

СУДОВОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

SHIP POWER EQUIPMENT

УДК 621.438

DOI: 10.37890/jwt.vi86.676

Концептуальные модели идентификации параметров турбины турбокомпрессора судового дизеля

А.Н. Бердник

ORCID: 0000-0003-4043-8085

Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия

Аннотация. Рассмотрены основные причины выбора наилучших геометрических параметров термогазодинамической части турбины турбокомпрессора комбинированного судового дизеля, а также оптимального управления рабочими и конструктивными параметрами турбины турбокомпрессора, влияющими на технико-экономические показатели комбинированного судового дизеля. Обозначены подходы к идентификации параметров, характеризующих работу турбины турбокомпрессора – без учета охлаждения турбины и с учетом охлаждения турбины. Показана система уравнений, описывающая процессы в неохлаждаемой и охлаждаемой турбине. Используя теорию подобия, составлена матрица параметров, характеризующих работу турбины с точки зрения вида рабочего тела, термогазодинамического процесса, конструктивных особенностей турбины и режимов ее работы. Представлены возможности управления работой турбины путем изменения геометрии ее проточной части с целью повышения эффективных показателей судового дизеля с газотурбинным наддувом на различных режимах его работы.

Ключевые слова: судовый дизель; турбокомпрессор; турбина; проточная часть; идентификация; управление; теория подобия.

Conceptual models of identification the parameters turbine of turbocharger of marine diesel engine

Aleksey N. Berdnik

ORCID: 0000-0003-4043-8085

Pacific National University, Khabarovsk, Russia

Abstract. The article examines the key factors in selecting the optimal geometric parameters for the thermogasdynamic section of a turbocharger turbine for a combined marine diesel, as well as the optimal control of the turbocharger turbine's operating and design parameters that influence the combined-cycle marine diesel engine's performance. Approaches to identifying the parameters characterizing turbocharger turbine operation are outlined, both with and without turbine cooling. A system of equations describing the processes in an uncooled and cooled turbine is presented. Using similarity theory, a matrix of parameters characterizing turbine operation in terms of the working fluid type, thermogasdynamic process, turbine design features, and operating modes is compiled. Potential for controlling turbine operation by varying the geometry of its flow path is presented, aimed at improving the performance of a turbocharged marine diesel engine in various operating modes.

Keywords: marine diesel engine, turbocharger, turbine, flow path, identification, control, similarity theory.

Введение

Ключевыми компонентами современных судовых дизелей, оснащенных газотурбинным наддувом, являются сам поршневой двигатель внутреннего сгорания и турбокомпрессор. Турбокомпрессор, в свою очередь, объединяет турбину (осевого или радиально-осевого типа) и центробежный компрессор. Форсирование судовых дизелей по среднему эффективному давлению p_{me} за счет газотурбинного наддува обеспечивает качественный рост всех его технико-экономических показателей. Основным условием этого роста является высокая эффективность работы турбины турбокомпрессора. Опыт проектирования турбин агрегатов наддува для поршневых двигателей внутреннего сгорания, их доводки и согласования с поршневой частью двигателя внутреннего сгорания на различных режимах эксплуатации показывает существенное влияние геометрии проточной части турбины, как на КПД турбокомпрессора, так и на эффективные показатели судового дизеля.

Таким образом, без точной оптимизации работы турбины турбокомпрессора под конкретный эксплуатационный режим работы судового дизеля и без возможности управления ее параметрами невозможно обеспечить эффективность рабочего процесса судового дизеля. Поэтому «настройка» турбины под заданные условия эксплуатации судового дизеля и возможность идентификации параметров, характеризующих ее работу, критически важны для обеспечения высоких технико-экономических и экологических показателей судового дизеля в целом.

Исходя из вышеизложенного, целью исследования является отработка теоретических вопросов, связанных с идентификацией параметров охлаждаемой и неохлаждаемой турбины турбокомпрессора судового дизеля с газотурбинным наддувом и управлением параметрами проточной части турбины с целью эффективного использования судового дизеля на различных режимах его эксплуатации.

