

DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566

THE EFFECT OF THE DESIGN ANGLE OF THE TURBINE NOZZLE OUTLET OF THE PISTON ENGINE BOOST SYSTEM ON ITS EFFECTIVENESS

A. V. Passar¹, D. V. Timoshenko²

¹ — Computing Center of the Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, Khabarovsk, Russian Federation

² — Pacific State University, Khabarovsk, Russian Federation

The article is devoted to the actual problem of insufficient energy efficiency of combined internal combustion engines. One of the directions of its solution, which became the goal of this work, is a reasonable choice of the optimal value of the design angle of installation of nozzles in a radial-axial turbine, taking into account both its effective power and the coefficient of completeness of using the supplied pulse energy. The authors applied a closed-loop model of the combined engine, embedded in a new calculation method, which was divided into conditional blocks. In the first block, the method of indefinite Lagrange multipliers calculates the optimal values of the turbine elements in which the gas moves. In the second block, for a preliminary assessment of the calculated geometrical parameters of the flow path, the turbine characteristics are calculated: an assumption is made about the one-dimensionality and quasi-stationary flow. For calculations, a method for calculating the parameters of a stage at an average radius was used, supplemented by a semi-empirical method for calculating gas energy losses during the movement of the latter from the turbine inlet to the outlet section. In the third block, the efficiency of the turbine was estimated when working together with a piston engine by using a closed model for it. This made it possible to objectively evaluate such characteristics of the turbine as efficiency and power, which are functionally related to the pressure pulse in the exhaust tract, which will make it possible to predict the operational characteristics of the turbine operating in conjunction with the combined engine.

Keywords: internal combustion engine, turbocharging system, turbocharger, radial-axial turbine, flow part, nozzle apparatus, nozzle, design exit angle, pressure coefficient, turbine characteristics.

For citation:

Passar, Andrey V., and Denis V. Timoshenko. "The effect of the design angle of the turbine nozzle outlet of the piston engine boost system on its effectiveness." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 16.4 (2024): 553–566. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566.

УДК 621.43.052

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО УГЛА ВЫХОДА СОПЕЛ ТУРБИНЫ СИСТЕМЫ НАДДУВА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ЕЕ РАБОТЫ

А. В. Пассар¹, Д. В. Тимошенко²

¹ — Вычислительный центр Дальневосточного отделения Российской академии наук, г. Хабаровск, Российская Федерация.

² — ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет», г. Хабаровск, Российская Федерация

Статья посвящена актуальной проблеме недостаточной энергетической эффективности судовых двигателей внутреннего сгорания с газотурбинным наддувом. Одно из направлений решения этой проблемы, а именно обоснованный выбор оптимального значения конструктивного угла установки сопел в радиально-осевой турбине агрегата наддува, учитывающий как ее эффективную мощность, так и коэффициент полноты использования подведенной энергии импульса давления, является целью данной работы. В качестве инструмента исследования была применена квазизамкнутая модель двигателя с газотурбинным наддувом, встроенная в новый расчетный метод, разделенный на условные блоки. В первом блоке нового метода способом неопределенных множителей Лагранжа выполняется вычисление оптимальных значений геометрических элементов радиально-осевой турбины, в которых происходит движение газа.

Во втором блоке для предварительной оценки рассчитанных геометрических параметров проточной части выполняется расчет характеристик турбины, основанный на допущении об одномерности и квазистационарности потока. Для вычислений использован метод расчета параметров турбины на среднем радиусе меридионального сечения, дополненный полуэмпирической методикой расчета потерь энергии газа при движении последнего от входа в турбину к выходному сечению. В третьем блоке выполнена оценка коэффициента полезного действия турбины при совместной работе с поршневым двигателем путем применения для него замкнутой модели. Это позволило объективно оценить такие характеристики турбины, как коэффициент полезного действия и мощность, которые функционально связаны с импульсом давлений в выпускном тракте, что дает возможность прогнозировать эксплуатационные характеристики турбины, работающей совместно с поршневым двигателем.

Ключевые слова: система наддува, турбокомпрессор, радиально-осевая турбина, проточная часть, сопловый аппарат, сопло, конструктивный угол выхода, коэффициент напора, характеристики турбины.

Для цитирования:

Пассар А. В. Влияние конструктивного угла выхода сопел турбины системы наддува поршневого двигателя на эффективность ее работы / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2024. — Т. 16. — № 4. — С. 553–566. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566.

Введение (Introduction)

Актуальность исследований в направлении повышения общей эффективности судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с газотурбинным наддувом подтверждена рядом статей, опубликованных в ведущих журналах России [1]–[4]. Одним из основных способов повышения тепловой и эксплуатационной эффективности ДВС является оптимизация системы газотурбинного наддува [3], использующей газовую турбину, утилизирующую энергию отработавших газов поршневой части, в качестве приводного двигателя компрессора. Заявленное авторами данной работы направление, в той или иной степени, прослеживалось в ряде публикаций, представляющих выбор перспективных путей совершенствования малоразмерных газовых турбин, а также результаты анализа различных конструктивных параметров, определяющих их общую эффективность [4]–[7].

Моделирование потерь энергии и выбор конструктивных элементов межлопаточной области, оказывающих наиболее значительное влияние на энергетические характеристики и максимально возможный расход газа, проходящего через малоразмерную турбину, рассматривается в работах [8]–[10]. Исследованию малорасходных центростремительных турбин посвящены работы [8], [9], малорасходных радиально-осевых турбин — работа [10]. Согласно данным этих работ и общепринятой теории функционирования турбомашин, наиболее значимым параметром является угол лопаток соплового аппарата (СА) в выходной части и определяемая им величина угла выхода потока α_1 .

Результаты и выводы работ [11]–[15] устанавливают положительный эффект от снижения угла выхода потока α_1 с соответствующим увеличением внутреннего и окружного КПД радиально-осевых турбин (РОТ) малых расходов. Например, для РОТ турбокомпрессора ТКР-14 было установлено, что уменьшение угла выхода потока с 27 до 15° при условии постоянства прочих геометрических параметров соплового аппарата обеспечивает прирост внутреннего КПД на 8 % [13]. Малорасходная РОТ ТК-4 [14] со значениями выходного угла лопаток СА 9, 12, 15 и 18° (при неизменной высоте лопаток СА, равной 10,5 мм) достигла наибольшего эффективного КПД при минимальном значении угла. Интенсивность изменения эффективного КПД в зависимости от выходного угла лопаток СА была различна. Наиболее интенсивный рост КПД имел место при снижении угла с 18° до 12°, при переходе от 12° до 9° изменение КПД было незначительным.

