

УДК 621.438

doi: 10.18698/0536-1044-2021-6-58-66

Выбор оптимальных газодинамических параметров радиально-осевых турбин при их совместной работе с поршневыми двигателями внутреннего сгорания

А.Н. Русаков

ПАО «КАДВИ»

Selection of Optimal Gas-Dynamic Parameters of Radial-Axial Turbines in Their Joint Operation with Reciprocating Internal Combustion Engines

A.N. Rusakov

PJSC KADVI

Исследование радиально-осевых (центростремительных) турбин, нашедших широкое применение в холодильной промышленности, двигателях внутреннего сгорания и энергетике, является важной задачей науки и техники. Их используют как вспомогательные установки, а также в составе автономных силовых агрегатов. Предложен метод выбора газодинамических параметров центростремительной турбины, обеспечивающий ей наибольший коэффициент полезного действия и наилучшие размеры. Повышенная технологичность изготовления турбины обусловлена отсутствием спрямляющего аппарата на выходе из рабочего колеса и использованием в нем прямых лопаток. Исследована зависимость коэффициента полезного действия центростремительной турбины от профилей лопаток и радиальных размеров соплового аппарата и рабочего колеса, а также от длины лопаток последнего. С учетом рекомендуемых оптимальных параметров выполнен расчет импульсной центростремительной турбины, работающей совместно с четырехтактным поршневым двигателем внутреннего сгорания.

Ключевые слова: аэродинамический профиль, импульсная турбина, КПД турбины, оптимальный диаметр, рабочее колесо, радиально-осевая (центростремительная) турбина

The study of radial-axial (centripetal) turbines is important for science and technology. They are widely used in the refrigeration industry, internal combustion engines, and power engineering, both in the form of auxiliary units and in autonomous power units. The article offers a method for selecting the gas-dynamic parameters of the centripetal turbine in order to obtain the highest efficiency and the best size of the turbine. The increased manufacturability of the turbine is provided due to the absence of a straightener at the outlet of the impeller and the use of straight blades in the impeller. The dependence of the efficiency of a centripetal turbine on the profiles of the blades and the radial dimensions of the nozzle apparatus and the impeller, as well as on the length of the impeller blades is investigated. Considering the recommended optimal parameters, the calculation of a pulsed centripetal turbine operating in conjunction with a four-stroke piston internal combustion engine is performed.

Keywords: aerodynamic profile, pulse turbine, turbine efficiency, optimal diameter, impeller, radial-axial (centripetal) turbine

В работе [1] проведена начальная оптимизация радиально-осевой (центростремительной — ЦСТ) турбины. Исследовано влияние на коэффициент полезного действия (КПД) ЦСТ количества лопаток соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК), изогнутости лопаток РК и отношения высоты лопаток на выходе к высоте на входе.

Получена следующая геометрия ЦСТ [2, 3] без выходного спрямляющего аппарата и с прямыми лопатками РК: радиальный размер лопаток РК на выходе $L = 66,7$ мм; наружный диаметр РК $D_{РК} = 250$ мм; размер рабочих лопаток на входе $b = 10$ мм; наружный диаметр СА $D_{СА} = 300$ мм, внутренний диаметр СА $D_{вн} \approx 287$ мм. Профиль СА — PRD 4, расчетное количество лопаток для СА — 24, для РК — 25.

Схема импульсной ЦСТ с исходными геометрическими размерами приведена на рис. 1. КПД такой ЦСТ $\eta \approx 0,733$.

КПД рассматриваемой турбины определяется выражением

$$\eta = 1 - \Delta\eta_{СА} - \Delta\eta_{РК} - (c_2/c_{ад})^2 - \Delta\eta_{пов},$$

где $\Delta\eta_{СА}$ и $\Delta\eta_{РК}$ — полные потери КПД в СА и РК; $c_2/c_{ад}$ — потери КПД с выходной скоростью (c_2 — скорость газа на выходе из РК; $c_{ад}$ — условная адиабатная скорость истечения газа из СА); $\Delta\eta_{пов}$ — потери КПД на поворот потока.

Как и в работах [1, 4], для расчетно-теоретического исследования выбраны разностный итерационный метод и язык программирова-

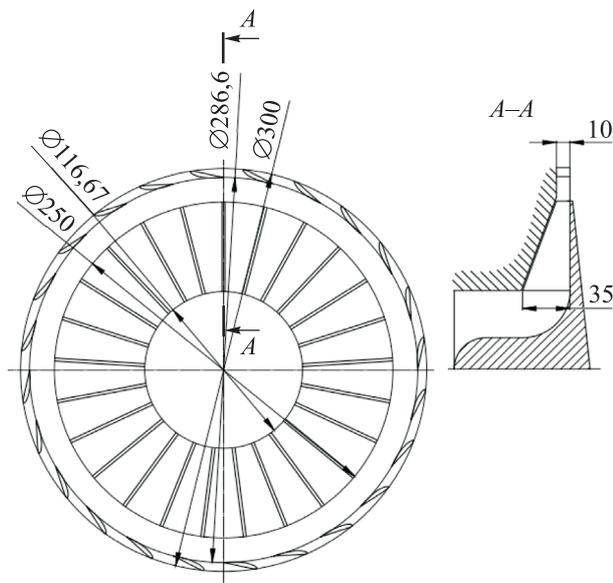


Рис. 1. Схема импульсной ЦСТ с начальными геометрическими параметрами

ния Fortran. Используются основные дифференциальные уравнения аэрогидродинамики в явном виде, в частности, уравнение движения элементов объема газа по теореме Гельмгольца

