

**Румянцев Валерий Владимирович^{1,2}, Луцко Василий Александрович¹,
Мавлеев Ильдус Рифович¹, Павленко Алексей Петрович¹**

¹ Кафедра «Автомобили, автомобильные двигатели и дизайн», Набережночелнинский институт (филиал) ФГАОУ ВО «Казанский (Приволжский) федеральный университет», г. Набережные Челны 423812, Российская Федерация

² Автор, ответственный за переписку: Румянцев В.В., vvr1954@mail.ru

ТУРБОКОМПРЕССОР С РЕГУЛИРУЕМЫМ СОПЛОВЫМ АППАРАТОМ: ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ, 3D-МОДЕЛИРОВАНИЕ, CFD-АНАЛИЗ, ХАРАКТЕРИСТИКИ

Аннотация. Введение (*постановка задачи и актуальность*). Ужесточающиеся экологические требования к двигателям транспортных средств требуют разработки и внедрения высокоэффективных турбокомпрессоров. Переход от внешнего к внутреннему регулированию, а именно к регулируемому сопловому аппарату (РСА) турбины, продиктован необходимостью сокращения времени переходных процессов при работе двигателя и самого транспортного средства.

Цель исследования заключается в разработке и подтверждении методологии (общей стратегии) проектирования и модернизации радиально-осевых турбин с РСА.

Методология и методы. В работе использовано сочетание моделей расчёта самого двигателя с предварительной верификацией по результатам испытаний на моторном стенде (AVL BOOST, CRUISE M), газодинамического расчёта турбинной ступени с определением геометрических параметров лопаточного венца, корпуса (улитки) и механизма привода лопаток, их геометрического моделирования (Siemens NX) с последующим экспортом 3D-моделей, гидродинамического моделирования течения в ступени, в том числе с учётом переносной составляющей (с вращением рабочего колеса) и построения характеристик ступени (AVL FIRE).

Результаты и научная новизна. Сочетание (синтез) расчётных моделей различного уровня позволяет определить геометрические параметры турбины турбокомпрессора с РСА, обеспечивающие высокую эффективность (коэффициент полезного действия) турбинной ступени с одновременным смещением режима максимального крутящего момента самого двигателя в область более низких значений частот вращения коленчатого вала (по внешней скоростной характеристике).

Практическая значимость работы заключается в сокращении времени проектировочных и последующих доводочных (экспериментальных) работ при создании и модернизации турбин с РСА малоразмерных турбокомпрессоров. Полученные значения относительных геометрических параметров могут быть использованы на стадии проектирования.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, наддув, турбокомпрессор, турбина, сопловый аппарат, регулирование

Образец цитирования: Румянцев В.В., Луцко В.А., Мавлеев И.Р., Павленко А.П. Турбокомпрессор с регулируемым сопловым аппаратом: газодинамический расчёт, 3D-моделирование, CFD-анализ, характеристики // Труды НАМИ. – 2023. – № 1 (292). – С. 6–18. DOI: 10.51187/0135-3152-2023-1-6-18.

Rumyantsev V.V.^{1,2}, Lushcheko V.A.¹, Mavleev I.R.¹, Pavlenko A.P.¹

¹ Department “Automobiles, automobile engines and design”, Naberezhnye Chelny Institute (branch) Kazan (Volga Region) Federal University, Naberezhnye Chelny 423812, Russian Federation

² Corresponding author: Rumyantsev V.V., vvr1954@mail.ru

VARIABLE NOZZLE TURBOCHARGER: GAS-DYNAMIC CALCULATION, 3D MODELING, CFD ANALYSIS, CHARACTERISTICS

Abstract. Introduction (*problem statement and relevance*). The environmental requirements for vehicle engines becoming more stringent require development and introduction of high-performance turbo-

chargers. Transition from external to internal varying, namely to the variable nozzles of the turbine, is caused by the necessity to reduce the transient process time during operation of the engine and the vehicle itself.

The purpose of the study is development and confirmation of the methodology (general strategy) for designing and modernization of radial-axial turbines with variable nozzles.

Methodology and research methods. The study used the combination of calculation models for the engine itself with preliminary verification based on the results of tests on the engine test bench (AVL BOOST, CRUISE M), gas-dynamic calculation of the turbine stage with determination of geometric parameters of the blade ring, housing (volute) and blade drive mechanism, their geometric modeling (Siemens NX) followed by 3D models export, CFD simulation of the stage flow including taking into account the transfer element (with impeller rotation) and generation of the stage curves (AVL FIRE).

Scientific novelty and results. Combination (synthesis) of calculation models of different levels makes it possible to determine geometric parameters of the turbocharger turbine with variable nozzles providing high efficiency (performance factor) of the turbine stage with a simultaneous shift of the maximum torque mode of the engine itself to the area of lower crankshaft rotation rate (along the full-load curve).

Practical significance of the paper consists in reduction of the time of design and subsequent refinement (experimental) works during creation and modernization of turbines with variable nozzles of small-sized turbochargers. The obtained values of relative geometric parameters can be used at the design stage.

Key words: internal combustion engine, boost, pressure charging, turbocharger, turbine, set of nozzles, varying

For citation: Rumyantsev V.V., Lushcheko V.A., Mavleev I.R., Pavlenko A.P. [Variable nozzle turbocharger: gas-dynamic calculation, 3D modeling, CFD analysis, characteristics]. Trudy NAMI, 2023, no. 1 (292), pp. 6–18. DOI: 10.51187/0135-3152-2023-1-6-18. (In Russian)

Введение

При создании современных и перспективных двигателей внутреннего сгорания с наддувом особое внимание уделяется вопросам регулирования турбокомпрессоров. В отношении турбины, как источника энергии, эти вопросы наиболее актуальны. Если говорить о способах регулирования турбин, то конструкторы и производители турбокомпрессоров (ТКР) отмечают преимущества применения лопаточных регулируемых сопловых аппаратов (РСА) [1–3].

По аналогии с транспортными газотурбинными двигателями, в которых применяются силовые турбины осевой конструкции, можно отметить основное преимущество соплового регулирования – сокращение времени переходных процессов [4]. Последнее особенно важно при ужесточении законодательных требований и потребительских свойств, предъявляемых к транспортным двигателям.

Производство турбокомпрессоров для дизелей большегрузных автомобилей успешно освоено на предприятиях Российской Федерации [5], однако сложно привести примеры ТКР с регулированием.

Если до недавнего времени основным способом регулирования ТКР являлся перепуск газа мимо турбины [1], то в настоящее время в турбокомпрессорах иностранного производства всё чаще обращаются к регулируемому сопловому аппарату тур-

бинной ступени ТКР [2, 3]. Отметим, что введение РСА в конструкцию ТКР необязательно вызывает необходимость в изменении конструкции других основных элементов: рабочего колеса и корпуса компрессорной ступени, рабочего колеса (ротора) турбины, подшипникового узла. Поэтому регулируемый сопловой аппарат можно рассматривать как средство модернизации нерегулируемых ТКР.

В работе использовано сочетание моделей расчёта самого двигателя с предварительной верификацией по результатам испытаний на моторном стенде (AVL BOOST, CRUISE M), газодинамического расчёта турбинной ступени с определением геометрических параметров лопаточного венца, корпуса (улитки) и механизма привода лопаток, их геометрического моделирования (Siemens NX) с последующим экспортом 3D-моделей, гидродинамического моделирования течения в ступени, в том числе с учётом переносной составляющей (с вращением рабочего колеса) и построения характеристик ступени (AVL FIRE).

