

УДК 004.942

С.В. ВОРОНЕНКО, О.В. СУББОТИН
Херсонська державна морська академія
Ю.О. ЛЕБЕДЕНКО, Г.В. РУДАКОВА
Херсонський національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ СУДОВОЇ КОМПЛЕКСНОЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ ТУРБОКОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ В ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ

Розглянуто один з перспективних напрямків утилізації тепла відпрацьованих газів шляхом використання систем, у яких енергія газів використовується безпосередньо для приводу турбіни. Розроблено математичну модель дизеля з новим контуром додаткового наддуву, для реалізації якого запропоновано застосовувати асинхронну машину з масивним ротором. Проведення імітаційного експерименту підтвердило ефективність запропонованих рішень. Визначено, що підвищення ефективності судових енергосистем можливе за рахунок впровадження новітніх систем відбору тепла відпрацьованих газів при наявності належних систем керування.

Ключові слова: турбокомпресорна система, контур додаткового наддуву, імітаційне моделювання, система керування, суднова енергетична установка.

С.В. ВОРОНЕНКО, А.В. СУББОТИН
Херсонская государственная морская академия
Ю.А. ЛЕБЕДЕНКО, А.В. РУДАКОВА
Херсонский национальный технический университет

МОДЕЛИРОВАНИЕ СУДОВОЙ КОМПЛЕКСНОЙ ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ТУРБОКОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Рассмотрено одно из перспективных направлений утилизации тепла отработанных газов путем использования систем, в которых энергия газов используется непосредственно для привода турбины. Разработана математическая модель дизеля с новым контуром дополнительного наддува, для реализации которого предложено применять асинхронную машину с массивным ротором. Проведение имитационного эксперимента подтвердило эффективность предложенных решений. Отмечено, что повышение эффективности судовых энергосистем возможно за счет внедрения новейших систем отбора тепла отработанных газов при наличии надлежащих систем управления.

Ключевые слова: турбокомпрессорная система, контур дополнительного наддува, имитационное моделирование, система управления, судовая энергетическая установка.

S.V. VORONENKO, O.V. SUBBOTIN
Kherson State Maritime Academy
YU.O. LEBEDENKO, H.V. RUDAKOVA
Kherson National Technical University

SIMULATION OF A SHIP COMPLEX ELECTRIC POWER TURBOCHARGER INSTALLATION IN TRANSITION MODES

One of the promising directions of exhaust gas heat utilization by using turbocharger systems in which the exhaust gas energy is used directly to drive a gas turbine that transmits

energy to the supercharger drive or to the generator drive is considered. The mathematical model of the marine integrated turbocharger unit as an object of control is constructed, the interconnections between the individual components of the complex are considered. Differential equations describing dynamic processes in a turbocharged diesel engine have been obtained, based on the conditions of equilibrium of engine and turbocharger torques and taking into account changes in the amount of air and gas in the intake and exhaust manifolds. The mathematical model of the diesel engine has been improved taking into account the new additional supercharging circuit, for the implementation of which it is proposed to use an asynchronous machine with a massive rotor. In consequence of the linearization of nonlinear functional dependencies and the transition to relative units, we obtained a model of the system in the state space, which allows to simulate processes in the system under any transient modes and to analyze the efficiency of control systems built on different principles. The PID controller is used to adjust the position of the fuel pump rail. It is substantiated that it is sufficient to use a PD controller to operate the system with a hybrid turbocharger on an additional boost circuit. The processes undergoing at the ship electric power systems with hybrid turbocharger units in transient modes (with external load changes) are considered, and the efficiency of using hybrid turbocharger plants by simulating real ship installation is investigated. The results of simulation of processes in the system under the conditions of transient mode (when sketching and dumping of external load) in comparison with similar processes for a typical engine are presented. Conducting a simulation experiment confirmed the effectiveness of the proposed design solutions. It has been determined that improving the efficiency of marine power systems is possible due to the introduction of the latest exhaust gas heat recovery systems, provided that the proper control systems are used.

Keywords: turbocharger system, additional supercharging circuit, simulation modeling, control system, marine power plant.