Результаты исследования

Многопараметровые характеристики судового дизеля, газовой турбины и центробежного компрессора показывают, что каждый из этих элементов имеет достаточно узкую зону наиболее экономичной работы с высоким значением КПД. Для обеспечения наибольшей эффективности судового дизеля с газотурбинным наддувом эти зоны необходимо совместить – согласовать характеристики турбокомпрессора и судового дизеля. Достаточно просто эта задача решается только для номинального и близких к нему режимов или для некоторого выбранного частичного режима, например, режима максимального крутящего момента. Полное согласование компрессора, судового дизеля и газовой турбины при работе на различных режимах возможно только при использовании изменяемой геометрии проточной части турбокомпрессора и фаз газораспределения судового дизеля.

Опыт создания и совершенствования судовых дизелей с газотурбинным наддувом показал нецелесообразность использования центробежных компрессоров с изменяемой геометрией проточной части, а наибольшее внимание было уделено регулированию газовых турбин [1–5]. В настоящее время задача гибкого адаптивного управления рабочим процессом судового дизеля с газотурбинным наддувом не может быть решена без использования турбокомпрессора с изменяемой геометрии проточной части газовой турбины и изменяемых фаз газораспределения судового дизеля. В свою очередь, идентификация параметров газовой турбины является неотъемлемой частью оптимального управления рабочим процессом судового дизеля с газотурбинным наддувом на различных режимах его эксплуатации.

Определение оптимальной конфигурации проточной части турбины турбокомпрессора и выработка наиболее эффективных законов ее управления требуют обязательного применения математического моделирования

эксплуатационных режимов и параметров судового дизеля. В рамках математического моделирования, судовой дизель, оснащённый газотурбинным наддувом, рассматривается как комплексная термогазодинамическая система. Эта система включает в себя последовательность взаимосвязанных компонентов: рабочий цилиндр поршневого двигателя внутреннего сгорания, выпускной трубопровод, турбина, центробежный компрессор, охладитель наддувочного воздуха (если таковой установлен) и впускной трубопровод.

В настоящее время существуют несколько методов математического моделирования рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания (квазистационарный метод, метод характеристик, метод уединенных волн конечной амплитуды). Все они широко представлены в методической и научной литературе [1, 6–8]. Поэтому в настоящей работе они не рассматриваются.

При системном подходе к проектированию систем газотурбинного наддува поршневого двигателя внутреннего сгорания важное место занимает математическое моделирование рабочих процессов, происходящих в турбине, так как в дальнейшем практический успех метода идентификации напрямую коррелирует с уровнем математического моделирования рабочих процессов в турбине.

Рассмотрим две концептуальные модели идентификации параметров турбины турбокомпрессора – без учета охлаждения турбины и с учетом охлаждения турбины.

Первая модель (без учета охлаждения турбины) представляет собой систему уравнений, описывающую процессы в неохлаждаемой турбине, т. е. так называемый квазистационарный метод:

- уравнение энергии

$$\frac{dU_T}{dt} = h_1 \frac{dG_1}{dt} - h_2 \frac{dG_2}{dt};$$

- уравнение расхода (массового баланса)

$$\frac{dG_T}{dt} = \frac{dG_1}{dt} - \frac{dG_2}{dt};$$

- уравнение состояния

$$p_T V_T = G_T R_T T_T,$$

где U_T – полная внутренняя энергия газов в турбине; h_1, h_2 – энтальпия газов соответственно на входе в турбину и на выходе из турбины; G_T – расход газов через турбину; G_1, G_2 – расход газов соответственно на входе в турбину и на выходе из турбины; p_T – давление газов в турбине; V_T – объем проточной части турбины; R_T – газовая постоянная для выпускных газов; T_T – температура газов в турбине.

Так как $U_T = u_T G_T = c_v T_T G_T$, где u_T – удельная внутренняя энергия газов в турбине; c_v – удельная теплоемкость газов в турбине при постоянном объеме, то

$$\frac{dU_m}{dt} = c_v T_m \frac{dG_m}{dt} + c_v G_m \frac{dT_m}{dt} \quad (1)$$

Уравнение расхода (массового баланса) можно представить как

$$\frac{dG_m}{dt} = G'_1 - G'_2 \quad (2)$$

где G'_1 – секундный расход газов на входе в турбину; G'_2 – секундный расход газов на выходе из турбины.

