

УДК 004.65

ВЫБОР ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МНОГОСТУПЕНЧАТОЙ ТУРБИНЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГТЭУ

Н. А. Изъюров¹

¹ nnikita200026@gmail.com

ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий» (УУНИТ)

Аннотация. Рассматривается выбор основных параметров многоступенчатой турбины газотурбинной энергоустановки с использованием диаграмм Смита и оригинальной методики. Выбираются оптимальные значения коэффициента расхода и коэффициента теоретической работы для получения наибольших КПД ступеней. Определяются диаметральные размеры проточной части, показан эскиз ПЧ.

Ключевые слова: газотурбинная энергоустановка; ступени; проточная часть; осевые скорости; частота вращения; удельные работы; КПД; диаграмма Смита.

ВВЕДЕНИЕ

При проектировании газотурбинных энергоустановок (ГТЭУ) на начальном этапе производится выбор основных параметров турбокомпрессора. Это в существенной мере определяет дальнейшие этапы проектирования ГТЭУ. В связи с этим разработана новая методика выбора оптимальных значений основных параметров многоступенчатой турбины ГТЭУ. На следующих этапах проектирование турбины ведется с использованием 3D CAD/CAE-моделирования и экспериментальной доводки.

После определения углов атаки и отставания это позволяет сформировать 3D CAD-модели РК и СА ступеней, выполнить 3D CAD/CAE-моделирование (например, в ПК Ansys CFX) и подтвердить оптимальность выбора основных параметров турбины при заданных ограничениях.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В газотурбинных энергетических установках (ГТЭУ) турбина выполняет функцию преобразования энергии газа в механическую энергию на валу. Выбор и оптимизация основных параметров турбокомпрессоров являются важным этапом при разработке ГТЭУ. Для проектирования турбины данной ГТЭУ используется методика [1]. Методика предлагает выбрать и оптимизировать основные параметры компрессоров и турбин, используя обобщенные полуэмпирические и теоретические 2D-модели, диаграммы Смита, Хауэлла, Ларсена–Миллера, Дышлевского.

В качестве примера рассмотрена ГТЭУ достаточно простой схемы – одновальная, с приводом ЭГ (электрогенератора) непосредственно с вала ротора турбокомпрессора, без редуктора. При этом задана частота вращения ротора ЭГ $n=3000$ об/мин.

Исходные параметры для проектирования турбины представлены в табл. 1. При этом указана суммарная мощность турбины, включающая потребную мощность для привода компрессора и для привода ЭГ (170 МВт). Температура газа перед турбиной T_T^* , давление газа перед турбиной p_T^* , расход газа G_T определены в результате расчета по поузловой модели в ПК DVIG.

Указано оптимальное число ступеней турбины $z=4$, определенное с использованием данной методики.

Таблица 1

Исходные данные

Параметр	Значение
Количество ступеней	4
Температура перед турбиной T_T^* , К	1428
Давление перед турбиной p_T^* , МПа	1,315
Мощность турбины N_T , МВт	323,13
Расход газа на входе в турбину G_T , кг/с	454
Частота вращения ротора n , об/мин	3000

Удельная работа в турбине:

$$L_T = \frac{N_T}{G_T} = 711746,9 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

Температура на выходе из турбины:

$$T_T^* = T_T^* - \frac{L_T}{c_{pT}} = 810,7 \text{ К.}$$

Приведенную скорость на выходе из турбины примем равной $\lambda_T = 0,45$.

При этом скорость на выходе из турбины:

$$c_T = \lambda_T \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_T^*} = 232,45 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

На выходе из последней ступени турбины поток предполагается практически осевой, так что $\alpha_T \approx 90^\circ$, $c_{aT} = c_T$.