Постановка проблеми

В даний час для підвищення ефективності суднових енергетичних установок (СЕУ) широко застосовуються системи відбору тепла відпрацьованих газів [1]. Одним з перспективних напрямків утилізації тепла відпрацьованих газів є використання турбокомпресорних систем, у яких енергія відпрацьованих газів використовується безпосередньо для приводу газової турбіни, що передає енергію на привод компресора наддуву або на привод електрогенератора [2]. Однак, для ефективної роботи такого складного комплексу, як суднова комплексна електроенергетична турбокомпресорна установка (СКЕЕТКУ), необхідно своєчасне перемикання між режимами генерування та постачання електричної енергії, що можливо при існуванні належної системи керування. При розробці методів керування та виборі технічних засобів насамперед постає задача аналізу СКЕЕТКУ як об'єкта керування. Математична модель СКЕЕТКУ як об'єкт керування дозволить здійснювати аналіз процесів, що протікають в системі, та оцінювати ефективність методів керування, що розроблюються.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

При побудові математичної моделі СКЕЕТКУ як об'єкту керування розглянуто взаємозв'язки між окремими складовими компонентами комплексу (рис. 1) [3].

До складу комплексу входять окремі підсистеми:

- головна (дизельна) енергетична установка (ГЕУ) з турбонаддувом;
- система автоматичного регулювання частоти обертання (САРЧО) валу головного двигуна;
- система відбору потужності (СВП).

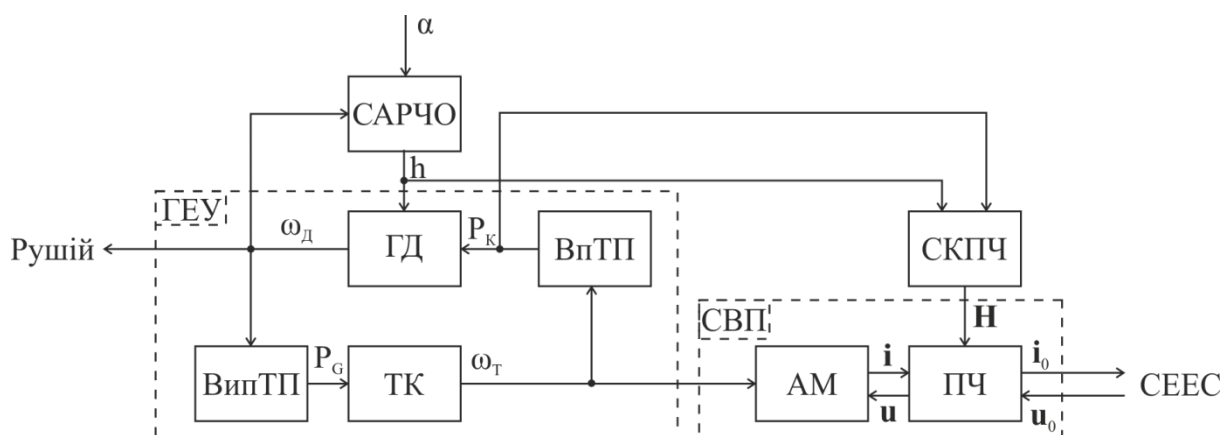


Рис. 1. Схема взаємозв'язків між складовими компонентами СКЕЕТКУ.

У склад головної енергетичної установки входять: головний двигун (ГД), турбокомпресор (ТК), впускний та випускний трубопроводи (ВпТП та ВиПТП).

САРЧО призначена для стабілізації (підтримання) частоти обертання валу головного двигуна на певному (заданому) значенні. На сучасних суднах застосовують електронні регулятори, які включають в собі датчик частоти обертання (ДЧО), електронний блок керування (ЕБК) та виконавчий механізм (ВМ), що впливає на дозуючу рейку паливного насоса високого тиску (рис. 2).

В СВП як генератор, на відміну від відомих розробок [4], використано асинхронну машину (АМ) з масивним ротором, яка (за потребою) може бути перемкнута у режим двигуна завдяки застосуванню належного перетворювача частоти (ПЧ) зі власною системою керування (СКПЧ). ПЧ також здійснює узгодження параметрів електричного сигналу, що генерується, з судновою електромережею.

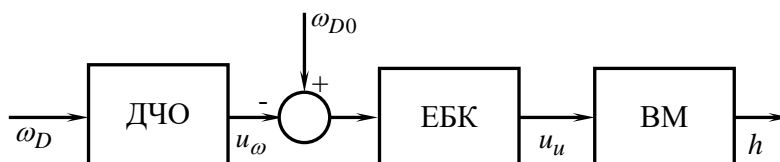


Рис. 2. Структурна схема САРЧО валу головного двигуна.

