

DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1051-1062

IMPROVING STABLE OPERATION OF LOW SPEED DIESEL ENGINES UNDER DESTABILIZING EFFECT

A. S. Bordyug

Kerch State Marine Technological University,
Kerch, Republic of Crimea, Russian Federation

Ships power plant are influenced by a wide range of operational factors that affect the ship's power plant. Such operational factors include increased wear and roughness of the propeller, depth of the fairway, draft of the ship, wind conditions, trawl resistance, ice conditions, seawater density, torsional oscillations of the propeller shaft, development of the motor resource of the power plant elements, etc. The process of controlling the main engine of the power plant should ensure the safe operation of the vessel, especially when operating at rated power in the event that significant changes in load on the screw side may occur. The intensity of the change in load can lead to serious negative consequences, especially when the GEM operates at maximum power, for example, a critical increase in the speed of rotation of the diesel crankshaft, which, when the protection is activated, causes the engine to shut down. In the case of low-speed diesel engines with a direct connection to a propeller, it is considered unnecessary to regulate the speed of rotation of its crankshaft due to sufficient stability of the system. The latter is valid for working in calm water and in the absence of operational influences. In real operating conditions, the availability of operational factors leads to a decrease in the safety of operation of the main engine and the vessel. The solution to this problem can be approximated based on an artificial neural network, which makes it possible to build dependency maps for thermodynamic and mechanical variables to solve this problem.

Keywords: power installation, low-speed diesel engine, modeling, transients, data analysis, transfer function, torque maps, destabilizing factors, engine load, stability of the regime.

For citation:

Bordyug, Alexander S. "Improving stable operation of low speed diesel engines under destabilizing effect." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.5 (2017): 1051–1062. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1051-1062.

УДК 629.1

ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ МАЛОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ДЕСТАБИЛИЗИРУЮЩИХ ВОЗДЕЙСТВИЙ

А. С. Бордюг

ФГБОУ ВО «Керченский государственный морской технологический университет»,
Керчь, Республика Крым, Россия

Судовые энергетические установки подвергаются влиянию широкого спектра эксплуатационных факторов. В статье рассмотрен широкий спектр эксплуатационных факторов, оказывающих влияние на судовые энергетические установки. К таким эксплуатационным факторам можно отнести увеличение износа и шероховатости гребного винта, глубину фарватера, осадку судна, ветроволновую обстановку, сопротивление трала, ледовую обстановку, плотность забортной воды, крутильные колебания гребного вала, выработку моторесурса элементов энергетической установки и т. д. Акцентировано внимание на том, что процесс управления главным двигателем должен обеспечивать безопасную эксплуатацию судна, в особенности при работе на номинальной мощности в условиях возможного возникновения значительных изменений нагрузки со стороны винта. Отмечается, что интенсивность изменения нагрузки может привести к серьезным негативным последствиям в особенности при работе на максимальной мощности, например, таким, как критическое увеличение частоты вращения коленчатого вала дизеля, которое при срабатывании защиты приводит к отключению двигателя. Доказано,

что в случае малооборотных дизельных двигателей с системой прямого соединения с гребным винтом считается излишним регулирование частоты вращения его коленчатого вала в связи с достаточной стабильностью системы. Последнее справедливо для работы в спокойной воде и при отсутствии эксплуатационных воздействий. В реальных условиях эксплуатации наличие эксплуатационных факторов приводит к снижению безопасности эксплуатации главного двигателя и судна. Решением данной проблемы может быть использование аппроксиматора на основе искусственной нейронной сети, позволяющего строить матрицы данных для термодинамических и механических показателей для решения данной проблемы.

Ключевые слова: энергетическая установка, малооборотный дизельный двигатель, моделирование, переходные процессы, анализ данных, передаточная функция, матрицы крутящих моментов, дестабилизирующие факторы, нагрузка двигателя, устойчивость режима.

Для цитирования:

Бордюг А. С. Повышение устойчивости режимов работы малооборотных дизелей в условиях дестабилизирующих воздействий / А. С. Бордюг // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 5. — С. 1051–1062. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1051-1062.

Введение

Наиболее распространенным типом теплового двигателя является поршневой двигатель внутреннего сгорания (ДВС), на долю которого приходится не менее 70 % всей вырабатываемой энергии. Число и суммарная мощность ДВС на протяжении XX столетия росли и продолжают расти быстрыми темпами. В настоящее время, несмотря на кризисное положение мирового промышленного производства в целом и российского двигателестроения в частности, наши заводы прилагают огромные усилия к тому, чтобы их продукция продолжала быть востребованной на отечественном и мировом рынках. В современной экономической ситуации строительство новых дизелестроительных заводов представляется трудноосуществимым, поэтому более актуальным является анализ возможностей существующих российских дизелестроительных предприятий. При выборе судового дизеля следует учитывать принятый курс на импортозамещение в важнейших отраслях промышленности. Для удовлетворения данных требований следует проанализировать конкурентоспособность продукции российских дизелестроительных предприятий. В целях проведения такого анализа были использованы данные источника [1], а также технические характеристики двигателей, приводимые на официальных сайтах российских производителей дизельных двигателей: АО «УК «Брянский машиностроительный завод», ОАО «Коломенский завод», ОАО «Пензадизельмаш», входящих в ЗАО «Трансмашхолдинг», ООО «Уральский дизель-моторный завод», который входит в группу компаний «Синара – Транспортные Машины» (СТМ); АО «Волжский дизель имени Маминых»; ОАО «Звезда»; ПАО «Автодизель» (Ярославский моторный завод (ЯМЗ)), входящее в Дивизион «Силловые агрегаты» Группы «ГАЗ»; ОАО «Тутаевский моторный завод»; ОАО «Завод «Дагдизель»; ЗАО «ПФК Тверьдизельагрегат»; ОАО «Челябинский тракторный завод». Указанные предприятия выпускают средне- и высокооборотные двигатели в различных мощностных диапазонах. Производство малооборотных двигателей в настоящее время в Российской Федерации отсутствует. Ранее в Российской Федерации малооборотные дизели (МОД) выпускались на Брянском машиностроительном заводе по лицензиям фирм «MAN Diesel & Turbo» и «Wärtsilä». После прекращения выпуска МОД на Брянском машиностроительном заводе в России не осталось предприятий по их выпуску.

