



Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика. 2021. Т. 21, вып. 2. С. 133–144
Izvestiya of Saratov University. Physics, 2021, vol. 21, iss. 2, pp. 133–144

Научная статья
УДК 621.486
<https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-2-133-144>

Численный расчёт влияния количества ступеней кольцевого термоакустического двигателя Стирлинга на его характеристики



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 компьютерной физики и метаматериалов, GoshX3@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0183-769X>

Петров Владимир Владимирович, доктор физико-математических наук, профессор кафедры компьютерной физики и метаматериалов, petrovvv@info.sgu.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8520-5245>

Аннотация. Термоакустический двигатель с бегущей волной является разновидностью семейства двигателей Стирлинга. При увеличении количества ступеней кольцевого термоакустического двигателя с бегущей волной с одной до четырёх наблюдается улучшение характеристик акустической волны в зоне регенератора, уменьшается разность температур между теплообменниками, необходимая для старта двигателя, и увеличивается КПД. По этой причине важно исследовать закономерности изменения характеристик двигателя при дальнейшем увеличении количества ступеней. Целью работы было исследование влияния количества ступеней на характеристики акустической волны в двигателе. Был проведён численный расчёт восьми моделей двигателей с числом ступеней от трёх до десяти в программе Delta EC. Рабочее тело – аргон под давлением 1.5 МПа, диаметр теплообменных аппаратов 160 мм, диаметр акустического резонатора 41.2 мм, длина кольцевого корпуса двигателя у всех моделей была равна 8 метрам. Ступени во всех двигателях были конструктивно одинаковые. В ходе расчётов изменялось количество ступеней и количество акустических нагрузок при сохранении неизменной суммарной длины корпуса. Для каждой из восьми исследуемых моделей была проведена оптимизация величины акустической нагрузки, для достижения максимума КПД двигателя. Было показано, что при увеличении количества ступеней с трёх до десяти происходит постепенное увеличение разности фаз между колебаниями давления и скорости газа, т.е. приближение волны к параметрам стоячей во всей полости резонатора. При этом максимум мощности акустической нагрузки и КПД наблюдался при количестве ступеней равном пяти. При увеличении количества ступеней с пяти до десяти мощность каждой отдельной ступени снизилась на 15.8%, а КПД понизился на 8%.

Ключевые слова: термоакустика, двигатель Стирлинга, регенератор, акустические автоколебания, программа Delta EC, многоступенчатый двигатель

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

Для цитирования: Горшков И. Б., Петров В. В. Численный расчёт влияния количества ступеней кольцевого термоакустического двигателя Стирлинга на его характеристики // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика. 2021. Т. 21, вып. 2. С. 133–144. <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-2-133-144>

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

Article
<https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-2-133-144>

Numerical simulation of stages number influence to the characteristics of a looped tube thermoacoustic Stirling engine

I. B. Gorshkov✉, V. V. Petrov

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

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

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

Abstract. Background and Objectives: The traveling wave thermoacoustic engine is a variation of the Stirling engine family. With an increase in the number of stages of a traveling wave thermoacoustic engine from one to four, an improvement in the characteristics of the acoustic wave in the regenerator zone is observed, the temperature difference between the heat exchangers required to start the engine decreases, and the



efficiency increases. For this reason, it is important to study the patterns of changes in engine characteristics with a further increase in the number of stages. The aim of the work was to study the influence of the number of stages on the characteristics of the acoustic wave in the engine. **Materials and Methods:** A numerical calculation of eight models of engines with the number of stages from three to ten was carried out in the Delta EC program. The working gas is argon under a pressure of 1.5 MPa, the diameter of the heat exchangers is 160 mm, the diameter of the acoustic resonator is 41.2 mm, the length of the looped engine resonator for all models was 8 meters. The stages in all engines were structurally the same. In the course of the calculations, the number of stages and the number of acoustic loads changed, while maintaining the same total length of the hull-resonator. For each of the eight models studied, the acoustic load was optimized to achieve the maximum engine efficiency. **Conclusion:** It was shown that with an increase in the number of stages from three to ten, there is a gradual increase in the phase difference between the pressure and velocity oscillations, that is, the wave approaches the parameters of a standing wave in the entire cavity of the resonator. In this case, the maximum acoustic load power and efficiency were observed when the number of stages was equal to five. With an increase in the number of stages from five to ten, the power of each individual stage decreased by 15.8%, and the efficiency decreased by 8%.

Keywords: thermoacoustics, Stirling engine, regenerator, acoustic self-oscillations, Delta EC program, multistage engine

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

For citation: Gorshkov I. B., Petrov V. V. Numerical simulation of stages number influence to the characteristics of a looped tube thermoacoustic Stirling engine. *Izvestiya of Saratov University. Physics*, 2021, vol. 21, iss. 2, pp. 133–144 (in Russian). <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-2-133-144>

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

Введение

Ступенью двигателя называется теплообменный аппарат, состоящий из холодного теплообменника, регенератора и горячего теплообменника, помещённый в корпус [1, 2]. Если кольцевой двигатель имеет в своём составе только одну ступень, то в таком случае параметры акустической волны в зоне регенератора далеки от оптимальных параметров для реализации цикла Стирлинга. Для того чтобы это исправить, кольцевой корпус-резонатор соединяют с дополнительной ёмкостью, которая представляет собой резонатор Гельмгольца. В этой ёмкости-резонаторе возникает стоячая волна, что позволяет приблизить характеристики волны в теплообменном аппарате к характеристикам бегущей волны [3]. Именно такую конструкцию имеет самый эффективный на данный момент одноступенчатый двигатель – двигатель конструкции Бекхауса – Свифта. Вместе с тем кольцевая конструкция корпуса позволяет размещать внутри несколько теплообменных аппаратов. Увеличение количества ступеней до двух улучшает характеристики волны в зоне теплообменных аппаратов. При этом для настройки всё ещё возникает необходимость использовать дополнительные резонаторы со стоячей волной, как и в одноступенчатом двигателе [4]. При наличии трёх ступеней необходимость в дополнительных резонаторах уже пропадает [5]. На данный момент экспериментально исследованы двигатели с числом ступеней до четырёх. При увеличении числа ступеней с одной до четырёх наблюдается снижение разности температур, необходимой для

запуска двигателя, увеличение акустического КПД и улучшение массогабаритных показателей [6–9]. В работе [10] было проведено численное моделирование двигателей в программе Delta EC с шестью и восьмью ступенями. Было показано, что эффективность регенератора при увеличении числа ступеней снижается, но при этом также снижается и разность температур, необходимая для старта акустических колебаний. По этой причине важно исследовать характеристики двигателя, имеющего более чем четыре ступени, для того чтобы найти их оптимальное количество.

