

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛИКА ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ГЕНЕРАТОРА ПО ХАРАКТЕРИСТИКАМ ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТИ НА ОСНОВАНИИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЙ

© 2011 Г. В. Воротников, А. Н. Крючков, Е. А. Зиновьев

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

Рассмотрен термоакустический генератор, состоящий из термоакустического двигателя на основе бегущей волны и линейного электрогенератора 1S102MA. С целью оптимизации конструкции проведен параметрический анализ методом электроакустических аналогий. Получен ряд параметрических зависимостей эффективности установки для качественного анализа поведения системы.

Термоакустика, термоакустический двигатель, термоакустический электрогенератор, режимно-параметрический анализ, электромеханическая аналогия.

Термоакустические энергопреобразующие устройства в последние годы испытывают возрастающий интерес со стороны энергетических компаний крупных развитых стран. Этот интерес вполне понятен. В режиме теплового двигателя термоакустические системы способны трансформировать тепловую энергию любого происхождения в электрическую. При этом они имеют минимум подвижных механических частей (или вообще их не имеют), что повышает надёжность системы, увеличивает срок эксплуатации и снижает затраты на изготовление.

Двигатели на основе бегущей волны теоретически считаются самыми эффективными из термоакустических двигателей, что доказано в работах Свифта [1,2]. Так, для формирования необходимого импеданса в системе на основании пульсационной трубы с жиклёром, получившей широкое распространение из-за простоты, вводится элемент с большой акустической резистивностью (кран, жиклёр), на котором рассеивается значительная акустическая мощность. В то же время в системе на основе бегущей волны нужный импеданс системы определяется в основном подбором реактивных составляющих (податливости, инерционности). При этом неиспользуемая нагрузкой часть мощности возвращается по инерционному каналу обратной связи к регенератору, что позволяет повысить КПД системы.

Вторым неоспоримым преимуществом системы на основе бегущей волны является тот факт, что сдвиг фаз между осциллирующим давлением и объёмной скоростью

осцилляции близок к нулю. Это повышает обратимость термодинамического процесса энергопреобразования, протекающего в регенераторе [1-3].

Большинство публикаций, посвящённых термоакустическим двигателям на основе бегущей волны, рассматривают работу такого двигателя 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.

В данной работе приводится качественная оценка потерь в термоакустическом двигателе на основе бегущей волны с присоединённым электрическим генератором в качестве нагрузки. Диапазон геометрических размеров установки выбирался из соображений уменьшения массово-габаритных показателей. Анализ выполнен с использованием электромеханических аналогий.

Установка

Термоакустический генератор (рис.1) состоит из двух основных узлов: термоакустического двигателя и альтернатора. Термоакустический двигатель представляет собой замкнутый канал круглого сечения, в котором последовательно размещены: холодный

теплообменник, регенератор, горячий теплообменник и буферная трубка с вспомогательным холодным теплообменником. Петля замыкается узкой “инерционной трубкой”, которая постепенно переходит в широкую трубку с большой акустической податливостью. В основу данной конструкции положена схема термоакустического двигателя на основе бегущей волны TASHЕ, предложенная Свифтом [1]. Такая схема является гибридной, поскольку акустическая нагрузка располагается не в двигателе, а в отдельно стоящем резонаторе. Однако она получила широкое использование благодаря существенно меньшим габаритам, чем чистые системы на основе бегущей волны. Согласно статье Свифта автору удалось получить на своей установке максимальную эффективность 30% при температурном перепаде на регенераторе в 700 К. Эффективность оценивалась как отношение акустической мощности, рассеянной в резонаторе, к подведённой тепловой мощности.

