

УДК 621.431.74

ARTICLE HISTORY

Received 11.09.2021

Accepted 26.09.2021

Горб Сергей Иванович¹, Будуров Николай Игоревич²
НУ "Одесская морская академия", Одесса, Украина
gs@fa.onma.edu.ua¹, budurovuk@gmail.com²

Оптимизация автоматического регулирования частоты вращения судового дизеля

Gorb Sergii¹, Budurov Mykola²
NU "Odessa Maritime Academy", Odessa, Ukraine
gs@fa.onma.edu.ua¹, budurovuk@gmail.com²

Optimization of an automatic control speed of a marine diesel engine

Резюме – Обоснована модель для оптимизации настройки электронного регулятора частоты вращения AutoChief 600 при его использовании в составе главного судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2, для которого характерны динамические режимы, связанные с волнением моря. Показано, что в факторном пространстве возмущений на дизель при волнении моря возможно появление локальных экстремумов критерия оптимальности при изменении настроечных параметров регулятора, что может потребовать применение специализированных методов поиска экстремума. Однако и простым перебором значений настроечных параметров регулятора можно добиться повышения стабильности частоты вращения дизеля.

Abstract – The application of a model for optimization of tuning of the electronic speed governor AutoChief 600 has been substantiated when it is used as part of a main marine diesel engine HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2, which is characterized by dynamic modes associated with heavy seas. The study was carried out on the diesel engine. The study shows that changing the tuning parameters of the governor may lead to local extrema of the optimality criterion in the factor space of disturbances on the diesel engine in heavy seas. It may require the use of specialized methods for searching for an extremum. However, it is possible to achieve increase in the stability of the diesel engine rotational speed by carrying out a simple enumeration of the values of the tuning parameters of the governor.

DOI: 10.31653/1819-3293-2021-1-27-03-21

В настоящее время можно считать устоявшейся методику настройки регуляторов частоты вращения (РЧВ) дизелей при их эксплуатации в условиях ступенчатых возмущений, которые

характерны для дизель-генераторов [1]. Однако у главных дизелей (ГД) возмущения не могут изменяться ступенчато как по каналу задания частоты вращения, так и по каналу нагрузки. Объясняется это тем, что по каналу задания сигнал преднамеренно замедляется системой дистанционного автоматического управления при его увеличении, чтобы не возникало неполное сгорание топлива и не прогорали выпускные клапаны, а также чтобы не загрязнялся газовый тракт [2].

В гидравлических РЧВ дополнительную защиту от резкого изменения задания обеспечивает сопло перед сильфоном, в электронных РЧВ – специальное интегральное звено. Замедление сигнала задания не препятствует резкой остановке ГД, так как остановка осуществляется дополнительным устройством, которое отключает подачу топлива [3]. По каналу нагрузки возмущение также не может измениться мгновенно, так как даже на судах с винтами регулируемого шага лопасти винта разворачиваются довольно медленно.

По указанным причинам традиционная методика настройки РЧВ не может применяться для ГД судов, динамические режимы которых связаны, прежде всего, с волнением моря. Обзор известных методик настройки РЧВ [4, 5, 6, 7] также подтверждает, что они не обеспечивают оптимизацию работы ГД при волнении моря. В связи с этим определена практическая потребность разработки методики настройки РЧВ ГД, учитывающей особенности работы двигателей при волнении моря.

Задача исследования – получить максимальную стабильность частоты вращения дизеля за счёт оптимизации настроечных параметров регулятора, в том числе его нечувствительности (если предусмотрено изменение нечувствительности).

Исследование выполнено с использованием модели системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) [8]. В качестве объекта исследования выбран судовой двигатель фирмы HYUNDAI – MAN B&W марки 6G70ME-C9.2 крупнотоннажного танкера "GOLDWAY", который построен на верфи SUNGDONG в Южной Корее и введён в эксплуатацию 10.09.2016 (табл. 1).

Основные технические характеристики двигателя HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 взяты из конструкторской документации [9] и приведены в табл. 2.

Таблица 1
Основные характеристики крупнотоннажного танкера "GOLDWAY"

Брутто-регистрационный тоннаж, т	81545
Нетто-регистрационный тоннаж, т	51131
Дедвейт, т	157781
Водоизмещение, т	183260,9
Порожнее водоизмещение, т	25479,9
Осадка, м	17,174
Надводный борт, м	5,972
Длина, м	277
Длина между перпендикулярами, м	267
Ширина, м	48
Погружная осадка винта, м	9,2

Таблица 2
Технические характеристики двигателя HYUNDAI – MAN B&W
6G70ME-C9.2

Количество цилиндров	6
Диаметр цилиндра, мм	700
Ход поршня, мм	3256
Номинальная мощность, кВт	15088
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	71,8
Среднее индикаторное давление, кгс/см ²	16,8
Максимальное давление сгорания, кгс/см ²	185
Средняя скорость поршня, м/с	7,8

Двигатель оснащён электронным РЧВ фирмы KONGSBERG марки AutoChief 600 [10], структурная схема которого изображена на рис. 1. Элементы 1 – 7 вырабатывают необходимое значение хода исполнительного механизма \bar{z}_c' . Отрабатывается это значение элементами 8 – 14.

