

УДК 621.438:621.436  
EDN: JUSING

А.В. Пассар<sup>1</sup>, Д.В. Тимошенко<sup>2</sup>, С.В. Чехранов<sup>3</sup>

<sup>1</sup> ФГБУН «Хабаровский федеральный исследовательский центр – обособленное подразделение Вычислительный центр ДВО РАН», Хабаровск, Россия

<sup>2</sup> ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет», Хабаровск, Россия

<sup>3</sup> ФГБОУ ВО «Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет», Владивосток, Россия

## ИССЛЕДОВАНИЯ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ В РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЕ ИМПУЛЬСНОЙ СИСТЕМЫ НАДДУВА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

**Объект и цель научной работы.** Объектом исследования является радиально-осевая турбина (РОТ) турбокомпрессора ТКР-14С-27, используемого в системах наддува среднеоборотных дизелей. Цель – на основании комплекса проведенных ранее исследований особенностей работы газовой турбины в составе импульсной системы наддува комбинированного двигателя внутреннего сгорания выбрать оптимальные геометрические параметры РОТ турбокомпрессора и произвести исследования структуры течения в ее проточной части.

**Материалы и методы.** Метод расчета осесимметричного вихревого течения невязкого сжимаемого газа для расчета структуры течения в проточной части турбины.

**Основные результаты.** Выбор расчетных режимов и граничных условий производился на основе гипотезы квазистационарности. Расчет линий тока в проточной части турбин с анализом полученной структуры течения и выявлением области отрицательных скоростей и отрыва потока показал, что в опытной турбине отрыв потока возникает при меньшем давлении на входе в сравнении со штатной турбиной. Таким образом, в результате специального профилирования проточной части турбины с использованием оптимизационного метода множителей Лагранжа удалось сдвинуть за нижнюю границу рабочего диапазона отрывную область, возникающую в межлопаточном канале турбины.

**Заключение.** Работа исследуемой турбины в условиях импульсного потока сопровождается значительным изменением структуры течения вплоть до появления зоны отрыва потока в выходной части межлопаточного канала. Подобные изменения структуры течения не оказывают существенного влияния на величину осредненного эффективного КПД турбины. Сравнение результатов численных и физических экспериментов подтверждает адекватность используемых математических моделей.

**Ключевые слова:** отрыв течения, меридиональный обвод, турбина радиально-осевая, проточная часть, линии тока, характеристика турбины, импульсная система наддува, комбинированный двигатель.

*Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.*

UDC 621.438:621.436  
EDN: JUSING

A.V. Passar<sup>1</sup>, D.V. Timoshenko<sup>2</sup>, S.V. Chehranov<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Khabarovsk Federal Research Center – a separate division of the Computing Center of the Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, Khabarovsk, Russia

<sup>2</sup> Pacific State University, Khabarovsk, Russia

<sup>3</sup> Far Eastern State Technical Fisheries University, Vladivostok, Russia

## RESEARCH OF THE FLOW STRUCTURE IN A RADIAL-AXIAL TURBINE OF A PISTON ENGINE IMPULSE SUPERCHARGE SYSTEM

*Для цитирования:* Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Чехранов С.В. Исследования структуры течения в радиально-осевой турбине импульсной системы наддува поршневого двигателя. Труды Крыловского государственного научного центра. 2026; 1(415): 135–148.

*For citations:* Passar A.V., Timoshenko D.V., Chehranov S.V. Research of the flow structure in a radial-axial turbine of a piston engine impulse supercharge system. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2026; 1(415): 135–148 (in Russian).

**Object and purpose of research.** The object of the study is the radial-axial turbine of the TKR-14S-27 turbocharger, which is used in the supercharging systems of medium-speed diesel engines. The purpose of the work is to select the optimal geometric parameters of the radial-axial turbine of the turbocharger and to study the flow structure in its flow path based on a set of previously conducted studies of the features of the gas turbine's operation as part of the pulse supercharging system of a combined internal combustion engine.

**Materials and methods.** A method for calculating the axisymmetric vortex flow of an inviscid compressible gas to calculate the flow structure in the turbine flow path.

**Main results.** The choice of design modes and boundary conditions was made on the basis of the quasi-stationary hypothesis. Calculation of the streamlines in the flow part of the turbines with the analysis of the obtained flow structure and the identification of the area of negative velocities and flow separation showed that in the experimental turbine the flow separation occurs at a lower inlet pressure in comparison with the standard turbine. Thus, as a result of the special profiling of the turbine flow part using the optimization method of Lagrange multipliers, it was possible to shift the separation area that occurs in the turbine interblade channel beyond the lower limit of the operating range.

**Conclusion.** The operation of the studied turbine under impulse flow conditions is accompanied by a significant change in the flow structure, up to the appearance of a flow separation zone in the outlet part of the interblade channel. Such changes in the flow structure do not have a significant impact on the averaged effective efficiency of the turbine. The comparison of the results of numerical and physical experiments confirms the adequacy of the used mathematical models.

**Keywords:** flow separation, meridional bypass, radial-axial turbine, flow part, streamlines, turbine characteristic, impulse supercharging system, combined engine.

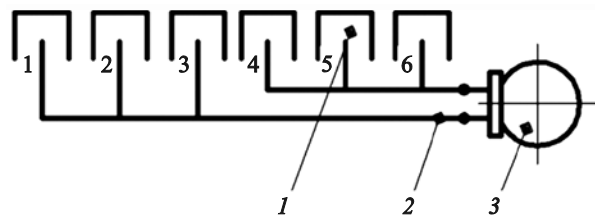
*The authors declare no conflicts of interest.*

## Введение

### Introduction

Радиально-осевые турбины получили широкое распространение в турбокомпрессорах, работающих в составе систем наддува (рис. 1) комбинированных двигателей [1, 2]. Данные турбины имеют сложную пространственную геометрию [3], а процесс течения газа в проточной части носит нестационарный характер [4]. По этим причинам многие вопросы проектирования и расчета РОТ изучены и разработаны недостаточно.

Геометрические параметры проточной части РОТ оказывают огромное влияние на общий КПД турбокомпрессора и, соответственно, на энергетическую эффективность комбинированного двигателя в целом. В [5–9] показано, что оптимизация соплового аппарата РОТ обеспечивает заметное повышение экономичности двигателя: на номи-



**Рис. 1.** Схема импульсной системы наддува среднеоборотного дизеля: 1 – цилиндр дизеля; 2 – выпускной трубопровод; 3 – турбокомпрессор

**Fig. 1.** Diagram of a medium-speed diesel engine's pulse supercharging system: 1 – diesel cylinder; 2 – exhaust pipeline; 3 – turbocharger

нальном режиме удельный эффективный расход топлива снижается на 6–8 г/(кВт·ч), на частичных режимах – на 8–10 г/(кВт·ч).

Теория турбомашин показывает, что для проточной части РОТ может быть определен набор конструктивных параметров, оказывающих наибольшее влияние на ее эффективные показатели и пропускную способность. Этими параметрами являются:

- конструктивные углы выхода из соплового аппарата и рабочего колеса (РК) ( $\alpha_1$  и  $\beta_2$  соответственно);
- степень радиальности  $\mu$  и ширина РК  $B$ ;
- меридиональный контур РК.

В настоящей работе для определения оптимальных параметров турбины применяется метод неопределенных множителей Лагранжа [10, 11]. В выводах работы [12] отмечено, что использование метода неопределенных множителей Лагранжа с целью оптимизации РОТ не решает задачу по выбору численных выше конструктивных параметров. Однако ее позволяют решить исследования, проведенные в [13–21], и настоящая работа является их логическим продолжением.