Оценим удельную работу в последней ступени турбины. Для числа ступеней в турбине $z=4$:

$$L_z = \left(\frac{L_T}{z}\right) (0,8 + 0,4e^{-2,5(z-1)}) = 142388,75 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

При этом параметр параболы – линии, на которой расположены точки «к», «сп» и «вт» для РК последней ступени турбины на диаграмме Смита B_z :

$$B_z = \frac{L_z}{c_{2a}^2} = \frac{\bar{L}_z}{c_{2a}^2} = 2,6352.$$

Пересечение этой линии (параболы) с линией L (оптимального расположения точек для среднего сечения) на диаграмме Смита (рис. 1) позволяет определить положение точки «сп» для последней ступени z (рис. 1). Вначале определяются (в первом приближении) положения точек «вт» (на линии $\bar{L}_{вт} \approx 2$, что соответствует степени реактивности РК во втулочном сечении $\rho_{вт} \approx 0$) и «к» (на линии L , построенной через точки касания парабол и изолиний $\eta^* = \text{const}$). Для подбора положения т. «сп» используется рекомендуемое значение коэффициента Парсона (аэродинамической нагруженности, быстроходности) $Y_z^* \approx 0,55$. С учетом выражения $\bar{L}_z = \frac{\eta_z^*}{2(Y^*)^2}$ на выделенной параболе для РК последней ступени турбины подобрана т. «сп» (на пересечении с изолинией $Y_z^* = \text{const}$), в которой значение

$\bar{L}_z = \frac{\eta_z^*}{2(Y^*)^2} = 1,5702$ и $\bar{c}_{2a} = 0,77$. В этой точке «сп» КПД $\eta_{z-сп}^* \approx 0,9325$. В первом приближении здесь в сечении «вт» $\eta_{z-вт}^* \approx 0,911$. В сечении «к» (если в первом приближении считать, что она на линии L) $\eta_{z-к}^* \approx 0,945$. Среднемассовое значение $\langle \eta_z^* \rangle \approx 0,5\eta_{z-сп}^* + 0,25(\eta_{z-вт}^* + \eta_{z-к}^* \bar{\eta}_{ззз})$. Здесь $\bar{\eta}_{ззз} = 0,99$ – поправка на потери в радиальном зазоре. При этом $\langle \eta_z^* \rangle = 0,929$.

С учетом найденного КПД $\eta_z^* = 0,929$ ступени в этой точке по предложенным зависимостям определяется значение показателя σ_z в этой ступени:

$$\sigma_z = \left[1 - \left(\frac{1}{\eta_z^*} - 1 \right) L_z / (c_p T_T^*) \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0,9545.$$

Для всей турбины при $z=4$ коэффициент восстановления полного давления: $\sigma_T = (\sigma_z)^z = 0,83$. При этом КПД турбины:

$$\eta_T = 1 / \left(1 + \left(1 - \sigma_T^{\frac{k-1}{k}} \right) c_p T_T^* / L_T \right) = 0,944.$$

Проверка значений $z=3$ и $z=5$ показывает, что КПД турбины при этом ниже.