1. Теоретическая модель

Многоступенчатый двигатель можно условно разделить на несколько каскадов. Рассмотрим один из каскадов. Он состоит из ступени, термальной буферной трубки (ТБТ), акустической нагрузки и концевой части резонатора между нагрузкой и следующей ступенью (рис. 1).

Тепловая мощность W_h поступает на горячий теплообменник. Часть этой мощности преобразуется в полезную акустическую мощность нагрузки W_p , а остальная часть теряется. Можно разделить все потери мощности на тепловые потери, потери в термодинамическом цикле, акустические потери и потери в нагрузке.

Так как горячий теплообменник имеет более высокую температуру, чем окружающие его элементы, то за счет теплопроводности, конвекции и излучения тепловая энергия уходит с горячего теплообменника через стенку корпуса ступени, через материал регенератора, через газ в порах регенератора, через стенку резонатора и через

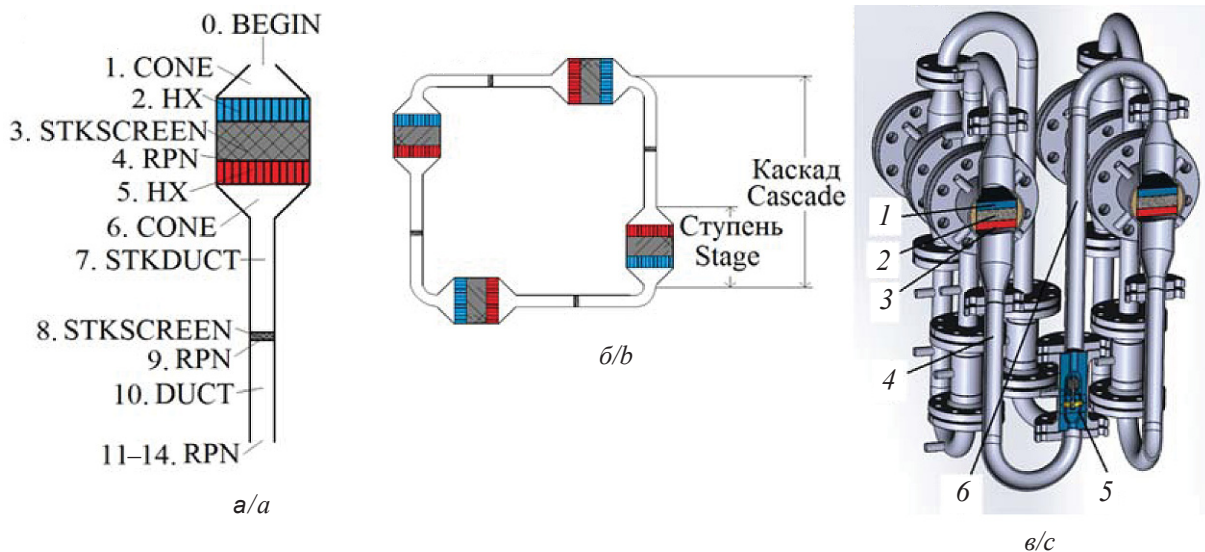


Рис. 1. Схема расчётной модели в Delta EC: *a* – расчётные блоки: 0. BEGIN – входные параметры акустической волны, 1. CONE – холодный конус, 2. HX – холодный теплообменник, 3. STKSCREEN – регенератор, 4. RPN – расчёт мощности горячего теплообменника, 5. HX – горячий теплообменник, 6. CONE – горячий конус, 7. STKDUCT – термальная буферная трубка (ТБТ), 8. STKSCREEN – акустическая нагрузка, 9. RPN – контроль температуры газа на выходе из расчётной части, 10. DUCT – концевая часть резонатора, 11–14. RPN – контроль параметров акустической волны на выходе из расчётной части; *б* – пример 4-ступенчатого двигателя с 4 одинаковыми каскадами; *в* – 3D модель возможной практической реализации конструкции с одинаковыми каскадами: 1 – холодный теплообменник, 2 – регенератор, 3 – горячий теплообменник, 4 – ТБТ, 5 – турбогенератор, 6 – концевая часть резонатора

Fig. 1. Scheme of the computational model in Delta EC. (*a*) Calculation blocks: 0. BEGIN – input parameters of the acoustic wave, 1. CONE – cold cone, 2. HX – cold heat exchanger, 3. STKSCREEN – regenerator, 4. RPN – power calculation of the hot heat exchanger, 5. HX – hot heat exchanger, 6. CONE – hot cone, 7. STKDUCT – thermal buffer tube (TBT), 8. STKSCREEN – acoustic load, 9. RPN – control of the gas temperature at the outlet from the calculation part, 10. DUCT – end of the resonator, 11–14. RPN – control of the acoustic wave parameters at the exit from the calculation part; (*b*) Example of a 4-stage engine with 4 identical cascades; (*c*) 3D model of a possible practical implementation of the device: 1 – cold heat exchanger, 2 – regenerator, 3 – hot heat exchanger, 4 – TBT, 5 – turbine generator, 6 – end of the resonator

газ в резонаторе в холодный теплообменник и в окружающую среду. В программе Delta EC из всех вышеперечисленных видов тепловых потерь можно учесть только потери в результате теплопроводности через регенератор с помощью задания параметра $ksFrac$ в блоке STKSCREEN. В данной работе во всех расчётах $ksFrac$ был равен 0.1, как это рекомендовано в [11]. Программа Delta EC интегрирует уравнения термоакустики. Тепловой поток, направленный от горячего теплообменника в резонатор, в программе не учитывается, так как он обусловлен в первую очередь конвективным переносом газа, а для решения такой задачи необходимо численное моделирование гидродинамических процессов в резонаторе, что невозможно в Delta EC.

Отсутствие возможности учесть большинство видов тепловых потерь приводит к тому, что КПД двигателя, полученный в результате расчётов, оказывается завышенным по сравнению с экспериментальными данными [4], а тепловая

мощность горячих теплообменников занижена. Расчёт в Delta EC можно уточнить, если отдельно рассчитать мощность тепловых потерь с горячего теплообменника и прибавить это значение к мощности теплообменника по результатам расчёта в Delta EC. В данной работе такой дополнительный расчёт не производился, так как основной целью было определить влияние числа ступеней на параметры акустической волны, а для этого достаточно возможностей программы Delta EC [4].

При увеличении давления рабочего тела в двигателе увеличивается мощность термодинамического цикла, при этом тепловые потери практически не изменяются. Таким образом, при увеличении среднего давления в цикле уменьшается мощность тепловых потерь относительно акустической мощности [9] и расчёты в программе Delta EC должны лучше согласовываться с экспериментом.