Для России развитие дизелестроения имеет стратегическое значение, поскольку технический уровень двигателей определяет технико-экономические показатели объектов их применения, уровень развития таких стратегически важных отраслей, как водный, железнодорожный и промышленный транспорт, безопасность объектов ядерной энергетики, непрерывное и резервное энергоснабжение военной техники, т. е., в конечном счете, экономическую безопасность и обороноспособность страны.

Методы и материалы

Коэффициент полезного действия МОД достиг 54 %, а при утилизации теплоты — 58 % [2], [3]. Данный тип двигателя может работать на дешевом топливе низкого качества, поскольку современные МОД менее требовательны к таким эксплуатационным свойствам топлива, как, например, вязкость, содержание серы или коксуемость. Высокая экономичность, а также большая агрегатная мощность (до 90000 кВт), малый износ, высокий моторесурс и надежность ставят МОД на первое место при выборе пропульсивной установки морского судна, что подтверждается тенденциями в современном дизеле- и судостроении. Низкая частота вращения, составляющая 50 – 90 мин⁻¹, обеспечивает не только высокие надежность и ресурс, но одновременно существенно упрощает передачу к гребному винту и обеспечивает высокий пропульсивный коэффициент винта.

После согласования с заказчиком судна контрактной мощности и режимов эксплуатационной мощности завод-изготовитель оптимизирует рабочие характеристики двигателя путем настройки оптимального угла опережения подачи топлива, подбора степени сжатия и перенастройки соплового аппарата газотурбокомпрессора. Положение оптимизационной точки определяется таким образом, чтобы она находилась в зоне предполагаемых наиболее часто используемых режимов — в зоне расчетной длительной мощности. Поскольку данная зона определяется весьма приближенно, для обеспечения контрактной скорости судна, а именно для того, чтобы иметь запас мощности для сохранения скорости при ухудшении условий плавания, фирмам- производителям рекомендуется устанавливать 10 %-й запас мощности двигателя и 15 %-й запас мощности по погодным условиям и состоянию корпуса (морской запас). Ограничения, накладываемые на мощность и частоту вращения, определяются рекомендуемой зоной длительной работы и узкой зоной кратковременной перегрузки, выход за пределы которой недопустим.

Процесс управления главным двигателем судовой энергетической установки должен обеспечивать безопасную эксплуатацию судна, в особенности при работе на максимальной длительной мощности в условиях значительных колебаний нагрузки со стороны внешних воздействий [4]. Интенсивность колебаний нагрузки, имеющая место в тяжелых погодных условиях, может привести к серьезным негативным и даже катастрофическим последствиям.

Неконтролируемый выход рабочего режима за область допустимых значений, кроме того, может являться дополнительным источником, возбуждающим и поддерживающим вибрации, к числу которых относятся неуравновешенные силы и моменты, аксиальные колебания коленчатого вала и его крутильные колебания, вызывающие благодаря своему циклическому действию вибрации как самого двигателя, так и корпуса судна. Так, выход в зону критической частоты вращения при совпадении частот свободных и вынужденных колебаний вызывает явление резонанса, при котором амплитуда крутильных колебаний резко увеличивается и, в конечном итоге, с высокой вероятностью может привести к поломке валопровода. Вибрации корпуса судна, вызываемые крутильными колебаниями, обычно снижаются или исчезают при увеличении частоты вращения, однако вибрации, вызванные неуравновешенностью двигателя, при увеличении оборотов могут только усиливаться, так как при этом наблюдается рост величины неуравновешенных сил и моментов.

В то же время реализуемая в последних моделях МОД возможность электронного управления впрыском топлива и работой выхлопного клапана дает ряд преимуществ и теоретически позволяет обеспечить соблюдение следующих условий:

- характеристики топливopодачи могут быть оптимизированы применительно к различным условиям нагрузки двигателя, при том, что оптимизация гарантируется лишь для нагрузок 90 – 100 % номинального длительного режима;

- постоянство максимального давления сгорания в зоне высоких нагрузок может быть достигнуто комбинацией в подборе угла опережения впрыска топлива и момента закрытия выхлопного клапана. Это позволяет поддерживать постоянство максимальной мощности в широком диапазоне нагрузок без перегрузок и работы с минимальными расходами топлива в зоне малых нагрузок.

В связи с ранее изложенным целью настоящего исследования является повышение устойчивости режимов работы малооборотного двухтактного дизеля судовой энергетической установки в режимах, близких к длительной максимальной мощности, при воздействии на него значительных внешних возмущений.

Результаты исследования

Были проведены исследования МОД с точки зрения поиска методов повышения эффективности режимов его эксплуатации в широком диапазоне изменения внешних воздействий. Исследование проводилось с использованием математического моделирования и компьютерной симуляции исследуемой системы. Моделирование начиналось с динамического анализа системы вала, винта и т. д. с целью отображения влияния динамики вала двигателя на обеспечение его оптимальных режимов. Передаточная функция силовой установки двигателя выводилась с использованием подхода «черного ящика» в сочетании со специальными предположениями о динамике работы гребной энергетической установки (ГЭУ). Выполнялась идентификация параметров МОД путем использования математической модели, описывающей рабочие процессы двигателя.

