



РАДИОФИЗИКА, ЭЛЕКТРОНИКА, АКУСТИКА

УДК 621.486

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЬЦЕВОГО ЧЕТЫРЕХСТУПЕНЧАТОГО ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ С БЕГУЩЕЙ ВОЛНОЙ

И. Б. Горшков, В. В. Петров

Горшков Илья Борисович, аспирант кафедры радиофизики, Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н. Г. Чернышевского, GoshX3@mail.ru

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, Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени Н. Г. Чернышевского, petrovvv@info.sgu.ru

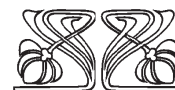
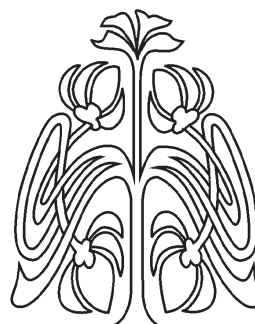
Технология термоакустического преобразования энергии – одна из наиболее перспективных технологий преобразования тепловой энергии в электрическую. В данной работе сделан краткий обзор достижений в области разработки многоступенчатых термоакустических двигателей с бегущей волной. Проведено численное моделирование четырехступенчатого двигателя при работе с нагрузкой. Целью работы было определение параметров двигателя, необходимых для достижения максимума КПД системы с нагрузкой и перепада мощности на нагрузке. Оптимизация параметров двигателя была проведена в программе DeltaEC. Данная программа численно интегрирует дифференциальные уравнения термоакустики. Для расчета был взят двигатель с длиной корпуса 6 м и диаметром ступени 33 мм. Температура горячего и холодного теплообменников во всех расчетах была 600 и 300 К соответственно. Рабочий газ – гелий с давлением 1 МПа. Было показано, что если жертвовать КПД на нагрузке, то существует возможность существенного увеличения выходной мощности на нагрузке двигателя (примерно в 24.5 раза). При настройке параметров на максимум перепада мощности на нагрузке КПД системы оказался в 3.44 раза меньше, чем при настройке на максимум КПД системы. Для заданного в расчете двигателя были определены оптимальное положение нагрузки внутри резонатора, оптимальное соотношение диаметра ступени и диаметра резонатора. Даны рекомендации по выбору длины ступени.

Ключевые слова: термоакустика, термоакустический кольцевой двигатель, бегущая волна, регенератор, DeltaEC.

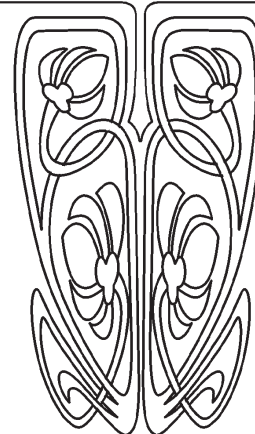
DOI: <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2018-18-4-285-296>

Введение

Принцип работы термоакустического двигателя с бегущей волной наиболее близок к принципу работы двигателя Стирлинга [1]. В отличие от двигателя Стирлинга в термоакустическом двигателе расширение, сжатие и перемещение газа из горячего теплообменника в холодный и наоборот происходит не благодаря поршням, а благодаря бегущей акустической волне, возникающей внутри двигателя. Акустическая волна возникает в таком акустическом



НАУЧНЫЙ
ОТДЕЛ





генераторе на резонансной частоте, определяемой отношением скорости звука в рабочей среде (газе) к значению длины корпуса двигателя (резонатора). Акустическая волна генерируется из шумов и усиливается благодаря совершению работы над газом в термодинамическом цикле, который осуществляется в регенераторе и теплообменниках при наличии перепада температур между теплообменниками.

Полученную таким образом акустическую энергию можно, например, направить в термоакустический холодильник [2], в котором реализуется термодинамический цикл обратный циклу, присутствующему в двигателе (при этом получается холодильник без движущихся частей). Либо преобразовать в электроэнергию с помощью поршня, подключённого к линейному генератору, или с помощью двунаправленной турбины [3].

КПД преобразования тепловой энергии в акустическую энергию в существующих устройствах доходит до 40% от КПД цикла Карно [4]. Минимальная разница температур между горячими и холодными теплообменниками Δt_0 , необходимая для запуска двигателя, составляет 17°C (с рабочим телом в виде углекислого газа под давлением 1 МПа.) [5]. Таким образом, для получения энергии возможно использование низкопотенциальных источников тепла, таких как солнечная [6], геотермальная [7] энергии или бросовое тепло предприятий [8].

1. Конструкция двигателя

Первым исследователем, понявшим, что колебания давления и скорости газа в двигателе Стирлинга аналогичны колебаниям давления и скорости газа в бегущей акустической волне, был Петер Цеперли [9]. Он предложил конструкцию двигателя, представленную на рис. 1 [10]. Данная конструкция является акустической автоколебательной системой, которую можно сравнить с электрической автоколебательной системой. Здесь есть резонатор в виде закольцованной трубы и элемент, усиливающий акустические колебания, который в дальнейшем будем называть ступенью. Ступень состоит из горячего и холодного теплообменников и регенератора между ними. При увеличении разности температур между теплообменниками увеличивается и коэффициент усиления мощности акустической волны, проходящей через регенератор:

$$k_y = \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}}, \quad (1)$$

где \dot{E}_{out} – акустическая энергия, выходящая из регенератора, а \dot{E}_{in} – акустическая энергия, входящая в регенератор. Когда усиление в регенераторе становится больше, чем затухание при прохождении волны через остальные элементы, происходит самозапуск двигателя.

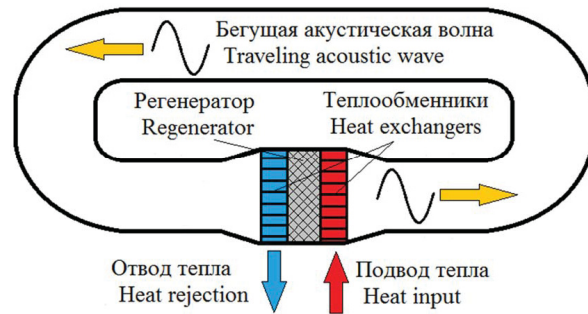


Рис. 1. Одноступенчатый двигатель с бегущей волной [10]
Fig. 1. Single-stage traveling – wave engine [10]

Колебательный процесс в резонаторе формирует бегущие акустические волны, среди которых присутствует составляющая стоячей волны, обусловленная переотражением бегущей волны от теплообменников и регенератора. Наличие стоячей составляющей волны снижает эффективность, что необходимо учитывать при конструировании двигателя.