В большинстве случаев термальной буферной трубкой называется часть акустического ре-



зонатора между горячим теплообменником и вторичным холодным теплообменником, который необходим для поглощения теплового потока, направленного от горячего теплообменника в полость резонатора [12–17]. Вторичный холодный теплообменник не уменьшает мощность тепловой утечки, так как он только поглощает тепловую энергию, которая в его отсутствие всё равно поглотилась бы на стенках резонатора, на нагрузке и на холодном теплообменнике. Вторичный холодный теплообменник лишь уменьшает длину прогрева резонатора, что призвано уменьшить акустические потери в нём и позволяет расположить нагрузку максимально близко к горячему теплообменнику. Вместе с тем он создаёт дополнительные потери акустической мощности из-за наличия гидравлического сопротивления.

Существуют способы уменьшения длины прогрева резонатора и без вторичного холодного теплообменника. Например, мощность тепловых потерь горячего теплообменника в сторону ТБТ зависит от ориентации ступени относительно гравитационного поля Земли [18]. Если горячий теплообменник расположен ниже холодного, как на рис. 1, *a*, то естественный конвективный поток уменьшает длину прогрева ТБТ и, соответственно, уменьшается унос тепловой энергии от горячего теплообменника. При этом увеличивается теплообмен между горячим и холодным теплообменниками благодаря конвективному теплопереносу газа через поры в регенераторе. При возникновении акустических колебаний в резонаторе возникают дополнительные конвективные потоки газа в ТБТ, что значительно увеличивает унос тепла с горячего теплообменника и увеличивает длину прогрева ТБТ. У многоступенчатой конструкции, как например, на рис. 1, *б*, расположение всех горячих теплообменников ниже холодных можно реализовать путём многократного изгиба резонатора в специальную форму, как это показано на рис. 1, *в*.

Также по причине того, что корпус-резонатор имеет кольцевую форму, в нём, помимо акустических колебаний, может присутствовать постоянное кольцевое течение газа, которое называется течением Гедеона. Течение возникает из-за того, что в регенераторе присутствует градиент температуры, и гидравлическое сопротивление при прохождении газа в холодную сторону оказывается немного больше, чем при прохождении в горячую, а это при наличии акустических колебаний приводит к возникновению постоянного потока газа, направленного от горя-

чего теплообменника [19]. Данный поток уносит тепловую энергию с горячего теплообменника. Для того чтобы его уменьшить или избавиться от него совсем, в полости резонатора помещают газовый диод, который так же, как и регенератор, имеет различное гидравлическое сопротивление в зависимости от направления движения газа и создаёт постоянное течение, противоположное течению, создаваемому регенератором. С помощью газового диода можно не только избавиться от течения Гедеона, но также и сменить направление течения на противоположное и создать течение, направленное к горячему теплообменнику, для того чтобы уменьшить длину прогрева ТБТ. В данной работе течение Гедеона не учитывалось, и газовый диод не был включён в расчётную модель в Delta ЕС.

Таким образом, на величину мощности тепловых потерь горячего теплообменника влияют:

- ориентация ступени относительно поля тяжести Земли;
- интенсивность акустических колебаний;
- направление и скорость кольцевого течения Гедеона;
- качество теплоизоляции ступени и ТБТ.

Тепловая мощность горячего теплообменника W_h с вычетом всех тепловых потерь идёт на реализацию термодинамического цикла. В термодинамическом цикле тепловая мощность частично отбирается холодным теплообменником, а остальная часть уходит на увеличение мощности акустической волны в регенераторе. При этом не вся полученная акустическая мощность доходит до нагрузки. Часть рассеивается на теплообменниках, на переходных конусах, в ТБТ и в концевой части резонатора. Допустим, что в качестве акустической нагрузки используется двунаправленная турбина, подключённая к электрогенератору, в таком случае акустическая мощность, дошедшая до турбины, частично переходит в мощность на валу турбины и только часть механической мощности превращается в электрическую мощность. Таким образом, можно написать выражение для КПД одной из частей термоакустического генератора η_G :

$$\eta_G = \eta_{therm} \eta_{cycle} \eta_{load} \eta_{turbine} \eta_{gen}, \quad (1)$$

$$\eta_{therm} = \frac{W_{cycle}}{W_h}, \quad (2)$$

$$\eta_{cycle} = \frac{W_{ac}}{W_{cycle}}, \quad (3)$$

$$\eta_{load} = \frac{W_l}{W_{ac}}, \quad (4)$$



где η_{therm} – тепловой КПД, η_{cycle} – КПД термодинамического цикла, η_{load} – КПД использования нагрузки, $\eta_{turbine}$ – КПД турбины, η_{gen} – КПД электрогенератора, подключённого к турбине, W_{cycle} – тепловая мощность горячего теплообменника за вычетом мощности всех тепловых потерь (тепловая мощность термодинамического цикла), W_{ac} – прирост акустической мощности на регенераторе (акустическая мощность ступени), полезная акустическая мощность нагрузки W_l .

2. Расчёт в Delta EC

Для исследования влияния количества ступеней на параметры кольцевого термоакустического двигателя с бегущей волной в программе Delta EC были созданы восемь моделей с числом ступеней от трёх до десяти. Так как все 4 каскада двигателя одинаковые (см. рис. 1), то достаточно рассчитать в Delta EC только один из каскадов, работающий в составе двигателя, чтобы смоделировать работу всего двигателя целиком.

Опишем подробнее расчётную модель в программе Delta EC: граничные условия в месте соединения каскадов двигателя, метод изменения числа каскадов (соответственно и числа ступеней) и предназначение отдельных расчётных блоков. Начальные параметры акустической волны задаются в блоке «0.BEGIN» [20]. При прохождении через расчётные блоки параметры волны пересчитываются с учётом влияния элементов двигателя на волну и на выходе получается волна уже с другими параметрами. При этом необходимо добиться того, чтобы амплитуды колебаний давления $|P_1|$, объёмного расхода $|U_1|$, разность фаз между колебаниями давления и объёмного расхода $\Delta\varphi_{PU}$, а также средняя за период колебаний температура газа T_m были равны в начале и в конце расчётного каскада двигателя. Эти условия следуют из равенства характеристик всех ступеней и всех каскадов двигателя. При достижении этих условий параметры акустической волны на входе и выходе из расчётного каскада полностью совпадают за исключением фазы колебаний давления P_1 и фазы колебаний объёмного расхода U_1 . Если количество каскадов двигателя равно трём, то разность между фазой давления на входе и фазой давления на выходе из одного каскада $\Delta\varphi_P$ составляет 120 градусов, так как при прохождении волны через все каскады изменение фазы составляет 360 градусов (суммарная длина всех каскадов равна длине волны). Разность между фазой объёмного расхода на входе и фазой объёмного расхода на выходе $\Delta\varphi_U$ также изменяется на 120 градусов. Таким образом, в исследуемой расчётной модели количество каскадов двигателя и, соответственно, количество ступеней менялось путём изменения разности фаз $\Delta\varphi_P$ и $\Delta\varphi_U$. Так, для четырёхступенчатого двигателя $\Delta\varphi_P = \Delta\varphi_U = 90$ градусов, а для десятиступенчатого – всего 36 градусов.