Значение \bar{z}_c' исчисляется непосредственно по сигналу задания угловой скорости $\bar{\omega}_3$, с использованием преобразователя F_B , зависимость которого близка к квадратичной:

$$\bar{z}_c' \approx \bar{\omega}_B^2.$$

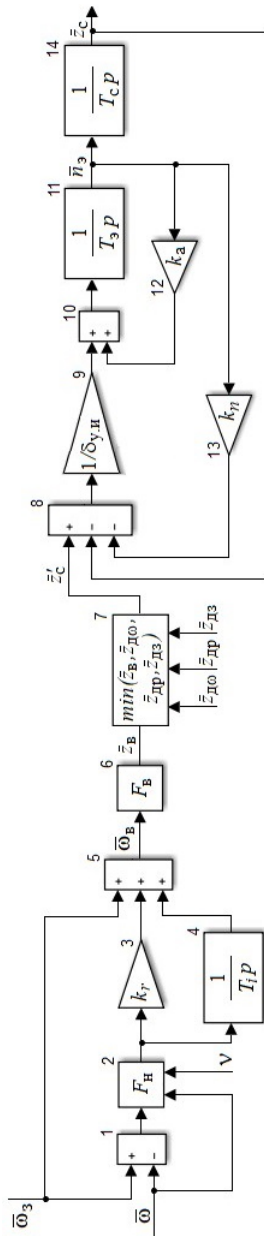


Рис. 1. Структурная схема электронного регулятора AutoChief 600: 1, 5, 8, 10 – сумматоры; 2 – функциональный преобразователь, вводящий нечувствительность; 3, 9, 12, 13 – пропорциональные звенья; 4, 11, 14 – интегральные звенья; 6 – нелинейный безынерционный усилитель; 7 – селектор минимального сигнала

Если сигнал $\bar{z}_в$ не обеспечит необходимой подачи топлива в дизель (возникает разбаланс заданной $\bar{\omega}_3$ и измеренной $\bar{\omega}$ угловых скоростей), звенья 1–4 выработают корректирующие сигналы, подаваемые на сумматор 5. Эти корректирующие сигналы изменяют сигнал $\bar{\omega}_в$, чем обеспечится уточнение сигнала $\bar{z}_в$.

Селектор минимального сигнала 7 ограничивает подачу топлива в дизель. Для этого на него подаются три сигнала допускаемого хода исполнительного механизма: в функции от измеренной частоты вращения ($\bar{z}_{до}$), в функции от давления наддувочного воздуха ($\bar{z}_{др}$) и установленный на пульте управления ($\bar{z}_{дз}$).

Элемент 2 обеспечивает нечувствительность регулятора к разбалансу сигналов $\bar{\omega}_3$ и $\bar{\omega}$. В элементе предусмотрено три уровня нечувствительности: нулевая, пониженная (регулируется на 1 %) и повышенная в 3 раза. Повышенная нечувствительность может быть задана с пульта управления (сигнал ν) для стабилизации изменения подачи топлива при умеренном волнении. В элементе предусмотрены автоматический переход с повышенной на пониженную нечувствительность при уменьшении скоростного режима и отключение нечувствительности при $\bar{\omega} < 0,6$.

Элементы 3 и 4 усиливают сигнал по пропорционально-интегральному закону. Коэффициент усиления пропорционального звена k_r регулируется ступенчато в пределах от 0,5 до 50 (0,50; 0,75; 1,20; 1,75; 2,65; 4,10; 6,15; 9,20; 13,80; 20,80; 31,75 и 50,00). Обычно используются значения 6,15 – 20,80. Время интегрирования T_i зависит от установленного значения k_r и также регулируется ступенчато. Наиболее часто используется значение $15/k_r$ с (редко $10/k_r$ или $22/k_r$ с).

Исполнительный механизм имеет две обратные связи: по положению роликовой гайки (выходному сигналу \bar{z}_c) и частоте вращения электродвигателя \bar{n}_3 . На установившихся режимах $\bar{z}_c = \bar{z}_c'$ и $\bar{n}_3 = 0$. Поэтому выходной сигнал сумматора 8 равен нулю. При возникновении разбаланса заданного и обработанного сигналов (\bar{z}_c' и \bar{z}_c) выходной сигнал сумматора 8 становится отличным от нуля. Этот сигнал усиливается управляющим элементом 9, имеющим ограничение выходного сигнала на уровне относительной единицы. Появление сигнала на выходе элемента 9 приводит к разгону электродвигателя, который на схеме представлен интегральным звеном 11. Время разгона электродвигателя T_3 равно 0,03 с.

Электродвигатель перемещает роликую гайку. Преобразователь частоты вращения электродвигателя в ход гайки изображён на схеме интегральным звеном 14. Время этого звена T_c равно 0,4 с. Роликовая гайка перемещается до тех пор, пока сигнал \bar{z}_c не станет равным \bar{z}_c' .

Обратная связь по частоте вращения электродвигателя обеспечивает его быстрый разгон и быстрое торможение. Торможение начинается при подходе роликковой гайки к необходимому положению. По схеме это проясняется следующим образом.

Когда значение сигнала \bar{z}_c приблизится к значению \bar{z}_c' выходной сигнал элемента 13 на сумматоре 8 станет доминирующим. Это приведёт к резкому уменьшению и изменению сигнала на выходе элемента 9 на противоположный. Максимальный уровень выходного сигнала элемента 12 приблизительно равен 0,4 ($k_a \approx 0,4$). Когда выходной сигнал элемента 9, который получил противоположный знак, превысит по абсолютной величине это значение, начнётся торможение электродвигателя. Уменьшение частоты вращения электродвигателя будет способствовать уменьшению сигнала на выходе элемента 12, что в ещё большей степени снизит частоту вращения.