Тогда с учётом (1) и (2) уравнение энергии можно представить в виде

$$c_v T_m (G'_1 - G'_2) + c_v G_m \frac{dT_m}{dt} = h_1 G'_1 - h_2 G'_2 \quad (3)$$

Так как энтальпия газов $h = c_p T$, где c_p – удельная теплоемкость газов при постоянном давлении; T – температура газов, то уравнение (3) после соответствующих преобразований примет вид:

$$\frac{dT_m}{dt} = T_{g_1} k_r \frac{G'_1}{G_m} - T_{g_2} k_r \frac{G'_2}{G_m} - T_m \frac{(G'_1 - G'_2)}{G_m} \quad (4)$$

где k_r – показатель адиабаты для выпускных газов; T_{g_1} – температура газов на входе в турбину; T_{g_2} – температура газов на выходе из турбины.

Расход газов через турбину определяется как

$$G_m = \mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_m} \quad (5)$$

где μf_T – эффективное проходное сечение турбины; ρ_{g_2} – плотность газов на выходе из турбины; H_T – адиабатная работа турбины.

Тогда с учётом (5) уравнение (4) можно представить в виде

$$\frac{dT_m}{dt} = T_{g_1} k_r \frac{G'_1}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_m}} - T_{g_2} k_r \frac{G'_2}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_m}} - T_m \frac{(G'_1 - G'_2)}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_m}} \quad (6)$$

Продифференцировав уравнение состояния системы по времени, получим

$$p_m \frac{dV_m}{dt} + V_m \frac{dp_m}{dt} = R_c T_m \frac{dG_m}{dt} + R_c G_m \frac{dT_m}{dt} \quad (7)$$

Так как в турбине $\frac{dV_T}{dt} = 0$, то после соответствующих преобразований уравнение (7) примет вид:

$$\frac{dp_m}{dt} = \frac{R_c T_m}{V_m} \frac{dG_m}{dt} + \frac{R_c G_m}{V_m} \frac{dT_m}{dt} = \frac{p_m}{G_m} \frac{dG_m}{dt} + \frac{p_m}{T_m} \frac{dT_m}{dt} \quad (8)$$

Тогда с учётом (2) и (6) уравнение (8) после соответствующих преобразований можно представить как

$$\begin{aligned} \frac{dp_T}{dt} &= p_T \frac{G'_1 - G'_2}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} + p_T \frac{T_{g_1}}{T_T} k_r \frac{G'_1}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} - p_T \frac{T_{g_2}}{T_T} k_r \frac{G'_2}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} - p_T \frac{G'_1 - G'_2}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} = \\ &= p_T \frac{T_{g_1}}{T_T} k_r \frac{G'_1}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} - p_T \frac{T_{g_2}}{T_T} k_r \frac{G'_2}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} \end{aligned}$$

Таким образом, систему уравнений, описывающую процессы в турбине (квазистационарный метод) можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{dT_T}{dt} = T_{g_1} k_r \frac{G'_1}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} - T_{g_2} k_r \frac{G'_2}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} - T_T \frac{(G'_1 - G'_2)}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} \\ \frac{dp_T}{dt} = p_T \frac{T_{g_1}}{T_T} k_r \frac{G'_1}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} - p_T \frac{T_{g_2}}{T_T} k_r \frac{G'_2}{\mu f_T \rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} \\ \frac{dG_T}{dt} = G'_1 - G'_2 \end{cases} .$$

Основная идея параметрической идентификации заключается в определении неизвестных параметров, которые обычно присутствуют в математических моделях динамических систем. В контексте расчета характеристики турбины турбокомпрессора, ее математическая модель является примером такой динамической системы. Для нахождения точных или приемлемых значений этих параметров проводится идентифицирующий эксперимент, в ходе которого анализируются входные и выходные сигналы системы. Таким образом, возможность определить параметры системы по измерениям ее состояния является критерием ее идентифицируемости.

Характеристики турбин турбокомпрессоров имеют вид $\eta_T = f(\bar{H}_T)$ и $\mu f_T = f(\bar{H}_T)$, где η_T – эффективный КПД турбины; \bar{H}_T – коэффициент напора турбины [2,9].