Добиться необходимых характеристик волны на выходе позволяет так называемый «shooting method» программы Delta EC, который подбирает характеристики волны на входе в расчётные блоки, чтобы добиться необходимых характеристик волны на выходе из расчётных блоков. Также возможно добиться необходимых характеристик волны на выходе путём автоматического подбора параметров конструктивных элементов самого двигателя. В исследуемой модели в блоке «0. BEGIN» автоматически подбирались такие неизвестные заранее характеристики («Guess»), как частота акустических колебаний ν , средняя температура газа T_m , амплитуда колебаний давления и объёмного расхода $|P_1|$ и $|U_1|$ и начальная фаза колебаний объёмного расхода φ_U . Также автоматически подбирались такие параметры, как тепловая мощность холодного теплообменника и площадь поперечного сечения стенки термальной буферной трубки. Целями расчётов («Target») были перечисленные ранее условия равенства параметров волны на входе и на выходе из каскада двигателя, а также определённые температуры холодного и горячего теплообменника.

Волна с заданными в блоке «0. BEGIN» характеристиками проходит через холодный конус «1. CONE», холодный теплообменник «2. HX» и регенератор «3. STKSCREEN». Затем блок «4. RPN» производит расчёт прироста акустической мощности на регенераторе $\Delta\dot{E}_r$. Мощность, подводимая к горячему теплообменнику W_h в блоке «5. HX», задавалась как сумма тепловой мощности, отводимой от холодного теплообменника W_c , и прироста акустической мощности на регенераторе W_{ac} :

$$W_h = W_c + W_{ac}. \quad (5)$$

При таком задании мощности горячего теплообменника в неявном виде учитываются потери теплопроводности через регенератор, которые задаются параметром ksFrac.

После горячего теплообменника волна проходит через горячий конус «6. CONE» и термальную буферную трубку «7. STKDUCT», в которой средняя температура газа уменьшается до первоначальной температуры газа на входе в холодный



конус. Программа Delta ЕС производит расчёт ТБТ, интегрируя уравнения термоакустики для элемента с градиентом температуры. Аналогичным образом происходит расчёт регенератора. При расчёте учитывается обратный термоакустический эффект в ТБТ, имеющий пренебрежимо малую величину, по причине большого гидравлического радиуса ТБТ и маленького градиента температуры, но не учитывается конвективный теплоперенос, который и определяет по большей части длину прогрева ТБТ. Длина ТБТ была задана равной 40 см. Вторичный холодный теплообменник не был включён в состав модели. Можно было бы включить вторичный холодный теплообменник на конце ТБТ в расчётную модель, и такие численные эксперименты проводились в ходе данного исследования, однако результаты расчётов показали, что вторичный холодный теплообменник только лишь создаёт небольшие дополнительные акустические потери, что снижает КПД двигателя с нагрузкой, но в остальном никак не влияет на характеристики акустической волны. Таким образом, отсутствие вторичных холодных теплообменников в расчётной модели не влияет на изучение зависимости параметров волны от числа ступеней.

Акустическая волна доходит до нагрузки «8. STKSCREEN», которая моделируется как стопка из стальных сеток, поглощающая акустическую мощность. При прохождении нагрузки такого типа акустическая мощность снижается по большей части за счёт уменьшения амплитуды колебаний давления $|P_1|$. Амплитуда колебаний объёмного расхода $|U_1|$ также снижается, но значительно меньше.

После нагрузки происходит контроль совпадения температур газа на входе и на выходе из расчётной части в блоке «9. RPN» и затем волна проходит через концевую часть резонатора «10. DUCT», которая представляет собой трубу круглого сечения. Блоки «11–14 RPN» контролируют совпадение амплитуд колебаний давления и объёмного расхода $|P_1|$, $|U_1|$ на входе и выходе из расчётной части, а также соблюдение необходимой для данного количества ступеней разности фаз $\Delta\varphi_P$ и $\Delta\varphi_U$.

Во всех восьми моделируемых двигателях все ступени и ТБТ были абсолютно одинаковые, как и температуры теплообменников. Значения основных параметров двигателей представлены в таблице. Длина кольцевого корпуса каждого из двигателей была равна 8 метрам. Поэтому

Основные параметры исследуемых моделей
Table. Main parameters of the studied models

Часть двигателя / Engine segment	Длина, мм / Length, mm	Диаметр, мм / Diameter, mm	Пористость / Porosity	Гидравлический радиус или расстояние между пластинами, мм / Hydraulic radius or distance between plates, mm	Температура, °C / Temperature, °C
Холодный конус / Cold cone	30	41.2–160	1	10.3 - 40	П. П.
Холодный теплообменник / Cold heat exchanger	20	160	0,5	0,5	40
Регенератор / Regenerator	30	160	0,7	0,05	П. П.
Горячий теплообменник / Hot heat exchanger	20	160	0.5	0,5	300
Горячий конус / Hot cone	30	41.2–160	1	10.3–40	П. П.
Термальная буферная трубка / Thermal buffer tube	400	41.2	1	10.3	П. П.
Акустическая нагрузка / Acoustic load	1,5	41.2	0.75	П. П.*	П. П.
Концевая часть резонатора / End of the resonator	П. П.	41.2	1	10.3	П. П.

Примечание. П. П. – переменный параметр в ходе расчётов.

Note. П.П. is a variable parameter of calculations.



для сохранения длины корпуса постоянной при увеличении числа ступеней уменьшалась длина концевой части резонатора, расположенная между нагрузкой и холодным теплообменником.

Мощность акустической нагрузки подбиралась при помощи изменения её гидравлического радиуса для достижения максимального общего КПД, которое рассчитывалось как отношение акустической мощности на нагрузке W_l к тепловой мощности горячего теплообменника W_h . В качестве рабочего тела в двигателе был задан аргон под давлением 1,5 МПа.

3. Анализ полученных результатов

При неизменной длине кольцевого корпуса-резонатора и увеличении количества ступеней двигателя с трёх до десяти частота акустических колебаний снижается на 14.5% (рис. 2).

