

Научная статья

УДК 621.438.01

URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185670>

EDN: <https://www.elibrary.ru/PUWOXC>



Метод выбора и оценки параметров агрегатных трехступенчатых осевых турбин на начальном этапе проектирования

Валерий Николаевич Матвеев¹, Анастасия Ивановна Щербань², Григорий Михайлович Попов³,
Олег Витальевич Батури⁴✉, Тхань Бинь Нгуен⁵

^{1, 2, 3, 4, 5} Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»,
Самара, Российская Федерация

¹ matveev.vn@ssau.ru

² korneeva.ai@ssau.ru

³ popov@ssau.ru

⁴ oleg_baturin@ssau.ru✉

⁵ atskyfall81027010@gmail.com

Аннотация. Разработан метод выбора и оценки параметров агрегатных турбин, предназначенный для применения на начальном этапе проектирования трехступенчатых осевых турбин. Он позволяет выбирать рациональное значение отношения U_{cp}/C_{st} с учетом ограничения по диаметральному габаритам. Его особенностью является алгоритм итерационного определения оптимальных значений степени парциальности, относительной высоты лопаток и угла потока на выходе из соплового аппарата. На основании этих параметров осуществляется оценка мощностного КПД. При опробовании разработанного метода в процессе выбора параметров трехступенчатой турбины мощностью 450 кВт при частоте вращения 43000 мин⁻¹ и степени понижения давления 10,5 значение мощностного КПД составило 52%.

Ключевые слова: агрегатная трехступенчатая турбина, оптимальная степень парциальности, высота лопаток, углы потока, оценка параметров турбины, мощностной КПД

Финансирование: исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-79-10266, <https://rscf.ru/project/23-79-10266/>

Для цитирования: Матвеев В.Н., Щербань А.И., Попов Г.М., Батури О.В., Нгуен Т.Б. Метод выбора и оценки параметров агрегатных трехступенчатых осевых турбин на начальном этапе проектирования // Вестник Московского авиационного института. 2025. Т. 32. № 3. С. 94–106. URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185670>

Original article

Method for Parameters Selection and Assessment of Aggregate Three-Stage Axial Turbines at the Initial Stage of the Design Process

Valerii N. Matveev¹, Anastasiya I. Shcherban'², Grigorii M. Popov³, Oleg Vital'evich Baturin⁴✉, Thanh Binh Nguen⁵

^{1, 2, 3, 4, 5} Samara National Research University named after Academician S.P. Korolev,
Samara, Russian Federation

¹ matveev.vn@ssau.ru

² korneeva.ai@ssau.ru

³ popov@ssau.ru

⁴ oleg_baturin@ssau.ru✉

⁵ atskyfall81027010@gmail.com

© Матвеев В.Н., Щербань А.И., Попов Г.М., Батури О.В., Нгуен Т.Б., 2025

Abstract

Aggregate turbines are being characterized by the small power outputs (from several tens to hundreds of kilowatts) and, consequently, by relatively small flow rates of the working fluids. These turbines have the following features. Reduced blade heights due to low mass flow rates of the working fluid. The latter sometimes stipulates partiality introduction of gas supplying through the nozzle blades and/or significant reduction of axial flow velocities and, hence, flow angles in the flow path.

To avoid significant leakage through the relatively large radial gaps, the degree of reaction of such turbine stages is assumed to be close to zero.

Due to the diametric overall dimensions limiting and specified rotation speed, which is based on the needs of the driven units, the turbines operate generally at higher loads on the stage. This is being accompanied by lower values of the ratio of the circumferential speed of the rotor at mid-diameter to the turbine isentropic speed U_{avg}/C_{st} .

The above-listed features of the aggregate turbines and, mainly, small flow rates of the working body should be accounted for when selecting their parameters and assessing their energy efficiency in the process of design computation.

It should be noted that the requirement for the design simplicity leads to the single-stage and two-stage aggregate turbines implementing. The parameter selecting methods of such turbines at the initial design stage are now well known. At the same time, it is reasonable to consider the possibility of the three-stage axial turbine application at lower values of the U_{avg}/C_{st} ratio in the range of 0.05–0.15. However, the method of parameters selection and energy efficiency assessment of three-stage aggregate turbines for the initial stage of design has not been developed so far. Thus, this article proposes such a method.

It allows selecting a rational value of the U_{avg}/C_{st} ratio with account for the diametric dimensions limitation. The method provides the possibility to iterative determining the optimum values of the degree of the NGV partiality, relative blade height and flow angle at the outlet of the nozzle blades, as well as to estimate the values of the performance parameter and power efficiency of a three-stage aggregate axial turbine.

When creating the method, expressions for finding the partial efficiencies that account for the effect of both the degree of partiality and the relative height of the nozzle blades were obtained, which allows accounting for these parameters impact on the three-stage turbine efficiency.

At the developed method approbation, in the process of parameters selection of a three-stage aggregate turbine with the power of 450 kW at a rotation speed of 40000rpm the power efficiency was equal to 52%. The optimum value $U_{avg}/C_{st} = 0.11$ was accepted herewith at the degree of partiality of 0.44, the nozzle blades height of 2.9 mm and the flow angle of 15.7° at the nozzle outlet.

Keywords: aggregate three-stage axial turbine; optimal degree of partiality, blades height, flow angles; turbine parameters assessment, power efficiency

Funding: the study was financed by the Russian Scientific Foundation grant No. 23-79-10266, <https://rscf.ru/project/23-79-10266/>.

For citation: Matveev V.N., Shcherban' A.I., Popov G.M., Baturin O.V., Nguen T.B. A Method for Parameters Selection and Assessment of Aggregate Three-Stage Axial Turbines at the Initial Stage of the Design Process. *Aerospace MAI Journal*. 2025;32(3):94-106. (In Russ.). URL: <https://vestnikmai.ru/publications.php?ID=185670>

List of Figures

Fig. 1. Scheme of the three-stage axial microturbine air-gas channel in the meridian plane sections indicating basic elements and control sections: *CA* – a nozzle glade vane; *RK* – rotor wheel; *HA* – guide vane

Fig. 2. Dependencies of optimal parameters θ , $\bar{h}_{CA}$ and ϵ on the performance parameter A :
 $a - U_{avg}/C_{st} = 0.05$; $b - U_{avg}/C_{st} = 0.15$

Fig. 3. Dependencies of the products $F = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_e$ and $\Phi = FA = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_e A$ on the performance parameter A

Fig. 4. Algorithm for determining the efficiency dependence on the load parameter U_{avg}/C_{st}

Fig. 5. The dependence of the of the three stage microturbine efficiency at θ_{opt} , $\bar{h}_{CA opt}$, and ϵ_{opt} on the load parameter U_{avg}/C_{st} for the example under consideration

Введение

Турбины для привода агрегатов представляют собой довольно широкий по своим основным данным класс турбин. Отличительными особенностями агрегатных турбин (АТ) являются небольшие мощности (от нескольких десятков до сотен киловатт) и, вследствие этого, относительно малые расходы рабочего тела [1].

Значения режимных параметров АТ лежат в довольно широких диапазонах по степени понижения давления π_t от 1,1 ... 1,2 до 40 ... 50 и по параметру нагруженности турбинных ступеней от 0,05 до 0,40. Агрегатным турбинам присущи общие особенности.

Во-первых, это пониженные значения высот лопаток из-за малых расходов рабочего тела. Последнее часто обуславливает введение парциальности подвода газа через сопловой аппарат (СА) и/или значительное уменьшение осевых скоростей потока, а значит, и углов потока в проточной части (ПЧ). Во-вторых, в рассматриваемых турбинах, во избежание существенных утечек через относительно большие радиальные зазоры, используются преимущественно активные ступени ($\rho_{ст} \approx 0$). В-третьих, вследствие ограничения диаметральных размеров и при заданной, исходя из потребностей приводимых агрегатов, частоте вращения n , АТ обычно работают при повышенных нагрузках на ступень и, следовательно, пониженных значениях отношения окружной скорости рабочего колеса (РК) на среднем диаметре к изоэнтропической скорости турбины $U_{cp}/C_{ст}$.

Перечисленные выше особенности АТ необходимо учитывать при выборе их параметров, и в первую очередь таких параметров, как связанные между собой уравнением неразрывности высота сопловых лопаток h_{CA} , степень парциальности ϵ_{CA} и угол потока на выходе из СА α_1 , которые оказывают существенное влияние на эффективность этих турбин.

