

УДК: 629.12

<https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2021.2.4>

В. А. ЛЕЩЕВ

Национальный университет “Одесская морская академия”

І. З. МАСЛОВ

Национальный университет “Одесская морская академия”

А. И. НАЙДЕНОВ

Национальный университет “Одесская морская академия”

ОСОБЕННОСТЬ ВОЗДЕЙСТВИЯ СИСТЕМЫ АВТОМАТИКИ НА РЕЗОНАНСНЫЕ РЕЖИМЫ ГРЕБНОГО ВАЛА СУДНА

Научная актуальность работы заключается в том, что в ней впервые предложена визуальная модель, которая имитирует процесс совместной работы системы автоматизации морского дизеля и пропульсивной установки судна. Целью статьи является анализ особенностей работы гребного вала при резонансных режимах крутильных колебаний. Методом исследования в работе является моделирование на программном продукте VisSim. В работе представлена разработанная модель комплекса САРЧ-ДМЧ, которая позволяет комплексно исследовать динамические режимы работы пропульсивной установки судна. Показано, что в установившемся режиме при одновременном воздействии вибрационных возмущений со стороны дизеля и со стороны гребного вала, амплитуда крутильных колебаний гребного вала вне резонансного диапазона может длительно и значительно превышать величину номинального момента дизеля. Исследована возможность появления резонанса крутильных колебаний в гребном валу судна при частоте его вращения вне запретного диапазона работы. Найдено, что при наложении внешних возмущений одного на другого и возникновении при этом биения колебаний, их низкая частота может резонировать с собственной частотой колебания гребного вала. Найдено, что для мало и среднеоборотных дизелей полосу резонанса от лопастных частот внешнего возбуждения необходимо объединять с полосой критических частот ДМЧ в один диапазон запретных частот, поскольку они расположены достаточно близко друг от друга, что является нежелательным в режиме длительной работы дизеля на низких частотах вращения гребного вала.

Ключевые слова: пропульсивная установка судна, визуальное моделирование, крутильные колебания, гребной валопровод, диапазон резонирующих частот.

В. О. ЛЕЩЕВ

Национальный университет «Одесска морська академія»

І. З. МАСЛОВ

Национальный университет «Одесска морська академія»

А. І. НАЙДЬОНОВ

Национальный университет «Одесска морська академія»

ОСОБЛИВІСТЬ ВПЛИВУ СИСТЕМИ АВТОМАТИКИ НА РЕЗОНАНСНІ РЕЖИМИ ГРЕБНОГО ВАЛУ СУДНА

Наукова актуальність роботи полягає в тому, що в ній вперше запропонована візуальна модель, яка імітує процес спільної роботи системи автоматизації морського дизеля і пропульсивної установки судна. Метою статті є аналіз особливостей роботи гребного валу при резонансних режимах крутильних коливань. Методом дослідження в роботі є моделювання на програмному продукті VisSim. У роботі представлена розробка моделі комплексу САРЧ-ДМЧ, яка дозволяє комплексно досліджувати динамічні режими роботи пропульсивної установки судна. Показано, що в сталому режимі під одночасним впливом вібраційних збурень з боку дизеля і з боку гребного гвинта, амплітуда крутильних коливань гребного валу поза резонансним діапазоном може довго і значно перевищувати величину номінального моменту дизеля. Досліджено можливість появи резонансу крутильних коливань в гребному валу судна при частоті його обертання поза забороненим діапазоном роботи. Знайдено, що при накладанні зовнішніх збурень одного на інше і виникненні при цьому коливань, їх низька частота може резонувати з власною частотою коливання гребного валу. Знайдено, що для мало і середньооборотних дизелів смугу резонансу від лопатевих частот зовнішнього збурення необхідно об'єднувати зі смугою критичних частот ДМЧ в один діапазон заборонених частот, оскільки вони розташовані досить близько одне від одного, що є небажаним в режимі тривалої роботи дизеля на низьких частотах обертання гребного гвинта.

Ключові слова: пропульсивна установка судна, візуальне моделювання, крутильні коливання, гребний валопровод, діапазон резонуючих частот.

V. A. LESHCHEV

National University “Odessa Maritime Academy”