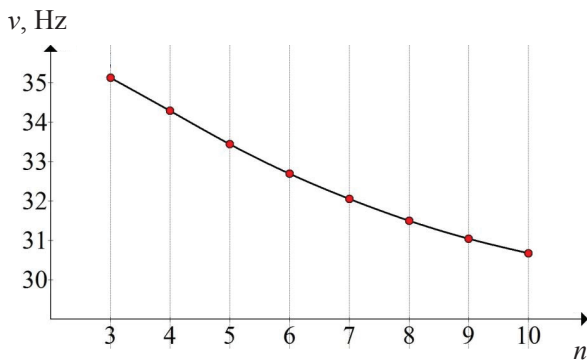


Рис. 2. Зависимость частоты колебаний ν от количества ступеней n

Fig. 2. Dependence of the oscillation frequency ν on the number of stages n

Снижение частоты колебаний можно объяснить исходя из электроакустической аналогии. Из уравнений термоакустики следует, что акустический колебательный контур можно заменить эквивалентным электрическим колебательным контуром, в котором резонатор представляет собой цепь из индуктивностей и конденсаторов [21]. Эквивалентом регенератора – усилителя колебаний – в такой схеме является источник переменного тока, работающий на основной резонансной частоте контура. Так как корпус ступени имеет гораздо больший диаметр, чем резонатор, то такой элемент представляет собой акустическую податливость и его по электроакустической аналогии можно представить как конденсатор. Таким образом, добавление в акустический колебательный контур ступеней равносильно добавлению в электрический ко-

лебательный контур конденсаторов, что снижает собственную резонансную частоту контура.

На рис. 3 показана зависимость разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ между колебаниями давления и объёмного расхода от количества ступеней в различных точках двигателя:

$$\Delta\varphi_{PU} = \varphi_P - \varphi_U. \quad (6)$$

Здесь φ_P – фаза колебаний давления, а φ_U – фаза колебаний объёмного расхода. При этом необходимо помнить, что Delta ЕС не производит расчёт акустической волны по времени, так как в линейной теории термоакустики зависимость всех основных параметров от времени принята гармонической. В результате расчёта получается зависимость параметров волны от координаты при фиксированном моменте времени. Таким образом, в полученных результатах расчётов изменение фаз колебаний давления φ_P и объёмного расхода φ_U обусловлено изменением координаты, а не изменением во времени.

У 3-ступенчатого двигателя в начале холодного конуса на подходе к теплообменному аппарату акустическая волна имеет разность фаз $\Delta\varphi_{PU} = -37.5$ градусов. Колебания давления опережают колебания объёмного расхода. Волна далека от состояния бегущей волны и представляет собой смесь стоячей и бегущей компонент. Далее при прохождении волны через холодный конус и холодный теплообменник φ_U изменяется быстрее, чем φ_P , и разность фаз становится $\Delta\varphi_{PU} = -20.3$ градусов. Колебания объёмного расхода уменьшают своё отставание от колебаний давления. На выходе из регенератора уже коле-

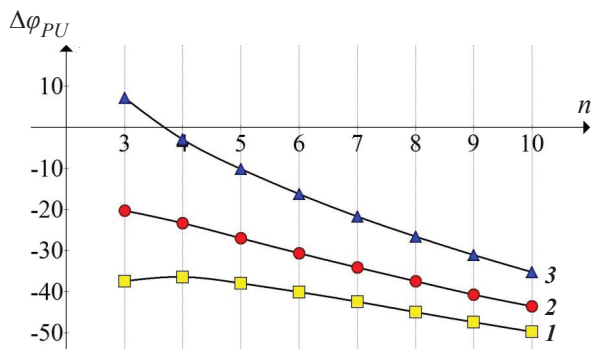


Рис. 3. Зависимость разности фаз между колебаниями давления и объёмного расхода $\Delta\varphi_{PU}$ от количества ступеней n : 1 – на входе в холодный конус, 2 – на входе в регенератор, 3 – на выходе из регенератора

Fig. 3. Dependence of the phase difference between pressure oscillation and volumetric flow rate oscillation $\Delta\varphi_{PU}$ on the number of stages n : 1 – at the entrance into the cold cone, 2 – at the entrance to the regenerator, 3 – at the exit from the regenerator



бания объёмного расхода начинают опережать по фазе на 7.2 градуса колебания давления. Далее при прохождении остальных элементов вплоть до концевой части резонатора колебания объёмного расхода продолжают увеличивать своё опережение по фазе относительно колебаний давления, но при прохождении концевой части резонатора разность фаз снова возвращается к первоначальному значению в -37.5 градусов.

При увеличении количества ступеней происходит постепенное приближение $\Delta\varphi_{PU}$ к 90 градусам во всех элементах двигателя, что свидетельствует о том, что увеличивается стоячая компонента волны относительно бегущей. Этот эффект можно объяснить тем, что при увеличении количества ступеней увеличивается акустическая податливость (увеличивается объём газа внутри корпусов ступеней) и уменьшается акустическая инерционность (при постоянном диаметре резонаторов сокращается их длина). Данный эффект можно попытаться устранить путём уменьшения диаметра резонатора относительно диаметра ступени. Помимо приближения параметров волны к стоячей, происходит уменьшение отклонения разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ в различных точках двигателя от среднего по двигателю значения, что можно видеть на рис. 3 как приближение линий графиков друг к другу.

На рис. 4 показаны графики полученных зависимостей акустического КПД и общего КПД от количества ступеней. Акустический КПД рассчитывался по формуле:

$$\eta_{ac} = \frac{W_{ac}}{W_h}. \quad (7)$$

Так как программа Delta EC учитывает тепловые потери через регенератор, то акустический КПД в обозначениях уравнения (1) можно представить как произведение теплового КПД η_{term} и КПД термодинамического цикла η_{cycle} . Общий КПД η_m – это отношение полезной акустической мощности на нагрузке W_l к тепловой мощности горячего теплообменника W_h . В обозначениях уравнения (1) можно записать:

$$\eta_m = \frac{W_l}{W_h} = \eta_{term}\eta_{cycle}\eta_l = \eta_{ac}\eta_l. \quad (8)$$

Тепловые потери через ТБТ и через корпус ступени в программе Delta EC не учитываются, поэтому они не были включены в расчёт КПД.

С увеличением количества ступеней акустический КПД непрерывно уменьшается, что можно объяснить отклонением разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ в зоне регенератора от нуля градусов (см.

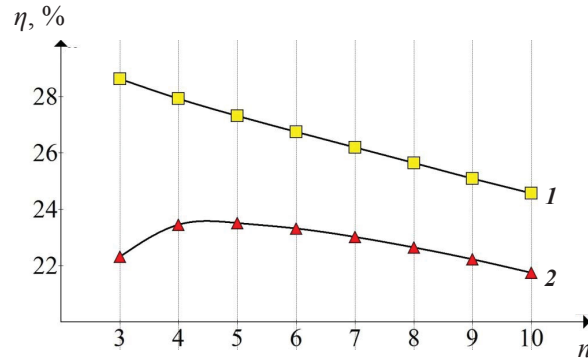


Рис. 4. Зависимость акустического КПД η_{ac} (1) и общего КПД η_m (2) от количества ступеней n

Fig. 4. Dependence of acoustic efficiency η_{ac} (1) and overall efficiency η_m (2) on the number of stages n

рис. 3). То есть при увеличении разности фаз термодинамический цикл отклоняется от реального цикла Стирлинга, что приводит к уменьшению его эффективности.