Цель работы – исследовать структуру течения в проточной части турбин оптимальной геометрии и сравнить со структурой течения в проточной части штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27.

Поставленная цель позволяет определить основные задачи исследования:

1. Сравнительная оценка энергетической эффективности опытных и штатной турбин. Инстру-

- мент решения – метод расчета на среднем радиусе проточной части в прямой постановке.
- Численное исследование структуры течения газового потока в проточной части опытных и штатной турбин. Инструмент решения – метод Я.А. Сироткина [22].
  - Анализ результатов численных экспериментов с выходом на обоснованные рекомендации по выбору геометрических параметров проточной части турбины.

## Выбор оптимальной геометрии турбины

Choosing the optimal geometry of the turbine

В работах [13, 14] показано, что для безотрывного обтекания лопаток турбины, работающей в составе исследуемого комбинированного двигателя, давление на входе в турбину должно составлять 0,22 МПа. В [15, 16] установлено, что при выборе степени радиальности компромиссным вариантом

является значение 0,57, также обеспечивающее безотрывное обтекание. В [17–19] проведены исследования по влиянию конструктивных углов выхода из соплового аппарата и РК на эффективность работы турбины в составе комбинированного двигателя, позволившие установить оптимальные значения данных параметров.

Ширина рабочего колеса принимается на основании цикла исследований [20] в зависимости от диаметра на входе в РК  $D_1$ . Исследования, проведенные в [21], показали, что меридиональный контур РК, построенный по форме эллиптических кривых, обеспечивает наиболее качественное обтекание лопаток РК турбины. Указанные исследования позволяют сформировать геометрию, принимаемую для дальнейшего проектирования проточной части опытных РОТ (табл. 1). Для сравнения в табл. 2 приведены геометрические параметры штатной турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27.

Применяя метод неопределенных множителей Лагранжа, для принятых геометрических парамет-

**Таблица 1.** Базовые геометрические параметры опытных турбин

**Table 1.** Basic geometric parameters of experimental turbines

Геометрические параметры	Турбина 1	Турбина 2
Конструктивный угол выхода из соплового аппарата		18°
Конструктивный угол выхода из РК	36°	40°
Степень радиальности РК		0,57
Ширина РК		0,3· $D_1$
Меридиональный обвод РК	По эллиптическим кривым	
Число лопаток соплового аппарата		22
Число лопаток РК		13

**Таблица 2.** Геометрические параметры штатной турбины

**Table 2.** Geometric parameters of the standard turbine

Геометрические параметры	ТКР-14С-27
Конструктивный угол выхода из соплового аппарата	18°
Конструктивный угол выхода из РК	37,5°
Степень радиальности РК	0,525
Ширина РК	0,228· $D_1$
Меридиональный обвод РК	По радиусам
Число лопаток соплового аппарата	22
Число лопаток РК	15

ров турбинной ступени определяем оптимальные значения степени реактивности и оптимальной окружной скорости. Для дальнейшего проектирования проточной части на вышеприведенные параметры задаем величину расхода газа через турбину (0,45 кг/с), используя характеристику исследуемого дизеля. Применяя в обратной постановке метод расчета турбинной ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении, определяем прочие геометрические параметры оптимизированных рабочих колес и формируем меридиональные сечения РК опытных турбин – рис. 2 (здесь для сравнения приведено меридиональное сечение РК турбины турбокомпрессора ТКР-14С-27).

В ходе формирования проточной части турбины установлено, что с увеличением конструктивного угла выхода из РК частота вращения турбины снижается. Так, для турбины 1 она составляет  $46\,700\text{ мин}^{-1}$ , а для турбины 2 –  $44\,600\text{ мин}^{-1}$ .

## Метод расчета структуры течения

The method of calculating the flow structure

Основным инструментом исследования течения в межлопаточной области рабочего колеса радиально-осевой турбины является математический метод Я.А. Сироткина. Обоснование применения и детальное математическое описание модели дано в работе [22].

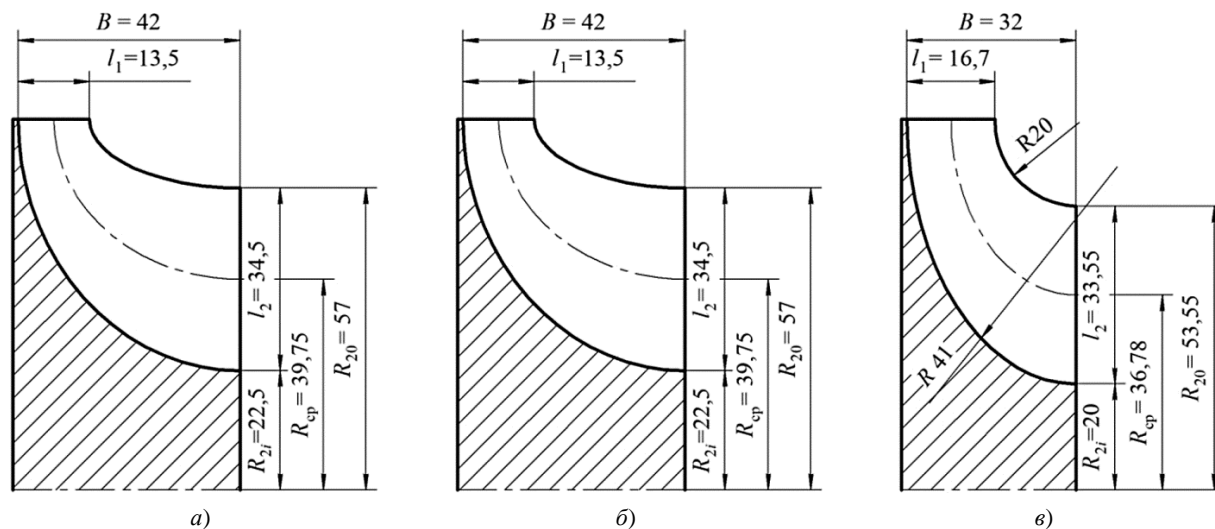
В основу модели положены следующие допущения:

- газ считается калорически совершенным, невязким, сжимаемым;
- течение газа предполагается вихревым, осесимметричным, установившимся;
- энтропия в потоке может меняться как вдоль, так и поперек линий тока.

Используемые допущения позволяют описать движения газа системой дифференциальных уравнений в частных производных в относительной системе координат, связанной с РК, содержащей уравнение движения в энергетической форме Крокко, а также уравнения неразрывности и энергии. Замыкает систему уравнение состояния идеального газа, а также расчет изменения энтропии, определяемый через расчет коэффициента потерь. Последнее дает возможность учесть потери кинетической энергии, присущие проточной части.

На первом этапе непрерывная межлопаточная область дискретизируется путем построения расчетной сетки. Для этого определяется множество нормалей  $l$ , ориентированных к внешней границе расчетной области. Далее на основе равенства образуемых кольцевых площадей определяется множество линий тока  $s$  (рис. 3).

При реализации математической модели уравнение течения газа и уравнение неразрывности заменяются интегральными уравнениями.