Для упрощения рассуждений будем пренебрегать высшими гармониками и рассматривать волну только основной резонансной частоты, так как именно она несет подавляющую часть энергии акустических колебаний [4]. Длина волны в двигателе равна длине закольцованного корпуса. Максимально достижимая акустическая мощность определяется площадью поперечного сечения ступени, разницей температур между теплообменниками, а также давлением и составом газа.

Конструкция, предложенная Цеперли [9], имеет низкую эффективность вследствие больших потерь на трение по причине высокой колебательной скорости газа в регенераторе. К тому же в данном двигателе наличие разности фаз между давлением и скоростью газа в зоне регенератора приводит к дополнительным потерям. Чтобы исправить указанные недостатки, К. Блок предложил вариант четырёхступенчатого двигателя (рис. 2) [11]. Он увеличил диаметр теплообменников и регенератора относительно диаметра резонатора, для того чтобы уменьшить скорость газа в области регенератора, а также увеличил количество ступеней до четырёх – для уменьшения



разности между фазами скорости и давления в зоне регенератора. При этом уменьшилась минимальная разность температур, необходимая для запуска двигателя. На рис. 2 можно также видеть вторичный холодный теплообменник, установленный для того, чтобы не допустить прогрева полости резонатора горячим теплообменником. Прогрев резонатора приводит к увеличению

потерь на трение газа. Кроме этого, повышение температуры стенки резонатора уменьшает её прочность, а также снижает возможность размещения в резонаторе аппаратуры, не рассчитанной на высокие температуры. Часть корпуса, расположенная между горячим и вторичным холодным теплообменниками, называется термальной буферной трубкой.

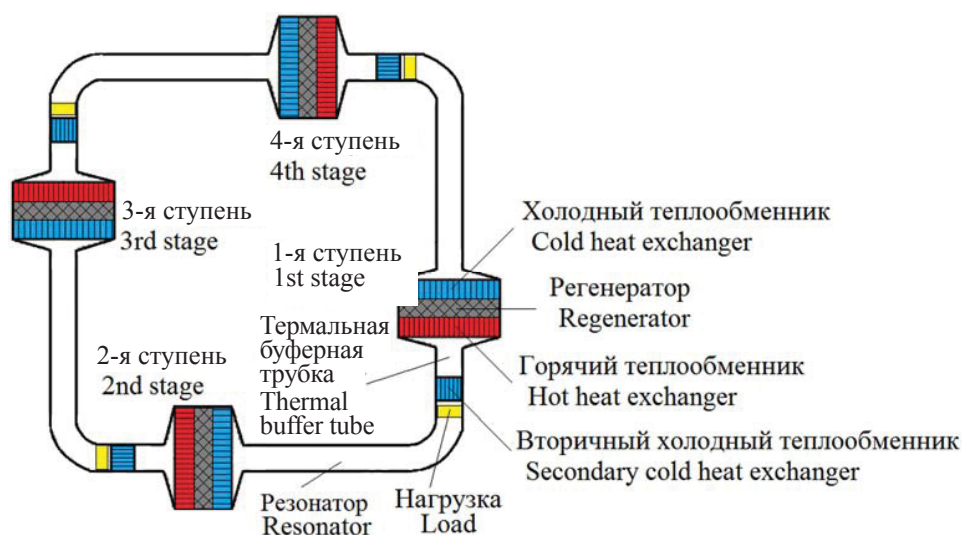


Рис. 2. Четырёхступенчатый двигатель с бегущей волной

Fig. 2. Four-stage traveling – wave engine

2. Построение алгоритма численного моделирования

В работе [12] было проведено численное моделирование одноступенчатого двигателя с бегущей волной в программе DeltaEC. Нагрузка была расположена в резонаторе на расстоянии 25 см от горячего теплообменника при длине резонатора равной 4 м. Было показано, что возможна работа одноступенчатого двигателя при площади поперечного сечения ступени в 10 раз большей, чем площадь поперечного сечения резонатора. Причем рабочие параметры двигателя существенно не отличаются от четырехступенчатой конструкции, кроме повышенных потерь акустической мощности в резонаторе. Повышенные потери обусловлены тем, что при равных длинах корпуса двигателя в четырехступенчатой конструкции длина резонатора между ступенями примерно в 4 раза меньше, чем в одноступенчатой конструкции.

В статье [13] было проведено численное моделирование четырехступенчатого двигателя с бегущей волной в программе DeltaEC и дано

сравнение результатов расчета с экспериментальными данными. В качестве нагрузки были использованы четыре линейных альтернатора (линейные генераторы, соединенные с поршнями). Было показано, что максимальная мощность на нагрузке достигается при расположении альтернаторов за горячими теплообменниками, а максимальный КПД – при расположении за холодными.

В настоящей статье выполнено численное моделирование четырехступенчатого термоакустического двигателя. Проведено сравнение параметров двигателя при настройке на максимум эффективности на нагрузке и на максимум мощности на нагрузке.

Для численного моделирования была использована программа DeltaEC, созданная Г. Свифтом в Лос-Аламосской национальной лаборатории [4]. Для каждого элемента двигателя можно написать дифференциальные уравнения зависимости давления, объёмного расхода газа и акустической мощности от координаты. DeltaEC интегрирует данные уравнения.