Газодинамический расчёт турбинной ступени с регулируемым сопловым аппаратом. Закон регулирования

Созданию конструкции турбин с РСА предшествуют расчёты, позволяющие определить основные размеры и параметры газового потока на предвключённом (перед рабочим колесом турби-

ны) участке: углы установки лопаток, шаг между ними, длину хорды профилей, размеры улитки (корпуса) турбины, кинематические и термодинамические параметры газового потока. Параметры турбинной ступени должны при этом обеспечить работу компрессорной ступени таким образом, чтобы степень повышения давления π_k при заданных значениях расхода воздуха G_B через двигатель соответствовала величине потребного изменения эффективного крутящего момента M_e (среднего эффективного давления p_e) по частоте вращения n колчатого вала ДВС по внешней скоростной характеристике: $M_e = f_1(n)$; $p_e = f_2(n)$.

Средства моделирования рабочего процесса (теплового расчёта), реализованные в виде коммерческих пакетов программ, к примеру [6], предполагают расчёт вышеуказанной характеристики. На данной стадии расчётов можно идентифицировать не только режимные, но и геометрические параметры компрессорной и турбинной ступеней ТКР. Важно отметить, что на каждом установившемся режиме работы ДВС по внешней скоростной характеристике (ВСХ) выполняется условие баланса мощностей компрессора и турбины.

Исходными данными для газодинамического расчёта, полученными в результате расчёта [6], являются:

- расход газа через турбину G_T (кг/с); если в результате теплового расчёта предполагалось регулирование турбины перепуском газа, то в случае применения РСА, расход газа определяется: $G_T = G_B \cdot [1 + 1/(\alpha \cdot L_0)]$, где α – коэффициент избытка воздуха, $L_0 = 14,9 \frac{\text{кг.В}}{\text{кг.Т}}$ – количество воздуха (G_B , кг) для полного сгорания топлива (G_T , кг);
- давление P_T (Па) и температура T_T (К) газа перед турбиной;
- давление P_{T2} (Па) и температура T_{T2} (К) газа за турбиной;
- геометрические параметры рабочего колеса турбины: внешний диаметр D_{1T} (м) и ширина рабочего колеса b_1 (м) на диаметре D_{1T}

Абсолютная скорость газа (м/с) на выходе из соплового аппарата [7, 8]:

$$C_1 = \varphi \cdot C_{1S} \tag{1}$$

Скорость адиабатического истечения газа (м/с) из соплового аппарата (на входе в рабочее колесо) в абсолютном движении:

$$C_{1S} = \sqrt{2H_{01}} \tag{2}$$

Адиабатический теплоперепад (удельная работа расширения газа) H_{01} (Дж/кг) в сопловом аппарате:

$$H_{01} = (1 - \rho_T) \cdot H_{TS} \tag{3}$$

где H_{TS} – адиабатический теплоперепад (Дж/кг) в турбине:

$$H_{TS} = \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_T \cdot T_T \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{k_T}} \right) \tag{4}$$

В формуле (4) обозначено: $\pi_T = P_T/P_{T2}$ – степень понижения давления газа в турбине; $k_T = 1,33$ – показатель адиабаты и массовая газовая постоянная $R_T = 288,3$ Дж/(кг·К) для продуктов сгорания углеводородных топлив.

Скоростной коэффициент φ соплового аппарата и степень ρ_T реактивности ступени задаются в соответствии с рекомендациями [7–11], что соответствует рекомендациям и иностранных исследователей [12–14].

Расход газа через турбину (кг/с) определяется по уравнению расхода. Для сечения на выходе из соплового аппарата на диаметре D_{1T} (рис. 1):

$$C_{1r} = \frac{G_T}{\rho_1 \cdot F_1} \tag{5}$$

Здесь $\rho_1 = P_1/(R_T \cdot T_1)$ – плотность газа на выходе из соплового аппарата (кг/м³); $F_1 = \pi \cdot D_{1T} \cdot b_1$ – площадь проходного сечения на диаметре D_{1T} (м²).

Давление P_1 (Па) и температура T_1 (К) на выходе из соплового аппарата:

$$P_1 = P_T \cdot \left(1 - \frac{H_{01}}{\frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T} \right)^{\frac{k_T}{k_T - 1}} \tag{6}$$

$$T_1 = T_T \cdot \left(\frac{P_1}{P_T} \right)^{\frac{n-1}{n}} \tag{7}$$

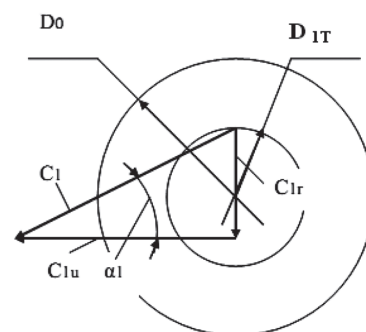


Рис. 1. Треугольник скоростей на выходе из соплового аппарата

Показатель n политропы в уравнении (7) определяется с учётом потерь в сопловом аппарате:

$$n = \frac{1}{1 - \varphi^2 \cdot \frac{k_r - 1}{k_r}} \quad (8)$$

Угол α_1 выхода потока из соплового аппарата:

$$\alpha_1 = \arcsin(C_{1r} / C_1). \quad (9)$$

С достаточной точностью можно считать, что угол выхода потока газа из соплового аппарата совпадает с углом $\gamma_{уст}$ установки профиля [7, 11].

Газодинамический расчёт проводится итерационным методом при заданных параметрах потока газа на выходе из турбины P_{r2} и T_{r2} и геометрических параметрах рабочего колеса на выходе – площади F_2 и угла лопаток β_2 . В результате газодинамического расчёта по уравнениям получают закон изменения угла выхода потока (установки лопаток соплового аппарата) на каждом расчётном режиме:

$$\alpha_1 = f(n). \quad (10)$$

Геометрические параметры решётки соплового аппарата

Построение решётки лопаток соплового аппарата (СА) связано с определением следующих геометрических параметров:

- выбор количества z_{CA} лопаток;
- определение радиальной протяжённости D_0/D_1 соплового аппарата;
- определение хорды b профиля лопаток (рис. 2);
- выбор формы профиля (координаты спинки и корыта).

Диаметр $D_1 = D_{1T} + 2\delta_p$, где δ_p – радиальный зазор между рабочим колесом турбины и лопатками соплового аппарата.