При разгоне электродвигателя элемент 12 форсирует процесс только в случае, если относительный выходной сигнал элемента 9 меньше единицы. Это связано с тем, что сигнал на выходе сумматора 10 также ограничивается на уровне относительной единицы. Единичное ограничение имеет и сигнал \bar{n}_3 .

Коэффициент передачи k_n определяет уровень разбаланса сигналов \bar{z}_c' и \bar{z}_c , при котором осуществляется торможение (при разгоне – ограничение) частоты вращения электродвигателя. Если, например, $k_n = 0,08$, то торможение начинается приблизительно при разбалансе сигналов \bar{z}_c' и \bar{z}_c , равном 0,08 (при $k_n < 0,04$ электродвигатель может не успеть остановиться и возникает перерегулирование). Неравномерность управляющего элемента $\delta_{y,u}$ меньше k_n в несколько раз.

Изменение угловой скорости вала дизеля определяется в соответствии с принципом д'Аламбера по выражению

$$I_{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{д}} - M_{\text{с}},$$

где $I_{\text{пр}}$ – приведённый к оси вращения вала момент инерции вращающихся масс дизеля и потребителя мощности; $\omega_{\text{д}}$ – угловая скорость вала; $M_{\text{д}}$ – вращающий момент дизеля на валу; $M_{\text{с}}$ – момент сопротивления на валу.

В относительных переменных

$$T_{\text{д}} = \frac{d\bar{\omega}_{\text{д}}}{dt} = \bar{M}_{\text{д}} - \bar{M}_{\text{с}},$$

где $T_{\text{д}}$ – время разгона дизельной установки,

$$T_{\text{д}} = I_{\text{пр}} \omega_{\text{д}0} / M_{\text{д}0};$$

$\omega_{\text{д}0}$ – номинальное значение угловой скорости; $M_{\text{д}0}$ – номинальное значение момента дизеля на валу.

Вращающий момент дизеля – характеристика, показывающая силу давления сгоревших в двигателе газов через кривошипно-шатунный механизм на плечо кривошипа коленчатого вала:

$$M_{\text{д}} = M_i - M_{\text{м}},$$

где M_i – индикаторный момент дизеля; $M_{\text{м}}$ – момент механических потерь.

В относительных переменных

$$\bar{M}_{\text{д}} = \frac{M_{i0}}{M_{\text{д}0}} \bar{M}_i - \frac{M_{\text{м}0}}{M_{\text{д}0}} \bar{M}_{\text{м}} \quad (1)$$

где M_{i0} – номинальное значение индикаторного момента дизеля;

$M_{\text{м}0}$ – номинальное значение момента механических потерь.

Момент механических потерь может быть рассчитан по зависимости, которая получена усреднением экспериментальных данных в диапазоне мощности дизелей 25 – 110 % и по имеющимся в литературе сведениям о величине механических потерь при частоте вращения дизелей, близкой к нулю [11]. Зависимость позволяет рассчитать моменты на режимах, отличных от номинального, с использованием значений параметров номинального режима (обозначены индексом "0"), которая при переходе к относительным переменным имеет вид:

$$\bar{M}_{\text{м}} = \frac{M_{i0}}{M_{\text{д}0}} (1 - \eta_{\text{м}0}) (0,19 + 0,14 \bar{M}_i + 0,67 \bar{\omega}_{\text{д}}), \quad (2)$$

где $\eta_{\text{м}0}$ – механический КПД дизеля на номинальном режиме.

Учитывая, что $M_{д0} = M_{i0} \eta_{м0}$, и подставив выражение (2) в формулу (1), получим:

$$\bar{M}_д = \frac{1}{\eta_{м0}} \left[\bar{M}_i - (1 - \eta_{м0})(0,19 + 0,14\bar{M}_i + 0,67\bar{\omega}_д) \right]. \quad (3)$$

Индикаторный момент дизеля считается пропорциональным изменению подачи топлива ($\bar{M}_i = \bar{h}_p$). Однако в связи с цикличностью работы дизеля операция присваивания значения \bar{h}_p переменной \bar{M}_i выполняется через промежутки времени, соответствующие повороту кривошипа на угол между последовательными впрысками в цилиндры дизеля:

$$\Delta\tau = \frac{\varphi_{ц}}{in_{д0} \omega_{д0} \cdot 60}, \quad (4)$$

где $\varphi_{ц}$ – угол поворота кривошипа за цикл, град; i – количество цилиндров в дизеле; $n_{д0}$ – частота вращения вала на номинальном режиме, мин⁻¹.

В дизелях характерно запаздывание изменения \bar{M}_i по отношению к изменению подачи топлива \bar{h}_p . Это запаздывание объясняется тем, что после отсечки топлива индикаторный момент не сразу достигает максимальной величины. Значение максимума момента соответствует углу поворота кривошипа от верхней мёртвой точки (ВМТ) 22...32°. Меньшие значения характерны для частичных подач топлива. При регулировании подачи топлива изменением конца подачи момент отсечки топлива зависит от величины \bar{h}_p и обычно изменяется от ВМТ до 18° поворота кривошипа. Учитывая изложенное, можно полагать, что при $\bar{h}_p = 1$ запаздывание изменения \bar{M}_i приблизительно соответствует 10° поворота кривошипа, а при \bar{h}_p , близком к нулю, увеличивается до 20°. Тогда величина запаздывания

$$\tau_{зап} = \frac{20 - 10\bar{h}_p}{6n_{д0} \omega_{д0}}. \quad (5)$$

Учёт цикличности работы дизеля по выражению (4) и запаздывания по выражению (5) наиболее целесообразен при малых

частотах вращения дизелей с малым количеством цилиндров, что соответствует исследуемому объекту.