$$\frac{\partial W_x}{\partial x} + \frac{\partial W_y}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial W_y}{\partial x} + \frac{\partial W_x}{\partial y} \right) + \mu \left(\frac{\partial W_y}{\partial x} - \frac{\partial W_x}{\partial y} \right) = 0,$$

где W_x и W_y — проекции скорости на оси координат x и y ; $\partial W_x/\partial x$, $\partial W_y/\partial y$ — линейные деформации частицы; μ — динамическая вязкость газа, представленная как безразмерный коэффициент; $\mu(\partial W_y/\partial x + \partial W_x/\partial y)$ — вращательная деформация частицы, $\mu(\partial W_y/\partial x - \partial W_x/\partial y)$ — угловая деформация частицы (вторичные потери).

При численном моделировании в трехмерной постановке, как и в работе [1], использована цилиндрическая система координат и уравнение

$$\frac{\partial W_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial W_\phi}{\partial \phi} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \phi} + \frac{\partial W_\phi}{\partial r} \right) + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial W_r}{\partial \phi} - \frac{\partial W_\phi}{\partial r} \right) = 0,$$

где $\partial W_r/\partial r$, $\partial W_\phi/\partial \phi$ — линейные деформации частицы; r , ϕ — полярные координаты; $\mu[(1/r)\partial W_r/\partial \phi + \partial W_\phi/\partial r]$ — вращательная деформация частицы; $\mu[(1/r)\partial W_r/\partial \phi - \partial W_\phi/\partial r]$ — угловая деформация частицы (вторичные потери).

Для учета сжимаемости газа решена система уравнений, где в отличие от предыдущего уравнения, добавлены плотность газа ρ_r и уравнение сохранения энергии

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial(\rho_r W_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_r W_\phi)}{\partial \phi} + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_r W_r)}{\partial \phi} + \frac{\partial(\rho_r W_\phi)}{\partial r} \right) + \mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial(\rho_r W_r)}{\partial \phi} - \frac{\partial(\rho_r W_\phi)}{\partial r} \right) &= 0; \\ i^* &= i + C_p T, \end{aligned} \right.$$

где i^* — полная энтальпия газа; i — статическая энтальпия газа; C_p — удельная теплоемкость газа; T — статическая температура газа.

Для исследования характеристик турбины использовано условие прилипания, отражающее существование сил молекулярного сцепления между поверхностью твердого тела и вязкой жидкостью. Остальные граничные условия (та-

кие как движение частиц параллельно границам расчетной области) применены на внешней границе системы. К расчетной области применено условие замкнутости по окружности.

Основная программа выполнена в трехмерной постановке с учетом утечек рабочего тела через зазор (равный 1 мм), потерь на рециркуляцию потока, а также трения о поверхности диска турбины по рекомендациям работ [5–7]. Расчеты проведены при частоте вращения ротора $n = 20\,000 \text{ мин}^{-1}$, отношении окружной скорости РК к условной адиабатной скорости истечения газа из СА (далее отношение скоростей) $u/c_{ад} = 0,55$, при температуре $T_r = 620 \text{ К}$ и давлении $p_r = 100 \text{ кПа}$ газа на входе в турбину.

Цель работы — получение наилучшей геометрии ЦСТ с высоким КПД и исследование ее работы с поршневым двигателем внутреннего при сохранении технологичности.

Верификация составленной программы проведена при гидродинамическом расчете ЦСТ, работающей на энергии морских волн [8]. Ротор такой турбины сначала преобразует кинетическую энергию приливов и отливов в механическую энергию вращения, а затем — в электрическую энергию в генераторе. Получена хорошая сходимость с расчетными результатами, приведенными в работе [1]. ЦСТ, работающие на энергии волн, ранее конвертировались из воздушных микротурбин.