Из уравнения (5) эффективное проходное сечение турбины можно определить как

$$\mu f_T = \frac{G_T}{\rho_{g_2} \sqrt{2H_T}} = \frac{G_T}{\rho_{g_2} \sqrt{\bar{H}_T u_1^2}},$$

где $H_T = \sqrt{\frac{k_r}{k_r - 1} R_T T_{g_1}^* \left(1 - \left(\frac{p_{g_2}}{p_{g_1}^*} \right)^{\frac{k_r - 1}{k_r}} \right)}$; $p_{g_1}^*, T_{g_1}^*$ – давление и температура заторможенного потока газов перед турбиной; p_{g_2} – статическое давление газов за турбиной; u_1 – окружная скорость рабочего колеса турбины на входе; $u_1 = \frac{\pi D_{p.k.T} n}{60}$; $D_{p.k.T}$ – диаметр рабочего колеса турбины; n – частота вращения ротора турбокомпрессора.

Таким образом,

$$\mu f_T = f(G_T, \rho_{g_2}, H_T).$$

На основании формулы Стодола-Флюгеля видно, что изменение G_T обусловлено изменением $p_{g_1}^*, T_{g_1}^*$ и p_{g_2} , т. е.

$$G_T = f(p_{g_1}^*, T_{g_1}^*, p_{g_2}).$$

Давление p_{g_2} обычно принимается равным давлению окружающей среды p_a , т. е. $p_{g_2} = p_a = \text{const}$. Тогда расход газов через турбину будет являться функцией двух параметров, т. е.

$$G_T = f(p_{g_1}^*, T_{g_1}^*).$$

Так как $\rho_{g_2} = \frac{p_{g_2}}{R_T T_{g_2}}$, то

$$\rho_{g_2} = f(p_{g_2}, R_T, T_{g_2})$$

или с учетом вышесказанного

$$\rho_{g_2} = f(R_T, T_{g_2}).$$

Тогда эффективное проходное сечение турбины будет являться функцией пяти параметров, т. е.

$$\mu f_T = f(p_{g1}^*, T_{g1}^*, T_{g2}, R_T, k_T).$$

Зависимость эффективного КПД для неохлаждаемых турбин имеет следующий вид [9]:

$$\eta_T = f(M, Re, k_T),$$

где M – число Маха;

$$M = \frac{\pi D_{p.k.T} n}{60 \sqrt{\frac{2k_T}{k_T - 1} R_T T_{g1}^* \left(1 - \left(\frac{p_{g2}}{p_{g1}^*}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}\right)}};$$

Re – число Рейнольдса;

$$Re = \frac{D_{p.k.T} c_1 p_{g1}^*}{R_T T_{g1}^* \mu_T};$$

c_1 – абсолютная скорость газов на входе в турбину; μ_T – коэффициент динамической вязкости газов.

Вторая модель (с учетом охлаждения турбины) представляет собой следующую систему уравнений, описывающую процессы в охлаждаемой турбине:

- уравнение расхода

$$\frac{dG_T}{dt} = \mu f_T \rho_{g2} \sqrt{\frac{2k_T}{k_T - 1} R_T T_{g1}^* \left(1 - \left(\frac{p_{g2}}{p_{g1}^*}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}\right)};$$

- уравнение энергии с учетом теплообмена

$$\frac{dL_T}{dt} = c_p T_{g1}^* \left(1 - \left(\frac{p_{g2}}{p_{g1}^*}\right)^{\frac{k_T-1}{k_T}}\right) - \alpha (T_{g1}^* - T_{ст}) F_{п};$$

- уравнение движения

$$\frac{dL_u}{dt} = u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u} = \frac{\pi D_{p.k.T} n}{60} (c_{1u} + \mu_2 c_{2u}),$$

где α – коэффициент теплоотдачи от газов в стенки турбины; $T_{ст}$ – температура стенки корпуса турбины; $F_{п}$ – площадь поверхности корпуса турбины; c_{1u} – окружная составляющая абсолютной скорости газа на выходе из соплового аппарата турбины; u_2 – окружная скорость рабочего колеса турбины на выходе; c_{2u} – окружная составляющая абсолютной скорости газа на выходе из рабочего колеса турбины; μ_2 – степень радиальности колеса турбины.

Следует отметить, что решение этих уравнений в общем виде на данный момент затруднительно. Поэтому, при использовании экспериментальных данных, первостепенной задачей становится определение условий, при которых эти результаты могут быть экстраполированы на другие, аналогичные процессы. Теория подобия предлагает решение этой проблемы. Основные принципы применения теории подобия при моделировании термодинамических процессов в агрегатах наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания представлены в соответствующей литературе [10–12].