В первых работах, написанных в 60-х годах прошлого столетия и посвященных проектированию турбин такого класса, Н.Т. Тихонов, А.С. Наталевич, О.Н. Емин, Н.Н. Быков и П.И. Шварцман рассмотрели способы выбора рационального сочетания значений h_{CA} и ϵ_{CA} АТ, а также предложили метод определения оптимального сочетания h_{CAopt} , ϵ_{CAopt} и α_{1opt} [1].

В дальнейшем эти методы были усовершенствованы благодаря учету влияния на мощностной КПД АТ дополнительных геометрических параметров. В частности, влияние густоты сопловых и рабочих решеток учитывалось в соответствии с данными работ [2] и [3], влияние эффективного угла СА и лопаточных углов РК – в соответствии с работами [4–7]. Влияние конфигурации ПЧ в меридиональной плоскости рассматривалось с учетом верхней и нижней перекрыши [8, 9], радиального зазора [10, 11], наличия или отсутствия бандажа РК [12], частичной интеграции РК в СА [13], формы входного и выходного участков АТ [14, 15], а также ряда других параметров [16–18].

В соответствии с увеличением количества учитываемых параметров изменялись используемые методы оптимизации, представленные, например, в работах [19–21]. Вместе с тем, несмотря на то, что накоплен большой объем информации, до сих пор при выборе оптимального сочетания значений h_{CAopt} , ϵ_{CAopt} и α_{1opt} наиболее универсальным остается метод работы [1], пригодный для различных типов АТ. Выбор значений остальных параметров возможен после определения значений первых трех параметров.

В целях упрощения конструкции агрегатов чаще всего выбираются одноступенчатые и двухступенчатые АТ. Вместе с тем при пониженных значениях отношения $U_{cp}/C_{ст}$ в диапазоне 0,05 ... 0,15 целесообразно рассмотреть возможность применения

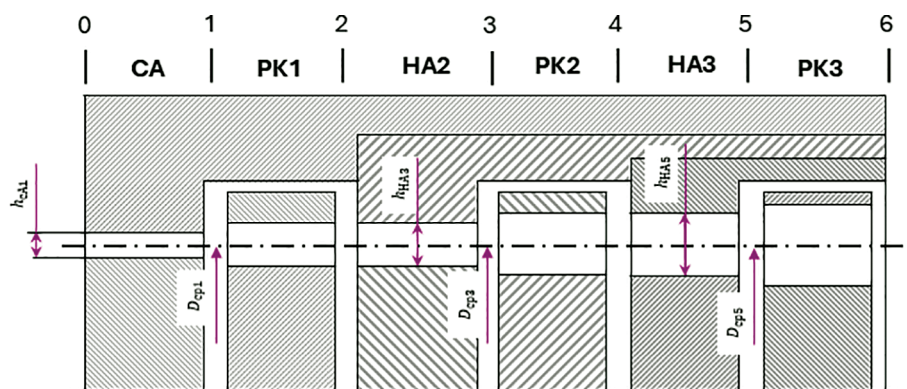


Рис. 1. Схема проточной части трехступенчатой турбины в меридиональной плоскости с указанием основных элементов и контрольных сечений:
СА – сопловой аппарат; РК – рабочее колесо;
НА – направляющий аппарат

трехступенчатой осевой турбины (рис. 1), которая обычно при заданных исходных данных на оптимальном режиме имеет наименьшие диаметральные габариты. Однако до настоящего времени метод выбора параметров и оценки энергетической эффективности трехступенчатых осевых АТ на начальном этапе проектирования не был опубликован.

В настоящей статье представлена попытка на основании известных подходов и рекомендаций по проектированию одноступенчатых и двухступенчатых АТ разработать метод выбора параметров и оценки энергетической эффективности трехступенчатых осевых АТ на начальном этапе их проектирования.

Цель и этапы выбора и оценки параметров агрегатных трехступенчатых осевых турбин на начальном этапе проектирования

Цель выбора и оценки параметров трехступенчатых осевых АТ заключается в определении оптимальных значений таких основных параметров АТ, как ε , h_{CA} , α_1 и средний диаметр АТ D_{cp} , при которых обеспечивается требуемая мощность N_T и наибольший мощностной КПД η_T при заданных значениях π_T и частоты вращения n на расчетном (номинальном) режиме.

Предлагаемый метод состоит из следующих этапов:

Этап 1. Анализ исходных данных и определение основных режимных и газодинамических параметров агрегатной турбины.

Этап 2. Определение зависимостей оптимальных значений степени парциальности ε_{opt} , относительной высоты лопатки $\bar{h}_{CA} = (h_{CA}/D_{cp})_{opt}$ и $\theta_{opt} = (\sin\alpha_1/\sin 20^\circ)_{opt}$ от параметра производительности $A = \varepsilon \bar{h}_{CA} \theta$ [1] и отношения $U_{cp}/C_{ст}$.

Этап 3. Построение зависимости мощностного КПД от отношения $U_{cp}/C_{ст}$ при оптимальных параметрах θ , $\bar{h}_{CA}$ и ε .

Этап 4. Выбор рационального значения режимного параметра $U_{cp}/C_{ст}$. Определение на этом режиме мощностного КПД η_T и среднего диаметра D_{cp} , а также значений ε_{opt} , $\bar{h}_{CA opt}$ и α_{1opt} .

Этапы выбора параметров и оценка энергетической эффективности трехступенчатой осевой АТ представлены ниже, их применение иллюстрируется на конкретном примере.

Анализ исходных данных и определение основных режимных и газодинамических параметров турбины

В качестве исходных данных задаются следующие параметры: потребная мощность АТ $N_T = 450,0$ кВт; номинальная частота вращения $n = 43\,000$ мин⁻¹; полная температура и полное

давление газа на входе в турбину $T_0^* = 1000$ К и $p_0^* = 2\,773\,900$ Па; статическое давление на выходе из турбины $p_{вых} = 252\,200$ Па; коэффициенты изоэнтропы газа и воздуха $k_T = 1,36$ и $k_B = 1,4$; удельные постоянные газа и воздуха $R_T = 2204$ и $R_B = 287$ Дж/(кг · К); ограничение по среднему диаметру турбины $D_{ср гр} \leq 0,182$ м.

Во избежание повышенных потерь на утечки значение статического давления принято одинаковым во всех осевых зазорах и на выходе из последнего РК.

На основании исходных данных с помощью приведенных ниже формул определяются следующие основные параметры АТ:

1. Степень понижения давления газа во всей турбине $\pi_{Т.Г} = p_0^*/p_{вых} = 11,0$.

2. Изоэнтропическая работа газа

$$L_{ст.Г} = \frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_0^* \left(1 - \frac{1}{\pi_{Т.Г}^{\frac{k_T}{k_T - 1}}} \right) = 3912700 \text{ Дж/кг.}$$

3. Изоэнтропическая скорость потока газа на выходе из СА, равная изоэнтропической скорости газа, которой соответствует степень понижения давления $\pi_{Т.Г}$:

$$C_{1ст} = C_{1Т.Г} = \sqrt{2L_{ст}} = 2797,4 \text{ м/с.}$$

4. Наибольшая допустимая (граничная) окружная скорость на среднем диаметре РК

$$U_{ср гр} = \frac{\pi D_{ср гр} n}{60} = 409,8 \text{ м/с.}$$

5. Наибольшее допустимое (граничное) значение отношения окружной $U_{ср гр}$ и изоэнтропической $C_{ст.Г}$ скоростей $(U_{ср гр}/C_{ст.Г})_{гр} = 0,146$.

6. Критическая скорость потока газа на выходе из СА

$$\alpha_{кр1Г} = \sqrt{\frac{2k_T}{k_T + 1} R_T T_0^*} = 1593,8 \text{ м/с.}$$

7. Приведенная изоэнтропическая и реальная скорость потока газа на выходе из СА

$$\lambda_{сГ} = \frac{C_{1сГ}}{\alpha_{кр1Г}} = 1,755; \lambda_{1Г} = \varphi \lambda_{1сГ} = 1,613,$$

где φ — коэффициент скорости СА. В рассматриваемом примере $\varphi = 0,919$. (Способ определения коэффициента скорости φ представлен в статье далее.)

