



Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика. 2021. Т. 21, вып. 3. С. 242–248

*Izvestiya of Saratov University. Physics*, 2021, vol. 21, iss. 3, pp. 242–248

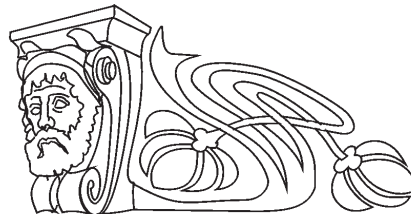
<https://fizika.sgu.ru>

<https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-3-242-248>

Научная статья

УДК 621.486

## Экспериментальное исследование двунаправленной импульсной турбины в постоянном потоке газа



И. Б. Горшков, В. В. Петров

Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н. Г. Чернышевского, Россия, 410012, г. Саратов, ул. Астраханская, д. 83

Горшков Илья Борисович, аспирант кафедры радиофизики, [GoshX3@mail.ru](mailto:GoshX3@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0003-0183-769X>

Петров Владимир Владимирович, доктор физико-математических наук, профессор кафедры компьютерной физики и метаматериалов на базе Саратовского филиала Института радиотехники и электроники имени В. А. Котельникова РАН, [petrovvv@info.sgu.ru](mailto:petrovvv@info.sgu.ru), <https://orcid.org/0000-0002-8520-5245>

**Аннотация.** Двунаправленная импульсная турбина может применяться для выработки электроэнергии из энергии морских волн или для преобразования акустической энергии в электрическую в термоакустических генераторах. В данной работе было проведено экспериментальное исследование характеристик двунаправленной турбины в постоянном потоке газа. Эксперименты проводились с неподвижным и свободно вращающимся ротором турбины. Внешний диаметр лопаток турбины 44 мм. Средняя скорость газа на входе в турбину измерялась при помощи трубки Вентури и анемометра. Были проведены измерения зависимости перепада давления на сопловых аппаратах и роторе турбины от средней по сечению скорости газа на входе в турбину. Показано, что при увеличении частоты вращения ротора перепад давления на входном сопловом аппарате уменьшается, а на роторе и на выходном сопловом аппарате увеличивается. Доля паразитного перепада давления на выходном сопловом аппарате в перепаде давления на всей турбине увеличивается при увеличении частоты вращения ротора. При частоте вращения ротора 7000 об./мин, паразитный перепад давления составил 15% от перепада давления на всей турбине. Было показано, что в постоянном потоке газа исследуемая турбина имеет степень реактивности от 0.61 до 0.84.

**Ключевые слова:** термоакустика, термоакустический двигатель, сопловый аппарат, реактивная турбина, двигатель Стирлинга, одноступенчатая турбина

**Благодарности:** Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-32-90127.

**Для цитирования:** Горшков И. Б., Петров В. В. Экспериментальное исследование двунаправленной импульсной турбины в постоянном потоке газа // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика. 2021. Т. 21, вып. 3. С. 242–248. <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-3-242-248>

Статья опубликована на условиях лицензии Creative Commons Attribution 4.0 International (CC-BY 4.0)

Article

### Experimental study of a bidirectional impulse turbine in a steady gas flow

I. B. Gorshkov, V. V. Petrov

Saratov State University, 83 Astrakhanskaya St., Saratov 410012, Russia

Ilya B. Gorshkov, [GoshX3@mail.ru](mailto:GoshX3@mail.ru), <https://orcid.org/0000-0003-0183-769X>

Vladimir V. Petrov, [petrovvv@info.sgu.ru](mailto:petrovvv@info.sgu.ru), <https://orcid.org/0000-0002-8520-5245>

**Abstract. Background and Objectives:** The bidirectional impulse turbine can be used to generate electricity from the energy of sea waves or to convert acoustic energy into electrical energy in thermoacoustic generators. **Materials and Methods:** In this paper, an experimental study of the characteristics of a bidirectional turbine in a constant gas flow was carried out. The experiments were carried out with a fixed and freely rotating turbine rotor. The outer diameter of the turbine blades is 44 mm. The average gas velocity at the turbine inlet was measured using a Venturi tube and an anemometer. Measurements were made for the dependence of the pressure drop across the nozzles and the turbine rotor on the cross-sectional mean gas velocity at the turbine inlet. **Results:** It is shown that with an increase in the rotor speed, the pressure drop across the inlet nozzle apparatus decreases, while on the rotor and the outlet nozzle apparatus it increases. The proportion of the parasitic pressure drop at the outlet nozzle apparatus in the pressure drop across the entire turbine increases with an increase in the rotor speed. At a rotor speed of 7000 rpm, the parasitic pressure drop was 15% of the pressure drop



across the entire turbine. It was shown that in a constant gas flow, the investigated turbine has a degree of reaction from 0.61 to 0.84.