Относительное изменение подачи топлива связано с выходным сигналом регулятора соотношением:

$$\bar{h}_p' = \frac{\bar{z}_c}{k_{и.х}}, \quad (6)$$

где $k_{и.х}$ – относительная величина использования хода регулятора при переходе от нулевой подачи топлива к номинальной.

В математической модели не учитывалась динамика газотурбонагнетателя, так как на динамических режимах ГД транспортных судов, связанных с волнением моря, давление наддувочного воздуха остаётся практически стабильным [12].

Структурная схема САРЧ судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 приведена на рис. 2.

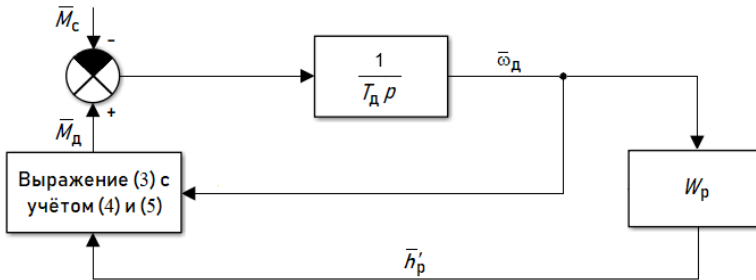


Рис. 2. Структурная схема САРЧ судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2

Структурная схема включает: объект регулирования с передаточной функцией – $1/T_d p$, РЧВ, передаточная функция которого обозначена – W_p (учитывает зависимость (6)), выражения вращающего момента дизеля на валу с учётом запаздывания изменения индикаторного момента дизеля по отношению к изменению подачи топлива.

На схеме использованы ранее принятые обозначения переменных и передаточных функций. Возмущение на систему наносится по каналу нагрузки (изменением относительного момента сопротивления \bar{M}_c).

Модель САРЧ судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 с электронным регулятором AutoChief 600 приведена на рис. 3. Двигатель представлен в виде интегратора разницы значений $\bar{M}_д$ и $\bar{M}_с$. На выходе интегратора получается частота вращения вала, которая сравнивается с заданным значением частоты вращения. Сигнал ошибки (расогласования) поступает на пропорционально-интегральный (ПИ) регулятор, который изменяет подачу топлива.

В модели использованы значения: механический КПД дизеля $\eta_{м0} = 0,9$ отн. ед.; время разгона дизеля $T_д = 2,2$ с; время запаздывания $\tau = 0,02$ отн. ед.; коэффициенты зависимости (2) c_1 , c_2 и c_3 , которые соответственно равны 0,14, 0,19 и 0,67 отн. ед.; относительная зона нечувствительности $\varepsilon = 0,001 \dots 0,005$ отн. ед.; коэффициент усиления пропорционального звена $k_r = 1 \dots 4$ отн. ед.; время интегрирующего звена $T_i = 3,75 \dots 15$ с; неравномерность управляющего элемента исполнительного механизма $\delta_{y,и} = 0,02 \dots 0,05$ отн. ед.; время разгона исполнительного электродвигателя $T_э = 0,03$ с; коэффициент передачи звена, форсирующего разгон и торможение исполнительного электродвигателя $k_a = 0,2 \dots 0,6$ отн. ед.; коэффициент передачи обратной связи по частоте вращения исполнительного электродвигателя $k_n = 0,04 \dots 0,09$ отн. ед.

Сигналы допустимого хода исполнительного механизма $\bar{z}_{до}$, $\bar{z}_{др}$ и $\bar{z}_{дз}$ приняты равными 1,0. Программный код звеньев функционального преобразователя, вводящего нечувствительность и селектора минимального сигнала приведены в табл. 3.

Таблица 3

Программный код звеньев модели САРЧ судового дизеля

Селектор минимального сигнала	Функциональный преобразователь, вводящий нечувствительность
<pre>function y = fcn(zv,zdw,zdp,zdz) if (zv<zdw) && (zv<zdp) && (zv<zdz) y=zv; elseif (zdw<zv) && (zdw<zdp) && (zdw<zdz) y=zdw; elseif (zdp<zv) && (zdp<zdw) && (zdp<zdz) y=zdp; else y=zdz; end</pre>	<pre>function y = fcn(e,w,v) if e<(v) && e>(-v) y=0; else y = e; end</pre>

