

УДК 621.486

МЕТОДИКА ВЫБОРА ПРОЕКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВОГО УЗЛА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ

© 2013 А.И. Довгялло, С.О. Некрасова

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

Поступила в редакцию 02.12.2013

Предложена методика выбора конструктивных параметров теплового узла термоакустического преобразователя на основе обобщений результатов теоретических и экспериментальных работ и опыта их создания.

Ключевые слова: термоакустический преобразователь, тепловой узел, к.п.д. термоакустического преобразователя.

Термоакустические преобразователи (ТАП) относятся к новому классу энергетических систем, способных преобразовывать тепловую энергию в полезную механическую работу (термоакустические двигатели – ТАД) посредством использования акустических волн, либо использовать энергию акустической волны для генерации холода (термоакустические холодильники – ТАХ). В основе их работы лежит сложный комплекс физических процессов, основанный на взаимодействии явлений акустической, теплофизической и газодинамической природы.

В предлагаемой публикации предложена методика, с помощью которой на уровне предпроектной проработки можно получить предварительные конструктивные параметры проектируемого термоакустического преобразователя – двигателя или холодильной машины на стоячей волне.

Основными элементами термоакустических преобразователей являются: теплообменник подвода тепла, теплообменник отвода тепла (возможен дополнительный теплообменник), регенератор, линейный электрогенератор – для преобразователей прямого цикла (альтернатор), пульсатор – для криогенераторов (рис. 1).

Основным элементом, генерирующим пульсации газа (например, для ТАД), является регенератор, представляющий собой пористую структуру (в идеале – капиллярная с продольными каналами, на практика чаще всего – пакет сеток).

Современное толкование рабочего процесса основано на принципе Релея. Оно заключается в

следующем. Так как в регенераторе в направлении перемещения волны сформирован градиент температуры, то при осциллирующем движении газа около некоторого среднего положения (рис. 2) он в крайних своих положениях испытывает попеременное сжатие с нагревом и отдачей тепла и расширение с охлаждением и подводом тепла от поверхности регенератора. Осуществляемый элементарным объемом газа термодинамический цикл, результатом которого является работа деформации, обеспечивает подпитку энергией бегущей волны (для ТАД), либо использование энергии волны для реализации обратного цикла (для ТАХ).

Существующая модель цикла, совершаемого элементарным объемом осциллирующего газа, интерпретирован как цикл Стирлинга. Однако следует отметить, что с таким же результатом можно представить его как цикл Брайтона или Карно, и это не повлияет на результаты сравнения.

Механизм передачи энергии цикла к газу до конца не уточнен, а экспериментально его изучение весьма затруднительно.

Если рассмотреть двигатель (ТАД), то расположенные по обеим сторонам регенератора теплообменники подвода тепла Q_r и отвода тепла Q_x , служит для усиления акустической мощности. Благодаря этому входная мощность волны W_x на холодном конце регенератора возрастает до значения W_r на горячем конце. Разность между W_r и W_x представляет собой акустическую мощность W_A , вырабатываемую регенератором.

Эффективность преобразования тепла в энергию, снимаемую с электрогенератора (как правило, это линейный электрогенератор), можно выразить следующей формулой:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{эл} = \frac{W_A}{Q_r} \frac{W_M}{W_A} \frac{W_{эл}}{W_M}, \quad (1)$$

Довгялло Александр Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей. E-mail: d.a.i@mail.ru

Некрасова Светлана Олеговна, инженер кафедры теплотехники и тепловых двигателей, (национальный исследовательский университет). E-mail: yhoji@yandex.ru

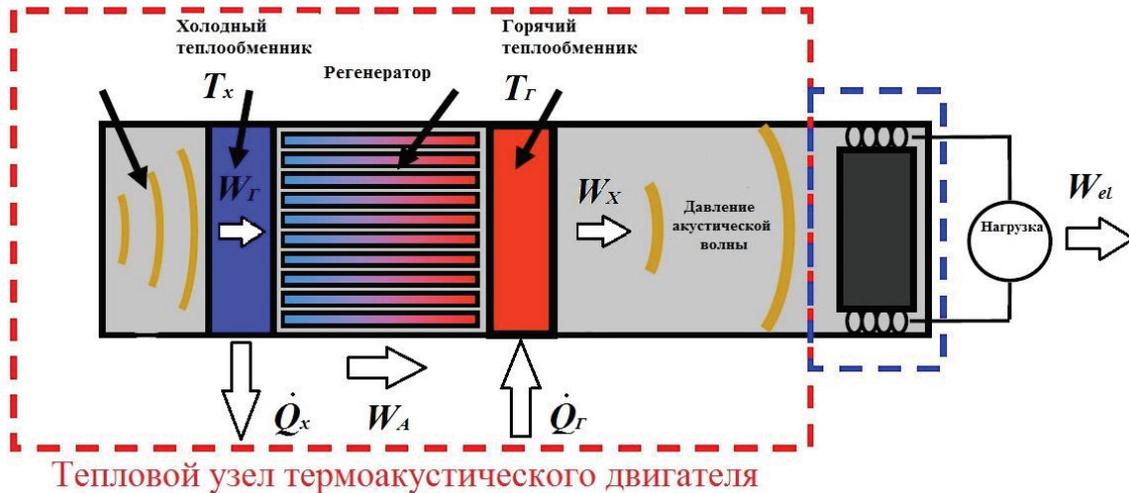


Рис. 1. Схема теплообменного узла ТАД

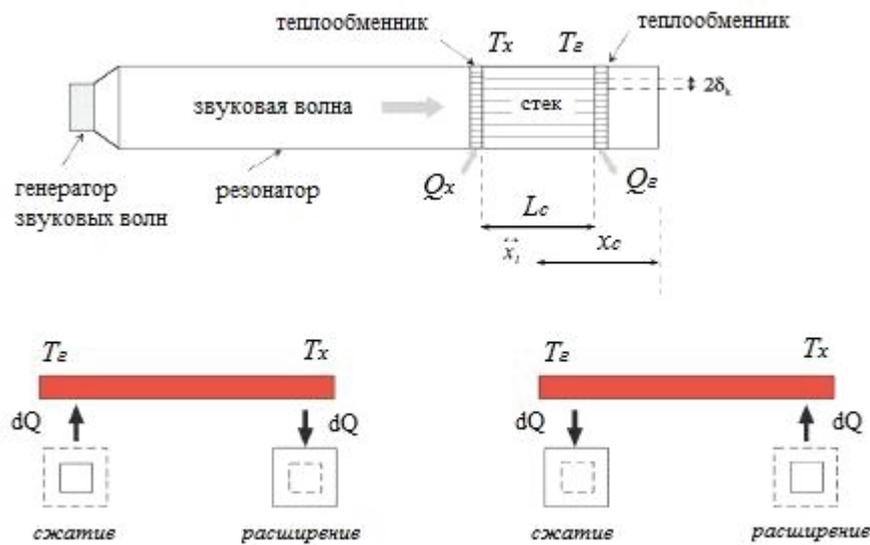


Рис. 2. Схема термоакустического преобразователя

где η_e – электроакустическая эффективность преобразователя,

- W_A – акустическая мощность,
- W_M – диссипативные потери мощности,
- W_{el} – выходная электрическая мощность.

Очевидно, что отношение W_A к подводенному в установку теплу Q_g будет характеристикой совершенства преобразования тепла в энергию волны.

$$\eta = \frac{W_A}{Q_g} \quad (2)$$

В некоторых источниках эта величина обозначается как к.п.д. регенератора. На самом деле этот критерий относится ко всему тепловому узлу преобразователя и является аналогом индикаторного к.п.д. теплового двигателя. Под η_{mp} понимается отношение поглощенной в механической части электрогенератора волновой мощности W_M (с учетом возврата части этой энергии обратно в

рабочий контур) к генерируемой акустической мощности W_A . Индекс «*mp*» здесь предлагается интерпретировать еще и как учет всех видов потерь генерируемой волновой энергии во внутреннем контуре ТАП. Электрический к.п.д. генератора $\eta_{эл}$ относится непосредственно к электрической части преобразователя.

Для холодильной машины (ТАХ) эффективность преобразования тепла можно выразить следующей формулой холодильного коэффициента:

$$\varepsilon_e = \varepsilon_i \cdot \varepsilon_A \cdot \varepsilon_\Gamma = \frac{Q_x}{W_A} \cdot \frac{W_A}{W_\Gamma} \cdot \frac{W_\Gamma}{W_M} \quad (3)$$

Здесь первый коэффициент ε_i является внутренним (термоакустическим) холодильным коэффициентом, показывающим отношение количества генерируемого холода к акустической мощности W_A , поглощаемой в регенераторе для реализации обратного термодинамического цикла. Второй коэффициент ε_A – степень преобразо-

вания входной (в регенератор) мощности волны W_z в акустическую мощность W_A . Третий коэффициент e_r характеризует отношение мощности волны W_r к подводимой извне механической энергии, например, от пульсатора.