I. Z. MASLOV
National University "Odessa Maritime Academy"
A. I. NAYDOYNOV
National University "Odessa Maritime Academy"

PECULIARITY OF THE AUTOMATIC SYSTEM'S INFLUENCE ON THE SHIP'S PROPELLER SHAFT RESONANCE MODES

The scientific relevance of the study lies in the fact that it proposes the first ever visual model that simulates the process of joint operation of the marine diesel engine automation system and the ship's propulsion system. The purpose of the study is to analyse the features of the propeller shaft operation in resonant modes of torsional vibrations. The research method of the study is modelling on the VisSim software product. The paper presents a developed model of the ARCH-DMCH complex, which allows for a comprehensive study of the dynamic modes of the ship's propulsion system. It is presented that in the steady state with the simultaneous action of vibration disturbances from the diesel engine and from the propeller, the amplitude of torsional vibrations of the propeller shaft outside the resonance range can durably and significantly exceed the value of the nominal torque of the diesel engine. The possibility of the occurrence of a resonance of torsional vibrations in the propeller shaft of a ship at a frequency of its rotation outside the forbidden operating range is investigated. It was established that when external perturbations are imposed on one another and vibrations occur, their low frequency can resonate with the natural frequency of the propeller shaft vibration. It was found that for low- and medium-speed diesel engines, the resonance band from the blade frequencies of external excitation must be combined with the critical frequency band of the DMC into one band of forbidden frequencies, since they are located quite close to each other, which is undesirable in the long-term operation of a diesel engine at low rotational speeds of the propeller blade.

Keywords: ship propulsion, visual modelling, torsional vibrations, propeller shaft line, resonant frequency range.

Постановка проблемы

Несмотря на многочисленные разработки способов уменьшения разрушений гребных валов от резонансных явлений в валопроводах судов, величина аварийного выхода их из строя весьма велика. Этой проблеме в последнее время посвящены работы [1-4]. Однако, в связи с развитием современных методов исследований динамических процессов, появились новые возможности исследования динамических процессов в гребных валах. В настоящей работе, для исследования пропульсивной установки судна, впервые предложено сочетание двух визуальных моделей: модель САР частоты вращения дизеля с такой же моделью механической части, состоящей из валопровода и гребного винта.

Цель статьи

Целью статьи является анализ особенностей работы гребного вала при резонансных режимах крутильных колебаний и исследование особенности взаимодействия элементов установки между собой для совершенствования их технической эксплуатации, а также выработка рекомендаций для оптимизации их динамических взаимосвязей.

Анализ последних исследований и публикаций

Известно, что все составляющие пропульсивного комплекса судна являются источниками разного рода колебаний, возникающих из-за конструктивных особенностей. Взаимодействуя между собой в процессе эксплуатации, особенно в динамических режимах, эти колебания могут усиливаться до значительных величин, что иногда приводит к выходу из строя основных узлов и механизмов комплекса [4-5]. Действующие на элементы комплекса возбуждающие силы обычно имеют гармонические составляющие, что приводит к увеличению вероятности возникновения в системе колебаний с нежелательными резонансными частотами и амплитудами [6].

Одновременно с этим, на гребной вал судна действуют внутренние возмущения, имеющие колебательный характер и возникающие в самой системе автоматического регулирования частоты вращения дизеля. Как показано в работах [5, 7-9], в динамических режимах они могут сильно влиять на размер опасных резонансных диапазонов частот вращения гребного вала [10-12] в зависимости от числа лопастей винта. Исследованию воздействия таких возмущений на валопровод морского судна посвящена данная работа.

Изложение основного материала

Для проведения научного эксперимента был использован метод визуального моделирования при применении программного продукта Altair Embed Basic 2019.1, известного ранее как VisSim, на специально разработанном в статье исследовательском стенде. В основу такого стенда положен вариант динамического взаимодействия САР частоты вращения судового дизеля, представленный в работе [7] и математической модели крутильных колебаний гребного вала морского судна, рассчитанной в предлагаемой статье.

Рассмотрим вариант прямой передачи механического момента среднеоборотного судового дизеля на гребной винт судна фиксированного шага. В таком случае отсутствие редуктора позволяет рассматривать упрощенную систему как состоящую из САРЧ частоты вращения дизеля и двухмассовой

механической части (ДМЧ) комплекса. Из литературы [3] известно, что ДМЧ в таком случае описывается дифференциальным уравнением:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial W_k}{\partial q_i} + \frac{\partial W_p}{\partial q_i} = 0 \quad (1)$$

где q_i – обобщённая координата и её производная, W_k и W_p – кинетическая и потенциальная энергии системы, i – число степеней свободы и номер координаты.

Поскольку в нашем случае $i = 2$, записываем только два таких уравнения. При этом обобщёнными координатами будут углы поворота коленчатого вала дизельного двигателя вместе с поршнями и гребного винта судна, которые имеют соответственно моменты инерции J_D (дизель), J_{SP} (гребной винт) и производные частот вращения $\dot{\omega}_D$ (дизель) и $\dot{\omega}_{SP}$ (гребной винта); а так же C_{PS} и b_{PS} – эквивалентные коэффициенты жёсткости и вязкого трения гребного вала судна соответственно.