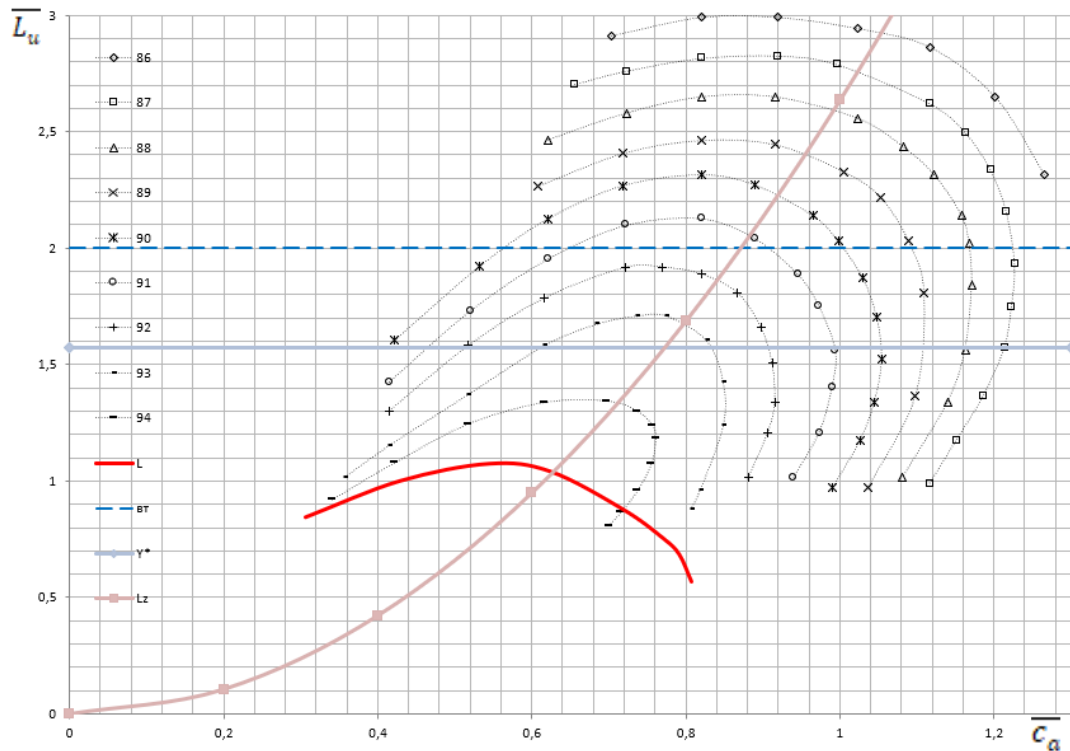


Рис. 1. Выделение линий $\bar{L}_{вт} \approx 2$ (для втулочных сечений «вт» РК ступеней турбины) и линии L (для концевых сечений «к» РК ступеней турбины) на диаграмме Смита. Показано подобранное положение т. «ср» для РК последней ступени турбины

Здесь учтено, что на практике выбор точки «ср» для последней ступени z на линии L , хотя и обеспечивает высокий КПД турбины, но требует больших значений окружных скоростей $u_{ср z} = \sqrt{\frac{L_z}{L_z}}$. Так как во втулочном сечении при $\rho_{вт} \approx 0$, $\bar{L}_{вт} \approx 2$, то

$$\bar{d}_z = \frac{1}{\sqrt{\frac{2\bar{L}_{вт}}{L_{ср}} - 1}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{L_{ср}} - 1}}$$

Поэтому принято из рекомендаций для сечения «ср» в РК последней ступени $Y^* = 0,55$.

При таком КПД турбины потребное значение степени понижения давления в турбине (для обеспечения требуемой мощности и удельной работы турбины):

$$\pi_T^* = 1 / \left(1 - \frac{L_T}{c_p T_T^* \eta_T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 11,798.$$

С учетом давления перед турбиной $p_i^* = 1,315$ МПа потребное давление за турбиной:

$$p_T^* = \frac{p_\Gamma^*}{\pi_T^*} = 0,1115 \text{ МПа.}$$

Это означает, что в выхлопной системе энергоблока коэффициент восстановления полного давления должен быть не хуже, чем

$$\sigma_{\text{выкл}} > \frac{p_h}{p_T^*} = 0,9085.$$

С учетом $q(\lambda_z) = q(\lambda_T = 0,45) = 0,6545$ и $m = 0,0395$ площадь сечения ПЧ на выходе из турбины (из РК последней ступени):

$$F_T = \frac{G_\Gamma \sqrt{T_T^*}}{m p_T^* q(\lambda_T)} = 4,4861 \text{ м}^2.$$

Окружная скорость в среднем сечении:

$$u_{\text{ср } z} = \sqrt{\frac{L_{uz}}{\bar{L}_{uz \text{ ср}}}} = 301,13 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

С учетом заданной частоты вращения ротора найдем диаметральные размеры проточной части последней ступени:

$$D_{\text{ср } z} = \frac{60 * u_{\text{ср } z}}{\pi n} = 1,917 \text{ м.}$$

При этом периферийный и втулочный диаметры:

$$D_{\text{к } z} = \sqrt{D_{\text{ср } z}^2 + \left(\frac{2}{\pi}\right) F_T} = 2,556 \text{ м;}$$

$$D_{\text{вт } z} = \sqrt{D_{\text{ср } z}^2 - \left(\frac{2}{\pi}\right) F_T} = 0,905 \text{ м,}$$

отсюда относительный диаметр втулки на выходе из РК последней ступени:

$$\bar{d}_z = \frac{D_{\text{вт } z}}{D_{\text{к } z}} = 0,354.$$

Одновременно уточняется значение $\bar{c}_{\text{аср } z} = \frac{c_{2\text{аср } z}}{u_{\text{ср } z}} = 0,772$. Это практически согласуется с ранее выбранной точкой «ср» на параболе для РК последней ступени турбины. С учетом этого

$\bar{c}_{\text{ак } z} = \bar{c}_{\text{аср } z} \sqrt{\frac{(1+\bar{d}_z)}{2}} = 0,635$ и $\bar{c}_{\text{авт } z} = \frac{\bar{c}_{\text{ак } z}}{\bar{d}_z} = 0,877$. Видно, что ранее подобранные точки «вт» и «к» для выхода из РК последней ступени также не нуждаются в уточнении.

Для подбора точек «ср», «к» и «вт» для других ступеней турбины (третьей, второй и первой) по приведенной выше формуле определяются значения удельных работ и температуры на выходе из этих ступеней. С учетом приведенной скорости на входе в первую ступень $\lambda_\Gamma \approx 0,25$ определяется осевая скорость на входе в первую ступень

$$c_\Gamma = \lambda_\Gamma \sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_\Gamma^*} = 171,39 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Рекомендуемое распределение осевых скоростей на выходе из ступеней показано на рис. 2.

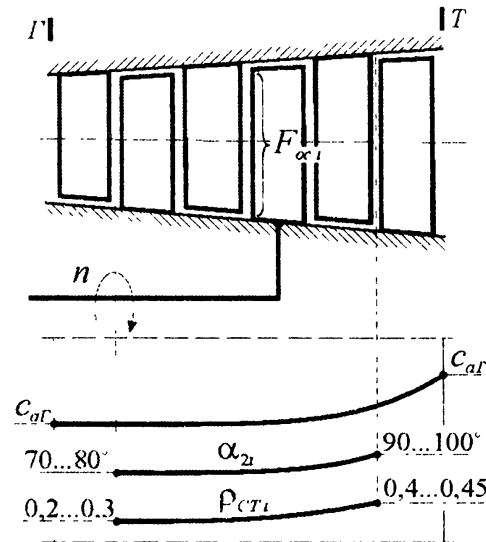


Рис. 2. Типовое изменение параметров по ступеням турбины [1]

Это позволяет аналогичным образом определить параметры $B_i = \frac{L_i}{c_{2ai}^2} = \frac{\overline{L_{zi}}}{c_{2ai}^2}$ для парабол, на которых отыскиваются точки «к», «ср» и «вт» для этих ступеней. Точки «ср» для этих ступеней подбираются с учетом рекомендуемых значений Y_i^* и соблюдения условий $\sigma_i = \sigma_z = idem$. Построенные параболы для ступеней турбины на диаграмме Смита показаны на рис. 3.