8. Коэффициент восстановления полного давления в СА

$$\sigma_{CA} = \left[\frac{1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \lambda_{1st}^2}{1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \lambda_{1r}^2} \right]^{\frac{k_r}{k_r - 1}} = 0,615.$$

9. Число Маха, вычисленное по изэнтропической скорости потока газа за СА:

$$M_{1st} = \sqrt{\frac{\frac{2}{k_r + 1} \lambda_{1st}^2}{1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \lambda_{1st}^2}} = 2,219.$$

10. Число Маха, вычисленное по скорости потока газа на входе в РК в относительном движении:

$$M_{w1r} = \frac{\frac{2}{k_r - 1} \left(1 - \frac{1}{\pi_{T,r}} \right) \left[\varphi^2 - 2\varphi \frac{U_{cp}}{C_{st}} \cos \alpha_1 + \left(\frac{U_{cp}}{C_{st}} \right)^2 \right]}{1 - \varphi^2 \left(1 - \frac{1}{\pi_{T,r}} \right)}.$$

Значение M_{w1r} находится по этой формуле в соответствии с фиксированным отношением U_{cp}/C_{st} , при котором проводятся конкретные расчеты турбины.

11. Коэффициент комплексной мощности [1] по параметрам газа

$$\bar{N}_{\text{компл.г}} = \frac{N_T}{p_{0r}^* \sqrt{T_{0r}^*}} \left(\frac{n}{\sqrt{T_{0r}^*}} \right)^2 = 9,48 \frac{\text{кВт}}{\text{Па} \cdot \text{К}^{0,5}} \left(\frac{\text{мин}^{-1}}{\text{К}^{0,5}} \right).$$

Следует отметить, что большинство экспериментальных газодинамических и энергетических характеристик АТ получены с использованием в качестве рабочего тела воздуха. Поэтому для определения значений таких параметров, как коэффициенты потерь и коэффициенты скорости СА и РК, частные КПД, коэффициент комплексной мощности в случае других рабочих тел, целесообразно, используя теорию подобия рабочих процессов турбины, применять формулы пересчета значений режимных и газодинамических параметров.

12. Число Маха, вычисленное по изэнтропической скорости потока воздуха на выходе из СА:

$$M_{1sb} = M_{1st} \sqrt{k_r/k_b} = 2,187.$$

Здесь и далее в тексте индекс «Г» указывает на используемое рабочее тело, а «В» — на свойства, относящиеся к воздуху.

13. Приведенная изэнтропическая и реальная скорость потока воздуха на выходе из СА:

$$\lambda_{1sb} = \sqrt{\frac{\frac{k_b + 1}{2} M_{1sb}^2}{1 + \frac{k_b - 1}{2} M_{1sb}^2}} = 1,713;$$

$$\lambda_{1b} = \varphi \lambda_{1sb} = 1,574.$$

14. Число Маха, вычисленное по скорости потока воздуха на входе в РК в относительном движении:

$$M_{w1b} = M_{w1r} \sqrt{k_r/k_b}.$$

15. Степень понижения давления АТ, работающей на воздухе, соответствующая степени понижения давления АТ, работающей на газе:

$$\pi_{T,b} = \left[1 + \frac{k_r(k_b - 1)}{k_b(k_r - 1)} \left(\pi_{T,r}^{\frac{k_r}{k_r - 1}} - 1 \right) \right]^{\frac{k_b}{k_b - 1}} = 10,5.$$

16. Коэффициент комплексной мощности в пересчете на рабочее тело — воздух

$$\bar{N}_{\text{компл.в}} = \frac{v'_r}{v'_b} \frac{f(\pi_{T,b})}{f(\pi_{T,r})} \bar{N}_{\text{компл.г}}.$$

В этой формуле, в соответствии с работой [1]

$$v'_j = \frac{2 \cdot 1000 \pi}{60^2 \sqrt{\frac{k_j}{R_j} \left(\frac{2}{k_j + 1} \right)^{\frac{k_j + 1}{k_j - 1}} \left(\frac{2k_j}{k_j + 1} R_j \right)^2 \sin 20^\circ}}, \frac{\text{Па} \cdot \text{К}^{0,5}}{\text{кВт}} \left(\frac{\text{К}^{0,5}}{\text{мин}^{-1}} \right)^2,$$

$$f(\pi_{T,j}) = \sigma_{CAj} \lambda_{1sj}^4 q(\lambda_{1j}) = \sigma_{CAj} \lambda_{1sj}^4 \lambda_{1j} \left(1 - \frac{k_j - 1}{k_j + 1} \lambda_{1j}^2 \right)^{\frac{1}{k_j - 1}} \left(\frac{k_j + 1}{2} \right)^{\frac{1}{k_j - 1}},$$

где индекс j заменяется индексом «Г» в случае рабочего тела «газ» и на индекс «В» в случае рабочего тела «воздух». Значения указанных параметров для газа и воздуха в примере расчета:

$$v'_r = 5,48 \cdot 10^{-5} \frac{\text{Па} \cdot \text{К}^{0,5}}{\text{кВт}} \left(\frac{\text{К}^{0,5}}{\text{мин}^{-1}} \right)^2;$$

$$v'_b = 1,13 \cdot 10^{-3} \frac{\text{Па} \cdot \text{К}^{0,5}}{\text{кВт}} \left(\frac{\text{К}^{0,5}}{\text{мин}^{-1}} \right)^2;$$

$$f(\pi_{т.г}) = 3,654; f(\pi_{т.в}) = 3,473.$$

В случае $M_{1св} = 2,187$ коэффициент потерь в СА $\xi_{сА} = 0,15$ находится по графикам из источников [1, 22], а коэффициент скорости

$$\varphi = \sqrt{1 - \xi_{сА}} = 0,919,$$

тогда значение $\bar{N}_{компл.в}$ в примере расчета равно 0,44.

Определение зависимостей оптимальных значений $\varepsilon_{опт}$, $\bar{h}_{сА опт}$ и $\theta_{опт}$ от параметра производительности A и отношения $U_{ср}/C_{ст}$

Для определения $\bar{h}_{сА опт}$, $\theta_{опт}$ и $\varepsilon_{опт}$ в случае одноступенчатых и двухступенчатых турбин в работе [1] при фиксированных значениях отношения $U_{ср}/C_{ст}$ используются выражения для частных КПД $\bar{\eta}_h$, $\bar{\eta}_\theta$ и $\bar{\eta}_\varepsilon$, учитывающих влияние высоты лопаток и угла потока на выходе из СА, а также степени парциальности СА соответственно. Эти зависимости имеют следующий вид:

$$\bar{\eta}_h = 1 - \frac{a}{\bar{h}_{сА} + a}; \quad (1)$$

$$\bar{\eta}_\theta = 1 - c \frac{1 - \theta}{\theta^2}; \quad (2)$$

$$\bar{\eta}_\varepsilon = 1 - b \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}. \quad (3)$$

В формуле (1) выражение $a/(\bar{h}_{сА} + a) = \bar{L}_h$ представляет собой относительные потери, обусловленные вторичными потерями и потерями на трение диска о газ [1]. В случае одноступенчатой АТ коэффициент $a = 0,003$, а в случае двухступенчатой — $a = 0,004$. При переходе от одноступенчатой к двухступенчатой турбине $\bar{L}_h$ увеличивается в 1,3 раза. Экстраполируя эту закономерность на трехступенчатую АТ, можно считать, что ее относительные потери $\bar{L}_h$ будут в 1,6 раза больше, чем у одноступенчатой турбины. В этом случае коэффициент $a \approx 0,005$.

Зависимости частного КПД $\bar{\eta}_\theta$ от параметра $\theta_{опт} = (\sin \alpha_1 / \sin 20^\circ)$ в работе [1] предлагается принимать одинаковыми для одноступенчатых и двухступенчатых АТ, а коэффициент c в формуле (2) можно найти по регрессионной зависимости: $c = 0,04975 - 0,07(U_{ср}/C_{ст})$. Поэтому для трехступенчатой АТ предлагается воспользоваться выражением:

$$\bar{\eta}_\theta = 1 - \left[0,04975 - 0,07 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right) \right] \cdot \frac{1 - \theta}{\theta^2}. \quad (4)$$

Влияние степени парциальности в работе [1] учитывается с помощью формулы (3), в которой коэффициент b для одноступенчатой турбины можно представить в виде регрессионной зависимости

$$b_I = 0,1643 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right)^2 + 0,0145 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right) + 0,0309, \quad (5)$$

а для двухступенчатой АТ — как

$$b_{II} = 3,5556 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right)^3 - 0,8095 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right)^2 + 0,0935 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right) + 0,0290. \quad (6)$$