Диференціальні рівняння, що описують динамічні процеси у дизельному двигуні з турбонаддувом, складено на основі умов рівноваги моментів двигуна й турбокомпресора та з урахуванням змін кількості повітря і газу в впускному та випускному колекторах, і мають вид [5]:

Рівняння рівноваги моментів дизеля

$$J_D \frac{d\omega_D}{dt} = M_D - M_C, \quad (1)$$

де J_D – приведений до валу момент інерції двигуна і пов'язаних з ним агрегатів, ω_D – кутова частота обертання валу; $M_D = f(h, \omega_D, P_K, t)$, $M_C = f(N, \omega_D, t)$ – рушійний момент і момент опору, які залежать від положення дозуючої рейки паливного насосу h , кутової частоти обертання ω_D , тиску наддуву P_K , величини зовнішнього навантаження системи N і часу t .

Рівняння рівноваги моментів турбокомпресора:

$$J_T \frac{d\omega_T}{dt} = M_T - M_K \pm M_{AM}, \quad (2)$$

де J_T , ω_T – момент інерції і кутова частота обертання ротора; M_T , M_K , M_{AM} – моменти турбіни, компресора і асинхронної машини.

Зміна кількості повітря у впускному колекторі

$$\frac{dG_V}{dt} = G_K - G_D, \quad (3)$$

та зміна кількості газу у випускному колекторі

$$\frac{dG_G}{dt} = G_D - G_T, \quad (4)$$

де G_K , G_D , G_T – витрати повітря через компресор і двигун та витрати газу через турбіну.

Особливістю в даній моделі є додаткова складова M_{AM} у рівнянні (2), яка дозволяє враховувати вплив асинхронної машини (або в генераторному, або в двигуновому режимі) на роботу дизеля з турбонаддувом [3].

Аналізуючи складові моделі, можна виявити вхідні, вихідні та внутрішні параметри СКЕЕТКУ як об'єкта керування.

Вхідними факторами, що діють на об'єкт, є

- сигнал завдання частоти обертання валу головного двигуна, який задається людиною-оператором та відповідає потрібній швидкості руху судна;
- момент опору гвинта, який суттєво залежить від частоти обертання валу (швидкості руху судна) та зовнішніх факторів, а саме: морського хвилювання, глибини, ступені обростання корпусу та ін.

До вихідних факторів можна віднести наступні:

- частоту обертання валу головного двигуна;
- потужність, що відбирається та передається в суднову електричну мережу або додається з суднової електромережі.

До сигналів керування можна віднести наступні змінні:

- величину переміщення паливної рійки;
- керування асинхронною машиною контуру додаткового наддуву з метою забезпечення необхідних режимів.

Математична модель СКЕЕТКУ, яка будується з розглянутих моделей компонентів, надає можливість аналізувати процеси, що протікають в системі в різних режимах роботи, шляхом здійснення імітаційного моделювання роботи СКЕЕТКУ для реальної суднової установки.

Мета дослідження

Метою досліджень є аналіз процесів, що протікають в СКЕЕТКУ в перехідних режимах (при змінах зовнішнього навантаження), та оцінка ефективності застосування гібридних турбокомпресорних установок.

Викладення основного матеріалу дослідження

Функціональні залежності у рівняннях (1)–(4) нелінійні, однак завдяки лінеаризації та переходу до відносних одиниць [5], отримано наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned} T_D \frac{d\varphi_D}{dt} + \varphi_D &= k_1\mu + k_2\rho - k_0n, \\ T_T \frac{d\varphi_T}{dt} + \varphi_T &= k_3\zeta + k_4\mu - k_5\rho + k_{11}\rho_d, \\ T_V \frac{d\rho}{dt} + \rho &= k_6\varphi_T - k_7\varphi_D, \\ T_G \frac{d\zeta}{dt} + \zeta &= k_8\varphi_D + k_9\rho - k_{10}\mu, \end{aligned} \tag{5}$$

де T_D, T_T, T_V, T_G – постійні часу головного двигуна, турбокомпресора, впускного трубопроводу, випускного трубопроводу; $\varphi_D = \Delta\omega_D / \omega_{D0}$, $\varphi_T = \Delta\omega_T / \omega_{T0}$ – відносні відхилення частоти обертання колінчастого валу дизеля та ротора турбіни від бажаних; $\mu = \Delta h / h_0$ – відносна зміна положення дозуючої рейки паливних насосів; $\rho = \Delta P_K / P_{K0}$ – відносна зміна тиску надувного повітря; ρ_d – відносна зміна тиску додаткового надувного повітря; $n = \Delta N / N_0$ – відносна зміна зовнішнього навантаження; $\zeta = \Delta P_G / P_{G0}$ – відносна зміна тиску відпрацьованих газів у випускному колекторі; $k_0, k_1, k_2, k_3, k_4, k_5, k_6, k_7, k_8, k_9, k_{10}$ та k_{11} – відповідні коефіцієнти посилення.