При расчете характеристик ЦСТ по основной программе для лопаток СА выбраны двадцать профилей с разными формами и относительными размерами, приведенными в табл. 1 [9, 10]. Здесь \bar{c} — максимальная относительная толщина профиля; \bar{x}_c и \bar{x}_f — положение максимальной толщины и максимального прогиба профиля относительно длины хорды про-

Таблица 1

Формы и относительные параметры разных моделей профилей лопаток СА

| Номер | Модель | Форма | \bar{c} , % | \bar{x}_c , % | \bar{f} , % | \bar{x}_f , % |
|-------|---------------------|---|---------------|-----------------|---------------|-----------------|
| 1 | PRD 4 |  | 12,48 | 30,0 | 6,24 | 30,0 |
| 2 | E71 |  | 5,16 | 25,9 | 4,64 | 23,1 |
| 3 | MEG 64 |  | 7,91 | 40,0 | 2,55 | 20,0 |
| 4 | MVA-123 |  | 5,30 | 15,0 | 6,55 | 50,0 |
| 5 | NACA 0006 |  | 6,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 6 | NACA 0007 |  | 7,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 7 | NACA 0008 |  | 8,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 8 | NACA 0009 |  | 9,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 9 | NACA 0010 |  | 10,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 10 | NACA 0011 |  | 11,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 11 | NACA 0012 |  | 12,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 12 | NACA 0013 |  | 13,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 13 | NACA 0014 |  | 14,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 14 | NACA 0015 |  | 15,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 15 | NACA 0016 |  | 16,00 | 29,7 | 0,00 | 0,0 |
| 16 | NEUMANN |  | 9,00 | 25,0 | 7,30 | 40,0 |
| 17 | S1223 RTL |  | 13,48 | 17,8 | 8,45 | 52,8 |
| 18 | WORTMANN FX 082-512 |  | 11,80 | 25,0 | 16,00 | 62,9 |
| 19 | ЦАГИ8 |  | 9,94 | 30,0 | 1,99 | 30,0 |
| 20 | ЦАГИ10 |  | 11,90 | 30,0 | 1,99 | 30,0 |

филя; \bar{f} — максимальный относительный прогиб профиля.

При начальной геометрии турбины и ее размерах (см. рис. 1) проведены расчеты по указанной программе с параметрами профилей двадцати типов. Для ускорения расчетов сжимаемость газа не учитывалась.

Результаты расчетов в виде зависимости КПД турбины η от отношения скоростей $u/c_{ад}$ приведены на рис. 2. Наибольший КПД $\eta = 0,831$ получен при применении профиля НАСА 0007 (кривая 6).

Исследовано влияние типа аэродинамического профиля лопаток РК на КПД турбины без учета сжимаемости газа [11–13]. Для получения наилучших результатов (так как часто применяют изогнутый профиль [7, 8]) выбран изогнутый профиль NEUMANN с самыми лучшими показателями СА. Этот профиль был отражен зеркально и установлен в решетку РК под углом 17° .

Зависимости КПД турбины η с аэродинамическим и плоским профилями РК от отношения скоростей $u/c_{ад}$ приведены на рис. 3. Оптимальное количество лопаток РК с аэродинамическим профилем — 18. При применении профиля NEUMANN в РК и НАСА 0007 в СА КПД турбины $\eta = 0,844$.

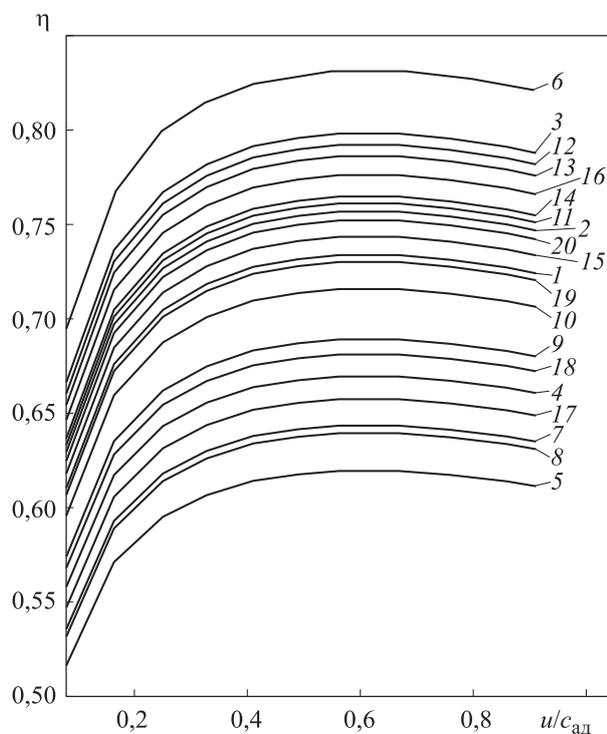


Рис. 2. Зависимости КПД турбины η от отношения скоростей $u/c_{ад}$ для различных профилей СА (номера кривых соответствуют номерам профилей, указанным в табл. 1)

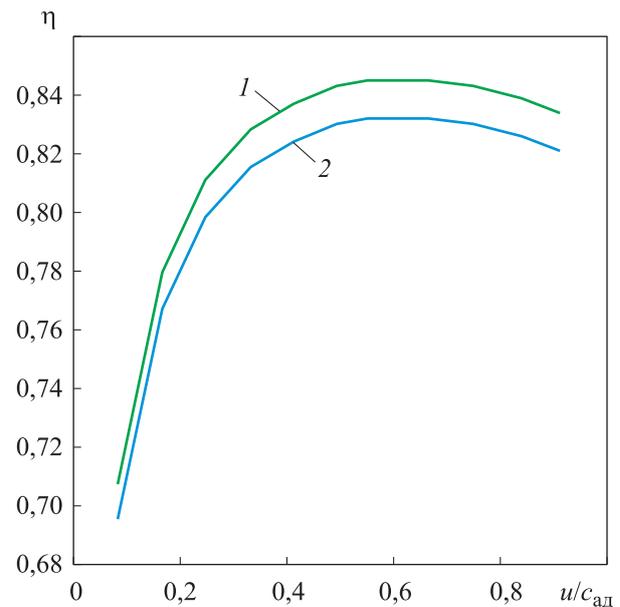


Рис. 3. Зависимости КПД турбины η с аэродинамическим 1 и плоским 2 профилями РК от отношения скоростей $u/c_{ад}$