Зависимость давления и объёмного расхода от времени в любой точке x в акустической волне при термоакустическом процессе строго гармоническая, а зависимость давления и объёмного расхода от координаты можно выразить при помощи следующих дифференциальных уравнений:

$$\frac{dp_1}{dx} = -(i\omega l + r_v)U_1, \quad (2)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\left(i\omega c + \frac{1}{r_k}\right)p_1 + eU_1, \quad (3)$$

$$\frac{d\dot{E}}{dx} = -\frac{r_v}{2}|U_1|^2 - \frac{1}{2r_k}|p_1|^2 + \frac{1}{2}Re[e\tilde{p}_1 U_1]. \quad (4)$$

Здесь $p_1 = p_1(x)$ – комплексное число, зависящее от координаты x , такое, что модуль числа $|p_1|$ равен амплитуде колебаний избыточного давления в данной точке p_A , а фаза p_1 равна фазе колебаний избыточного давления в данной точке; \tilde{p}_1 – комплексно сопряжённое \tilde{p}_1 . Аналогично для объёмного расхода U_1 : модуль числа $|U_1|$ равен амплитуде колебаний объёмного расхода в данной точке U_A , а фаза U_1 равна фазе колебаний давления в данной точке; i – мнимая единица; ω – круговая частота колебаний; $Re[]$ – реальная часть комплексного числа.

Параметр l – это акустическая инерционность на единицу длины, которая отражает инерционные свойства газа в данном элементе конструкции двигателя:

$$l = \frac{\rho_m}{A} \frac{1 - Re[f_v]}{|1 - f_v|^2}. \quad (5)$$

Здесь ρ_m – плотность газа; f_v – комплексная функция, которая отражает вязкостные свойства газа при взаимодействии с элементом; A – площадь поперечного сечения рассчитываемого элемента, занимаемая газом.

Параметр c – это акустическая податливость на единицу длины, которая отражает упругие свойства газа в данном элементе конструкции:

$$c = \frac{A}{\gamma p_m} (1 + [\gamma - 1]Re[f_k]). \quad (6)$$

Здесь γ – показатель адиабаты газа, f_k – комплексная функция, которая отражает термические свойства газа при взаимодействии с элементом.

Параметр r_v – это вязкостное сопротивление, которое приводит к потере энергии на трение:

$$r_v = \frac{\omega \rho_m}{A} \frac{Im[-f_v]}{|1 - f_v|^2}. \quad (7)$$

Параметр r_k – это термическое сопротивление, которое приводит к потере энергии по

причине термического взаимодействия с поверхностью элемента:

$$r_k = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_m}{\omega A Im[-f_k]}. \quad (8)$$

Параметр e – константа усиления или затухания объёмного расхода, возникающих вследствие термоакустического эффекта:

$$e = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - \sigma)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx}. \quad (9)$$

Здесь T_m – средняя за период температура газа, σ – число Прандтля.

Уравнение (9) показывает, что для усиления колебаний объёмного расхода необходим положительный градиент температуры в направлении распространения акустической волны. При этом колебания давления в регенераторе не усиливаются, а, наоборот, лишь уменьшают амплитуду из-за вязкостного трения. При достаточно большом градиенте температуры газа увеличение акустической мощности за счёт увеличения амплитуды колебаний объёмного расхода превосходит уменьшение акустической мощности за счёт уменьшения амплитуды колебаний давления и в сумме двух эффектов начинает наблюдаться увеличение акустической мощности за счёт термоакустического эффекта.

Физический смысл уравнений (2)–(4) заключается в том, что на градиент давления по длине двигателя влияют инерционные свойства элемента и вязкостное сопротивление. На градиент объёмного расхода влияют акустическая податливость газа в элементе, термическое сопротивление и термоакустический эффект. А на акустическую мощность не влияют ни инерционные свойства элемента, ни податливость. Акустическую мощность уменьшают потери на трение и термическое сопротивление и увеличивает либо уменьшает термоакустический эффект (в зависимости от того, является эффект прямым либо обратным).

При численном моделировании четырёхступенчатого двигателя достаточно смоделировать только один из четырёх блоков, который состоит из конуса (CONE), примыкающего к холодному теплообменнику, холодного теплообменника (HX), регенератора (STKSCREEN), горячего теплообменника (HX), конуса (CONE), примыкающего к горячему теплообменнику, термальной буферной трубки (STKDUCT), вторичного холодного теплообменника (HX), резонатора (DUCT) и нагрузки (STKSCREEN). В скобках указаны обозначения элементов в программе DeltaEC.



Для резонатора, который представляет собой круглую трубу, комплексные функции f_v и f_k имеют вид

$$f_j = \frac{2J_1[(i-1)r_0/\delta_j]}{(i-1)(r_0/\delta_j)J_0[(i-1)r_0/\delta_j]} \text{ при } j = k \text{ или } v. \quad (10)$$

Здесь $r_0 = 2A/\Pi$ – удвоенный гидравлический радиус резонатора – эффективный радиус резонатора, где A – площадь поперечного сечения резонатора, Π – периметр резонатора; J_0 и J_1 – комплексные функции Бесселя, δ_v и δ_k – глубины вязкостного и термического проникновения соответственно. Глубина вязкостного проникновения показывает величину слоя газа, который испытывает вязкостное взаимодействие со стенкой резонатора, а глубина термического проникновения – величину слоя газа, который испытывает термическое взаимодействие со стенкой:

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega\rho_m}}, \quad (11)$$

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2k}{\omega\rho_m c_p}}. \quad (12)$$

Здесь μ – коэффициент динамической вязкости, k – коэффициент теплопроводности и c_p – теплоёмкость при постоянном давлении.

Если радиус резонатора достаточно большой, $r_0/\delta_k > 30$, программа DeltaEC использует более простую формулу расчёта f_v и f_k – приближение пограничного слоя:

$$f_j = \frac{(1-i)\delta_j}{r_0} \text{ при } j = k \text{ или } v. \quad (13)$$

Для конусов и термальной буферной трубки функции f_v и f_k аналогичны функциям f_v и f_k для трубы.

Для теплообменников:

$$f_j = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_j]}{(1+i)y_0/\delta_j} \text{ при } j = k \text{ или } v. \quad (14)$$

Здесь y_0 – половина расстояния между пластинами пластинчатого теплообменника.

Методика расчета регенератора, моделируемого в данной работе, отличается от приведённой выше методики расчёта элементов тем, что параметры l , c , r_v , r_k , e выражаются не через функции f_v и f_k , а через такие параметры регенератора, как пористость ϕ , гидравлический радиус r_h и теплопроводность [14]. Это усложняет методику расчета, но позволяет более точно учесть сложную геометрию регенератора.