**Рис. 2.** Результаты проектирования рабочих колес радиально-осевой турбины: а) опытная турбина 1; б) опытная турбина 2; в) штатная турбина турбокомпрессора ТКР-14С-27

**Fig. 2.** Results of ROT impeller design: a) experimental turbine 1; b) experimental turbine 2; c) standard turbine of the TKR-14S-27 turbocharger

Уравнение вихрей

$$w_s = w_{s0} + \int_0^l \left[ \frac{1}{1 + \text{ctg}^2 \beta} \left\{ \frac{1}{w_s} \left[ \frac{dH^*}{dl} - T \left( \frac{dS}{dl} - \frac{\Delta S}{\Delta s} \sin \varphi \right) - \frac{T}{2} \text{tg} \delta \sin 2\beta \cos \varphi \frac{\Delta S}{\Delta s} \right] - \frac{w_s}{2r^2} \left[ \frac{d(r \text{ctg} \beta)^2}{dl} - \frac{\Delta(r \text{ctg} \beta)^2}{\Delta s} \sin \varphi \right] + \left[ 2\omega \text{ctg} \beta \cos \gamma - \frac{\Delta \gamma}{\Delta s} w_s - \frac{\text{tg} \delta \Delta(c_u r)}{r \Delta s} \right] \cos \varphi \right\} + \frac{\Delta w_s}{\Delta s} \sin \varphi \right] dl \quad (1)$$

и уравнение расхода газов

$$G(l) = 2\pi \int_0^l r \chi \rho w_s \cos \varphi dl. \quad (2)$$

Здесь:  $w_s$  – меридиональная проекция относительной скорости в межлопаточном канале;  $w_{s0}$  – средняя относительная скорость, определяемая из уравнения расхода (2);  $\beta$  – угол, определяемый соотношением  $\text{ctg} \beta = (\text{ctg} \beta' + \text{tg} \gamma \text{tg} \delta) \cos \gamma$  (где  $\beta'$  – угол между вектором окружной скорости и вектором относительной скорости в плоскости  $u-z$ );  $\gamma$  – угол между осью вращения турбины и меридиональной проекцией относительной скорости в плоскости  $r-z$ ;  $\delta'$  – угол между осью  $r$  и касательной к профилю лопатки, проведенной в плоскости  $r-u$  (угол навала);  $H^*$  – обобщенное теплосодержание в относительном потоке;  $T$  – температура;  $S$  – энтропия;  $\omega$  – угловая скорость вращения турбины;  $s$  – длина линии тока;  $l$  – длина прямой (рис. 3);  $c_u$  – окружная проекция абсолютной скорости;  $\varphi$  – угол, определяемый соотношением  $\varphi = \gamma_0 - \gamma$  (где  $\gamma_0$  – угол на внешней линии меридионального обвода);  $\Delta$  – конечная разность;  $r$  и  $z$  – координаты узла (рис. 3);  $\rho$  – плотность газа;  $\chi$  – коэффициент стеснения;  $G$  – расход газа.

Граничные условия определяются следующим образом. Во входном и выходном сечениях межлопаточной области течение принимается вихревым, а частные производные вдоль линии тока получают нулевое значение. Частные производные в уравнении (1) заменяются центральными разностями, что позволяет решать систему уравнений (1), (2) методом последовательных приближений [23] вдоль каждой из нормалей  $l$  (рис. 3).

Давление и температура на входе рабочего колеса, расход газа и частота вращения формируют расчетный режим работы исследуемой РОТ. Режим работы, в свою очередь, определяет следующие

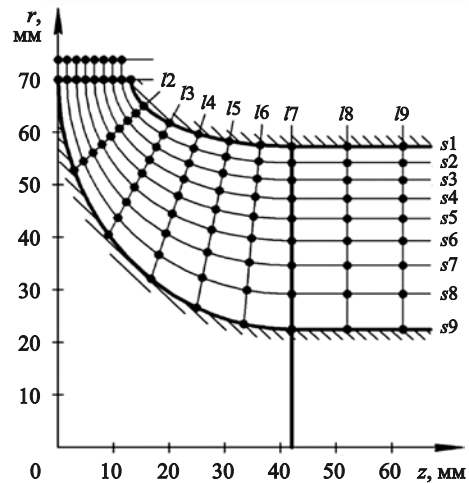


Рис. 3. Дискретное представление расчетной области  
Fig. 3. Discrete representation of the computational domain

кинематические параметры потока: угол входа в относительном движении, относительные скорости на входе и выходе межлопаточной области, значение коэффициента скорости РК.

Последние параметры определяются с привлечением математической модели расчета характеристик турбины на среднем радиусе проточной части. Для коэффициента потерь кинетической энергии в данной модели применяются полуэмпирические зависимости, подобные используемым в работе [24]. В дальнейшем все вышеперечисленные параметры используются в качестве начального приближения в модели Я.А. Сироткина.

## Определение расчетных режимов

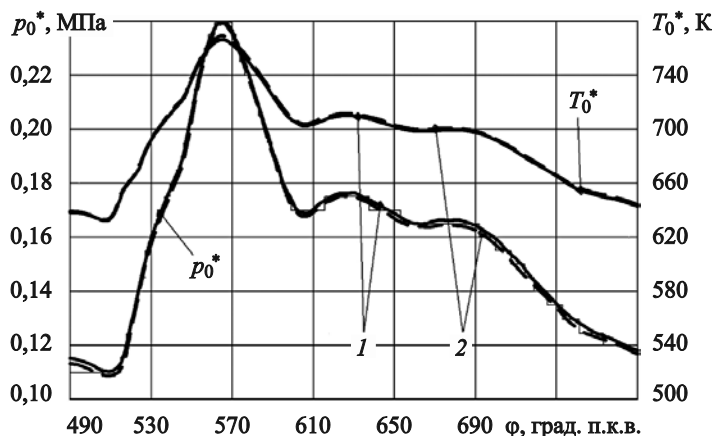
Determination of calculation modes

В работе [18] с использованием метода численного моделирования нестационарных процессов в выпускных системах комбинированных дизелей для среднеоборотного стационарного дизеля рассчитаны импульсы давления и изменение температуры на входе в исследуемые и штатную турбины, а также определена частота вращения ротора турбокомпрессора. Также здесь рассмотрен вопрос адекватности использованной математической модели и полученных результатов.

Гипотеза квазистационарности, введенная в практику конструирования систем наддува дизелей в работе [25], обосновывает возможность использования уравнений стационарной газовой динамики в исследованиях и расчетах газовых турбин агрега-

тов наддува. Обоснованием гипотезы является экспериментально установленный факт того, что время прохождения газа через проточную часть турбины в 50–100 раз меньше продолжительности образования импульса давления в системе выпуска.

Принятая гипотеза квазистационарности позволяет определить массив расчетных режимов путем разбиения импульса давления на входе РОТ на некоторую совокупность квазиустановившихся состояний – рис. 4 и табл. 3.