В рассматриваемом аспекте очень показательными являются комплексные исследования геометрии проточной части РОТ, основные результаты которых приведены в [15]. Подтверждено, что геометрические параметры проточной части, в наибольшей степени влияющие на энергетическую эффективность РОТ — угла выхода потока α_1 ; соотношения высоты сопловых лопаток и диаметра рабочего колеса, степени радиальности рабочего колеса — воздействия угла α_1 , является

доминирующими. Влияние уменьшения α_1 оказалось более значительным по сравнению с другими исследованиями. При снижении угла α_1 с 34 до 16° КПД турбины вырос практически на треть — с 0,56 до 0,87. Для сравнения оптимизация степени радиальности привела к повышению КПД только на 14 %.

Необходимо отметить следующее обстоятельство: особенностью современных методов проектирования и улучшение газодинамики проточных лопаточных машин является широкое применение технологий вычислительной гидрогазодинамики (Computational Fluid Dynamics, CFD). Однако при всех имеющихся возможностях данные технологии отнюдь не упрощают проведение исследований по оценке влияния геометрии проточной части на энергетическую эффективность РОТ (особенно с учетом области применения турбин). Проведение таких исследований требует привлечения способов многопараметрической оптимизации, которые можно реализовать только под конкретные режимные параметры турбин [16]–[18].

Результаты выполненных исследований позволяют выявить один из путей эффективного воздействия на КПД РОТ. Им является уменьшение конструктивного угла выхода лопаток соплового аппарата (угла выхода сопел). Выбранное направление требует проведения дополнительных исследований. Данное обстоятельство обусловлено тем, что, во-первых, отсутствуют практические рекомендации по выбору оптимальных значений конструктивного угла выхода сопел РОТ и, во-вторых, тем, что, результаты исследований влияния данного угла приведены без учета совместной работы турбины в системе наддува поршневого двигателя.

Целью данной работы является оценка характера и степени влияния конструктивного угла выхода лопаток соплового аппарата (угла выхода сопел) РОТ, работающей в условиях нестационарного потока, на эффективность импульсной системы наддува судового дизеля.

Достижение поставленной цели потребовало решения следующих задач:

- выполнение проектирования радиально-осевых турбин турбокомпрессора ТКР-14С.27 импульсной системы наддува судового дизеля среднего уровня форсирования с различными углами выхода сопел СА;
- определение характеристик исследуемых турбин с привлечением квазистационарной модели среднего радиуса, оценка адекватности полученных результатов;
- расчет импульсов давления газа во входном сечении турбин и проведение проверки адекватности полученных результатов;
- определение значения КПД исследуемых турбин при работе в системе наддува судового двигателя.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Принципиальным вопросом исследования является учет особенностей работы РОТ в нестационарном потоке выпускной системы судового двигателя с наддувом. По этой причине основным инструментом является квазизамкнутая математическая модель рабочего процесса ДВС. В числе прочих параметров используемая модель позволяет определять импульс давлений в заданном сечении выпускного трубопровода, учитывая работу поршневой части двигателя, а также выявлять эффективность срабатывания импульса давления в турбине. Все результаты были получены для среднефорсированного судового дизеля 6ЧН 18/22, оснащенного импульсной системой газотурбинного наддува.

Дизельный двигатель с газотурбинным наддувом рассматривается как совокупность следующих термогазодинамических подсистем: неразветвленный выпускной трубопровод, радиально-осевая турбина, центробежный компрессор, охладитель наддувочного воздуха и цилиндр ДВС.

Выпускной трубопровод. Основой при моделировании газодинамических процессов является решение смешанной задачи Коши для неразветвленного выпускного трубопровода с постоянной площадью поперечного сечения. Газ принимается идеальным, квазивязким, течение — одномерным, энергоизолированным. Используемые допущения позволяют описать движение газа следующей системой дифференциальных уравнений неразрывности, движения и энергии:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + w \frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial w}{\partial x} = 0; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{2} = 0; \\ \frac{\partial S}{\partial t} + w \frac{\partial S}{\partial x} = 0, \end{cases}$$

где p , w и ρ — давление, скорость и плотность среды соответственно;

D — диаметр трубопровода;

λ — коэффициент гидравлического трения;

S — удельная энтропия.

Численное интегрирование системы уравнений осуществлялось с помощью использования метода характеристик, предполагающего преобразование исходной системы дифференциальных уравнений в частных производных первого порядка в систему обыкновенных дифференциальных уравнений для прямой и обратной волн соответственно:

$$\begin{cases} R = A + \frac{k-1}{2}W; \\ \frac{dR}{dZ} = -\frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{4} L_{\text{тр}}(k-1); \\ \frac{dX}{dZ} = W + A \end{cases} \quad \begin{cases} Q = A - \frac{k-1}{2}W; \\ \frac{dQ}{dZ} = \frac{\lambda}{D} \frac{w|w|}{4} L_{\text{тр}}(k-1); \\ \frac{dX}{dZ} = W - A, \end{cases}$$

где R , Q — инварианты для прямой и отраженной волн;

W , A — безразмерные скорости потока и звука в среде;

X , Z — безразмерные координата и время;

$L_{\text{тр}}$ — длина трубопровода.

Полученная система обыкновенных дифференциальных уравнений, в свою очередь, численно интегрировалась методом Эйлера. Аппроксимация дифференциальных операторов осуществлялась по явной разностной схеме на сетке X – Z . Расчет проводился по слоям, параметры потока известны на предыдущем временном слое в каждой узловой точке, затем определялись параметры на новом временном слое в i -м сечении трубопровода. Явная разностная схема имеет известный недостаток — для устойчивости решения необходима малая величина шага по времени, определяемая критерием устойчивости Куранта. Тем не менее преимуществом схемы является: более простое построение численного решения, включая более простое задание граничных условий, полностью нивелирующее этот недостаток.