Общий КПД η_m растёт при увеличении количества ступеней с трёх до пяти, несмотря на уменьшение η_{ac} . Этот эффект можно объяснить увеличением КПД использования нагрузки η_l . При увеличении количества ступеней уменьшается длина резонатора, приходящаяся на одну ступень. По этой причине уменьшаются потери акустической энергии в резонаторе, что приводит к увеличению η_l и общего КПД η_m . При дальнейшем добавлении ступеней снижение акустического КПД начинает доминировать и, несмотря на увеличение КПД использования нагрузки η_l , общий КПД начинает снижаться.

На рис. 5 показано влияние количества ступеней на мощность одного из каскадов двигателя.

При увеличении количества ступеней с 4 до 10 уменьшение полезной мощности составляет всего лишь около 9%, что может быть связано со снижением эффективности термодинамического цикла.

4. Сравнение расчётов на основе модели с экспериментальными данными

Принцип создания численной модели кольцевого двигателя для данной работы был взят из диссертации [25], в которой был численно и экспериментально исследован одноступенчатый кольцевой двигатель. Отклонение амплитуды колебаний давления от расчётного значения в данной работе составило 75% при атмосферном давлении рабочего тела и 10% при давлении рабочего тела 7 атмосфер. Отклонение акустической мощности от расчётного значения соста-

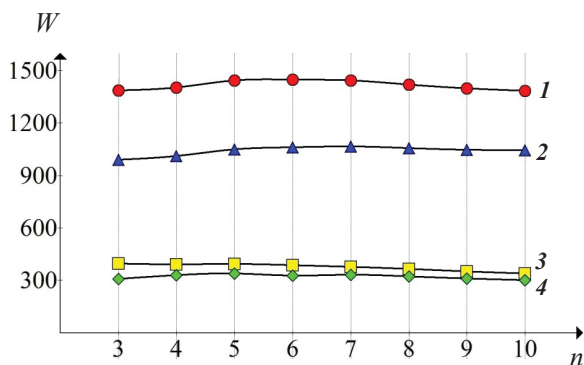


Рис. 5. Зависимость мощности одного из каскадов двигателя от количества ступеней n : 1 – тепловая мощность горячего теплообменника W_h , 2 – тепловая мощность холодного теплообменника W_c , 3 – акустическая мощность регенератора W_{ac} , 4 – полезная акустическая мощность на нагрузке W_l

Fig. 5. Dependence of the power of one of the engine cascade on the number of stages n : 1 – thermal power of the hot heat exchanger W_h , 2 – thermal power of the cold heat exchanger W_c , 3 – acoustic power of the regenerator W_{ac} , 4 – useful acoustic power at the load W_l

вило 33% при атмосферном давлении и 12% при давлении 7 атмосфер. Таким образом, методика построения модели в Delta EC, используемая в данной работе, позволяет получить отклонение численных расчётов от экспериментальных данных менее чем на 13% при давлении 7 атмосфер.

Существуют несколько экспериментальных работ, посвящённых как 3-ступенчатым конструкциям (например, [5, 8]), так и 4-ступенчатым (например, [1, 9, 26]), однако в некоторых из этих работ нет описания геометрических параметров теплообменных аппаратов, в некоторых каскады двигателя отличаются друг от друга, в некоторых одна из ступеней работает в режиме холодильника, а не двигателя. Всё это не позволяет создать по описанию в статье двигателя модель в Delta EC для её сравнения с экспериментальными данными. Работа [26] оказалась подходящей для сравнения расчётов многоступенчатого двигателя с экспериментальными данными. Была создана численная модель двигателя по методике, описанной ранее, но с геометрическими и тепловыми параметрами двигателя, описанными в работе [26]. При частоте колебаний 75 Гц и разности температур между теплообменниками 190 К акустическая мощность волны в двигателе при моделировании составила 76 Вт. Акустическая мощность, полученная в ходе эксперимента [26] составила 80 Вт. Отклонение между результатом моделирования и экспериментом – 5%. Отклонение должно быть, так

как в Delta EC не учитываются упоминаемые ранее тепловые потери, однако оно должно быть не в меньшую, а в большую сторону. Ошибка может быть связана с неправильно заданной величиной гидравлического радиуса регенератора. В модели был задан гидравлический радиус исходя из геометрических характеристик сетки используемой для регенератора, но в эксперименте реальный гидравлический радиус зависит также от силы, с которой сетки прижаты друг к другу теплообменниками. Отклонение в акустической мощности на 5% говорит о том, что результаты расчётов на основе созданной модели количественно близки к экспериментальным данным. В работах [8, 22, 23, 24] в экспериментах наблюдалось распределение акустической мощности, давления, объёмного расхода по длине резонатора двигателя, аналогичное распределению, полученному при расчёте модели в данной работе. Это аргумент в пользу того, что результаты расчётов должны быть верны качественно.

Заключение

Результаты численного моделирования показывают, что при увеличении количества ступеней происходит постепенное увеличение разности фаз между колебаниями давления и скорости, т.е. происходит приближение волны к параметрам стоячей во всей полости резонатора, акустический КПД уменьшается, а тепловая мощность отдельного теплообменного аппарата практически не изменяется. Изменение всех характеристик при изменении числа ступеней происходит плавно. Не существует особого количества ступеней, при котором характеристики резко выделялись бы из общего ряда.

Максимальное общее КПД наблюдается при работе с пятью ступенями. При работе с четырьмя ступенями общий КПД практически не отличается от КПД двигателя с пятью ступенями. При удвоении количества ступеней с пяти до десяти возможно добиться увеличения мощности двигателя на выходе в 1.8 раза при незначительном снижении общего КПД с 23.5 до 21.7%.

Основное преимущество большого количества ступеней – это маленькая длина концевой части резонатора – части резонатора между нагрузкой и холодным теплообменником. Благодаря этому снижаются акустические потери в резонаторе, и практически вся акустическая энергия поглощается нагрузкой. Несмотря на уменьшение потерь в резонаторе, эффективность всего двигателя при увеличении числа ступеней



в ходе расчётов падала, так как уменьшалась эффективность работы теплообменных аппаратов при отдалении волны от параметров бегущей. Однако в данной работе при увеличении количества ступеней не производилась настройка геометрических параметров теплообменных аппаратов на максимум КПД, поэтому с наличием такой настройки есть вероятность улучшить характеристики двигателей с большим количеством ступеней и даже получить увеличение КПД за счёт более короткого резонатора, приходящегося на одну ступень.

Целями дальнейших исследований являются: оптимизация теплообменных аппаратов для работы с количеством ступеней больше четырех и экспериментальная проверка результатов расчётов на двигателях с 4 и 8 ступенями.