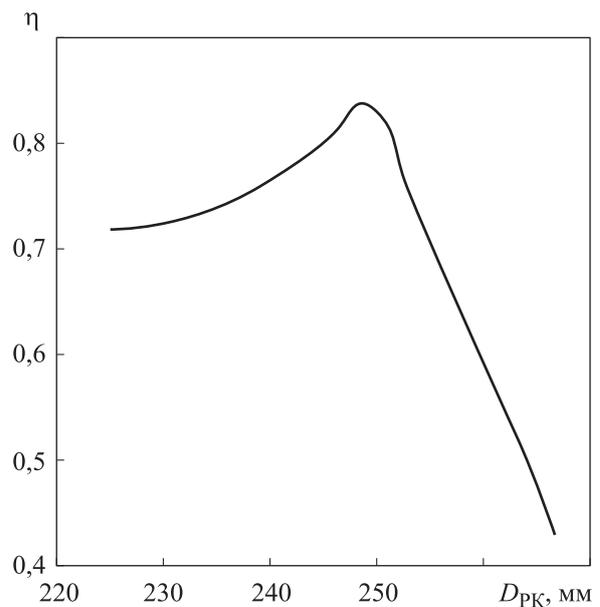


Рис. 4. Зависимость КПД турбины η от диаметра РК $D_{РК}$

Различие между КПД РК с плоским и аэродинамическим профилями можно объяснить меньшими потерями последнего вследствие скругленной входной кромки на входе в РК, а также изогнутостью профиля. Однако использование аэродинамического профиля в РК для максимального повышения КПД (примерно на 1,3 %) не всегда выгодно, так как это приводит к заметному усложнению конструкции турбины и удорожанию обработки РК.

Для дальнейшей оптимизации исследовано влияние диаметров РК и СА на КПД турбины. Зависимость КПД турбины от диаметра РК показана на рис. 4. При его оптимальном диаметре $D_{РК} = 248,3$ мм КПД турбины $\eta = 0,836$.

Определен оптимальный диаметр на выходе из СА с оптимальным количеством лопаток. Оптимальный диаметр на выходе из СА $D_{САвых} = 361,6$ мм (рис. 5), оптимальное количество лопаток — 26, КПД $\eta = 0,885$.

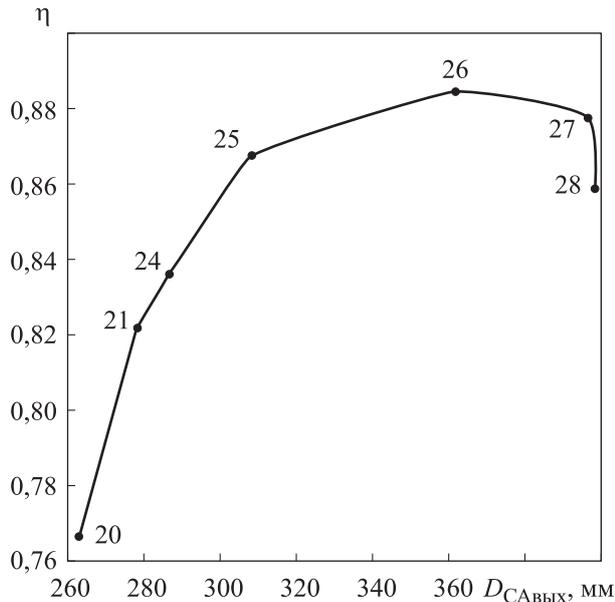


Рис. 5. Зависимость КПД турбины η от диаметра на выходе из СА $D_{САвых}$ при оптимальном количестве лопаток (цифрами на графике указано оптимальное количество лопаток)