**Рис. 4.** Определение параметров расчетных режимов: 1 и 2 – опытные турбины 1 и 2 соответственно

**Fig. 4.** Determination of the parameters of the calculated modes: 1 and 2 – experimental turbines 1 and 2, respectively

**Таблица 3.** Параметры расчетных режимов

**Table 3.** Parameters of the calculation modes

Режим	Опытная турбина 1		Опытная турбина 2		Штатная турбина	
	$p_0^*$ , МПа	$T_0^*$ , К	$p_0^*$ , МПа	$T_0^*$ , К	$p_0^*$ , МПа	$T_0^*$ , К
1	0,239	765	0,239	768	0,210	681
2	0,235	762	0,235	765	0,205	777
3	0,230	758	0,230	761	0,200	772
4	0,225	753	0,225	757	0,195	767
5	0,220	750	0,220	752	0,190	762
6	0,215	745	0,215	748	0,185	757
7	0,210	741	0,210	744	0,180	752
8	0,205	737	0,205	739	0,175	747
9	0,200	732	0,200	735	0,170	742
10	0,195	727	0,195	730	0,165	735
11	0,190	722	0,190	726	0,160	731
12	0,185	718	0,185	721	0,155	725
13	0,180	714	0,180	716	0,150	719
14	0,175	708	0,175	711	0,145	714
15	0,170	704	0,170	706	0,140	707
16	0,165	698	0,165	701	–	–
17	0,160	693	0,160	695	–	–
18	0,155	687	0,155	690	–	–
19	0,150	682	0,150	685	–	–
20	0,145	676	0,145	679	–	–
21	0,140	670	0,140	673	–	–

## Результаты расчетов

### Calculation results

*Расчет линий тока в проточной части.* Совмещение линий тока первоначального разбиения (они совпадают с расчетной сеткой – рис. 3) и линий тока, найденных в итерационном процессе (сплошные линии), устанавливает значительные отличия между ними. Итерации выполнялись на ЭВМ умеренной производительности (процессор AMD Ryzen 5 2400 G с частотой 3,6 ГГц, объем оперативной памяти 8 Гб), обеспечившей тем не менее время расчета одного приближения 0,014 с и сходимость по скоростям газового потока около 1 %.

Ввиду ограниченности объема статьи далее результаты расчета приводятся только для точек, характеризующихся возникновением зоны предполагаемого отрыва потока от внутренней границы канала (положение зоны отрыва определяется условием равенства нулю меридиональной проекции относительной скорости в межлопаточном канале  $w_s$ ).

Турбина 1 (рис. 5а), режим 19 (табл. 3): давление на входе 0,15 МПа; степень расширения  $\pi_r = 1,415$ ; расход рабочего тела 0,2974 кг/с; коэффициент напора 1,58; частота вращения 39 500 мин<sup>-1</sup>.

Турбина 2 (рис. 5б), режим 21 (табл. 3): давление на входе 0,14 МПа; степень расширения  $\pi_r = 1,32$ ; расход рабочего тела 0,2446 кг/с; коэффициент напора 1,29; частота вращения 39 000 мин<sup>-1</sup>.

Штатная турбина (рис. 5в), режим 14 (табл. 3): давление на входе 0,145 МПа; степень расширения

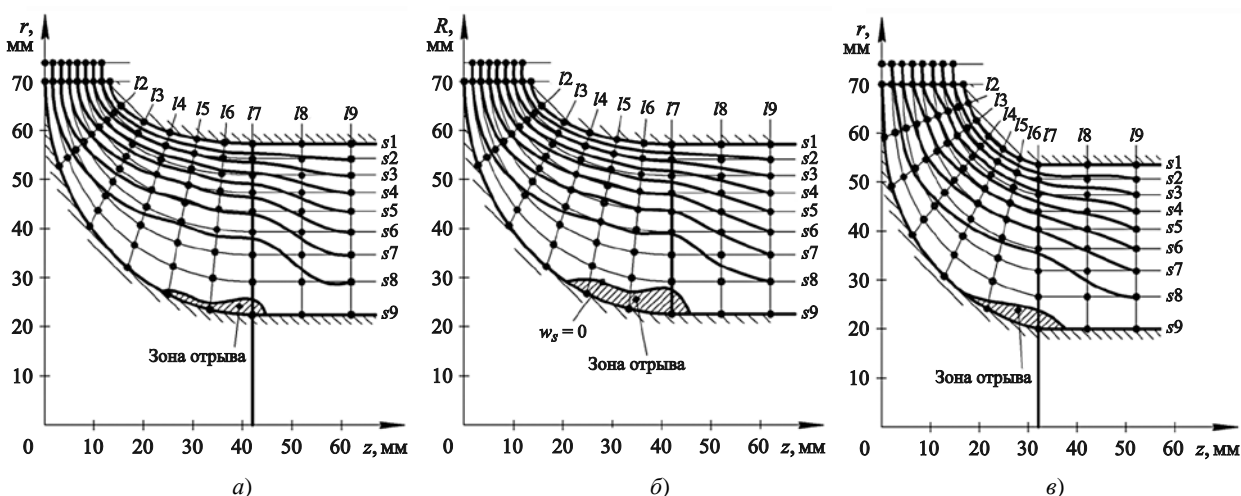
$\pi_r = 1,367$ ; расход рабочего тела 0,2902 кг/с; коэффициент напора 1,54; частота вращения 38 950 мин<sup>-1</sup>.

Полученный результат показывает общую особенность: для всех исследованных турбин линии тока приближаются к верхней границе межлопаточной области. Максимальные искажения линий тока характерны для выходной области канала – участок  $l_5 - l_7$ . Также в указанных сечениях имеют место отрицательные значения меридиональных скоростей  $w_s$ , что позволяет диагностировать появление обратного тока рабочей среды и возникновение зоны отрыва потока от внутренней границы меридионального контура.

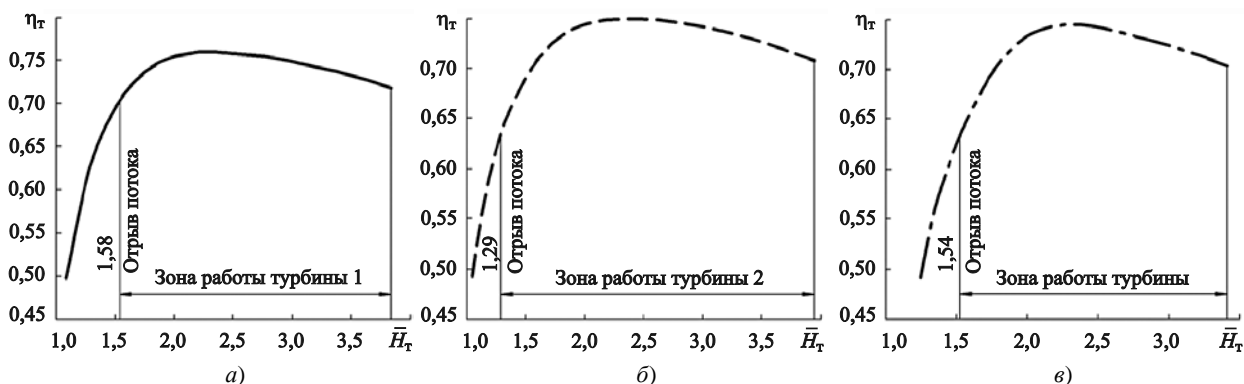
Рассмотрим энергетические характеристики исследуемых турбин (КПД в зависимости от коэффициента напора), полученные для расчетных режимов отрыва потока – рис. 6.

Результаты расчетов (рис. 5 и 6) показывают, что при увеличении конструктивного угла выхода из рабочего колеса с 36° до 40° наблюдается устойчивое снижение значения коэффициента напора, соответствующего предполагаемому появлению отрывной зоны. Данные значения составляют: 1,58 для опытной турбины 1; 1,29 для опытной турбины 2; 1,54 для штатной турбины. Это заметно расширяет диапазон рабочих режимов опытной турбины 2 в сравнении со всеми исследованными турбинами. Можно констатировать, что увеличение конструктивного угла выхода обеспечивает заметное увеличение рабочей области по коэффициенту напора.

В работе [18] рассчитаны импульсы давлений на входе в опытные турбины 1, 2 и в штатную турбину – рис. 7 и 8.