Выражение $b\varepsilon/(1-\varepsilon)\bar{L}_\varepsilon$ в формуле (3) представляет собой относительные потери от парциальности. Они при переходе от одноступенчатой к двухступенчатой АТ остаются практически одинаковыми в диапазоне $U_{ср}/C_{ст}$ от 0 до 0,15 и увеличиваются в соответствии с данными работы [1] с ростом $U_{ср}/C_{ст}$ от 0,15 до 0,30 в 1,6 раза. Экстраполируя указанное увеличение относительных потерь $\bar{L}_\varepsilon$ на трехступенчатую турбину, можно считать, что по сравнению с одноступенчатой турбиной $\bar{L}_\varepsilon$ увеличится в 2,2 раза в диапазоне $U_{ср}/C_{ст} = 0,15 \dots 0,30$, а для определения коэффициента b можно получить выражение

$$b_{III} = 7,2148 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right)^3 - 1,8549 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right)^2 + 0,1858 \left(\frac{U_{ср}}{C_{ст}} \right) + 0,0265. \quad (7)$$

Зависимости оптимальных параметров $\theta_{опт}$, $\bar{h}_{сА опт}$ и $\varepsilon_{опт}$ от параметра производительности A при различных значениях отношения $U_{ср}/C_{ст}$ находятся с помощью выражений (1), (2) и (3) для частных КПД $\bar{\eta}_h$, $\bar{\eta}_\theta$ и $\bar{\eta}_\varepsilon$ трехступенчатых турбин аналогично тому, как это предложено в работе [1]. Выражения, устанавливающие связь между $\theta_{опт}$, $\bar{h}_{сА опт}$ и $\varepsilon_{опт}$, получаются схожими с теми, что используются для одноступенчатых и двухступенчатых АТ:

$$\varepsilon_{опт} = \frac{b(\theta_{опт}^2 + c)}{(2c - c\theta_{опт})(1 + b)};$$

$$\bar{h}_{сА опт} = \frac{(a + ab)\varepsilon_{опт} - 2ab}{b};$$

$$A = \theta_{\text{opt}} \bar{h}_{\text{CA opt}} \varepsilon_{\text{opt}}.$$

Разница заключается в значении коэффициентов a и b . Они принимаются соответствующими трехступенчатым турбинам.

Расчет значений оптимальных параметров θ_{opt} , ε_{opt} и $\bar{h}_{\text{CA opt}}$ трехступенчатой турбины проводился в последовательности, рекомендованной в работе [1]. На рис. 2 в качестве примера приведены зависимости $\theta_{\text{opt}} = f_1(A)$; $\varepsilon_{\text{opt}} = f_3(A)$ и $\bar{h}_{\text{CA opt}} = f_3(A)$ при $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}} = 0,05$ и $0,15$.

Построение зависимости мощностного КПД от отношения $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}}$ при оптимальных параметрах θ , $\bar{h}_{\text{CA}}$ и ε

Полученные зависимости $\theta_{\text{opt}} = f_1(A)$; $\bar{h}_{\text{CA}} = f_2(A)$ и $\varepsilon_{\text{opt}} = f_3(A)$ при различных значениях отношения $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}}$ позволяют установить зависимости $F = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\varepsilon = f_4(A)$, одна из которых при $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}} = 0,10$ представлена на рис. 3. При анализе аналогичных зависимостей, полученных при иных значениях

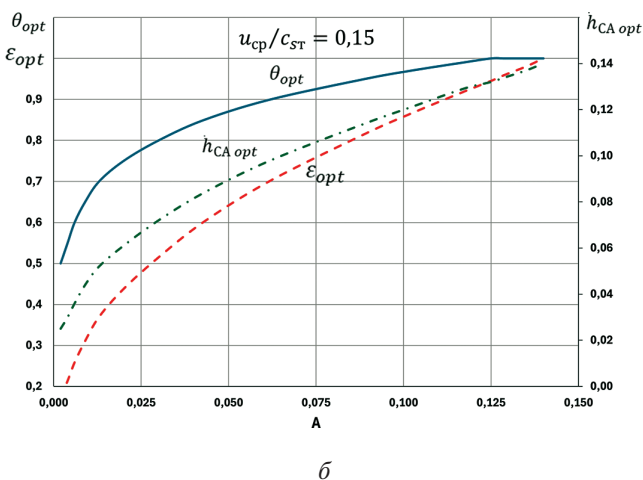
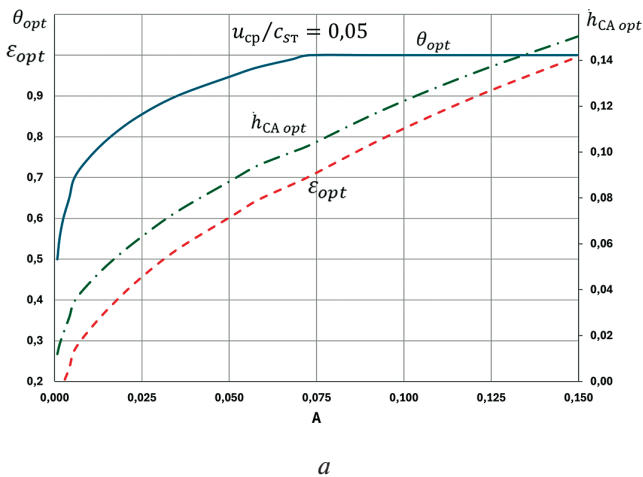


Рис. 2. Зависимости оптимальных параметров θ , $\bar{h}_{\text{CA}}$ и ε от параметра производительности A :
а – $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}} = 0,05$; б – $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}} = 0,15$

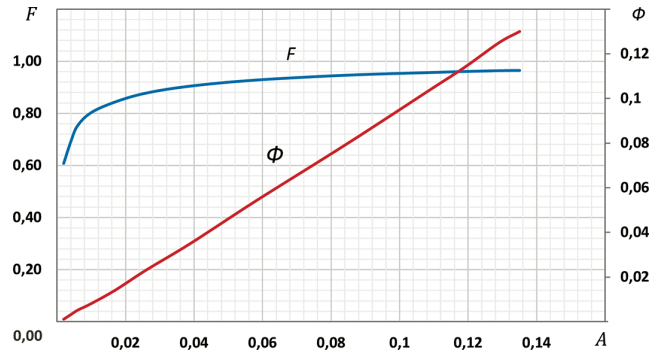


Рис. 3. Зависимость произведений $F = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\varepsilon$ и $\Phi = FA = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\varepsilon A$ от параметра производительности A

$U_{\text{cp}}/C_{\text{с}}$, оказалось, как и в случаях одноступенчатых и двухступенчатых АТ [4], что на их вид практически не влияет отношение $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}}$. Вследствие этого и на вид зависимости $\Phi = FA = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\varepsilon A = f_5(A)$, приведенной на рис. 3, параметр $U_{\text{cp}}/C_{\text{с}}$ влияния не оказывает.

В соответствии с работой [1] мощностной КПД одноступенчатых и двухступенчатых АТ можно представить как $\eta_{\text{т}} = \eta_{\text{л}} \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\varepsilon = \eta_{\text{л}} F$. В этом выражении $\eta_{\text{л}}$ – лопаточный КПД агрегатной турбины со степенью парциальности $\varepsilon = 1$, углом потока на выходе из СА $\alpha_1 = 20^\circ$ ($\theta = 1$) и бесконечно длинными лопатками $\bar{h}_{\text{CA}} = \infty$.

Последнее означает, что при определении $\eta_{\text{л}}$ учитываются только профильные потери.

Мощностной КПД трехступенчатой турбины $\eta_{\text{тIII}}$ можно определять по такой же формуле, только в качестве лопаточного КПД следует использовать КПД трехступенчатой турбины $\eta_{\text{лIII}}$, а произведение частных КПД $F = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\varepsilon$ находить с учетом равенства $a = 0,005$ в выражении (1) и определения коэффициента b в формуле (3) с помощью выражения (7).

Зависимость же $\eta_{\text{лIII}} = f(U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}})$ будет сформирована путем вычисления КПД $\eta_{\text{тIII}}$ при переборе значений отношения $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}}$ в интересующем нас диапазоне от 0 до $(U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}})_{\text{max}}$ с некоторым шагом $\Delta(U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}}) = (U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}})_{\text{max}}/k$ (здесь k – потребное число интервалов).

Мощностной КПД $\eta_{\text{тIII}}$ при фиксированной величине $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}}$ можно найти за несколько итераций расчета путем последовательного определения лопаточных и мощностных КПД одноступенчатой и двухступенчатой АТ (рис. 4).