Известно, что на систему САРЧ – ДМЧ одновременно действуют крутящий момент дизеля M_D и момент нагрузки гребного винта M_C . В этом случае кинетическая и потенциальная энергия такой системы описываются формулами:

$$W_k = J_D \frac{\omega_D^2}{2} + J_{SP} \frac{\omega_{SP}^2}{2}, \quad (2)$$

$$W_p = C_{PS} \frac{(\varphi_{PS} - \varphi_D)^2}{2} \quad (3)$$

Из формул (2) и (3) получим систему уравнений (4):

$$\left. \begin{aligned} J_D \frac{d\omega_D}{dt} - C_{PS}(\varphi_{PS} - \varphi_D) &= 0 \\ J_{SP} \frac{d\omega_{SP}}{dt} + C_{PS}(\varphi_{SP} - \varphi_D) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Если учитывать действующие в системе САРЧ – ДМЧ диссипативные силы, создающие потери энергии в гребном валу при его скручивании, то уравнение (1) примет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_k}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial W_k}{\partial q_i} + \frac{\partial W_p}{\partial q_i} = Q_i + Q_{*i}; \quad (5)$$

где Q_i – воздействия в виде крутящего момента M_D и момента сопротивления M_C , а Q_{*i} – суммарный момент диссипативных сил (силы вязкого и сухого трения, силы внутреннего трения в материалах и др.) при деформации гребного вала.

Поскольку:

$$Q_{*i} = - \frac{\partial \Phi}{\partial q_i}, \quad (6)$$

где Φ – диссипативная функция Рэлея.

Поскольку $b_{PS} = M_C / \Delta\omega$ – коэффициент диссипативных сил для гребного вала судна, то коэффициент b_{PS} находится из опыта и для стальных валов имеет значение в диапазоне 0,03-0,08 [3].

Исходя из этого, для дизеля имеем q_D и $\dot{q}_D = \omega_D$, тогда:

$$\Phi = b_{PS} \frac{(\omega_D - \omega_{PS})^2}{2} \quad (7)$$

Поэтому:

$$Q_{*D} = b_{PS}(\omega_{PS} - \omega_D). \quad (8)$$

Для гребного винта получим:

$$\dot{q}_{SP} = \omega_{SP}, \quad (9)$$

тогда:

$$Q_{*SP} = -b_{SP}(\omega_{SP} - \omega_D) \quad (10)$$

Окончательно из уравнений (1-5) следует, что для угла поворота коленчатого вала двигателя φ_D действительно соотношение:

$$J_D \frac{d\omega_D}{dt} - C_{PS}(\varphi_{PS} - \varphi_D) = M_D + b_{PS}(\omega_{SP} - \omega_D). \quad (11)$$

А для угла поворота гребного вала φ_{PS} :

$$J_{SP} \frac{d\omega_{SP}}{dt} + C_{PS}(\varphi_{PS} - \varphi_D) = -M_C - b_{PS}(\omega_{SP} - \omega_D). \quad (12)$$

Из уравнений (11) и (12) получим систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} M_D &= J_D \frac{d\omega_D}{dt} + C_{PS}(\varphi_D - \varphi_{PS}) + b_{PS}(\omega_D - \omega_{SP}) \\ J_{SP} \frac{d\omega_{SP}}{dt} + M_C &= C_{PS}(\varphi_D - \varphi_{SP}) + b_{PS}(\omega_D - \omega_{SP}) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Системе уравнений (13) соответствует структурная схема (Рис. 1), включающая внутренние обратные связи. Взаимодействие элементов схемы подробно показано в работе [3].

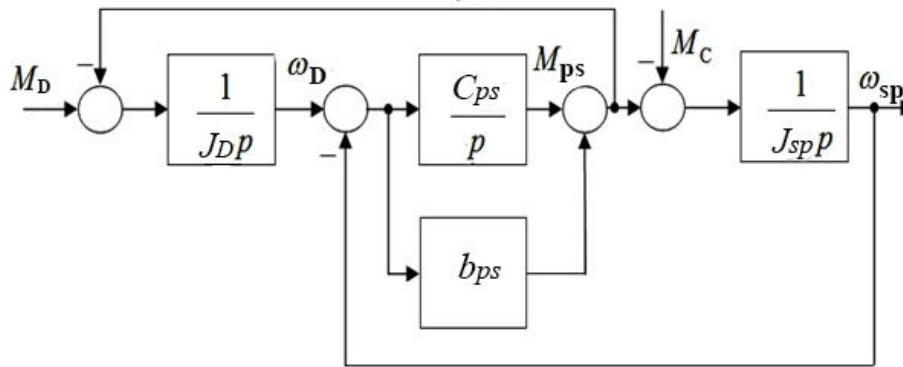


Рис. 1. Структурная схема для системы САРЧ-ДМЧ среднеоборотного судового дизеля

Подключим модель структурной схемы (Рис. 1) на исследовательском стенде САРЧ вращения дизеля к визуальной модели САРЧ вращения дизеля. Для этого выразим все значения схемы ДМЧ в относительных единицах. Одновременно учтем, что дизельный двигатель имеет передаточную функцию в виде аperiodического звена:

$$W_{D1} = \frac{k_D}{T_{Dp}+1}. \quad (14)$$

Выделим момент инерции двигателя из передаточной функции в виде отдельного блока W_{D2} , охваченного обратной отрицательной единичной связью:

$$W_{D1} = \frac{W_{D2}}{1+W_{D2}} = \frac{\frac{1}{T_D J_D s}}{1 + \frac{1}{T_D J_D s}} = \frac{1}{T_D J_D s + 1} \quad (15)$$

Из формулы (15) получим передаточную функцию:

$$W_{D2} = \frac{1}{T_D J_D s} \quad (16)$$

Полученное выражение передаточной функции дизельного двигателя позволяет подключить момент инерции дизельного двигателя в математическую модель ДМЧ (Рис. 1) учитывая, что коэффициент усиления двигателя в исследуемой схеме $k_D = 1$.