Для головної енергетичної установки, якою є головний дизель з турбонадуванням, визначимо змінні стану наступним чином:

$$x_1 = \varphi_D, x_2 = \varphi_T, x_3 = \rho, x_4 = \zeta. \tag{6}$$

Вхідні фактори позначимо як $u_1 = \mu$ (вхід керування, що здійснюється за рахунок зміни положення рейки подачі палива), $u_2 = \rho_d$ (вхід керування, що здійснюється за рахунок зміни тиску додаткового надувного повітря) та $q_1 = n_C$ (збурюючий вхід, що відповідає зовнішньому навантаженню, характеризується невизначеністю та має стохастичний характер).

Базуючись на рівняннях (5), отримуємо модель системи у просторі станів [6] у вигляді:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & 0 & a_{13} & 0 \\ 0 & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & 0 \\ a_{41} & 0 & a_{43} & a_{44} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} b_{11} & 0 \\ b_{21} & b_{22} \\ 0 & 0 \\ b_{41} & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} f_{11} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot q_1, \tag{7}$$

де параметри матриць визначаються наступним чином:

$$a_{11} = -1/T_D, a_{13} = k_2/T_D, a_{22} = -1/T_T, a_{23} = k_3/T_T, a_{24} = -k_5/T_T, \tag{8}$$

$$\begin{aligned} a_{31} &= -k_7/T_V, \quad a_{32} = k_6/T_V, \quad a_{33} = -1/T_V, \\ a_{41} &= k_8/T_G, \quad a_{43} = k_9/T_G, \quad a_{44} = -1/T_G; \\ b_{11} &= k_1/T_D, \quad b_{21} = k_4/T_T, \quad b_{22} = k_{11}/T_T, \quad b_{41} = -k_{10}/T_G, \quad f_{11} = -k_0/T_D. \end{aligned}$$

Вхідні сигнали керування синтезуються окремими контурами.

Для регулювання зміною положення рейки паливного насосу μ традиційно застосовують ПД-регулятор з передаточною функцією виду:

$$W_{\mu}(s) = K_p + K_I \frac{1}{s} + K_D \frac{T}{1+T/s}, \quad (9)$$

де K_p , K_I та K_D – відповідні коефіцієнти оптимального налаштування регулятора.

У системі з гібридним турбокомпресором застосовано додатковий контур регулювання за збуренням, що забезпечує додатковий наддув турбокомпресора за потребою (при збільшенні зовнішнього навантаження), а при скиданні навантаження – зменшення наддуву за рахунок відбору зайвої потужності. Проведений аналіз виявив, що для керування за цим каналом достатньо застосовувати ПД-регулятор з передаточною функцією виду:

$$W_{\rho}(s) = K_p + K_D \frac{T}{1+T/s}. \quad (10)$$

Для врахування впливу на процеси в системі виконавчий механізм паливної рейки та асинхронна машина представлені як інерційні ланки першого порядку, а саме

$$W_F(s) = \frac{K_F}{1+T_F s} \quad \text{та} \quad W_{AM}(s) = \frac{K_{AM}}{1+T_{AM} s}. \quad (11)$$

Для здійснення комп'ютерного моделювання процесів, що відбуваються в системі, взято за основу параметри дизеля типа 6 ЧН 15/18, визначені за статичними характеристиками для номінального режиму при швидкості обертання валу головного двигуна 1500 обертів за хвилину [7], а саме:

постійні часу – головного двигуна $T_D = 0,925 \text{ с}$, турбокомпресора $T_T = 0,858 \text{ с}$, впускного трубопроводу $T_V = 0,0146 \text{ с}$, випускного трубопроводу $T_G = 0,00528 \text{ с}$;

коефіцієнти посилення – $k_0 = 0,525$, $k_1 = 0,662$, $k_2 = 0,144$, $k_3 = 1,266$, $k_4 = 0,138$, $k_5 = 1,360$, $k_6 = 0,853$, $k_7 = 0,654$, $k_8 = 0,340$, $k_9 = 0,989$, $k_{10} = 0,204$ та $k_{11} = 2,582$.

Параметри матриць рівняння (7), обчислені за виразами (8), одержано у вигляді

$$\begin{aligned} a_{11} &= -1,0811, \quad a_{13} = 0,1557, \\ a_{22} &= -1,1655, \quad a_{23} = 1,4755, \quad a_{24} = -0,2378, \\ a_{31} &= -44,79, \quad a_{32} = 58,42, \quad a_{33} = -68,49, \\ a_{41} &= 64,4, \quad a_{43} = 187,31, \quad a_{44} = -189,4; \\ b_{11} &= 0,7157, \quad b_{21} = 0,1608, \quad b_{22} = 3,01, \quad b_{41} = -38,64, \quad f_{11} = -0,5676. \end{aligned} \quad (12)$$

Коефіцієнти посилення і постійні часу виконавчого механізму паливної рейки та асинхронної машини $K_F = 1$, $T_F = 0,06c$, $K_{AM} = 1$, $T_{AM} = 0,2c$.

Оптимальні коефіцієнти налаштування регуляторів: для контуру регулювання частоти обертання валу дизеля $K_p = 20$, $K_I = 100$, $K_D = 1$ та $T = 100$; для контуру регулювання додаткового наддуву $K_p = 0,0066$, $K_D = 0,66$ та $T = 100$.

Дослідження ефективності застосування гібридної турбокомпресорної установки проводилося шляхом комп'ютерного моделювання в середовищі імітаційного моделювання [8]. Блок-схему моделі СКЕЕТКУ наведено на рис. 3.

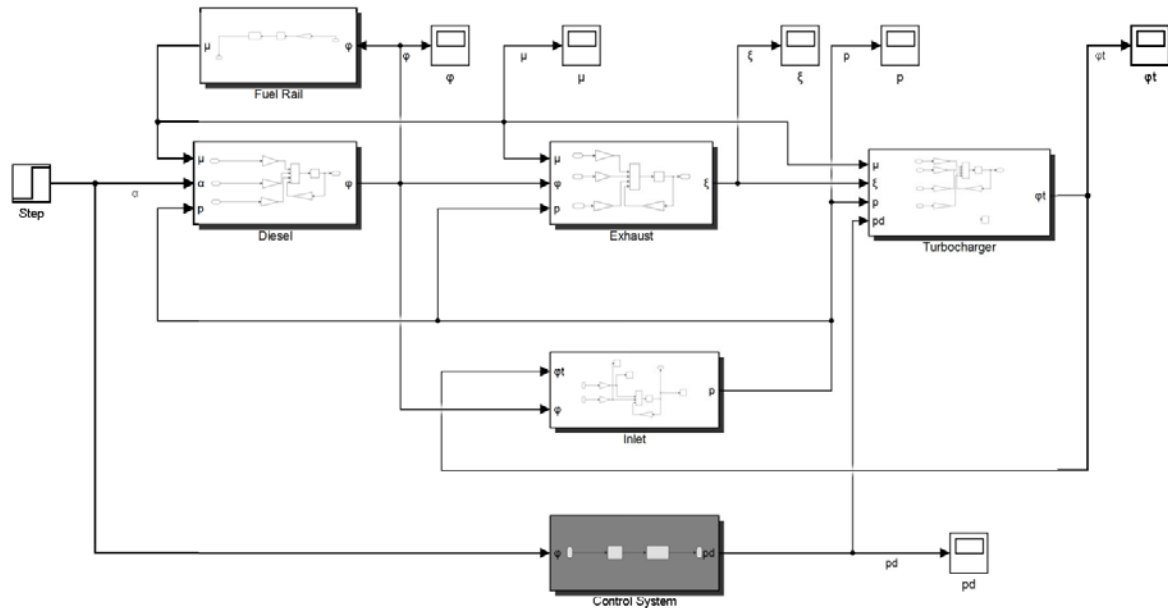
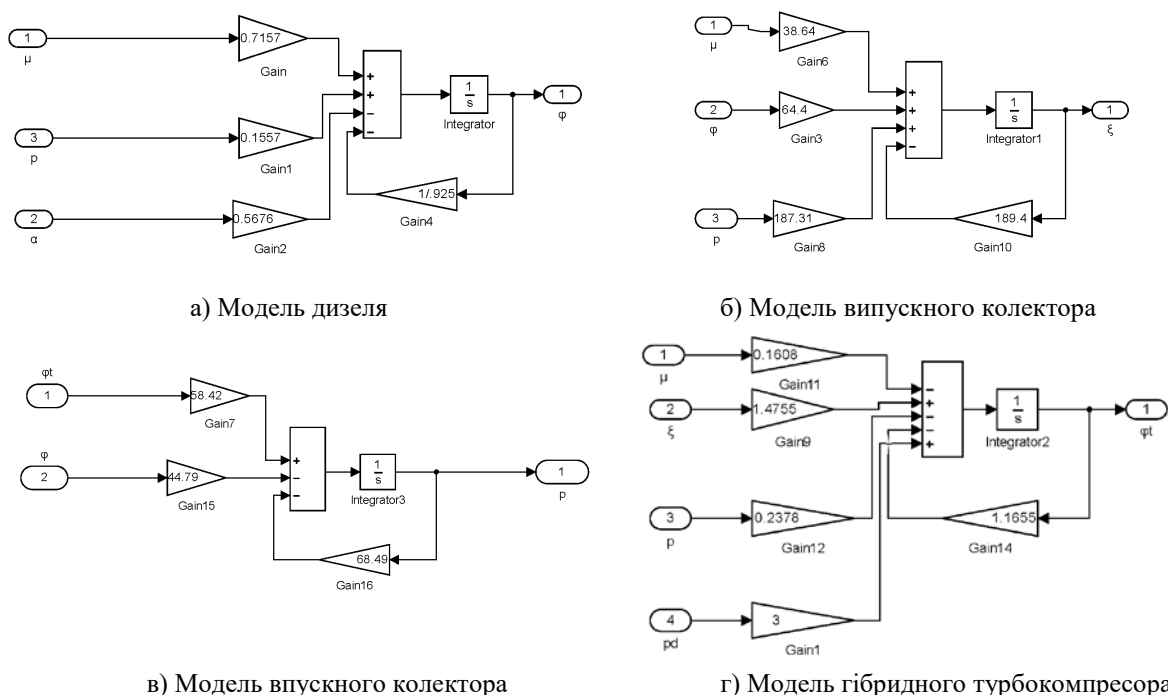


Рис. 3. Загальний вигляд моделі з гібридним турбокомпресором.

Блок-схеми окремих підсистем моделі показано на рис. 4.



в) Модель впускного колектора

г) Модель гібридного турбокомпресора

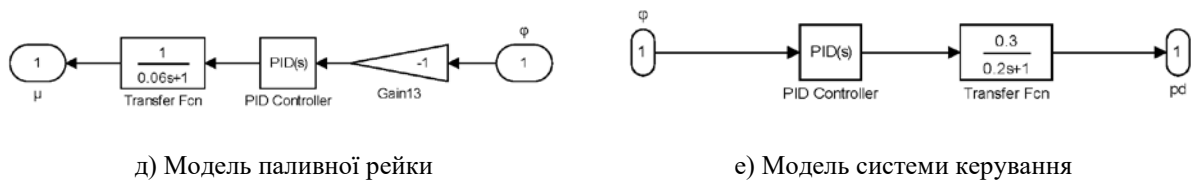


Рис. 4. Моделі підсистем СКЕЕТКУ.

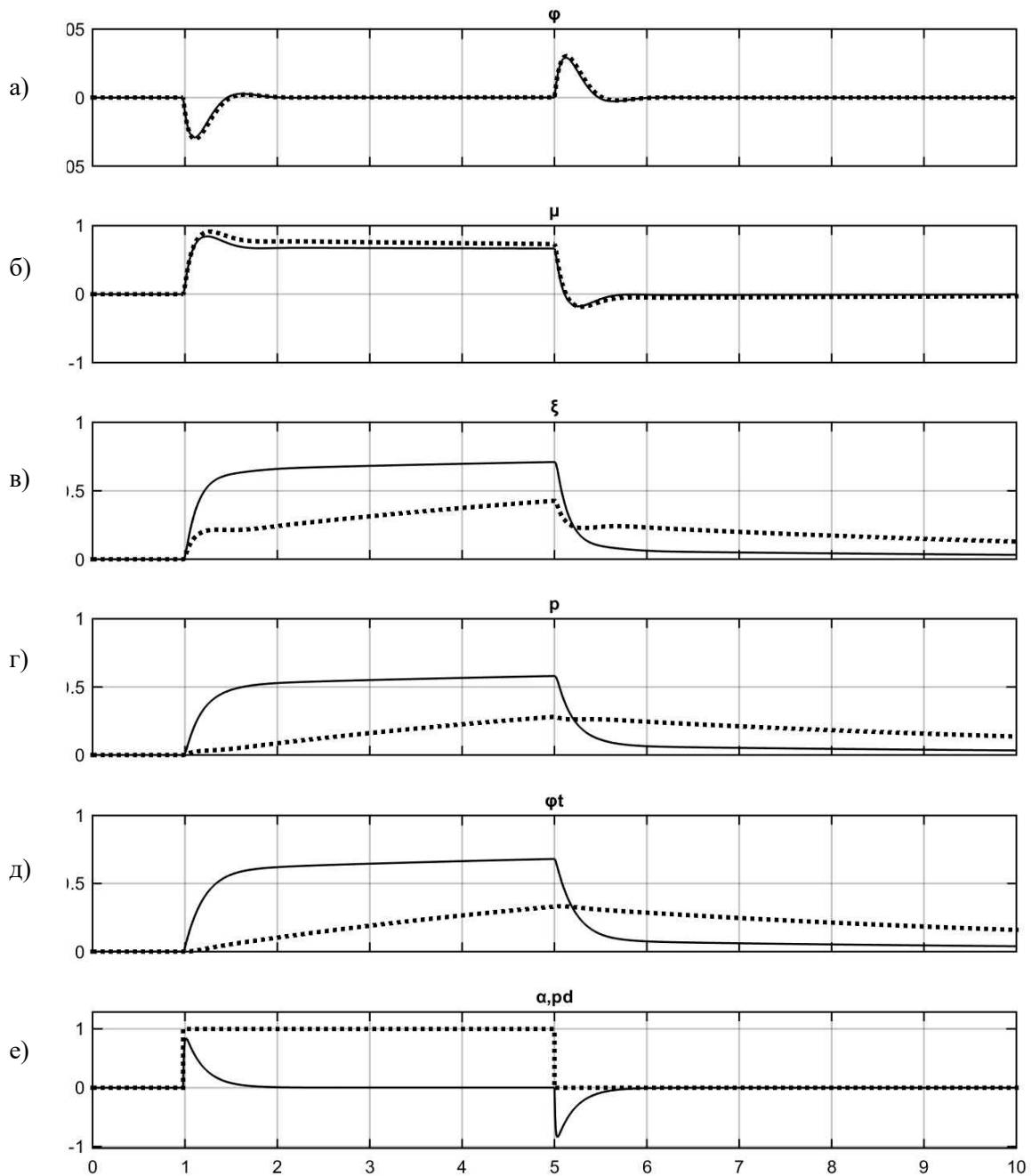


Рис. 5. Результати моделювання процесів в системі в умовах перехідного режиму:

- а) швидкість обертання валу дизеля; б) зміна положення паливної рейки; в) зміна тиску відпрацьованих газів; г) зміна тиску надувального повітря; д) зміна частоти обертання турбіни; е) зміна моменту на валу асинхронної машини та графік зовнішнього навантаження.

Результати моделювання процесів в системі в умовах перехідного режиму (при накиді та скиданні зовнішнього навантаження) наведено на рис. 5. Пунктирною лінією показано графіки, отримані для дизельного двигуна без гібридного турбокомпресора; безперервною лінією показано графіки для СКЕЕТКУ (з контуром додаткового наддуву).

Отримані результати моделювання перехідних процесів при зміні зовнішнього навантаження свідчать, що застосування контуру додаткового наддування шляхом використання асинхронної машини з масивним ротором є ефективним, як при накиді так і при скиданні навантаження, а саме: спостерігається незначне зменшення частоти обертання валу головного двигуна та зміни положення рейки паливного насоса (див. рис. 5, а-б), але найпомітніший ефект спостерігається в контурі наддування. Усі характеристики турбокомпресора виходять на усталений режим у десятки разів швидше, ніж у дизельного двигуна зі звичайним турбокомпресором (див. рис. 5, в-д).

З графіку на рис. 5, є можна зробити висновок, що при скиданні навантаження необхідно зменшення наддування дизеля. Це можливо здійснити шляхом відбирання кінетичної енергії турбіни за допомогою переводу асинхронної машини в генераторний режим та подальшої передачі надлишку енергії в загальну суднову електромережу.

Висновки

Підвищення ефективності суднових енергосистем можливе за рахунок впровадження новітніх систем відбору тепла відпрацьованих газів за умовою застосування належних систем керування.

Проведення імітаційного експерименту підтверджує ефективність запропонованих конструктивних рішень.

Отримана модель СКЕЕТКУ дозволяє здійснювати моделювання процесів в системі при будь-яких перехідних режимах та проводити аналіз ефективності систем керування, побудованих за різними принципами.

Список використаної літератури

1. Сedaков Л. П., Баракан Г. Х., Калинина Л. И. Резервы повышения экономичности современных судовых дизельных энергетических установок. *Судостроение*. 1987. № 11. С. 20–25.
2. Рябенкий М. В., Короленко О. В., Вороненко С. В., Короленко Є. О. Головний двигун та суднова генераторна система в когенераційній установці судна. *Електротехнічні та комп'ютерні мережі*. 2017. № 26(102). С.9–16.
3. Вороненко С. В., Іщенко І. М., Рудакова Г. В., Лебеденко Ю. А. Математична модель суднової комплексної електроенергетичної турбокомпресорної установки. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2019. №2 (69), Ч. 2. С. 31–38.
4. Shiraishi K., Ono Y., Sugishita K. Development of Large Marine Hybrid Turbocharger for Generating Electric Power with Exhaust Gas from the Main Engine. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. 2010. Vol. 47, № 3. P. 53–58.
5. Малыш А. Н. Математическая модель дизель-генератора с турбонаддувом. *Системы обработки информации*. 2004. № 1 (29). С. 219–224.
6. Ким Д. П. Теория автоматического управления. Т.2. Многомерные, нелинейные, оптимальные и адаптивные системы. Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2004. 464с.
7. Марков В. А., Поздняков Е. Ф., Фурман В. В., Плахов С. В. Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизельного двигателя. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2019. № 7. С. 35–46. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-7-35-46.

8. Дьяконов В. П. MATLAB 6.5 SP1/7 + Simulink 5/6 в математике и моделировании. Серия «Библиотека профессионала». М.: СОЛОН-Пресс, 2005. 576 с.

References

1. Sedakov, L. P., Barakan, G. H., & Kalinina, L. I. (1987). Rezervyi povyisheniya ekonomichnosti sovremennyih sudovyih dizelnyih energeticheskikh ustanovok. *Sudostroenie*. **11**, 20–25.
2. Riabenyi, M. V., Korolenko, O. V., Voronenko, S. V., & Korolenko, Ye. O. (2017). Holovnyi dyuhun ta sudnova heneratorna systema v koheneratsiinii ustanovtsi sudna. *Elektrotekhnichni ta kompiuterni mrezihi*. 26(102), 9–16.
3. Voronenko, S. V., Ishchenko, I. M., Rudakova, H. V., & Lebedenko, Yu. A. (2019). Matematychna model sudnovoi kompleksnoi elektroenerhetychnoi turbokompresornoii ustanovky. *Visnyk Khersonskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu*. **2** (69), Part 2, 31–38.
4. Shiraishi, K., Ono, Y., & Sugishita, K. (2010). Development of Large Marine Hybrid Turbocharger for Generating Electric Power with Exhaust Gas from the Main Engine. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*. 47, 3, 53–58.
5. Malyish, A. N. (2004). Matematicheskaya model dizel-generatora s turbonadduvom. *Sistemi obrobki informatsiyi*. **1** (29), 219–224.
6. Kim, D. P. (2004). Teoriya avtomaticheskogo upravleniya. Vol. 2. Mnogomernyye, nelineynyye, optimalnyie i adaptivnyie sistemyi: ucheb. posobie. Moskva: FIZMATLIT.
7. Markov, V. A., Pozdnyakov, E. F., Furman, V. V., & Plahov, S. V. (2019). Modelirovanie sistemyi avtomaticheskogo regulirovaniya chastoty vrascheniya dizelnogo dvigatelya. *Izvestiya vyisshih uchebnyih zavedeniy. Mashinostroenie*. 7, 35–46. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-7-35-46.
8. Dyakonov, V. P. (2005). MATLAB 6.5 SP1/7 Simulink 5/6 v matematike i modelirovanii. Seriya «Biblioteka professionala». М.: SOLON-Press.