Выбор величины безразмерных комплексов – критериев подобия – устанавливается на основании так называемой π -теоремы. При решении задач

механики достаточно установить четыре параметра с независимой размерностью: длина L , масса m , время t и температура T . Таким образом, можно составить перечень основных определяющих параметров для охлаждаемой турбины, которые представлены в табл. 1.

Таблица 1

Основные определяющие параметры для охлаждаемой турбины

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Размерность
1	Диаметр рабочего колеса	D_1	L (м)
2	Частота вращения ротора турбокомпрессора	$n_{тк}$	t^{-1} (мин ⁻¹)
3	Время	t	t (с)
4	Абсолютная скорость газов на входе в рабочее колесо турбины	c_1	Lt^{-1} (м/с)
5	Полное давление газов на входе в турбину	p_{g1}^*	$L^{-1}mt^{-2}$ (кг/(м · с ²))
6	Температура заторможенного потока газов на входе в турбину	T_{g1}^*	T (К)
7	Давление потока газов на выходе из турбины	p_{g2}	$L^{-1}mt^{-2}$ (кг/(м · с ²))
8	Газовая постоянная для выпускных газов	R	$L^2t^{-2}T^{-1}$ (м ² /(с ² · К))
9	Коэффициент динамической вязкости выпускных газов	μ_r	$mL^{-1}t^{-1}$ (кг/(м · с))
10	Коэффициент теплоотдачи от выпускных газов в стенки турбины	α	$mt^{-3}T^{-1}$ (кг/(с ³ · К))
11	Коэффициент теплопроводности выпускных газов	λ_r	$Lmt^{-3}T^{-1}$ ((кг · м)/(с ³ · К))
12	Удельная теплоемкость выпускных газов при постоянном давлении	c_{pr}	$L^2t^{-2}T^{-1}$ (м ² /(с ² · К))
13	Коэффициент объемного расширения выпускных газов	β_r	T^{-1} (1/К)
14	Температура стенки корпуса турбины	$T_{тw}$	T (К)
15	Ускорение свободного падения	g	Lt^{-2} (м/с ²)

Некоторые из критериев подобия очевидны:

1. Показатель адиабаты для выпускных газов

$$\pi_1 = c_{pr}/c_{vr} = c_{pr}/(c_{pr} - R) = k,$$

где c_{pr} , c_{vr} – соответственно удельная теплоемкость выпускных газов при постоянном давлении и постоянном объеме.

2. Критерий Маха по окружной скорости рабочего колеса турбины u_1 при $k = \text{const}$

$$\pi_2 = u_1/c_{ад} = (\pi D_1 n_{тк}) / \left(60 \sqrt{\frac{2k}{(k-1)} RT_{g1}^* \left[1 - \left(\frac{p_{g2}}{p_{g1}^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \right) = M,$$

где $c_{ад}$ – условная адиабатная скорость потока газов, соответствующая полному теплоперепаду в турбине H_t .

Остальные девять критериев подобия могут быть найдены независимо друг от друга согласно общей формуле π -теоремы:

1. Критерий Рейнольдса

$$1/\pi_3 = (D_1 c_1 \rho_{g_1})/\mu_r = (D_1 c_1 p_{g_1}^*)/(RT_{g_1}^* \mu_r) = Re,$$

где ρ_{g_1} – плотность выпускных газов на входе в турбину.

2. Критерий Эйлера

$$\pi_4 = p_{g_2}/(\rho_{g_1} c_1^2) = (p_{g_2} RT_{g_1}^*)/(p_{g_1}^* c_1^2) = Eu.$$

3. Критерий Струхала

$$\pi_5 = c_1 t/D_1 = Sh.$$

При расчете турбины критерий Sh учитывается в виде характеристического числа u_1/c_1 , обеспечивающего подобие треугольников скоростей.

4. Критерий Нуссельта

$$\pi_6 = \alpha D_1/\lambda_r = Nu.$$

5. Критерий Прандтля

$$1/\pi_7 = \mu_r c_{p_r}/\lambda_r = Pr.$$

6. Критерий Фурье

$$\pi_8 = at/D_1^2 = (\lambda_r t)/(c_{p_r} \rho_{g_1} D_1^2) = (\lambda_r t RT_{g_1}^*)/(c_{p_r} p_{g_1}^* D_1^2) = Fo,$$

где a – коэффициент температуропроводности; $a = \lambda_r/c_{p_r} \rho_{g_1}$.