**Рис. 5.** Линии тока в проточной части: а) опытная турбина 1; б) опытная турбина 2; в) штатная турбина  
**Fig. 5.** Current lines in the flow part: а) experimental turbine 1; б) experimental turbine 2; в) standard turbine

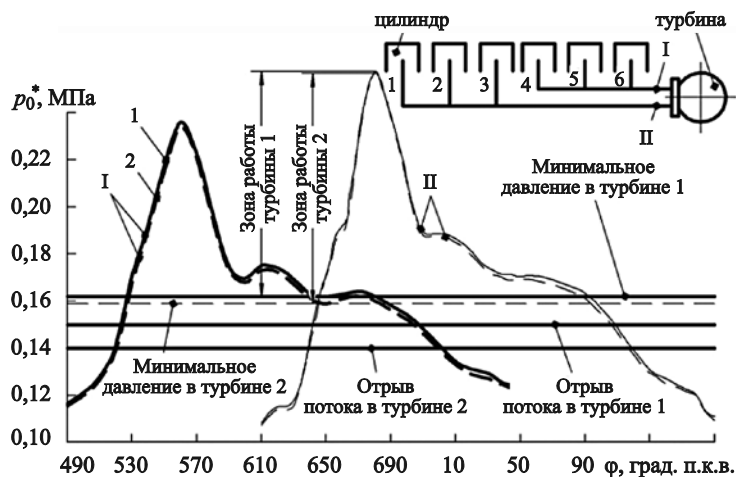


**Рис. 6.** Расчетные характеристики турбин для режимов отрыва потока: а) опытная турбина 1; б) опытная турбина 2; в) штатная турбина

**Fig. 6.** Design characteristics of turbines for flow separation modes: а) experimental turbine 1; б) experimental turbine 2; в) standard turbine

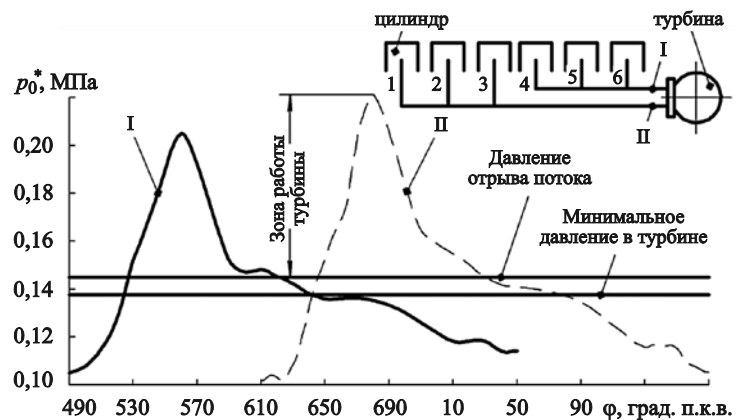
Из рис. 7 видно, что при работе турбины минимальное давление в турбине определяется пересечением линий изменения давления в трубопроводе I (выпуск из 1-го цилиндра) и трубопро-

воде II (выпуск из 5-го цилиндра), которые сдвинуты по фазе на  $120^\circ$  угла поворота коленчатого вала. Эта линия минимального давления определяет нижнюю границу зоны работы опытных



**Рис. 7.** Диаграмма изменения давления на входе в опытные турбины: I и II – ветви выпускного трубопровода; 1 и 2 – на входе в турбины 1 и 2 соответственно

**Fig. 7.** Diagram of pressure changes at the inlet of the experimental turbines: I and II are the branches of the exhaust pipeline; 1 and 2 are the inlets of turbines 1 and 2, respectively



**Рис. 8.** Диаграмма изменения давления на входе в штатную турбину: I и II – ветви выпускного трубопровода

**Fig. 8.** Diagram of pressure changes at the inlet to the standard turbine: I and II are the branches of the exhaust pipeline

турбин. Давление отрыва потока в проточной части опытных турбин находится гораздо ниже минимального давления.

Результаты расчета рис. 8 показали, что нижняя граница зоны работы штатной турбины определяется давлением, при котором возникает отрыв потока в проточной части штатной турбины. Это давление возникновения зоны отрыва потока находится несколько выше линии минимального давления в штатной турбине, которое определяется пересечением линий изменения давления в трубопроводах I и II.

Таким образом, в результате специального профилирования проточной части опытных турбин с применением метода оптимизации удалось сдвинуть зону отрыва потока в сторону меньших давлений на входе в турбину, тем самым расширив зону эффективной работы турбины в составе импульсной системы наддува.

В ходе исследования получены меридианные проекции относительной скорости в межлопаточной области (рис. 9).

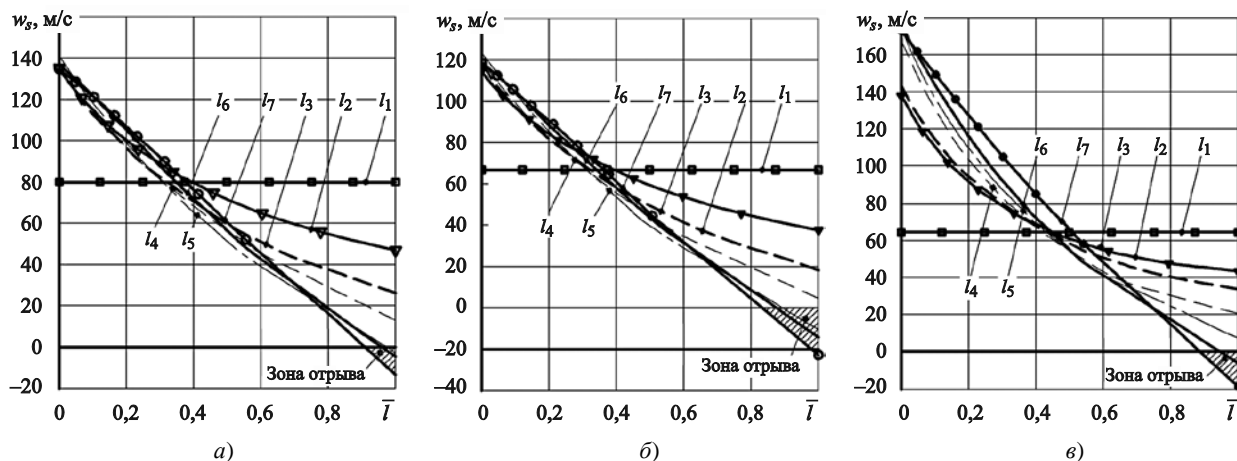
Меридианные проекции относительной скорости представлены в зависимости от относительной длины нормали (прямой)  $l$ , равной  $l_{i\text{тек}}/l_{i\text{полн}}$  ( $l_{i\text{тек}}$  и  $l_{i\text{полн}}$  – текущая и полная длина нормали;  $i$  – номер нормали согласно рис. 3 и 5). Видно, что во всех турбинах меридиональная составляющая относительной скорости уменьшается от наружной поверхности межлопаточного канала к внутренней. Разность скоростей  $\Delta w_s = w_{sн} - w_{sв}$  ( $w_{sн}$  и  $w_{sв}$  – ско-

рости течения на наружном и внутреннем контурах профиля) возрастает, достигая следующих максимальных величин: 147 м/с в турбине 1 (рис. 9а); 142 м/с в турбине 2 (рис. 9б); 192 м/с в штатной турбине (рис. 9в). Можно констатировать, что с увеличением конструктивного угла выхода из РК перепад скорости убывает.