Основными задачами моделирования являются: анализ влияния различных процессов в исследуемой системе на её устойчивость; поиск условий обеспечения устойчивости ГЭУ в режиме длительной номинальной мощности в условиях сильных возмущающих воздействий; поиск средств обеспечения устойчивости и повышения эффективности системы в указанных условиях эксплуатации [5] – [7]. Необходимо учесть процессы накопления газовых масс за цикл, т. е. дифференциальные соотношения между скоростями потоков воздуха и отработанных газов, позволяющие провести газодинамический анализ процессов в системе. Используемый метод среднециклических значений обеспечивает адекватную точность моделирования.

Математическая модель процессов в ГЭУ с прямым приводом на гребной винт включает пятнадцать алгебраических и два дифференциальных уравнения. Алгебраическими уравнениями описываются следующие параметры: расход топлива (уравнение (1)), давление продувки (уравнение (2)), корректировочный параметр потока турбины (уравнение (3)), эффективность сгорания (отношение) топливо-воздушной смеси (уравнение (4)), среднее эффективное давление (уравнение (5)), температура продувки (уравнение (6)), температура отработанных газов (уравнение (7)), массовый расход воздуха (уравнение (8)), давление отработанных газов (уравнение (9)), скорость потока отработанных газов (уравнение (10)), адиабатический КПД турбины (уравнение (11)), крутящие моменты турбины (уравнение (12)), компрессора (уравнение (13)) и двигателя (уравнение (14)), момент сопротивления нагрузки винта (уравнение (15)). Дифференциальные уравнения описывают динамику вала двигателя / винта (уравнение (16)) и динамику вала турбокомпрессора (уравнение (17)):

$$\dot{m}_F = z_c m_{F_{\max}} F_R N_S; \quad (1)$$

$$p_1 = p_a \left[k_c \left(\frac{N_{NC}}{\sqrt{T_a}} \right) + 1 \right]; \quad (2)$$

$$\alpha_T = k_{T12} \left(\frac{p_a}{p_e} \right)^2 + k_{T11} \left(\frac{p_a}{p_e} \right) + k_{T12}; \quad (3)$$

$$\eta_c = \begin{cases} 1 \\ \left(\frac{A}{F} \right) - \left(\frac{A}{F} \right)_{low} \\ \left(\frac{A}{F} \right)_{high} - \left(\frac{A}{F} \right)_{low} \\ 0 \end{cases}; \quad (4)$$

$$p_e = (1 - k_{f2}) p_{i\max} \eta_c F_R + k_{f1} N_S + k_{f0}; \quad (5)$$

$$T_1 = k_{1c} \dot{m}_A T_a \left[\frac{\left(\frac{p_l}{p_a} \right)^{\frac{\gamma_A - 1}{\gamma_A}} - 1}{\eta_i c} \right] + (1 - k_{1c} \dot{m}_a) T_W; \quad (6)$$

$$T_E = \frac{C_{p,air} T_1 + \frac{H_u (k_{z1} p_e k_{z0})}{A/F}}{C_{p,exh} \left(1 + \frac{1}{A/F} \right)}; \quad (7)$$

$$\dot{m}_A = C_v \bar{A}_{req} \frac{p_1}{\sqrt{R_{air} \cdot T_1}} \left\{ 2 \frac{\gamma A}{\gamma A - 1} \left[\left(\frac{p_E}{p_1} \right)^{\frac{\gamma A + 1}{\gamma A}} \right] \right\}^{\frac{1}{z}}; \quad (8)$$

$$P_E = \frac{(\dot{m}_A + \dot{m}_F) \sqrt{R_{exh} T_E}}{\alpha_\tau A_{req}} \left\{ 2 \frac{\gamma E}{\gamma E - 1} \left[\left(\frac{p_a}{p_E} \right)^{\frac{2}{\gamma E}} - \left(\frac{p_a}{p_E} \right)^{\frac{\gamma E + 1}{\gamma E}} \right] \right\}^{\frac{1}{z}} \text{ при } \frac{p_E}{p_a} < 1,85; \quad (9)$$

$$P_E = \frac{(\dot{m}_A + \dot{m}_F) \sqrt{R_{exh} T_E}}{\alpha_\tau A_{req}} \left\{ \gamma E \left(\frac{2}{\gamma E + 1} \right)^{\frac{\gamma E + 1}{\gamma E - 1}} \right\}^{\frac{1}{z}}, \text{ если } \frac{p_E}{p_a} > 1,85;$$

$$C_S = \sqrt{2 C_{p,exh} T_E \left[\left(1 - \frac{p_a}{p_E} \right)^{\frac{\gamma E - 1}{\gamma E}} \right]}; \quad (10)$$

$$\eta_{ir} = k_{\tau 02} \left(\frac{\pi D_{turb} N_{TC}}{C_S} \right)^2 + k_{\tau 01} \left(\frac{\pi D_{turb} N_{TC}}{C_S} \right) + k_{\tau 00}; \quad (11)$$

$$Q_\tau = \frac{\eta_{ir} C_{p,exh} T_e (\dot{m}_A \dot{m}_F)}{\frac{2\pi}{60} N_{TC}} \left[\left(1 - \frac{p_a}{p_E} \right)^{\frac{\gamma E - 1}{\gamma E}} \right]; \quad (12)$$

$$Q_C = \frac{C_{p,air} T_a \dot{m}_A}{\eta_{1c} \frac{2\pi}{60} N_{TC}} \left[\left(1 - \frac{p_i}{p_a} \right)^{\frac{\gamma_A - 1}{\gamma_A}} \right]; \quad (13)$$

$$Q_E = \frac{z_c V_h}{2\pi} p_e; \quad (14)$$

$$Q_L = K_{Q0} N^2; \quad (15)$$

$$\dot{N}(t) = \dot{N}_s(t) = \frac{Q_E - Q_L}{I}; \quad (16)$$

$$\dot{N}_{TC}(t) = \frac{Q_\tau + Q_C}{I_{TC}}. \quad (17)$$

Предложено использование матрицы крутящего момента. Матрицы крутящего момента двигателя, турбины и компрессора имеют вид функций зависимости крутящего момента двигателя $Q_E(N, N_{TC}, F_R)$, турбины $Q_T(N, N_{TC}, F_R)$ и компрессора $Q_C(N, N_{TC}, F_R)$, соответственно, от частоты вращения главного вала N , вала турбокомпрессора N_{TC} и положения топливной рейки F_R (безразмерная величина, изменяющаяся от нуля — прекращение подачи топлива, до единицы — максимальная подача).

Были получены результаты моделирования СЭУ с двигателем MAN Diesel & Turbo 6L60. Для информативного представления результатов они были выполнены в виде пяти диаграмм для газодинамических и механических переменных: массового расхода воздуха, давления выхлопных газов, развиваемого крутящего момента двигателя, крутящего момента турбины турбокомпрессора и крутящего момента нагрузки компрессора. Каждый набор из пяти диаграмм приводился для конкретного значения частоты N и величины подачи топлива F_R . Основным результатом анализа полученных с помощью моделирования карт моментов является вывод о том, что частота вращения коленчатого вала МОД не оказывает существенного влияния на указанные переменные, что определяется в основном конструктивными особенностями МОД. С другой стороны, частота вращения вала турбокомпрессора и нагрузка двигателя, учитываемая через F_R , значительно влияют на все переменные. Так, при условии наличия достаточного количества воздуха для сгорания, основным фактором, влияющим на величину крутящего момента двигателя, является величина подачи топлива. В свою очередь, количество воздуха определяется значением частоты вращения турбокомпрессора.

Как видно из графиков, приведенных на рис. 1, существует характерная точка A , в которой крутящий момент двигателя перестает быть нечувствительным к частоте вращения турбоагрегата. Согласно выполненным расчётам, эта точка соответствует значениям отношения *воздух – топливо* ниже идеального (согласно технической документации на данный двигатель) $\alpha = 1,2$, где $(\alpha \equiv (m_A/m_F))$, m_A — массовый расход воздуха, кг/с; m_F — массовый расход топлива, кг/с. Поэтому среднее эффективное давление и фактически крутящий момент двигателя становятся линейной функцией соотношения α , что и приводит к виду полученных матриц.

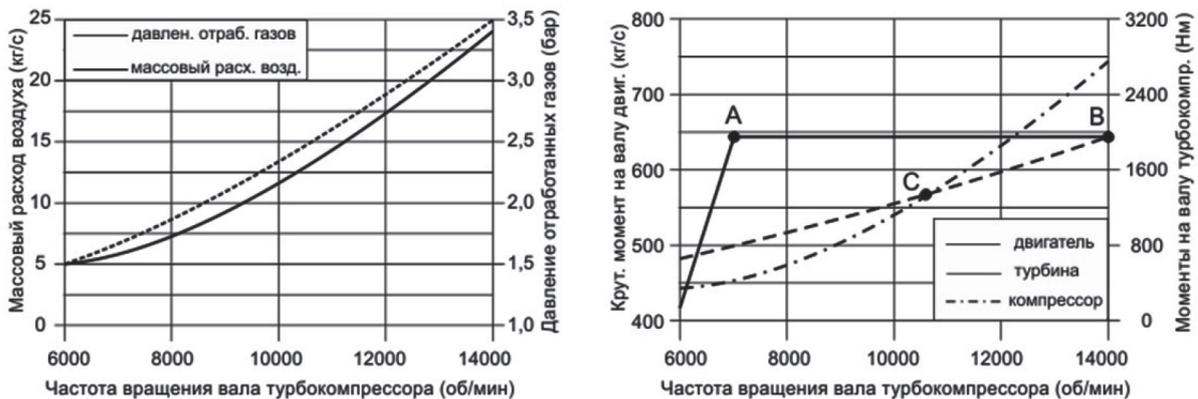


Рис. 1. Диаграммы значений газодинамических и механических переменных для $N = 95$ об/мин и $F_R = 85\%$ соответственно

Из полученных диаграмм крутящих моментов на валу со стороны турбины $Q_T(N, N_{TC}, F_R)$ и компрессора $Q_C(N, N_{TC}, F_R)$ видно, что линии графиков данных функций пересекаются в точке C (см. рис. 1), где наблюдается турбовальное равновесие. Значение частоты вращения вала турбины, соответствующее данной точке равновесия, соответствует, в то же время, участку $A-B$ «плоской» части графика крутящего момента двигателя. Это означает, что частота вращения главного вала стабилизируется на значении, при котором определяемый величиной топливоподачи крутящий момент двигателя уравнивается моментом сопротивления со стороны гребного винта. Система турбонаддува также находится в стабильном режиме. Действительно, при частоте вращения

турбины, превышающей частоту, соответствующую указанной точке равновесия, тормозящий момент нагрузки со стороны компрессора превышает крутящий момент, создаваемый со стороны турбины, что заставляет турбонагнетатель восстанавливать равновесную частоту. Обратный процесс возникает для значений частоты вращения турбины ниже равновесной.

Результаты моделирования показали значительную зависимость значений расхода воздуха и давления отработанных газов от частоты вращения турбины и величины топливоподачи. Значения расхода воздуха и давления отработанных газов прямо пропорциональны частоте вращения турбины и величине топливоподачи. Важно отметить, что при выходе турбины из установившегося режима обе переменные испытывают быстрое отклонение от номинального значения, демонстрируя нелинейный характер работы двигателя и зависимость параметров режима его нормальной работы от режима работы турбокомпрессора.

В проведенном исследовании показано, что повысить надежность исследуемой системы при её наибольшей эффективности и в условиях наличия значительных внешних возмущений возможно посредством применения соответствующего регулятора частоты вращения и учёта влияния турбокомпрессора на режим работы дизеля. Для практической реализации такого подхода необходимо обеспечить контроль параметров рабочего процесса МОД, недоступных для непосредственного измерения штатными средствами, которыми комплектуются исследуемые двигатели. В первую очередь, к таким параметрам относятся моменты на главном валу и валу турбокомпрессора.

Для разработки средств идентификации параметров МОД необходимо решить задачу вывода передаточной функции исследуемого объекта управления. При выводе передаточной функции в данном случае необходимо учесть два основных аспекта работы морских установок, которые, как правило, игнорируются для того, чтобы упростить анализ. Первый аспект касается взаимодействия турбокомпрессора и двигателя, а именно влияния турбокомпрессора на переходные характеристики последнего. Учёт данного влияния при описании МОД приводит к нежелательному увеличению порядка динамики объекта на единицу. На практике эффект турбонаддува на переходные характеристики весьма значителен, в особенности в режиме ускорения двигателя. Именно поэтому, как правило, величину топливоподачи ограничивают ниже определенного значения, которое является функцией давления продувки.

Анализ показывает, что, фактически, ПИ(Д)-закон управления, используемый в большинстве регуляторов частоты вращения дизелей, можно использовать до тех пор, пока верхний предел режима работы, рассчитанный для каждого значения давления наддува, не будет превышен. Данный метод использования давления наддува в качестве сигнала обратной связи гарантирует, что в цилиндры двигателя подаётся достаточная для наиболее эффективного сгорания топлива масса воздуха. Массовый расход воздуха зависит от соотношения давлений между приемниками выхлопа и продувки, а также значения давления продувки. Поэтому рассчитав в каждой установившейся рабочей точке значение давления продувки, можно определить максимальное количество топлива, гарантирующее наиболее эффективное его сгорание. Эта величина, в свою очередь, определяет верхний предел величины топливоподачи, который может поддерживаться конкретным значением давления продувки. Поэтому в случае использования ПИ(Д)-закона управления соотношение *воздух – топливо* устанавливается выше порогового значения, соответствующего наиболее эффективному сгоранию.

Вторым аспектом, игнорируемым при настройке современных регуляторов частоты вращения, является работа двигателя в условиях экстремальных флуктуаций момента сопротивления нагрузки со стороны гребного винта. Когда двигатель работает с номинальной мощностью при наличии значительных колебаний момента нагрузки гребного винта, проблема контроля рабочей точки проявляется наиболее остро, поскольку режим максимальной длительной мощности расположен довольно близко к верхней границе установленного рабочего диапазона, и значительные колебания нагрузки с высокой вероятностью приведут рабочий режим в запрещенную зону. Поэтому, во избежание возможной перегрузки двигателя, используется снижение частоты вращения,

т. е. рабочая точка двигателя намеренно понижается, чтобы обеспечить достаточный запас для её колебания в допустимых пределах. Фактически это одна из основных причин увеличения размера главного двигателя, снижения эффективности его использования, понижения среднего значения коэффициента его загрузки и т. д.

Отображенная передаточная функция свободна от указанных недостатков, так как учитывает режимы работы в области установившейся рабочей точки (в типичном случае — максимальной длительной мощности) и наличие сильных колебаний момента на валу. Вводится соответствующий сигнал возмущения, отражающий изменения коэффициента момента винта относительно его номинального значения. Кроме того, учтено влияние турбонаддува на переходный процесс. Передаточная функция получена с использованием комбинации данных о рабочих характеристиках в установившемся режиме (заводские характеристики), а также данных, полученных на математической модели двигателя, работающего с динамической нагрузкой. Последнее избавляет от необходимости проведения полевых измерений на борту судна для получения характеристик переходных процессов двигателя при изменении момента сопротивления на его валу, необходимых для уточнения параметров передаточной функции разомкнутого контура.

Описываемая конфигурация пропульсивной установки приведена на рис. 2. В модели учитываются моменты инерции элементов системы со стороны двигателя и гребного винта. Момент инерции двигателя J_E учитывает моменты инерции всех вращающихся (коленчатый вал и кривошипы, маховик и т. д.) и возвратно-поступательных (поршни, штоки и т. д.) частей. Предполагается, что момент инерции двигателя не изменяется от цикла к циклу и, следовательно, рассматривается как постоянный параметр системы.

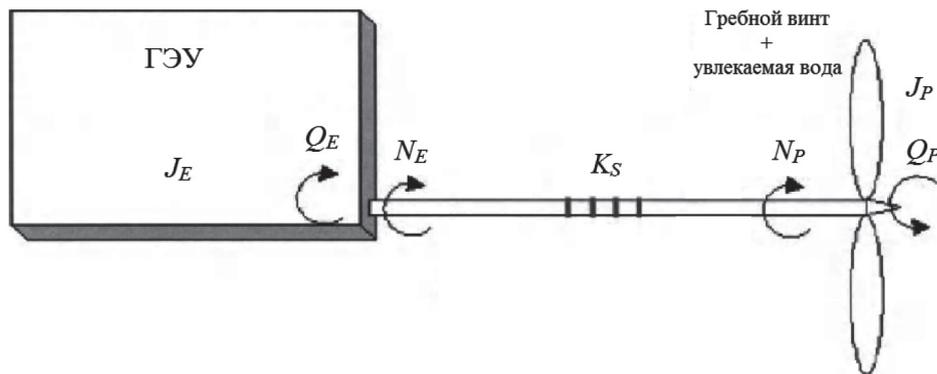


Рис. 2. Рассматриваемая конфигурация судовой пропульсивной системы

Момент инерции гребного винта J_p учитывает инерционную характеристику $J_{\text{винт}}$ лопастей и ступиц, усредненную за один полный оборот (момент инерции винта «в воздухе»), а также момент инерции увлеченной воды $J_{\text{воды}}$. Так как $J_{\text{воды}}$ может быть принят равным 15 % $J_{\text{винт}}$, номинальный момент инерции винта $J_{\text{РО}}$ и, как следствие, общий момент инерции системы J_0 равны:

$$J_{\text{РО}} = J_{\text{винт}} + J_{\text{вода}} \approx 1,15J_{\text{винт}}; J_0 = J_E + J_{\text{РО}}. \quad (18)$$

Однако это только номинальное значение, так как увлекаемая масса воды значительно изменяется во время работы гребного винта, особенно в сложных погодных условиях. Этот эффект моделируется путём введения аддитивной неопределенной составляющей ΔJ , которая суммируется с номинальным моментом инерцией винта $J_{\text{РО}}$ и, как следствие, с J_0 . В результате имеем

$$J_p = J_{\text{РО}} + \Delta J \rightarrow J = J_E + J_p = J_E + J_{\text{РО}} + \Delta J = J_0 + \Delta J, \quad (19)$$

где J — полный момент инерции системы.

Введением элемента вала с коэффициентом жёсткости K_S учитывается его упругость. Для передаточных функций полного и уменьшенного порядков вводятся обозначения. При этом

для линейного анализа возмущений производится декомпозиция сигнала топливоподачи $F_R(t)$, коэффициента момента нагрузки со стороны винта $K_Q(t)$ и частоты вращения коленчатого вала двигателя $N(t)$:

$$\begin{aligned} F_R(t) &= F_{R0} + f_R(t); \\ N(t) &= N_0 + n(t); \\ k_q(t) &= k_{Q0} + k_Q(t), \end{aligned}$$

где F_{R0} , N_0 , k_{Q0} — установившиеся значения соответствующих сигналов; $f_R(t)$, $n(t)$, $k_Q(t)$ — составляющие возмущения в соответствующих сигналах; сигнал $k_Q(t)$ — изменяющийся во времени коэффициент момента сопротивления со стороны нагрузки, определяющий в совокупности с $N(t)$ флуктуации момента сопротивления со стороны винта $Q_L(t)$ с учётом вентиляторной характеристики нагрузки $Q_L(t) = k_Q(t)N^2(t)$ (в проектной документации судна рекомендуемая степень вентиляторной характеристики равна 2,0).

Блок-схема передаточной функции полного порядка приведена на рис. 3.

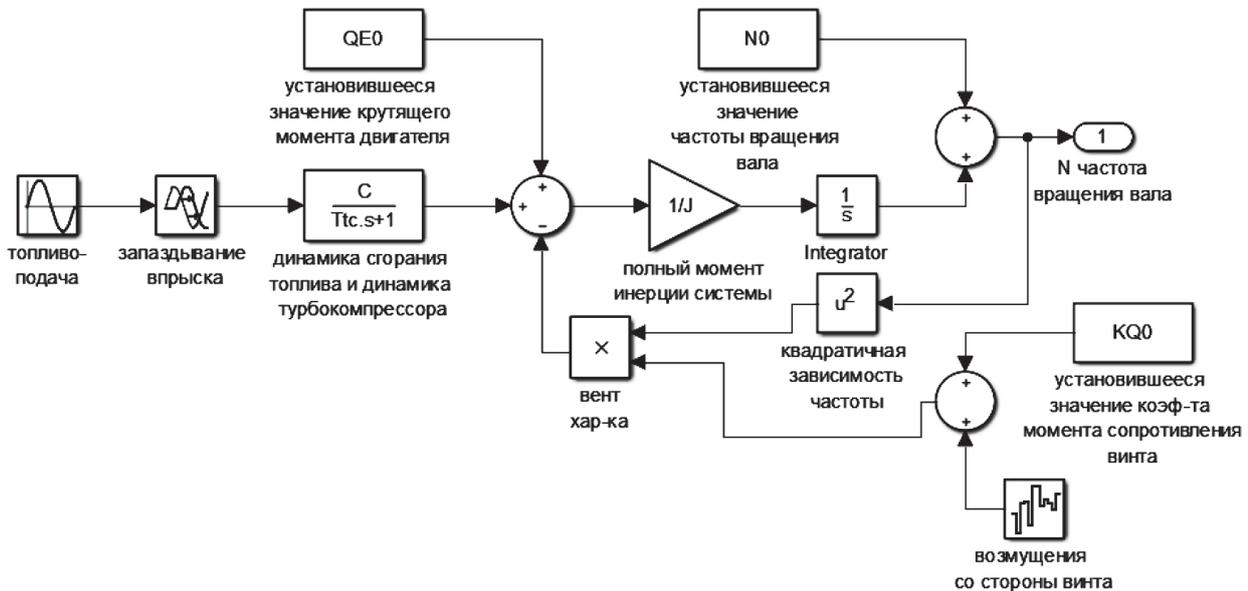


Рис. 3. Блок-схема передаточной функции полного порядка

После опущения пренебрежимо малых динамических переменных передаточная функция объекта с уменьшенным порядком принимает вид

$$n(s) = \frac{c}{I_s + 2K_{Q_0}N_0} f_R(s) - \frac{N_0^2}{I_s + 2K_{Q_0}N_0} k_Q(s). \quad (20)$$

Данная передаточная функция имеет один устойчивый вещественный полюс, определяемый моментом инерции вала и нагрузкой на валу со стороны винта, зависящей от частоты его вращения. Структурная схема передаточной функции пониженного порядка приведена на рис. 4. Для приведённых передаточных функций полного и пониженного порядка предлагается процедура идентификации параметров, которая объединяет данные о рабочих характеристиках производителя и реакцию двигателя, определяемую с использованием предложенных в работе моделей [8] – [11]. Это позволит идентифицировать параметры передаточной функции реальной ГЭУ без проведения тестовых испытаний, предполагающих выполнение ряда экспериментов с воздействием на реальный объект возмущающих воздействий в виде синусоидальных и ступенчатых сигналов как по входам управления, так и со стороны внешних возмущений.

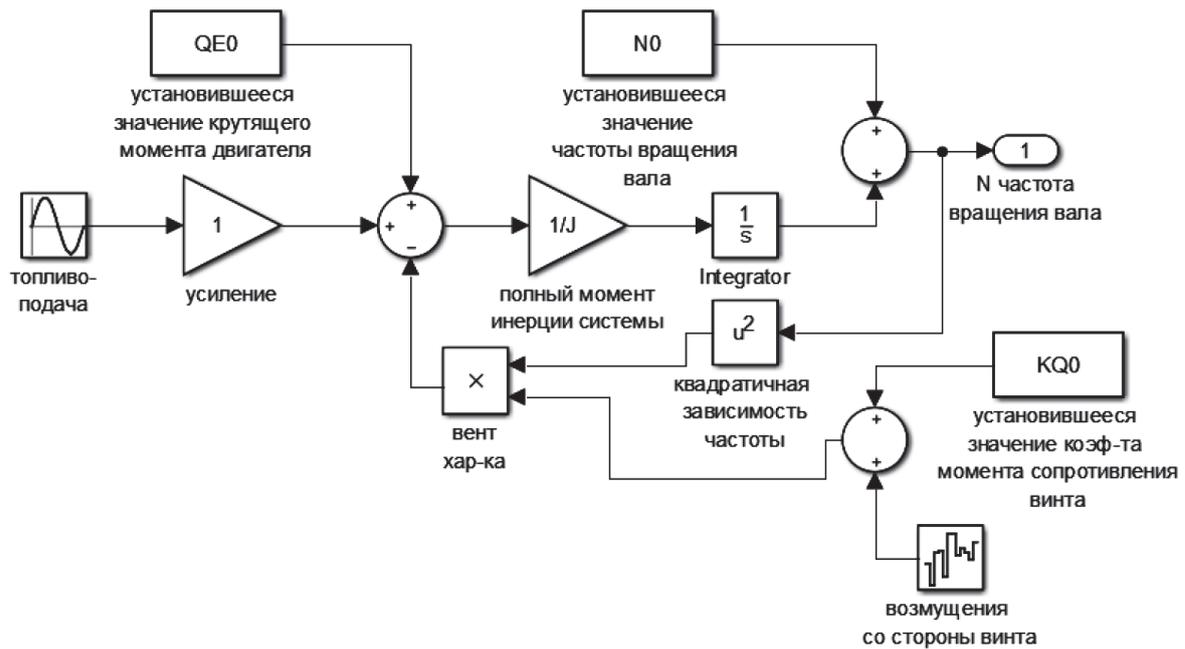


Рис. 4. Структурная схема передаточной функции пониженного порядка

Так как экспериментальная техника идентификации является весьма дорогостоящей и имеет сложности практической реализации, а также учитывая периодическую необходимость её повторения, и даже в большинстве случаев данная техника невыполнима в связи с жёстким графиком рейсов, актуальность предложенных в настоящем исследовании средств идентификации не вызывает сомнений.

Основные результаты и выводы

Теоретические исследования, выполненные в данной статье, позволили получить следующие новые результаты:

1. Разработана компьютерная модель рабочих процессов малооборотного двухтактного дизельного двигателя с учётом влияния турбокомпрессора и возможностью газодинамического анализа, использующая для снижения вычислительной сложности матрицы крутящих моментов на валу двигателя и турбокомпрессора.
2. Выполнен анализ влияния параметров рабочего процесса двигателя на устойчивость его работы в режиме, близком к длительной максимальной мощности при наличии значительных возмущений со стороны нагрузки.
3. Разработаны модели пропульсивной установки и методы идентификации их параметров с минимальным количеством измерений на физическом объекте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Безюков О. К. Газомоторное топливо на водном транспорте / О. К. Безюков, В. А. Жуков, О. И. Яценко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2014. — № 6 (28). — С. 31–39.
2. Сорокин В. А. Техничко-эксплуатационные характеристики отечественных и зарубежных судовых дизелей мощностью до 3 МВт / В. А. Сорокин, М. Ю. Иванов // Наука и транспорт. Морской и речной регистр. — 2013. — № 1 (5). — С. 70–77.
3. Гаврилов В. В. Математическое моделирование процесса топливоподачи в дизелях семейства ЧН26/26 с использованием программы CYBERDIESEL / В. В. Гаврилов, В. Ю. Машенко // Двигателестроение. — 2009. — № 2. — С. 50–51.

4. Лашко В. А. Метод идентификации технического состояния дизеля по результатам расчетно-экспериментального исследования индикаторной диаграммы в условиях рядовой эксплуатации / В. А. Лашко, А. Ю. Коньков, А. А. Маркелов // Вестник Тихоокеанского государственного университета. — 2007. — № 1. — С. 57–68.

5. Лашко В. А. Расчетное исследование переходных режимов четырехтактного дизеля с газотурбинным наддувом / В. А. Лашко, Д. В. Тимошенко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. — 2013. — № 2 (298). — С. 61–71.

6. Безюков О. К. Состояние и перспективы судового двигателестроения в России / О. К. Безюков, В. А. Жуков // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 2. — С. 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.

7. Соболенко А. Н. Определение расхода топлива и моторного масла судовыми дизелями с учетом изменения внешних условий эксплуатации / А. Н. Соболенко, Р. Р. Симашов, Д. К. Глазюк, В. В. Маницын // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. — 2017. — № 3. — С. 62–73. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-3-62-73.

8. Жиленков А. А. Перспективные пути повышения эффективности диагностирования параметров надежности эксплуатации морского бурового оборудования / А. А. Жиленков, А. А. Железняк, С. Г. Черный // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2015. — № 1 (29). — С. 90–95.

9. Черный С. Г. Анализ надежности энергетических систем морских буровых платформ в акватории черного моря / С. Г. Черный // Нефтяное хозяйство. — 2016. — № 2. — С. 106–110.

10. Жиленков А. А. Уточненная математическая модель газодизеля для исследования многогенераторных систем / А. А. Жиленков, С. Г. Черный, И. Л. Титов, А. С. Бордюк // Датчики и системы. — 2016. — № 8-9 (206). — С. 33–41.

11. Nyrkov A. The use of fuzzy neural structures to increase the reliability of drilling platforms / A. Nyrkov, S. Chernyi, A. Zhilenkov, S. Sokolov // Annals of DAAAM & Proceedings. — 2015. — Vol. 26. — Is. 1. — Pp. 0672–0677. DOI: 10.2507/26th.daaam.proceedings.091.

REFERENCES

1. Bezyukov, O. K., V. A. Zhukov, and O. I. Yashchenko. “Dual-fuel engines on water transport.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 6(28) (2014): 31–39.

2. Sorokin, V. A., and M. Yu. Ivanov. “Tekhniko-ekspluatatsionnye kharakteristiki otechestvennykh i zarubezhnykh sudovykh dizelei moshchnost’yu do 3 MVt.” *Nauka i transport. Morskoi i rechnoi registr* 1(5) (2013): 70–77.

3. Gavrilov, V. V., and V. Yu. Maschenko. “Simulation of Fuel Injection in Type CHN26/26 Engines with CYBERDIESEL Code.” *Dvigatelistroyeniye* 2 (2009): 50–51.

4. Lashko, V. A., A. Y. Konkov, and A. A. Markelov. “The method of technical condition identification for a diesel engine by the display diagram analysis under the condition of ordinary operation.” *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta* 1 (2007): 57–68.

5. Lashko, Vasily Alexandrovich, and Denis Vladimirovich Tymoshenko. “The numerical research of transition performance four-stroke supercharging diesel engine.” *Fundamental and Applied Problems of Technics and technology* 2(298) (2013): 61–71.

6. Bezjukov, Oleg Konstantinovich, and Vladimir Anatoljevich Zhukov. “State and prospects of ship engine-building in Russia.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 2 (2017): 40–53. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-2-40-53.

7. Sobolenko, Anatoliy Nickolaevich, Rafail Ravilevich Simashov, Dmitry Konstantinovich Glaziuk, and Vladimir Viktorovich Manitsyn. “Estimation of fuel and motor oil consumption by marine diesels subject to environment changes.” *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies* 3 (2017): 62–73. DOI: 10.24143/2073-1574-2017-3-62-73.

8. Zhilenkov, A. A., A. A. Zheleznyak, and S. G. Chernyi. “Prospective ways to improve the efficiency of diagnosis reliability parameters of operation of offshore drilling equipment.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 1(29) (2015): 90–95.

9. Chernyi, S. G. “Analysis of the energy reliability component for offshore drilling platforms within the Black Sea.” *Oil Industry* 2 (2016): 106–110.

10. Zhilenkov, Anton A., Sergei G. Chernyi, Ivan L. Titov, and Aleksandr S. Bordug. “Developing the specified mathematical model of combined engine for the study of process.” *Sensors & Systems* 8-9(206) (2016): 33–41.

11. Anatoliy, Nyrkov, S. Chernyi, A. Zhilenkov, and S. Sokolov. “The use of fuzzy neural structures to increase the reliability of drilling platforms.” *Annals of DAAAM & Proceedings* 26.1 (2015): 0672–0677. DOI: 10.2507/26th.daaam.proceedings.091.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Бордюг Александр Сергеевич — аспирант

Научный руководитель:

Чёрный Сергей Григорьевич —

кандидат технических наук, доцент

ФГБОУ ВО «Керченский государственный
морской технологический университет»

298309, Российская Федерация, Республика Крым,

г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82

e-mail: *Laboratory45@yandex.ru*

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Bordyug, Alexander S. — Postgraduate

Supervisor:

Chernyi, Sergei G. —

PhD, associate professor

Kerch State Marine Technological University

82 Ordzhonikidze Str., Kerch,

298309, Republic of Crimea,

Russian Federation

e-mail: *Laboratory45@yandex.ru*

Статья поступила в редакцию 15 сентября 2017 г.

Received: September 15, 2017.