

Канд. техн. наук В.В. Коробко

ОСОБЕННОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ТЕРМОАКУСТИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ МАШИНАХ

Рассмотрены особенности рабочих процессов в термоакустических тепловых машинах. Предложены методы учета влияния теплообмена в элементах термоакустических аппаратов на их характеристики. Дано описание экспериментального стенда для исследований теплофизических процессов в термоакустических тепловых машинах. Приведены результаты CFD-моделирования и экспериментальных исследований.

Розглянуто особливості робочих процесів у термоакустичних теплових машинах. Запропоновано методи врахування впливу теплообміну в елементах термоакустичних апаратів на їх характеристики. Надано опис експериментального стенда для досліджень теплофізичних процесів у термоакустичних теплових машинах. Наведено результати CFD-моделювання й експериментальних досліджень.

The peculiarities of working processes of thermoacoustic heat engines are reviewed in the paper. We propose the methods to consider the impact of heat exchange on the properties of thermoacoustic heat engines components. The paper also contains the description of experimental bench for investigation of thermal and physical processes in thermoacoustic heat engines. The results of CFD simulation and experimental research are provided.

Введение. В современной технике теплоэнергетические установки (ТЭУ) являются основным источником энергии. Поэтому постоянное внимание уделяется процессам, определяющим эффективность тепловых машин (ТМ).

В последнее время растет число работ, посвященных разработке и исследованию термоакустических ТМ (ТАТМ). Термоакустические двигатели (ТАД) и термоакустические рефрижераторы (ТАР) – это новый и малораспространенный вид ТМ. Термоакустические аппараты (ТАА) отличаются от традиционных машин отсутствием подвижных механических частей, простотой конструкции и высокой надежностью.

ТАТМ способны использовать практически любые внешние источники тепловой энергии самого разного температурного уровня. В ТАТМ можно реализовать прямой и обратный циклы Стирлинга, создать эффективные технические решения для аэрокосмических систем, энергосберегающих технологий [1-3].

Исследования ТАТМ проводятся в ведущих научных центрах США, Японии, Китая, стран Евросоюза в рамках программ NASA, DARPA, HORIZON 2020 и др.

Первые опытные ТАР – проект SETAC (Shipboard Electronics Thermoacoustic

Chiller) – разрабатывались в университете Пенсильвании в 1991-1992 гг. в рамках программы Space Shuttle (рис. 1, а). Этот ТАР работал в режиме стоячей волны, что обеспечивало реализацию термодинамического цикла Брайтона. Второе поколение ТАА отличалось большей эффективностью благодаря использованию режима бегущей волны, что позволило осуществить термодинамический цикл Стирлинга (рис. 1, б).

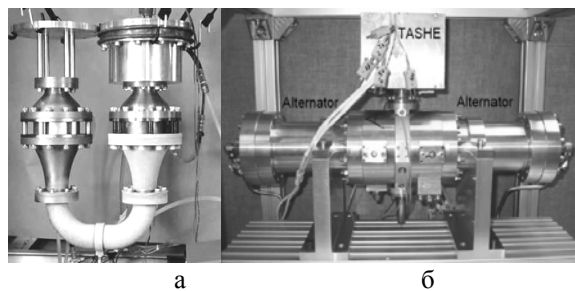


Рис. 1. ТАТМ в проекте Space Shuttle:
а – ТАР SETAC;

б – ТАД-электрогенератор (Northrop Grumman Space and Technology)

В настоящее время в NASA рассматриваются – проекты, связанные с использованием ТА – технологий, по созданию энергогенерирующих систем охлаждения автономных модулей для исследования Венеры – Venus Thermoacoustic Duplex System [4]. Используя энергию радиоизотопного элемента, эта си-

стема должна обеспечить как выработку электроэнергии, так и охлаждение внутренних объемов планетного модуля с помощью внешних радиационных панелей. К недостаткам ТАТМ прежде всего относятся их низкая энергонасыщенность, сложность получения механической энергии в привычной форме, малый опыт практической эксплуатации.

Развитие термоакустических технологий предполагает как совершенствование самих аппаратов, так и разработку эффективных методов использования энергии акустической волны, создание новых технологических схем.

Анализ предыдущих исследований

Работа ТАДа основана на термоакустическом эффекте, который заключается в преобразовании тепловой энергии в механическую энергию акустических волн. Одним из условий возникновения термоакустических колебаний является наличие продольного градиента температуры в пористой матрице (рис. 2).