Приведенные формулы для эффективности ТАП прямого и обратного циклов могут иметь более подробную структуру.

Современные методики расчета рабочего процесса и определения конструктивных параметров основаны на физико-математических моделях [1, 2].

Целью проектировочного расчета является отыскание таких параметров конструкции, которые отвечали бы необходимой мощности N , получаемой на преобразователе (либо потребной холодопроизводительности Q_x – для холодильных машин) при заданных температурных уровнях T_r и T_x газа во внутреннем контуре.

В существующих методиках заложена следующая последовательность действий:

- весь рабочий контур ТАП разбивается на основные элементы;
- задаются значения температур T_r и T_x и потребной индикаторной мощности, (либо холодопроизводительности);
- задается какая-либо геометрия акустического тракта;
- задается уровень давления рабочего тела и само рабочее тело.

Выбирается (или составляется индивидуально) программа расчета, и выполняется расчет каждого выделенного функционального элемента рабочего контура ТАП.

Расчет элемента считается законченным, при условии выполнения граничных условий (по параметрам процесса) с соседним элементом рабочего тракта.

Существующие методики (например, программные продукты Delta E) [3] отработаны и позволяют получить параметры рабочего процесса и характеристики внутреннего контура ТАП. Вполне естественно, что результаты расчета предопределяются допущениями при выборе физической модели и постановкой задачи при математическом описании.

Объективные препятствия по применению результатов расчета накладывают технологические и конструктивные ограничения, обусловленные возможностью изготовления узлов ТАП. Это приводит к тому, что после определения конструктивного облика ТАП изготовленная по результатам расчетов экспериментальная установка требует доработки вплоть до существенных конструктивных изменений, и дальнейших повторений экспериментальных и доводочных работ.

До настоящего времени такая практика проектирования ТАП было обусловлена отсутствием

обобщений по тем преобразователям, которые уже работают и имеют приемлемые характеристики, их малочисленностью и закрытостью части работ. Однако за двадцать лет практических работ (в основном зарубежными фирмами) можно с определенной степенью уверенности использовать теоретический, экспериментальный и практический опыт по ТАП. Это позволит более целенаправленно и обоснованно выбирать конструктивные параметры на этапе проектирования.

Ниже на примере термоакустической холодильной машины предлагаются методические рекомендации, представленные в виде последовательности действий по выбору некоторых основных параметров регенератора на основе оптимизации к.п.д. ТАХ.

Конструктивные параметры холодильника должны обеспечивать заданную мощность охлаждения Q_x и температурную разницу ΔT_m . Таким образом, для расчета геометрии регенератора (стека) данные параметры будут заданы следующими: $\Delta T_m = 50$ К, $Q_x = 4$ Вт. Среднее значение давления в стеке p_m должно быть на сколько возможно большим, поскольку оно определяет акустическую мощность [1]:

$$W_A = \frac{1}{4} \Pi \delta_k \Delta x \frac{T_m \beta^2 \omega}{\rho_m c_p} (p_1^s)^2 (\Gamma - 1). \quad (4)$$

При выборе геометрических параметров стека учитывают величину глубины теплового проникновения δ_k , которая пропорциональна корню квадратному из p_m . Слишком высокие значения давления заправки приведут к малым значениям зазора между пластинами, что влечет за собой трудности в изготовлении регенератора. В ранее разработанных термоакустических холодильных устройствах, где в качестве рабочего тела выбран гелий, максимальное значение среднего давления достигало 12 бар. Назначение резонансной частоты f следует производить также учитывая ограничение по геометрическому параметру – глубине теплового проникновения δ_k , которая обратно пропорциональна корню квадратному из частоты колебаний. Высокие значения f также приводят к малому значению зазора между пластинами.

В работе [4] рассмотрены различные виды геометрий стека: с круглыми, квадратными и с профилем равностороннего треугольника порами, а также пластинчатые. Предложены уравнения для теплоты и работы потока в зависимости от функции, зависящей от геометрии поры стека $F(\lambda) = 1 - f_k$, и описываемой в форме, предложенной Свифтом

$$f_k = \frac{th((1+i)y_0 / \delta_k)}{(1+i)y_0 / \delta_k}, \quad (5)$$

где f_k – есть функция отношения гидравлического радиуса к глубине термического проникновения δ_k . Кроме того показано, что максимум акустической работы W_A и теплоты Q_2 достигается для случая пластинчатой геометрии стека, а мощность охлаждения, пропорциональна $\text{Im}(-f_k)$. При оценке максимума $\text{Im}(-f_k)$ при заданных параметрах частоты, среднего давления и гелия в качестве рабочего тела имеем

$$\frac{r_h}{\delta_k} = \frac{y_0}{\delta_k} = 1.1, \text{ где } r_h \text{ – гидравлический радиус.}$$

Так как $r_h = y_0$, где y_0 – половина зазора между пластинами регенератора, получаем, что зазор между пластинами должен быть не менее $2y_0 = 0.22$ мм. Зазор выбирается в диапазоне $2.4 \delta_k$.

В зависимости от способа отвода или подвода тепла и конструктивных особенностей теплового узла по наработанным рекомендациям и экспериментальным данным задается температурный напор между внешним теплоносителем и внутренней поверхностью теплообмена $T_{нар} - T_{стенки}$. Оценка КПД цикла Карно в первом приближении производится по температурам поверхностей горячего и холодного теплообменников. Предполагая, что температура газа в щелях теплообменников в пределе достигает температуры поверхности, принимаем $T_{Г ГАЗА} = T_{Г СТ}$, $T_{Х ГАЗА} = T_{Х СТ}$ (в действительности по данным исследования [5] средняя температура газа за время цикла осцилляций отличается от $T_{СТ}$ на 2.5°C). Предполагая распределение температуры по длине стека линейным, продольный градиент температуры в стеке составит

$$\nabla T_m = \frac{(T_x - T_\Gamma)}{L_c}, \quad (6)$$

где L_c – длина регенератора (стека).

По принятым в методиках рекомендациям температура поверхности за время осцилляций изменится на величину $2 \cdot x_1 \cdot \nabla T_m$, где x_1 – амплитуда смещения газа при осцилляции. Элементарный объем газа под воздействием акустической волны смещается на расстояние $\xi = 2x_1$, температура в начале процесса адиабатического сжатия равна $T_m - x_1 \nabla T_m$, в конце – $T_m + x_1 \nabla T_m + 2T_1$, изменяясь, таким образом, на $2T_1$, где T_1 – амплитуда изменения температуры, а T_m, p_m – усредненные параметры для элементарного газового объема-частицы.

Безразмерный градиент температуры запишется в виде:

$$\Gamma = \frac{\nabla T_m}{\nabla T_{крит}}. \quad (7)$$

Критический градиент имеет место, когда $\delta T = 2T_1 - 2x_1 \nabla T_m = 0$, другими словами он определяется разницей температур в двух противоположных точках цикла, когда скорость колебательного движения элементарного объема газа равна нулю и определяется как

$$\nabla T_{крит} = \frac{T_1}{x_1}, \text{ либо с учетом амплитуды скорости колебаний частиц газа}$$

рости колебаний частиц газа

$$\nabla T_{крит} = \frac{p_1 \omega}{\rho_m c_p u_1}, \quad (8)$$

здесь p_1 – амплитуда изменения давления, ω – угловая скорость (циклическая частота) звуковой волны, c_p – изобарная теплоемкость газа, u_1 – амплитуда изменения скорости в стеке.

Критический температурный градиент, определяемый разницей температур в двух противоположных точках цикла, которые занимает участок газа, когда его скорость осциллирующего движения равна нулю и записывается как:

$$\nabla T_{крит} = \frac{\gamma - 1}{1 + \frac{\delta_c}{y_0}} T_m k c t g(kx_c), \quad (9)$$

где δ_c – половина толщины пластины, x_c – координата положения центра регенератора. Перейдем к безразмерным параметрам:

$$\Gamma = \frac{\Delta T / T_m}{h / (h + t) (\gamma - 1) \cot(kx_c)} \frac{1}{kL_c}, \quad (10)$$

где $h = 2y_0$ – зазор между пластинами, γ – коэффициент адиабаты $\gamma = 1.67$ для одноатомного газа, $t = 2\delta_c$ – толщина пластины, x_c – координата положения центра стека, k – волновое число. Данный параметр Γ содержит независимые величины: заданную температурную разницу, координату положения центра регенератора и длину стека, которые на данном этапе проектирования остаются неизвестными. Вводятся безразмерные группы параметров:

$$\theta = \frac{\Delta T}{T_m} = \frac{T_x - T_\Gamma}{T_m} \text{ – относительный градиент температуры в регенераторе, задается как требование к ТАП, как указывалось ранее } \Delta T = 50 \text{ К и } T_m = 273 \text{ К.}$$

ент температуры в регенераторе, задается как требование к ТАП, как указывалось ранее $\Delta T = 50$ К и $T_m = 273$ К.

$$\xi = \frac{2\pi L_c}{\lambda} = \frac{2\pi \cdot f \cdot L_c}{a} \text{ – приведенный параметр длины стека}$$

метр длины стека

$$\xi_c = \frac{2\pi}{\lambda} x_c = \frac{2\pi f}{a} x_c \text{ – приведенная координата положения центра стека.}$$

С учетом [6] задается диапазон изменений $0 < \xi_c < 0.78$. Оценка диапазона производилась в связи с тем, что термоакустический эффект здесь наиболее выражен и, следовательно, координата положения центра стека x_c должна находиться на $1/8$ длины волны от пучности давления.

В результате безразмерный градиент температур запишется как

$$\Gamma = \frac{\theta}{BR(\gamma - 1) \cot(\xi_c)} \frac{1}{\xi}. \quad (11)$$

Используя данный комплекс, применим методу приблизительной оценки конструктивных параметров регенератора для термоакустического холодильника в соответствии с работой [6].

Данный ТАХ был сконструирован для режимов с $\Delta T = 50\text{K}$ и $\Delta T = 25,5\text{K}$, при среднем значении температуры газа $T_m = 273\text{K}$. В табл.1 приведены принятые следующие значения безразмерных параметров

Ниже представлены соотношения для безразмерных величин энтальпии $\Phi_H(\xi)$ и работы потока $\Phi_W(\xi)$ как функций только от безразмерных длины стека ξ и координаты положения центра стека ξ_c

$$\Phi_H(\xi) = \frac{H}{Ap_m a} = \frac{-\delta_{kh} DR^2}{2\gamma} \cdot \frac{\cos(\xi_c) \sin(\xi_c)}{(1 + \sigma)(1 + \varepsilon_c)(1 - 2\sigma^{1/2} \delta_{kh} + 2\sigma \delta_{kh}^2)} \times \left[\frac{1 + \sigma^{1/2} + \sigma(1 + \varepsilon_c)}{1 + \sigma^{1/2}} \times \frac{\xi_{crit}(\theta)}{\xi} - (1 + \sigma^{1/2}(1 - 2\delta_{kh})) \right], \quad (12)$$

$$\Phi_W = \frac{W}{Ap_m a} = \frac{\delta_{kh} DR^2}{2\gamma} \times \left[\frac{BR(\gamma - 1) \cos^2(\xi_c)}{(1 + \sigma^{1/2})(1 + \varepsilon_c)(1 - 2\sigma^{1/2} \delta_{kh}^2)} \right] \times \left[\xi_{crit}(\theta) - \left(\frac{BR(\gamma - 1) \cos^2 \xi_c}{1 + \varepsilon_c} + \frac{\sigma^{1/2} \sin^2 \xi_c}{BR(1 - 2\sigma^{1/2} \delta_{kh} + 2\sigma \delta_{kh}^2)} \right) \cdot \xi \right]. \quad (13)$$

Далее, используя уравнения (12) и (13) рассчитываем значения энтальпии и работы потока для различных значений безразмерной длины стека ξ . Таким образом, находятся $\xi_{min} = \xi_{crit}$ и ξ_{max} как диапазон выбора оптимальной безразмерной длины регенератора ξ_{opt} (рис. 3).