Как было сказано выше, максимальные искажения линий тока характерны для участков  $l_5 - l_7$ . В области внутреннего контура лопатки имеют место отрицательные значения скорости  $w_s$  (на рис. 9 область отрицательных скоростей заштрихована): для турбины 1 до -13 м/с (рис. 9а); для турбины 2 до -28 м/с (рис. 9б); для штатной турбины до -18 м/с (рис. 9в).

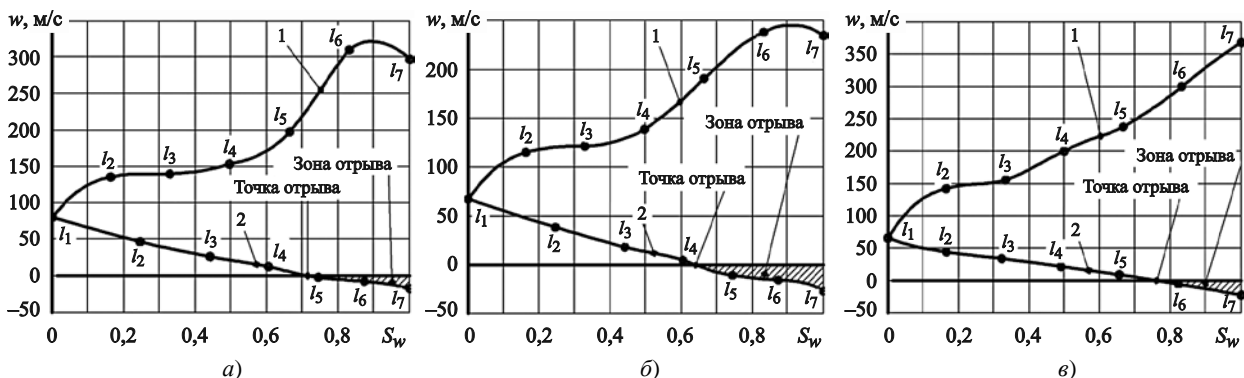
Также в результате расчета течения в межлопаточных каналах получены полные относительные скорости  $w$ . Для определения точки отрыва на рис. 10 приведены зависимости данных скоростей от безразмерной длины наружного и внутреннего контуров рабочей лопатки  $S_w$ .

Точка отрыва находится на внутреннем контуре лопатки, в том месте, где относительная скорость равна нулю. На этих зависимостях точки указывают на концы нормалей  $l$ . Для турбин 1 и 2 относительная скорость вдоль наружного контура лопатки возрастает вплоть до сечения  $l_6$ . На участке  $l_6 - l_7$  наблюдается небольшое убывание скорости. Для штатной турбины скорость возрастает на всем участке внешнего контура лопатки. Для всех турбин убывание относитель-



**Рис. 9.** Изменение меридианных проекций относительной скорости вдоль поперечных сечений межлопаточного канала:  $l_1 - l_7$  – нормали 1–7; а) опытная турбина 1; б) опытная турбина 2; в) штатная турбина

**Fig. 9.** Change in meridian projections of the relative velocity along the cross-sections of the interblade channel:  $l_1 - l_7$  – normals 1–7; а) experimental turbine 1; б) experimental turbine 2; в) standard turbine



**Рис. 10.** Зависимость относительной скорости от безразмерной длины контура лопатки: 1 – наружный контур; 2 – внутренний контур; а) опытная турбина 1; б) опытная турбина 2; в) штатная турбина

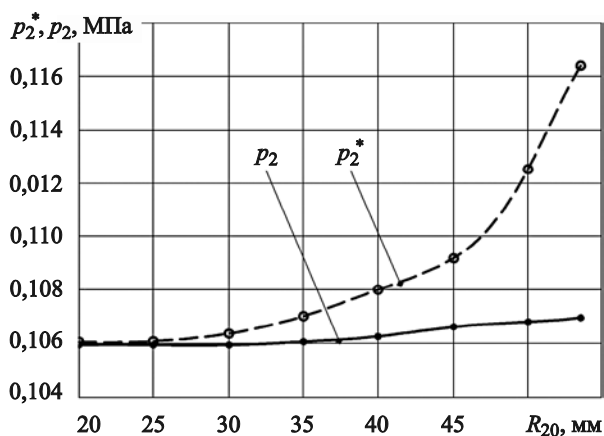
**Fig. 10.** Dependence of the relative velocity on the dimensionless length of the blade contour: 1 – outer contour; 2 – inner contour; а) experimental turbine 1; б) experimental turbine 2; в) standard turbine

ной скорости распространяется на всю длину внутреннего контура лопатки, область отрицательных скоростей заштрихована.

## Сравнение результатов расчета с экспериментальными исследованиями

Comparison of calculation results with experimental studies

Экспериментальная проверка метода расчета течения в проточной части Я.А. Сироткина осуществлялась на примере штатной турбины на сконструированной авторами установке, представленной в работе [16]. Установка позволяет замерять статическое и полное давления в выходном сечении РОТ.



**Рис. 11.** Изменение полного и статического давлений за рабочим колесом

**Fig. 11.** Change in total and static pressures behind the impeller

Измерение характеристик потока за ступенью турбины производилось так. За рабочим колесом, на удалении, примерно равном расстоянию между соседними лопатками, устанавливался специально откалиброванный пятиточечный зонд совместно с приспособлением для фиксации пространственных координат и насадком для регистрации статического давления. Зонд выполнен в виде сферы диаметром 5 мм с пятью отверстиями диаметром 0,8 мм каждый: один центральный канал и четыре периферийных, размещенных парами симметрично относительно друг друга в вертикальной и горизонтальной плоскостях под углом  $45^\circ$  к продольной оси. На координатном устройстве был предусмотрен нониус, позволяющий помимо полного давления непосредственно за колесом определять угол выхода потока в абсолютном движении. Точность измерений угла выхода потока при изменении числа Маха в пределах от 0,2 до 1 достигает  $\pm 1,5^\circ$ . Величина средней скорости потока фиксируется с ошибкой  $\pm 3\%$ .

Продувка штатной турбины осуществлялась на режиме, близком по параметрам к режиму 14 (табл. 3). Отрыв течения в канале начинался в прикорневой зоне РК. Чтобы установить область обратных течений (область отрыва потока) за турбиной, выполнялось одновременное измерение полного и статического давлений, а полученные значения сопоставлялись между собой. Особенность процедуры состояла в определении направления потока, покидающего колесо. В непосредственной близости к зоне обратных токов перемещение шарового зонда в интервале от  $-10^\circ$  до  $+10^\circ$  не влияло на величину регистрируемого полного давления. Вследствие такого наблюдения итоговое заключение

о наличии зоны обратных течений было сформировано как условие равенства полного и статического давлений.

Зависимости полного и статического давлений от радиуса выходного сечения межлопаточного канала (рис. 11) указывают на присутствие в турбине зоны отрыва потока, прилегающей к внутреннему контуру канала. Протяженность данной области по радиальному направлению была установлена из равенства значений полного и статического давления.

Сопоставление линий тока, представленных на рис. 5в, и экспериментально измеренного давления на выходе из турбины (рис. 11) практически доказывает образование отрывной области в межлопаточном канале штатной турбины на режиме 14 (табл. 3).