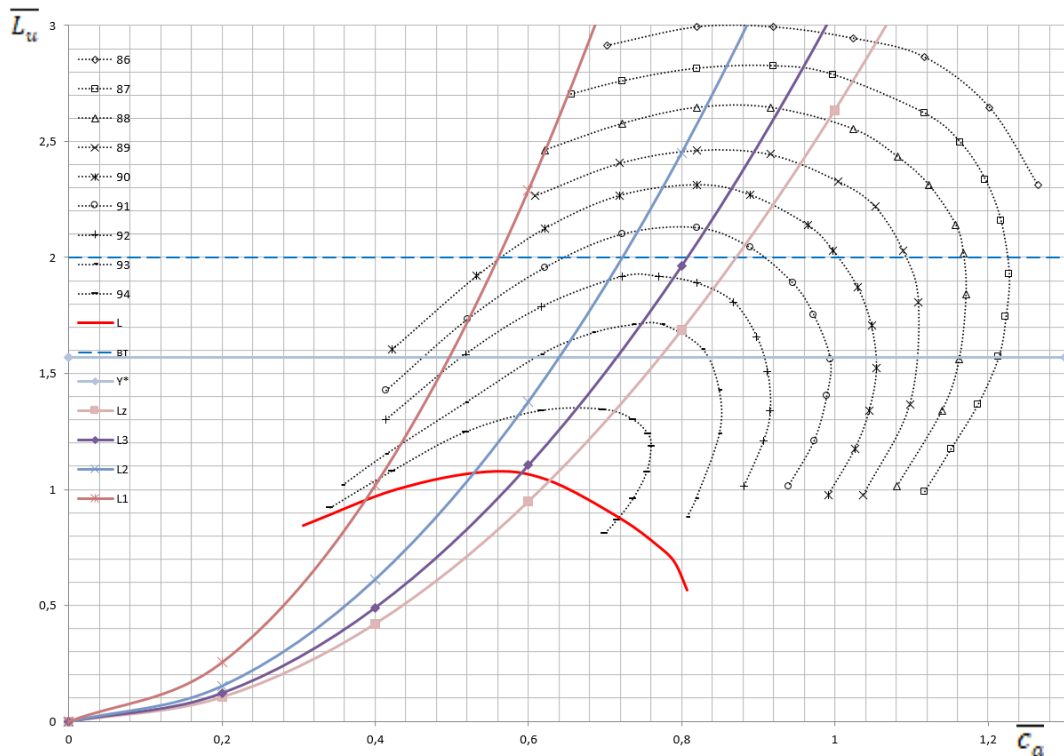


Рис. 3. Выбор точек для характерных сечений всех ступеней турбины на диаграмме Смита

Аналогично, как для последней ступени, определяются диаметральные размеры в сечениях «к», «ср» и «вт» каждой ступени. Ширина лопаточных венцов определяется с учетом рекомендуемых значений удлинения лопаток РК и СА (рис. 4).

Основные параметры полученных ступеней представлены в табл. 2.

Параметры ступеней РК

Параметр	I	II	III	IV
η_i^*	0,9305	0,9255	0,9255	0,9299
π_i^*	1,988	1,793	1,794	1,846
$\bar{L}_{ui\text{ ср}}$	1,4	1,78	1,86	1,57
$\bar{c}_{2ai\text{ ср}}$	0,469	0,682	0,779	0,772
\bar{t}	0,543	0,49	0,487	0,57
z	100	107	92	63