Цель работы предполагает оценку эффективности срабатывания импульса давления в РОТ с сопутствующим расчетом КПД и мощности. В результате условие на границе трубопровод — РОТ задано как модель сопла, эквивалентного по пропускной способности всей РОТ. Пропускная способность сопла определяется путем расчета характеристики РОТ. Течение через сопло принимается одномерным, квазистационарным, изоэнтропным. Давление на срезе сопла считается равным давлению за РОТ. Принятые допущения позволяют использовать соответствующие уравнения одномерной газодинамики вместе с уравнениями прямой и отраженной волн в выходном сечении трубопровода. Решение полученной системы алгебраических уравнений осуществлялось модифицированным методом Ньютона. Параллельно выполняется вычисление характеристики самой РОТ.

Цилиндр ДВС. Математическая модель основана на равновесном термодинамическом представлении внутрицилиндровых процессов. Периоды сжатия, сгорания и расширения с достаточной точностью описываются первым законом термодинамики для закрытых систем, уравнением состояния идеального газа и дополнительными соотношениями для определения теплоемкостей

рабочего тела, теплоотдачи и характеристик тепловыделения в цилиндре [19]. Для периода газообмена используется уравнение массового баланса.

Полученная система уравнений решается методом последовательных приближений на каждом расчетном шаге i по углу поворота коленчатого вала в следующем виде:

$$p_i = \frac{T_{i0} G_i}{V_i};$$

$$T_i = \left[c'_{vi} T_{i0} G_i - p_i (V_i - V_{i-1}) + \Delta Q_X + \Delta Q_W \right] \frac{1}{c'_{vi} G_i};$$

$$|T_i - T_{i0}| \leq \varepsilon,$$

где c'_v — теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме;

G — масса рабочего тела в цилиндре;

ΔQ_X — количество выделившегося тепла;

ΔQ_W — количество тепла, участвующего в теплообмене;

T_{i0} и T_i — температуры первого и второго приближения соответственно.

Сопряжение цилиндра и выпускного трубопровода потребовали задания граничного условия в качестве которого выступает модель выпускного канала с одномерным, квазистационарным, изэнтропным течением. Такое представление эквивалентно рассмотренному ранее граничному условию у РОТ с единственным отличием: дополнительным привлечением данных о коэффициенте расхода выпускного канала и клапанной щели. Метод решения получаемой системы уравнений аналогичен граничному условию у РОТ.

Турбина. Характеристики РОТ определяются с помощью газодинамического расчета параметров потока на среднем диаметре меридиального сечения в одномерном квазистационарном приближении. В этом случае используются уравнения энергии, неразрывности, моментов количества движения и адиабатического изменения состояния, а также ряд эмпирических зависимостей для определения потерь в элементах проточной части. Незвестное давление на выходе из соплового аппарата находится модифицированным методом Ньютона из условия равенства расходов через сопловой аппарат и рабочее колесо. Коэффициент скорости в сопловом аппарате определяется с учетом профильных и концевых потерь, режима течения газа и конструктивных параметров решетки. Коэффициент скорости в рабочем колесе определяется с учетом потерь при нерасчетных углах входа газового потока, потерь с выходной скоростью, потерь утечек, трения и раздельного подвода газа.

Компрессор и охладитель наддувочного воздуха. Расчет характеристик центробежного компрессора сводится к определению параметров газа в характерных элементах проточной части при их заданной геометрии. Рассматривается одномерное установившееся течение на среднем диаметре меридианального сечения. Это позволяет использовать уравнения неразрывности, энергии и политропного изменения состояния. Для учета реальной картины течения эти уравнения дополнены эмпирическими зависимостями, позволяющими учесть потери в элементах проточной части и неоднородность потока в поперечных сечениях каналов. Коэффициент мощности компрессора на произвольном режиме работы определяется по уравнению, предложенному С. А. Левковичем. Снижение температуры и потери давления в охладителе наддувочного воздуха определялись по полуэмпирическим уравнениям гидравлической характеристики охладителя.

Принцип квазизамкнутого моделирования рабочего цикла реализуется путем замыкания цикла по трем параметрам:

- давлению в выпускном трубопроводе в момент открытия выпускного клапана (начальному давлению импульса);
- балансу мощностей турбины и компрессора;
- давлению в цилиндре в момент открытия выпускного клапана.

Моделирование начинается с момента открытия выпускного клапана. Для периода выпуска, включая перекрытие фаз газораспределения, рассчитывается изменение давлений в выпускном трубопроводе и цилиндре, а также выполняется расчет мгновенных параметров турбины. Практика

расчетов позволяет принять допущение о равенстве начальных и конечных давлений импульса и использовать это положение при моделировании. Если равенство давлений не соблюдается, то расчет повторяется с новым значением начального давления импульса. После установления давления выполняется расчет параметров компрессора. Если интегральная мощность турбины и мощность компрессора не совпадают, то расчет повторяется от момента открытия выпускного клапана с новым значением частоты вращения ротора турбокомпрессора. Внутренний цикл по давлению также повторяется. После установления равенства мощностей и, соответственно, давления наддува выполняется расчет процессов в цилиндре и производится установление давления в цилиндре в момент открытия выпускного клапана.

Следует отметить, что используемая в работе математическая модель является независимым инструментом, позволяющим решить задачу согласования режимов работы системы наддува и поршневой части ДВС, устанавливая значения всех существенных для процесса параметров.

Для оценки адекватности используемого инструментария были выполнены тестовый расчет импульса давления во входном сечении штатной РОТ — ТКР-14С.27 и сравнение с экспериментально замеренной динамикой изменения давления (рис. 1). Проверка адекватности значений импульса давления при входе в штатную РОТ, полученных экспериментально, и значений, установленных путем численного эксперимента, дала положительный результат.

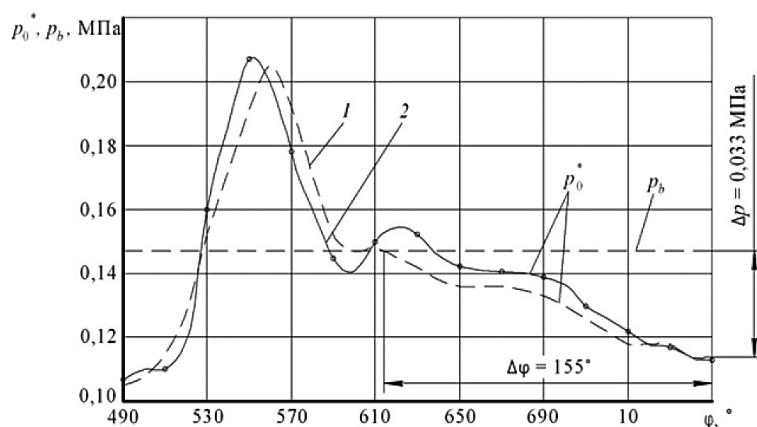


Рис. 1. Импульс давления во входном сечении штатной турбины:
1 — расчет; 2 — эксперимент

Таким образом, представленная математическая модель учитывает особенности работы РОТ в системе наддува поршневого ДВС, обладает достаточным уровнем адекватности и может быть использована для решения поставленных задач.