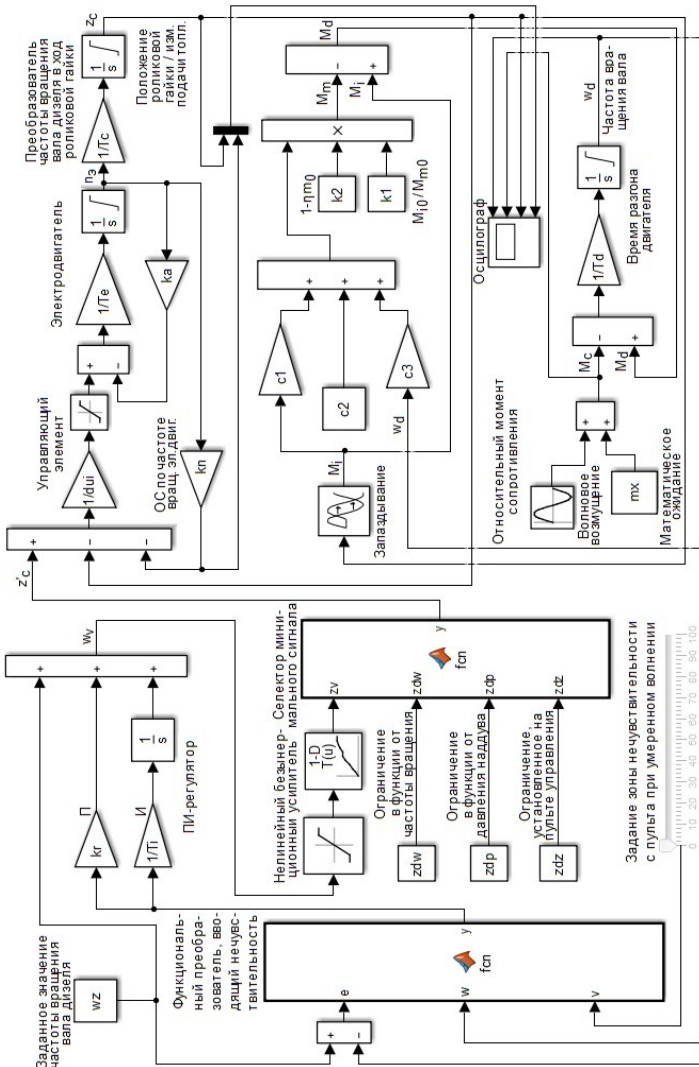


Рис. 3. Модель системы автоматического регулирования частоты вращения вала судового дизеля HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 с электронным регулятором AutoChief 600

В качестве возмущения на модель может использоваться зависимость из работы [13], которая учитывает обратное влияние дизеля на возмущение. Однако ранее выполненное исследование с гидромеханическим РЧВ показало, что результаты оптимизации САРЧ оказываются практически одинаковыми при использовании зависимости из работы [13] и обычной синусоиды. В связи с этим функция возмущающего воздействия принята синусоидальной.

С целью уменьшения влияния ограничений подачи топлива на динамику САРЧ, моделирование выполнялось при средней нагрузке на двигатель 80 % от номинальной.

Оптимизировать параметры РЧВ целесообразно при наиболее вероятных в эксплуатации дизеля амплитуде и частоте возмущающего воздействия, которые зависят от размеров судна, района плавания, вероятных курсов движения судна и изменений погодных условий по временам года. При этом следует учитывать, что чем меньше задана частота вращения дизеля, тем с меньшей амплитудой будет колебаться момент сопротивления гребного винта. В первом приближении для этого можно использовать статическую винтовую зависимость:

$$\bar{M}_c = \lambda(t)\bar{\omega}_3^2,$$

где $\lambda(t)$ – функция возмущающего воздействия; t – время.

Значения амплитуды изменения возмущающего воздействия δ_λ могут быть заимствованы из работы [14], в которой они усреднены по статистическим данным о скорости ветра и высотах волн для четырёх времён года в 19 районах плавания с использованием вероятных курсов движения судов и вероятности нахождения транспортных судов Черноморского морского пароходства в этих районах плавания. Эти значения приведены в табл. 4.

Из табл. 4 следует, что для оптимизации настроечных параметров РЧВ целесообразно использовать значения δ_λ до 0,15. Причём, чем меньше судно, тем при бóльших значениях δ_λ рекомендуется выполнять оптимизацию [12].

В качестве критерия оптимальности выбран минимум неустойчивости регулируемого параметра, т.е. амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля $\Delta\bar{\omega}_d$. Этот минимум должен достигаться, прежде всего, при наиболее вероятных значениях амплитуды – δ_λ и периода колебаний (качки) – T_k возмущающего воздействия.

Таблица 4

Амплитуды изменения функции возмущающего воздействия

Пределы изменения δ_x	Среднее значение δ_x	Повторяемость, δ_x , %					
		при силе ветра по шкале Бофорта, баллы					на линиях судов
		5	6	7	8	9	
0 - 0,025	0	51	28	19	14	10	77,2
0,025 - 0,075	0,05	47	48	36	26	20	15,9
0,075 - 0,125	0,10	2	20	27	24	19	4,4
0,125 - 0,175	0,15		4	13	18	16	1,6
0,175 - 0,225	0,20			4	10	14	0,5
0,225 - 0,275	0,25			1	5	9	0,2
0,275 - 0,325	0,30				2	6	0,1
0,325 - 0,375	0,35				1	3	0,1
0,375 - 0,425	0,40					2	
0,425 - 0,475	0,45					1	

Ранее выполненные исследования оптимизации САРЧ при использовании гидравлического РЧВ [14, 15, 16] показали, что в факторном пространстве возмущений на дизель, характерных при волнении моря, вероятны локальные экстремумы критерия оптимальности при изменении настроечных параметров регулятора. В связи с этим было рекомендовано для повышения точности оптимизации использовать методы с прямым поиском на модели оптимальных параметров и применить метод Хука-Дживца, идея которого заключается в комбинации двух оптимизирующих процедур: "исследующего" поиска с циклическим перебором оптимизируемых переменных и "ускоряющего" поиска по образцу.