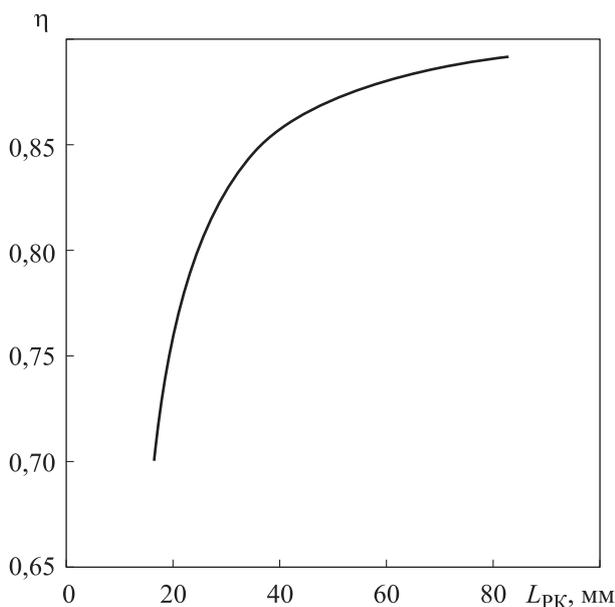


Рис. 6. Зависимость КПД турбины η от длины лопаток РК $L_{РК}$

Последующее уменьшение длины лопаток на выходе из РК приводит к снижению КПД турбины, как показано на рис. 6. Увеличение длины лопаток РК до $L_{РК} = 83,35$ мм может незначительно повысить КПД турбины до $\eta = 0,892$ (без учета сжимаемости газа) при минимально необходимом диаметре выходного поворотного участка.

Схема импульсной ЦСТ с оптимизированными геометрическими параметрами (после оптимизации диаметрами РК и СА, длиной лопаток РК) приведена на рис. 7.

Зависимости КПД η импульсной ЦСТ с оптимизированными геометрическими параметрами от отношения скоростей $u/c_{ад}$, полученные при расчете с учетом (кривая 2) и без учета (кривая 1) сжимаемости газа (так как число Маха находится в интервале $M = 0,10...0,92$), приведены на рис. 8. Как видно из графика, сжимаемость газа влияет на КПД во всем диапазоне режимов работы турбины и особенно при больших значениях отношения скоростей $u/c_{ад}$, где $M > 0,80$.

Анализ зависимости $\eta = f(u/c_{ад})$, полученной при расчете в программе FloEFD (см. рис. 8, кривая 3), показывает, что характеристика более узкая. Это можно объяснить разными условиями течения потока перед входом в СА: при расчете по предложенной программе линии тока направлены по окружности, а при расчете в среде FloEFD — под углом установки СА. В точке максимума разница составляет около 1 % по абсолютному значению. КПД турбины

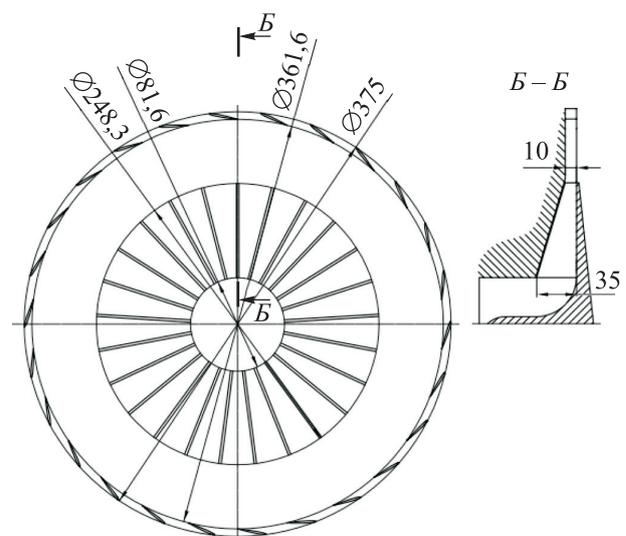


Рис. 7. Конструктивная схема импульсной ЦСТ с оптимизированными геометрическими параметрами

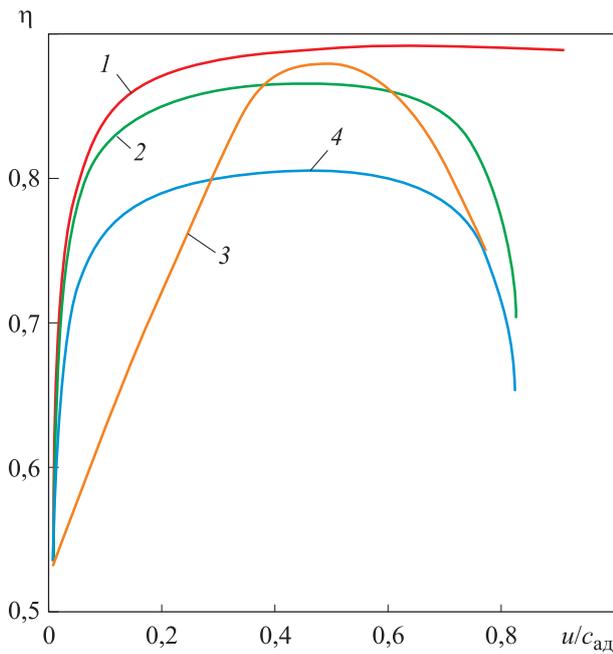


Рис. 8. Зависимости КПД η импульсной ЦСТ с оптимизированными геометрическими параметрами от отношения скоростей $u/c_{ад}$, полученные при расчете:

1 — без учета сжимаемости газа; 2 — с учетом сжимаемости газа; 3 — в программе FloEFD; 4 — с учетом сжимаемости газа и гидравлического сопротивления входной и выходной систем

турбин может достигать $\eta = 0,85 \dots 0,86$ [9]. КПД турбины можно снизить путем установки на ее входе и выходе различных элементов: улитки, входного коллектора, выхлопной трубы, диффузора и др.

