его установке на дизеле Wartsila 6L20 на основе приведенных выше исходных данных для расчета представлены на рис. 5.

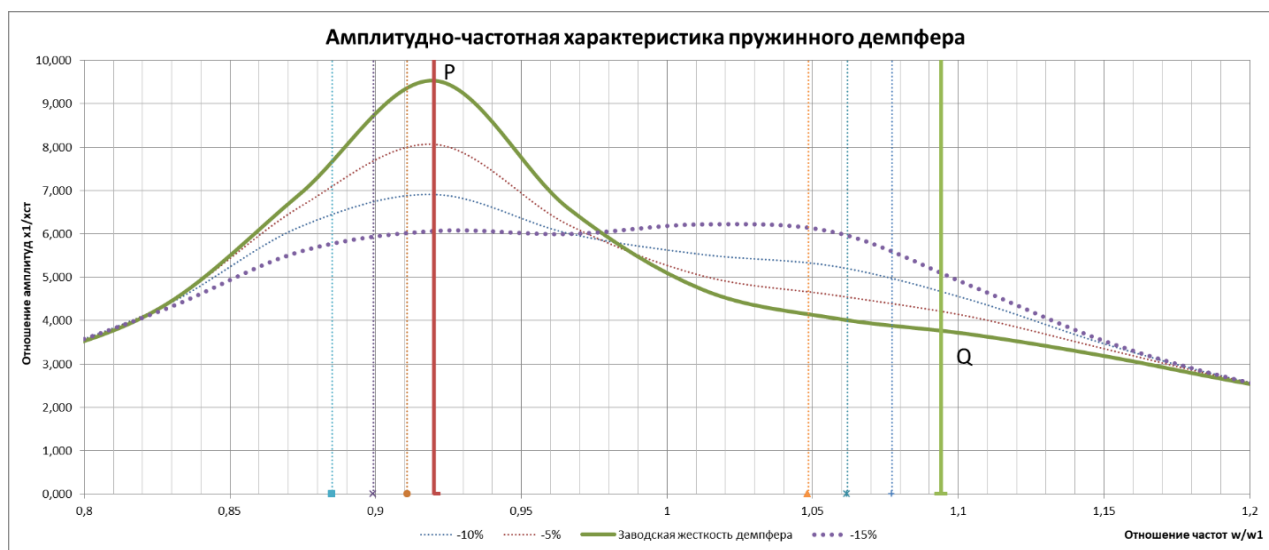


Рис. 5. Зависимость АЧХ пружинного демпфера «Geislinger» D60/14/2 от жесткости

Для наглядности мы не приводим на рис. 5 графики с коэффициентами затухания $C = 0$ и $C = \infty$, а только АЧХ с изменяемой жесткостью демпфера C_D : $1,19 \cdot 10^6$ Н·м/рад (–15% от номинальной жесткости); $1,26 \cdot 10^6$ Н·м/рад (–10% от номинальной жесткости); $1,33 \cdot 10^6$ Н·м/рад (–5% от номинальной жесткости); $1,4 \cdot 10^6$ Н·м/рад (заводская настройка жесткости).

В заключение анализа выбора демпфера «Geislinger» D60/14/2 для дизеля Wartsila 6L20 необходимо привести величину требуемого давления масла $p = 4$ кг/см² и допустимую величину тепловой нагрузки (тепловой мощности) $P_{kw} = 7,5$ кВт (согласно технической документации фирмы-производителя демпфера).

Обсуждение

Из результатов расчета следует, что жесткость $1,4 \cdot 10^6$ Н·м/рад (номинальная), которая соответствует заводской настройке демпфера «Geislinger» D60/14/2, не является оптимальной для дизеля Wartsila 6L20, а полученная расчетная жесткость $1,19 \cdot 10^6$ Н·м/рад (на 15% меньше заводской жесткости) дает необходимую ровную плоскую характеристику АЧХ и снижение максимального отношения амплитуд $x_1/x_{ст}$ с 9,532 до 6,065 (на 36%).