Чтобы оценить, насколько рекомендации по оптимизации САРЧ при использовании гидравлического РЧВ могут быть распространены на САРЧ с электронным РЧВ, на рис. 4 – 6 приведены результаты моделирования динамики САРЧ во всем диапазоне эксплуатационных возмущений на дизель, характерных при волнении моря. При этом варьировались: коэффициент усиления РЧВ k_r (рис. 4); зона нечувствительности ε (рис. 5) и коэффициент усиления звена 13 k_n (рис. 6). Базовые настройки регулятора: $k_r = 2$; $\varepsilon = 0$; $k_n = 0,05$; $T_i = 7,5$ с; коэффициент усиления звена 12 $k_a = 0,4$.

Из рис. 4 и 5 следует, что при использовании в САРЧ электронного регулятора, также как и при использовании гидравлического регулятора, в факторном пространстве возмущений на дизель, характерных при волнении моря, могут появляться локальные

экстремумы критерия оптимальности при изменении настроечных параметров регулятора. Это означает, что при использовании в САРЧ электронного регулятора может ставиться задача поиска локальных экстремумов с использованием специализированных методов.

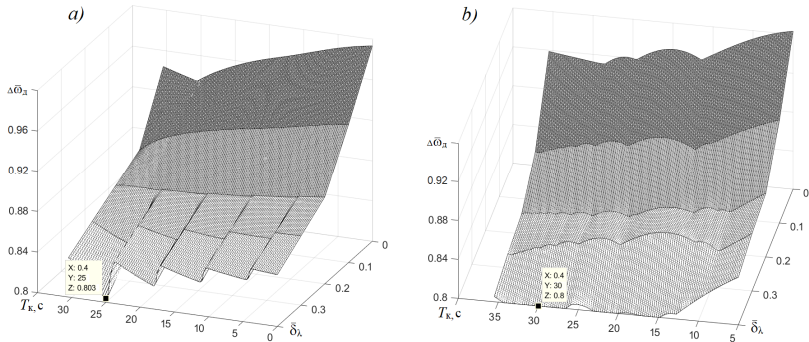


Рис. 4. Зависимость амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля от амплитуды и периода колебаний волновых возмущений при $\varepsilon = 0$ и $k_n = 0,05$:
а) $k_r = 2$; б) $k_r = 13,5$

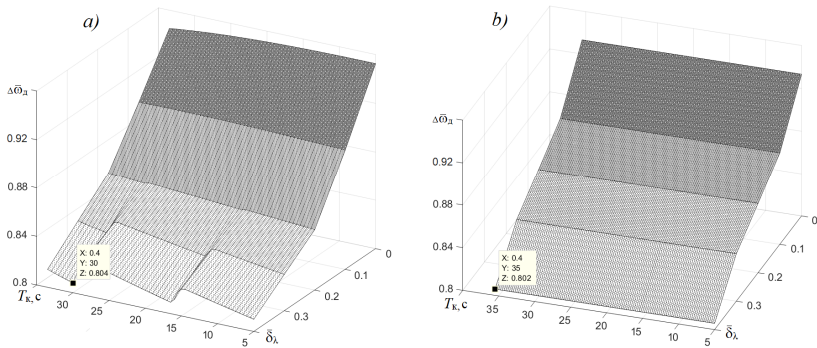


Рис. 5. Зависимость амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля от амплитуды и периода колебаний волновых возмущений при $k_r = 13,5$ и $k_n = 0,05$: а) $\varepsilon = 0$; б) $\varepsilon = 0,003$

Однако даже простым перебором настроечных параметров РЧВ удалось добиться существенного уменьшения нестабильности частоты вращения. Об этом свидетельствует рис. 7, на котором сравнены переходные процессы в САРЧ при базовых значениях настроечных параметров регулятора ($k_r = 2$; $\varepsilon = 0$; $k_n = 0,05$; $T_i = 7,5$ с;

$k_a = 0,4$) и оптимизированных: $k_r = 13,5$; $\varepsilon = 0,003$; $k_n = 0,09$; $T_i = 1,5$ с; $k_a = 0,6$. Процессы получены на режиме средней нагрузки дизеля 80 % номинального значения и средней частоты вращения 90 % номинального значения.

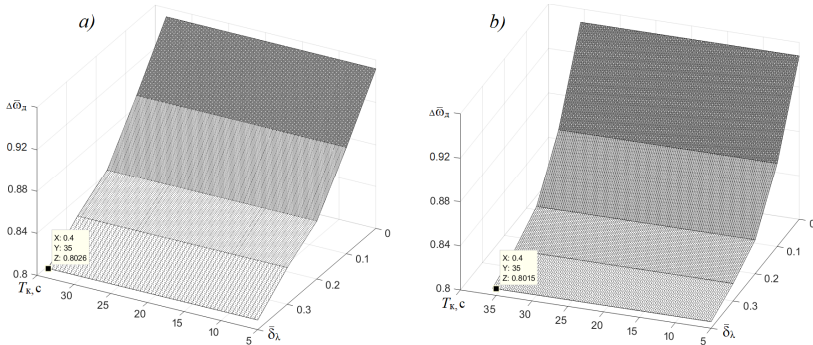


Рис. 6. Зависимость амплитуды колебаний частоты вращения вала дизеля от амплитуды и периода колебаний волновых возмущений при $k_r = 13,5$ и $\varepsilon = 0,003$: а) $k_n = 0,05$; б) $k_n = 0,09$

На рис. 7 $\delta_\lambda = 0,12$ и $T_k = 8$ с. Однако в довольно большом диапазоне изменения δ_λ и T_k оптимизированные значения параметров регулятора обеспечили аналогичный эффект.