## Заключение

### Conclusion

Анализ полученных результатов исследований позволяет установить следующее:

- Выполненные ранее исследования позволили определить комплекс геометрических параметров проточной части радиально-осевой турбины, оказывающих решающее влияние как на структуру течения в проточной части рабочего колеса, так и на эффективные показатели турбины в целом.
- При прочих равных геометрических параметрах структура течения в проточной части РОТ наиболее чувствительна к величине конструктивного угла выхода из РК.
- РК с конструктивным углом выхода  $\beta_2 = 40^\circ$  обладает наибольшей устойчивостью к возникновению отрыва потока в межлопаточном канале. Отрывная зона в РК с данной геометрией появляется при наименьшем коэффициенте напора и наименьшем давлении на входе в сравнении со всеми исследованными вариантами.
- В результате специального профилирования проточной части опытных турбин с применением рассмотренных методов оптимизации удалось существенно расширить зону работы турбины без отрыва потока как по значениям коэффициента напора, так и по величине давления на входе в турбину.
- Адекватность используемого в работе метода Я.А. Сироткина и его численной реализации подтверждается выполненными экспериментальными исследованиями.

## Список использованной литературы

1. *Chen H., Hakeem I., Martinez-Botas R.F.* Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions // Proceedings of Institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy. 1996. Vol. 210, No. 5. P. 397–408. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1996\_210\_063\_02.
2. Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly mixed-flow turbine / *M. Adibat, M. Hachemi, M.K. Hamidou, N.C. Baines* // Proceedings of the Institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy. 1998. Vol. 212, No. 3. P. 173–183. DOI: 10.1243/0957650981536844.
3. Design of a highly loaded mixed flow turbine / *M. Adibat, H. Chen, N.C. Baines, M.R. Firth* // Proceedings of the Institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy. 1992. Vol. 206, No. 2. P. 95–107. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1992\_206\_016\_02.
4. Изучение нестационарного режима работы турбины со сдвоенным входом / *М.М. Бенчериф, М.К. Хамидоу, М. Гамель, М. Адибат* // Прикладная механика и техническая физика. 2016. Т. 57, № 2. С. 124–131. DOI: 10.15372/PMTF20160213.
5. *Ципленкин Г.Е.* Обзор докладов по наддуву и турбокомпрессорам конгресса СИМАК-1998 // Двигателестроение. 1998. № 4. С. 42–45.
6. *Николаев Н.И., Гинда О.П., Жук А.Н.* Влияние площади соплового аппарата газотурбонагнетателя на эффективность главного судового двигателя в условиях эксплуатации // Двигателестроение. 2009. № 1(235). С. 45–47.
7. *Tinsley D.* Racking up engine performance // Shipping World and Shipbuilder. 2007. Vol. 208(4234). P. 10–15.
8. *Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.* Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. 2014. № 2(256). С. 16–22.
9. *Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.* Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. 2014. № 4(258). С. 19–28.
10. *Митрохин В.Т.* Выбор параметров и расчет центробежной турбины на стационарных и переходных режимах. 2-е изд., перераб. и доп. Москва : Машиностроение, 1974. 228 с.
11. *Чумаков Ю.А.* Теория и расчет газотурбинных двигателей : учебник. Москва : Форум : ИНФРА-М, 2012. 447 с.
12. *Пассар А.В., Цыганкова Л.П.* Выбор метода проектирования радиально-осевых турбин для поршневых

- двигателей // Двигателестроение. 2022. № 4(290). С. 50–64. DOI: 10.18698/jec.2022.4.50-64.
13. *Passar A.V., Timoshenko D.V., Faleeva E.V.* Application of a new design and calculation technology for improving the blading section of the engine with turbine supercharger // Defect and diffusion forum. 2019. Vol. 392 : Transfer phenomena in fluid and heat flows VIII. P. 239–252.
  14. *Пассар А.В.* Влияния высот лопаток рабочего колеса центростремительной турбины на газодинамику течения // Известия Томского политехнического ун-та. Инжиниринг георесурсов. 2019. Т. 330, № 12. С. 54–63. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392.
  15. *Пассар А.В., Фершалов Ю.Я.* Связь степени радиальности радиально-осевой турбины с эффективностью ее работы в составе поршневого двигателя // Двигателестроение. 2023. № 2(292). С. 23–34. DOI: 10.18698/jec.2023.2.23-34.
  16. *Пассар А.В., Тимошенко Д.В.* Исследование влияния степени радиальности на структуру потока в проточной части радиально-осевой турбины газотурбинной установки // Известия Томского политехнического ун-та. Инжиниринг георесурсов. 2017. Т. 328, № 5. С. 24–38.
  17. *Пассар А.В., Тимошенко Д.В.* Влияние конструктивного угла выхода сопел турбины системы наддува поршневого двигателя на эффективность ее работы // Вестник гос. ун-та морского и речного флота им. адм. С.О. Макарова. 2024. Т. 16, № 4. С. 553–566. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566.
  18. *Пассар А.В.* Влияние угла выхода потока газа из рабочего колеса турбины на эффективность ее работы в составе комбинированного двигателя // Машиностроение и инженерное образование. 2019. № 4(61). С. 2–12.
  19. *Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Фершалов Ю.Я.* Влияние конструктивного угла выхода рабочего колеса турбины на характер течения газа в межлопаточном канале // Двигателестроение. 2022. № 2(288). С. 39–52. DOI: 10.18698/jec.2022.2.39-52.
  20. *Пассар А.В.* Влияние ширины рабочего колеса на эффективность радиально-осевой турбины // Машиностроение и инженерное образование. 2017. № 4(53). С. 61–73.
  21. *Пассар А.В.* Влияние формы меридионального контура рабочего колеса на параметры потока газа в радиально-осевой турбине газотурбинной установки // Известия Томского политехнического ун-та. Инжиниринг георесурсов. 2017. Т. 328, № 9. С. 33–48.
  22. *Сироткин Я.А.* Расчет осесимметричного вихревого течения невязкой сжимаемой жидкости в радиальных турбомашинах // Известия Академии наук СССР, Отделение технических наук. Механика и машиностроение. 1963. № 3. С. 16–28.
  23. *Хемминг Р.В.* Численные методы : Для науч. работников и инженеров. 2-е изд., испр. Москва : Наука, 1972. 400 с. (Физико-математическая библиотека инженера).
  24. *Чехранов С.В., Симаилов Р.Р., Куликов Ю.Л., Ханькович И.Н.* Методика расчета потерь кинетической энергии в сопловых и рабочих решетках при моделировании переменных режимов центростремительных МРТ // Актуальные проблемы развития и эксплуатации поршневых двигателей в транспортном комплексе Азиатско-Тихоокеанского региона : материалы международной научно-технической конференции «Двигатели 2005». Хабаровск : Изд-во Тихоокеанского гос. ун-та, 2005. С. 113–116.
  25. *Байков Б.П.* Особенности расчета турбины, работающей на газах переменного давления // Труды ЦНИДИ. 1955. Вып. 28. С. 68–87.

## References

1. *Chen H., Hakeem I., Martinez-Botas R.F.* Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions // Proceedings of Institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy. 1996. Vol. 210, No. 5. P. 397–408. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1996\_210\_063\_02.
2. Prediction of the steady and non-steady flow performance of a highly mixed-flow turbine / *M. Adibat, M. Hachemi, M.K. Hamidou, N.C. Baines* // Proceedings of the Institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy. 1998. Vol. 212, No. 3. P. 173–183. DOI: 10.1243/0957650981536844.
3. Design of a highly loaded mixed flow turbine / *M. Adibat, H. Chen, N.C. Baines, M.R. Firth* // Proceedings of the Institution of mechanical engineers. Part A: Journal of power and energy. 1992. Vol. 206, No. 2. P. 95–107. DOI: 10.1243/PIME\_PROC\_1992\_206\_016\_02.
4. Study of the Non-Stationary Mode of Operation of a Double-Inlet Turbine / *M.M. Bencherif, M.K. Hamidou, M. Gamel, M. Adibat* // *Applied Mechanics and Technical Physics*. 2016. Vol. 57, No. 2. P. 124–131 (in Russian).
5. *Tsiplenkin G.E.* Review of the reports on supercharging and turbochargers at the SIMAK Congress in 1998 // *Engine Building*. 1998. No. 4. P. 42–45 (in Russian).
6. *Nikolaev N.I., Ginda O.P., Zhuk A.N.* Influence of the area of the gas turbine supercharger nozzle on the efficiency of the main ship engine under operating conditions // *Engine Building*. 2009. No. 1(235). P. 45–47 (in Russian).