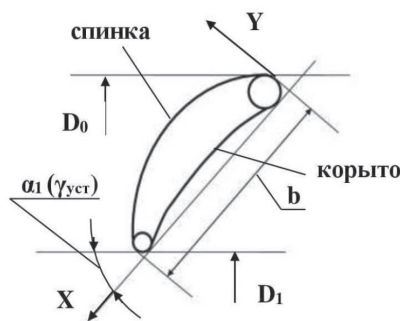


Рис. 2. К выбору геометрических параметров решётки соплового аппарата

Количество лопаток СА z_{CA} определяет шаг (расстояние) между ними. Шаг на выходе из СА (на диаметре D_1):

$$t_1 = \pi \cdot D_1 / z_{CA}. \quad (11)$$

Шаг решётки определяет «густоту» решётки и определяет потери в ней, с одной стороны, и эффективность – с другой. Этому параметру уделяется особое внимание. В соответствии с рекомендациями, приведёнными в [7–9, 11, 12, 14–16], следует выбирать значение относительного шага решётки (t_1/b). Так, в [8] оптимальное значение относительного шага $t_{opt} = t_1/b = 0,69–0,7$; в [16] рекомендованное значение $t/b = 0,6–0,8$; в [8] рекомендовано $t/b = 0,55–0,65$; в [11] $\bar{t} = 0,54–0,78$; в [12, с. 192] отмечено, что «...отношение шага к ширине решётки мно выбрать примерно 0,9, так как в соответствии с данными Эйнли именно при такой величине t/b потери невелики» и т.д. В работе [16] исследовалось влияние густоты решёток (b/t) на потери в центростремительной малоразмерной турбине – микротурбине (внешний диаметр рабочего колеса $D_{1T} = 51$ мм). Исследования проводились в диапазоне $b/t = 0,8–2,4$, что соответствовало $\bar{t} = t/b = 0,41–1,25$. Показано, что при значениях $b/t < 1,1$ ($t/b = 0,9$) происходит резкое снижение КПД турбины. При построении решётки рекомендуется делать проверку на «прострел».

Таким образом, выбор относительного шага решётки определяет значение хорды профиля лопатки b (см. рис. 2). В свою очередь, значение b зависит от отношения D_0/D_1 , то есть радиальной протяжённости соплового аппарата. В [9] отмечено, что для решёток с потоком к центру $D_0/D_1 = 1,4–1,1$. А в [14]: «...отношение диаметров 1,4 является нижним разумным пределом для радиального колеса».

При заданном значении диаметра D_1 и выполнении приведённых выше рекомендаций можно получить значение хорды профиля и внешнего диаметра D_0 соплового аппарата. Следует отметить, что значения хорды определяется при максимальных углах установки профиля $\gamma_{уст}$ (угла α_1) с учётом рекомендаций [16] (рис. 3). В противном

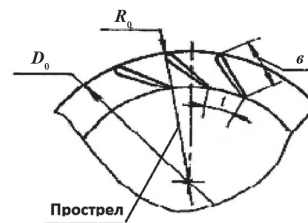
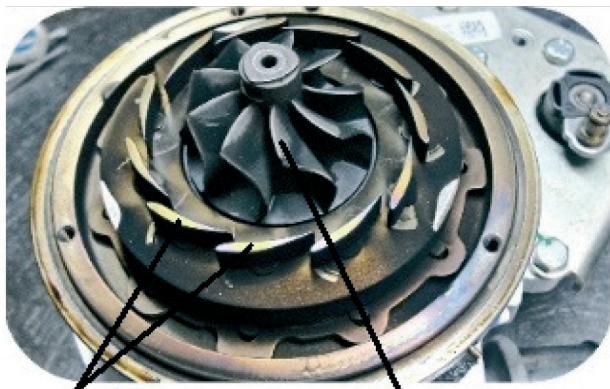


Рис. 3. «Прострел» решётки [17]



поворотные лопатки рабочее колесо

Рис. 4. Конструкция соплового аппарата

случае при повороте лопаток от минимальных значений $\gamma_{уст}$ к максимальным лопатки соплового аппарата будут задевать о лопатки рабочего колеса (рис. 4 и рис. 5), что недопустимо.

На длине хорды профиля b выполняется построение профиля лопатки. Симметричные профили с кривыми образующими спинки и корыта [12] или плоскими с большим радиусом скругления входной кромки и меньшим выходной [13] технологически проще, что в настоящее время не является определяющим. Тем более, что в радиальных турбинах нет необходимости в «закрутке» лопаток по высоте пера, как это делается в осевых турбинах [7, 11 и др.]. Поэтому можно предположить, что лопатки с аэродинамическим профилем будут более эффективными с точки зрения повышения коэффициента полезного действия турбинной ступени. Наиболее простой и надёжный способ профилирования таких лопаток состоит в выполнении их способом геометрического подобия по ранее отработанным и испытанным профилям

осевых турбин [7–9, 17]. При этом в табличном виде задаются относительные координаты профиля: $\bar{X} = X_i / X_{max}$; $\bar{Y} = Y_i / X_{max}$; $X_{max} = b$; Y_C – для выпуклой части (спинки); Y_K – для вогнутой части (корыта).

Приведённые рекомендации были положены в основу геометрического моделирования соплового аппарата турбинной ступени с известными геометрическими и режимными параметрами, о которых сказано ранее. Было получено: количество сопловых лопаток $z_{CA} = 12$; отношение $D_0/D_1 = 1,42$ ($D_1 = 89,5$ мм); длина хорды $b = 31,9$ мм (с учётом радиальных зазоров $\delta_p = 1$ мм); угол установки $\gamma_{уст} = 24^\circ$ (режим номинальной мощности); относительный шаг $t/b = 0,73$.

Профилирование улитки турбинной ступени

В турбокомпрессорах ДВС улитки выполняются с тангенциальным входом. Рекомендации по их профилированию и расчёту потерь достаточно полно описаны в научной литературе [8–11, 13, 18].

При отсутствии момента внешних сил уравнение Эйлера [7 и др.] можно записать (рис. 6):

$$(R_\varphi \cdot C_{U_{yn}}) = \text{const}, \quad (12)$$

то есть при каждом значении угла поворота потока газа в улитке φ произведение радиуса R_φ расположения центра тяжести поперечного сечения улитки на среднерасходную скорость $C_{U_{yn}}$ остаётся постоянным.

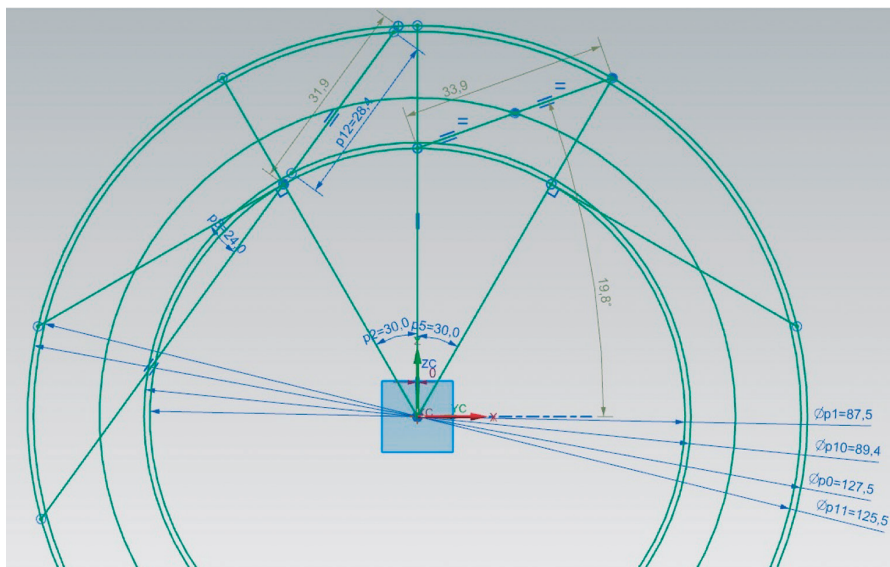


Рис. 5. К определению геометрических параметров решётки и профиля

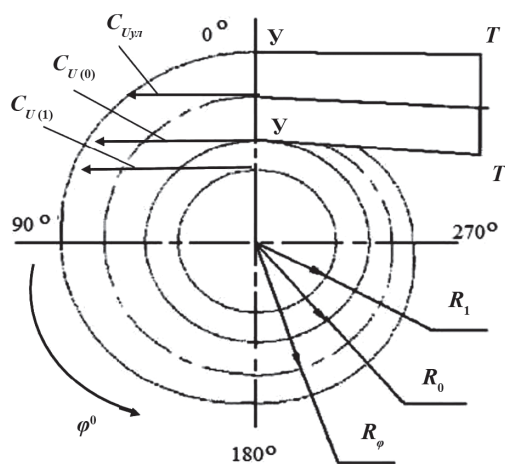


Рис. 6. Схема улитки турбины

Для сечения улитки при $\varphi = 0^\circ$ площадь поперечного сечения:

$$F_{\varphi=0} = G_T / (C_{U_{\varphi=0}} \cdot \rho_0). \quad (13)$$

Скорость $C_{U_{\varphi=0}}$ при $\varphi = 0^\circ$ определяется из соотношений:

$$C_{U_{\varphi}} = C_{U(0)} \cdot \left(\frac{R_0}{R_{\varphi=0}} \right);$$

$$C_{U(0)} = C_{1u} \cdot (R_1 / R_0). \quad (14)$$

В уравнении (14) обозначено: $R_0 = D_0/2$; $R_1 = D_1/2$; отношение $(R_0/R_{\varphi=0})$ выбирается по рекомендациям, приведённым в [8, 9, 18], и уточняется в результате последовательных приближений в зависимости от формы поперечного сечения улитки. Для нашего случая $(R_0/R_{\varphi=0}) = 1,43$; форма поперечного сечения круглая.

Текущий радиус центра тяжести соответствующего сечения (см. рис. 6):

$$R_{\varphi(i)} = \left[\left(\frac{R_{\varphi=0}}{R_0} - 1 \right) \cdot \frac{360 - \varphi}{360} + 1 \right] \cdot R_0. \quad (15)$$

Площади поперечного сечения улитки при текущем значении угла φ уточняются с учётом потерь [19]:

$$F'_{\varphi(i)} = \frac{F_{\varphi(i)}}{\sqrt{1 - \frac{2 \cdot \Delta\varphi_{\text{УЛ}} \cdot U_{1T}^2 \cdot \varphi(i)}{360 \cdot C_{U_{\varphi(i)}}^2}}}. \quad (16)$$

В уравнении (16) обозначено:

$\Delta\varphi_{\text{УЛ}} = 0,0612 - 2 \cdot 10^{-4} D_{1T}$ – коэффициент потерь в улитке;

$$C_{U_{\varphi(i)}} = C_{U_{\varphi=0}} \cdot \frac{R_{\varphi=0}}{R_{\varphi(i)}}; U_{1T} = (\pi \cdot D_{1T} \cdot n_{\text{ТКР}}) / 60;$$

$n_{\text{ТКР}}$ – частота вращения ротора ТКР, мин^{-1} (выбирается по характеристике компрессорной ступени на соответствующем режиме работы).

Профилирование улитки проводится на номинальном режиме работы двигателя, то есть при максимальном значении расхода газа.

3D-моделирование турбины с регулируемым сопловым аппаратом




Результаты газодинамического расчёта турбинной ступени, профилирования лопаток и улитки позволяют создать 3D-модель турбинной ступени. При этом конструкция остальных элементов корпуса и рабочее колесо не изменяются.

Из условий расположения привода лопаток РСА центры тяжести поперечных сечений улитки были смещены в сторону выхода потока газа из ступени турбины.

Лопаточные венцы рассматривались в трёх вариантах (таблица).

Т а б л и ц а

Результаты сравнительных расчётов эффективности ступеней

Профиль	$P_{\text{вх}}, \text{Па}$	$P_{\text{вых}}, \text{Па}$	$\Delta p = P_{\text{вх}} / P_{\text{вых}}$
Мидзумати [13] 	195100	109090	1,788
Симметричный «английский» [12] 	184331	109065	1,690
Аэродинамический [9] 	179364	109060	1,645

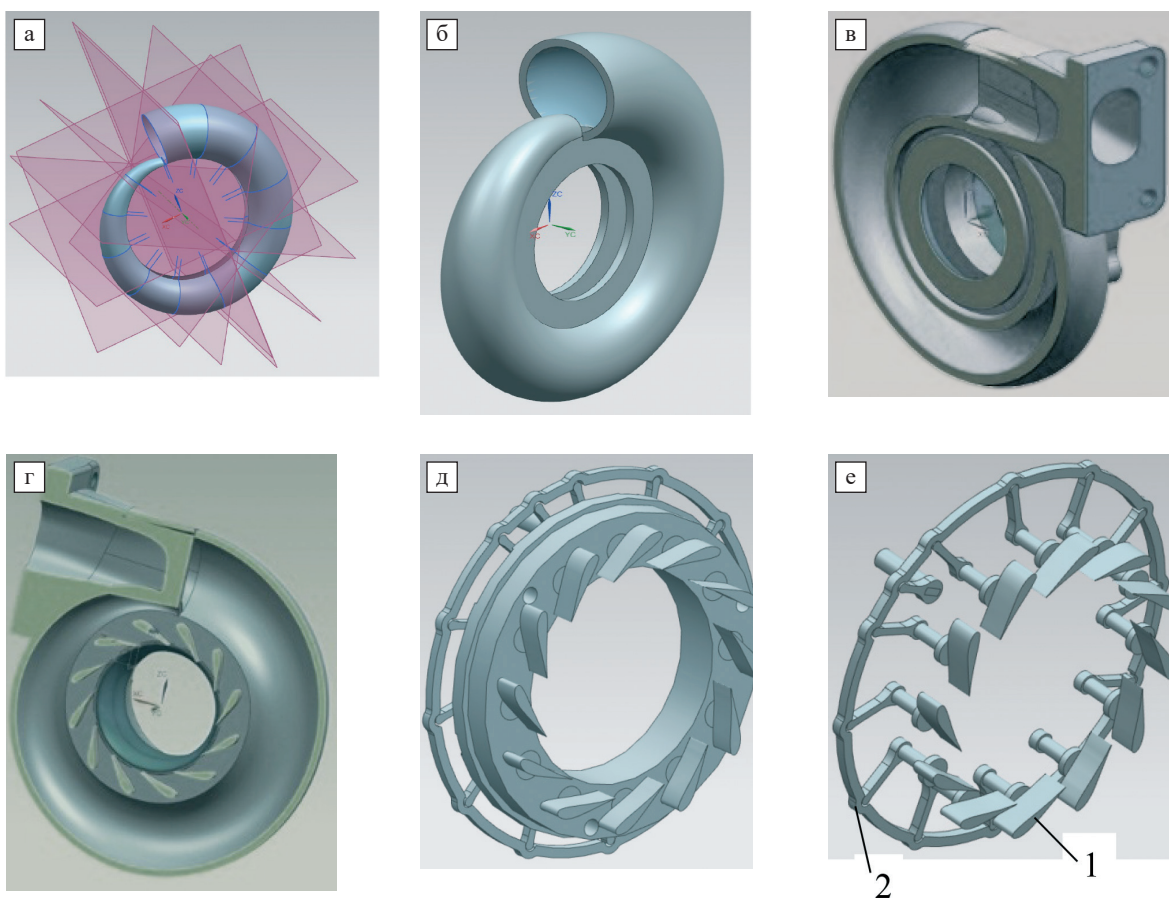


Рис. 7. Фрагменты моделирования ступени турбины с PCA:
 а – создание модели улитки; б – улитка с кольцевым каналом для лопаток;
 в – корпус с входным патрубком и фланцем; г – корпус с лопатками;
 д – модуль PCA с приводом лопаток; е – лопатки (1) PCA с приводом (2)

Основные фрагменты моделирования (Siemens NX) приведены на рис. 7а – рис. 7е.