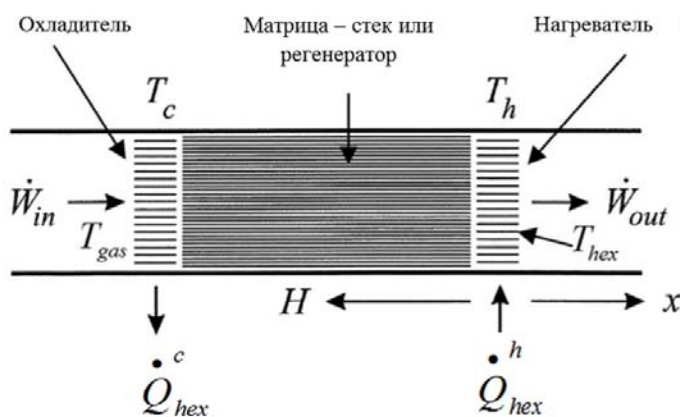
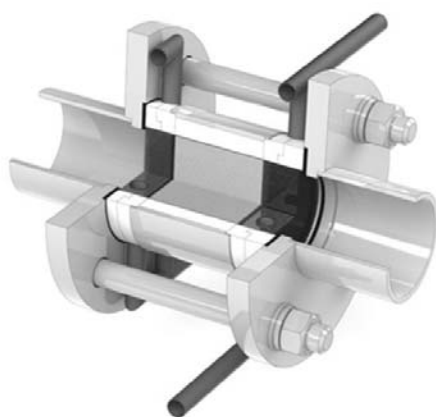


Рис. 2. Модуль термоакустического преобразователя ТАТМ

Для запуска и работы ТАДа необходим продольный градиент температуры в пористой матрице (стеке либо регенераторе) (рис. 2) [1–6]

$$\nabla T_m = \frac{dT_m(x)}{dx} \approx (T_h - T_c) / L_s.$$

Этот градиент формируется в матрице с помощью теплообменников – нагревателя и

охлаждителя. В практике термоакустики температуру горячей стороны стека в момент возникновения звуковых колебаний рабочего тела называют температурой запуска T_{onset} . Очевидно, что эта температура должна удовлетворять условию

$$T_H \geq T_{onset} > T_L.$$

Более информативным параметром является критический температурный градиент

$$\nabla T_{crit} = \frac{p_1 \omega}{\rho_m c_p u_1},$$

где ρ_m, c_p – теплофизические параметры рабочего тела ТАТМ, соответственно плотность, теплоемкость; $\omega = 2\pi f$ – угловая скорость.

Важной характеристикой процесса является относительный температурный градиент, который определяет режим работы ТАТМ,

$$\Gamma = \frac{dT_m(x)}{dx} / \nabla T_{crit} = \nabla T_m / \nabla T_{crit} > 1.$$

Если $\Gamma < 1$, то ТАТМ работает как рефрижератор, поглощая акустическую энергию, а в случае если $\Gamma > 1$, ТАТМ генерирует механическую энергию, т. е. имеем термоакустический двигатель.

∇T_{crit} и T_{onset} зависят от многих факторов, таких как конструкция ТАТМ, материал стека, рабочее давление, свойства рабочего тела, термодинамический цикл ТАДа (цикл Брайтона или Стирлинга).

В ТАТМ механическая энергия существует в волновой форме в виде акустической волны, которая распределена по длине резонатора. Эту акустическую энергию можно определить, зная значения акустического давления $p_1(x)$ и объемной колебательной скорости рабочего тела ТАДа $U_1(x)$:

$$\begin{aligned} \dot{E}_2(x) &= \frac{\omega}{2\pi} \oint \operatorname{Re}[p_1(x)e^{i\omega t}] \operatorname{Re}[U_1(x)e^{i\omega t}] dt = \\ &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[p_1 \dot{U}_1 \right] = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos \varphi_{p\omega}. \end{aligned}$$

Основные положения современной теории ТАТМ разработаны на основе классической системы уравнений механики и термодинамики Роттом и Кипперли [2, 5] и в дальнейшем развиты Свифтом и другими исследователями [1, 6-9].