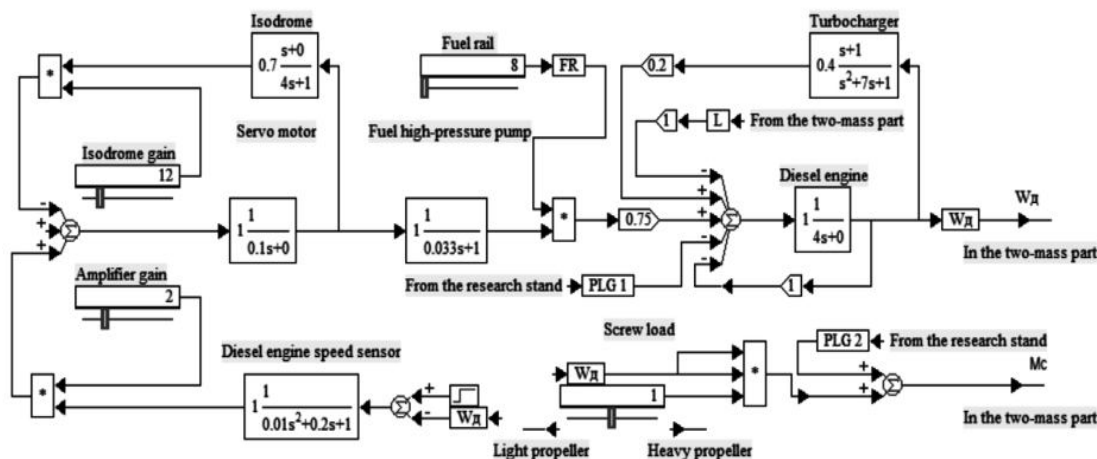


Рис. 2. Схема САРЧ вращения дизельного двигателя судна

На рисунке 2 приведена схема САРЧ вращения дизеля, в которой момент инерции двигателя подключен к ДМЧ. Взаимодействие элементов этой схемы представлено в работах [5,7].

Обобщенная визуальная модель исследовательского стенда САРЧ-ДМЧ показана на Рисунке 3. Здесь блок управления топливной рейкой ТНВД, расположенный на схеме, для удобства эксперимента дублирован на схеме Рис. 2. Между собой они связаны беспроводным передаточным блоком VisSim, который обозначен как блок RF.

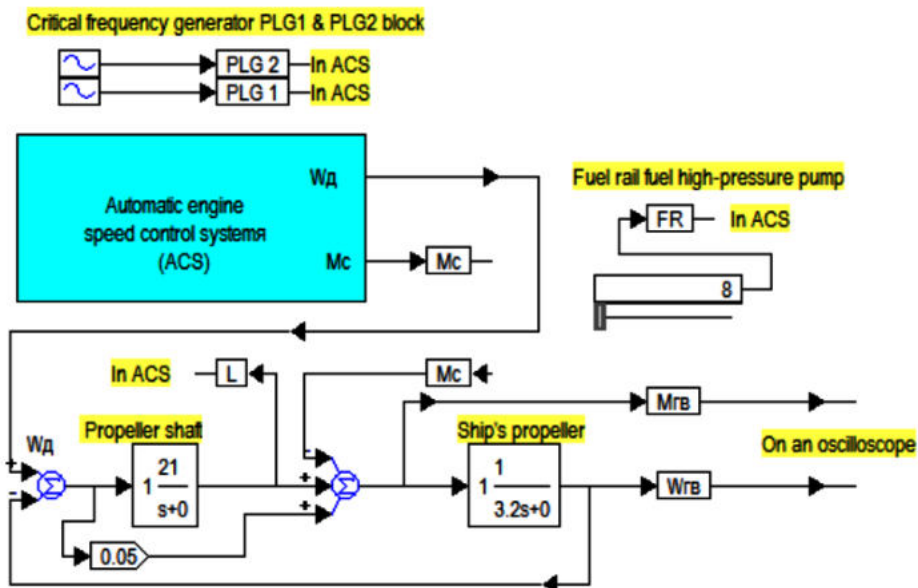


Рис. 3. Схема исследовательского стенда комплекса САРЧ-ДМЧ для пропульсивной установки судна

Для расчета значений элементов схемы в качестве примера взята пропульсивная установка судна, имеющая дизельную установку с двигателем марки 8NVDS48A2U ($N_n=882\text{kW}$, $n_n=390\text{rpm}$) при прямой передаче мощности на винт фиксированного шага.