3. Характеристики теплообменников и регенератора

Все теплообменники в двигателе в данной работе – пластинчатые теплообменники. Для них существуют два основных параметра: L_T – длина теплообменника и расстояние от пластины до плоскости, лежащей посередине между пластинами, – y_0 . Соответственно, расстояние между пластинами равно $2y_0$ (рис. 3).

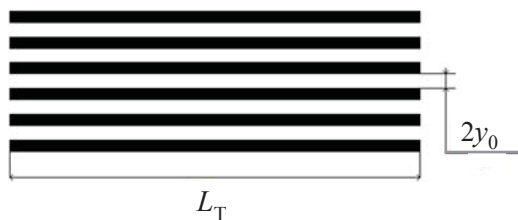


Рис. 3. Размеры пластинчатого теплообменника
Fig. 3. The sizes of the plate heat exchanger

Коэффициент теплоотдачи рёбер теплообменника увеличивается при уменьшении расстояния между рёбрами в диапазоне $0 \leq y_0/\delta_k \leq 2$ и перестаёт изменяться, т. е. становится константой при $y_0/\delta_k > 2$ [15]. Так как при проектировании теплообменника обычно стараются сделать его максимально компактным для заданной мощности, то это значит, что при расстоянии между пластинами большем, чем 4 глубины термического проникновения $y_0/\delta_k > 2$, теплообменник будет заведомо не оптимальным. В статье [15] рекомендовано значение $1 \leq y_0/\delta_k \leq 2$, а рекомендованная длина пластинчатого теплообменника равна удвоенной амплитуде смещения элементарной порции газа из положения равновесия в акустической волне $L_T = 2|\xi_A|$:

$$\xi_A = \frac{v_A}{\omega}. \quad (15)$$

Здесь v_A – амплитуда колебательной скорости газа.

В работе [16] было проведено исследование регенераторов из различных материалов. Испытывались: керамический регенератор, имеющий сотовую структуру, с прямыми квадратными каналами, проходящими регенератор насквозь; регенератор из стальной стружки; регенератор из стальной ваты; регенератор, набранный стопкой из стальных сеток. При использовании регенераторов из стружки и из ваты минимальная необходимая разность температур для запуска



двигателя оказалась выше, чем при использовании регенератора из сеток, а его акустическая мощность при прочих равных условиях ниже. Керамический регенератор по акустической мощности близок к регенератору из сеток и даже немного опережает его при давлении в двигателе ниже 6 атм. Недостатком керамического регенератора является то, что есть большая вероятность не найти керамический материал с необходимым размером квадратных каналов. Таким образом, был выбран регенератор из стальных сеток.

Для регенератора данного типа пористость – отношение объёма, занимаемого газом ко всему объёму регенератора, можно выразить формулой [17]:

$$\phi = 1 - \frac{\pi m d_{wire}}{4} . \quad (16)$$

Здесь m – количество проволок на единицу длины, допустим на сантиметр, тогда d_{wire} – диаметр проволоки в сантиметрах. Ещё один способ

вычислить пористость – взвесить регенератор и, зная его плотность и габариты, вычислить пористость.

Гидравлический радиус регенератора имеет вид [17]

$$r_h = d_{wire} \frac{\phi}{4(1-\phi)} . \quad (17)$$

Отношение глубины термического проникновения и гидравлического радиуса δ_k / r_h , при котором достигается максимальная акустическая мощность в двигателе с бегущей волной, равно 2 ... 3.5 [18].

4. Результаты численного моделирования

С использованием программы DeltaEC было выполнено моделирование четырехступенчатого двигателя. По причине того, что двигатель состоит из четырех одинаковых частей, моделировалась только одна четвертая его часть (один из четырех блоков) с неизменными в ходе расчётов характеристиками, указанными в табл. 1.

Таблица 1 / Table 1

Неизменные параметры расчётов
Unchanged parameters of the calculations

Параметр / Parameter	Значение / Value
Рабочий газ / Working gas	Гелий / Helium
Давление в двигателе, МПа / The pressure in the engine, MPa	1
Температура холодного теплообменника, К / The temperature of cold heat exchanger, K	300
Температура горячего теплообменника, К / The temperature of hot heat exchanger, K	600
Диаметр ступени, мм / The diameter of the stage, mm	33
Длина термальной буферной трубки, м / The length of the thermal buffer tube, m	0.1
Длина резонатора, м / The length of the resonator, m	1.4
Пористость холодного теплообменника / The porosity of the cold heat exchanger	0.5
Пористость регенератора / The porosity of the regenerator	0.7
Пористость горячего теплообменника / The porosity of the hot heat exchanger	0.5
Длина вторичного холодного теплообменника, мм / The length of the secondary cold heat exchanger, mm	20
y_0 вторичного холодного теплообменника, мм / y_0 of the secondary cold heat exchanger, mm	1
Пористость вторичного холодного теплообменника / The porosity of the secondary cold heat exchanger	0.5

Программа DeltaEC последовательно интегрирует уравнения термоакустики для каждого элемента двигателя, начиная от первого и заканчивая последним. В начале первого элемента задавалась волна с произвольными параметрами. Программа рассчитывала параметры волны после прохождения всего блока элементов конструкции. Затем выполнялась следующая итерация с введением поправки параметров волны на входе, чтобы добиться следующих условий:

$$|p_{1in}| = |p_{1out}|, \quad (18)$$

$$|U_{1in}| = |U_{1out}|, \quad (19)$$

$$Ph(p_{1in}) = Ph(p_{1out}) + \frac{\pi}{2}, \quad (20)$$

$$Ph(U_{1in}) = Ph(U_{1out}) + \frac{\pi}{2}. \quad (21)$$

Учитывая тот факт, что для моделирования была выбрана одна четвёртая часть двигателя (один блок), необходимым требованием является



смещение фаз давления и объёмного расхода на входе относительно фаз на выходе из блока на $\pi/2$ (уравнения (20), (21)). Вследствие идентичности всех четырех частей двигателя следует ожидать, что акустическая волна в них также будет изменяться одинаково. Из этого следует, что акустическая мощность на входе в блок должна быть равна мощности на выходе. При одинаковой разности фаз между p_1 и U_1 на входе и на выходе, что следует из уравнений (20), (21), равенство мощностей на входе и на выходе достигается равенством модулей давления и объёмного расхода на входе и на выходе блока, что следует из уравнений (18), (19).