**Keywords:** thermoacoustics, thermoacoustic engine, nozzle apparatus, jet turbine, Stirling engine, single-stage turbine

**Acknowledgements:** The reported study was funded by RFBR according to the research project № 19-32-90127.

**For citation:** Gorshkov I. B., Petrov V. V. Experimental study of a bidirectional impulse turbine in a steady gas flow. *Izvestiya of Saratov University. Physics*, 2021, vol. 21, iss. 3, pp. 242–248 (in Russian). <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-3-242-248>

This is an open access article distributed under the terms of Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC-BY 4.0)

## Введение

Двунаправленная импульсная турбина может применяться для выработки электроэнергии из энергии морских волн [1–3], а также для преобразования акустической энергии в электрическую в термоакустических генераторах [4] или в выхлопных системах ДВС. Однонаправленная одноступенчатая паровая или газовая турбина имеет в составе своей конструкции один сопловой аппарат (СА), расположенный на входе потока газа в турбину [5]. У двунаправленной импульсной одноступенчатой турбины в конструкции должно быть два СА [6]. Один на входе потока в турбину, другой точно такой же на выходе потока из ротора. С изменением направления течения газа на противоположное входной СА становится выходным, а выходной – соответственно входным. Наличие двух СА позволяет турбине вращаться в одном и том же направлении независимо от направления потока газа. При этом выходной СА создаёт паразитный перепад давления, что уменьшает КПД турбины. Попытаться уменьшить паразитный перепад давления относительно перепада давления на всей турбине можно при помощи увеличения количества ступеней турбины, как это предложили сделать в компании Aster Thermoacoustics [7]. Например, при увеличении числа ступеней до двух паразитный перепад давления будет только на одном СА из трёх, тогда как у одноступенчатой турбины на одном СА из двух. Для принятия решения об увеличении числа ступеней необходимо знать величину паразитного перепада давления относительно перепада давления на всей турбине.

В данной работе был измерен паразитный перепад давления на выходном СА при постоянном потоке газа в турбине.

## 1. Условия проведения экспериментов

На 3D принтере была напечатана экспериментальная двунаправленная турбина. Вид модели турбины в разрезе показан на рис. 1. Печать производилась при помощи пластика PTEG. Модель турбины показана в упрощённом виде (не показан вал турбины, подшипники, внутренние

детали электрогенератора). Все эксперименты производились с постоянным потоком воздуха, который входил в турбину через трубку Вентури и выходил через выходной конус. Трубка Вентури состоит из конуса с большим диаметром 44 мм и малым диаметром 20 мм, а также прямого участка трубы диаметром 20 мм и длиной 65.3 мм. Длина конуса 27.45 мм, радиус кривизны боковой поверхности конуса 37.4 мм. Трубка Вентури необходима для измерения усреднённой по сечению скорости потока на входе  $v_1$ . Для измерения статического давления в различных точках турбины сделаны отверстия для крепления трубок манометров (рис. 1, а). Расстояния до точек подсоединения манометров показаны на рис. 1, б.