Результатом этих работ стала линейная математическая модель термоакустики, в основу которой положено волновое "термоакустическое" уравнение Ротта [1, 5]

$$\begin{aligned} \left[1 + \frac{(\gamma-1)f_k}{(1+\varepsilon_s)} \right] p_1 + \frac{a^2 \rho_m}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left[\frac{(1-f_v)}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right] - \\ - \beta \frac{a^2}{\omega^2} \frac{f_k - f_v}{(1-\sigma)(1+\varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где γ – показатель адиабаты;
 a – скорость звука;
 ρ_m – плотность;
 σ – число Прандтля;
 ω – угловая скорость;

$\varepsilon_s = \rho_m c_p \delta_k / \rho_s c_s \delta_s$ – отношение теплофизических параметров газа и стека;

r_h – характерный размер каналов;

T_m, ρ_m, c_p, c_s – теплофизические параметры, соответственно средняя температура, плотность, теплоемкости;

f_k та f_v – термовязкостные функции Ротта;

$\delta_s = \sqrt{2\lambda_s / \rho_s c_s \omega}$ – толщина термоакустического пограничного слоя в матрице;

$\delta_k = \sqrt{2\lambda_k / \rho_m c_p \omega}$ – толщина термоакустического пограничного слоя в газе;

$\delta_v = \sqrt{2\nu / \omega}$ – толщина вязкостного термоакустического пограничного слоя.

Выражение (1) может быть записано в виде системы из двух дифференциальных уравнений первого порядка.

$$\frac{dU_1}{dx} = - \frac{i\omega}{\rho_m a^2} \left(1 + \frac{(\gamma-1)f_k}{1+\varepsilon_s} \right) p_1 + \quad (2)$$

$$+ \frac{(f_k - f_v)}{(1-\sigma)(1+\varepsilon_s)} \beta \frac{dT_m}{dx} U_1;$$

$$\frac{dp_1}{dx} = - \frac{i\omega \rho_m}{A(1-f_v)} U_1. \quad (3)$$

Выражения (2) и (3) – это "термоакустические" варианты записи уравнений сохранения момента и неразрывности.

В теории термоакустики используется понятие полного потока энергии, который можно определить как

$$\begin{aligned} \dot{H}_2(x) &= \frac{1}{2} \rho_m \int \operatorname{Re}[h_1 \tilde{U}_1] dA - \\ &- (Ak + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx}, \end{aligned}$$

где A – площадь;

h – удельная энтальпия.

Или с использованием термовязкостных функций общий поток энергии total power [1] запишем так:

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 &= \frac{1}{2} \operatorname{Re} \left[p_1 \tilde{U}_1 \left(1 - \frac{f_k - \tilde{f}_v}{(1+\sigma)(1-\tilde{f}_v)} \right) \right] + \\ &+ \frac{\rho_m c_p |U_1|^2}{2A\omega(1-\sigma^2)|1-f_v|^2} \operatorname{Im}(f_k + \tilde{\sigma} \tilde{f}_v) \frac{dT_m}{dx} - \\ &- (Ak + A_{solid} k_{solid}) \frac{dT_m}{dx}. \end{aligned} \quad (4)$$

Учитывая, что

$$dh = Tds + dp / \rho,$$

можно наглядно показать структуру общего потока энергии

$$\begin{aligned} \dot{H}_2 - \dot{E}_2 = & \frac{1}{2} \rho_m T_m \int \operatorname{Re}[s_1 \tilde{u}_1] dA - \\ & - (Ak + A_{\text{solid}} k_{\text{solid}}) \frac{dT_m}{dx}. \end{aligned} \quad (5)$$

Приведенные соотношения не связаны с конкретным типом матрицы и являются универсальными.

На практике характеристики реальной матрицы учитываются с помощью термоакустических функций Ротга. Для большинства каналов и матриц эти функции получены аналитически или экспериментально.

Линейная модель Ротга-Свифта считается общепризнанной. На ее базе разработаны методики расчетов и проектирования ТАТМ, создан пакет программ DELTA EC [1]. Но эта модель изначально создавалась для описания именно термоакустических преобразований. Эта модель не учитывает механизмы подвода тепловой энергии к ТАТМ, уровень температур источников тепловой энергии, особенности взаимодействия рабочего тела с теплообменниками ТАТМ. Эти обстоятельства приводят к возникновению проблем при проектировании реальных ТАТМ и систем на их основе.

В этой связи можно сформулировать круг вопросов, требующих дополнительного изучения.