На схеме стенда (Рис. 3) приведены элементы ДМЧ, рассчитанные исходя из того, что для стали СТ-35, из которой изготовлены элементы валопровода, модуль упругости – $E=2,17 \times 10^5 \text{MPa}$.

Расчетные данные двухмассовой динамической модели крутильных колебаний гребного вала судна (инерционные моменты двигателя $J_D=3$ и гребного винта $J_{SP}=2,41$, и жесткость гребного валопровода $C_{PS} = 12,24$) для исследуемой модели, показаны приведенными к относительным величинам.

Обычно в САРЧ за выходной параметр принимается частота вращения самого дизельного двигателя ω_D . Вместе с тем, учитывая, что в нашем случае законы изменения частот ω_D и ω_{SP} могут быть не идентичными, за выходной параметр системы принята частота вращения гребного винта судна ω_{SP} . На входе системы действует задающее воздействие, представляющее собой стандартный ступенчатый сигнал

$\Delta h=1$. Возбуждающие воздействия (периодические нагрузки и вибрации), действующие в системе САРЧ-ДМЧ имитируются сигналами генераторов 1 и 2.

Обозначим: M_{DV} – момент вибраций в двигателе; M_{SL} – момент винтовой нагрузки; M_{SPV} – вибрационный момент гребного винта от дополнительных и случайных нагрузок; $M_C=M_{SLV}+M_{SPV}$ – общий момент сопротивления. Каждая нагрузка, действующая в исследуемой модели, имеет свою точку приложения. Они показаны на Рис. 2 и Рис. 3. Для удобства эксперимента для всех возбуждающих моментов, кроме оговоренных случаев, значения амплитуд имитирующих сигналов приняты равными амплитуде номинального момента двигателя – $M_{signal}=M_{Dn} = 1$.

Сигнал вибрационного воздействия генератора PLG1 (M_{DV}) подан на вход дизеля, а сигнал генератора PLG2 (M_{SPV}) подключен на вход гребного винта вместе с винтовым моментом нагрузки M_{SL} в составе момента сопротивления M_C . Топливная рейка ТНВД в схеме имеет диапазон перемещения от 8 мм до 16 мм. Для опыта она установлена в минимальное положение – $hp=8$ мм.

На рисунке 4 показаны переходные процессы в системе САРЧ-ДМЧ при пуске дизеля на номинальную частоту вращения. На нем приведены крутильные моменты M_{PS} и частоты вращения гребного винта ω_{SP} при амплитуде $M_{DV}=1,0$ и частотах возбуждения генератора PLG1 и PLG2: $\omega_{SP1} = 0,4$ рад/с, $\omega_{SP2} = 3,0$ рад/с и $\omega_{SP3} = 7,0$ рад/с. При этом, на осциллограммах Рис. 4а возбуждающими являются момент гармоник от вибраций в дизеле, а на Рис. 4б ими являются моменты гармоник внешнего возбуждения, действующие на гребной винт.

Разделим условно каждую из осциллограмм на два участка. На первом, динамическом участке, в гребном валу протекает переходный процесс, который складывается из вынужденных колебаний под действием пускового момента двигателя и вынужденных колебаний от вибраций дизеля и внешних воздействий на гребной винт. Вместе они создают крутильные колебания вала $M_{SL}(t)$, которые близки между собой по значению амплитуд соответственно во всех трех исследуемых диапазонах частот. Второму, квазистационарному участку, характерны крутильные колебания установившегося режима работы дизеля.

Из осциллограмм (Рис. 4б) следует, что при повышенных частотах ω_{G3} амплитуда момента крутильных колебаний M_{PS} принимает значение амплитуды вынужденных колебаний от внешних вибрационных воздействий на гребной винт M_{SPV} . В тоже время амплитуды моментов от вибраций двигателя M_{DV} (Рис. 4а) подавляются до минимальных значений самим дизелем. Из этого следует, что при работе двигателя на основных рабочих характеристиках близких к номинальным частотам вращения дизеля при работе с тяжелым винтом и при волнении моря необходимо снижать частоту вращения гребного винта во избежание наложения повышенных крутильных моментов гребного вала на максимальный момент дизеля.