Исходными данными для этих вычислений являются параметры $\pi_{\text{т.В}}$, $M_{\text{лсв}}$, v'_Γ , $v'_\text{В}$, k , $\Delta(U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}})$, значения для первой итерации ($i = 1$) расчета $U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}} = \Delta(U_{\text{cp}}/C_{\text{ст}})$, угла потока $\alpha_1 = 20^\circ$, а также значения некоторых параметров одноступенчатой $F_{\text{I}} = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_{\text{лI}} \bar{\eta}_{\varepsilon\text{I}} = 1$, двухступенчатой $F_{\text{II}} = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_{\text{лII}} \bar{\eta}_{\varepsilon\text{II}}$ и трехступенчатой $F_{\text{III}} = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_{\text{лIII}} \bar{\eta}_{\varepsilon\text{III}}$ турбин.

Лопаточный КПД одноступенчатой активной турбины находится с помощью формулы, полученной на основании одномерной модели ее рабочего процесса:

$$\eta_{лп} = 2 \left(\frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right) \left[\varphi \cos \alpha_1 - \left(\frac{W_2}{C_{ст}} \right) \cos \beta_2 - \left(\frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right) \right], \quad (8)$$

где

$$\frac{W}{C_{ст}} = \psi_1 \sqrt{\varphi^2 - 2\varphi \left(\frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right) \cos \alpha_1 + \left(\frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right)^2};$$

φ и ψ_1 – коэффициенты скорости СА и РК первой ступени, определяемые по величинам коэффициента потерь СА ξ_{CA} как $\varphi = \sqrt{1 - \xi_{CA}}$ и РК первой ступени ξ_{PKI} как $\psi_1 = \sqrt{1 - \xi_{PKI}}$. Коэффициенты ξ_{CA}

и ξ_{PKI} находятся в зависимости от значения чисел Маха $M_{1св}$ и $M_{w1в}$ на основании экспериментальных данных, приведенных, например, в работах [1, 22]; $\beta_2 = \beta_1 - (2 \dots 4^\circ)$ – угол потока на выходе из РК активной ступени [1], а β_1 – угол потока на входе в РК, определяемый по формуле

$$\beta_1 = \arccos \left(\frac{\varphi \cos \alpha_1 - \left(\frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right)}{\sqrt{\varphi^2 - 2\varphi \left(\frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right) \cos \alpha_1 + \left(\frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right)^2}} \right).$$

При известном значении коэффициента скорости φ находятся значения параметров $f(\pi_{т.г})$ и $f(\pi_{т.в})$, а затем и комплекса $\bar{N}_{компл.в}$.

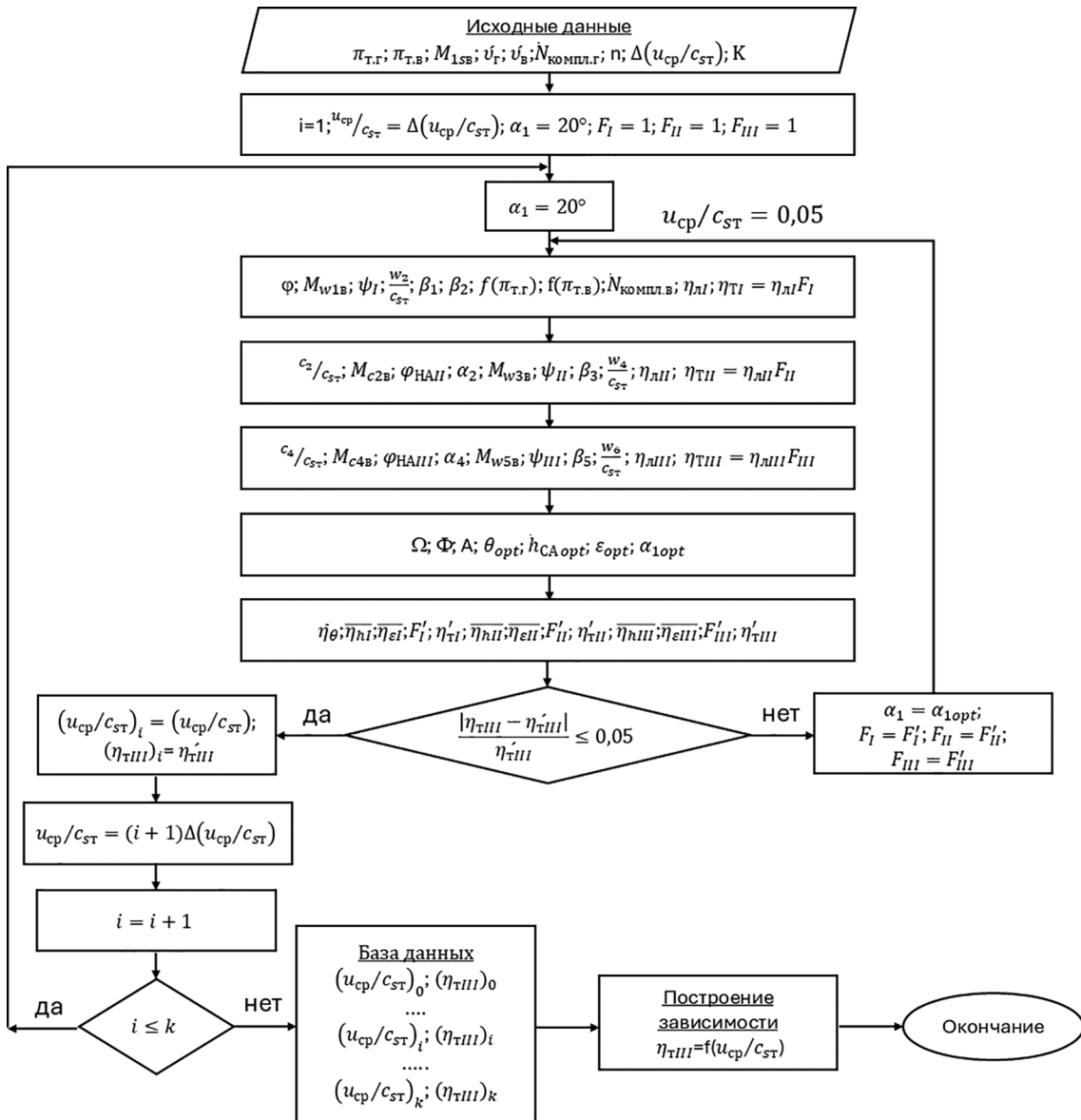


Рис. 4. Алгоритм определения зависимости мощностного КПД от отношения $U_{cp}/C_{ст}$

Мощностной КПД одноступенчатой АТ на первой итерации расчета, когда значения $\theta_{\text{опт}}$, $\bar{h}_{\text{CA}}$, и $\varepsilon_{\text{опт}}$ трехступенчатой АТ еще не известны, принимается равным лопаточному КПД $\eta_{\text{тI}} = \eta_{\text{лI}}$ (рис. 4). На последующих итерациях расчета этот КПД находится как произведение $\eta_{\text{тI}} = \eta_{\text{лI}} \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_{\text{HI}} \bar{\eta}_{\text{EI}} = \eta_{\text{лI}} F_{\text{I}}$, где $\bar{\eta}_0$ определяется по формуле (4), $\bar{\eta}_{\text{HI}}$ – по формуле (1) при $a = 0,003$ и $\bar{\eta}_{\text{EI}}$ – по формуле (3), в которой коэффициент b вычисляется с помощью выражения (5).

Лопаточный КПД двухступенчатой турбины со ступенями скорости на основании одномерной модели ее рабочего процесса представляется в виде

$$\eta_{\text{лII}} = \eta_{\text{лI}} + 2 \frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \left[\varphi_{\text{HA}} \cos(\alpha_2 - 2 \dots 4^\circ) \frac{C_2}{C_{\text{ст}}} + \frac{W_4}{C_{\text{ст}}} \cos(\beta_3 - 2 \dots 4^\circ) - \frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right]. \quad (9)$$

В этом выражении

$$\left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right) = \sqrt{\left(\frac{W_2}{C_{\text{ст}}} \right)^2 - 2 \left(\frac{W_2}{C_{\text{ст}}} \right) \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right) \cos(\beta_1 - 2 \dots 4^\circ) + \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right)^2} \quad (10)$$

(см. также формулы (11)–(13)), а коэффициенты скорости направляющего аппарата (НА) и РК второй ступени $\varphi_{\text{HAII}} = \sqrt{1 - \xi_{\text{HAII}}}$, $\psi_{\text{HAII}} = \sqrt{1 - \xi_{\text{PKII}}}$, где коэффициенты потерь ξ_{HAII} и ξ_{PKII} определяются на основании экспериментальных данных работ [1, 22] в зависимости от чисел Маха соответственно на входе в НА M_{C2B} и РК M_{W3B} второй ступени турбины (14) и (15).