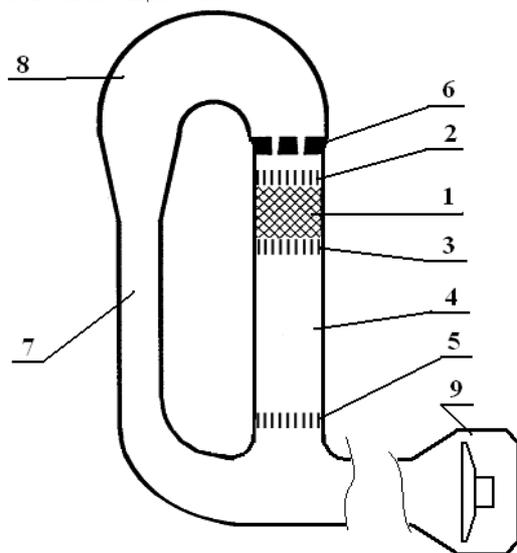


Рис. 1. Схема термоакустического электрогенератора: 1 – регенератор; 2 – холодный теплообменник; 3 – горячий теплообменник; 4 – термическая буферная трубка; 5 – вспомогательный холодный теплообменник; 6 – струйные диоды, 7 – инерционная трубка; 8 – податливость, 9 – альтернатор

Термодинамический узел двигателя, включающий теплообменники и регенератор, определялся на основании установки Свифта, как описано в [5]. При этом площади поперечных сечений двигателя первоначально были уменьшены пропорционально ожидаемой акустической энергии.

Альтернатор представляет собой линейный электродинамический генератор переменного тока, который снабжён поршнем и размещён в специальном корпусе. В качестве альтернатора был выбран 1S102МА производства CFIC Inc (табл.1). Зазор между поршнем и стенкой корпуса в нём составляет 15мкм.

Таблица 1. Характеристики 1S102МА

Площадь поршня	A	2.03e-3	м ²
Предельная амплитуда перемещения поршня	ξ	5.e-3	м
Подвижная масса	M	0.5	кг
Механическое трение	R_m	3.5	Н·с/м
Жёсткость подвески	K	4.2e+4	Н/м
Внутренняя электрорезистивность	R_e	7	Ом
Индуктивность катушки	L	0.11	Гн
Коэффициент электро-механической связи	B_l	60	Тл·м

Прибегая к определённым упрощениям и используя принципы электроакустической аналогии [4], термоакустический электрогенератор можно представить в виде схемы сосредоточенных элементов (рис. 2). Здесь символом R обозначены резистивные элементы, C – податливости, L – инерционности, Z – сложные импедансы. Таким образом, термоакустический двигатель на схеме представлен инерционностью L_A инерционной трубки 7 (рис. 1), податливостью C_A широкого участка 8, податливостью C_{bt} буферной трубки 4, а также резистивностью R_A и источником для теплообменного блока 1-3. Акустическая податливость и инерционность определяются следующими выражениями:

$$C = \frac{V}{\gamma P_m}, \quad (1)$$

$$L = \frac{\rho_m l}{S}, \quad (2)$$

где p_m и ρ_m - давление и плотность газа в отсутствие колебаний, γ - показатель адиабаты, V – объём податливости, l и S – длина и площадь сечения трубки.

В качестве объекта анализа рассматривался двигатель с параметрами, приведёнными в табл. 2, кроме оговорённых особо случаев.

Альтернатор 9 представлен акустическим импедансом Z_D электродинамика, сопротивлением щели R_B между поршнем и

корпусом, а также податливостью C_B объёма, расположенного за поршнем.

Таблица 2. Характеристики термоакустического двигателя (рис. 1)

Площадь поперечного сечения трубки 7	3.14e-4	м ²
Приведённая длина трубки 7	0.41	м
Площадь поперечного сечения трубки 8	2.3e-3	м ²
Приведённая длина трубки 8	0.2	м
Площадь поперечного сечения трубки 4	1.52e-3	м ²
Длина трубки 4	0.15	м
Среднее давление	3.0e+6	Па
Резистивность теплообменного узла с диодами	9.e+6	Па·с/м ³

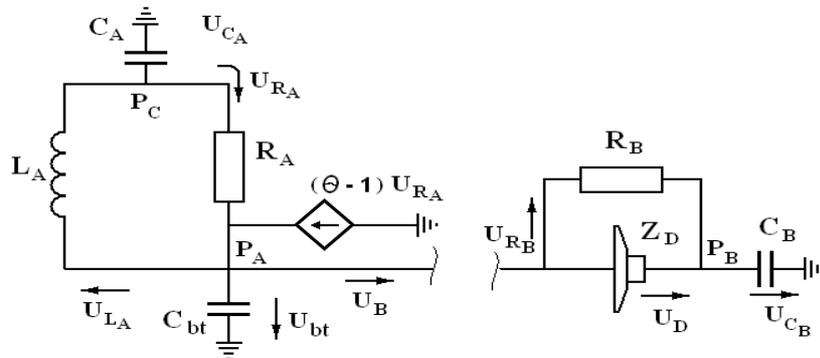


Рис. 2. Схематическое представление термоакустического электрогенератора в сосредоточенных электрических аналогах

Отсюда акустический импеданс электродинамического преобразователя с внешней электрической нагрузкой Z_H определяется выражением

$$Z_D = Z_m + \frac{1}{A^2} \frac{Bl^2}{Z_e + Z_n} \quad (5)$$

Механическая составляющая

$$Z_m = \frac{1}{A^2} \left[Rm + i \left(\omega M - \frac{K}{\omega} \right) \right], \quad (6)$$

где Rm – механическое трение, M – подвижная масса, K – жёсткость подвески электродинамика, A – площадь поршня.

Собственный электрический импеданс электродинамического преобразователя складывается из резистивного R_e и индуктивного сопротивления катушки L :

$$Z_e = R_e + i\omega L. \quad (7)$$

Величины A , Rm , M , K , R_e , L также являются паспортными данными электродинамика.

Электродинамический преобразователь представляет собой четырёхполюсник, к клеммам которого на входе приложен перепад давления $P_{вх} - P_{вых}$ (разность давлений перед поршнем и за поршнем). При этом во входной цепи “течёт” объёмная скорость U , равная произведению скорости поршня электродинамика на его площадь.

$$P_{вх} - P_{вых} = Z_m U + \frac{Bl}{A} I. \quad (3)$$

В выходном контуре течёт индукционный электрический ток I , а напряжение на выходных клеммах составляет V :

$$V = Z_e - \frac{Bl}{A} U. \quad (4)$$

Выражение (5) позволяет рассчитать акустический импеданс альтернатора по известной электрической нагрузке в выходной цепи.

Оценка импедансов двигателя и альтернатора

В работе [4] мы показали, что акустический импеданс на выходе из двигателя данной конфигурации определяется только параметрами двигателя и описывается выражением (8):

$$Z_B = \frac{-\left(\frac{1}{Z_{L_A}} + \frac{1}{Z_{R_A}} + \frac{1}{Z_{C_A}} \right)}{\frac{1}{Z_{L_A} Z_{bt}} + \frac{1}{Z_{R_A} Z_{bt}} + \frac{1}{Z_{L_A} Z_{C_A}} + \frac{\theta}{Z_{R_A} Z_{C_A}} + \frac{1}{Z_{C_A} Z_{bt}}},$$

где Z с соответствующим индексом – импедансы элементов акустической цепи, приведённой на рис. 2, $\theta \approx T_r/T_x$ – отношение температур газа на горячем и холодном теплообменниках.

Если устройство не имеет никаких промежуточных систем между двигателем и альтернатором, то импеданс на выходе двигателя Z_B должен быть равен импедансу на входе в альтернатор Z_{alt} , который из условия соединения составляющих своей цепи находится, как

$$Z_{alt} = \frac{Z_{R_B} Z_D}{Z_{R_B} + Z_D} + Z_{C_B}, \quad (9)$$

где Z_{R_B} - импеданс щели между поршнем и корпусом альтернатора, Z_{C_B} - импеданс полости за поршнем.

Так как узел регенератора и буферная трубка имеют фиксированные конструктивные параметры [5], изменять импеданс сис-

темы можно лишь двумя локальными переменными Z_{L_A} и Z_{C_A} .

На рис. 3, 4 приведены результаты расчёта составляющих импеданса двигателя для различных значений L_A , а на рис 5, 6 – для различных значений C_A . На этих же рисунках для сравнения приведены значения составляющих импеданса альтернатора. При этом в электрическую цепь альтернатора была включена активная нагрузка в 110 Ом. Диапазон изменения податливости C_A охватывает диапазон допустимых объёмов от 0.1 до 3л. Диапазон изменения инерционности L_A тоже охватывает весь конструктивно приемлемый интервал изменения податливости. Резонансная частота альтернатора при этом составляет примерно 62 Гц.

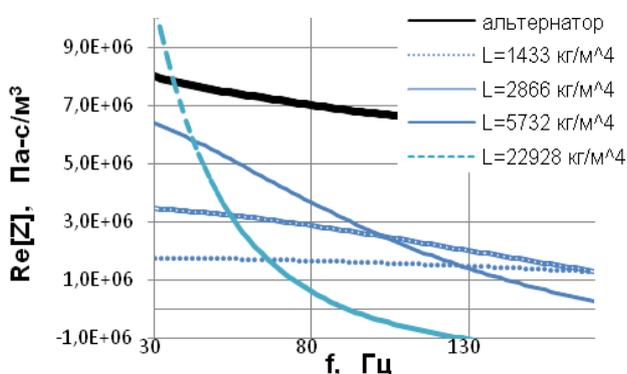


Рис. 3. Вещественные составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений инерционности L_A

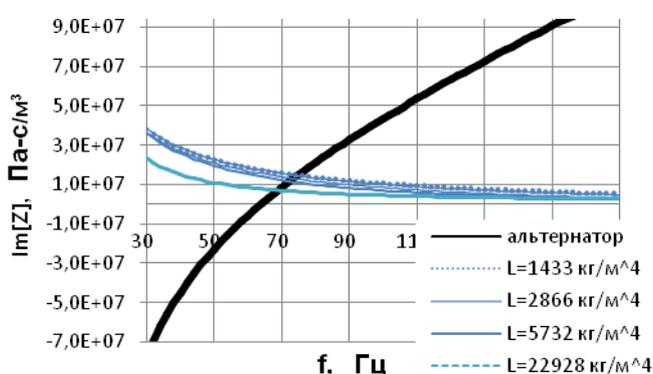


Рис. 4. Мнимые составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений инерционности L_A

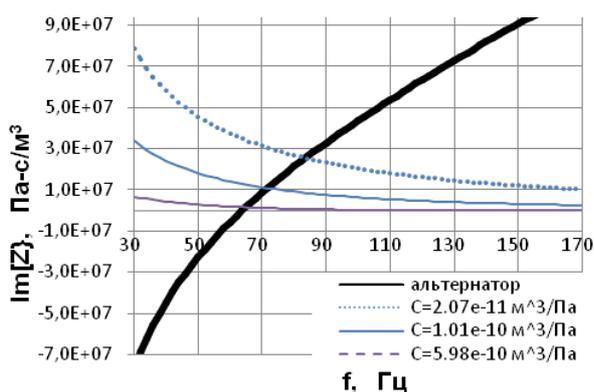


Рис. 5. Вещественные составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений податливости C_A

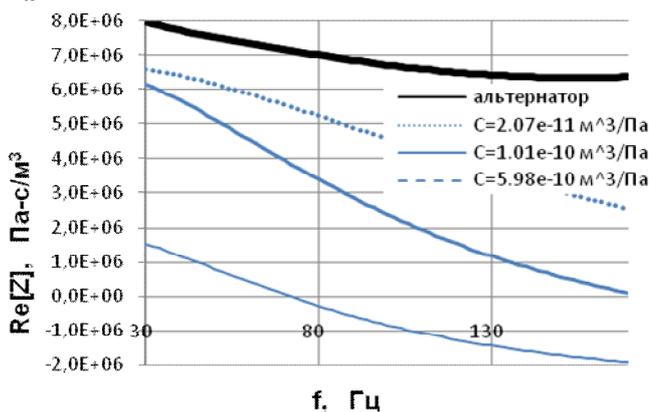


Рис. 6. Мнимые составляющие импедансов альтернатора (при $R_H = 110$ Ом) и двигателя. Импеданс двигателя приведён для различных значений податливости C_A

Как видно из приведённых графиков, импеданс 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 резистивности на входе в теплообменный узел. 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. Для своей установки мы избрали второй вариант (рис. 7).

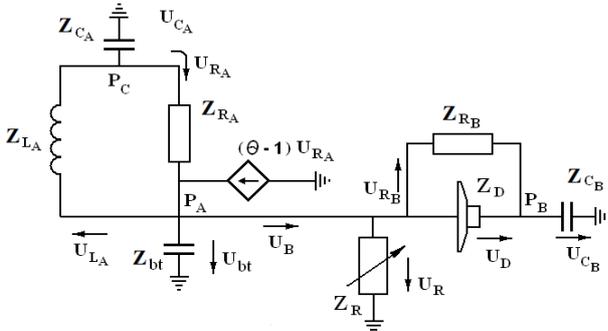


Рис. 7. Схема термоакустического электрогенератора с параллельной системой настройки

Для выбранной схемы эффективность использования нагрузки в контуре В резонатора с нагрузкой определяется выражением

$$\frac{E_D}{E_B} = \frac{\text{Re} \left[\frac{1}{Z_D} \right]}{\text{Re} \left[\frac{1}{Z_B} \right]} \quad (10)$$

Как следует из рис. 3 и 5, резистивность системы настройки сравнима с резистивностью полезной нагрузки, а значит и необходимые потери мощности будут соизмеримы, так как они пропорциональны резистивной составляющей импеданса. Другими словами, почти половина акустической мощности, входящей в ветвь В нагрузки, должна быть рассеяна в системе настройки. Легко убедиться, что наилучшее значение соотношения (8) в диапазоне 80-90 Гц составляет примерно 0.65.

Определение частоты рабочей точки

На рис. 8-9 приведены графики зависимости внутреннего КПД системы от частоты и характеристик податливости и инерционности при $\Theta = 2,7$. Области, в которых вещественная часть импеданса настройки отрицательна, на графиках отсутствуют. Графики построены на основании выражения

$$\frac{E_D}{E_B} = \frac{1}{\Theta} \frac{|Z_D Z_{R_B}|^2}{|Z_{C_B} (Z_D + Z_{R_B}) + Z_D Z_{R_B}|^2} \times$$

$$\times \frac{\text{Re} \left[\frac{1}{Z_D} \right]}{\text{Re} \left[\frac{-Z_{L_A}}{Z_{C_A} (Z_{L_A} + Z_{R_A}) + Z_{L_A} Z_{R_A}} \right]}, \quad (11)$$

полученного в [4]. Из этого же источника взята формула для оценки акустической мощности, поглощённой альтернатором

$$E_D = \frac{1}{2} |P_C|^2 \left| \frac{Z_{C_A} (Z_{L_A} + Z_{R_A}) + Z_{L_A} Z_{R_A}}{Z_{C_A} (Z_{L_A} + Z_{R_A})} \right|^2 \times \left| \frac{Z_D Z_{R_B}}{Z_{C_B} (Z_D + Z_{R_B}) + Z_D Z_{R_B}} \right|^2 \text{Re} \left[\frac{1}{Z_D} \right], \quad (12)$$

из которой найденное E_D имеет гораздо большую абсолютную величину, что делает её предпочтительнее для использования. На основании этого выбираем рабочую частоту 80 Гц.

Оценка максимального смещения

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

$$|U_D| \leq \xi \omega A. \quad (13)$$

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

$$E_{D_{\max}} = \frac{1}{2} \xi^2 \omega^2 A^2 \text{Re} [Z_D]. \quad (14)$$

Из рис. 12, полученного на основании выражения (14) и (12), можно заключить, что при $f = 80$ Гц амплитуда давления $P_C \approx 1.5e+5$ Па, а из рис. 11, полученного из уравнения (12), что $E_D \approx 100$ Вт.

Эффективность альтернатора

Для данного альтернатора с фиксированной нагрузкой эта величина определяется только рабочей частотой системы. Эта формула объясняет такие расхождения мощности в дорезонансной и зарезонансной областях на рис. 11.

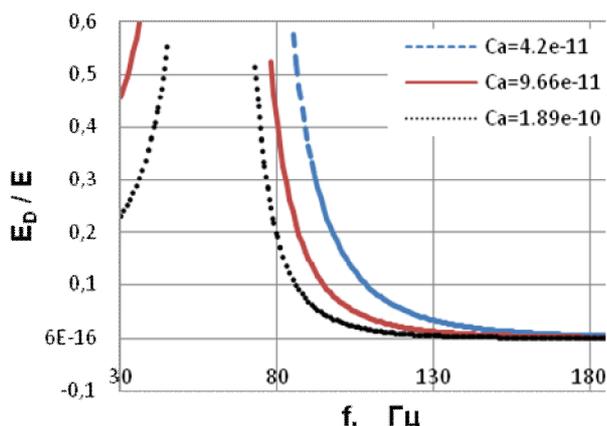


Рис. 8. Влияние податливости C_A на внутренний КПД системы

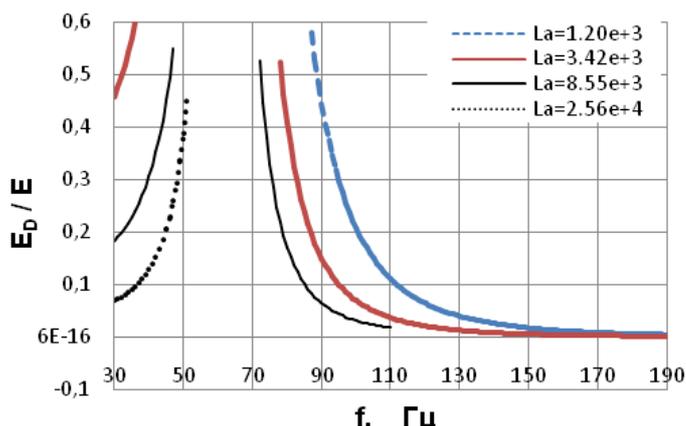


Рис. 9. Влияние инерционности на внутренний КПД системы

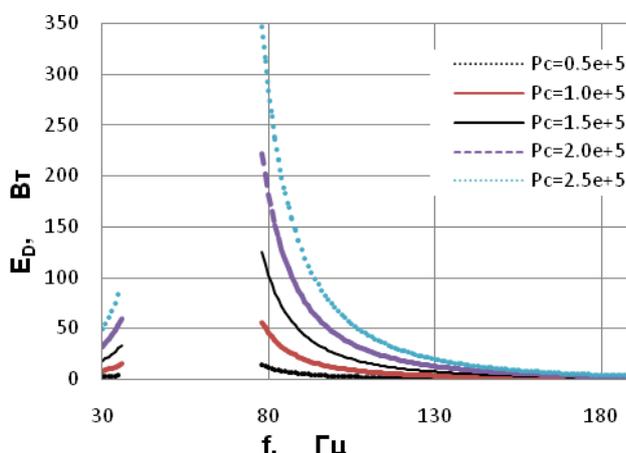


Рис. 10. Мощность, поглощённая альтернатором, как функция частоты и амплитуды давления P_C на входе в теплообменный блок

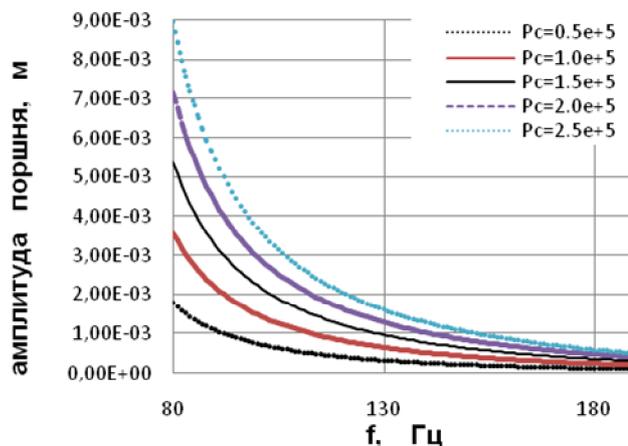


Рис. 11. Амплитуда поршня альтернатора как функция частоты и амплитуды давления P_C на входе в теплообменный блок

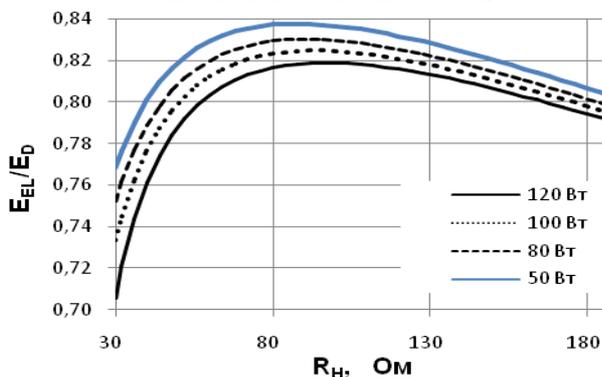


Рис. 12. Внутренний КПД электрического генератора как функция электрической нагрузки при максимальном ходе поршня и различной акустической мощности, рассеиваемой на генераторе

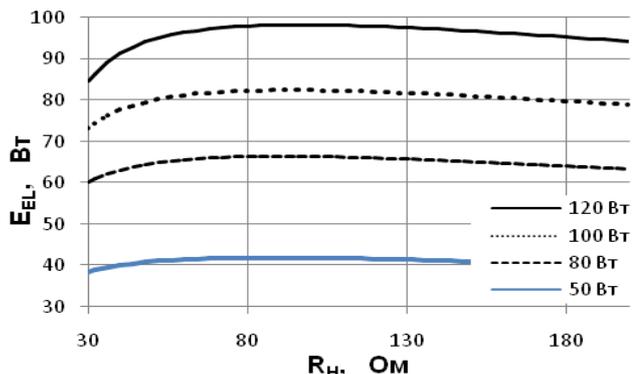


Рис. 13. Электрическая мощность генератора как функция электрической нагрузки при максимальном ходе поршня и различной акустической мощности, рассеиваемой на генераторе

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

$$\frac{E_{el}}{E_D} = \frac{|V|^2 \operatorname{Re}[1/Z_H]}{|U|^2 \operatorname{Re}[Z_D]} \quad (15)$$

Выражая V из (4) и подставляя в (15), получаем

$$\frac{E_{el}}{E_D} = \frac{Bl^2}{A^2} \frac{\operatorname{Re}[Z_H]}{|Z_H + Z_e|^2 \operatorname{Re}[Z_D]} \quad (16)$$

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

На рис. 12 приведены графики внутреннего КПД электрического генератора как функции электрической нагрузки R_H для различной акустической мощности. Необходимо обратить внимание, что эти характеристики получены независимо от возможностей термоакустического двигателя (который может не обеспечить необходимой мощности), а основаны лишь на возможностях конструктивных параметров альтернатора.

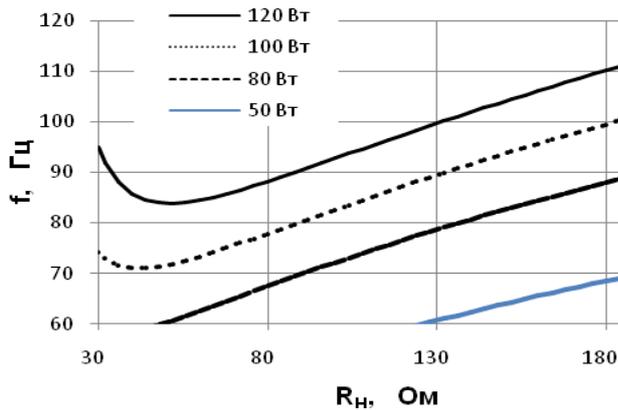


Рис. 14. Частота электрогенератора как функция электрической нагрузки при максимальном ходе поршня и различной акустической мощности, рассеиваемой на генераторе

Из графиков рис. 14 следует, что при поглощаемой акустической мощности в 100 Вт частота 80 Гц поддерживается при электрической нагрузке в 90 Ом.

Из графиков рис. 13 следует, что максимальная электрическая мощность для акустической нагрузки в 100 Вт при нагрузке в 90 Ом составляет 82 Вт.

Выводы

На основании рассмотренных потерь, вследствие согласования импедансов двигателя и нагрузки, а также внутренних потерь в альтернаторе, можно заключить, что для данной конструкции установки максимальное преобразование акустической энергии, выходящей от идеализированного тороидального термоакустического двигателя, в реальной установке при мощности, близкой к номиналу, генератора составит не более $0,65 \times 0,82 \approx 0,53\%$. Поэтому, если в идеализированном двигателе отношение мощности, поступающей в резонатор с нагрузкой, к мощности, выходящей из регенератора составляет 40% (что соответствует нашему пе-

репаду температур), то реальный КПД установки составит примерно 21 %.

Большие расхождения в импедансах двигателя и альтернатора с нагрузкой приводят к тому, что в систему вводятся дополнительные узлы, на которых будет рассеиваться значительная акустическая мощность, что снижает внутренний КПД системы почти в 2 раза. Такая схема с такой акустической нагрузкой делает акустически совершенный двигатель, подобный использованному в TASHЕ [2], бессмысленным, так как всё равно приходится увеличивать необходимое резистивное сопротивление. В этой ситуации более оправдана технологически упрощённая модель, подобная установке Northrop Grumman [6].