7. Tinsley D. Racking up engine performance // *Shipping World and Shipbuilder*. 2007. Vol. 208(4234). P. 10–15.
8. Tsiplenkin G.E., Iovlev V.I. Improving the fuel efficiency of engines by optimizing the supercharging systems // *Engine Building*. 2014. No. 2(256). P. 16–22 (in Russian).
9. Tsiplenkin G.E., Iovlev V.I. Improving the fuel efficiency of engines by optimizing the supercharging systems // *Engine Building*. 2014. No. 4(258). P. 19–28 (in Russian).
10. Mitrokhin V.T. Selection of parameters and calculation of a centripetal turbine in stationary and transient modes. Moscow : Mashinostroenie, 1974. 228 p. (in Russian).
11. Chumakov Yu.A. Theory and Calculation of Gas-Turbine Engines : Textbook. Moscow : Forum : INFRA-M, 2012. 447 p. (in Russian).
12. Passar A.V., Tsygankova L.P. Selection of the design method for radial-axial turbines for piston engines // *Engine Building*. 2022. No. 4(290). P. 50–64. DOI: 10.18698/jec.2022.4.50-64 (in Russian).
13. Passar A.V., Timoshenko D.V., Faleeva E.V. Application of a new design and calculation technology for improving the blading section of the engine with turbine supercharger // *Defect and Diffusion Forum*, 2019. Vol. 392. P. 239–252.
14. Passar A.V. Effect of the rotor blade height on gas flow dynamics in centripetal turbines // *Tomsk polytechnic news. Engineering of geo-resources*. 2019. Vol. 330, No. 12. P. 54–63. DOI: 10.18799/24131830/2019/12/2392 (in Russian).
15. Passar A.V., Fershalov Yu.Ya. Connection of the degree of radiality of a radial-axial turbine with the efficiency of its operation as part of a piston engine // *Engine Building*. 2023. No. 2(292). P. 23–34. DOI: 10.18698/jec.2023.2.23-34 (in Russian).
16. Passar A.V., Timoshenko D.V. Investigation into effect of the radiality degree on flow patterns in the radial-axial turbine blading of a gas-turbine installation // *Tomsk polytechnic news. Engineering of geo-resources*. 2017. Vol. 328, No. 5. P. 24–38 (in Russian).
17. Passar A.V., Timoshenko D.V. Influence of the design angle of the exhaust nozzles of the turbocharger system of a reciprocating engine on its efficiency // *Bulletin of the Admiral S.O. Makarov State University of Maritime and River Fleet*. 2024. Vol. 16, No. 4. P. 553–566. DOI: 10.21821/2309-5180-2024-16-4-553-566 (in Russian).
18. Passar A.V. Influence of the angle of the gas flow exit from the turbine impeller on the efficiency of its operation as part of a combined engine // *Mechanical Engineering and Engineering Education*. 2019. No. 4(61). P. 2–12 (in Russian).
19. Passar A.V., Timoshenko D.V., Fershalov Yu.Ya. Influence of the design angle of the turbine impeller outlet on the gas flow pattern in the interblade channel // *Engine Building*. 2022. No. 2(288). P. 39–52. DOI: 10.18698/jec.2022.2.39-52 (in Russian).
20. Passar A.V. Influence of the impeller width on the efficiency of a radial-axial turbine // *Mechanical Engineering and Engineering Education*. 2017. No. 4(53). P. 61–73 (in Russian).
21. Passar A.V. Influence of the shape of the meridional contour of the impeller on the gas flow parameters in a radial-axial turbine of a gas turbine plant // *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta. Inzhiniring georesursov*. 2017. Vol. 328, No. 9. P. 33–48 (in Russian).
22. Sirotkin Ya.A. Calculation of the Axisymmetric Vortex Flow of an Inviscid Compressible Fluid in Radial Turbomachines // *Izvestiya of the USSR Academy of Sciences, Department of Technical Sciences, Mechanics and Mechanical Engineering*. 1963. No. 3. P. 16–28 (in Russian).
23. Hamming R.W. Numerical Methods for Scientists and Engineers. 2<sup>ed</sup>, revised, Moscow : Nauka, 1972. 400 p. Russian translation.
24. Chehranov S.V., Simashov R.R., Kulikov Yu.L., Khankovich I.N. Methodology for calculating kinetic energy losses in nozzle and working arrays when modeling alternating modes of centripetal MRI // *Actual problems of development and operation of piston engines in the transport complex of the Asia-Pacific region : proceedings of the International Scientific and Technical Conference “Engines 2005”* (Khabarovsk, September 19–22, 2005) Khabarovsk : Publishing House of the Pacific State University, 2005. P. 113–116 (in Russian).
25. Baikov B.P. Features of Calculation of a Turbine Operating on Variable-Pressure Gases // *Proceedings of TsNIDI*. 1955. Issue 28. P. 68–87 (in Russian).

---

### Сведения об авторах

Пассар Андрей Владимирович, к.т.н., доцент, старший научный сотрудник лаборатории «Численные методы математической физики» вычислительного центра ДВО РАН. Адрес: 680000, Россия, Хабаровск, ул. Ким Ю Чена, д. 65. E-mail: passar\_av@mail.ru.

Тимошенко Денис Владимирович, к.т.н., доцент Высшей школы промышленной инженерии Тихоокеанского государственного университета. Адрес: 680035, Россия, Хабаровск, Тихоокеанская ул., д. 136. E-mail: 000595@togudv.ru.

Чехранов Сергей Валентинович, д.т.н., профессор кафедры «Судовые энергетические установки», Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет. Адрес: 690087, Россия, Владивосток, Луговая ул., д. 52б. E-mail: turboroom@yandex.ru.

### **About the authors**

*Andrey V. Passar*, Cand. Sci. (Eng). Associate Professor, Senior Researcher at the laboratory Numerical Methods of Mathematical Physics, Computing Center FEB RAS. Address: 65, Kim Yu Chen st., Khabarovsk, Russia, post code 680000. E-mail: [passar\\_av@mail.ru](mailto:passar_av@mail.ru).

*Denis V. Timoshenko*, Cand. Sci. (Eng). Associate Professor of the Higher School of Industrial Engineering, Pacific State University. Address: 136, Pacific st., Khabarovsk, Russia, post code 680035. E-mail: [000595@togudv.ru](mailto:000595@togudv.ru).

*Sergey V. Chehranov*, Dr. Sci. (Eng), Professor of the Department of Ship Power Plants, Far Eastern State Technical Fisheries University. Address: 52b, Lugovaya st., Vladivostok, Russia, post code 690087. E-mail: [turboroom@yandex.ru](mailto:turboroom@yandex.ru).

Поступила / Received: 20.10.25

Принята в печать / Accepted: 19.02.26

© Пассар А.В., Тимошенко Д.В., Чехранов С.В., 2026