Также установлено, что при "тяжёлом" винте стабильность частоты вращения можно повысить уменьшением коэффициента передачи звена 3, а также увеличением времени интегрирования звена 4.

Дальнейшее исследование планируется в направлении обоснования целесообразности учёта возможности появления в факторном пространстве локальных экстремумов в САРЧ с электронными РЧВ с возможным обоснованием выбора специализированного метода поиска экстремума.

ЛИТЕРАТУРА REFERENCES

1. Kim S., Kim S.-N., Dujic D. Impact of Synchronous Generator Deexcitation Dynamics on the Protection in Marine DC Power Distribution Networks. // IEEE Transactions on Transportation Electrification. – March 2021. – Vol. 7. – N. 1. – P. 267 – 275.

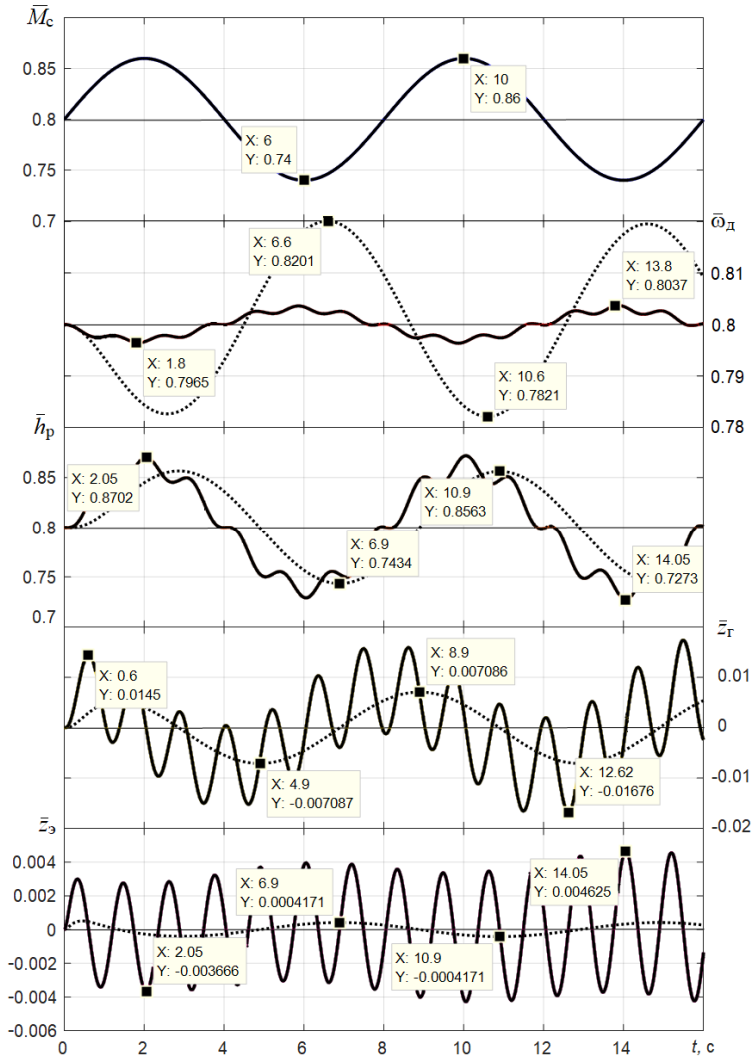


Рис. 7. Реакция системы на внешнее возмущающее воздействие — — — оптимизированные значения настроечных параметров; - - - - базовые значения настроечных параметров; \bar{z}_Γ – относительное значение сигнала обратной связи исполнительного механизма РЧВ по положению роликовой гайки, \bar{z}_3 – относительное значение сигнала обратной связи исполнительного механизма РЧВ по частоте вращения электродвигателя

2. Горб С.И., Будуров Н.И. Анализ состояния газового тракта дизеля безразборным методом. // Материалы X Международной научно-технической конференции «Судовая электроинженерия, электроника и автоматика». – Одесса: НУ "ОМА". – С. 213 – 218.

3. Горб С.И. Эффективность устройств защиты дизеля от перегрузок в пропульсивных установках с ВРШ. // Двигателестроение. – 1991. - №7. - С. 37 - 41.

4. Lee S., Yim J., Lee J., Sul S. Design of Speed Control Loop of A Variable Speed Diesel Engine Generator by Electric Governor. // IEEE Industry Applications Society Annual Meeting. – 2008. - P. 1 - 5.

5. Issa, M., Ibrahim, H., Lepage, R., Pinca, A. A Review and Comparison on Recent Optimization Methodologies for Diesel Engines and Diesel Power Generators. // Journal of Power and Energy Engineering. – 2019. – 7. – P. 31 - 56.

6. Zhao, G., Long, Y., Ding, S., Yang, L. et al. Study of Advanced Control Based on the RBF Neural Network Theory in Diesel Engine Speed Control. // SAE Int. J. Engines. – 2020. – 13(1). – P. 63 – 75.