Кроме этого, были созданы динамическая 3D-модель турбины с приводом лопаток PCA, а также 3D-модели всех элементов привода.

CFD-анализ эффективности лопаточных венцов и ступени в целом

Гидроаэродинамический анализ (англ. Computational Fluid Dynamics – CFD) осуществлялся с помощью лицензионного программного обеспечения AVL FIRE-M, версии 2020.2. Математическая модель течений газа в турбине с сопловым аппаратом была реализована в программном обеспечении AVL FIRE-M. Детальное описание моделей представлено в [20, 21]. В работе использовалась модель k-zeta-f. Эта модель была разработана Nanjalic, Popovac и Handziabdic [22], которые предложили версию модели вихревой вязкости, основанной на концепции эллиптической релаксации Durbin [23]. Данная модель турбулентности рекомендована документацией

FIRE-M как основная для проведения расчётов течений газов.

На первом этапе был проведён сравнительный анализ эффективности лопаточных венцов с симметричными профилями [12, 13] и аэродинамическим профилем [9, 17]. При этом, с целью сокращения времени счёта и машинных ресурсов, рабочее колесо было виртуально «заторможено». CFD-анализу предшествовали импорт модели в расчётную среду и построение сеточной модели (рис. 8).

Расчёт проводился в стационарной постановке с использованием решателя SIMPLE AVL FIRE. Сходимость фиксировалась при достижении среднеквадратичных невязок в уравнениях 0,0001. Общее количество итераций составило 1000. Сравнение эффективности профилей проводилось по значению перепада давления на ступени при постоянном расходе газа. Значения $P_{вх}$ и $P_{вых}$ были получены как средние значения соответственно на границах BND_Inlet и BND_Outlet (рис. 9).

Для сравнения выбран режим максимального крутящего момента M_e двигателя, для которого угол $\alpha_1 = 19,8^\circ$.

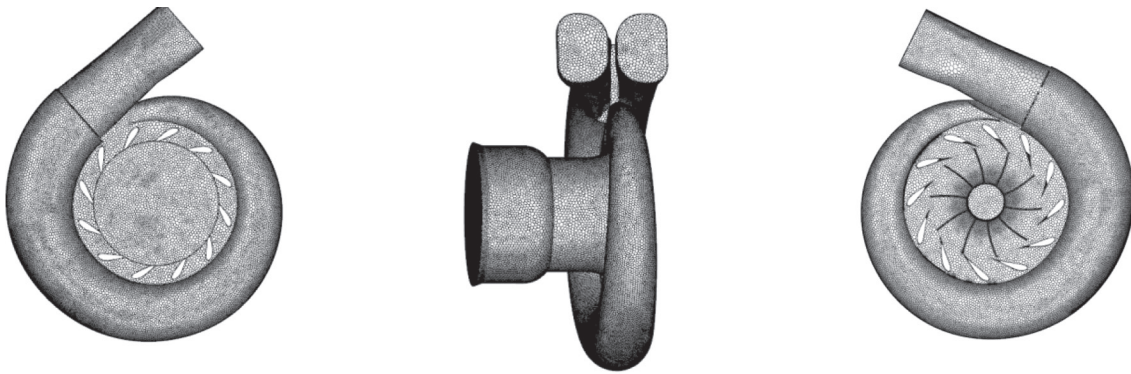


Рис. 8. Пример сеточной модели

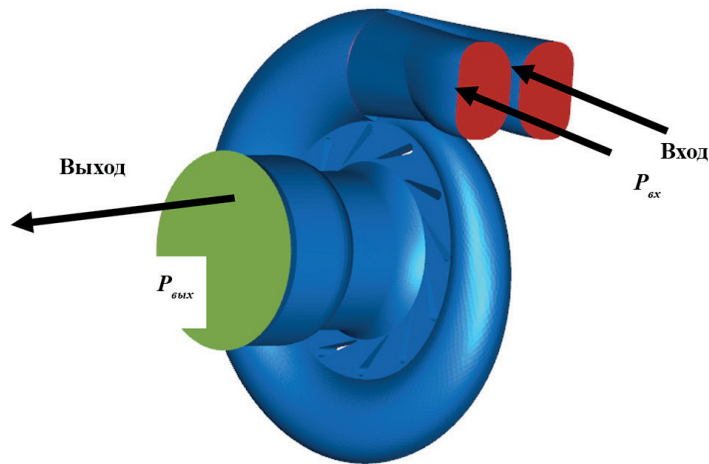


Рис. 9. Границы турбинной ступени: вход (BND_Inlet), выход (BND_Outlet)

В результате данного сравнительного анализа было установлено, что в сопловом аппарате с лопатками аэродинамического профиля потери меньше на 8,7% по сравнению с «профилями Мидзумати» [13] и на 2,7% меньше по сравнению с «английскими» профилями [12]. Поэтому для дальнейшего анализа использовался лопаточный венец с лопатками аэродинамического профиля [9] (см. таблицу).

Моделирование течения проводилось в трёхмерной постановке с «вращением» рабочего колеса. Углы установки лопаток принимались $\gamma_{вст} = \alpha_1$ и составили: 16 и 19,8°, что соответствовало максимальному крутящему моменту двигателя в диапазоне оборотов коленчатого вала 900–1100 мин⁻¹, и 24 – для режима номинальной мощности. Частота вращения ротора ТКР определялась по характеристике компрессорной ступени