Необходимая температура холодного теплообменника (300 К) достигалась путём автоматического подбора температуры газа на входе в блок элементов, а необходимая температура горячего теплообменника (600 К) – путём автоматического подбора тепловой мощности, отводимой от холодного теплообменника. При этом мощность, подводимая к горячему теплообменнику, задавалась как:

$$W_h = W_c + \Delta \dot{E}_r \quad (22)$$

Здесь W_c – тепловая мощность, отводимая от холодного теплообменника; $\Delta \dot{E}_r$ – прирост акустической мощности в регенераторе.

Далее была произведена оптимизация параметров двигателя для достижения максимальной эффективности системы с нагрузкой и для достижения максимального перепада акустической мощности на нагрузке. КПД системы с нагрузкой рассчитывался как отношение перепада акустической мощности на нагрузке $\Delta \dot{E}_L$ к тепловой мощности W_h , подводимой к горячему теплообменнику:

$$\eta_L = \frac{\Delta \dot{E}_L}{W_h} \quad (23)$$

Для краткости в дальнейшем перепад акустической мощности на нагрузке будем называть «мощность на нагрузке».

Нагрузка моделировалась размещением дополнительного регенератора из стальных сеток в резонатор. Так как возле данного регенератора не было теплообменников, то на нём акустическая энергия только уменьшалась. Величина нагрузки регулировалась изменением длины данного регенератора. При оптимизации как КПД, так и мощности подбирались оптимальная величина нагрузки.

На рис. 4–6 представлены графики модуля давления, модуля объёмного расхода и акустической мощности.

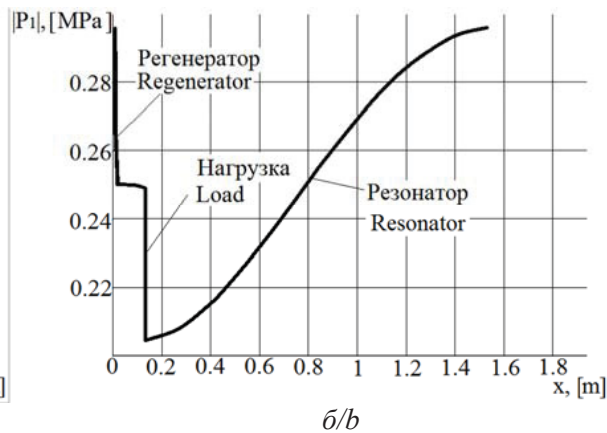
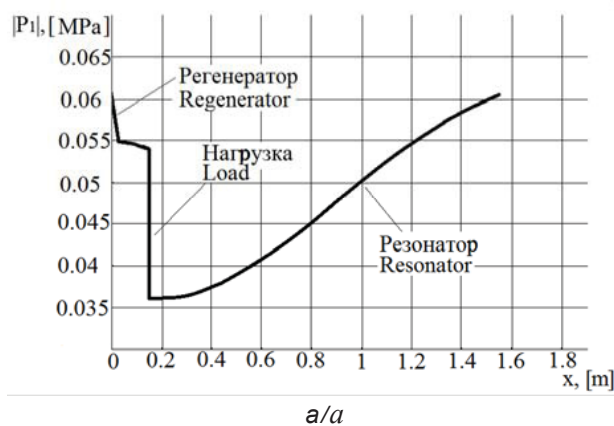


Рис. 4. Изменение амплитуды колебаний избыточного давления по длине одной четвертой части двигателя: а – при настройке на максимум КПД системы с нагрузкой, б – при настройке на максимум мощности на нагрузке

Fig. 4. Change in the acoustic pressure amplitude along the length of one-fourth part of the engine: a – the maximum efficiency of the system with load settings, b – the maximum power on the load settings

Из рис. 4 видно, что кривая модуля давления оказывается более крутой и при одинаковых значениях расстояния x по длине резонатора достигает примерно в пятьдесят раз больших значений при настройке на максимум мощности (см. рис. 4, б) в сравнении с настройкой на максимум КПД (см. рис. 4, а).

Из графиков, приведенных на рис. 5, следует, что при настройке на максимум мощности на нагрузке (см. рис. 5, б) изменение модуля объёмного расхода по длине одной четверти двигателя превосходит примерно в десять раз такое изменение в случае настройки на максимум КПД (см. рис. 5, а).

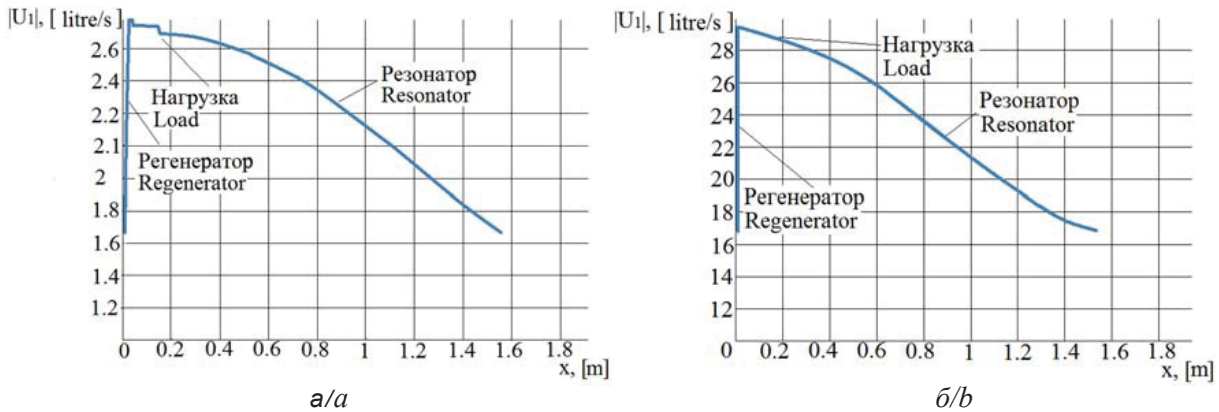


Рис. 5. Изменение амплитуды колебаний объёмного расхода по длине одной четвёртой части двигателя: *a* – при настройке на максимум КПД системы с нагрузкой, *b* – при настройке на максимум мощности на нагрузке
Fig. 5. Change in the amplitude of the volumetric flow rate oscillations along the length of one-fourth part of the engine: *a* – the maximum efficiency of the system with load settings, *b* – the maximum power on the load settings

На рис. 6 можно видеть изменение акустической мощности по длине одной четвёртой части двигателя. Регенератор увеличивает акустическую мощность до пикового значения, после чего происходит ее незначительный спад в теплообменнике и буферной трубке. Далее мощность резко падает, поглощаясь в нагрузке, а затем постепенно спадает в резонаторе, возвращаясь к первоначальному значению.