Так, на рис. 8 (кривая 4) приведены результаты расчета с учетом входной и выходной систем ЦСТ, состоящих из входного коллектора и улитки на входе в турбину и выхлопной трубы и глушителя на выходе из турбины. Коэффициент потерь полного давления входной и выходной систем составляет 0,05, при этом КПД турбины снижается до 0,8. В данном случае КПД можно назвать эффективным, так как он учитывает все потери, имеющиеся в турбине, и является основным КПД, характеризующим степень совершенства газовой турбины.

Для исследования газодинамических параметров оптимизированной турбины при совместной работе с четырехтактным поршневым двигателем внутреннего сгорания ДН 20,7 выполнен расчет в его цикле (19 точек) с учетом сжимаемости газа и гидравлического сопротивления входной и выходной систем (рис. 9). Ввиду отсутствия расходных характеристик поршневого двигателя ДН 20,7 для сохранения параметров можно использовать парциальную турбину.

в расчетной точке с учетом сжимаемости газа $\eta = 0,866$.

В известных источниках литературы встречаются данные, что КПД радиально-осевых

Применение оптимизированной ЦСТ в судовом или тепловозном поршневом двигателе ДН 20,7 является перспективным с точки зре-

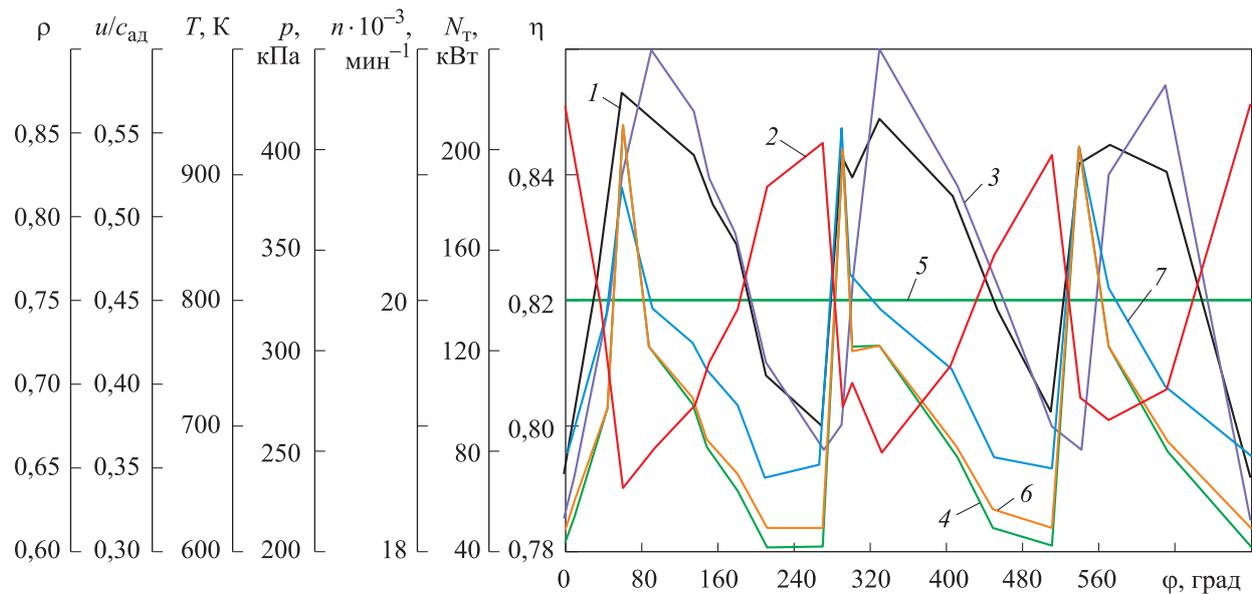


Рис. 9. Зависимости параметров оптимизированной импульсной ЦСТ от угла поворота ϕ коленчатого вала поршневого двигателя при их совместной работе:

1 — степени реактивности ρ ; 2 — отношения скоростей $u/c_{ад}$; 3 — температуры T ; 4 — давления p ; 5 — частоты вращения ротора n ; 6 — мощности N_t ; 7 — КПД η

Таблица 2

Значения средних интегральных параметров цикла

| Параметр | Значение |
|---|----------|
| Эффективный КПД турбины | 0,821 |
| Мощность турбины, кВт | 92,1 |
| Избыточное давление перед турбиной, кПа | 270,8 |
| Температура газа на входе в турбину, К | 813,3 |
| Отношение скоростей $u/c_{ад}$ | 0,44 |
| Степень реактивности ρ | 0,78 |

ния утилизации неиспользованной энергии отработавших газов в турбине, соединенной через редуктор с поршневым двигателем, или его форсирования с помощью компрессора и турбины (для повышения заряда) [14, 15].