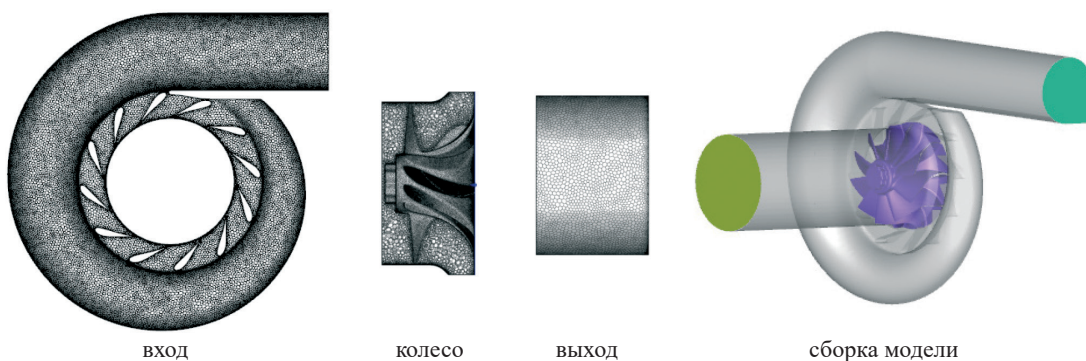


Рис. 10. Области сеточной модели

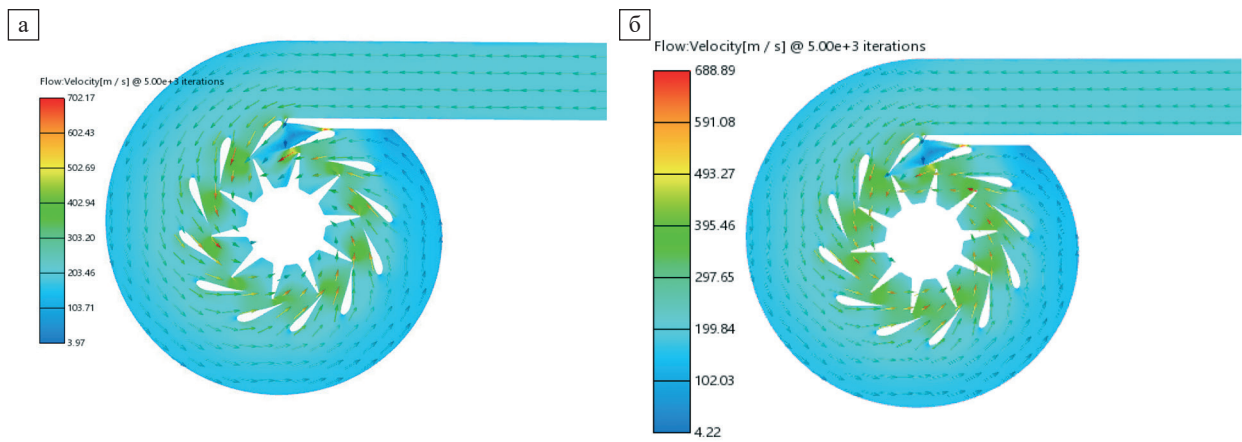


Рис. 11. Распределение скоростей: а – $n = 45\,800\text{ мин}^{-1}$; б – $n = 73\,625\text{ мин}^{-1}$

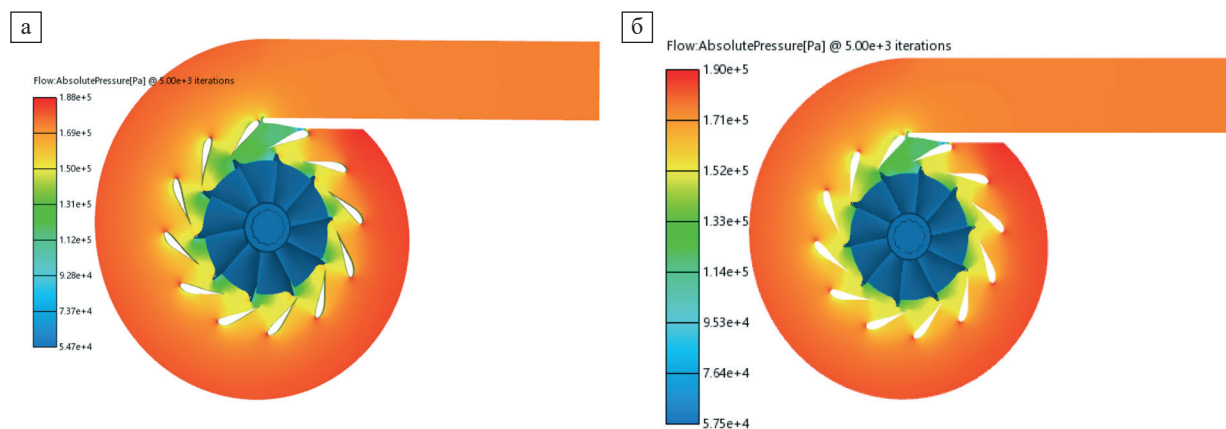


Рис. 12. Распределение давлений: а – $n = 45\,800\text{ мин}^{-1}$; б – $n = 73\,625\text{ мин}^{-1}$

для соответствующих режимов. Для построения характеристик турбинной ступени диапазон частот, в общем случае, составлял 45000–95000 мин⁻¹. Параметры газового потока задавались по результатам теплового расчёта.

Объёмная сеточная модель состояла из многогранников и содержала три области (рис. 10).

Примеры распределения параметров потока газа в турбинной ступени показаны на рис. 11 и рис. 12.

Следует отметить достаточно равномерное распределение параметров потока (скорость, статическое давление) на выходе из соплового аппарата. Проблемной можно считать область «языка» (зона угла поворота потока в улитке ближе к $\varphi = 360^\circ$).

Расчётные характеристики турбинной ступени при $\alpha_1 = \text{var}$

По результатам расчётов на каждом режиме были выполнены записи по поверхностям входа и выхода из турбины: осреднённых температур, и давлений. На основе данных значений расчи-

тавались приведённый расход газа $G_{ГПР}$ и внутренний КПД турбинной ступени η_{Ti} :

$$G_{гпр} = \frac{G_c \sqrt{T_{1T}}}{P_{1T}};$$

$$\eta_{Ti} = \frac{1 - (T_r / T_{r2})}{1 - (P_{r2} / P_r)^{\frac{k_r - 1}{k_r}}}.$$

Характеристики, полученные при углах $\alpha_1 = 16, 18$ и 24° турбины с РСА и частоте вращения ротора ТКР $n = 45000\text{--}95000\text{ мин}^{-1}$, показаны на рис. 13.

Если обратить внимание на левую область характеристик ($\pi_r = 1,25\text{--}1,50$), можно отметить достаточно высокие значения КПД η_{Ti} соответствующие требованиям ГОСТ Р 53637 для турбокомпрессоров данной размерности. Вполне логично протекание расходной характеристики турбины – с увеличением угла α_1 приведённый расход газа повышается.