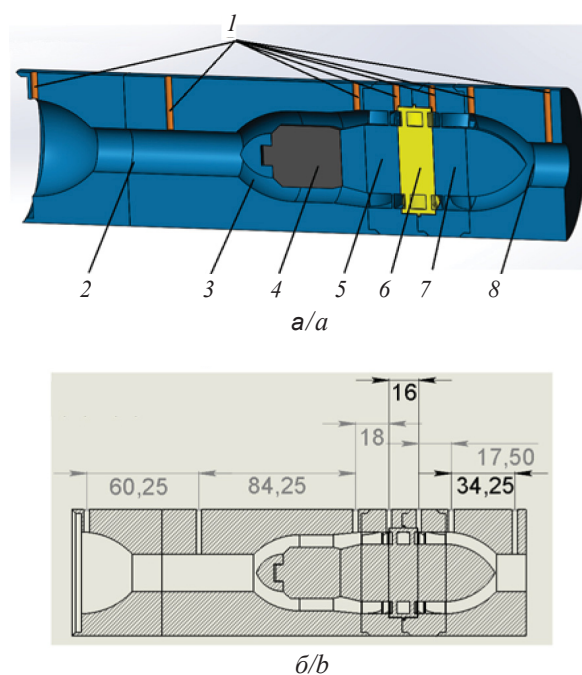


Рис. 1. Модель турбины в разрезе: а – 3D модель: 1 – места подключения трубок манометров, 2 – трубка Вентури, 3 – входной конус, 4 – электрогенератор, 5 – входной сопловой аппарат, 6 – ротор, 7 – выходной сопловой аппарат, 8 – выходной конус; б – расстояния между трубками манометров

Fig. 1. Turbine model in section: а – 3D model: 1 – connection points of manometer tubes, 2 – Venturi tube, 3 – inlet cone, 4 – electric generator, 5 – inlet nozzle apparatus, 6 – rotor, 7 – outlet nozzle apparatus, 8 – outlet cone; б – distances between the manometer tubes



За трубкой Вентури расположен входной конус, внутри которого располагается электрогенератор. В качестве электрогенератора использовался бесколлекторный двигатель Maytech 2830 KV850 с максимальной электрической мощностью 187 Вт. Статор электрогенератора прикреплён к входному СА, а ротор – к валу турбины.

Внешний диаметр лопаток СА и лопаток ротора составляет 44 мм, а внутренний диаметр – 30,8 мм. Угол загиба краёв лопаток относительно осевого направления – 60 градусов, как на роторе, так и на СА. На роторе расположено 20 лопаток, а на каждом СА – по 12 лопаток (рис. 2). По периметру ротора расположен обод, который совместно с выступом лабиринтного уплотнения уменьшает утечку воздуха через зазор между ротором и статором. Это особенно важно для турбин маленького диаметра, так как у них обычно большая величина зазора между ротором и статором относительно размеров самой турбины и, соответственно, большая утечка газа через зазор [8].

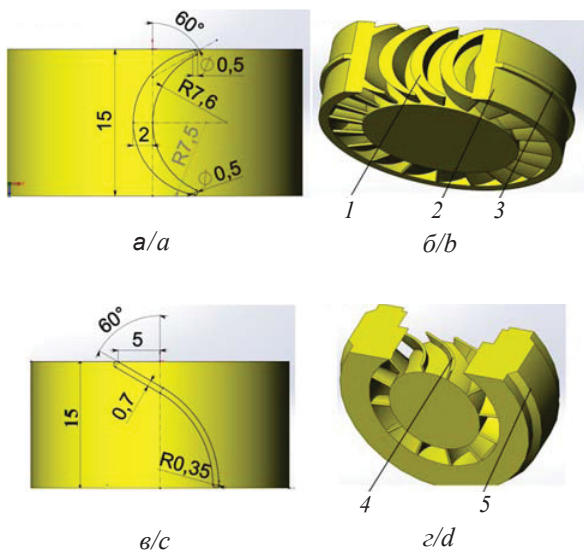


Рис. 2. Форма лопаток ротора и соплового аппарата: а – размеры лопатки ротора; б – ротор в разрезе: 1 – лопатки, 2 – обод ротора, 3 – выступ лабиринтного уплотнения; в – размеры лопатки соплового аппарата; г – сопловой аппарат в разрезе: 4 – лопатки статора, 5 – корпус турбины  
Fig. 2. The shape of the rotor blades and nozzle blades: a – dimensions of the rotor blade; b – rotor in section: 1 – blades, 2 – outer casing, 3 – protrusion reducing gas leakage; c – dimensions of the nozzle blade; d – nozzle apparatus in section: 4 – nozzle blades, 5 – turbine housing

Внешний вид экспериментальной установки показан на рис. 3. В отверстия в корпусе турбины были вставлены медные капиллярные трубки,