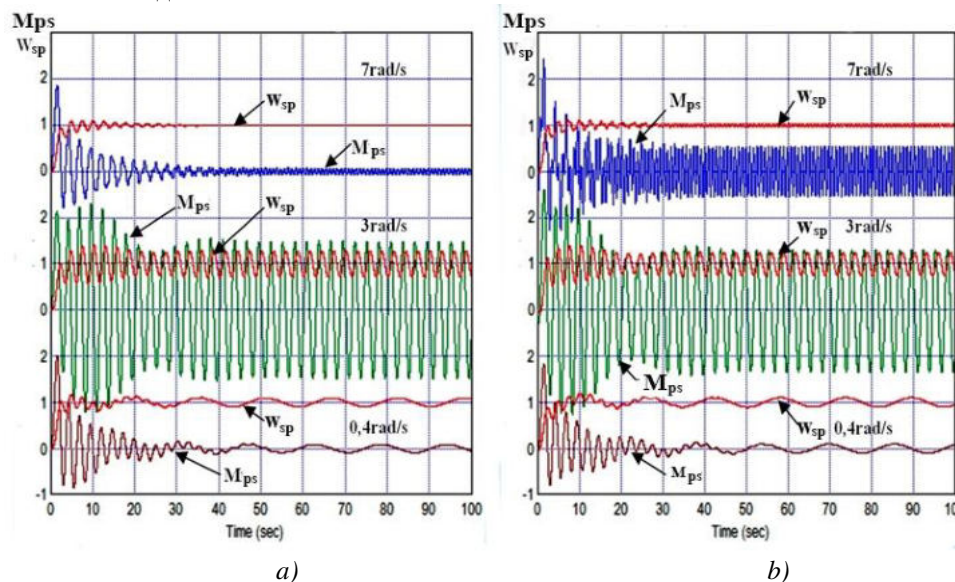


Рис. 4. Переходные процессы момента крутильных колебаний гребного вала M_{PS} и частоты вращения гребного винта ω_{SP} при амплитуде $M_{DV} = 1,0$ и частотах колебаний задающего генератора PLG1 $\omega_{G1} = 0,4$ рад/с, $\omega_{G2} = 3,0$ рад/с, $\omega_{G3} = 7,0$ рад/с, где: а) действие вибраций дизеля на гребной вал, б) действие внешних возбуждений на гребной винт

При одной и той же частоте вращения гребного вала частоты крутильных колебаний в нем, вызванные возмущениями от дизеля и от винта, между собой отличаются кратно в зависимости от числа лопастей винта [13-15]. Поэтому резонанс крутильных колебаний в гребном валу от внешнего воздействия на гребной винт наступает при частоте вращения гребного вала в число раз меньшей, чем число лопастей

винта. Отсюда следует, что критическая частота вибраций вала будет находиться в диапазоне между нулевой частотой его вращения и критической частотой резонанса при возбуждении от вибраций двигателя.

Из разных диапазонов работы гребного вала наиболее опасным следует признать диапазон действия моментов M_{DV} и M_{SPV} , когда частоты разных гармонических составляющих могут отличаться незначительно, имея при этом амплитуду колебаний крутильного момента выше номинального значения. Частный случай такого сочетания наложение таких моментов показан на Рисунке 5. В этом опыте частоты крутильных моментов возбуждения M_{DV} и M_{SPV} не были критическими – $\omega_{cr} = 3,21$ рад/с. А их частоты были заданы близкими друг другу – $\omega_{cr1} = 3,95$ рад/с и $\omega_{cr2} = 3,85$ рад/с и амплитуды колебаний не превышали значения $0,5M_{Dn}$ и $0,4M_{Dn}$ соответственно.

Осциллограмма опыта показывает, что при совместном действии таких моментов в гребном валу возникающие биения крутильных колебаний приводят к тому, что амплитуда крутильного момента гребного вала принимает максимальное значение. В этом случае, для исследуемой схемы, как видно из Рисунка 5, амплитуда крутильных колебаний превышает номинального момента M_{Dn} в 1.55 раза.

Из осциллограмм (Рис. 5) следует, что необходимо учитывать не только критические частоты ДМЧ, но и все частоты диапазона, в которых возможно наложение амплитуд колебаний различных возбуждений близких по частоте, так как их взаимодействие может дать опасное превышение крутильного момента в режиме длительной работы дизеля.