7. Критерий Пекле

$$1/\pi_9 = c_1 D_1/a = (D_1^3 c_{p_r} \rho_{g_1})/\lambda_r = (c_1 D_1 c_{p_r} p_{g_1}^*)/(\lambda_r RT_{g_1}^*) = Re Pr = Pe.$$

8. Критерий Стентона

$$\pi_{10} = \alpha/(c_1 c_{p_r} \rho_{g_1}) = (\alpha RT_{g_1}^*)/(c_1 c_{p_r} p_{g_1}^*) = Nu/Pe = St.$$

9. Критерий Грасгофа

$$1/\pi_{11} = (D_1^3 g \beta_r (T_{g_1}^* - T_{tw}) p_{g_1}^{*2})/(R^2 T_{g_1}^{*2} \mu_r^2) = Gr.$$

Таким образом, можно составить матрицу параметров, характеризующих работу турбины по трем ее направлениям (табл. 2).

Таблица 2

Параметры, характеризующие работу турбины

Критерии подобия	Параметры														
	рабочего тела в турбине						термогазодинамического процесса в турбине					конструкции и режима работы турбины			
	c_{p_r}	R	μ_r	α	λ_r	β_r	$p_{g_1}^*$	p_{g_2}	$T_{g_1}^*$	c_1	T_{tw}	D_1	$n_{тк}$	t	
k_r															
M															
Re															
Eu															
Sh															
Nu															
Pr															
Fo															
Pe															
St															
Gr															

Заштрихованными областями показаны соответствия конкретного параметра работы турбины определенному критерию подобия:

- параметры рабочего тела в турбине;
- параметры термогазодинамического процесса в турбине;
- параметры конструкции и режима работы турбины.

На основании вышеизложенного можно констатировать, что параметрами состояния турбины или измеряемыми параметрами являются: полное давление газов на входе в турбину $p_{g_1}^*$, статическое давление газов за турбиной p_{g_2} , температура заторможенного потока газов на входе в турбину $T_{g_1}^*$, абсолютная скорость газов на входе в турбину c_1 . Идентифицируемыми параметрами газов в турбине являются: показатель адиабаты для выпускных газов k , удельная теплоемкость газов при постоянном давлении c_{p_r} , газовая постоянная для выпускных газов R и коэффициент теплоотдачи α . А параметрами управления турбиной являются: диаметр рабочего колеса турбины D_1 и частота вращения ротора турбокомпрессора $n_{тк}$.

В векторной форме матрицу параметров, характеризующих работу турбины (см. табл. 1), можно представить следующим образом:

- вектор параметров $a = [c_p, R, \mu_r, \alpha, \lambda_r, \beta]^T = \text{const}$ или $\frac{da}{dt} = 0$;
- вектор состояния $x = [p_{g_1}^*, p_{g_2}, T_{g_1}^*, c_1, T_{ст}]^T$
или $\frac{dx}{dt} = f(p_{g_1}^*, p_{g_2}, T_{g_1}^*, c_1, T_{ст})$;
- вектор управления $u = [D_{p.к.т}, n, t]^T$ или $\frac{du}{dt} = f(D_{p.к.т}, n)$.

Следует отметить, что управление работой турбины при помощи изменения $D_{p.к.т}$ не представляется возможным. Следовательно, если $D_{p.к.т}$ остается неизменным, то появляется возможность гибкого изменения параметров проточной части турбины посредством регулировки углов входа и выхода потока газов в сопловом аппарате и рабочем колесе, а также размеров сопловых лопаток т. д. [1,2,4,5,9,13]. Таким образом, можно адаптировать геометрию проточной части турбины совместно с частотой вращения турбокомпрессора на заданный режим работы поршневого двигателя внутреннего сгорания с целью эффективного его использования на различных режимах эксплуатации.