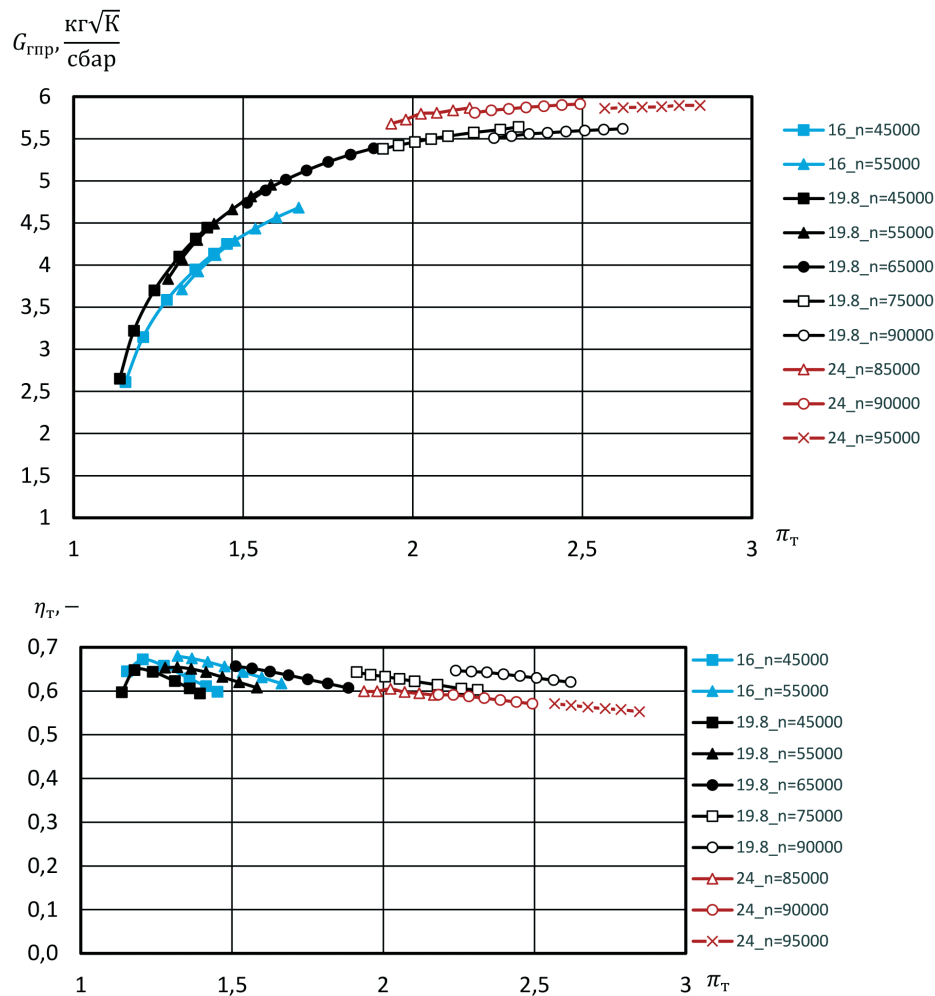


Рис. 13. Характеристики турбины с РСА

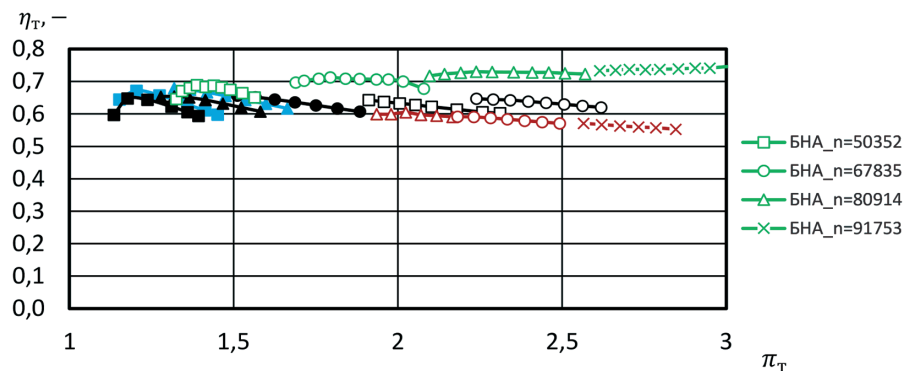


Рис. 14. Сравнение полученных характеристик турбины с РСА и результатов испытаний базовой турбины с БНА (зелёный цвет)
Остальные обозначения на рис. 13

С целью подтверждения достоверности результатов расчётного анализа была выполнена процедура верификации модели, реализованной в AVL FIRE. За основу взяты результаты безмоторных испытаний ТКР с безлопаточным направляющим аппаратом (БНА) турбины без перепуска газа (рис. 14). Разница значений эффективного КПД турбины при «настройке» модели не превышала $\pm 0,5\%$.

Заклучение

В работе представлена методология проектирования регулируемого соплового аппарата турбин малоразмерных турбокомпрессоров, основанная на синтезе моделей различного уровня, современных средств численного анализа и 3D-моделирования.

Установлено, что максимальные значения эффективного КПД турбины на режиме максимального крутящего момента двигателя достигаются при густоте решётки $b/t = 1,37$ (относительный шаг $t/b = 0,73$), относительный диаметр $D_0/D_1 = 1,42$.

Показано, что потери давления в решётках с аэродинамическим профилем лопаток меньше, чем в решётках с симметричными профилями (от 2,7 до 8,7%).

Применение РСА позволяет достигать максимального значения эффективного КПД турбины при меньших значениях π_r , что согласуется с одним из направлений совершенствования дизелей – downspeeding.

Полученные результаты могут быть положены в основу проектирования, изготовления, испытания и доводки регулируемых посредством РСА турбин.

Применённые расчётные модели верифицированы по результатам безмоторных испытаний турбокомпрессора.

Список источников

1. Румянцев В.В., Тиунов С.В., Биктимиров Р.Л. Регулирование турбокомпрессоров автотракторных двигателей: Монографическое исследование. – Набережные Челны: Камская государственная инженерно-экономическая академия, 2010. – 212 с.

2. Румянцев В.В. Перспективы развития систем наддува транспортных дизелей // Социально-экономические и технические системы: исследование, проектирование, оптимизация. – Набережные Челны: НЧИ КФУ, 2016. – № 3 (70). URL: <http://kpfu.ru/portal/docs/F531406078/Rumyancev.pdf> (дата обращения: 26.10.2022).

3. Химич В.Л., Епифанов Д.В. Выбор системы наддува в зависимости от требований экологических стандартов и уровня форсирования быстроходного автомобильного дизеля // Вестник УГАТУ. – 2010. – № 5 (40). – С. 38–45.

4. Попов Н.С., Изотов С.П., Антонов В.В. и др. Транспортные машины с газотурбинными двигателями / Под общ. ред. Н.С. Попова; 2-е изд., переаб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд., 1987. – 259 с.

5. Гатауллин Н.А., Гафуров Г.Г., Галеев А.Х. и др. Создание малоразмерных автотракторных турбокомпрессоров в ОАО КамАЗ / Труды юбилейной научно-практической конференции «Перспективы развития автомобилей и двигателей в Республике Татарстан». – Набережные Челны: Изд-во ОАО «КамАЗ», 1999. – С. 95–101.

6. Валеев Д.Х., Кадышев В.Г., Луцко В.А. Тепловой расчёт поршневых двигателей в программном

обеспечении AVL BOOST: учебное пособие. – Набережные Челны: Изд-во НЧИ КФУ, 2019. – 157 с.

7. Локай В.И., Максимова М.К., Стрункин В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов: Теория, конструкция и расчёт: Учебник для вузов / 3-е изд. перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 447 с., ил.

8. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчёт центробежной турбины на стационарных и переходных режимах. – М.: Машиностроение, 1974. – 228 с.

9. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности. – М.: Машиностроение, 1976. – 208 с.

10. Симсон А.Э., Каминский В.Н., Моргулис Ю.Б., Поветкин Г.М., Азбель А.Б., Кочетов В.А. Турбонаддув высокооборотных дизелей. – М.: Машиностроение, 1976. – 288 с.

11. Бекнев В.С., Михальцев В.Е., Шабаров А.Б., Янсон Р.А. Турбомашин и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок: Учеб. пособие для студентов, обучающихся по специальности «Турбостроение». – М.: Машиностроение, 1983. – 392 с., ил.

12. Хорлокс Дж.Х. Осевые турбины / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1972. – 208 с.

13. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин. – М.: Машгиз: Всесоюз. ин-т науч. и техн. информации, 1961. – 120 с., ил.

14. Аэродинамика турбин и компрессоров / Под ред. У. Р. Хауторна; Перевод с англ. В.Л. Самсонова [и др.]; под ред. кандидатов техн. наук В.С. Бекнева и В.Т. Митрохина. – М.: Машиностроение, 1968. – 742 с.: ил.

15. Лашко В.А., Пассар А.В. Расчёт коэффициента потерь кинетической энергии в проточной части турбины как одна из проблем реализации комплексного подхода // Вестник ТОГУ. Серия: Машиностроение и машиноведение. – 2011. – № 1 (20). – С. 79–90.

16. Матвеев В.Н., Белоусов Е.Ю., Малышев А.В. Исследование возможности снижения густоты сопловой решётки парциальной центробежной микротурбины // Вестник Самарского национального исследовательского университета им. С.П. Королёва. Серия: Проблемы и перспективы развития двигателестроения. – 1998. – С. 56–59.

17. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас профилей решёток осевых турбин: Учебное пособие для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Турбостроение». – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.

18. Селезнёв К.П., Подобуев Ю.С., Анисимов С.А. Теория и расчёт турбокомпрессоров. – Л.: Машиностроение, 1968. – 408 с., ил.

19. Ханин Н.С., Аболтин Э.В., Лямцев Б.Ф. и др. Автомобильные двигатели с турбонаддувом. – М.: Машиностроение, 1991. – 336 с.: ил.

20. FIRE. Theory. AVL List GmbH Graz. – Austria, 2020.

21. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Зеленцов А.А. Трёхмерное моделирование нестационарных теплофизических процессов в поршневых двигателях: учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. – 85 с.

22. Hanjalić K., Popovac M., Handžić H. A Robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD // *Int. J. of Heat and Fluid Flow*. – 2004. – V. 25. – P. 1048–1051.

23. Durbin P.A. Near-wall turbulence closure modeling without “damping functions” // *Theor. Comput. Fluid Dyn.* – 1991. – No. 3. – P. 1–13.

References

1. Rumyantsev V.V., Tiunov S.V., Biktimirov R.L. [Regulation of turbochargers of auto-tractor engines: Monographic study]. Naberezhnye Chelny, Kamskaya gosudarstvennaya inzhenerno-ekonomicheskaya akademiya Publ., 2010. 212 p. (In Russian)

2. Rumyantsev V.V. [Prospects for the development of pressurization systems for transport diesel engines]. *Sotsial'no-ekonomicheskie i tekhnicheskie sistemy: issledovanie, proektirovanie, optimizatsiya*. Naberezhnye Chelny, NChI KFU Publ., 2016, no. 3 (70). Available at: <http://kpfu.ru/portal/docs/F531406078/Rumyancev.pdf> (accessed 26 October 2022). (In Russian)

3. Khimich V.L., Epifanov D.V. [The choice of pressurization system depending on the requirements of environmental standards and the level of forcing of a high-speed automobile diesel engine]. *Vestnik UGATU*, 2010, no. 5 (40), pp. 38–45. (In Russian)

4. Popov N.S., Izotov S.P., Antonov V.V. et al. [Transport vehicles with gas turbine engines. Ed. by Popov N.S.]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1987. 259 p. (In Russian)

5. Gataullin N.A., Gafurov G.G., Galeev A.Kh. et al. [Creation of small-sized auto-tractor turbochargers at OJSC KamAZ]. [Proceedings of the anniversary scientific and practical conference “Prospects for the development of vehicles and engines in the Republic of Tatarstan”]. Naberezhnye Chelny, KamAZ Publ., 1999, pp. 95–101. (In Russian)

6. Valeev D.Kh., Kadyshchev V.G., Lushcheko V.A. [Thermal Calculation of Reciprocating Engines in AVL BOOST Software: Tutorial]. Naberezhnye Chelny, NChI KFU Publ., 2019. 157 p. (In Russian)

7. Lokay V.I., Maksutova M.K., Strunkin V.A. [Air-craft Gas Turbines: Theory, Design and Calculation:

Textbook for Higher Educational Institutions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1979. 447 p. (In Russian)

8. Mitrokhin V.T. [Selection of parameters and calculation of a centripetal turbine in stationary and transient modes]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 228 p. (In Russian)

9. Sherstyuk A.N., Zaryankin A.E. [Radial-axial turbines of small power]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 208 p. (In Russian)

10. Simson A.E., Kaminskiy V.N., Morgulis Yu.B., Povetkin G.M., Azbel' A.B., Kochetov V.A. [Turbocharging of high-speed diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 288 p. (In Russian)

11. Beknev V.S., Mikhal'tsev V.E., Shabarov A.B., Yanson R.A. [Turbomachines and MHD generators of gas turbine and combined units: Proc. manual for students studying in the specialty “Turbobuilding”]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 392 p. (In Russian)

12. Khorlokk Dzh.Kh. [Axial turbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1972. 208 p. (In Russian)

13. Midzumati N. [Study of radial gas turbines]. Moscow, Mashgiz Publ., 1961. 120 p. (In Russian)

14. [Aerodynamics of turbines and compressors. Ed. by Hawthorne W.R. Transl. from English. Samsonova V.L. et al. Ed. by Beknev V.S. and Mitrokhin V.T.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 742 p. (In Russian)

15. Lashko V.A., Passar A.V. [Calculation of the kinetic energy loss factor in the turbine flow part as one of the problems of implementing an integrated approach]. *Vestnik TOGU. Seriya: Mashinostroenie i mashinovedeniye*, 2011, no. 1 (20), pp. 79–90. (In Russian)

16. Matveev V.N., Belousov E.Yu., Malyshev A.V. [Investigation of the possibility of reducing the density of the nozzle array of a partial centripetal microturbine]. *Vestnik Samarskogo natsional'nogo issledovatel'skogo universiteta im. S.P. Koroleva. Seriya: Problemy i perspektivy razvitiya dvigatelestroeniya*, 1998, pp. 56–59. (In Russian)

17. Deych M.E., Filippov G.A., Lazarev L.Ya. [Atlas of profiles of lattices of axial turbines: Textbook for students of higher educational institutions studying in the specialty “Turbobuilding”]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1965, 96 p. (In Russian)

18. Seleznev K.P., Podobuev Yu.S., Anisimov S.A. [Theory and calculation of turbochargers]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1968. 408 p. (In Russian)

19. Khanin N.S., Abol'tin E.V., Lyamtsev B.F. et al. [Turbocharged vehicle engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1991. 336 p. (In Russian)

20. FIRE. Theory. AVL List GmbH Graz. Austria, 2020.

21. Kавтарадзе Р.З., Онисченко Д.О., Зеленцов А.А. [Three-dimensional modeling of non-stationary

- thermophysical processes in reciprocating engines: a tutorial]. Moscow, BSTU Publ., 2012. 85 p. (In Russian)
22. Hanjalic K., Popovac M., Handziabdic H. A Robust near-wall elliptic-relaxation eddy-viscosity turbulence model for CFD. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, 2004, vol. 25, pp. 1048–1051.
23. Durbin P.A. Near-wall turbulence closure modeling without “damping functions”. *Theor. Comput. Fluid Dyn.*, 1991, no. 3, pp. 1–13.

Информация об авторах

Румянцев Валерий Владимирович – канд. техн. наук, доцент.

Луцко Василий Александрович – канд. техн. наук, доцент, luvasiliy@yandex.ru.

Мавлеев Ильдус Рифович – канд. техн. наук, доцент, mirkampi@mail.ru.

Павленко Алексей Петрович – канд. техн. наук, доцент, pavlenko_aleksey@mail.ru.

Information about the authors

Rumyantsev V.V. – PhD (Eng), associate professor.

Lushcheko V.A. – PhD (Eng), associate professor, luvasiliy@yandex.ru.

Mavleev I.R. – PhD (Eng), associate professor, mirkampi@mail.ru.

Pavlenko A.P. – PhD (Eng), associate professor, pavlenko_aleksey@mail.ru.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья поступила 26.10.2022; одобрена после рецензирования 10.03.2023; принята к публикации 13.03.2023.

The article was submitted 26.10.2022; approved after reviewing 10.03.2023; accepted for publication 13.03.2023.