Отметим, что данная проблема характерна и для других судовых дизелей. Например, в работе Jaehoon Jee, Chongmin Kim and Yanggon Kim (специалистов «Mokpo National Maritime University» и «Korean Register») [13] представлен аналогичный анализ оптимальности выбора пружинного демпфера D330/EU для судового малооборотного дизеля MAN 6G70ME-C с номинальной мощностью 16590 кВт и частотой вращения коленчатого вала 77,1 мин^{–1}.

Расчетный анализ также был проведен при помощи методики расчета параметров пружинного виброгасителя, представленной в работе Дж. П. Ден-Гартога [2]. Установлено, что

при снижении жесткости с $10 \cdot 10^6$ Н·м/рад (которая соответствует реально установленному демпферу) до $7,16 \cdot 10^6$ Н·м/рад (на 28,4% меньше) АЧХ демпфера D330/EU становится наиболее ровной, а отношение $x_1/x_{ст}$ снижается с 14,3 до 5,7 (почти на 60%). Это обеспечивает наибольшую эффективность пружинного демпфера при крутильных колебаниях, возникающих в судовом дизеле 6G70ME-C.

Контроль технического состояния пружинного демпфера при его эксплуатации производится по рекомендации фирм-производителей через каждые 10000–12000 часов посредством его частичной разборки и замера зазоров между пружинами для оценки степени их износа. Также готовится техническое решение в виде систем мониторинга [5, 10], позволяющих контролировать амплитуды крутильных колебаний и динамику их изменения, а при их росте сигнализировать о наступлении аварийной ситуации, в том числе и по причине деградации демпфера.

Заключение

По итогам проведенного исследования можно сделать ряд выводов.

1. Предложенная методика выбора пружинного демпфера позволяет определить наиболее эффективную по характеристикам модель демпфера для судового дизеля. Однако в связи с отличием модельных рядов демпферов друг от друга часто выбирается наиболее близкий по критериям демпфер, что дает некоторое отличие от идеальной АЧХ.

2. Расчет показывает, что даже небольшое изменение крутильной жесткости пружинного демпфера (на 15%) приводит к существенному изменению коэффициента динамического усиления амплитуды колебаний – до 36%.

3. Изменение крутильной жесткости демпфера может происходить при износе или повреждении пружин в процессе его эксплуатации, что может фактически являться базой для разработки методики безразборной оценки технического состояния пружинных демпферов по результатам торсиографирования [6]. Для разработки данной методики необходимо выявить количественную закономерность изменения касательных напряжений в элементах судового МДК или изменения амплитуд крутильных колебаний в зависимости от изменения толщины пружин демпфера.

Заявленный вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. ВФ Танкер-17. URL: <https://fleetphoto.ru/photo/292588/?vid=29665> (дата обращения: 01.11.2022).
2. Ден-Гартог Дж.П. Механические колебания. Москва: Гос. изд-во физ.-мат. литературы, 1960. 577 с.
3. Ефремов Л.В. Теория и практика исследований крутильных колебаний силовых установок с применением компьютерных технологий. Санкт-Петербург: Наука, 2007. 276 с.
4. Лашко В.А. Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС. Хабаровск: Изд-во ХГТУ, 2003. 213 с.
5. Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Горбачев М.М. Проектирование и разработка системы мониторинга крутильных колебаний судовых машинно-двигательных комплексов // 65-я Междунар. науч. конф. Астраханского гос. техн. ун-та: материалы конф. Астрахань, 2021. С. 819–821.
6. Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Горбачев М.М., Ибадуллаев А.Д. Работоспособность механических демпферов крутильных колебаний судовых двигателей внутреннего сгорания // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2022. № 1. С. 35–41.
7. Российский морской регистр судоходства. Приложения к руководству по техническому наблюдению за судами в эксплуатации. НД №2-030101-009. СПб., 2020. 409 с.
8. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. В 4 т. Ленинград: Судостроение, 1977.

9. Geislinger. Damper Catalog. Version 15.9, 2020. 50 p.
10. Geislinger Monitoring System. Catalog, 2013. 27 p.
11. Hafner K.E, Maass H. Torsionsschwingungen in der Verbrennungs-kraftmaschine. New York, 1985. 434 p.
12. Holzer H. Die Berechnung der Drehschwingungen und ihre Anwendung im Maschinenbau. Berlin, 1921. 207 s. (In Germ.).
13. Jaehoon J., Jungmin K., Yanggong K. Improving the design of a visco-spring damper for controlling torsional vibrations in a propulsion shaft system with the problem of engine acceleration. *Journal of Marine Science and Technology*. 2020;8:428.