При настройке модели на максимум КПД в обсуждаемом примере (см. рис. 6, *a*) акустическая мощность на входе волны в регенератор составила 82 Вт. На выходе из регенератора акустическая мощность увеличилась на 35.2 Вт – на величину

акустической мощности двигателя. При этом лишь часть акустической мощности двигателя удастся преобразовать в полезную мощность на нагрузке (в нашем случае 27.2 Вт); остальное – мощность потерь. Для повышения эффективности преобразования необходимо уменьшать мощность потерь в резонаторе и термальной буферной трубке относительно мощности на нагрузке.

На рис. 6, *b* видно, что при настройке на максимум мощности значительно возрастают потери акустической мощности в теплообменниках, резонаторе и термальной буферной трубке относительно мощности на нагрузке, что приводит к снижению КПД.

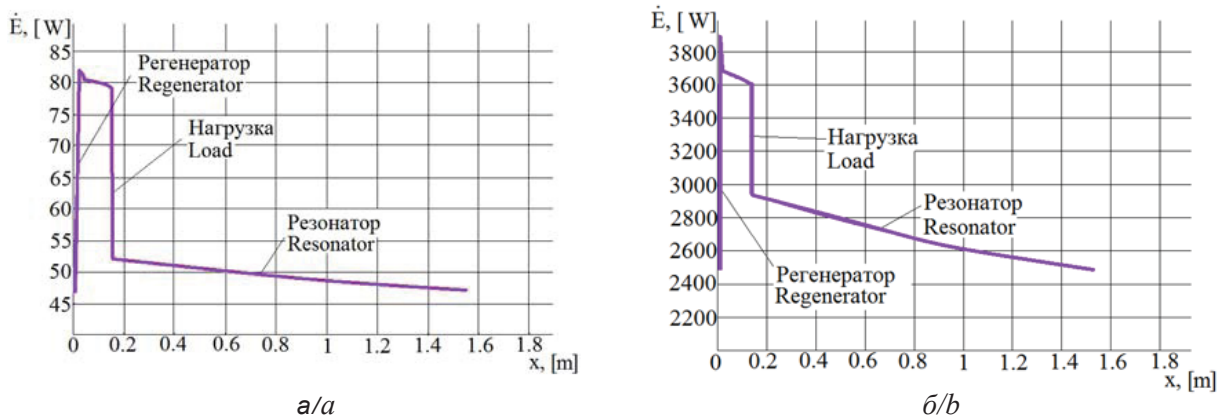


Рис. 6. Изменение акустической мощности по длине одной четвёртой части двигателя: *a* – при настройке на максимум КПД системы с нагрузкой, *b* – при настройке на максимум мощности на нагрузке
Fig. 6. Change in the acoustic power along the length of one-fourth part of the engine: *a* – the maximum efficiency of the system with load settings, *b* – the maximum power on the load settings

Ранее было отмечено, что для обеспечения идентичности работы всех четырех блоков системы необходимо обеспечение равенства амплитуд

и разности фаз колебаний избыточного давления и объёмного расхода на входе и выходе каждого блока. Как следует из анализа рис. 4 и рис. 5,



благодаря использованию алгоритма программы DeltaEC удалось добиться равенства амплитуд колебаний избыточного давления и объёмного

расхода (равенства мощностей) на входе и на выходе одной четвёртой части двигателя.

Результаты оптимизаций сведены в табл. 2.

Таблица 2 / Table 2

Результаты оптимизаций
Optimization results

Часть двигателя / Part of the engine	Параметр / Parameter	При максимуме КПД на нагрузке / At maximum efficiency on the load	При максимуме мощности на нагрузке / At maximum power on the load
Холодный теплообменник / Cold heat exchanger	Длина, мм / Length, mm	0.98	5.94
	y_0 , mm	0.037	0.032
	δ_k / y_0	5.21	5.55
	ζ_A / L_{TO}	4.41	6.34
	Тепловая мощность охлаждения, Вт / Output heating power W_c , Watt	71.6	7438
Горячий теплообменник / Hot heat exchanger	Длина, мм / Length, mm	1.89	7.91
	y_0 , mm	0.088	0.058
	δ_k / y_0	4.06	5.71
	ζ_A / L_{TO}	4.1	8.35
	Тепловая мощность нагрева, Вт / Input heating power W_h , Watt	106.8	8971.1
Регенератор / Regenerator	Длина, мм / Length, mm	28.33	0.81
	Гидравлический радиус, мм / Hydraulic radius r_h , mm	0.055	0.029
	Темпероперепад на миллиметр длины регенератора, К/мм Temperature difference per millimeter of length of the regenerator, K/mm	10.59	370.37
	L_T / ζ_A	7.17	0.024
	δ_k / r_h	5.01	8.8
	Разность фаз между p_1 и U_1 в середине регенератора / Phase difference between p_1 and U_1 in the middle of the regenerator, degrees	8.57	-1.71
	Акустическая мощность на входе в регенератор, Вт / Acoustic power at the input of the regenerator, Watt	82	2367
	$\Delta \dot{E}_r$, Watt	35.2	1533.4
Нагрузка / Load	$\Delta \dot{E}_L$, Watt	27.2	663.4
Весь двигатель / All engine	Отношение диаметра ступени и диаметра резонатора / The ratio of the diameter of the stage and the diameter of the resonator	3.41	2.44
	Тепловая мощность охлаждения, Вт / Output heating power W_c , Watt	286.4	29752
	Тепловая мощность нагрева, Вт / Input heating power W_h , Watt	427.2	35884.4
	η_L , %	25.45	7.4
	Рабочая частота, Гц / Working frequency ν , Hz	175	182



Из анализа результатов моделирования, приведенных в табл. 2, можно сделать следующие выводы.