Критерием определения оптимальной приведенной длины стека является КПД регенератора, записанный по отношению к КПД цикла Карно. Использование безразмерной записи КПД по Карно удобно тем, что это исключает зависимость данного параметра от температурного напора в регенераторе. КПД в регенераторе по отношению к КПД цикла Карно как функция от безразмерной длины стека ξ запишется как:

Таблица 1. Безразмерные параметры рабочего режима, конструкции регенератора, свойств рабочего тела

Безразмерный параметр	Формула	Значение параметра для расчета
Зазор между пластинами регенератора, диапазон значений $0.25 < \delta_{kh} < 0.5$.	$\delta_{kh} = \frac{\delta_k}{h}$	0.3
Координата положения центра регенератора	$\xi_c = \frac{2\pi f}{a} x_c$	0.25
Число Прандтля рабочего тела	$\sigma = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	0.27
Параметр, учитывающий свойства материала регенератора	$\varepsilon_c = \sqrt{\frac{\rho_m c_p \lambda}{\rho_c c_c \lambda_c}}$	0.095
Температурный градиент	$\theta = \frac{\Delta T}{T_m}$	0.183
Пористость регенератора	$BR = \frac{h}{h + l}$	0.8
Параметр, определяющий отклонение значения пучности давления от его средней величины	$DR = \frac{P_A}{P_m}$	0.035

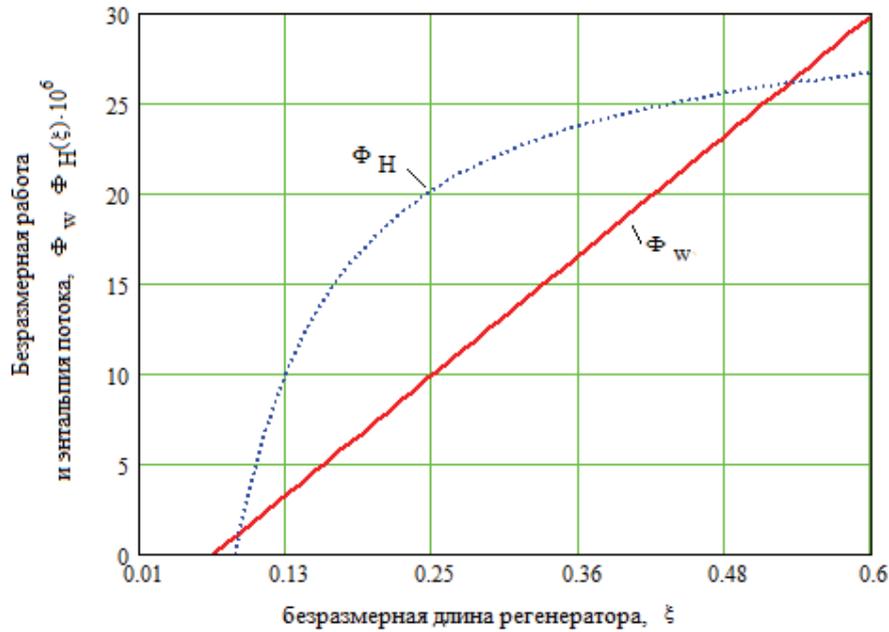


Рис. 3. Предельные значения безразмерной длины стека ξ

$$\eta_{Карно\ PEG} = \frac{\eta_{PEG}}{\eta_{КАРНО}} = \frac{(|\Phi_H| - |\Phi_w|)/|\Phi_w|}{(2 - \theta)/(2\theta)}$$

По графику (рис. 4) для указанных значений приведенных параметров (табл. 1) находим максимум $\eta_{КарноPEG} = 0,42$ при безразмерной длине стека $\xi = 0,13$. Оптимизация конструкции на данном этапе производится оценкой $\eta_{КарноPEG}$ при различных значениях координаты центра положения центра стека ξ_c , температурной разницы θ и физических свойствах рабочего тела и материала пластин регенератора.

Зная, что

$$\eta_{PEG} = \frac{\eta_{КарноPEG}}{\Gamma}, \tag{14}$$

здесь Γ – в дополнение к параметру, принятому в (11), характеризует степень соответствия эффективности ТАП и КПД цикла Карно. Параметр Γ подсчитывается по формуле (11), при выбранных значениях безразмерных параметров ξ и ξ_c получаем $\Gamma = 0.674$. Таким образом, по формуле (14) холодильный коэффициент термоакустического преобразователя $\varepsilon = 0.623$

Тогда действительное значение теплоты, подведенной при температуре T_x :

$$Q_x = Q_x \cdot \varepsilon = 4 \cdot 0.623 = 2.5.$$

Определение площади поверхности регенератора проведем через упрощенные параметры, предложенные в [7], где величина подведенной теплоты Q_x в безразмерной записи:

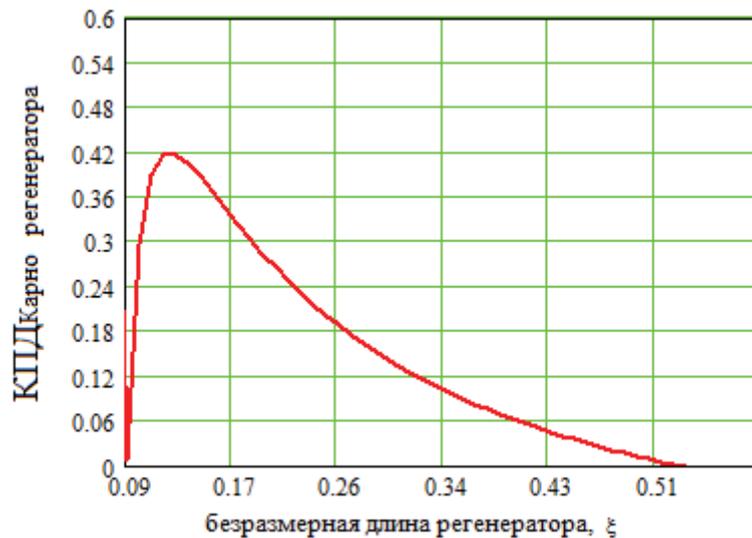


Рис. 4. Зависимость КПД регенератора по циклу Карно в зависимости от безразмерной длины стека ξ

$$Q_{X \text{ прив}} = \frac{Q_X}{p_m \cdot A \cdot a} = \frac{-\delta_{kh} DR^2 \cdot \sin(\xi_c)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda} \cdot \left[\frac{\theta \cdot \operatorname{tg}(\xi_c)}{(\gamma-1)BR \cdot \xi} \cdot \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - (1+\sqrt{\sigma}-\sqrt{\sigma} \cdot \delta_{kh}) \right] \quad (15)$$

где a – скорость звука, A – площадь поперечного сечения регенератора. Подставляя значение $Q_{X \text{ прив}}$ находим площадь поперечного сечения $A = 4.4 \text{ см}^2$, что дает для цилиндрического регенератора радиус $r = 1.2 \text{ см}$.

Таким образом, в результате использования практических рекомендаций, экспериментальных данных и опыта создания термоакустических преобразователей, на этапе проектирования целесообразно применять предложенную в настоящей публикации методику. Она позволяет упростить постановку задачи, более обосновано заложить в проектирование и расчет рабочего процесса начальные исходные данные и сократить трудоемкость проектных работ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Swift G.W.* Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators // *Acoust. Soc. Am.*, 2002.
2. *Swift G.W.* Thermoacoustic engines // *Acoust. Soc. Am.*, 84(4), 1145-1180, 1988.
3. Design environment for low amplitude thermoacoustic engines (DeltaE 6.3b11.12) / *W.C. Ward, G.W. Swift* URL: www.lanl.gov/thermoacoustics - 2012 (дара обращения 14.10.2013).
4. General formulation of thermoacoustics for stacks having arbitrarily shaped pore cross sections / *W. Pat Arnott, Henry E. Bass, R. Raspet* // *Acoust. Soc. Am.*, 90(6), 3228-3237, 1991.
5. *Wetzel M., Herman C.* Experimental study of thermoacoustic effects on a single plate Part I: Heat transfer // *Heat and Mass Transfer*, 36 (2000), pp.7–19, Springer-Verlag, 2000.
6. *Wetzel M., Herman C.* Design optimization of thermoacoustic refrigerators // *Int. J. Refrig.* 20(1), pp. 3-21, Elsevier Science Ltd, 1999.
7. *M.E.H. Tjani.* Design of thermoacoustic refrigerators // *Cryogenics*, 42 (2002), pp. 49-57, Elsevier Science Ltd, 2002.

PRE-DESIGN PARAMETERS SELECTION METHODOLOGY OF THERMOACOUSTIC CONVERTER THERMAL UNIT

© 2013 A.I. Dovgyallo, S.O. Nekrasova

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

The methodology for selection of design parameters of a thermoacoustic converter thermal unit based on generalizations of the results of theoretical and experimental work and experience of their creation is presented.
Keywords: thermoacoustic converter, thermal unit, coefficient of performance of thermoacoustic converter.

Aleksander Dovgyallo, Doctor of Technical Science, Professor at the Heat Engineering and Heat Engines Department. E-mail: d.a.i@mail.ru
Svetlana Nekrasova, Engineer at the Heat Engineering and Heat Engines Department. E-mail: yhoji@yandex.ru.