Результаты (Results)

На начальной стадии исследования решалась задача формирования конструктивного облика проточной части турбины. Результаты были получены с помощью математической модели одномерного течения с использованием допущений о его квазистационарности для значений угла выхода сопел СА α_{ic} , равных 15, 18, 21 и 25°. Все варианты были рассчитаны для расхода газа, равного 0,45 кг/с, и следующих параметров рабочего колеса (РК): количество лопаток $z = 13$, конструктивный угол выхода из РК $\beta_{2PK} = 36^\circ$. Приведение во взаимное соответствие конструктивных параметров РК осуществлялось путем решения оптимизационной задачи с использованием критерия оптимальности, в качестве которого принималось достижение наибольших значений пропускной способности и КПД в каждом варианте РК турбины. Оптимизационные расчеты осуществлялись методом неопределенных множителей Лагранжа [11]. Результаты данного этапа исследования приведены на рис. 2.

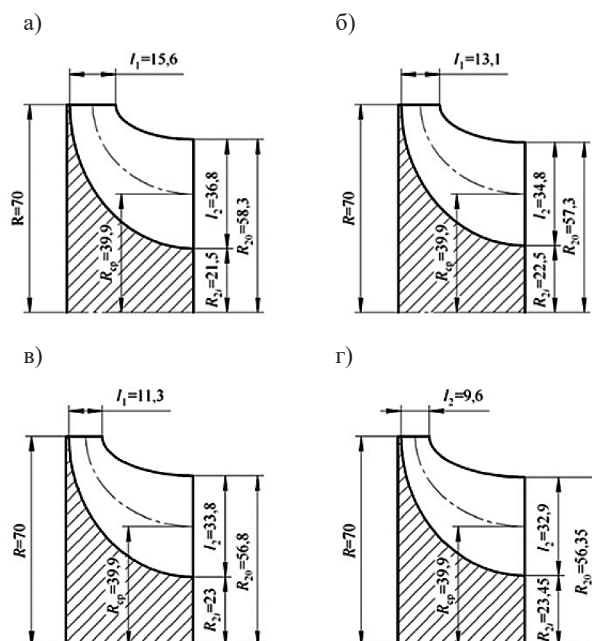


Рис. 2. Меридиональные проекции РК модельных турбин:

а — турбина 1 ($\alpha_{1c} = 15^\circ$); б — турбина 2 ($\alpha_{1c} = 18^\circ$);
в — турбина 3 ($\alpha_{1c} = 21^\circ$); г — турбина 4 ($\alpha_{1c} = 25^\circ$)

В качестве базы сравнения на рис. 3 приведена меридиональная проекция РК турбины турбокомпрессора ТКР-14С.27.

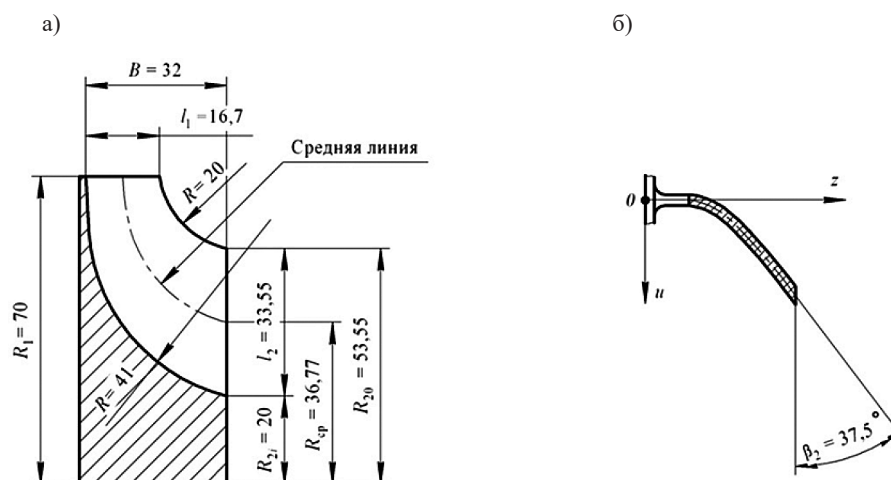


Рис. 3. Меридиональная проекция РК турбины ТКР-14С.27:

а — геометрические параметры меридиональной проекции;
б — сечение лопатки по средней линии

В процессе формирования конструктивного облика проточной части турбины было установлено следующее. При одинаковом массовом расходе газа, но при разных значениях угла выхода сопел СА α_{1c} необходимо изменять высоту лопаток и в выходном сечении РК. С ростом угла α_1 частота вращения РК возрастает. Для турбины 1 она составляет 45500 мин⁻¹ для турбин 2–4 — 46300, 47050 и 48090 мин⁻¹ соответственно.

Для полученных вариантов конструкции РК были получены статические характеристики КПД и мощности исследуемых турбин. Расчет характеристик выполнялся в одномерной квазистационарной постановке с применением разработанного авторами алгоритма решения для среднего

радиуса меридионального сечения проточной части. Определение значений потерь энергии в проточной части производилось по зависимостям, представленным в [20]. Характеристики рассчитывались в функции коэффициента напора $\bar{H}_T$. На рис. 4, а приведены характеристики $\eta_T = f_1(\bar{H}_T)$, на рис. 4, б — характеристики $N_T = f_2(\bar{H}_T)$ — КПД и эффективная мощность исследуемых РОТ соответственно.

