УДК 621.486

К ОЦЕНКЕ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ

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

Самарский государственный аэрокосмический университет, Самара, Россия

АННОТАЦИЯ

Статья содержит краткий исторический обзор термоакустики. Показаны основные типы термоакустических систем. Приведены основные энергетические показатели и критерии эффективности термоакустических устройств. В качестве примера рассмотрен термоакустический генератор, состоящий из термоакустического двигателя на основе бегущей волны и линейного электрогенератора 1S102MA. С целью оптимизации конструкции проведен параметрический анализ методом электромеханических аналогий.

ВВЕДЕНИЕ

Известные в физике акустические волны до недавнего времени рассматривались как частный случай механических (упругих) возмущений среды. При этом акустические относились к волнам малой интенсивности, т.е. считалось, что это слабые механические возмущения, распространяющиеся в упругой среде, и для энергетики они были не интересны. Это объяснялось еще и тем обстоятельством, что термомеханические системы, реализующие известные термодинамические циклы, предполагают перемещение рабочего тела из зоны сжатия в зону расширения, и масса рабочего тела, участвующая в цикле определяет уровень получаемой работы (либо количество холода - в обратных циклах).

Так как распространение упругих волн в среде не связано с переносом вещества в среднем за цикл (при отсутствии каких-либо течений), то, можно предположить, что это обстоятельство и ограничивало интерес к акустическим системам как энергопередающим и тем более как к энергопреобразующим устройствам. К этому можно добавить и то, что акустические системы рассматривались как чисто механические, без взаимопереходов тепловой и механической энергии.

Термоакустика, как прикладная наука, образовалась на стыке целого ряда смежных наук: акустики, термодинамики, механики жидкости, теории пограничного слоя и т. д. Сказать сегодня, кто же внёс больший вклад в её зарождение очень сложно. Зачастую изобретение конкретных приборов и разработка технологий, относящихся сегодня к термоакустике, предшествовали фундаментальному пониманию протекающих в них процессов. В других случаях фундаментальная наука опережала технические разработки и способствовала их оптимизации.

Одним из первых на явления термоакустики обратил внимание Релей. В своей работе [1] он качественно отметил влияние тепла на возникновение осцилляций: “Если тепло сообщить воздуху в момент наибольшей конденсации (то есть, наибольшей плотности) или изъять его в момент наибольшего разряжения, это способствует возникновению вибрации.”

В 60-70-х годах прошлого века Ротт [2,3] разработал математику, описывающую акустическую осцилляцию газа в канале с осевым температурным градиентом для каналов с размерами пор порядка глубины термического проникновения в газе (обычно ≈ 1 мм), что значительно короче чем длина акустической волны (≈1 м). Во времена Ротта мотивация для осознания проблемы возникала, в основном, из явления генерации холода, известного, как осцилляции Такониса, когда наполненная газом трубка охлаждается.

В это время, абсолютно независимо, холодильник на основе пульсационной трубы становится областью наиболее активных исследо-

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

ваний. Эти разработки начались со случайного открытия Гиффорда [4], и последующее исследование связывалось с прямоугольными импульсами давления, которые прилагались к одному из концов трубы, когда второй конец закрыт наглухо. Этот феномен имел много общего с холодильником Хофлера.

Е.И. Микулин [5] сделал попытку улучшить передачу тепла в одной из частей холодильника на базе пульсационной трубы, что неожиданно привело к существенному улучшению исполнения. Впервые в истории на основе термоакустического принципа удалось получить на нагрузке температуру в 111 К., а Радебау [6] доказал, что полученный в результате холодильник на основе пульсационной трубы с жиклёром был вариантом холодильника Стирлинга.

С начала 80-х годов несколько крупных лабораторий США независимо друг от друга начинают работы по созданию оптимальных термоакустических установок для различных перспективных направлений. Параллельно появляется целый ряд наукоёмких публикаций по результатам этой деятельности. Среди них особо следует отметить работы Свифта из Лос-Аламосской национальной лаборатории, которые позже были переработаны в единое руководство по прикладной термоакустике [7], являющееся на сегодняшний день одним из лучших учебников по термоакустике.

ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА

В настоящее время в научных центрах разных стран созданы и исследованы различные термоакустические системы, которые можно классифицировать как:

- преобразователи со стоячей волной (прямого и обратного цикла);
- преобразователи с бегущей волной (прямого и обратного цикла);
- ТАРы: энергетические преобразователи, работающие в режиме термического, электрического и механического резонанса.

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.

Важными в каждой из схем являются также волноводы, резонаторы и другие элементы обеспечивающие формирование волны и поддержание ее характеристик с минимальными потерями энергии.

Основным элементом, генерирующим пульсации газа, является регенератор. Он представляет собой пористую структуру, состоящую из пакета капиллярных каналов.

Современное толкование рабочего процесса основано на принципе Релея. Оно заключается в следующем. Так как в регенераторе в направлении перемещения волны в стенке канала сформирован градиент температуры, то при осциллирущем движении газа около некоторого среднего положения он в крайних своих положениях испытывает попеременное сжатие с нагревом и отдачей тепла в стенку и расширение с охлаждением и подводам тепла от стенки канала. Осуществляемый элементарным объемом газа термодинамический цикл, результатом которого является работа деформации, обеспечивает подпитку энергией бегущей волны. Механизм передачи энергии цикла к газу до конца не уточнен, а экспериментально его изучение весьма затруднительно. Важно отметить, что при прохождении волны через регенератор происходит ее усиление.

Для получения максимальной акустической мощности в системе необходимо, чтобы на выходе из регенератора давление 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).

По обеим сторонам регенератора располагаются теплообменники для подведения тепла, которое служит для усиления акустической мощности. Благодаря этому входная мощность $\dot{E}_C$ на холодном конце регенератора возрастает до значения $\dot{E}_H$ на горячем конце. Разность между $\dot{E}_H$ и $\dot{E}_C$ представляет собой акустическую мощность $\dot{E}_A$, вырабатываемую регенератором. Тепловая мощность $\dot{Q}_H$ подводится к горячему концу, с холодного конца регенератора отводится мощность $\dot{Q}_C$.

Очевидно, что отношение $\dot{E}_A$ к подведенному в установку теплу $\dot{Q}_H$ будет характери-

стикой совершенства преобразования тепла в энергию волны.

$$\eta = \dot{E}_A / \dot{Q}_H \qquad (1)$$

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 КПД теплового двигателя.

ЭНЕГЕТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

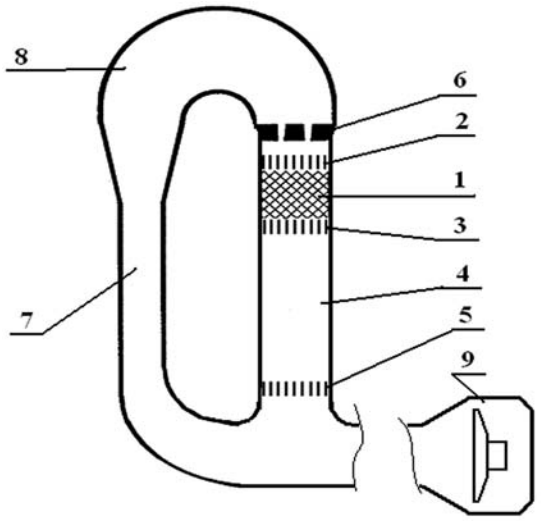

Рис.1 Схема термоакустического двигателя с акустической нагрузкой. 1 – регенератор; 2 – холодный теплообменник; 3 – горячий теплообменник; 4 – термическая буферная трубка; 5 – вспомогательный холодный теплообменник; 6 – струйные диоды, 7 – инерционная трубка; 8 – податливость, 9 – альтернатор.

В качестве энергетических характеристик в термоакустике используется акустическая мощность волны $\dot{E}_2$ и общая мощность $\dot{H}_2$. Причём практический интерес представляют их усреднённые за период величины $\dot{E}_2$ и $\dot{H}_2$. Индекс «2» означает, что это величины второго порядка, производные от величин первого порядка. Из определения

$$\dot{E}_2(x) = \frac{\omega}{2\pi}\oint \mathrm{Re}[\,p_1(x)e^{i\omega t}\,]\,\mathrm{Re}[U_1(x)e^{i\omega t}\,]dt \qquad (2)$$

$$= \frac{1}{2}\mathrm{Re}[\,p_1\tilde{U}_1\,] = \frac{1}{2}\mathrm{Re}[\,\tilde{p}_1 U_1\,], \qquad (3)$$

где p_1 и U_1 – давление и объёмная скорость осцилляций. Тильда означает комплексно сопряжённую величину.