На первой итерации расчета принимается, что $F_{\text{II}} = \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_{\text{HI}} \bar{\eta}_{\text{EI}} = 1$ и $\eta_{\text{тII}} = \eta_{\text{лII}}$ (рис. 4). На последующих итерациях мощностной КПД двухступенчатой АТ со ступенями скорости определяется как произведение $\eta_{\text{тII}} = \eta_{\text{лI}} \bar{\eta}_0 \bar{\eta}_{\text{HI}} \bar{\eta}_{\text{EI}} = \eta_{\text{лII}} F_{\text{II}}$, где $\eta_{\text{лII}}$ находится по фор-

$$\alpha_2 = \arccos \left\{ \frac{\left(\frac{W_2}{C_{\text{ст}}} \right) \cos(\beta_2 - 2 \dots 4^\circ) - \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right)}{\left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right)} \right\}; \quad (11)$$

$$\beta_3 = \arccos \left\{ \frac{\varphi_{\text{HAII}} \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right) \cos(\alpha_2 - 2 \dots 4^\circ) - \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right)}{\sqrt{\varphi_{\text{HAII}}^2 \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right)^2 - 2 \varphi_{\text{HAII}} \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right) \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right) \cos(\alpha_2 - 2 \dots 4^\circ) + \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right)^2}} \right\}; \quad (12)$$

$$\frac{W_4}{C_{\text{ст}}} = \psi_{\text{II}} \sqrt{\varphi_{\text{HAII}}^2 \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right)^2 - 2 \varphi_{\text{HAII}} \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right) \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right) \cos(\alpha_2 - 2 \dots 4^\circ) + \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right)^2}, \quad (13)$$

$$M_{\text{C2B}} = \frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \sqrt{\frac{\frac{2}{k_{\text{B}} - 1} \left(1 - 1/\pi_{\text{TB}}^{\frac{k_{\text{B}} - 1}{k_{\text{B}}}} \right)}{1 - \left[\eta_{\text{тI}} + \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right)^2 \right] \left(1 - 1/\pi_{\text{TB}}^{\frac{k_{\text{B}} - 1}{k_{\text{B}}}} \right)}}}; \quad (14)$$

$$M_{\text{W3B}} = \sqrt{\frac{\varphi_{\text{HAII}}^2 \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right)^2 - 2 \varphi_{\text{HAII}} \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right) \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right) \cos(\alpha_2 - 2^\circ) + \left(\frac{U_{\text{cp}}}{C_{\text{ст}}} \right)^2}{\frac{k_{\text{B}} - 1}{2} \left[1/\left(1 - 1/\pi_{\text{TB}}^{\frac{k_{\text{B}} - 1}{k_{\text{B}}}} \right) - \eta_{\text{тI}} - \varphi_{\text{HAII}}^2 \left(\frac{C_2}{C_{\text{ст}}} \right)^2 \right]}}}. \quad (15)$$

муле (9), $\bar{\eta}_\theta$ — по формуле (4), $\bar{\eta}_{hII}$ — по формуле (1) при 0,004 и $\bar{\eta}_{\epsilon II}$ — по формуле (3), в которой коэффициент b вычисляется с помощью выражения (6).

Лопаточный КПД трехступенчатой турбины со ступенями скорости находится по формуле

$$\eta_{лIII} = \eta_{лII} + 2 \frac{U_{cp}}{C_{ст}} \left[\varphi_{НАIII} \cos(\alpha_4 - 2 \dots 4^\circ) \frac{C_4}{C_{ст}} + \frac{W_6}{C_{ст}} \cos(\beta_5 - 2 \dots 4^\circ) - \frac{U_{cp}}{C_{ст}} \right] \quad (16)$$

В этом выражении отношения $C_4/C_{ст}$, $W/C_{ст}$ и углы потока α_4 , α_5 определяются по формулам, аналогичным выражениям (10)–(13), с заменой индекса 2 индексом 4, индекса 3 индексом 5 и индекса коэффициентов скорости II индексом III. Коэффициенты скорости НА и РК третьей ступени определяются так же, как и в случае второй ступени. Только числа Маха на входе в НА $M_{с4в}$ и РК $M_{с5в}$ третьей ступени турбины находятся по формулам, аналогичным выражениям (14) и (15), с заменой индекса 2 индексом 4, у мощностного КПД — индекса I индексом II и у коэффициента скорости НА — индекса II индексом III.

Мощностной КПД трехступенчатой АТ со ступенями скорости определяется как

$$\eta_{тIII} = \eta_{лIII} \bar{\eta}_\theta \bar{\eta}_{hIII} \bar{\eta}_{\epsilon III} = \eta_{лIII} F_{III}$$

($\bar{\eta}_{hIII}$ и $\bar{\eta}_{\epsilon III}$ — частные КПД трехступенчатой АТ). Предварительно значение F_{III} принимается равным единице.

Для уточнения значения произведения $F_{III} = \bar{\eta}_\theta \bar{\eta}_{hIII} \bar{\eta}_{\epsilon III}$ надо воспользоваться зависимостью $\Phi = f(A)$ (см. рис. 3). При этом первоначально находится (см. работу [1]) значение комплекса $\Omega = \eta_{лIII} (U_{cp}/C_{ст}) 2f(\pi_{т.в})$, затем $\Phi = v'_B \bar{N}_{компл.в} / \Omega$, а потом по значению Φ — значение параметра производительности A с помощью зависимости $\Phi = f(A)$. При известном значении A , значение произведения $F = \bar{\eta}_\theta \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\epsilon$ находится как $F = \Phi/A$.

По полученному значению A при рассматриваемом отношении $U_{cp}/C_{ст}$, с помощью зависимостей $\theta_{opt} = f_1(A)$; $\bar{h}_{CAopt} = f_2(A)$ и $\epsilon_{opt} = f_3(A)$ находятся значения θ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$ и ϵ_{opt} , при которых проводятся последующие итерации определения лопаточных, частных и мощностных КПД до совпадения с заданной точностью значений $\eta_{тIII}$ в последней и предыдущей итерациях расчета.

Аналогичным образом находятся величины $\eta_{тIII}$ и при других значениях отношения $U_{cp}/C_{ст}$. Зависимость $\eta_{тIII} = f(U_{cp}/C_{ст})$ при θ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$ и ϵ_{opt} целесообразно определить в диапазоне изменения $U_{cp}/C_{ст}$ от 0 до $(U_{cp}/C_{ст})_{max}$. При $U_{cp}/C_{ст} = 0$ значение $\eta_{тIII}$, естественно, равно 0. Отношение $(U_{cp}/C_{ст})_{max}$ соот-

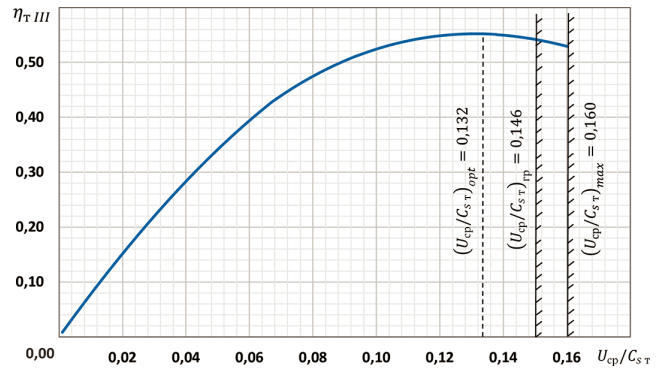


Рис. 5. Зависимость мощностного КПД трехступенчатой турбины при θ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$ и ϵ_{opt} от отношения $U_{cp}/C_{ст}$ для рассматриваемого примера

ветствует моменту, когда угол $\beta_5 \approx 90^\circ$ и, следовательно, угол β_6 тоже приблизительно равен 90° . В этом случае работа на окружности РК третьей ступени практически не производится и отпадает необходимость в этой ступени. Зависимость $\eta_{тIII} = f(U_{cp}/C_{ст})$ при θ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$ и ϵ_{opt} для рассматриваемого примера представлена на рис. 5.