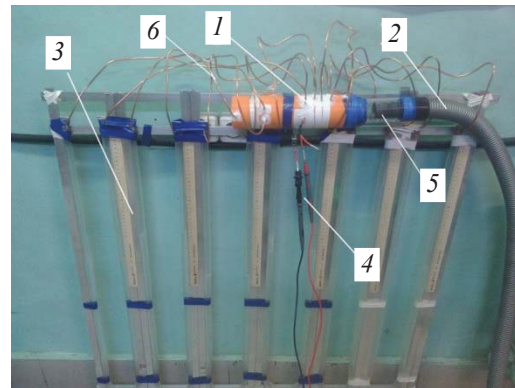


Рис. 3. Экспериментальная установка: 1 – турбина, 2 – шланг пылесоса, 3 – U-образный манометр, 4 – щупы осциллографа, 5 – устройство регулировки массового расхода газа, 6 – медные трубки манометров

Fig. 3. Experimental setup: 1 – turbine, 2 – vacuum cleaner hose, 3 – U-shaped manometer, 4 – oscilloscope probes, 5 – gas mass flow control device, 6 – copper tubes for manometers

ведущие к шести U-образным манометрам, заполненным водой. Перепад давления на различных элементах турбины определялся путём измерения уровня воды в U-образных трубках. Постоянный поток воздуха через турбину создавался при помощи промышленного пылесоса, присоединённого к поликарбонатной втулке с шестнадцатью отверстиями на боковой поверхности. Открывая и закрывая отверстия во втулке, производили регулировку массового расхода газа через турбину.

Амплитуда колебаний давления в термоакустическом двигателе обычно не превышает 10% от среднего давления в цикле [9]. При этом амплитуда колебаний давления на акустической нагрузке в несколько раз меньше максимальной амплитуды колебаний давления в двигателе [10]. Забегая вперёд: максимальный перепад давления на турбине в экспериментах с постоянным потоком газа в данной работе составил около 6% от величины атмосферного давления.

Частота вращения ротора измерялась путём подключения осциллографа к одной из фаз электрогенератора. Количество обмоток статора электродвигателя и количество магнитных полюсов ротора такое, что частота колебаний напряжения на фазе электрогенератора в 8 раз больше, чем частота вращения вала.

Средняя по сечению скорость воздуха на входе в трубку Вентури  $v_1$  определялась тремя различными методами. С помощью уравнения Бернулли (1), (2), с помощью численного моде-





лирования течения газа в трубке в программе SolidWorks Flow Simulation и при помощи анемометра AeroTemp30:

$$\frac{\rho v_1^2}{2} + P_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + P_2, \quad (1)$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left( \left( \frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right)}}. \quad (2)$$

Здесь  $P_1$  и  $P_2$  – статические давления на входе в трубку Вентури и на выходе из трубки соответственно;  $v_1$  и  $v_2$  – усреднённая по сечению скорость воздуха на входе в трубку Вентури и на выходе из трубки соответственно;  $\rho$  – плотность газа (по причине малого перепада давления на трубке плотность считается одинаковой во всех точках трубки);  $A_1$ ,  $A_2$  – площади поперечного сечения каналов на входе в трубку и на выходе из трубки соответственно.

На графике, приведенном на рис. 4, можно видеть, что расчёт  $v_1$  с использованием уравнения Бернулли имеет расхождение с результатами расчётов в SolidWorks и с показаниями анемометра. Дополнительный расчёт трубки Вентури по методике расчёта сопла Лавала для сжимаемого газа показал, что при использовании уравнения Бернулли отклонение от данных анемометра связано не со сжимаемостью газа (которую не учитывает уравнение Бернулли), а с тем, что уравнение Бернулли не учитывает взаимодействие газа со стенкой трубки. В даль-

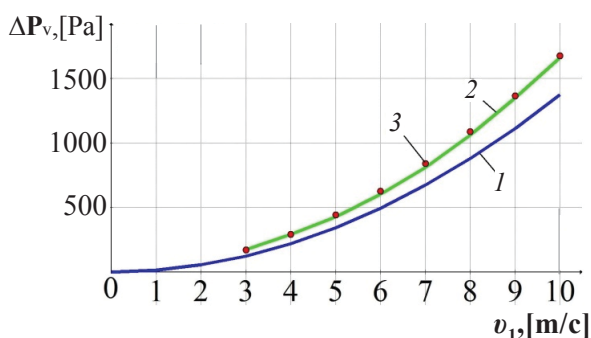


Рис. 4. Зависимость перепада давления на трубке Вентури от средней по сечению скорости воздуха на входе в трубку Вентури  $v_1$ : 1 – уравнение Бернулли, 2 – численное моделирование в SolidWorks Flow Simulation, 3 – точками обозначены показания анемометра