Результаты обработки данных, приведенных на рис. 9, в виде значений средних интегральных параметров цикла приведены в табл. 2.

Выводы

1. При расчете КПД турбины с начальными геометрическими параметрами наибольшее зна-

чение 0,831 получено для профиля NASA 0007 в СА без учета сжимаемости газа.

2. Применение профиля NASA 0007 в СА и NEUMANN в РК незначительно (до 0,844) увеличивает КПД турбины, но существенно усложняет конструкцию и обработку РК.

3. После проведения расчетов по оптимизации диаметров СА и РК КПД турбины составило 0,885. Уменьшение длины лопаток на выходе из РК приводит к снижению КПД. Путем увеличения длины лопаток можно незначительно (до 0,892) повысить КПД турбины при минимально необходимом диаметре выходного поворотного участка.

4. Сжимаемость газа снижает КПД турбины до 0,866, наибольшее падение КПД наблюдается при числе Маха более 0,8. Гидравлическое сопротивление входной и выходной систем снижает КПД турбины до 0,80, среднее интегральное значение эффективного КПД турбины при совместной работе с четырехтактным поршневым двигателем доходит до 0,82.

5. Технологичность турбины достигнута благодаря отсутствию спрямляющего аппарата на выходе из турбины и использованию прямых лопаток в РК.

Литература

- [1] Русаков А.Н. Расчетное исследование газодинамических параметров радиально-осевых турбин и их совместной работы с поршневыми двигателями. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2020, № 8, с. 44–50, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-8-44-50>
- [2] Meherwan M.P. *Gas turbine engineering handbook*. Houston, Butterworth-Heinemann, 2001. 799 p.
- [3] Cohen H., Rogers G.F.C., Saravanamuttoo H.I.H. *Gas turbine theory*. Longman, Harlow, T.J. Press, 1996. 442 p.
- [4] Самарский А.А. *Введение в численные методы*. Санкт-Петербург, Лань, 2005. 271 с.
- [5] Костюк А.Г., Фролов В.В., Булкин А.Е. и др. *Паровые и газовые турбины для электростанций*. Москва, МЭИ, 2016. 557 с.
- [6] Моторин А.В., Распопов И.В., Фурсов И.Д. *Паровые турбины. Т. 1*. Барнаул, АлтГТУ, 2004. 127 с.
- [7] Li P.-Y., Gu C.-W., Song Y. A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses. *Energies*, 2015, vol. 8, no. 5, pp. 4317–4334, doi: <http://dx.doi.org/10.3390/en8054317>
- [8] Takao M., Setoguchi T. Air turbines for wave energy conversion. *Int. J. Rotating Mach.*, 2012, vol. 2012, art. 717398, doi: <http://dx.doi.org/10.1155/2012/717398>
- [9] Митрохин В.Т. *Выбор параметров и расчет радиальной центробежной турбины на стационарных и переходных режимах*. Москва, Машиностроение, 1974. 228 с.
- [10] Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. *Радиально-осевые турбины малой мощности*. Москва, Машиностроение, 1976. 207 с.
- [11] Tarnawski P., Ostapski W. Pulse powered turbine engine concept — numerical analysis of influence of different valve timing concepts on thermodynamic performance. *Bull. Pol.*

- Acad. Sci. Tech. Sci.*, 2018, vol. 66, no. 3, pp. 373–382, doi: <http://dx.doi.org/10.24425/123444>
- [12] Довгялло А.И., Шиманов А.А. Возможность использования импульсной двунаправленной турбины в термоакустическом двигателе. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического государственного университета*, 2015, т. 14, № 1, с. 132–138, doi: <https://doi.org/10.18287/1998-6629-2015-14-1-132-138>
- [13] Takao M., Fujioka Y., Homma H., et al. Experimental study of a radial turbine using pitch-controlled guide vanes for wave power conversion. *Int. J. Rotating Mach.*, 2006, vol. 2006, no. 017379, doi: <http://dx.doi.org/10.1155/IJRM/2006/17379>
- [14] Орлин А.С., Круглов М.Г., ред. *Теория поршневых и комбинированных двигателей*. Москва, Машиностроение, 1983. 372 с.
- [15] Rangwala A.S. *Turbo-machinery dynamics*. McGraw-Hill, 2005. 535 p.