Список литературы

1. Jin T., Yang R., Wang Y., Feng Y., Tang K. Low temperature difference thermoacoustic prime mover with asymmetric multistage loop configuration // *Sci. Rep. UK*. 2017. Vol. 7. P. 1–8. DOI: 10.1038/s41598-017-08124-5
2. Гориков И. Б., Петров В. В. Численное моделирование кольцевого четырехступенчатого термоакустического двигателя с бегущей волной // *Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика*. 2018. Т. 18, вып. 4. С. 285–296. <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2018-18-4-285-296>
3. Backhaus S., Swift G. A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study // *J. Acoust. Soc. Am.* 2000. Vol. 107. P. 3148–3166. <https://doi.org/10.1121/1.429343>
4. Abdoulla-Latiwish K., Jaworski A. Two-stage travelling-wave thermoacoustic electricity generator for rural areas of developing countries // *Appl. Acoust.* 2019. Vol. 151. P. 87–98. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.03.010>
5. Xu J., Hu J., Zhang L., Dai W., Luo E. Effect of coupling position on a looped three-stage thermoacoustically-driven pulse tube cryocooler // *Energy*. 2015. Vol. 93. P. 994–998. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.099>
6. Douglas A., Wilcox Jr. Experimental investigation of thermoacoustic-Stirling engine electric generator with Gedeon streaming suppression : A thesis submitted to the Pennsylvania state university for the degree of doctor of philosophy in the faculty of engineering and physical sciences. Pennsylvania, 2011. 107 p. URL: https://etda.libraries.psu.edu/files/final_submissions/1323 (дата обращения: 18.01.2021).
7. Hamood A., Jaworski A. Experimental investigations of the performance of a thermoacoustic electricity generator // *E3S Web Conf. International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE19)*. 2019. Vol. 116. P. 1–8. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911600025>
8. Bi T., Wu Z., Zhang L., Yu G., Luo E., Dai W. Development of a 5 kW traveling-wave thermoacoustic electric generator // *Appl. Energy*. 2017. Vol. 182. P. 1355–1361. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.034>
9. Blok K. Novel 4-stage traveling wave thermoacoustic power generator // *Proceedings of ASME 2010 3rd joint US-European fluids engineering summer meeting and 8th international conference on nanochannels, microchannels, and minichannels. FEDSM-ICNMM2010* (August 1–5, 2010). Montreal (Canada), 2010. P. 73–79. DOI: 10.1115/FEDSM-ICNMM2010-30527
10. Zhang X., Chang J. Onset and steady-operation features of low temperature differential multi-stage travelling wave thermoacoustic engines for low grade energy utilization // *Energy Convers. Manage.* 2015. Vol. 105. P. 810–816. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.032>
11. Lewis M., Kuriyama T., Kuriyama F., Radebaugh R. Measurement of heat conduction through stacked screens // *Adv. Cryogenic Eng.* 1998. Vol. 43. P. 1611–1618. URL: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-1-4757-9047-4_202 (дата обращения: 18.01.2021).
12. Swift G., Gardner D., Backhaus S. Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators // *J. Acoust. Soc. Am.* 1999. Vol. 105, iss. 2. P. 711–724. <https://doi.org/10.1121/1.426262>
13. Al-Kayiem A., Yu Z. Using a side-branched volume to tune the acoustic field in a looped-tube travelling-wave thermoacoustic engine with a RC load // *Energy Convers. Manage.* 2017. Vol. 150. P. 814–821. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.019>
14. Wang H., Yu G., Hu J., Wu Z., Hou M., Zhang L., Luo E. A novel looped low-temperature heat-driven thermoacoustic // *Energy Procedia. 10th International Conference on Applied Energy (ICAE2018)*, 22–25 August 2018. Hong Kong, 2019. Vol. 158. P. 1653–1659. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.386>
15. Tartibu L. Developing more efficient travelling-wave thermo-acoustic refrigerators : A review // *Sustain. Energy Technol. Assess.* 2019. Vol. 31. P. 102–114. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.004>
16. Jin T., Yang R., Wang Y., Feng Y., Tang K. Acoustic field characteristics and performance analysis of a looped travelling-wave thermoacoustic refrigerator // *Energy Convers. Manage.* 2016. Vol. 123. P. 243–251. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.041>
17. Zhang X., Chang J., Cai S., Hu J. A multi-stage travelling wave thermoacoustic engine driven refrigerator and operation features for utilizing low grade energy // *Energy Convers. Manage.* 2016. Vol. 114. P. 224–233. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.035>
18. Matveev K., Backhaus S., Swift G. The effect of gravity on heat transfer by Rayleigh streaming in pulse tubes and thermal buffer tubes // *Proceedings of IMECE04 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. Anaheim, California USA, 2004*. P. 7–12. <https://doi.org/10.1115/IMECE2004-59076>
19. Matveev K., Swift G., Backhaus S. Analytical solution for temperature profiles at the ends of thermal buffer tubes // *Int. J. Heat Mass Tran.* 2007. Vol. 50. P. 897–901. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.004>