1. Характеристики настроенного на максимум КПД двигателя кардинально отличаются от характеристик двигателя, настроенного на максимум мощности.

2. Для рассчитываемого двигателя с диаметром ступени 33 мм оптимальный диаметр резонатора в максимуме КПД оказался в 3.41 раза меньше, чем диаметр ступени.

3. КПД системы с нагрузкой при настройке на максимум КПД в 3.44 раза больше, чем при настройке на максимум мощности на нагрузке.

4. Значение оптимального отношения δ_k/y_0 для теплообменников оказалось одного порядка с оптимальным отношением δ_k/r_h для регенератора.

Заключение

В ходе работы было показано, что, если пожертвовать КПД, существует возможность существенного увеличения выходной мощности двигателя (примерно в 24.5 раза).

Если учесть необходимость достижения максимальной эффективности и одновременно с этим максимальной мощности на единицу массы двигателя, то оптимальные параметры двигателя находятся в некоторой области между точкой максимального КПД и точкой максимальной мощности.

В ходе расчётов были опробованы различные положения нагрузки внутри резонатора. Максимум КПД на нагрузке всегда достигался при расположении нагрузки вплотную за вторичным холодным теплообменником. Были также опробованы различные длины переходных конусов между корпусом ступени и резонатором и различные длины корпуса ступени. Максимальный КПД достигался при нулевой длине конусов и при длине корпуса ступени, строго равной сумме длин теплообменников и регенератора. Таким образом, на основе проведенного моделирования можно сделать вывод, что для повышения эффективности работы двигателя необходимо проектировать каждую из его ступеней минимально возможной длины.

Показано также, что существует оптимальное соотношение диаметров ступени и резонатора.

В ходе оптимизации параметров термоакустического двигателя были получены данные, отличающиеся от приведенных в литературе.

Так, в максимуме КПД оптимальное отношение расстояния между пластинами и глубины термического проникновения оказалось для холодного теплообменника в 5.21 раза, а для горячего – в 4.06 раза меньше, чем рекомендовано в работе [15]. Оптимальная длина теплообменников примерно в 8 раз меньше, чем приведенная в работе [15]. Рассчитанный оптимальный гидравлический радиус регенератора оказался в 1.43 раза меньше, чем приведенный в работе [17]. Можно предположить, что различия вызваны тем, что в работах [15] и [17] теплообменники и регенератор исследовались без учёта влияния характеристик элементов друг на друга, что может оказаться существенным для данного типа двигателя.

Список литературы

1. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга. М.: Мир, 1986. 462 с.
2. Jingyuan X., Guoyao Y., Limin Z., Wei D., Ercang L. Theoretical analysis of two coupling modes of a 300-Hz three-stage thermoacoustically driven cryocooler system at liquid nitrogen temperature range // Appl. Energ. 2016. Vol. 185. P. 2134–2141. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.04.055>
3. Довгялло А. И., Шиманов А. А. Возможность использования импульсной двунаправленной турбины в термоакустическом двигателе // Вестн. СГАУ. 2015. Т. 14, № 1. С. 132–138. DOI: 10.18287/1998-6629-2015-14-1-132-138
4. 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: 20.08.2018).
5. 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
6. Zhanghua W., Wei D., Man M., Ercang L. A solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity generator // Sol. Energy. 2012. Vol. 86. P. 2376–2382. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.05.010>
7. Yang R., Wang Y., Jin T., Feng Y., Tang K. Development of a three-stage looped thermoacoustic electric generator capable of utilizing heat source below 120 °C // Energ. Convers. Manage. 2018. Vol. 155. P. 161–168. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.10.084>
8. Yu Z., Jaworski A., Backhaus S. Travelling-wave thermoacoustic electricity generator using an ultra-compliant alternator for utilization of low-grade thermal energy // Appl. Energ. 2012. Vol. 99. P. 135–145. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.04.046>
9. Ceperley P. H. A pistonless Stirling engine – the traveling wave heat engine // J. Acoust. Soc. Am. 1979. Vol. 66, № 5. P. 1508–1513. DOI: <https://doi.org/10.1121/1.383505>



10. Aster Thermoacoustics. URL: <http://www.aster-thermoacoustics.com/wp-content/uploads/2015/01/Presentation-Acoustic-to-electric-conversion.pdf> (дата обращения: 20.08.2018).
11. 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
12. Kruse A., Ruziewicz A., Tajmar M., Gnutek Z. A numerical study of a looped-tube thermoacoustic engine with a single-stage for utilization of low-grade heat // Energ. Convers. Manage. 2017. Vol. 149. P. 206–218. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.010>
13. Wang K., Qiu L. Numerical analysis on a four-stage looped thermoacoustic Stirling power generator for low temperature waste heat // Energ. Convers. Manage. 2017. Vol. 150. P. 830–837. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.023>
14. 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. URL: https://www.lanl.gov/org/padste/adepts/materials-physics-applications/condensed-matter-magnet-science/thermoacoustics/_assets/docs/UsersGuide.pdf (дата обращения: 20.08.2018).
15. Piccolo A., Pistone G. Estimation of heat transfer coefficients in oscillating flows : the thermoacoustic case // Int. J. Heat Mass Tran. 2006. Vol. 49. P. 1631–1642. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.11.009>
16. Abduljalil A. S., Yu Z., Jaworski A. J. Selection and experimental evaluation of low-cost porous materials for regenerator applications in thermoacoustic engines // Mater. Design. 2011. Vol. 32. P. 217–228. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.06.012>
17. Organ A. J. Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine. Cambridge : Cambridge University Press, 1992. 414 p.
18. Yu Z., Jaworski A. J. Impact of acoustic impedance and flow resistance on the power output capacity of the regenerators in travelling-wave thermoacoustic engines // Energ. Convers. Manage. 2010. Vol. 51. P. 350–359. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.09.032>

Образец для цитирования:

Горшков И. Б., Петров В. В. Численное моделирование кольцевого четырехступенчатого термоакустического двигателя с бегущей волной // Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Физика. 2018. Т. 18, вып. 4. С. 285–296. DOI: <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2018-18-4-285-296>

Numerical Simulation of a Looped Tube 4-Stage Traveling-Wave Thermoacoustic Engine

I. B. Gorshkov, V. V. Petrov

Ilya B. Gorshkov, <https://orcid.org/0000-0003-0183-769X>, Saratov State University, 83, Astrakhanskaya Str., Saratov, 410012, Russia, GoshX3@mail.ru

Vladimir V. Petrov, <https://orcid.org/0000-0002-8520-5245>, Saratov State University, 83, Astrakhanskaya Str., Saratov, 410012, Russia, petrovvv@info.sgu.ru

Background and Objectives: The technology of thermoacoustic energy conversion is one of the most promising technologies for converting thermal energy into electrical one. A brief review of the achievements in development of the multi-stage traveling-wave engines was made. The numerical simulation of a 4-stage engine with a load was done. The aim of research was to determine the engine parameters, required to achieve the maximum of efficiency of the system and the acoustic power on the load. **Materials and Methods:** Optimization of the engine parameters was carried out in the DeltaEC program. This program numerically integrates differential equations of thermoacoustics. The calculation procedure and the features of the calculation of a 4-stage engine are described. For the calculation the engine was taken with a looped tube resonator having the length 6 m and a 33 mm diameter of the stage. The temperature of the hot and cold heat exchangers in all

calculations was 600 K and 300 K, respectively. The working gas is helium with a pressure of 1 MPa. **Results:** It has been shown that by sacrificing efficiency on the load, it is possible to significantly increase the output power on the load (about 24.5 times). When the system was tuned to the maximum power on the load, then the calculated efficiency at the load occurred 3.44 times less than that in the case of the system setting to the maximum efficiency of the system with the load. The optimal position of the load inside the resonator, the optimal ratio of the diameter of the stage and the diameter of the resonator were determined for the engine specified in the calculation. Recommendations for choosing the length of the stage are given. The optimum value of the hydraulic radius for heat exchangers and for the regenerator is one order of magnitude. **Conclusion:** The obtained results can be used to design 4-stage traveling-wave thermoacoustic engines. **Key words:** thermoacoustic, thermoacoustic looped engine, traveling wave, regenerator, DeltaEC.

References

1. Reader G., Hooper C. *Stirling engines*. London, E. & F. N. Spon, 1986. 462 p.
2. Jingyuan X., Guoyao Y., Limin Z., Wei D., Ercang L. Theoretical analysis of two coupling modes of a 300-Hz three-stage thermoacoustically driven cryocooler system at liquid nitrogen temperature range. *Appl. Energ.*, 2016, vol. 185, pp. 2134–2141. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.04.055>



3. Dovgiallo A. I., Shimanov A. A. Possibility of using a bi-directional impulse turbine in a thermo-acoustic engine. *Vestnik SGAU* [Vestnik of the Samara State Aero-space University], 2015, vol. 14, no. 1, pp. 132–138 (in Russian). DOI: 10.18287/1998-6629-2015-14-1-132-138
4. 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 20 August 2018).
5. 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
6. Zhanghua W., Wei D., Man M., Ercang L. A solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity generator. *Sol. Energy*, 2012, vol. 86, pp. 2376–2382. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.05.010>
7. Yang R., Wang Y., Jin T., Feng Y., Tang K. Development of a three-stage looped thermoacoustic electric generator capable of utilizing heat source below 120 °C. *Energ. Convers. Manage*, 2018, vol. 155, pp. 161–168. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.10.084>
8. Yu Z., Jaworski A., Backhaus S. Travelling-wave thermoacoustic electricity generator using an ultra-compliant alternator for utilization of low-grade thermal energy. *Appl. Energ.*, 2012, vol. 99, pp. 135–145. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.04.046>
9. Ceperley P. H. A pistonless Stirling engine – the traveling wave heat engine. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1979, vol. 66, no. 5, pp. 1508–1513. DOI: <https://doi.org/10.1121/1.383505>
10. *Aster Thermoacoustics*. Available at: <http://www.aster-thermoacoustics.com/wp-content/uploads/2015/01/Presentation-Acoustic-to-electric-conversion.pdf> (accessed 20 August 2018).
11. 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, microchan-*
nels, and minichannels. FEDSM-ICNMM2010, August 1–5, 2010. Monreal, Canada, 2010, pp. 73–79. DOI: 10.1115/FEDSM-ICNMM2010-30527
12. Kruse A., Ruziewicz A., Tajmar M., Gnutek Z. A numerical study of a looped-tube thermoacoustic engine with a single-stage for utilization of low-grade heat. *Energ. Convers. Manage*, 2017, vol. 149, pp. 206–218. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.010>
13. Wang K., Qiu L. Numerical analysis on a four-stage looped thermoacoustic Stirling power generator for low temperature waste heat. *Energ. Convers. Manage*, 2017, vol. 150, pp. 830–837. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.023>
14. 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: http://www.lanl.gov/org/padste/adepts/materials-physics-applications/condensed-matter-magnet-science/thermoacoustics/_assets/docs/UsersGuide.pdf (accessed 20 August 2018).
15. Piccolo A., Pistone G. Estimation of heat transfer coefficients in oscillating flows: the thermoacoustic case. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2006, vol. 49, pp. 1631–1642. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.11.009>
16. Abduljalil A. S., Yu Z., Jaworski A. J. Selection and experimental evaluation of low-cost porous materials for regenerator applications in thermoacoustic engines. *Mater. Design*, 2011, vol. 32, pp. 217–228. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2010.06.012>
17. Organ A. J. *Thermodynamics and gas dynamics of the Stirling cycle machine*. Cambridge, Cambridge University Press, 1992. 414 p.
18. Yu Z., Jaworski A. J. Impact of acoustic impedance and flow resistance on the power output capacity of the regenerators in travelling-wave thermoacoustic engines. *Energ. Convers. Manage*, 2010, vol. 51, pp. 350–359. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.09.032>

Cite this article as:

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). DOI: <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2018-18-4-285-296>