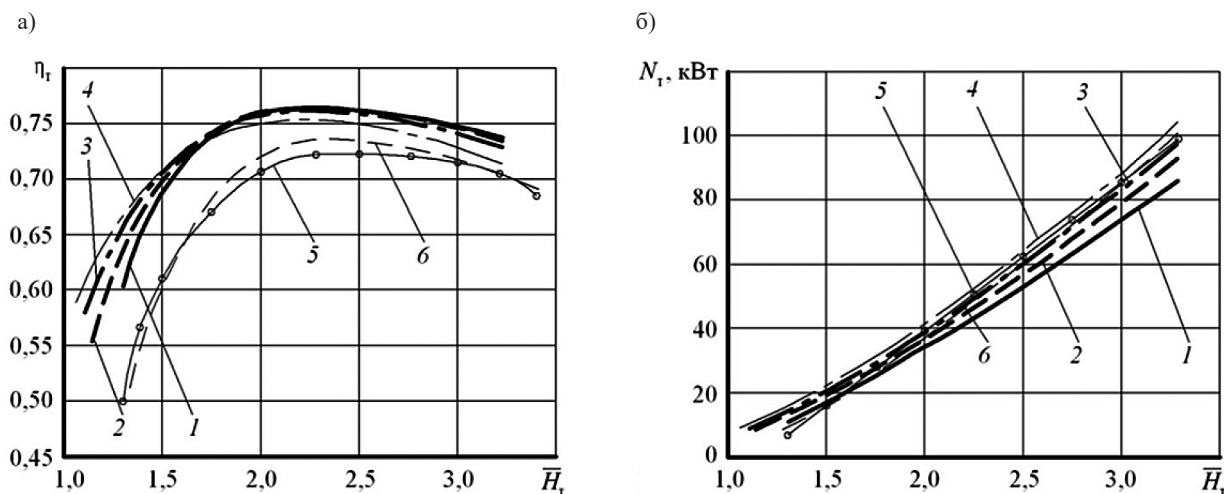


Рис. 4. Характеристики исследуемых РОТ:

1–4 — характеристики, полученные расчетным путем для модельных турбин 1–4;
5 и 6 — соответственно экспериментальная и расчетная характеристики штатной РОТ

В ходе выполнения данного этапа было выполнено сравнение экспериментальных характеристик штатной турбины ТКР-14С.27 с характеристиками, полученными расчетным путем (см. рис. 4). Был получен удовлетворительный результат, погрешность оказалась в пределах 2 %.

Расчетные изменения давления в выпускном коллекторе на входе в турбину p_0^* и величина давления наддува p_b двигателя 6ЧН 18/22, полученные с помощью квазизамкнутой математической комбинации двигателя, приведены на рис. 5. Результаты расчетов показали, что изменения давления не меняются в зависимости от угла выхода сопел СА. Это позволяет сделать вывод о том, что на формирование изменения давления перед турбиной в значительной степени влияет пропускная способность турбины. В свою очередь, выбор геометрических размеров турбин на один и тот же расход газа, осуществляемый с использованием метода оптимального проектирования [11], обеспечивает неизменное значение пропускной способности исследуемых РОТ.

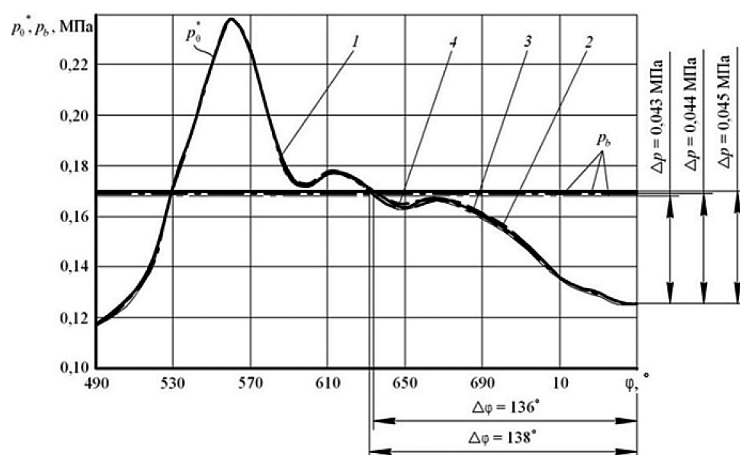


Рис. 5. Изменение давлений на входе в турбину и расчетное давление наддува:

1 — турбина 1 ($\alpha_{ic} = 15^\circ$); 2 — турбина 2 ($\alpha_{ic} = 18^\circ$);
3 — турбина 3 ($\alpha_{ic} = 21^\circ$); 4 — турбина 4 ($\alpha_{ic} = 25^\circ$)

После определения импульса давлений в турбинах появляется возможность расчета параметров, характеризующих эффективность работы турбин в составе системы наддува. В качестве этих параметров рассматриваем: частоты вращения роторов турбин n_t , максимальное значение коэффициента использования располагаемой энергии импульса $K_{и\max}$, КПД турбины η_t и ее эффективную мощность N_t .

Коэффициент использования располагаемой энергии импульса определяется по формуле

$$K_{и} = \frac{\int_0^{\tau} H_t G_t \eta_t d\tau}{\int_0^{\tau} H_t G_t d\tau},$$

где H_t — мгновенное значение изоэнтропийного теплоперепада от полных параметров перед турбиной до статического давления за РОТ, Дж/кг;

G_t — мгновенные значения расхода выпускных газов, кг/с;

η_t — мгновенные величины эффективного КПД РОТ;

τ — продолжительность импульса.

Частоты вращения роторов турбин определяются как при решении задачи формирования конструктивного облика проточной части модельных турбин с использованием метода Лагранжа, так и в составе системы наддува исследуемого судового дизеля по балансу мощностей турбины и центробежного компрессора при использовании квазизамкнутой математической модели и ее программной реализации. Полученные максимальные значения $\eta_{ти}$ для модельных и штатной турбин, а также рассчитанные ранее частоты вращения приведены в таблице.

Параметры эффективности турбин

Параметры	Турбины				
	1	2	3	4	Штатная
$\alpha_{ic}, ^\circ$	15	18	21	25	18
$n_t, \text{мин}^{-1}$ (по методу Лагранжа)	45500	46300	47050	48090	—
$n_t, \text{мин}^{-1}$ (по балансу мощностей)	39920	39990	39830	39650	38950
$\Delta n_t, \text{мин}^{-1}$	5580	6310	7220	8440	—
$K_{и\max}$	0,662	0,665	0,66	0,646	0,61

Из приведенных в таблице данных видно, что частота вращения, определенная по балансу мощностей, не совпадает с частотой вращения, определенной ранее при оптимизации турбинных ступеней, она значительно ниже. Подобный результат объясняется особенностями согласования турбины и компрессора в составе системы наддува, в том числе учетом характеристики потребителя мощности — центробежного компрессора.

Для сопоставления с импульсами давлений (рис. 5) расчет значений КПД и эффективной мощности исследуемых РОТ проводился в функции угла поворота коленчатого вала. Расчет выполнялся по одномерной квазистационарной модели использованной для расчета характеристик турбин. Результаты для КПД и мощности представлены на рис. 6, а и б соответственно.

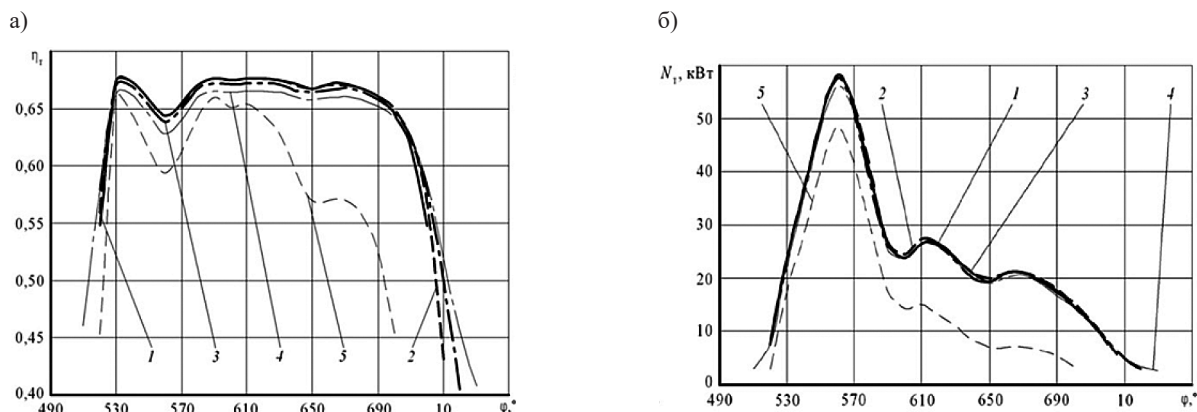


Рис. 6. Мгновенные значения КПД и мощности исследуемых турбин:
1–4 — номера модельных турбин; 5 — штатная турбина

Полученные результаты демонстрируют рост эффективного КПД турбин в условиях импульсного потока с уменьшением угла выхода сопел. Эффективная мощность исследуемых РОТ не зависит от конструктивного угла выхода сопел. Это обстоятельство объясняется тем, что турбины были спроектированы на один и тот же расход газа.

Обсуждение (Discussion)

Анализ характеристик модельных турбин с различными значениями угла выхода сопел СА α_{ic} показывает следующее. Для характеристик $\eta_t = f_1(\bar{H}_t)$ модельных РОТ можно выделить два участка изменения коэффициента напора (см. рис. 4, а): участок 1, на котором $\bar{H}_t = 1,1 \dots 1,9$, участок 2 $\bar{H}_t = 1,9 \dots 3,3$. Для участка 1 характерно то, что КПД РОТ существенно зависит от конструктивного угла α_{ic} и возрастает по мере его увеличения. На участке 2 с ростом угла α_{ic} КПД РОТ несущественно понижается. Характеристика $N_t = f_2(\bar{H}_t)$ демонстрирует увеличение эффективной мощности РОТ с увеличением конструктивного угла выхода сопел СА — α_{ic} (см. рис. 4, б).

В четырехтактном двигателе с импульсной системой наддува существует возможность организации интенсивной продувки цилиндра, позволяющей снизить теплонапряженность головки поршня, днища крышки цилиндра и элементов газораспределения, а также повысить качество газообмена. Интенсивность продувки определяется средним перепадом давлений между впускным и выпускным трубопроводами, а также величиной перекрытия фаз газораспределения, в течение которого этот перепад может быть использован.

В расчетных исследованиях качество продувки можно оценить по условной располагаемой продолжительности продувки $\Delta\varphi$ — периоду в градусах поворота коленчатого вала, в течение которого перепад давлений остается положительным, и максимальному перепаду давлений между впускным и выпускным трубопроводами Δp (рис. 5). Следует учитывать также характер изменения нисходящей части импульса давления. Отсутствие отраженных волн и плавное изменение импульса давления увеличивает предполагаемую продолжительность продувки.

При анализе эффективности продувки цилиндров необходимо учитывать изменение давления в выпускном трубопроводе, а также уровень пологости и появление отраженных волн. Наличие отраженных волн может негативно сказываться на качестве продувки и наполнении цилиндров, приводя к увеличению удельного расхода топлива [21]. Оптимальный выбор реальной величины перекрытия фаз газораспределения зависит от интенсивности изменения давления: чем более интенсивным является изменение давления, тем меньше должна быть условная располагаемая продолжительность продувки. Это важно учитывать при определении оптимального перекрытия фаз газораспределения. Таким образом, анализ условной располагаемой продолжительности продувки и перепада давления позволяет сделать вывод об эффективности продувки цилиндров и выбрать оптимальные параметры с учетом интенсивности изменения давления,

предотвратив появление отрицательных эффектов, таких как увеличение удельного расхода топлива.

Характер изменения давления на входе в турбину и величины расчетного давления наддува позволяет оценить изменение газообмена и продувки цилиндров при варьировании угла выхода сопел СА — α_{ic} . Изменение угла выхода сопел практически не влияет на располагаемую продолжительность продувки цилиндров $\Delta\varphi$, но ее величина несколько сжимается по сравнению со штатной турбиной (136...138 против с 155, соответственно рис. 4 и 5). Также изменение угла выхода из сопел практически не влияет на перепад давлений на продувку Δp (0,043–0,045 МПа). Таким образом, снижение угла выхода сопел СА не оказывает отрицательного влияния на эффективность продувки цилиндров особенно с учетом увеличения перепада давлений на продувку.

Полученные максимальные значения $K_{и\max}$ для модельных и штатной турбин, а также рассчитанные ранее значения частоты вращения (см. таблицу) служат подтверждением повышения эффективности срабатывания импульса давления в турбинах с соответствующим повышением эффективности преобразования энергии отработавших газов на участке *выпускной трубопровод – турбина* по мере уменьшения угла выхода сопел СА. Полученный результат хорошо коррелируется как со статическими характеристиками исследуемых турбин ($\eta_r = f_1(\bar{H}_r)$ и $N_r = f_2(\bar{H}_r)$ — см. рис. 4), так и с мгновенными значениями КПД и эффективной мощности (см. рис. 6).

Выводы (Summary)

На основе проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Проверка используемого метода расчета эффективности РОТ, выполняемая сравнением расчетных и экспериментальных данных после динамической продувки штатной турбины, показала, что погрешность расчетных и опытных результатов находится в пределах 2 %. Это свидетельствует о достаточной точности использованных полуэмпирических зависимостей для определения уровня энергетических потерь в турбинах.

2. Проверка адекватности расчетных результатов, связанных с определением импульсов давления, выполнена при помощи сравнения расчетного и экспериментального значений импульсов давления для штатной турбины. Одинаковый характер изменения импульсов и достаточная точность значений в характерных точках импульсов позволяют сделать вывод о достаточной адекватности используемой математической модели.

3. При оптимальном проектировании РОТ методом неопределенных множителей Лагранжа на одинаковые расходы газа через проточную часть РОТ с увеличением угла выхода сопел СА α_{ic} высоту лопаток во входном и выходном сечениях РК необходимо уменьшать для обеспечения одинаковой пропускной способности турбин (оптимальные значения частот вращения ротора ТК в этом случае значительно увеличиваются).

4. Оптимальная частота вращения РК, определенная с учетом баланса мощностей турбины и компрессора в системе наддува, не совпадает с оптимальной частотой вращения, полученной при проектировании ступени методом неопределенных множителей Лагранжа. При этом разница частот вращения, т. е. фактически степень неоптимальности, увеличивается по мере увеличения угла выхода сопел.

5. Увеличение конструктивного угла выхода из сопел в исследованном диапазоне (15–25°) не приведет к снижению качества продувки. С учетом величины перекрытия фаз газораспределения в исследуемом ДВС некоторое снижение располагаемой продолжительности продувки (на 11–12 % по сравнению со штатной турбиной) вполне компенсируется увеличением перепада давлений на продувку (на 8–9 %).

6. Учитывая, что изменение угла выхода сопел не оказывает принципиального влияния на изменение эффективной мощности и КПД исследованных РОТ при их работе в составе системы наддува, выбор наилучшего варианта геометрии РК может быть произведен на основании максимального значения $K_{и\max}$ и степени неоптимальности, определяемой разницей частот вращения, полученных по методу Лагранжа и через баланс мощностей.

7. Наилучшие значения этих величин демонстрируют модельные турбины 1 и 2, имеющие углы выхода сопел СА α_{1c} , равные 15° и 18° соответственно. Для дальнейших исследований был выбран вариант проточной части РОТ с углом $\alpha_{1c} = 18^\circ$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыжов В. А. Состояние Российского дизелестроения для стратегических отраслей / В. А. Рыжов // Двигателестроение. — 2019. — № 3 (277). — С. 3–7.
2. Новые технологии в двигателестроении (материалы конгресса СИМАС-2016) // Двигателестроение. — 2018. — № 3 (273). — С. 35–54.
3. Циплёнкин Г. Е. Повышение эффективности работы двигателя на низких нагрузках за счет оптимизации системы наддува / Г. Е. Циплёнкин, В. И. Иовлев // Двигателестроение. — 2018. — № 2 (272). — С. 20–28.
4. Развитие конструкции газовых двигателей (по материалам конгресса СИМАС) // Двигателестроение. — 2020. — № 3 (281). — С. 35–53.
5. Пассар А. В. Влияние высот лопаток рабочего колеса центростремительной турбины на газодинамику течения / А. В. Пассар // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. — 2019. — Т. 330. — № 12. — С. 54–63. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392.
6. Fershalov A. Y. Principles of designing gas microturbine stages / A. Y. Fershalov, Y. Y. Fershalov, M. Y. Fershalov // Energy. — 2021. — Vol. 218. — Pp. 119488. DOI: 10.1016/j.energy.2020.119488.
7. Коленько Г. С. Нестационарное аэродинамическое взаимодействие лопаточных венцов в энергетических осевых турбинах и пути повышения вибрационной надежности рабочих лопаток / Г. С. Коленько, Н. А. Забелин, Г. А. Фокин // Двигателестроение. — 2021. — № 3 (285). — С. 7–11.
8. Крюков А. А. Моделирование потерь энергии в центростремительной турбине с частичным облопачиванием рабочего колеса / А. А. Крюков, С. В. Куличков, А. А. Ратников // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2023. — Т. 15. — № 5. — С. 858–866. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-858-866.
9. Крюков А. А. Сравнение значений коэффициентов скорости в турбинной ступени с частичным облопачиванием рабочего колеса / А. А. Крюков, С. В. Чехранов // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2021. — Т. 13. — № 2. — С. 257–265. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-2-257-265.
10. Пассар А. В. Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале / А. В. Пассар, Д. В. Тимошенко, Ю. Я. Фершалов // Двигателестроение. — 2022. — № 2 (288). — С. 39–52. DOI: 10.18698/jec.2022.2.39-52.
11. Митрохин В. Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах / В. Т. Митрохин. — М.: Машиностроение, 1974. — 228 с.
12. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин / Н. Мидзумати. — М.: Машгиз, 1961. — 120 с.
13. Одиванов Л. Н. Исследование радиально-осевой турбины турбокомпрессора / Л. Н. Одиванов, А. П. Тунаков // Энергомашиностроение. — 1964. — № 9. — С. 23–26.
14. Кельштейн Д. М. Угол установки сопловых лопаток для новой конструкции входного направляющего аппарата турбины турбокомпрессора / Д. М. Кельштейн // Двигатели внутреннего сгорания. — 1966. — Вып. 3. — С. 71–74.
15. Dixon S. L. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery / S. L. Dixon. — Oxford, Butterworth-Heinemann, 1998. — 322 p.
16. Galindo J. Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its applications to engine modeling / J. Galindo, P. Fajardo, R. Navarro, L. M. Garcia-Cuevas // Applied Energy. — 2013. — № 103. — Pp. 116–127. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.09.013.
17. Newton P. Three-Dimensional Computational Study of Pulsating Flow inside a Double Entry Turbine / P. Newton, R. Martinez-Botas, M. A. Seiler // Journal of Turbomachinery. — 2015. — Vol. 137. — Is. 3. — Pp. 031001. DOI: 10.1115/1.4028217.
18. Sanaye S. A new method for optimum selection of two-stage turbocharger for heavy duty diesel engine / S. Sanaye, S. S. Ghadikolaei, S. A. A. Moghadam // International Journal of Heavy Vehicle Systems. — 2015. — Vol. 22. — No. 1. — Pp. 42–72. DOI: 10.1504/IJHVS.2015.070416.