References

- [1] Rusakov A.N. A computational study of gas-dynamic parameters of radial-axial turbines and their joint operation with piston engines. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2020, no. 8, pp. 44–50 (in Russ.), doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2020-8-44-50>
- [2] Meherwan M.P. *Gas turbine engineering handbook*. Houston, Butterworth-Heinemann, 2001. 799 p.
- [3] Cohen H., Rogers G.F.C., Saravanamuttoo H.I.H. *Gas turbine theory*. Longman, Harlow, T.J. Press, 1996. 442 p.
- [4] Samarskiy A.A. *Vvedenie v chislennyye metody* [Introduction to numerical methods]. Sankt-Peterburg, Lan' Publ., 2005. 271 p.
- [5] Kostyuk A.G., Frolov V.V., Bulkin A.E., et al. *Parovye i gazovye turbiny dlya elektrostantsiy* [Steam and gas turbines for power plants]. Moscow, MEI Publ., 2016. 557 p.
- [6] Motorin A.V., Raspopov I.V., Fursov I.D. *Parovye turbiny. T. 1* [Steam turbines. Vol. 1]. Barnaul, AltGTU Publ., 2004. 127 p.
- [7] Li P.-Y., Gu C.-W., Song Y. A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses. *Energies*, 2015, vol. 8, no. 5, pp. 4317–4334, doi: <http://dx.doi.org/10.3390/en8054317>
- [8] Takao M., Setoguchi T. Air turbines for wave energy conversion. *Int. J. Rotating Mach.*, 2012, vol. 2012, art. 717398, doi: <http://dx.doi.org/10.1155/2012/717398>
- [9] Mitrokhin V.T. *Vybor parametrov i raschet radial'noy tsestrostremitel'noy turbiny na statsionarnykh i perekhodnykh rezhimakh* [Parameter selection and calculation of a centrifugal radial turbine in stationary and transient conditions]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1974. 228 p.
- [10] Sherstyuk A.N., Zaryankin A.E. *Radial'no-osevye turbiny maloy moshchnosti* [Low power radial-axial turbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 207 p.
- [11] Tarnawski P., Ostapski W. Pulse powered turbine engine concept — numerical analysis of influence of different valve timing concepts on thermodynamic performance. *Bull. Pol. Acad. Sci. Tech. Sci.*, 2018, vol. 66, no. 3, pp. 373–382, doi: <http://dx.doi.org/10.24425/123444>
- [12] Dovgyallo A.I., Shimanov A.A. Possibility of using a bi-directional impulse turbine in a thermo-acoustic engine. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo gosudarstvennogo universiteta* [Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering], 2015, vol. 14, no. 1, с. 132–138 (in Russ.), doi: <https://doi.org/10.18287/1998-6629-2015-14-1-132-138>
- [13] Takao M., Fujioka Y., Homma H., et al. Experimental study of a radial turbine using pitch-controlled guide vanes for wave power conversion. *Int. J. Rotating Mach.*, 2006, vol. 2006, no. 017379, doi: <http://dx.doi.org/10.1155/IJRM/2006/17379>
- [14] Орлин А.С., Круглов М.Г., eds. *Теория поршневых и комбинированных двигателей* [Theory of piston and combined engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 372 p.
- [15] Rangwala A.S. *Turbo-machinery dynamics*. McGraw-Hill, 2005. 535 p.

Информация об авторе

РУСАКОВ Алексей Николаевич — ведущий инженер-конструктор КО. ПАО «КАДВИ» (248021, Калуга, Российская Федерация, ул. Московская, д. 247, e-mail: anrusakov@bk.ru).

Information about the author

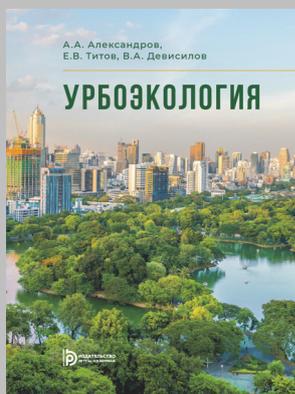
RUSAKOV Aleksey Nikolaevich — Leading Design Engineer КО. PJSC «KADVI» (248021, Kaluga, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 247, e-mail: anrusakov@bk.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Русаков А.Н. Выбор оптимальных газодинамических параметров радиально-осевых турбин при их совместной работе с поршневыми двигателями внутреннего сгорания. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 6, с. 58–66, doi: 10.18698/0536-1044-2021-6-58-66

Please cite this article in English as:

Rusakov A.N. Selection of Optimal Gas-Dynamic Parameters of Radial-Axial Turbines in Their Joint Operation with Reciprocating Internal Combustion Engines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 6, pp. 58–66, doi: 10.18698/0536-1044-2021-6-58-66



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям учебник

«Урбоэкология»

Авторы: А.А. Александров, Е.В. Титов, В.А. Девислов

Изложены современные представления об урбоэкологии — динамично развивающейся области науки и практики, ее направлениях и междисциплинарных связях. Рассмотрено влияние градостроительной, производственной, транспортной, хозяйственно-бытовой, рекреационной деятельности на экологические процессы и компоненты среды урбанизированных территорий.

Каждая глава завершается практикумом, который позволяет организовать индивидуальную и групповую, внеаудиторную и аудиторную учебную работу студентов, создает условия для творческой работы над учебными проектами различного уровня (рефератами, курсовыми и выпускными работами), обеспечивая профессиональное самоопределение по окончании вуза.

Для студентов, осваивающих профессии и специальности высшего и среднего профессионального образования, и аспирантов, специализирующихся в области техносферной безопасности, экологии и природообустройства. Может быть полезна специалистам, занимающимся планированием мероприятий по снижению техногенных и природных рисков.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru