

## РЕЖИМНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛА

© 2010 А. И. Довгялло, Е. А. Зиновьев, Г. В. Воротников

Самарский государственный аэрокосмический университет  
имени академика С.П. Королёва  
(национальный исследовательский университет)

Содержит режимно-параметрический анализ работы регенератора в составе термоакустического двигателя внешнего подвода тепла, основанного на энергопереносе бегущей волной. Представлены рекомендации по определению параметров установки для предпроектной разработки.

*Термоакустический двигатель, бегущая волна, регенератор, режимно-параметрический анализ, акустическая мощность, рекомендации по проектированию.*

### Введение

В настоящее время термоакустические двигатели представляют собой новый класс энергетических систем, где тепловая энергия конвертируется в энергию акустической волны, способную совершать работу.

Такие двигатели обладают большим практическим потенциалом, что проявляется в их сравнительно высокой надёжности, низком уровне стоимости, отсутствии подвижных частей, использовании недорогих материалов и невысоких требованиях по технологичности. Парадигма термоакустики открывает возможность замены широкого класса механических устройств волновыми системами.

Термоакустические двигатели с внешним подводом тепла на сегодняшний день являются новым перспективным направлением в области разработки бортовых систем авиационного и космического назначения, а также энергосберегающих технологий.

В статье представлена оценка основных характеристик термоакустического двигателя на основании анализа работы регенератора с учетом характеристик аналогов.

### Двигатель на основе бегущей волны

Питер Хатсон Кеперли в своей работе [1] показал, что газ в регенераторе под воздействием бегущей волны осуществляет термодинамический цикл, подобный циклу Стирлинга. Потенциально такие системы обладают высокой эффективностью.

Схема устройства термоакустического двигателя с внешним подводом тепла показана на рис. 1 [2]. Двигатель представляет собой тороидальный акустический волновод, содержащий регенератор, термическую буферную трубу, горячий и холодный теплообменники. Волновод соединяется с полуволновым резонатором Гельмгольца. В данном устройстве используется регенератор, у которого размеры пор в несколько раз меньше глубины термического и вязкого проникновения. Поэтому для описания термодинамического процесса внутри регенератора можно использовать цикл Стирлинга, требующий, чтобы давление и скорость в регенераторе совпадали по фазе. Кроме того, большие скорости движения осциллирующего газа в порах регенератора вызывают большие потери на вязкое трение. Для получения максимальной акустической мощности в системе необходимо, чтобы на выходе из регенератора давле-

ние и скорость принимали максимальные значения. Поэтому в регенераторе нужно снижать скорость и увеличивать амплитуду колебания давления. Тороидальный волновод пристыковывается к резонатору в точке, где располагается узел скорости (пучность давления).

Рассмотрим регенератор, изготовленный из тонких пластин из нержавеющей стали. По обеим сторонам регенератора располагаются теплообменники. Рабочим газом является гелий.

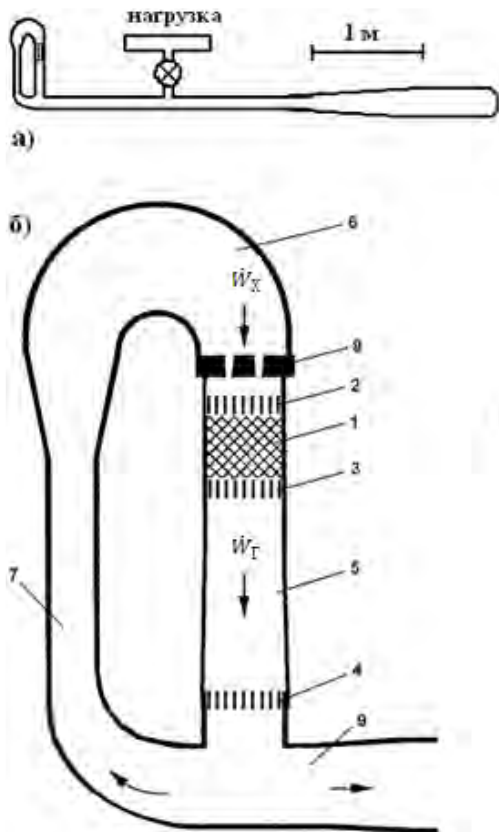


Рис. 1. Общий вид термоакустического двигателя (а) – схематическое изображение термоакустического двигателя с внешним подводом тепла; (б) – тороидальный волновод:

- 1 – регенератор;
- 2 – основной холодный теплообменник;
- 3 – горячий теплообменник;
- 4 – дополнительный холодный теплообменник;
- 5 – термическая буферная труба;
- 6 – акустическая податливость;
- 7 – инерционная труба;
- 8 – супрессор;
- 9 – ответвление к резонатору

Акустическая мощность  $W_X$  на холодном конце регенератора возрастает до

значения  $W_G$  на горячем конце. Разность между  $W_G$  и  $W_X$  представляет собой акустическую мощность  $W_P$ , вырабатываемую регенератором. Тепловая мощность  $Q_G$  подводится к горячему концу регенератора, с холодного конца регенератора отводится мощность  $Q_X$ . Применяв закон сохранения энергии, получаем

$$Q_X = W_X - H_P, \quad (1)$$

$$Q_G = H_B - H_P, \quad (2)$$

$$W_P = W_G - W_X \quad (3)$$

где

$W_P$  – акустическая мощность, вырабатываемая регенератором;

$H_B$  – общая мощность в термической буферной трубе (направлена к ее холодному теплообменнику);

$H_P$  – общая мощность в регенераторе (направлена к его холодному теплообменнику).

Введём эффективность регенератора и коэффициент использования акустической нагрузки

$$A = \frac{W_A}{Q_G}, \quad \eta_{нагр} = \frac{W_{нагр}}{Q_{нагр}}. \quad (4)$$

Эффективность регенератора относительно эффективности цикла Карно записывается в виде

$$\rho = \frac{A}{K}, \quad \text{где } K = \frac{T_G - T_X}{T_G}. \quad (5)$$

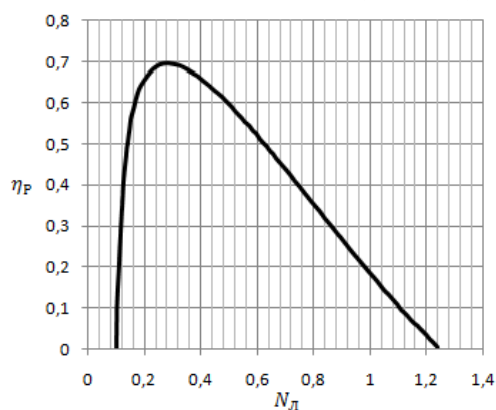
Эффективность цикла Карно задаёт верхнюю границу эффективности работы регенератора, так что  $0 \leq \rho \leq 1$ . Поскольку  $W_P$  будет больше, чем  $W_{нагр}$  из-за диссипации энергии на стенках узлов системы, получаем  $\eta_{нагр} \leq A \leq K$ .

Объектом анализа в данной работе является регенератор как наиболее важный компонент, отвечающий за генерацию акустической волны. Представлены данные о влиянии параметров на эффек-

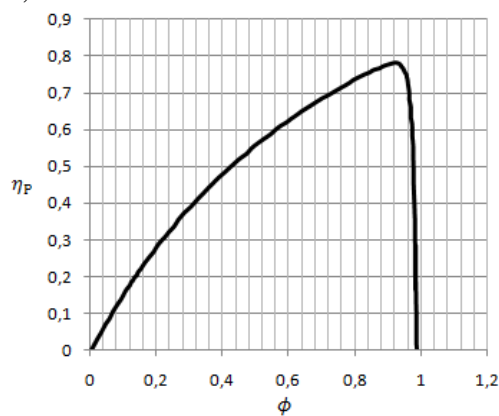
тивность работы регенератора. Рассматривается двигатель (рис.1) Грегори Свифта и Скотта Бэксауса [3], в которой в качестве рабочего газа используется гелий со средним давлением 3,1 МПа. Наиболее важные геометрические параметры регенератора – число Лотрека  $N_L$ , пористость

и длина регенератора  $L_P$ . Наиболее важными рабочими параметрами являются импеданс регенератора  $Z_P$ , передаточное число  $D_r$ , равное отношению максимальной амплитуды давления к среднему давлению газа, и перепад температур  $(T_G - T_X)$ . На рис. 2 показано влияние параметров на эффективность регенератора. При этом  $D_r = 5\%$ ,  $(T_G - T_X) = 300$  К,

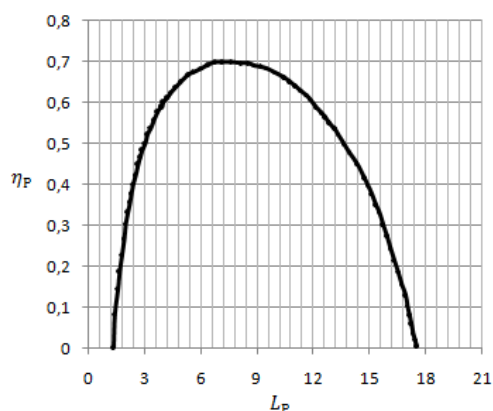
$Z_P = 30$  с. Для оптимальной работы двигателя на основе бегущей волны число Лотрека  $N_L$  должно быть мало, для того чтобы между газом и стенками существовал практически полный термический контакт. Отметим, что число  $N_L$  должно быть меньше единицы, оптимальная величина составляет  $N_L \sim 0,275$  (при  $20^\circ\text{C}$ ) (рис. 2, а), что соответствует гидравлическому радиусу 42 мкм [3]. При меньших значениях  $N_L$  диссипация энергии за счет вязкого трения становится значительной, что отрицательно сказывается на работоспособности всей системы в целом.



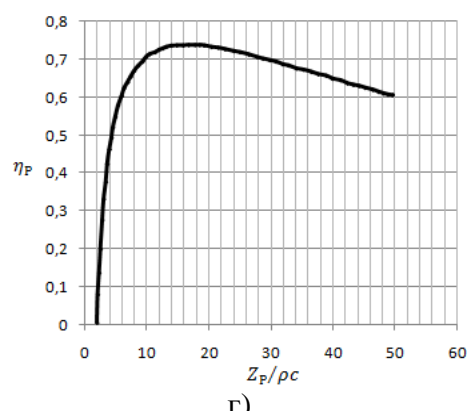
а)



б)



в)



г)

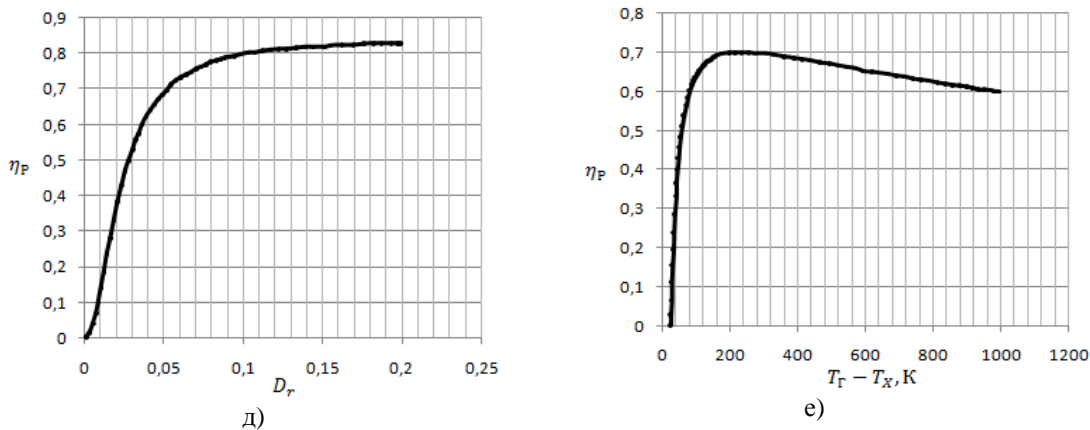


Рис. 2. График зависимости относительной эффективности регенератора  
 а) от числа Лотрека  $N_L$  (при  $20^\circ\text{C}$ ),  
 б) от пористости  $\sigma$ ,  
 в) от длины регенератора  $L_p$ ,  
 г) от импеданса  $Z_p$ ,  
 д) от передаточного числа  $D_r$ ,  
 е) от перепада температур  $(T_g - T_x)$  на концах регенератора

Для заданного размера регенератора существенное влияние оказывает пористость  $\sigma$ . Из рис. 2, б следует, что с увеличением пористости (пластины становятся достаточно тонкими) эффективность регенератора растёт до определённого значения. При дальнейшем увеличении пористости эффективность регенератора стремится к нулю, так как наблюдается недостаток теплоёмкости регенератора. Влияние длины регенератора на его эффективность представлено на рис. 2, в. Если регенератор достаточно короткий, то перепад температур будет сравнительно небольшим, следовательно, его эффективность также будет незначительной. Если регенератор слишком длинный, будет иметь место большая диссипация энергии, что снижает его эффективность. Из графика видно, что оптимальная величина длины регенератора для указанных выше условий  $L_p = 6,8$  см, что довольно близко к значению 7,3 см, указанному в работе [3].

Выше отмечалось, что давление и скорость должны совпадать по фазе, а колебания давления должны быть большими для получения максимальной акустической мощности. Следовательно, необходимо добиваться наиболее оптимального

соотношения скорости и давления путем изменения импеданса. Из рис. 2, г следует, что максимальному значению эффективности соответствует импеданс  $Z_p \approx 16,5$  с. На рис. 2, д графически представлено, насколько эффективность регенератора подвержена влиянию передаточного числа. Когда при фиксированном перепаде температур передаточное число увеличивается, мощность на выходе также возрастает, но потери на вязкое трение замедляют темпы её роста. В результате более высокая эффективность наблюдается при увеличении передаточного числа. При дальнейшем увеличении профили эффективности стремятся к КПД по циклу Карно.

Рассматривая воздействие прилагаемого перепада температур, отметим, что он должен быть достаточным для того, чтобы термоакустическое устройство могло работать в качестве двигателя, поскольку при перепаде температур ниже некоторого значения устройство будет работать как холодильная машина, поглощая акустическую энергию. Как следует из рис. 2, е, для данного устройства минимально необходимый перепад температур составляет приблизительно 24 К. Оптимальная эффективность достигается

при перепаде 233 К, а затем начинает снижаться.

При наличии массового потока рабочего газа  $M \neq 0$  эффективность регенератора  $\eta_r$  теоретически должна уменьшаться. Это вызвано тем, что осреднённый по времени поток рабочего газа перемешивает газовые слои с разной температурой, что ухудшает характеристики регенератора. Анализ зависимости относительной эффективности регенератора от осреднённого массового потока  $M/A_{\text{газ}}$  (рис. 3) показывает, что ухудшение характеристик действительно имеет место. Таким образом, максимальная эффективность достигается при  $M = 0$  и быстро снижается с увеличением абсолютного значения массового потока. Во всех рассмотренных

вариантах установки, описанной в работе [3], в качестве материала регенератора использовалась нержавеющей сталь. На рис. 4 и 5 представлены зависимости относительной эффективности регенератора и произведённой акустической мощности от пористости регенератора для различных материалов: нержавеющей стали, корундовой керамики, стекла, майлара (полиэтилен терефталат) и полистирола. Из анализа рис. 4 следует, что многие материалы обеспечивают высокую эффективность регенератора, которая достигается при высокой пористости (тонкие пластины) регенератора. Тем не менее, когда пластины становятся очень тонкими ( $\phi \rightarrow 0$ ), эффективность регенератора падает до нуля.

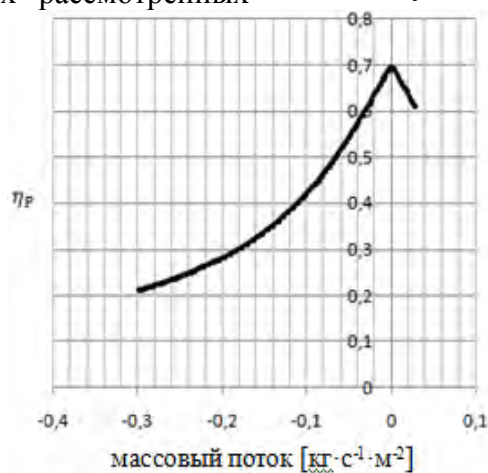


Рис. 3. Зависимость относительной эффективности регенератора от осреднённого массового потока  $M/A_{\text{газ}}$

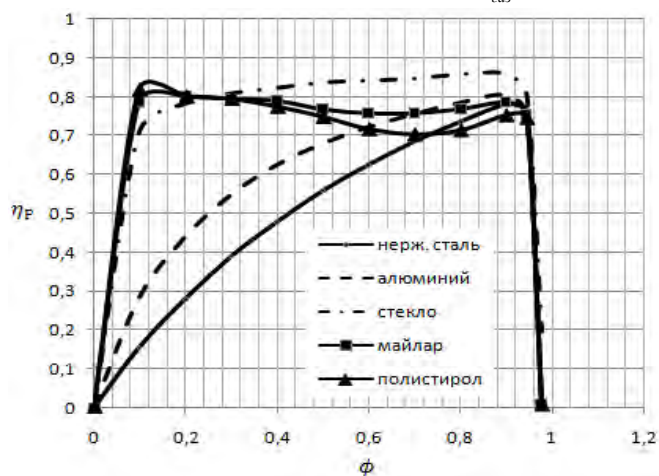


Рис. 4. Зависимость относительной эффективности регенератора от пористости  $\phi$  для различных материалов

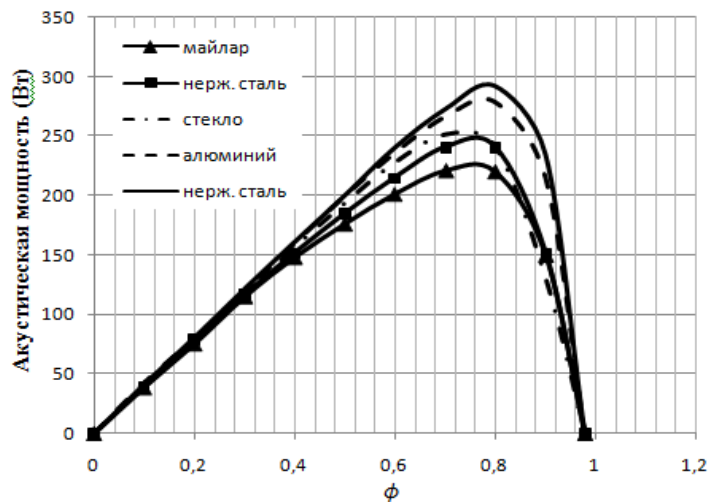


Рис. 5. Зависимость произведенной акустической мощности от пористости регенератора  $\phi$  для различных материалов

Для некоторых материалов, таких, как майлар или пластмассовая соломка, высокая эффективность достигается почти при любой пористости в том случае, если не стремиться к нулю или единице.

Однако, несмотря на то, что эффективность регенератора может быть достаточно высокой, низкие значения приводят к тому, что акустическая мощность почти не производится (рис. 5). Отметим, что для всех материалов наиболее высокой акустической мощности соответствует пористость, лежащая в интервале от 0,75 до 0,9.

Из вышесказанного следует, что для практического использования наиболее привлекательными материалами для изготовления регенератора являются стекло и нержавеющей сталь.

### Рекомендации

Проектирование термоакустического двигателя – сложная многопараметрическая задача, которая трудно поддается оптимизации. Поскольку численные оценки таких устройств ещё несовершенны, их проектирование обычно начинается с рассмотрения аналогов и уже известных зависимостей, а известные алгоритмы оптимизации обеспечивают решение лишь в том случае, если достаточно точно заданы

начальные условия. Исходя из этого, с учётом полученных выше качественных оценок можно сформировать следующие практические рекомендации.

1. Поскольку работа термоакустического устройства опирается на явление резонанса, размер системы вдоль оси распространения волны в первом приближении можно считать пропорциональным частоте акустических колебаний. Отсюда, опираясь на аналог, можно определить продольный размер установки при заданной частоте или рабочую частоту при заданном размере.

2. На основе зависимости, представленной на рис. 6, оценивается КПД установки на основании возможного температурного перепада или необходимый температурный перепад по требуемому КПД. Согласно техническим требованиям по мощности  $W$  на выходе и КПД системы определяется количество тепла, подводимого к горячему теплообменнику  $Q_{г} = W / \eta$ . Распределение тепловой нагрузки между холодными теплообменниками делается в той же пропорции, что и для аналогов.



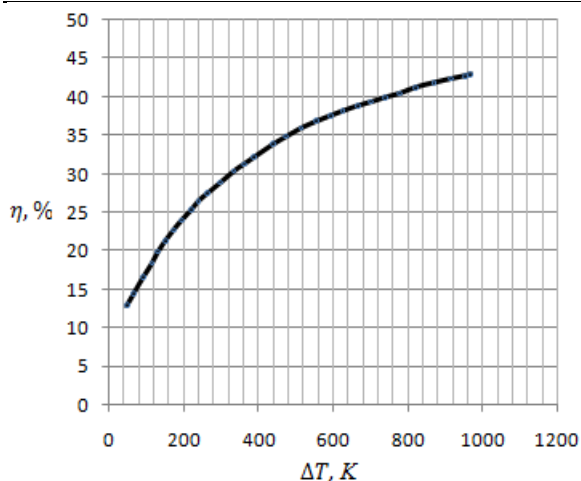


Рис. 6. График зависимости КПД установки от температурного перепада

3. Так как энергетические характеристики регенератора на низких частотах почти не зависят от материала (рис. 4, 5), материал подбирается на основании рабочего интервала температур в регенераторе и его технологичности. На основе глубины вязкого и термического проникновения вычисляется размер пор и пористость регенератора. Значения  $N_{\text{л}}$  и определяются на основании рис. 2, 4, 5.

4. Начальные размеры установки в поперечном направлении определяются на основании аналога при изменении размеров пропорционально квадратному корню из соотношения величин энергетических потоков или корню из соотношения комплексов ( $\cdot Q_{\text{Г}}$ ).

5. Так как процедура, указанная в пункте 4, не предусматривает соблюдения условия резонанса, то для его выполнения необходимо откорректировать геометрию резонатора согласно формуле

$$\frac{1}{C} = L, \quad (6)$$

где  $\omega$  - частота колебаний рабочего газа,  $C$  - акустическая податливость и  $L$  - инерционность резонатора.

После того, как будут определены начальные параметры установки, можно приступить к процедуре её оптимизации.

Данные рекомендации могут применяться к любым системам на основе бегущей волны, имеющих с рассматриваемым аналогом одинаковую конструктивную схему и работающих на частотах до 500 Гц при передаточных числах до 10%.

#### Библиографический список

1. Ceperley, P. H. A pistonless Stirling engine – the travelling wave heat engine [Text]. J. Acoust. Soc. Am. – 1979. – p. 1508-1513.
2. Backhaus, S. Swift, G. W. A thermoacoustic Stirling heat engine [Text]. Nature. – 1999. – p. 335-338.
3. Backhaus, S. Swift, G. W. A thermoacoustic Stirling heat engine: Detailed study [Text]. J. Acoust. Soc. Am. – 2000. – p. 3148-3166.

#### References

1. Ceperley, P. H. A pistonless Stirling engine – the travelling wave heat engine [Text]. J. Acoust. Soc. Am. – 1979. – p. 1508-1513.
2. Backhaus, S. Swift, G. W. A thermoacoustic Stirling heat engine [Text]. Nature. – 1999. – p. 335-338.
3. Backhaus, S. Swift, G. W. A thermoacoustic Stirling heat engine: Detailed study [Text]. J. Acoust. Soc. Am. – 2000. – p. 3148-3166.

### PARAMETRIC ANALYSIS OF THERMOACOUSTIC TRAVELLING-WAVE ENGINE OPERATION WITH EXTERNAL HEAT APPLICATION

© 2010 A. I. Dovgyallo, Ye. A. Zynovyev, G. V. Vorotnikov

Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov  
(National Research University)

The paper presents parametric operation analysis of a regenerator incorporated into a thermoacoustic travelling-wave engine with external heat application. It focuses on the recommendations for defining the engine parameters in preproject design.

*Thermoacoustic heat engine, travelling wave, regenerator, parametric operation analysis, acoustic power, recommendations for design.*

### Информация об авторах

**Довгялло Александр Иванович**, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: рабочие процессы тепловых и холодильных машин, бортовая энергетика, энергосбережение. E-mail: [d.a.i@mail.ru](mailto:d.a.i@mail.ru).

**Зиновьев Евгений Александрович**, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин, энергоэффективные двигатели и движители транспортных средств. E-mail: [eazinovev38416@mail.ru](mailto:eazinovev38416@mail.ru).

**Воротников Геннадий Викторович**, аспирант кафедры автоматизированных систем энергетических установок. Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет). Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин. E-mail: [vorotnikov.g.v@mail.ru](mailto:vorotnikov.g.v@mail.ru).

**Dovgyallo Aleksandr Ivanovich**, doctor of technical sciences, professor of the department of heat engineering and heat engines. Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: work processes of heat engines and refrigerators, airborne on-board electrical devices, energy saving. E-mail: [d.a.i@mail.ru](mailto:d.a.i@mail.ru).

**Zynovyev Yevgeny Aleksandrovich**, post-graduate student of the department of heat engineering and heat engines. Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers. E-mail: [eazinovev38416@mail.ru](mailto:eazinovev38416@mail.ru)

**Vorotnikov Gennadiy Viktorovich**, post-graduate student of the department of automation technology of power devices. Samara State Aerospace University named after academician S. P. Korolyov (National Research University). Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers. E-mail: [vorotnikov.g.v@mail.ru](mailto:vorotnikov.g.v@mail.ru)