Расчет зависимостей $\eta_{тI} = f(U_{cp}/C_{ст})$ и $\eta_{тII} = f(U_{cp}/C_{ст})$ для одноступенчатых и двухступенчатых турбин при θ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$ и ϵ_{opt} по исходным данным рассматриваемого примера с учетом регрессионных зависимостей (5) и (6), а также зависимости для коэффициента c показал, что они совпадают с аналогичными зависимостями, полученными на основании метода работы [1]. К сожалению, выполнить подобное сравнение для трехступенчатой турбины невозможно в связи с отсутствием в открытой технической литературе сведений о каком-либо ином методе определения θ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$ и ϵ_{opt} трехступенчатой турбины.

Выбор рационального значения режимного параметра $U_{cp}/C_{ст}$. Определение на номинальном режиме мощностного КПД η_t и среднего диаметра D_{cp} , а также значений ϵ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$, θ_{opt} , $\bar{h}_{CAopt}$ и α_{1opt}

Рациональное значение отношения $U_{cp}/C_{ст}$ на номинальном режиме следует выбирать, ориентируясь на достижение наибольшего значения мощностного КПД, и с учетом ограничения, накладываемого на значение диаметра D_{cp} , т. е. на значение $(U_{cp}/C_{ст})_{гр}$, а также на величину $(U_{cp}/C_{ст})_{max}$ (см. рис. 5).

Если $(U_{cp}/C_{ст})_{гр} < (U_{cp}/C_{ст})_{opt}$, то на номинальном режиме для получения наибольшего мощностного КПД целесообразно обеспечить $(U_{cp}/C_{ст})_{ном} = (U_{cp}/C_{ст})_{гр}$.

В рассматриваемом примере оказалось, что $(U_{cp}/C_{ст})_{opt} = 0,132$ меньше $(U_{cp}/C_{ст})_{гр} = 0,146$ и $(U_{cp}/C_{ст})_{max} = 0,160$ (см. рис. 5). Поэтому целесообразно принять значение $(U_{cp}/C_{ст})_{ном} =$

$= (U_{cp}/C_{st})_{opt} = 0,132$, при котором у мощностного КПД максимальное значение $\eta_{T\max} = 0,552$. Дело в том, что в примере при $U_{cp}/C_{st} = 0,132$ угол потока на выходе из трехступенчатой турбины близок к 90° , а скорость потока и потери с выходной скоростью минимальны. Отклонение параметра U_{cp}/C_{st} от оптимального значения приводит к увеличению потерь с выходной скоростью, а также уровня относительных скоростей в роторе.

Средний диаметр АТ, соответствующий $(U_{cp}/C_{st})_{ном}$, равен $D_{cp} = (60/\pi) C_{ст.г} (U_{cp}/C_{st})_{ном} = 0,1636$ м.

Значения ϵ_{opt} , $h_{CA\ opt}$ и θ_{opt} определяются по величине $(U_{cp}/C_{st})_{ном}$ и вычисленному ранее значению параметра производительности. В примере расчета оказалось, что $A = 0,0158$, а $\epsilon_{opt} = 0,41$, $h_{CA\ opt} = 0,051$ и $\theta_{opt} = 0,76$. После этого находятся значения $h_{CA\ opt} = h_{CA\ opt} D_{cp} = 8,3$ мм и $\alpha_{1\ opt} = \arcsin(\theta_{opt} \sin 20^\circ) = 15,0^\circ$.

На этом выбор параметров агрегатной трехступенчатой осевой турбины и оценку ее энергетической эффективности на начальном этапе проектирования можно считать законченными.

Выводы

Разработанный метод выбора и оценки параметров агрегатных турбин предназначен для применения на начальном этапе проектирования трехступенчатых осевых турбин с целью сокращения проектировочных ошибок при выборе схемных решений. Он позволяет выбрать рациональное значение отношения U_{cp}/C_{st} с учетом ограничения по диаметральному размеру. Метод дает возможность итерационным способом определять оптимальные значения степени парциальности СА, относительной высоты лопаток и угла потока на выходе из соплового аппарата, а также оценивать значения параметра производительности A и мощностного КПД.

При разработке метода были модифицированы зависимости частных КПД $\bar{\eta}_\epsilon = f(\epsilon)$ и $\bar{\eta}_h = f(h_{CA})$ одноступенчатых и двухступенчатых АТ применительно к трехступенчатым осевым турбинам. Кроме того, для этих АТ получены зависимости θ_{opt} , $h_{CA\ opt}$ и $\epsilon_{opt} = f(A; U_{cp}/C_{st})$.

Расчетные исследования влияния отношения U_{cp}/C_{st} трехступенчатой АТ на характер зависимостей произведений $F = \bar{\eta}_\theta \bar{\eta}_h \bar{\eta}_\epsilon$ и $\Phi = FA$ от параметра производительности показали отсутствие влияния на вид этих зависимостей параметра U_{cp}/C_{st} .

При опробовании разработанного метода в процессе выбора параметров трехступенчатой АТ мощностью 450 кВт при частоте вращения 43000 мин^{-1} и $\pi_{т.в} = 10,5$ мощностной КПД оказался равен 55,2%. При этом было выбрано оптимальное значение $(U_{cp}/C_{st})_{opt} = 0,132$ при $\epsilon_{opt} = 0,41$,

$h_{CA\ opt} = 0,051$ и $\theta_{opt} = 0,76$, что соответствовало $D_{cp} = 163,6$ мм, $h_{CA} = 8,3$ мм и $\alpha_{1\ opt} = 15,0^\circ$.

Список источников

1. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчет маломощных турбин для привода агрегатов. М.: Машиностроение, 1972. 228 с.
2. Тихонов Н.Т., Трофимов А.А., Матвеев В.Н. Влияние густоты решетки соплового аппарата на экономичность центростремительной микротурбины с полным выпуском // Известия вузов. Авиационная техника. 1984. № 3. С. 56–59.
3. Матвеев В.Н., Тихонов Н.Т., Сивиркин Д.В. Влияние густоты рабочей решетки на экономичность центростремительных микротурбин с полным подводом рабочего тела // Известия вузов. Авиационная техника. 1998. № 3. С. 63–66.
4. Матвеев В.Н., Мусаткин Н.Ф. Совместное влияние эффективного угла и величины горла на эффективность соплового аппарата центростремительной микротурбины // Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей: Сб. науч. тр. Куйбышев: КуАИ, 1992. С. 80–84.
5. Арестов О.В., Цыганкова Л.П., Глушко Е.В. и др. Эффективность рабочих колес газовых осевых малоразмерных турбин // Морские интеллектуальные технологии. 2023. Т. 1. № 2. С. 99–103. DOI: 10.37220/MIT.2023.60.2.012
6. Ибрагимов Д.И., Поршкевич В.В., Камаев Н.А. и др. Эффективность воздушных микротурбин с углами выхода сопел меньше 9 градусов // Научно-технический сборник Российского морского регистра судоходства. 2017. № 46/47. С. 92–97.
7. Арестов О.В., Цыганкова Л.П., Глушко Е.В. и др. Коэффициент скорости сопловых аппаратов газовых осевых микротурбин // Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 2-1(60). С. 80–84. DOI: 10.37220/MIT.2023.60.2.009
8. Мусаткин Н.Ф., Тихонов Н.Т. Влияние верхней и нижней перекрыш на КПД парциальной осевой воздушной микротурбины // Известия вузов. Авиационная техника. 1979. № 3. С. 106–108.
9. Тихонов Н.Т., Матвеев В.Н. Экспериментальное исследование влияния величин верхней и нижней перекрыш на экономичность радиальных центростремительных микротурбин с закрытым рабочим колесом // Известия вузов. Авиационная техника. 1987. № 4. С. 92–94.
10. Крылов Б.А., Гусаров С.А. Расчетно-экспериментальное исследование потерь от радиального зазора в осевых малоразмерных турбинах // Известия вузов. Авиационная техника. 1988. № 4. С. 64–68.
11. Крылов Б.А., Митин С.П., Барыкин И.Ю. Экспериментальные исследования, анализ и уточнение формул расчета потерь КПД турбин с банджом при парциальном подводе // Вестник Московского авиационного института. 2012. Т.19. №5. С. 98–102.