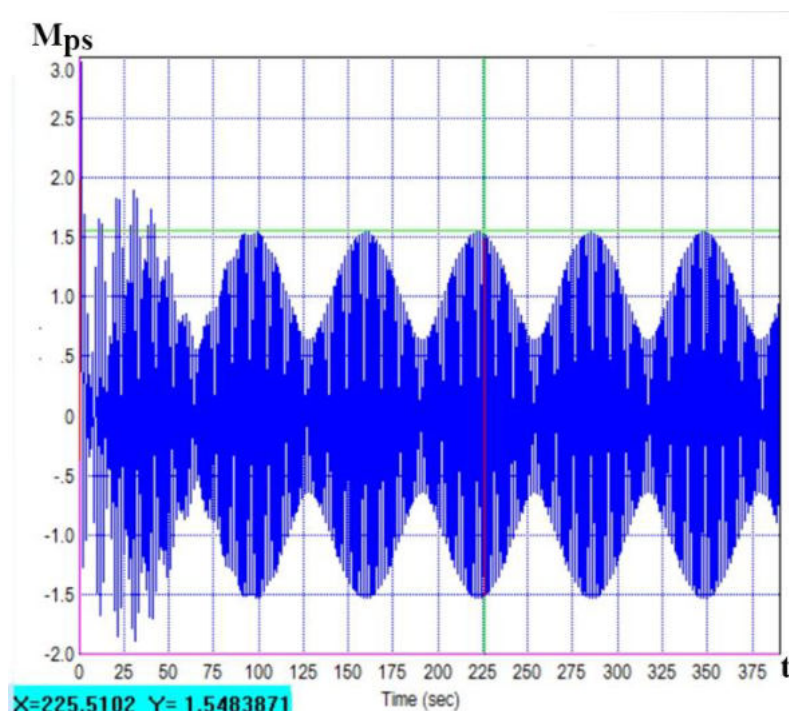


Рис. 5. Биения крутильного момента гребного вала M_{ps} при действии на вал одновременно возмущений M_{DV} и M_{SPV} при $h_p=8$ мм

Таким образом, исследования динамики таких резонансных диапазонов, при которых на гребной вал судна одновременно действуют вибрационные возмущения от дизеля и гармонические колебания внешнего возмущения на гребном винте позволяют определять их параметры и вводить ограничения на работу пропульсивной установки с целью увеличения периода безаварийной работы гребного вала судна.

Выводы

В работе представлена разработанная модель комплекса САРЧ-ДМЧ, которая позволяет комплексно исследовать динамические режимы работы пропульсивной установки судна. Показано, что в установившемся режиме при одновременном воздействии вибрационных возмущений со стороны дизеля и со стороны гребного винта, амплитуда крутильных колебаний гребного вала вне резонансного диапазона может длительно и значительно превышать величину номинального момента дизеля.

Исследована возможность появления резонанса крутильных колебаний в гребном валу судна при частоте его вращения вне запретного диапазона работы. Найдено, что при наложении внешних возмущений одного на другого и возникновении при этом биения колебаний, их низкая частота может резонировать с собственной частотой колебания гребного вала. Найдено, что для мало и среднеоборотных дизелей полосу резонанса от лопастных частот внешнего возбуждения необходимо объединять с полосой критических частоты ДМЧ в один диапазон запретных частот, поскольку они расположены достаточно

близко друг от друга, что является нежелательным в режиме длительной работы дизеля на низких частотах вращения гребного винта.

В связи с актуальностью учета ограничений частотных диапазонов, при которых на гребной вал судна одновременно совместно действуют вибрационные возмущения от дизеля и гармонические колебания внешнего возмущения на гребном винте, работа может быть полезной для проверки соответствия расчетов резонансных режимов крутильных колебаний гребных валов требованиям Регистра.

Список литературы

1. Мартыанов, В.В. (2015). Расчет крутильных колебаний судового валопровода прогулочного пассажирского теплохода «Максимус». *Материалы 6-й межвузовской научно-практической конференции, «Современные тенденции и перспективы развития водного транспорта России»*, 14 мая 2015 г. Санкт-Петербург: Изд-во ГУМРФ им. адм. С.О. Макарова, с. 146-150.
2. Иванченко, А.А., Щенников, И.А. (2014). Проблемы эксплуатации судов с дизельными установками нового поколения и задачи по их совершенствованию. *Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова*, 5(27), 26-33.
3. Герасимьяк, Р.П., Лещев, В.А. (2008). Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса: СМІЛ, 192 с.
4. Тарасенко, А.И. (2009). Крутильные колебания в малооборотном дизеле при переходных процессах. *Авиационно-космическая техника и технология*, 8(65), 86-89.
5. Leschev, V.A. (2018). ACS of marine diesel engine with external feedback of the speed sensor. *Modern Engineering and Innovative Technologies*, 5(3), 11-17. <https://doi.org/10.30890/2567-5273.2018-05-03-009>
6. Narasaiah, N., Ray, K. (2008). Initiation and growth of micro-cracks under cyclic loading. *Materials Science and Engineering A*, 474 (1-2), 48-59.
7. Leshchev, V.A. (2019). Modeling of the Impact of Dynamic Modes of a Diesel Engine on the Indicators of Toxic Emissions of Exhaust Gases. *Journal of Advanced Research in Dynamical & Control Systems*, 11, 1111-1116.
8. Тверсков, Б.М. (2015). Амплитуды колебаний при резонансе. *Вестник КГУ*, 3, 45-59.
9. Dylejko, P., & Kessissoglou, N. (2004). Minimization of the vibration transmission through the propeller-shafting system in a submarine. *Journal of the Acoustical Society of America*, 116, 2569-2569.
10. Huang, Q., Zhang, C., Jin, Y., Yuan, C., & Yan, X. (2015) Vibration analysis of marine propulsion shafting by the coupled finite element method. *Journal of Vibroengineering*, 17(7), 3392-3403.
11. Besnier, F., Jian, L., Murawski, L., & Weryk, M. (2008). Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration. *International Shipbuilding Progress*, 55(1-2), 3-27. <https://doi.org/10.1155/2014/413592>
12. Chen, F., Chen, Y., & Hua, H. (2020). Coupled vibration characteristics of a submarine propeller-shaft-hull system at low frequency. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 39(2), 258-279. <https://doi.org/10.1177/1461348419846722>
13. Sievi, A., Martner, O., & Lutzenberger, S. (2012). Noise reduction of trains using the operational transfer path analysis – demonstration of the method and evaluation by case study. *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems*, 118, 453-446. https://doi.org/10.1007/978-4-431-53927-8_54
14. Qi, L., Wu, Y., Zou, M., Duan, Y., & Shen, M. (2018). Acoustic and vibrational characteristics of a propeller-shaft-hull coupled system based on sono-elasticity theory. *Journal of Vibration and Control*, 24(9), 1707-1715. <https://doi.org/10.1177/1077546316668061>
15. Dzionk, S., Przybylski, W., & Ścibiorski, B. (2020). The possibilities of improving the fatigue durability of the ship propeller shaft by burnishing process. *Machines*, 8(4), 1-17. <https://doi.org/10.3390/machines8040063>