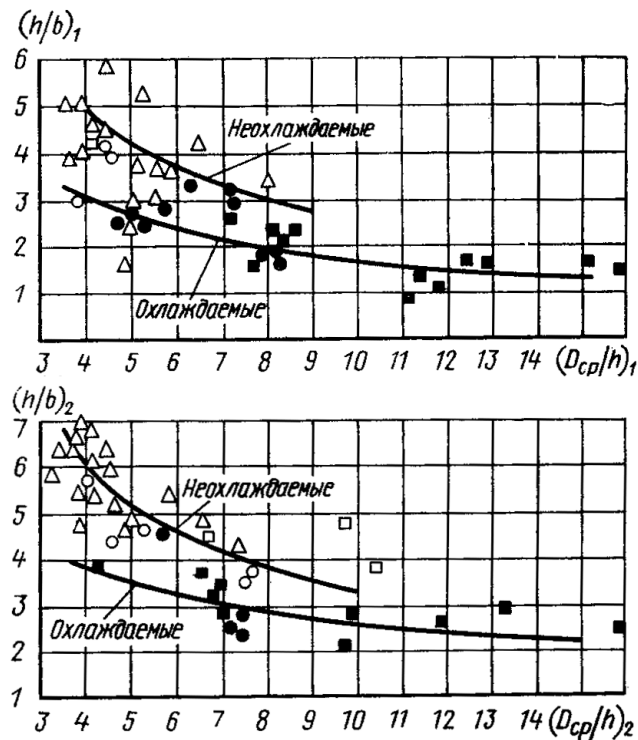


Рис. 4. Зависимость удлинения сопловых $(h/b)_1$ и рабочих $(h/b)_2$ лопаток авиационных газовых турбин от отношения D_{cp}/h : \circ – турбина ТРД; \square – турбина компрессора ТРДД; Δ – турбина вентилятора ТРДД [2, 3]

Это позволяет изобразить схему проточной части (ПЧ) турбины, как показано на рис. 5.

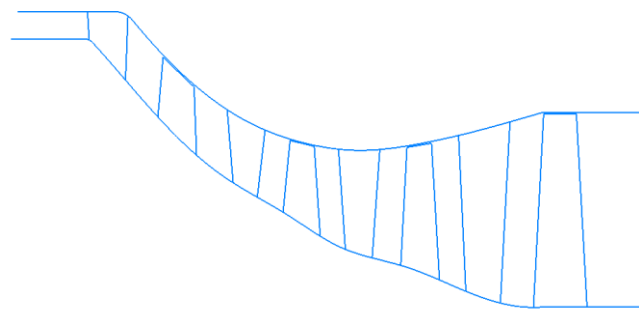


Рис. 5. Схема ПЧ турбины ГТЭУ

Полученная проточная часть турбины обеспечивает оптимальные значения коэффициента теоретической работы и коэффициента расхода для достижения наибольших КПД ступеней. Тип проточной части не соответствует основным типам ПЧ ($D_{cp} = const, D_k = const, D_{вт} = const$). Использование комбинированного или одного из этих типов ПЧ приведет к уменьшению КПД ступеней.

С учетом распределения степени реактивности по РК ступеней (рис. 2) и работ по ступеням, значений $\bar{c}_{acr i}$ и $\bar{L}_{ui cp}$ определяются значения кинематических углов в РК β_{1i} и β_{2i} ступеней, по диаграмме Дышлевского (рис. 6) определяется относительный шаг в сечении «ср» РК ступеней, это позволяет определить число лопаток СА и РК ступеней.