Продифференцировав (3) по x и подставив выражения для градиентов dp_1/dx и dU_1/dx из [7], получаем

$$\frac{d\dot{E}_2}{dx} = -\frac{r_v}{2}|U_1|^2 - \frac{1}{2r_k}|p_1|^2 + \frac{1}{2}\mathrm{Re}[g\tilde{p}_1 U_1], \quad (4)$$

где r_v – акустическое сопротивление на единицу длины в следствие вязкости, r_k - акустическое сопротивление на единицу длины в следствие термической релаксации, g - коэффициент источника/стока объёмной скорости.

Уравнение (4) показывает, что только три из пяти компонентов импеданса влияют на акустическую мощность. Инерционность и податливость не имеют непосредственного влияния на акустическую мощность; они только вызывают развёртывание $p_1(x)$ и $U_1(x)$ по траектории, сохраняя $1/2\cdot\mathrm{Re}[\tilde{p}_1 U_1]$ независимой от x.

Общая мощность представляется в виде [7]

$$\dot{H}_2(x) = \frac{1}{2}\rho_m \int Re[\,h_1\tilde{u}_1\,]d$$

$$-(Ak + A_{solid}k_{solid})\frac{dT_m}{dx} \qquad (5)$$

Где h_1 - удельная энтальпия, u_1 - линейная скорость осцилляций, A и A_{solid} - площадь поперечного сечения газа и твёрдого тела, k и k_{solid} - теплопроводность газа и твёрдого тела. Первый член является усреднённой по времени энтальпией потока. Второй член характеризует кондуктиный теплоперенос.

Существует множество вариантов физической интерпретации $\dot{H}_2$. Во-первых, если $\dot{H}_2$ и работа известны, может быть найдена подводимая к горячему теплообменнику в термоакустических двигателях тепловая мощность. Кроме того, если и работа и тепло известны, можно вывести $\dot{H}_2$. Во-вторых, если взять энтальпию в качестве функции температуры и давления

$$dh = c_p dT + \frac{(1-T\beta)dp}{\rho},$$

где β - коэффициент термического расширения газа, а ρ - плотность газа, а также

$h_1 = c_p T_1$

которое справедливо для идеального газа, то (5) принимает вид

$$\dot{H}_2(x) = \frac{1}{2}\rho_m c_p \int \mathrm{Re}[T_1 \tilde{u}_1]dA - \\ -(Ak + A_{solid}k_{solid})\frac{dT_m}{dx}. \quad (6)$$

Уравнение (6) показывает, что $\dot{H}_2 = 0$.

Беря энтальпию в качестве функции от энтропии и давления

$dh = Tds + dp/\rho$

общая мощность может быть записана в виде

$$\dot{H}_2 = \frac{1}{2}\mathrm{Re}[p_1 \tilde{U}_1] + \frac{1}{2}\rho_m T_m \int \mathrm{Re}[s_1 \tilde{u}_1]dA - \\ -(Ak + A_{solid}k_{solid})\frac{dT_m}{dx} \quad (7)$$

Первый член - это акустическая мощность. Второй член – это T_m, умноженная на гидродинамический поток энтропии второго порядка, а конечный характеризует теплопроводность.

$$\dot{H}_2 - \dot{E}_2 = \frac{1}{2}\rho_m T_m \int \mathrm{Re}[s_1 \tilde{u}_1]dA - \\ -(Ak + A_{solid}k_{solid})\frac{dT_m}{dx} \quad (8)$$

Полученные выше уравнения позволяют качественно описать энергетические процессы, протекающие в конструктивных узлах термоакустических установок. Однако, количественную оценку из-за влияния вредных течений, а так же не до конца изученных явлений, в общем случае получить очень не просто.

Анализ показывает [7], что для генерации (вариант двигателя) акустической мощности требуется, чтобы dT_m/dx и $\dot{E}_2$ имели один знак; то есть, температура в регенераторе по направлению волны должна возрастать.

Если рассматривать это как традиционный двигатель Стирлинга, то коленчатый вал должен поставлять акустическую мощность в газ в холодной зоне и отводить её из газа в горячей зоне. Фазирование между давлением и перемещением соответствует бегущей волне. Газ расширяется, перемещаясь в сторону роста температуры; и сжимается при перемещении обратно. Это физическое влияние соответствует источнику объёмной скорости gU_1 в двигателе на основе бегущей волны. Разность между работой условного холодного поршня и работой условного горячего поршня и будет общей акустической мощностью, произведенной всеми порциями газа в регенераторе.

Таким образом, акустическая цепь выполняет функцию двух поршней и их коленчатого вала.

Для рабочего процесса реального термоакустического двигателя акустическая мощность $\dot{E}_{2,X}$ поступает в конец регенератора, находящийся при температуре внешней среды, а акустическая мощность $\dot{E}_{2,Г}$ выходит из горячего конца регенератора. Подставляя $r_v = 0$ и $r_k = \infty$ в Ур. (4), и используя выражение для приведенное в работе [7], получаем

$$\frac{d\dot{E}_2}{dx} = \frac{1}{T_m}\frac{dT_m}{dx}\dot{E}_2, \quad (9)$$

которое легко интегрируется до вида

$\dot{E}_{2,Г}/\dot{E}_{2,X} = T_Г/T_X$.

Полученная акустическая мощность $\dot{E}_{2,Г}$ является тем потоком энергии, которая поступает в альтернатор для преобразования в механическую работу и потом в электричество. Поэтому $\dot{E}_{2,Г}$ можно считать аналогом индикаторной работы цикла двигателя.

ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ

Большинство публикаций, посвящённых термоакустическим двигателям на основе бегущей волны, рассматриват работу двигателя (Рис.2) с некой абстрактной акустической нагрузкой или вовсе без неё, оценивая эффективность двигателя, как отношение мощности, поступающей в резонатор с нагрузкой, к тепловой мощности, подводимой через горячий теплообменник. Оцененная таким образом эффективность может достигать 40% и более. Такой подход по нашему мнению не отражает полной картины потерь акустической мощности, так как прежде всего игнорирует фазовые требования самой акустической нагрузки.

Полный КПД установки можно оценить с помощью следующего выражения

$$\eta = \frac{E_B}{Q_Г}\cdot\frac{E_D}{E_B}\cdot\frac{W_{el}}{E_D}, \quad (10)$$

где $E_B/Q_Г$ - отношение акустической мощности, к подводимой тепловой мощности; E_D/E_B - отношение акустической мощности,

поглощаемой альтернатором, к мощности, входящей в цепь резонатора с нагрузкой; W_{el}/E_D - внутренний КПД электродинамика.

В качестве акустической нагрузки для системы, представленной на рисунке 1, был выбран электродинамический линейный генератор 1S102MA. Он снабжён поршнем, который располагается в цилиндре. Зазор между ними составляет 15мкм.

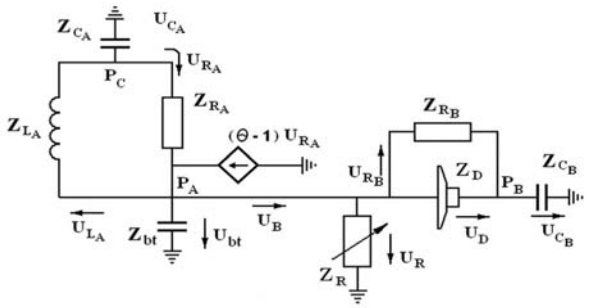

Рис.2 Схематическое представление термоакустического электрогенератора в сосредоточенных электроакустических аналогах.

Как показали предварительные оценки [8], импеданс тороидального двигателя существенно отличается от импеданса альтернатора во всех рассматриваемых диапазонах изменения параметров двигателя. Чтобы приравнять их, необходимо изменить либо выходной импеданс двигателя, либо входной импеданс нагрузки. Импеданс двигателя проще всего изменяется введением последовательной нагрузки. Импеданс в ветви нагрузки можно изменить введением параллельной нагрузки Z_H. И тот и другой способы требуют введения существенной резистивной составляющей. Все другие способы являются комбинациями этих двух вариантов. Мы выбрали второй путь. Получившаяся упрощённая расчётная схема установки показана на рисунке 2.

Зависимости внутреннего КПД системы от частоты и характеристик податливости и инерционности при $\theta = T_\Gamma / T_X = 3{,}3$ оценивалась на основании выражения,

$$\frac{E_D}{E_B} = \frac{1}{\theta} \frac{\left|Z_D Z_{R_B}\right|^2}{\left|Z_{C_B}(Z_D + Z_{R_B}) + Z_D Z_{R_B}\right|^2} \cdot \frac{\mathrm{Re}\left[\dfrac{1}{Z_D}\right]}{\mathrm{Re}\left[\dfrac{-Z_{L_A}}{Z_{C_A}(Z_{L_A} + Z_{R_A}) + Z_{L_A} Z_{R_A}}\right]}, \quad (11)$$

полученного в работе [8] на основании электромехонической аналогии. В этой же работе получено значение частоты в 80 Гц и амплитуды осциллирующего давления $P_c \approx 1.5.10^5$ Па на входе в основной холодный теплообменник для оптимальной рабочей точки данной установки.

Существенным фактором, ограничивающим использование установки вблизи резонанса, может стать ограниченность хода поршня, который в данном случае составляет ξ=5 мм. То есть должно выполняться неравенство, которое следует из связи амплитуды смещения и скорости для гармонического колебания

$$\left|U_D\right| \le \xi \omega A, \quad (12)$$

где A - площадь поршня

Отсюда получается выражение для максимальной энергии, которая в принципе может быть поглощена альтернатором с нагрузкой без превышения ограничений по амплитуде:

$$E_{D\max} = \frac{1}{2} \xi^2 \omega^2 A^2 \,\mathrm{Re}\left[Z_D\right] \quad (13)$$

Откуда мы получаем, что $E_D \approx 100$ Вт.

Для данного альтернатора с фиксированной нагрузкой эта величина определяется только рабочей частотой системы.

До сих пор мы рассматривали акустическую мощность, поглощаемую альтернатором, как акустической нагрузкой. Однако на практике важна лишь та её часть, которая преобразуется в полезную электрическую мощность. Внутренний КПД электрического генератора

$$\frac{W_{el}}{E_D} = \frac{\left|V\right|^2 \mathrm{Re}[1/Z_H]}{\left|U\right|^2 \mathrm{Re}[Z_D]}, \quad (14)$$

Выражая электрическое напряжение V из уравнения четырёхнолюсника [8] и подставляя в (15), получаем

$$\frac{W_{el}}{E_D} = \frac{Bl^2}{A^2} \frac{\mathrm{Re}[Z_H]}{\left|Z_H + Z_e\right|^2 \mathrm{Re}[Z_D]}, \quad (15)$$

где Z_e - внутренний электрический импеданс альтернатора, Bl - магнитной индукции на длину обмотки альтернатора.

Максимальная акустическая нагрузка, рассеиваемая на генераторе определяется выражением (14).

Из рисунка 4 следует, что максимальная электрическая мощность для акустической нагрузки в 100 Вт при нагрузке в 90 Ом составляет 82 Вт. Из рисунка 5 следует, что при поглощаемой акустической мощности в 100 Вт

частота 80 Гц поддерживается при электрической нагрузке в 90 Ом.

Таким образом, из уравнения (11) следует, что для полученной рабочей точки максимальное значение $E_D/E_B \approx 0{,}7$, а из уравнения (15)

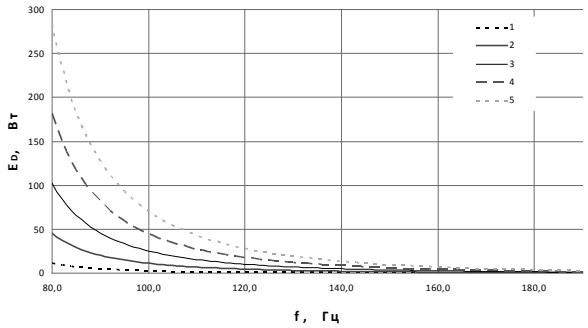

Рис.3 Зависимость внутреннего КПД альтернатора от величины электрического сопротивления нагрузки при максимальном ходе поршня. Акустическая мощность, рассеиваемая на генераторе: 1 - E_D = 120 Вт, 2 - E_D = 100 Вт, 3 - E_D = 80 Вт, 4 - E_D = 50 Вт.

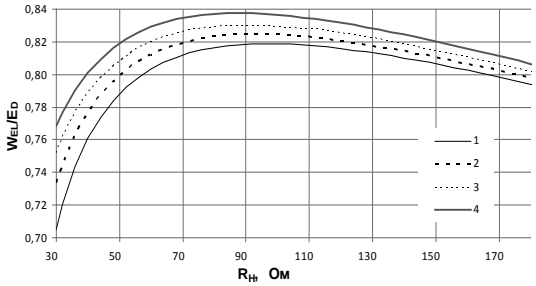

Рис.4 Акустическая мощность, поглощённая генератором, как функция частоты. Амплитуда давления на входе в теплообменный узел: 1 - $|P_c|$ 0.5·10^5 Па, 2 - $|P_c|$ 1·10^5 Па, 3 - $|P_c|$ 1.5·10^5 Па, 4 - $|P_c|$ 2·10^5 Па, 5 - $|P_c|$ 2.5·10^5 Па.

$W_{el}/E_D \approx 0{,}82\cdot$ Величину $E_B/Q_\Gamma \approx 0{,}4$ для перепада температур $\Delta T = 800$ К получаем на основании рисунка 6.

Таким образом, полный КПД установки составляет 23 %.

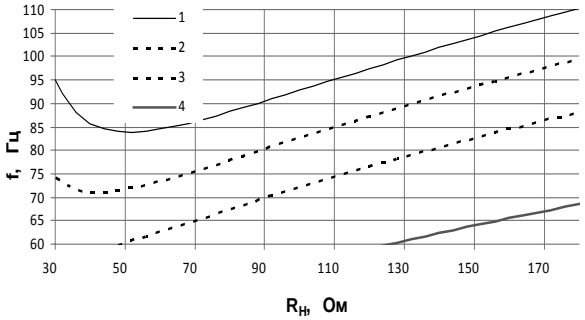

Рис.5 Частота электрогенератора, как функция электрической нагрузки при максимальном ходе поршня. Разные кривые соответствуют разной различной акустической мощности, рассеиваемой на генераторе: 1 - E_D = 120 Вт, 2 - E_D = 100 Вт, 3 - E_D = 80 Вт, 4 - E_D = 50 Вт.

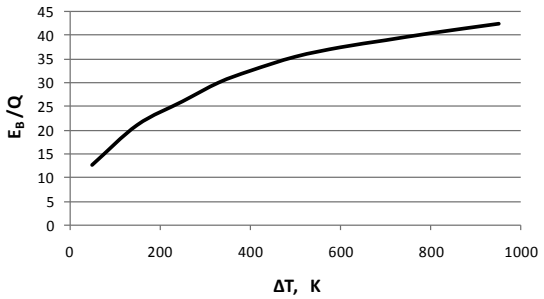

Рис.6 Зависимость эффективности термоакустического двигателя от перепада температур на теплообменниках по данным Fellows Research Group

ВЫВОДЫ

Встречающиеся в различных публикациях величины эффективности термоакустических двигателей на основе бегущей волны 30% и более при $\Delta T \le 800$ К не могут служить оценкой полного КПД системы, а являются скорее всего внутренним КПД установки.

Большие расхождения в импедансах двигателя и альтернатора с нагрузкой приводят к тому, что в систему вводятся дополнительные узлы, на которых будет рассеваться значительная акустическая мощность, что значительно снижает эффективность использования акустической энергии в полезную работу E_D/E_B, а значит и полный КПД системы.

Несмотря на отмеченное ранее, ожидаемый коэффициент преобразования энергии в 23% до-

вольно высок для преобрезователей с внешним подводом тепла. Ресурс термоакустических систем существенно выше и при использовании современных технологий превышает 100 000 часов, против 30 000 часов у двигателей Стирлинга. Приминение таких машин в современной энергетике обещает большие перспективы и потому требует дальнейших исследований.

ВЫВОДЫ

1. Strutt J.W. (Rayleigh): The explanation of certain acoustical phenomena, Nature, vol. 18, 1878, p. 319-321
2. Rott N. Dumped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes, Z. Angew. Math. Phys. 20, 1969, p. 230-243
3. Rott N. Thermally driven acoustic oscillations, Part 3: Second-order heat flux, Z. Angew. Math. Phys. vol. 26, 1975, p. 43-49
4. Gifford W.E., Longsworth R.C. Pulse tube refrigeration progress, Adv. Cryogenic Eng. 10, 1965, p. 69-79
5. Mikulin E.L., Tarasov A.A., Shkrebyonock M.P. Low-temperature expansion pulse tubes, Adv. Cryogenic Eng. 29, 1984, p.629-637
6. Radebaugh R. Development of the pulse tube refrigerator as an efficient and reliable cryocooler (Proc. Inst. Refrigeration, London, 2000) pp. 11-29
7. Swift, G. W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators. Acoust. Soc. Am. 2002
8. Воротников Г.В., Крючков А.Н., Зиновьев Е.А. Определение облика термоакустического генератора по характеристикам электродинамической части на основании параметрических исследований. Сборник трудов международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самара. 2011

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