20. Ward B., Clark G., Swift G. Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion, version 6.4b27, users guide. Los Alamos : Los Alamos National Laboratory, 2012. 288 p. URL: https://www.lanl.gov/org/ddste/aldps/materials-physics_applications/condensed-matter-magnet_science/thermoacoustics/_assets/docs/UsersGuide.pdf (дата обращения: 18.01.2021).
21. Swift G. W. Thermoacoustic engines and refrigerators : A short course. Los Alamos : Los Alamos National Laboratory, 1999. 179 p. URL: <https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc708875/> (дата обращения 18.01.2021).
22. 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).
23. Wanga K., Qiu L. Numerical analysis on a four-stage looped thermoacoustic Stirling power generator for low temperature waste heat // Energy Convers. Manage. 2017. Vol. 150. P. 830–837. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.023>
24. Zhanga L., Chena Y., Luo E. A novel thermoacoustic system for natural gas liquefaction // Energy Procedia. The 6th International Conference on Applied Energy – ICAE2014. 2014. Vol. 61. P. 1042–1046. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.1020>
25. Abduljalil A. S. Investigation of thermoacoustic processes in a travelling-wave looped-tube thermoacoustic engine : A thesis submitted to the university of Manchester for the degree of doctor of philosophy in the faculty of engineering and physical sciences. Manchester, 2012. 180 p. URL: <https://search.proquest.com/openview/4cbb8002bb5130e9991b53f1358aef2d/1?pq-origsite=gscholar&cbl=51922&diss=y> (дата обращения: 27.01.2021).
26. Blok K. 4-stage thermo acoustic power generator // Aster Thermoacoustic, 2010. URL: <https://www.bioenergyforumfact.org/sites/default/files/2018-06/52.%204-stage%20thermo%20acoustic%20power%20generator.pdf> (дата обращения: 27.01.2021).
- rural areas of developing countries. *Appl. Acoust.*, 2019, vol. 151, pp. 87–98. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.03.010>
5. Xu J., Hu J., Zhang L., Dai W., Luo E. Effect of coupling position on a looped three-stage thermoacoustically-driven pulse tube cryocooler. *Energy*, 2015, vol. 93, pp. 994–998. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.099>
6. Douglas A., Wilcox Jr. *Experimental investigation of thermoacoustic-Stirling engine electric generator with Gedeon streaming suppression*. A thesis submitted to the Pennsylvania state university for the degree of doctor of philosophy in the faculty of engineering and physical sciences. Pennsylvania, 2011. 107 p. Available at: https://etda.libraries.psu.edu/files/final_submissions/1323 (accessed 27 January 2021).
7. Hamood A., Jaworski A. Experimental investigations of the performance of a thermoacoustic electricity generator. *E3S Web Conf. International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE19)*, 2019, vol. 116, pp. 1–8. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911600025>
8. Bi T., Wu Z., Zhang L., Yu G., Luo E., Dai W. Development of a 5 kW traveling-wave thermoacoustic electric generator. *Appl. Energy*, 2017, vol. 182, pp. 1355–1361. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.034>
9. Blok K. Novel 4-stage traveling wave thermoacoustic power generator. *Proceedings of ASME 2010 3rd Joint Us-European Fluids Engineering Summer Meeting and 8th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. FEDSM-ICNMM2010 (August 1–5, 2010)*. Monreal (Canada), 2010, pp. 73–79. DOI: 10.1115/FEDSM-ICNMM2010-30527
10. Zhang X., Chang J. Onset and steady-operation features of low temperature differential multi-stage travelling wave thermoacoustic engines for low grade energy utilization. *Energ. Convers. Manage.*, 2015, vol. 105, pp. 810–816. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.032>
11. Lewis M., Kuriyama T., Kuriyama F., Radebaugh R. Measurement of heat conduction through stacked screens. *Adv. Cryogenic Eng.*, 1998, vol. 43, pp. 1611–1618. Available at: https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-1-4757-9047-4_202 (accessed 27 January 2021).
12. Swift G., Gardner D., Backhaus S. Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1999, vol. 105, iss. 2, pp. 711–724. <https://doi.org/10.1121/1.426262>
13. Al-Kayiem A., Yu Z. Using a side-branched volume to tune the acoustic field in a looped-tube travelling-wave thermoacoustic engine with a RC load. *Energy Convers. Manage.*, 2017, vol. 150, pp. 814–821. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.019>
14. Wang H., Yu G., Hu J., Wu Z., Hou M., Zhang L., Luo E. A novel looped low-temperature heat-driven thermoacoustic. *Energy Procedia. 10th International Conference on Applied Energy (ICAE2018), 22–25 August 2018*. Hong Kong, 2019, vol. 158, pp. 1653–1659. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.01.386>
15. Tartibu L. Developing more efficient travelling-wave

References

1. Jin T., Yang R., Wang Y., Feng Y., Tang K. Low temperature difference thermoacoustic prime mover with asymmetric multistage loop configuration. *Sci. Rep. UK*, 2017, vol. 7, pp. 1–8. DOI: 10.1038/s41598-017-08124-5
2. Gorshkov I. B., Petrov V. V. Numerical Simulation of a Looped Tube 4-Stage Traveling-Wave Thermoacoustic Engine. *Izv. Saratov Univ. (N. S.), Ser. Physics*, 2018, vol. 18, iss. 4, pp. 285–296 (in Russian). <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2018-18-4-285-296>
3. Backhaus S., Swift G. A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study. *J. Acoust. Soc. Am.*, 2000, vol. 107, pp. 3148 – 3166. <https://doi.org/10.1121/1.429343>
4. Abdoulla-Latiwish K., Jaworski A. Two-stage travelling-wave thermoacoustic electricity generator for



- thermo-acoustic refrigerators: A review. *Sustain. Energy Technol. Assess.*, 2019, vol. 31, pp. 102–114. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.004>
16. Jin T., Yang R., Wang Y., Feng Y., Tang K. Acoustic field characteristics and performance analysis of a looped travelling-wave thermoacoustic refrigerator. *Energy Convers. Manage.*, 2016, vol. 123, pp. 243–251. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.06.041>
 17. Zhang X., Chang J., Cai S., Hu J. A multi-stage travelling wave thermoacoustic engine driven refrigerator and operation features for utilizing low grade energy. *Energy Convers. Manage.*, 2016, vol. 1114, pp. 224–233. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.035>
 18. Matveev K., Backhaus S., Swift G. The effect of gravity on heat transfer by Rayleigh streaming in pulse tubes and thermal buffer tubes. *Proceedings of IMECE04 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*. Anaheim, California USA, 2004, pp. 7–12. <https://doi.org/10.1115/IMECE2004-59076>
 19. Matveev K., Swift G., Backhaus S. Analytical solution for temperature profiles at the ends of thermal buffer tubes. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2007, vol. 50, pp. 897–901. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.004>
 20. Ward B., Clark G., Swift G. *Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion, version 6.3b11, users guide*. Los Alamos, Los Alamos National Laboratory, 2012. 288 p. Available at: https://www.lanl.gov/org/padste/adepts/materials-physics/applications/condensed-matter-magnet-science/thermoacoustics/_assets/docs/UsersGuide.pdf (accessed 27 January 2021).
 21. 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 27 January 2021).
 22. 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).
 23. Wang K., Qiu L. Numerical analysis on a four-stage looped thermoacoustic Stirling power generator for low temperature waste heat. *Energy Convers. Manage.*, 2017, vol. 150, pp. 830–837. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.023>
 24. Zhanga L., Chena Y., Luo E. A novel thermoacoustic system for natural gas liquefaction. *Energy Procedia. The 6th International Conference on Applied Energy – ICAE2014*, 2014, vol. 61, pp. 1042–1046. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.11.1020>
 25. Abduljalil A. S. *Investigation of thermoacoustic processes in a travelling-wave looped-tube thermoacoustic engine*. A thesis submitted to the university of Manchester for the degree of doctor of philosophy in the faculty of engineering and physical sciences. Manchester, 2012. 180 p. Available at: <https://search.proquest.com/openview/4cbb8002bb5130e9991b53f1358aef2d/1?pq-origsite=gscholar&cbl=51922&diss=y> (accessed 27 January 2021).
 26. Blok K. 4-stage thermo acoustic power generator. *Aster Thermoacoustic*, 2010. Available at: <https://www.bio-energyforumfact.org/sites/default/files/2018-06/52.%204-stage%20thermo%20acoustic%20power%20generator.pdf> (accessed 27 January 2021).

Поступила в редакцию 27.08.2020, после рецензирования 02.03.2021, принята к публикации 12.03.2021
Received 27.08.2020, revised 02.03.2021, accepted 12.03.2021