Заключение

Анализ выполненной работы показывает, что в настоящее время отсутствуют достаточно отработанные математические модели идентификации параметров неохлаждаемой и охлаждаемой турбины турбокомпрессора с учетом специфики ее работы в составе агрегата наддува поршневого двигателя внутреннего сгорания. Несмотря на значительные успехи в современной газодинамической теории, практическое решение ряда задач в областях двигателестроения и турбостроения остаются затруднительными исключительно на теоретическом уровне. Это обусловлено двумя ключевыми факторами: сложной геометрией проточных каналов турбины и нестационарным характером течения потока газов в термогазодинамическом процессе. Анализ результатов обработки экспериментальных данных показывает, что без использования турбокомпрессора с изменяемой геометрией проточной части турбины невозможно достичь наибольшей эффективности и экологичности работы поршневого двигателя с газотурбинным наддувом.

Следует отметить, что полученные результаты нельзя считать окончательными, так как воздействия на геометрию проточной части турбины и, соответственно, ее оптимальное управление, характеризовались значительной долей эмпиризма,

определяемой теорией подобия. Исследования на подобных динамических моделях турбин турбокомпрессоров характеризуют один из важных этапов проектирования проточных частей агрегатов наддува поршневых двигателей внутреннего сгорания, обладают определенной самостоятельностью и в то же время, воздействуя на процесс проектирования, приводят к оптимальному решению вопросов, связанных с оптимизацией параметров работы неохлаждаемой и охлаждаемой турбины турбокомпрессора.

Таким образом, можно констатировать, что идентификация параметров и оптимальное управление рабочим процессом турбины турбокомпрессора позволяют эффективно эксплуатировать поршневой двигатель внутреннего сгорания с газотурбинным наддувом в зависимости от реальных условий его эксплуатации.

Список литературы

1. Лашко В.А. Использование фундаментальной теории управления в практике проектирования проточных частей комбинированных двигателей внутреннего сгорания. – Владивосток. Дальнаука, 2009. – 449 с.
2. Межеричкий А.Д. Турбокомпрессоры судовых дизелей. – Л.: Судостроение, 1971. – 191 с.
3. Institution of Mechanical Engineers. 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. Savoyplace, London. Woodhead Publishing Limited, 2012, 379 p.
4. Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Бердник А.Н. Исследования радиально-осевой турбины импульсной системы наддува судового дизеля // Морские интеллектуальные технологии. 2021. № 2-1 (52). С. 74-79. DOI: 10.37220/МИТ.2021.52.2.010.
5. Пассар А.В., Тимошенко Д.В. Влияние степени реактивности турбины турбокомпрессора на эффективность ее работы в составе комбинированного ДВС // Морские интеллектуальные технологии. 2025. № 1-1 (67). С. 88-95. DOI: 10.37220/МИТ.2025.67.1.011.
6. Бердник А.Н. Оценка эффективности систем газотурбинного наддува четырехтактных судовых дизелей. – Хабаровск: Изд-во ТОГУ, 2025. – 162, [2] с.
7. Василиев Л.А. Моделирование газодинамических процессов в дизелях. – Хабаровск: Изд-во ХГТУ, 1996. – 131 с.
8. Бердник А.Н., Ремесловский В.О. Математическое моделирование термогазодинамических процессов в поршневых двигателях // Справочник. Инженерный журнал. 2021. № 6. С. 12-17. DOI: 10.14489/hb.2021.06.pp.012-017.
9. Байков Б.П., Бордуков В.Т., Иванов П.В., Дейч Р.С. Турбокомпрессоры для наддува дизелей. Справочное пособие. – Л.: Машиностроение, 1975. – 200 с.
10. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1977. – 440 с.
11. Круглов М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машгиз. 1963. – 272 с.
12. Бердник А.Н. Использование теории подобия при моделировании термогазодинамических процессов в агрегатах наддува поршневых двигателей // Справочник. Инженерный журнал. 2025. № 3. С. 29-35. DOI: 10.14489/hb.2025.03.pp.029-035.
13. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение. 1986. – 432 с.