Цель исследований. В большинстве существующих ТАДов, а также в опытных образцах использовали высокотемпературные источники тепловой энергии. В то же время вопрос использования низкотемпературных тепловых ресурсов имеет большое практическое значение. Данных о работе низкотемпературных ТАДов недостаточно и они противоречивы. Исходя из этого была сформулирована задача исследований: проведение комплекса экспериментальных и теоретических исследований процессов, определяющих рабочие характеристики ТАТМ, предназначенных для использования низкотемпературных источников тепловой энергии.

Учет особенностей теплообмена в ТАТМ

В низкотемпературных термоакустических аппаратах тепловая энергия подводится исключительно с помощью рекупера-

тивных теплообменников. Очевидно, что в этом случае интенсивность теплообмена является решающим фактором, определяющим мощность ТАДа.

Процессы энергообмена в ТАТМ происходят в условиях пульсирующего движения рабочей среды, что необходимо учитывать при их разработке.

В этой связи целесообразным представляется использование методологии, предложенной в [10, 11] и основанной на принципах ФТТ – термодинамики. Указанный подход позволяет построить обобщенную феноменологическую математическую модель, которая позволяет учитывать особенности тепло- и энергообмена в ТАТМ.

Согласно подходам ФТТ энергообмен между рабочим телом ТАТМ, теплообменниками и источниками тепловой энергии подчиняется обобщенному закону теплообмена, заданному в комплексной форме [11]

$$Q \propto \Delta(T_H - T_L)^n,$$

где $n = n_1 + n_2 i$.

Осредненные по времени значения температуры рабочего газа в резонаторе T_{H0} и T_{L0} отличаются от температур тепловых резервуаров T_H и T_L , так как согласно второму закону термодинамики выполняется условие $T_H > T_{H0} > T_{L0} > T_L$.

Мгновенные значения температуры газа, связанные с работой ТАТМ и пульсациями давления в акустической волне, могут быть выражены в комплексном виде

$$T_{HC} = T_{H0} + T_1 e^{i\omega t};$$

$$T_{LC} = T_{L0} + T_2 e^{i\omega t}.$$

Для осредненных значений теплового потока \dot{Q}_{HC} и \dot{Q}_{LC} можем записать

$$\dot{Q}_{HC} = \alpha_1 F_{HEX}^H (T_H^n - T_{H0}^n);$$

$$\dot{Q}_{LC} = \alpha_2 F_{HEX}^C (T_{L0}^n - T_L^n),$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты теплоотдачи нагревателя и охладителя;

F_{HEX}^H и F_{HEX}^C – площади теплообменной поверхности нагревателя и охладителя.

Допустив, что уровень теплоперетоков (потерь) – величина постоянная q , можем записать

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{HC} + q \quad \text{и} \quad \dot{Q}_L = \dot{Q}_{LC} + q.$$

Для модели внутренне необратимого ТАДа с комплексным представлением законов теплопереноса можно получить

$$\dot{Q}_{HC} = \frac{\alpha_1 F_{HEX}^H (x^n T_H^n - T_L^n)}{x^n + \phi x F_{HEX}^H / F_{HEX}^C \alpha_1 / \alpha_2}; \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{LC} = \phi x \frac{\alpha_1 F_{HEX}^H (x^n T_H^n - T_L^n)}{x^n + \phi x F_{HEX}^H / F_{HEX}^C \alpha_1 / \alpha_2}. \quad (7)$$

Согласно первому закону термодинамики мощность ТАТМ можно определить как

$$\dot{W} = \dot{W}_{out} - \dot{W}_{in} = \dot{Q}_{hex}^h - \dot{Q}_{hex}^c.$$

Или, используя (6) и (7), после преобразований получим

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{Q}_{HC} - \dot{Q}_{LC} = \\ &= \frac{\alpha_1 (F_{HEX}^H + F_{HEX}^C) \frac{F_{HEX}^H}{F_{HEX}^C} (1 - \phi x) \left[T_H^n - \left(\frac{T_L}{x} \right)^n \right]}{(1 + \phi) \alpha_1 F_{HEX}^H / \alpha_2 F_{HEX}^C x^{1-n}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Данное выражение (8) в отличие от (4) и (5) в явном виде включает в себя параметры, характеризующие интенсивность теплообмена между рабочим телом и элементами ТАТМ, характеристики теплообменников, а также температуры источников тепловой энергии [12]. В то же время в выражении (8) использованы коэффициенты теплоотдачи α_1 и α_2 , которые могут быть определены экспериментально.

В связи с этим значительный интерес представляет подход, предложенный Стивеном Гарреттом и Джином Лю [13]. Авторы предлагают интенсивность теплообмена в ТАТМ определять с помощью функций Ротта, которые используются в математической модели термоакустики [1, 5, 9].

Стивен Гарретт предлагает внутренние теплообменники ТАТМ рассматривать как пористую среду, в которой выполняется условие $Lc_k \equiv r_h / \delta_k$.

В случае если продольный размер теплообменников существенно меньше, чем длина матрицы, температуру их поверхности в продольном направлении можно считать постоянной $dT_m(x)/dx = 0$, тогда для расчета коэффициентов теплоотдачи α_1 и α_2 предложено использовать выражение

$$\alpha_{hex} = 2i(Lc_k)^2 / r_h \left(\frac{f_k}{1 - f_k} \right).$$

Если же в теплообменнике имеет место существенный продольный градиент температуры, то следует использовать более сложную зависимость

$$\alpha_{hex} = \frac{2ik(Lc_k)^2}{r_h} \left[\frac{(1 - f_v)(1 - \sigma)}{(1 - f_k) - \sigma(1 - f_v)} - 1 \right].$$

Эта гипотеза представляется вполне правомерной, однако она предполагает исключительно пульсационное движение рабочего тела в полостях ТАТМ, что, безусловно, нуждается в уточнении и экспериментальной проверке.

Анализ публикаций указывает на недостаток информации о процессах теплообмена и гидромеханики в термоакустических аппаратах в условиях пульсирующего движения рабочей среды и отсутствие общепринятых обобщающих подходов [14].

Таким образом, становится очевидной необходимость проведения детальных экспериментальных и теоретических исследований по данной теме.

Экспериментальное исследование рабочих процессов в ТАТМ

Инструментарий данных исследований – CFD-моделирование и натурный физический эксперимент. Такой подход позволил значительно ускорить получение практического результата.

CFD-моделирование в данном случае рассматривается как инструмент, который позволяет оптимизировать план экспериментальных исследований, проводить проверку правильности конструктивных решений, так как экспериментальное определение коэффициентов теплоотдачи в ТАТМ традиционными методами является весьма

сложной задачей. Для натурных исследований были изготовлены несколько опытных

На первом этапе исследований проводились численные эксперименты. Задачей

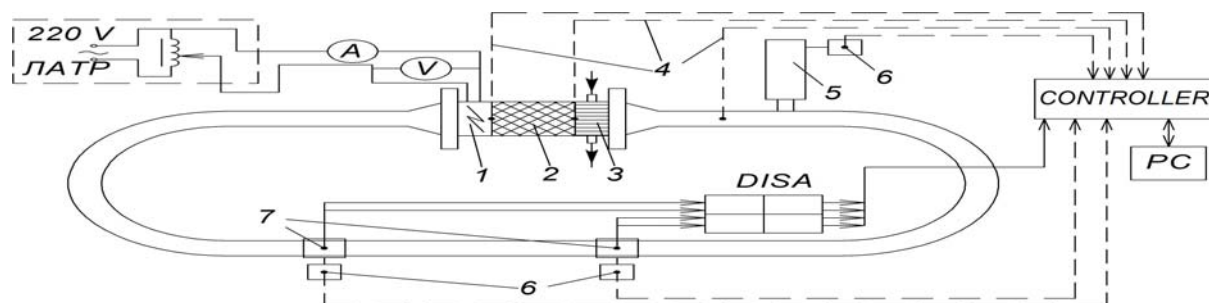


Рис. 3. Схема экспериментальной установки: 1 – нагреватель; 2 – стек; 3 – охладитель; 4 – термопары; 5 – акустическая нагрузка; 6 – датчик давления; 7 – зонд термоанемометра

ТАДов и специальный экспериментальный стенд, схема которого приведена на рис. 3.

Стенд оснащен специализированной компьютерной контрольно-измерительной системой, которая позволяет в реальном масштабе времени регистрировать и анализировать теплофизические параметры исследуемой ТАТМ [15].

Для исследования гидродинамических характеристик рабочего тела в резонаторе ТАТМ применен комплект термоанемометров фирмы DISA – D5500, аналоговый выходной сигнал термоанемометра подвергался цифровой обработке.

В измерительной системе используют быстродействующие датчики давления, скорости и температуры, которые обеспечивают измерение как амплитудных, так и текущих значений.

Измерение мощности акустической волны в резонаторе ТАТМ осуществлялось модифицированным методом двух датчиков [16]. На рис. 4 показаны результаты тестовых экспериментов с использованием опытного ТАДа при мощности электрического нагревателя 250 Вт.

Результаты прямых измерений колебательной скорости и пульсаций акустического давления показаны на рис. 5 [16]. Можно видеть, что ТАД запустился при температуре стека 400°С. Акустическое давление в резонаторе выросло до уровня 3500 Па, при этом амплитуда колебательной скорости была 8 м/с, а акустическая мощность достигала 22 Вт.

CFD-расчетов было получение качественной информации о развитии термоконвективных течений в резонаторе ТАДа на режимах запуска.

Моделирование проводилось с помощью различных CFD-пакетов, 2D- и 3D-моделей полностью сжимаемой жидкости.

Информация для задания граничных и начальных условий была получена экспериментальным путем.

В ходе CFD-моделирования определялись возможные методы управления гидродинамической ситуацией в резонаторе ТАДа с целью улучшения его пусковых качеств.

При моделировании оценивалось влия-

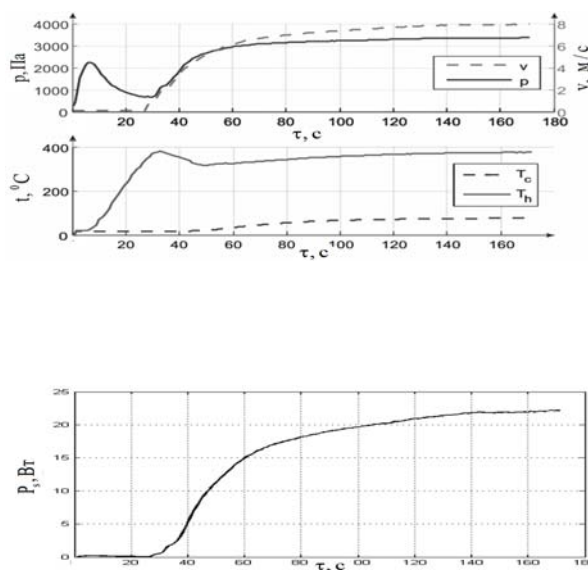


Рис. 4. Изменение температур на концах стека акустического давления и колебательной скорости при пуске ТАДа

ние различных конструктивных элементов на развитие термоконвективных течений в процессе запуска ТАДа и выхода на рабочий режим. Благодаря такому подходу удалось усовершенствовать конструкции нагревателей и существенно улучшить пусковые качества опытного ТАДа.

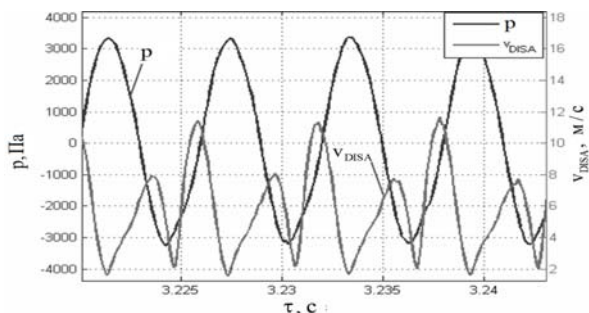
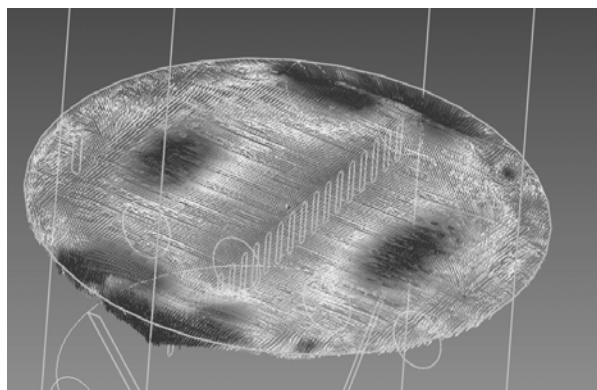
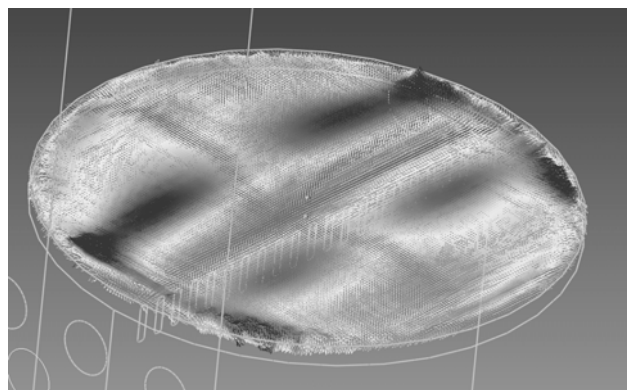


Рис. 5. Прямые измерения акустического давления и колебательной скорости (термоанемометр)



а



б

Рис. 6. Результаты CFD-моделирования термоконвективных течений в процессе запуска ТАДа: а – мощность нагревателя 125 Вт; б – мощность нагревателя 60 Вт

Некоторые результаты численного моделирования и натурных исследований показаны на рис. 6 и 7 [17, 18].

Экспериментальные данные показывают, что модернизированный двигатель запустился при температуре стека 150 – 160°C (рис. 7).

Во время последующих экспериментальных исследований изучалось влияние мощности нагревателей P_{heat} на пусковые качества ТАДов. Результаты этих экспериментальных исследований показаны на

рис. 7 в виде температурных трендов основных узлов ТАДа.

Момент запуска ТАДа определялся по показаниям датчиков акустического давления и по изменению характера температурного тренда на стеке. Очевидно, что тепловая мощность нагревателя существенно влияет на пусковые качества ТАДа.

Высокая мощность нагревателя P_{heat} сокращает время, необходимое для начала термоакустических пульсаций, при этом происходит уменьшение стартового температурного градиента ΔT_{onset} .

Этот факт подтверждает предположение о важной роли термоконвекционных течений в процессе самопроизвольного возникновения термоакустических пульсаций в каналах матрицы.

Кроме этого можно видеть, что при запус-

ке ТАДа, когда резко нарастает интенсивность акустических пульсаций, происходят практически синхронные изменения кривизны температурных трендов нагревателя, рабочей среды и поверхности матрицы.

После старта ТАДа имеет место резкий рост температуры матрицы при одновременном снижении температур поверхностей нагревателя и рабочего тела.

Объяснить такой эффект можно изменением механизмов, определяющих интенсивность теплообмена, а также предположив несоответствие тепловой производительности нагревателя потенциальной энергоемкости матрицы [17, 18].