19. Петров В. А. Математическое описание характеристик тепловыделения в турбопоршневых двигателях на различных режимах / В. А. Петров, В. А. Алексеев // Двигателестроение. — 1981. — № 6. — С. 3–5.
20. Лашко В. А. Расчет коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части как одна из проблем реализации комплексного подхода / В. А. Лашко, А. В. Пассар // Вестник Тихоокеанского государственного университета. — 2011. — № 1 (20). — С. 79–90.
21. Симсон А. Э. Газотурбинный наддув дизелей / А. Э. Симсон. — М.: Машиностроение, 1964. — 248 с.

REFERENCES

1. Ryzhov, V. A. “Engine building in Russia targeted at strategic industrial sectors.” *Dvigatelistroyeniye* 3(277) (2019): 3–7.
2. “Novye tekhnologii v dvigatelestroenii (materialy kongressa CIMAC-2016).” *Dvigatelistroyeniye* 3(273) (2018): 35–54.
3. Tsyplenkin, G. E., and V. I. Iovlev. “Optimization of supercharge system to improve engine low-load efficiency.” *Dvigatelistroyeniye* 2(272) (2018): 20–28.
4. “Razvitie konstruktssii gazovykh dvigatelei (po materialam kongressa CIMAC).” *Dvigatelistroyeniye* 3(281) (2020): 35–53.
5. Passar, A. V. “Influence of blade height in centripetal turbine impeller on flow gas dynamics.” *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering* 330.12 (2019): 54–63. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392.
6. Fershalov, A. Yu, Yu. Ya Fershalov, and M. Yu Fershalov. “Principles of designing gas microturbine stages.” *Energy* 218 (2021): 119488. DOI: 10.1016/j.energy.2020.119488.
7. Kolenko, G. S., N. A. Zabelin, and G. A. Fokin. “Nonstationary aerodynamic interaction of blade rows in high-powered axial turbines, and improvement of blade vibrational reliability.” *Dvigatelistroyeniye* 3(285) (2021): 7–11.
8. Kryukov, Aleksey A., Sergei V. Kulichkov, and Alexander A. Ratnikov. “Simulation of energy losses in an inflow turbine with partial blading of the runner.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 15.5 (2023): 858–866. DOI: 10.21821/2309-5180-2023-15-5-858-866.
9. Kryukov, Aleksey A., and Sergei V. Chekhranov. “Comparison of the velocity coefficients values in the turbine stage with partial blading of the runner.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 13.2 (2021): 257–265. DOI: 10.21821/2309-5180-2021-13-2-257-265.
10. Passar, A. V., D. V. Timoshenko, and Yu. Ya. Fershalov. “Vliyanie konstruktivnogo ugla vykhoda rabocheho kola turbiny na kharakter techeniya gaza v mezhlopatochnom kanale.” *Dvigatelistroyeniye* 2(288) (2022): 39–52. DOI: 10.18698/jec.2022.2.39-52.
11. Mitrokhin, V. T. *Vybor parametrov i raschet tsentrostremitel'noy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh*. M.: Mashinostroenie, 1974.
12. Midzumati, N. *Issledovanie radial'nykh gazovykh turbin*. M.: Mashgiz, 1961.
13. Odivanov, L. N., and A. P. Tunakov. “Issledovanie radial'no-osevoy turbiny turbokompressora.” *Energomashinostroenie* 9 (1964): 23–26.
14. Kel'shteyn, D. M. “Ugol ustanovki soplovykh lopatok dlya novoy konstruktssii vkhodnogo napravlyayushchego apparata turbiny turbokompressora.” *Dvigateli vnutrennego sgoraniya* 3 (1966): 71–74.
15. Dixon, S. L. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 1998.
16. Galindo, J., P. Fajardo, R. Navarro, and L. M. Garcia-Cuevas. “Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling.” *Applied Energy* 103 (2013): 116–127. DOI: 10.1016/j.apenergy.2012.09.013.
17. Newton, Peter, Ricardo Martinez-Botas, and Martin Seiler. “A three-dimensional computational study of pulsating flow inside a double entry turbine.” *Journal of Turbomachinery* 137.3 (2015): 031001. DOI: 10.1115/1.4028217.
18. Sanaye, Sepehr, Shahram Sedghi Ghadikolaee, and Seyed Ahmad Akbari Moghadam. “A new method for optimum selection of two-stage turbocharger for heavy duty diesel engine.” *International Journal of Heavy Vehicle Systems* 22.1 (2015): 42–72. DOI: 10.1504/IJHVS.2015.070416.
19. Petrov, V. A., and V. A. Alekseev. “Matematicheskoe opisanie kharakteristik teplovydeleniya v turboporshnevnykh dvigatelyakh na razlichnykh rezhimakh.” *Dvigatelistroyeniye* 6 (1981): 3–5.
20. Lashko, V. A., and A. V. Passar. “Calculation of the kinetic energy loss factor in the flowing part of a turbine as one problem in implementing complex approach.” *Bulletin of PNU* 1(20) (2011): 79–90.
21. Simson, A. E. *Gazoturbinniy nadduv dizelei*. M.: Mashinostroenie, 1964.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Пассар Андрей Владимирович —

кандидат технических наук,
старший научный сотрудник
Вычислительный центр Дальневосточного
отделения Российской академии наук
680000, Российская Федерация, Хабаровск,
ул. Ким Ю Чена, 65
e-mail: passar_av@mail.ru

Тимошенко Денис Владимирович —

кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный
университет»
680035, Российская Федерация, Хабаровск,
ул. Тихоокеанская, 136
e-mail: 000595@pnu.edu.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Passar, Andrey V. —

PhD,
Senior Researcher
Computing Center of the Far Eastern Branch
of the Russian Academy of Sciences
65 Kim U Chena Str., Khabarovsk, 680000,
Russian Federation,
e-mail: passar_av@mail.ru

Timoshenko, Denis V. —

PhD, associate professor
Pacific State University
136 Tikhookeanskaya Str.,
Khabarovsk, 680035,
Russian Federation
e-mail: 000595@pnu.edu.ru

Статья поступила в редакцию 29 марта 2024 г.

Received: March 29, 2024.