Fig. 4. Dependence of the pressure drop across the Venturi tube on the cross-sectional average air velocity at the inlet to the Venturi tube  $v_1$ : 1 – Bernoulli's equation, 2 – numerical modeling in SolidWorks Flow Simulation, 3 – points indicate anemometer data

нейшем в качестве  $v_1$  для построения графиков брались данные анемометра.

В ходе экспериментов были произведены измерения перепадов давления на различных элементах турбины при различных  $v_1$  со свободно вращающимся ротором и с неподвижным ротором. Свободным считалось вращение без подключённой к генератору электрической нагрузки.

## 2. Результаты экспериментов

В эксперименте наблюдалось уменьшение перепада давления на входном СА, при увеличении частоты вращения ротора  $\omega$  (рис. 5, а). Вероятная причина данного эффекта заключается в том, что края лопастей ротора частично перекрывают газовые каналы на выходе СА и тем самым участвуют в создании перепада давления. При увеличении частоты  $\omega$  уменьшается тангенциальная скорость газа относительно лопаток ротора [11]. Газ сталкивается с передними кромками лопаток ротора на меньшей скорости, что приводит к снижению перепада давления на входном СА.

Перепад давления на выходном СА, в отличие от входного, наоборот, значительно увеличивается при увеличении частоты вращения ротора (рис. 5, б). Это можно объяснить тем, что при неподвижном роторе направление средней по сечению абсолютной скорости газа на выходе из ротора  $\vec{v}_3$  примерно равно направлению загиба кромок лопаток соплового аппарата, так как углы загиба кромок лопаток ротора и соплового аппарата одинаковы и составляют  $60^\circ$  относительно оси турбины (см. рис. 2). При увеличении частоты вращения ротора скорость  $\vec{v}_3$  изменяет направление движения и поток газа входит в лопатки СА уже не прямо, а под некоторым углом к краю лопатки, что приводит к удару потока о лопатки выходного СА и перепад давления на нём увеличивается.

Перепад давления на роторе также увеличивается при увеличении частоты вращения (рис. 5, в). С увеличением  $\omega$  относительная тангенциальная скорость газа на входе в лопатки ротора уменьшается, как это было сказано ранее, а относительная осевая скорость остаётся прежней. По этой причине угол между вектором относительной скорости потока на входе в ротор и осью турбины  $\alpha_1$  уменьшается. Поток входит в лопатки ротора под более острым углом относительно оси турбины, однако, как показывает дополнительно проведённое в ходе этой работы численное моделирование течения газа в каналах

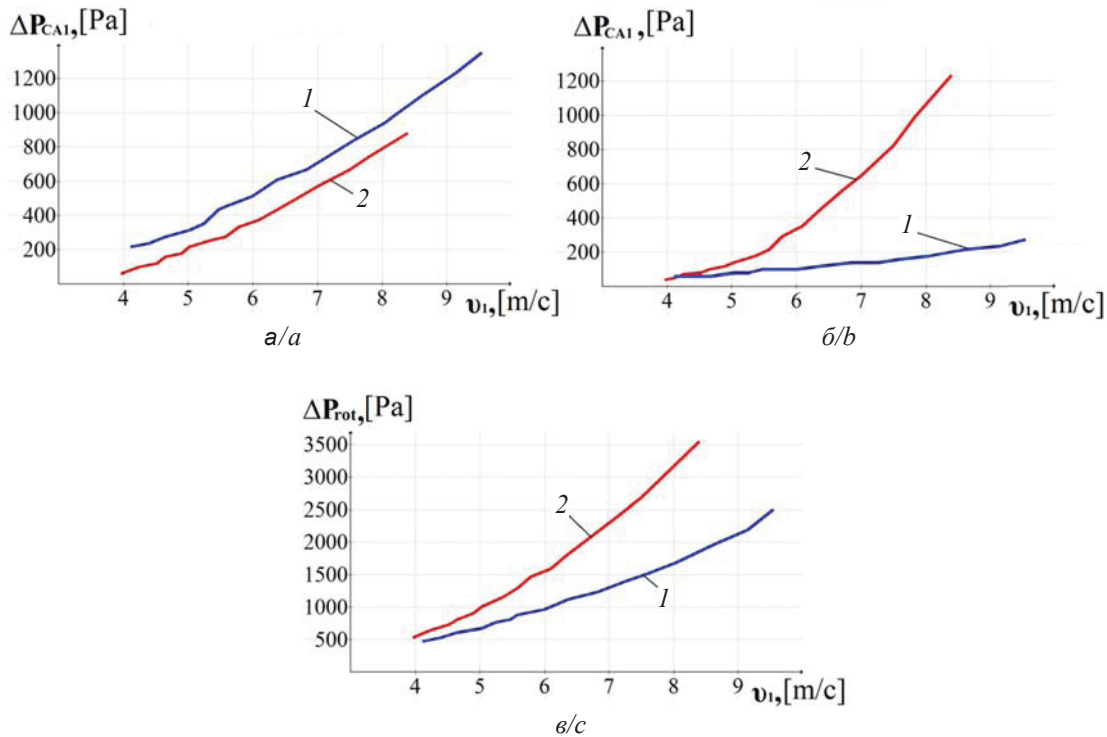


Рис. 5. Зависимость перепада давления от средней по сечению скорости потока на входе: *а* – входной сопловой аппарат, *б* – выходной сопловой аппарат, *в* – ротор; *1* – неподвижный ротор турбины, *2* – свободно вращающийся ротор турбины.

Fig. 5. Dependence of the pressure drop on the cross-section average flow rate at the inlet: *a* – inlet nozzle, *b* – outlet nozzle, *c* – rotor; *1* – locked turbine rotor, *2* – freely rotating turbine rotor

ротора в программе SolidWorks, это не является причиной увеличения перепада давления на роторе. Эффект увеличения перепада давления при уменьшении угла  $\alpha_1$  действительно присутствует, но так как помимо изменения угла  $\alpha_1$  при увеличении частоты вращения также происходит уменьшение скорости по модулю, то суммарный эффект приводит к уменьшению перепада давления на роторе. Получается, что таким образом нельзя объяснить причину увеличения перепада давления на роторе с ростом частоты  $\omega$ . Возможным объяснением увеличения  $\Delta P_{rot}$  является уменьшение динамической компоненты давления газа на выходе из ротора при увеличении  $\omega$ . Абсолютная скорость газа на выходе из ротора уменьшается с увеличением  $\omega$ , по этой причине уменьшается полное давление за ротором, что приводит к увеличению  $\Delta P_{rot}$ .

### Заключение

Результаты измерений показывают, что двунаправленная импульсная турбина не является активной, т. е. на роторе данной турбины присутствует значительный перепад давления

относительно перепада давления на сопловых аппаратах. Степень реактивности  $\rho$  в ходе экспериментов составляла от 0.61 до 0.84. При этом однонаправленная паровая или газовая турбина, имеющая форму лопаток ротора как у двунаправленной импульсной турбины, обычно относится к классу активных турбин с низкой степенью реактивности [12].

При низкой частоте вращения ротора перепад давления на входном сопловом аппарате  $\Delta P_{CA1}$  больше, чем на выходном  $\Delta P_{CA2}$ , однако при частоте вращения ротора около 7000 об./мин  $\Delta P_{CA1}$  и  $\Delta P_{CA2}$  становятся равны. При дальнейшем увеличении частоты вращения  $\Delta P_{CA2}$  становится больше, чем  $\Delta P_{CA1}$ . При максимальной частоте вращения вала 14625 об./мин перепад давления на выходном СА превысил перепад давления на входном на 40%. Если усреднить перепады давления  $\Delta P_{CA1}$  и  $\Delta P_{CA2}$  по всему диапазону частот вращения, то их средние значения будут близки друг к другу.

Паразитный перепад давления  $\Delta P_{CA2}$  при частоте вращения 7000 об./мин составил 15% от перепада давления на всей турбине. Таким



образом, при данной конструкции турбины, при постоянном потоке газа, выходной сопловой аппарат снижает эффективность турбины только на 15%. Экспериментальные значения КПД двунаправленной импульсной турбины не превышают 50% даже при периоде колебаний потока газа, составляющего несколько секунд, т. е. при квазистатическом течении газа [13]. Тогда как у однонаправленной турбины КПД бывает 90 и более процентов [12]. Из этого следует, что выходной сопловой аппарат, создающий паразитный перепад давления, является не единственной причиной пониженного КПД двунаправленной турбины по сравнению с однонаправленной, так как разница в максимальном КПД двух данных видов турбин составляет более 40%, а не 15%. Второй основной причиной пониженной эффективности двунаправленной импульсной турбины при работе в переменном потоке газа, вероятно, является вращение вала в периоды времени, когда скорость газа на входе турбины имеет значение около нуля, так как при этом лопатки ротора работают как воздушный тормоз и рассеивают энергию.

#### Список литературы

1. *Thakker A., Jarvis J., Sahed A.* Quasi-Steady Analytical Model Benchmark of an Impulse Turbine for Wave Energy Extraction // *Int. J. Rotating Mach.* 2008. Vol. 2008. P. 1–12. <https://doi.org/10.1155/2008/536079>
2. *Thakker A., Dhanasekaran T., Khaleeq H., Usmani Z.* Application of Numerical Simulation Method to Predict the Performance of Wave Energy Device with Impulse Turbine // *J. of Thermal Science.* 2003. Vol. 12, № 1. P. 37–43. <https://doi.org/10.1007/s11630-003-0007-y>
3. *Thakker A., Dhanasekaran T.* Computed effect of guide vane shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion // *Int. J. Energy Res.* 2005. Vol. 29. P. 1245–1260. <https://doi.org/10.1002/er.1117>
4. *Blok K., Owczarek P., Francois M.* Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity // 9th PAMIR International Conference on Fundamental and Applied MHD. Riga, Latvia, 2014. P. 433–438. URL: <https://docplayer.net/28349946-Bi-directional-turbines-for-converting-acoustic-wave-power-into-electricity.html> (дата обращения: 17.06.2021).
5. *Скубачевский Г.* Авиационные газотурбинные двигатели. М. : Машиностроение, 1969. 543 с.
6. *Timmer M., Meer T.* Characterization of bidirectional impulse turbines for thermoacoustic engines // *J. Acoust. Soc. Am.* 2019. Vol. 146, iss. 5. P. 3524–3535. <https://doi.org/10.1121/1.5134450>
7. Aster Thermoacoustics. URL: <https://www.asterthermoacoustics.com/> (дата обращения: 17.06.2021).
8. *Натаевич А.* Воздушные микротурбины. М. : Машиностроение, 1970. 208 с.
9. *Swift G.W.* Thermoacoustic engines and refrigerators : A short course. Los Alamos: Los Alamos National Laboratory, 1999. 179 p. URL: <https://www.osti.gov/servlets/purl/756947> (дата обращения 17.05.2021).
10. *Hamood A., Jaworski A., Mao X.* Model and Design of a Four-Stage Thermoacoustic Electricity Generator with Two Push-Pull Linear Alternators // *Proceedings of ASEE17. International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE17) (02–05 July 2017).* Wroclaw, Poland. URL: <http://eprints.whiterose.ac.uk/116886/7/Hamood%20reviewed%20corrected.pdf> (дата обращения: 18.01.2021).
11. *Любимов Г., Любимов Б.* Теория и расчёт осевых многоступенчатых турбин турбобуров. М. : Гостехиздат, 1963. 178 с.
12. *Dixon S. L., Hall C. A.* Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery. Oxford, Elsevier. 2014. 537 p. URL: [https://books.google.ru/books?hl=ru&lr=&id=wZoTAAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=axial+turbine+book&ots=xA2UP400z\\_&sig=iv\\_6OPafwdJOxZxotNtNratTSso&redir\\_esc=y#v=onepage&q=axial%20turbine%20book&f=false](https://books.google.ru/books?hl=ru&lr=&id=wZoTAAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=axial+turbine+book&ots=xA2UP400z_&sig=iv_6OPafwdJOxZxotNtNratTSso&redir_esc=y#v=onepage&q=axial%20turbine%20book&f=false) (дата обращения: 17.06.2021).
13. *Setoguchi T., Takao M.* Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion // *Energy Convers. Manage.* 2006. Vol. 47. P. 2382–2396. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.11.013>

#### References

1. *Thakker A., Jarvis J., Sahed A.* Quasi-Steady Analytical Model Benchmark of an Impulse Turbine for Wave Energy Extraction. *Int. J. Rotating Mach.*, 2008, vol. 2008, pp. 1–12. <https://doi.org/10.1155/2008/536079>
2. *Thakker A., Dhanasekaran T., Khaleeq H., Usmani Z.* Application of Numerical Simulation Method to Predict the Performance of Wave Energy Device with Impulse Turbine. *J. of Thermal Science*, 2003, vol. 12, no. 1, pp. 37–43. <https://doi.org/10.1007/s11630-003-0007-y>
3. *Thakker A., Dhanasekaran T.* Computed effect of guide vane shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion. *Int. J. Energy Res.*, 2005, vol. 29, pp. 1245–1260. <https://doi.org/10.1002/er.1117>
4. *Blok K., Owczarek P., Francois M.* Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity. *9th PAMIR International Conference on Fundamental and Applied MHD.* Riga, Latvia, 2014, pp. 433–438. Available at: <https://docplayer.net/28349946-Bi-directional-turbines-for-converting-acoustic-wave-power-into-electricity.html> (accessed 17 June 2021).
5. *Skubachevsky G.* *Aviacionnye gazoturbinnye dvigateli* [Aircraft Gas Turbine Engines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 543 p. (in Russian)
6. *Timmer M., Meer T.* Characterization of bidirectional impulse turbines for thermoacoustic engines. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2019, vol. 146, iss. 5, pp. 3524–3535. <https://doi.org/10.1121/1.5134450>
7. Aster Thermoacoustics. Available at: <https://www.asterthermoacoustics.com/> (accessed 17 June 2021).



8. Natalevich A. *Vozdushnye mikroturbiny* [Air Microturbines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1970. 208 p. (in Russian).
9. Swift G. W. *Thermoacoustic engines and refrigerators: A short course*. Los Alamos, Los Alamos National Laboratory, 1999. 179 p. Available at: <https://www.osti.gov/servlets/purl/756947> (accessed 17 May 2021)
10. Hamood A., Jaworski A., Mao X. Model and Design of a Four-Stage Thermoacoustic Electricity Generator with Two Push-Pull Linear Alternators. *Proceedings of ASEE17. International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE17)* (02–05 July 2017). Wroclaw, Poland. Available at: <http://eprints.whiterose.ac.uk/116886/7/Hamood%20reviewed%20corrected.pdf> (accessed 27 January 2021).
11. Lubimov G., Lubimov B. *Teoriya i raschyot oseyvkh mnogostupenchatykh turbin turboburov* [Theory and Calculation of Axial Multistage Turbo-Drill Turbines]. Leningrad, Gostoptekhizdat Publ., 1963. 180 p. (in Russian).
12. Dixon S. L., Hall C. A. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Oxford, Elsevier, 2014. 537 p. Available at: [https://books.google.ru/books?hl=ru&lr=&id=wZoTAAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=axial+turbine+book&ots=xA2UP400z\\_&sig=iv\\_6OPAfwdJOxZxotNtNratTSso&redir\\_esc=y#v=onepage&q=axial%20turbine%20book&f=false](https://books.google.ru/books?hl=ru&lr=&id=wZoTAAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=axial+turbine+book&ots=xA2UP400z_&sig=iv_6OPAfwdJOxZxotNtNratTSso&redir_esc=y#v=onepage&q=axial%20turbine%20book&f=false) (accessed 17 June 2021).
13. Setoguchi T., Takao M. Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion. *Energy Convers. Manage*, 2006, vol. 47, pp. 2382–2396. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.11.013>

Поступила в редакцию 17.05.2021, после рецензирования 28.06.2021, принята к публикации 09.07.2021  
Received 17.05.2021, revised 28.06.2021, accepted 09.07.2021