7. Yuanqing Wang, Qi Wang, Hongyu Qiao and Juan Su Speed Control of Electronically Controlled Diesel Engine Based on Automatic Disturbance Rejection Control. //Journal of Coastal Research 103(sp1). – 23 June 2020. – P. 346 - 350.

8. Горб С.И. Анализ систем автоматического регулирования частоты вращения судовых дизельных установок: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1989. – 44 с.

9. Shop Test Result for Main Engine HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2. – Engine No. KAA006083 // Doc. No.: K630-IR16A-1613. – ННІ – EMD, 2016. – 18 p.

10. Instruction Manual for Propulsion Control System - AutoChief 600. – Doc. No.: 588KB. – Norway, 2016. – 685 p.

11. Горб С.И. Моделирование динамики работы дизельных пропульсивных установок на ЭЦВМ: учебное пособие. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1986. – 48 с.

12. Горб С.И. Оптимизация параметров гидромеханического регулятора частоты вращения. // Двигателестроение. – 1988. – №12. – С. 39 – 41.

13. Залитис В.А. Исследование процессов регулирования нагрузки пропульсивного комплекса дизель–ВРШ в условиях волнения. // Тр. ЦНИИМФ. – 1980. – Вып. 259. – С. 65 –75.

14. Горб С.И., Бурденко А.Ф. Метод оптимизации гидромеханических регуляторов частоты вращения главных

двигателей. // Автоматизация судовых технических средств: науч. - техн. сб. – 1999. – Вып. 4. – Одесса: ОГМА. – С. 52 - 57.

15. Горб С.И., Бурденко А.Ф. Усовершенствованный метод оптимизации гидромеханических регуляторов частоты вращения главных двигателей. // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 28 - 32.

16. Горб С.И., Бурденко А.Ф. Оптимизация сложного объекта методом случайного поиска экстремума. // Автоматизация судовых технических средств: науч. -техн. сб. – 2001. – Вып. 6. – Одесса: ОГМА. – С. 18 - 23.

Анотація – Усталена методика налаштування регуляторів частоти обертання (РЧО) дизелів під час їхньої експлуатації в умовах східчастих збурень, які характерні для дизель-генераторів, не може застосовуватися для головних двигунів суден, динамічні режими яких пов'язані, перш за все, з хвилюванням моря, тому що у них збурення не можуть змінюватися східчасто як по каналу завдання частоти обертання, так і по каналу навантаження. У зв'язку з цим визначена практична потреба розробки методики налаштування РЧО головних двигунів, що враховує особливості їхньої роботи під час хвилювання моря.

У роботі змодельована система автоматичного регулювання частоти обертання (САРЧ) суднового двигуна фірми HYUNDAI – MAN B&W марки 6G70ME-C9.2 великотоннажного танкера "GOLDWAY" з електронним РЧО типу AutoChief 600. В якості критерія оптимальності використаний мінімум нестабільності параметра регулювання, тобто, амплітуди коливань частоти обертання валу дизеля, при найбільш імовірних значеннях амплітуди і періоду коливань (хитавиці) збурюючого впливу.

У результаті дослідження встановлено, що при використанні в САРЧ електронного регулятора в факторному просторі збурень на дизель, характерних при хвилюванні моря, можуть з'являтися локальні екстремуми критерію оптимальності під час зміни параметрів налаштування регулятора. Це означає, що при використанні в САРЧ електронного регулятора може ставитися завдання пошуку локальних екстремумів з використанням спеціалізованих методів. Однак навіть простим перебором параметрів налаштування РЧО вдалося домогтися істотного зменшення нестабільності частоти обертання.

Також встановлено, що зона нечутливості РЧО величиною 1 % оптимальна для ходових при "важкому" гвинті стабільність

частоти обертання можна підвищити зменшенням коефіцієнта підсилення пропорційної ланки, а також збільшенням часу інтегруючої ланки.

Annotation – The well-established method of tuning the speed governors (SG) of diesel engines during their operation under conditions of step disturbances, which are characteristic of diesel-generators, cannot be used for the main marine engines, the dynamic modes of which are associated, first of all, with heavy seas, because disturbances cannot change stepwise both along the channel for setting the rotational speed and along the load channel. In this regard, the practical need for the development of a method for tuning the SG of the main engines, which takes into account the peculiarities of their operation in heavy seas, has been determined.

The study simulates the automatic speed control system (ASC) of the main marine engine HYUNDAI – MAN B&W 6G70ME-C9.2 of the large crude carrier "GOLDWAY" with the AutoChief 600 electronic SG. The minimum of instability of the controlled parameter was used as an optimality criterion, i.e. the amplitude of the oscillations of the rotational speed of the diesel engine shaft, with the most probable values of the amplitude and period of oscillations (rolling) of the disturbing effect.

The study has established that changing the tuning parameters of the governor may lead to local extrema of the optimality criterion when using an electronic governor in the ACS in the factor space of disturbances on a diesel engine, which are typical for heavy seas. It means that the task, requiring finding local extrema using specialized methods, can be set when using an electronic governor in the ACS. However, a significant decrease in the instability of the rotational speed was achieved by carrying out a simple enumeration of the tuning parameters of the SG.

It was also found that with a "heavy" propeller, the rotational speed stability can be increased by decreasing the proportional gain, as well as increasing the integrator time.