В целом же напрашивается принципиальный вывод о том, что для повышения эффективности системы двигатель и альтернатор должны составлять единый контур, не содержащий разветвления энергетических потоков (обратной связи и нагрузки), в котором необходимый импеданс настраивается за счёт инерционной обратной связи, а часть энергии, которая не поглощена альтернатором, будет возвращаться в термодинамический узел. Такая конфигурация установки будет рассмотрена нами в дальнейших работах.

Ожидаемый коэффициент преобразования энергии в 20% довольно высок и соответствует КПД лучших машин Стирлинга. Однако ресурс термоакустических систем существенно выше и при использовании современных материалов для подвески якоря и горячих частей теплового узла превышает 100 000 часов против 30 000 часов у двигателей Стирлинга. Применение таких машин в современной энергетике сулит большие перспективы и потому требует дальнейших исследований.

Библиографический список

1. Backhaus, S. A thermoacoustic-Stirling heat engine: detailed study [Text] / S. Backhaus, G.W. Swift // J. Acoust. Soc. Am., 2000. – P. 3148-3166.
2. Swift, G.W. Acoustic recovery of lost power in pulse tube refrigerators [Text] / G.W. Swift, D.L. Gardner, S. Backhaus // J. Acoust. Soc. Am., 1999. – P. 711-724.
3. Swift, G. W. Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators [Text] / G.W. Swift // Acoust. Soc. Am. 2002.

4. Крючков, А.Н. Анализ термоакустического электрогенератора методом электрической аналогии [Текст] / А.Н. Крючков, Г.В. Воротников, Е.А. Зиновьев // Вестн. СГАУ, 2009. – С. 48-51.

5. Довгялло, А.И. Режимно-параметрический анализ работы термоакустического двигателя с внешним подводом тепла [Текст]

/ А.И. Довгялло, Е.А. Зиновьев, Г.В. Воротников // Вестн. СГАУ. 2011. – С. 146-154.

6. Telesz, M.P. Design and testing of a thermoacoustic power converter [Text] / M.P. Telesz // A Thesis Presented to The Academic Faculty. Georgia Institute of Technology. 2006.

THE DETERMINATION OF THE THERMOACOUSTIC GENERATOR ASPECT FROM ELECTRODYNAMIC UNIT FEATURES BY THE PARAMETRIC-STUDIES

© 2011 G. V. Vorotnikov, A. N. Kruchkov, E. A. Zynovyev

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

Thermoacoustic generator, consisting of a thermoacoustic travelling-wave engine and linear alternator 1S102MA, is being considered. Parametric analysis is carried out by method electroacoustic analogy for the design optimization. Authors received different device-performance dependencies for analysis of apparatus behavior.

Thermoacoustics, thermoacoustic heat engine, thermoacoustic alternator, parametric operation analysis, acoustic power, electromechanical analogy.

Информация об авторах

Крючков Александр Николаевич, доктор технических наук, доцент кафедры автоматизированных систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 335-18-12. E-mail: kan@ssau.ru. Область научных интересов: виброакустика машин.

Воротников Геннадий Викторович, аспирант кафедры автоматизированных систем энергетических установок, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 228-50-98. E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Зиновьев Евгений Александрович, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 228-50-98. E-mail: eazinovev38416@mail.ru. Область научных интересов: рабочие процессы термоакустических двигателей и холодильных машин.

Kruchkov Aleksandr Nikolaevich, doctor of technical science, associate professor of department automation technology of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 335-18-12. E-mail: kan@mail.ru. Area of research: the machine vibroacoustics.

Vorotnikov Gennadiy Viktorovich, post-graduate student of department automation technology of power plants, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 228-50-98. E-mail: vorotnikov.g.v@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators, power efficient heat engines and prime movers.

Zynovyev Evgeniy Aleksandrovich, post-graduate student of department heat engineering and heat engines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 228-50-98. E-mail: eazinovev38416@mail.ru. Area of research: work processes of thermoacoustic heat engines and refrigerators.