References

1. Martyanov, V.V. (2015). Calculation of torsional vibrations of the ship shafting of the passenger pleasure motor ship "Maximus". *Materials of the 6th interuniversity scientific and practical conference, "Modern trends and prospects for the development of water transport in Russia"* (pp. 146-150), May 14, 2015. St. Petersburg: Publishing House of GUMRF named after S.O. Makarov.
2. Ivanchenko, A.A., Shchennikov, I.A. (2014). Problems of the operation of ships with diesel installations of a new generation and tasks for their improvement. *Bulletin of the State University of Maritime and River Fleet named after Admiral S.O. Makarova*, 5(27), 26-33.
3. Gerasimyak, R.P., Leshchev, V.A. (2008). *Analysis and synthesis of crane electromechanical systems*. Odessa: SMIL, 192 p.
4. Tarasenko, A.I. (2009). Torsional vibrations in a low-speed diesel engine during transient processes. *Aerospace Engineering and Technology*, 8(65), 86-89.
5. Leschev, V.A. (2018). ACS of marine diesel engine with external feedback of the speed sensor. *Modern Engineering and Innovative Technologies*, 5(3), 11-17. <https://doi.org/10.30890/2567-5273.2018-05-03-009>

6. Narasaiah, N., Ray, K. (2008). Initiation and growth of micro-cracks under cyclic loading. *Materials Science and Engineering A*, 474 (1-2), 48-59.
7. Leshchev, V.A. (2019). Modeling of the Impact of Dynamic Modes of a Diesel Engine on the Indicators of Toxic Emissions of Exhaust Gases. *Journal of Advanced Research in Dynamical & Control Systems*, 11, 1111-1116.
8. Tverskov, B.M. (2015). Oscillation amplitudes at resonance. *KSU Bulletin*, 3, 45-59.
9. Dylejko, P., & Kessissoglou, N. (2004). Minimization of the vibration transmission through the propeller-shafting system in a submarine. *Journal of the Acoustical Society of America*, 116, 2569-2569.
10. Huang, Q., Zhang, C., Jin, Y., Yuan, C., & Yan, X. (2015) Vibration analysis of marine propulsion shafting by the coupled finite element method. *Journal of Vibroengineering*, 17(7), 3392-3403.
11. Besnier, F., Jian, L., Murawski, L., & Weryk, M. (2008). Evaluation of main engine and propeller excitations of ship hull and superstructure vibration. *International Shipbuilding Progress*, 55(1-2), 3-27. <https://doi.org/10.1155/2014/413592>
12. Chen, F., Chen, Y., & Hua, H. (2020). Coupled vibration characteristics of a submarine propeller-shaft-hull system at low frequency. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 39(2), 258-279. <https://doi.org/10.1177/1461348419846722>
13. Sievi, A., Martner, O., & Lutzenberger, S. (2012). Noise reduction of trains using the operational transfer path analysis - demonstration of the method and evaluation by case study. *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems*, 118, 453–446. https://doi.org/10.1007/978-4-431-53927-8_54
14. Qi, L., Wu, Y., Zou, M., Duan, Y., & Shen, M. (2018). Acoustic and vibrational characteristics of a propeller–shaft–hull coupled system based on sono-elasticity theory. *Journal of Vibration and Control*, 24(9), 1707–1715. <https://doi.org/10.1177/1077546316668061>
15. Dzionk, S., Przybylski, W., & Ścibiorski, B. (2020). The possibilities of improving the fatigue durability of the ship propeller shaft by burnishing process. *Machines*, 8(4), 1-17. <https://doi.org/10.3390/machines8040063>