12. Крылов Б.А., Барыкин И.Ю. Влияние наличия или отсутствия бандаж на рабочем колесе ступени осевой турбины при полном подводе на геометрию турбины и потери, КПД // Вестник Московского авиационного института. 2013. Т. 20. № 2. С. 121–131.
13. Ибрагимов Д.И., Юртаев А.А., Камаев Н.А. и др. Одно из направлений совершенствования судовых осевых микротурбин // Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3-1(65). С. 107–112. DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.029
14. Харитонова А.А., Щербань А.И. Влияние учета геометрии входной области на характеристики соплового аппарата осевой турбины // XXV Туполевские чтения (школа молодых ученых): Сборник трудов Международной молодежной научной конференции (10–11 ноября 2021; Казань). Казань: Изд-во ИП Сагеева А.Р., 2021. Т. 2. С. 129–135.
15. Харитонова А.А., Щербань А.И., Зубанов В.М. Влияние геометрии выходной области осевой малоразмерной турбины на ее характеристики // Решетневские чтения XXVI: Сборник трудов Международной научно-практической конференции (9–11 ноября 2022; Красноярск). Красноярск: СибГУ, 2022. Ч. 1. С. 208–210.
16. Фершалов Ю.Я., Коришунов В.Н., Цыганкова Л.П. Направление совершенствования микротурбин // Международная научно-техническая конференция по авиационным двигателям ICAM (18–21 мая 2021; Москва).: Сборник тезисов М.: Изд-во ЦИАМ, 2021. Т. 1. С. 420–423.
17. Peng N., Wang E., Wang W., et al. Aerodynamic analysis of a 1.5 kW two-stage counter-rotating partial-admission impulse turbine for small-scale power system with a high expansion pressure ratio // Case Studies in Thermal Engineering. 2024. Vol. 53: 103824. DOI: 10.1016/j.csite.2023.103824
18. Калабухов Д.С. Исследование особенностей рабочего процесса в турбине сверхмалой мощности с диагональным рабочим колесом // Вестник Московского авиационного института. 2016. Т. 23. № 2. С. 71–79.
19. Юртаев А.А., Фершалов А.Ю., Фершалов Ю.Я. и др. Оптимизация энергетической эффективности ступеней осевой микротурбины с частичной интеграцией рабочего колеса в сопловый аппарат // Морские интеллектуальные технологии. 2019. №3–3(45). С. 59–63.
20. Popov G., Baturin O., Zubanov V., et al. Optimization of a single-stage air starter turbine // 10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (8–10 July 2020; Lieusaint - Paris, France). Vol. 1, pp. 155–162. DOI: 10.5220/0009769501550162
21. Kupka D., Koloničný J., Pejchal J. Development of an axial impulse turbine for a small-scale ORC system // Results in Engineering. 2025. Vol. 25: 103994. DOI: 10.1016/j.rineng.2025.103994
22. Венедиктов В.Д., Грановский А.В., Карелин А.М. и др. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин. М.: ЦИАМ, 1990. 393 с.

References

1. Bykov NN, Emin ON. *Selection of parameters and calculation of low-power turbines for driving aggregates*. Moscow: Mashinostroyeniye; 1972. 228 p. (In Russ.).
2. Tikhonov NT, Trofimov AA, Matveev VN. The effect of the density of the nozzle grating on the efficiency of a centripetal microturbine with full intake. *Izvestiya vuzov. Aviatsonnaya tekhnika*. 1984(3):56–59. (In Russ.).
3. Matveev VN, Tikhonov NT, Sivirkin DV. The effect of the density of the working grid on the efficiency of centripetal microturbines with full supply of the working fluid. *Izvestiya vuzov. Aviatsonnaya tekhnika*. 1998(3):63–66. (In Russ.).
4. Matveev VN, Musatkin NF. The combined effect of the effective angle and throat size on the efficiency of the nozzle apparatus of a centripetal microturbine. *Proektirovaniye i dovodka aviatsonnykh gazoturbinnnykh dvigatelei. Sbornik nauchnykh trudov*. Kuibyshev: KuAI, 1992. p. 80–84. (In Russ.).
5. Arestov OV, Tsigankova LP, Glushko EV, et al. Efficiency of gas axial small turbine impellers. *Marine intellectual technologies*. 2023(2-1):99–103. (In Russ.). DOI: 10.37220/MIT.2023.60.2.012
6. Ibragimov DI, Porshkevich VV, Kamaev NA, et al. The efficiency of air microturbines with nozzle exit angles less than 9 degrees. In: *Nauchno-tekhnicheskii sbornik Rossiiskogo morskogo registra sudokhodstva*. 2017(46/47):92–97. (In Russ.).
7. Arestov OV, Tsigankova LP, Glushko EV, et al. Speed coefficient of nozzle apparatuses of gas axial microturbines. *Marine intellectual technologies*. 2023(2-1):80–84. (In Russ.). DOI: 10.37220/MIT.2023.60.2.009
8. Musatkin NF, Tikhonov NT. The influence of upper and lower ceilings on the efficiency of a partial axial air microturbine. *Izvestiya vuzov. Aviatsonnaya tekhnika*. 1979(3):106–108. (In Russ.).
9. Tikhonov NT, Matveev VN. Experimental study of the effect of the values of the upper and lower overlap on the efficiency of radial centripetal microturbines with a closed impeller. *Izvestiya vuzov. Aviatsonnaya tekhnika*. 1987(4):92–94. (In Russ.).
10. Krylov BA, Gusarov SA. Computational and experimental study of losses from radial clearance in axial small turbines. *Izvestiya vuzov. Aviatsonnaya tekhnika*. 1988(4):64–68. (In Russ.).
11. Krylov BA, Mitin SP, Barykin IY. The analysis and specification of formulas of calculation of losses of efficiency of turbines with a bandage at a partial supply. *Aerospace MAI Journal*. 2012;19(5):98–102. (In Russ.).

12. Krylov BA, Barykin IY. How shroud presence/absence at turbine rotary influences onto its appearance and efficiency loss. *Aerospace MAI Journal*. 2013;20(2):121-131. (In Russ.).
13. Ibragimov DI, Yurtaev AA, Kamaev NA, et al. One of the directions for improving ship axial microturbines. *Marine intellectual technologies*. 2024(3-1):107-112. (In Russ.). DOI: 10.37220/MIT.2024.65.3.029
14. Kharitonova AA, Shcherban' AI. The influence of taking into account the geometry of the inlet area on the characteristics of the axial turbine nozzle apparatus. *Materialy Mezhdunarodnoi molodezhnoi nauchnoi konferentsii "XXV Tupolevskie chteniya (shkola molodykh uchenykh)" (November 10-11, 2021; Kazan)*. Kazan: IP Sagieva AR, 2021. Vol. 2. p. 129-135. (In Russ.).
15. Kharitonova AA, Shcherban' AI, Zubanov VM. Influence of the geometry of the output area of an axial small turbine on its characteristics. *Materialy Mezhdunarodnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Reshetnevskie chteniya XXVI" (November 09-11, 2022; Krasnoyarsk)*. Krasnoyarsk: SibGU, 2022. Part 1. p. 208-210. (In Russ.).
16. Fershalov YuYa, Korshunov VN, Tsygankova LP. Iroturbine improvement direction. *Materialy Mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii po aviatsionnym dvigatelyam ICAM (May 18-21, 2021; Moscow)*. Moscow: TsIAM; 2021. Vol. 1. p. 420-423. (In Russ.).
17. Peng N, Wang E, Wang W, et al. Aerodynamic analysis of a 1.5 kW two-stage counter-rotating partial-admission impulse turbine for small-scale power system with a high expansion pressure ratio. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2024. Vol. 53: 103824. DOI: 10.1016/j.csite.2023.103824
18. Kalabuhov DS. The study of ultralow power turbine with diagonal impeller work process features. *Aerospace MAI Journal*. 2016;23(2):71-79. (In Russ.).
19. Yurtaev AA, Fershalov AY, Fershalov YuYa, et al. Optimization of the efficiency of axial microturbine stages with partial integration of the rotor in the nozzles. *Marine intellectual technologies*. 2019(3-3):59-63. (In Russ.).
20. Popov G, Baturin O, Zubanov V, et al. Optimization of a single-stage air starter turbine. *10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications (July 08-10, 2020; Lieusaint - Paris, France)*. Vol. 1, p. 155-162. DOI: 10.5220/0009769501550162
21. Kupka D, Koloničny J, Pejchal J. Development of an axial impulse turbine for a small-scale ORC system. *Results in Engineering*. 2025;25:103994. DOI: 10.1016/j.rineng.2025.103994
22. Venediktov VD, Granovsky AV, Karelin AM, et al. *Atlas of experimental characteristics of flat gratings of cooled gas turbines*. Moscow: CIAM; 1990. 393 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию / Received 17.03.2025
Одобрена после рецензирования / Revised 18.04.2025
Принята к публикации / Accepted 09.06.2025