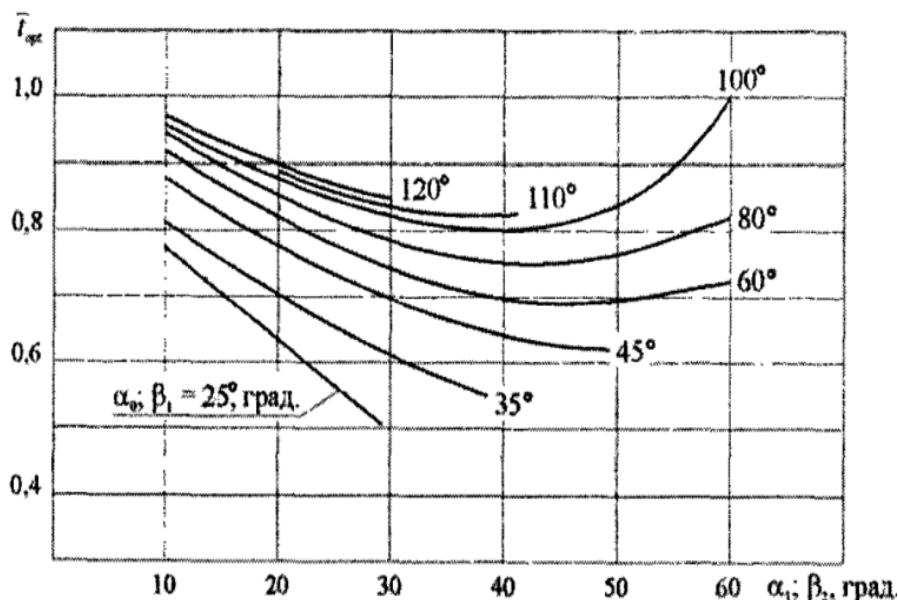


Рис. 6. Оптимальный шаг решеток профилей РК и СА турбины [4]

Дальнейшее определение углов атаки и отставания [5, 6] позволяет автоматизировать формирование 3D CAD-моделей РК и СА ступеней, выполнить 3D CAD/CAE-моделирование (например, в ПК Ansys CFX) и подтвердить оптимальность выбора основных параметров турбины при заданных ограничениях. Уточнения могут быть связаны с учетом влияния охлаждения на КПД и другие параметры ступеней.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной статье представлены результаты создания цифрового компаса с системой корректировки магнитного склонения на основе полученных данных о текущем местоположении и вычислении необходимых параметров с помощью теоремы косинусов в сферическом треугольнике.

Цифровой компас реализован в виде мобильного приложения для платформы Android на языке программирования Java с помощью интегрированной среды разработки Android Studio. Преимуществом приложения являются автономная работа и минимальные требования для функционирования цифрового компаса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кривошеев И. А., Рожков К. Е., Симонов Н. Б. Выбор и оптимизация основных параметров турбокомпрессоров. Методические указания для курсового проектирования по дисциплинам «Лопаточные машины» и «Теория и расчет лопаточных машин». Уфа, 2023. 81 с.
2. Копелев С. З., Тихонов Н. Д. Расчет турбин авиационных двигателей (Газодинамический расчет. Профилирование лопаток). М.: Машиностроение, 1974. 267 с.
3. Мамаев Б. И., Мусаткин Н. Ф., Аронов Б. М. Газодинамическое проектирование осевых турбин авиационных ГТД. Куйбышев: КуАИ, 1984. 70 с.
4. Холщевников К. В., Емин О. Н., Митрохин В. Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учебник для студентов вузов по специальности «Авиационные двигатели». 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 432 с., ил.
5. Павленко Г. В., Волос А. Г. Газодинамический расчет осевой газовой турбины: Учебное пособие. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. 76 с.
6. Венедиктов В. Д. Газодинамика охлаждаемых турбин. М.: Машиностроение, 1990. 240 с.: ил.

ОБ АВТОРАХ

ИЗЬЮРОВ Никита Александрович, магистрант каф. АД. Готовит диссертацию по теме «Методика проектирования многоступенчатых турбин ГТУ».

METADATA

Title: Selection of the main parameters of multistage turbine in the design of gas turbine power plants.

Author: N. A. Izyurov ¹

Affiliation:

¹ Ufa University of Science and Technology (UUST), Russia.

Email: ¹ nnikita200026@gmail.com

Language: Russian.

Source: Molodezhnyj Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), no. 1 (30), pp. 45-52, 2024. ISSN 2225-9309 (Print).

Abstract: The choice of the main parameters of a multistage turbine of a gas turbine power plant using Smith charts and an original technique is considered. The optimal values of the flow coefficient and the theoretical work coefficient are selected to obtain the highest efficiency of the stages. The diametrical dimensions of the flow path are determined, a sketch of the flow path is shown.

Key words: gas turbine power plant, stages, flow path, axial speeds, rotational speed, specific work, efficiency, Smith chart.

About authors:

IZYUROV, Nikita Aleksandrovich, Master's student, Dept. of Aircraft Engines. He is preparing a thesis entitled "Design procedure of multistage turbines of gas turbine plants".