References

1. Lashko V.A. Ispol'zovaniye fundamental'noy teorii upravleniya v praktike proyektirovaniya protochnykh chastey kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya [The use of fundamental control theory in the practice of designing flow sections of combined internal combustion engines]. Vladivostok: Dalnauka Publ, 2009. 449 p. (In Russ).
2. Mezheritsky A.D. Turbokompresory sudovykh dizeley [Turbochargers for marine diesel engines]. Leningrad: Shipbuilding Publ, 1971. 191 p. (In Russ).
3. Institution of Mechanical Engineers. 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. Savoyplace, London. Woodhead Publishing Limited, 2012, 379 p.
4. Passar A.V., Timoshenko D.V., Berdник A.N. Issledovaniya radial'no-osevoy turbiny impul'snoy sistemy nadduva sudovogo dizelya [Research of the radial-axial turbine of the

- pulse supercharging system of a marine diesel engine]. *Morskiye intellektual'nyye tekhnologii* [Marine intelligent technologies]. No. 2-1 (52), 2021. pp. 74-79. (In Russ). DOI: 10.37220/MIT.2021.52.2.010.
5. Passar A.V., Timoshenko D.V. Vliyaniye stepeni reaktivnosti turbiny turbokompressora na effektivnost' yeye raboty v sostave kombinirovannogo DVS [The influence of the degree of reactivity of the turbocharger turbine on its operating efficiency in a combined internal combustion engine]. *Morskiye intellektual'nyye tekhnologii* [Marine intelligent technologies]. No. 1-1 (67), 2025. pp. 88-95. (In Russ). DOI: 10.37220/MIT.2025.67.1.011.
 6. Berdnik A.N. Otsenka effektivnosti sistem gazoturbinnogo nadduva chetyrekhtaknykh sudovykh dizeley [Evaluation of the efficiency of supercharging systems for four-stroke marine diesel engines]. Khabarovsk: Pacific National University, 2025. 162, [2] p. (In Russ).
 7. Vasiliev L.A. Modelirovaniye gazodinamicheskikh protsessov v dizelyakh [Modeling of gas-dynamic processes in diesel engines]. Khabarovsk: Khabarovsk State Technical University, 1996. 131 p. (In Russ).
 8. Berdnik A.N., Remeslovsky V.O. Matematicheskoye modelirovaniye termogazodinamicheskikh protsessov v porshnevnykh dvigateleyakh [Mathematical modeling of thermogasdynamic processes in piston engines]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal* [Handbook. Engineering journal]. No. 6, 2021. pp. 12-17. (In Russ). DOI: 10.14489/hb.2021.06.pp.012-017.
 9. Baikov B.P., Bordukov V.T., Ivanov P.V., Deich R.S. Turbokompressory dlya nadduva dizeley. Spravochnoye posobiye [Turbochargers for supercharging diesel engines. Reference manual]. Leningrad: Mashinostroenie Publ, 1975. 200 p. (In Russ).
 10. Sedov L.I. Metody podobiya i razmernosti v mekhanike [Methods of similarity and dimensionality in mechanics]. Moscow: Nauka Publ, 1977. 440 p. (In Russ).
 11. Kruglov M.G. Termodinamika i gazodinamika dvukhtaknykh dvigateley vnutrennego sgoraniya [Thermodynamics and gas dynamics of two-stroke internal combustion engines]. Moscow: Mashgiz. 1963. 272 p. (In Russ).
 12. Berdnik A.N. Ispol'zovaniye teorii podobiya pri modelirovanii termogazodinamicheskikh protsessov v agregatakh nadduva porshnevnykh dvigateley [Using the similarity theory in modeling thermogasdynamic processes in piston engine supercharging units]. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal* [Handbook. Engineering journal]. No. 3, 2025. pp. 29-35. (In Russ). DOI: 10.14489/hb.2025.03.pp.029-035.
 13. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin [Theory and calculation of aircraft blade machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ, 1986. 432 p. (In Russ).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ / INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Бердник Алексей Николаевич, к.т.н.,
доцент, доцент высшей школы
промышленной инженерии, Тихоокеанский
государственный университет (ФГБОУ ВО
«ТОГУ»), 680035, г. Хабаровск, ул.
Тихоокеанская, 136, e-mail:
alex.bdk75@yandex.ru

Aleksey N. Berdnik, Ph.D. in Technical
Sciences, Associate Professor of the Higher
School of Industrial Engineering, Pacific
National University, 136 Tikhookeanskaya st,
Khabarovsk, 680035

Статья поступила в редакцию 15.01.2026; принята к публикации 19.02.2026;
опубликована онлайн 20.03.2026. Received 15.01.2026; published online 20.03.2026.