FEFU: SCHOOL of ENGINEERING BULLETIN. 2022. N 4/53

Ship power plantswww.dvfu.ru/en/vestnikis

Original article

<http://doi.org/10.24866/2227-6858/2022-4/75-84>

Pokusaev M., Sibryaev K., Gorbachev M., Ibadullaev A.

MIKHAIL N. POKUSAEV, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Head of the Department,
 evt2006@rambler.ru

KONSTANIN O. SIBRYAEV, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor,
 evt2006@rambler.ru

MAXIM M. GORBACHEV, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor,
 max9999_9@mail.ru

ADEL D. IBADULLAEV, Assistant, adel.ibadullaev99@mail.ru

Operation of Water Transport Department

Astrakhan State Technical University

Astrakhan, Russia

Methodology of choosing a torsional vibration spring damper for marine diesel engine

Abstract. The article considers the calculation method of choosing a model of a spring damper of torsional vibrations for a marine diesel engine. As a practical application of the methodology, the article presents the results of a calculated evaluation of the choice of a torsional vibration damper of the Geislinger D60/14/2 model for Wartsila 6L20 diesels, which are the main engines of ships of the popular RST, RSD and others series. Additionally, the authors carried out a computational analysis of the change in the characteristics of the damper when its stiffness changes, which will allow to quantify the risks of torsional oscillations in marine diesel engines during degradation of the damper springs.

Keywords: torsional vibrations, spring damper, marine engine and propulsion system, marine power plant, marine diesel

For citation: Pokusaev M., Sibryaev K., Gorbachev M., Ibadullaev A. Methodology of choosing a torsional vibration spring damper for marine diesel engine. *FEFU: School of Engineering Bulletin*. 2022;(4):75–84. (In Russ.).

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

The authors declare no conflict of interests.

REFERENCES

1. Tanker VF-17. URL: <https://fleetphoto.ru/photo/292588/?vid=29665> – 01.11.2022. (In Russ.).
2. Den-Gartog J.P. Mechanical vibrations. Moscow, State Publishing House of Physical and Mathematical Literature, 1960. 577 p. (In Russ.).
3. Efremov L.V. Theory and practice of research of torsional vibrations of power plants using computer technologies. St. Petersburg, Nauka, 2007. 276 p. (In Russ.).
4. Lashko V.A. Matrix methods in calculations of torsional vibrations of power plants with internal combustion engines. Study guide. Khabarovsk, Publishing House of KHSTU, 2003. 213 p. (In Russ.).

5. Pokusaev M.N., Sibryaev K.O., Gorbachev M.M. Design and development of a system for monitoring torsional vibrations of marine propulsion systems. *65th Int. Sci. Conf. of Astrakhan State Tech.University. Conf. Proc.* Astrakhan, 2021. P. 819–821. (In Russ.).
6. Pokusaev M.N., Sibryaev K.O., Gorbachev M.M., Ibadullaev A.D. Operability of mechanical dampers of torsional vibrations of marine internal combustion engines. *Bulletin of the Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technology.* 2022;(1):35–41. (In Russ.).
7. Russian Maritime Register of Shipping. Appendices to the manual on technical supervision of vessels in operation. ND No.2-030101-009, SP-b, 2020. 409 p. (In Russ.).
8. Terskikh V.P. Torsional vibrations of the shaft line of power plants. In 4 vol. Leningrad, Shipbuilding, 1977. (In Russ.).
9. Geislinger. Catalog of dampers. Version 15.9, 2020. 50 p.
10. Geislinger monitoring system. Catalog, 2013. 27 p.
11. Hafner K.E., Maass H. Torsional vibrations in an internal combustion engine. New York, 1985. 434 p.
12. Holzer H. Calculation of torsional vibrations and their application in mechanical engineering. Berlin, 1921. 207 s.
13. Jaehoon J., Jungmin K., Yanggong K. Improving the design of a visco-spring damper for controlling torsional vibrations in a propulsion shaft system with the problem of engine acceleration. *Journal of Marine Science and Technology.* 2020;8:428.