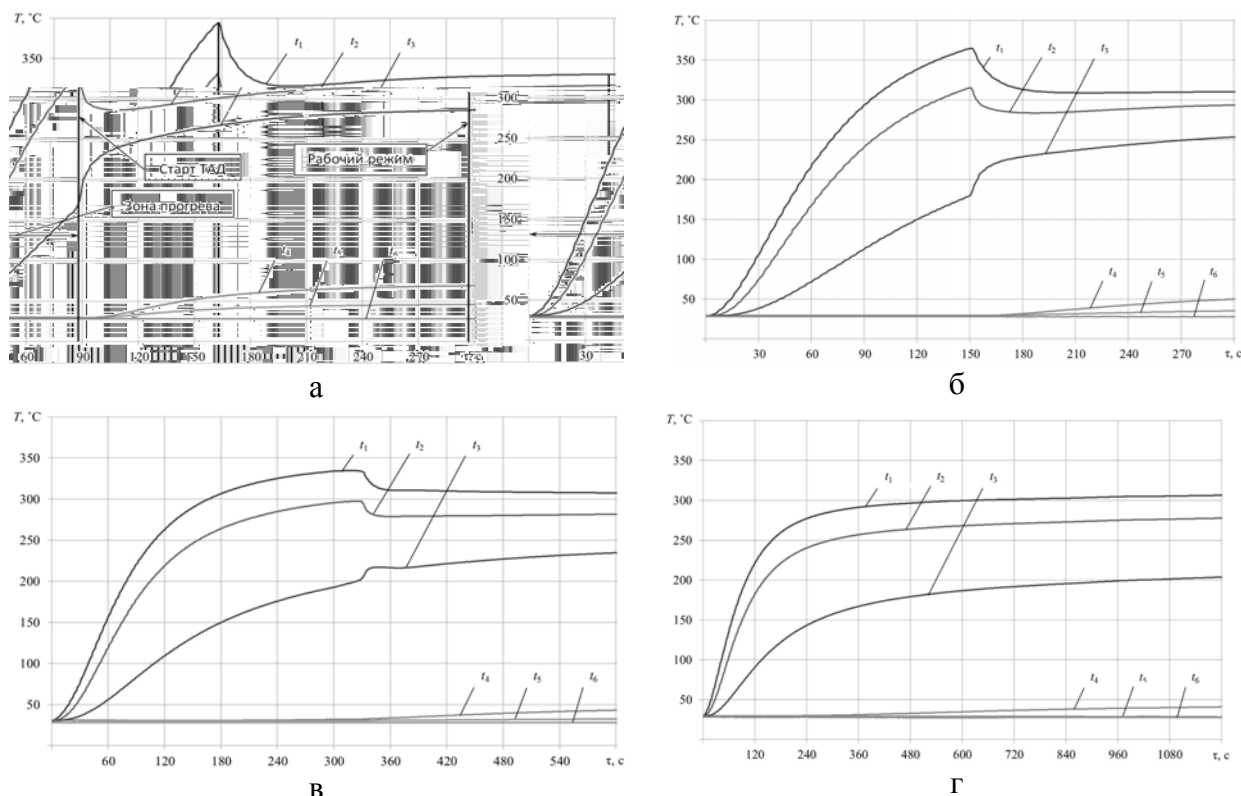


Рис. 7. Температурные тренды основных элементов ТАДа в ходе запуска: а – мощность нагревателя 125 Вт; б – мощность нагревателя 100 Вт; в – мощность нагревателя 80 Вт; г – мощность нагревателя 60 Вт; t_1, t_2, t_3 – температуры нагревателя, рабочего тела, стека; t_4, t_5, t_6 – температуры стека, охладителя, рабочего тела за охладителем

При работе ТАДа его теплообменники – нагреватель и охладитель – должны поддерживать максимально возможный продольный градиент температуры в матрице.

В случае использования низкотемпературных источников энергии, когда верхняя температура теплообменников ограничена, повышение их тепловой производительности является сложной задачей и требует разработки и применения специальных методов интенсификации теплообмена.

Важно отметить, что в случае, когда мощность нагревателя была уменьшена до 40 Вт, запуск ТАДа не состоялся, хотя достигнутый температурный градиент ΔT_{stack} превысил значения, достаточные для возникновения термоакустических пульсаций в данном ТАДе.

Таким образом, можно прийти к выводу, что продольный температурный градиент ΔT_{onset} не является единственным и достаточным фактором, который определяет пусковые качества ТАДа.

Выводы

Существующие модели термоакустики не учитывают в полной мере влияния температурного уровня источников энергии на работу ТАТМ.

Применение методов оптимизационной термодинамики (ФТТ – thermodynamic) позволяет корректно учесть влияние внешних факторов и особенностей процессов теплообмена между элементами ТАТМ на ее эффективность.

Несоответствие тепловой производительности нагревателя и потенциальной энергоемкости матрицы приводит к снижению эффективности ТАДа.

Температурный градиент в матрице не является единственным фактором, определяющим запуск ТАДа. Важны не только максимальные значения температуры элементов, но и скорость ее нарастания.

Исследования особенностей процессов энергообмена в элементах ТАТМ позволят улучшить их рабочие характеристики.

Список использованной литературы

1. Swift G.W. Thermoacoustic: A unifying perspective for some engines and refrigerators / G.W. Swift // *American Inst. of Physics*. – 2002. – 300 p.
2. Ceperley P.H. A pistonless stirling engine – the traveling wave heat engine / P.H. Ceperley // *Journal of Acoustical Society of America*. – № 66. – 1979. – P. 1508.
3. De Blok K. Low operating temperature integral thermo acoustic devices for solar cooling and waste heat recovery / K. De Blok // *Acoustic-2008, International conference*. – Paris, 2008. – P. 18-24.
4. Dyson R. W., Bruder G. A. Progress Towards the development of a Long-Lived Venus Lander Duplex System// *AIAA 2010-6917, 8th International Energy Conversion Engineering Conference, Nashville, TN. 25-28 July, 2010*.
5. Rott N. Thermoacoustics / N. Rott // *Adv. Appl. Mech.* – 1980. – №20 (135). – P. 250-272.
6. Wheatley J.C. The natural heat engines / J.C. Wheatley, G.W. Swift, A. Migliori // *Los Alamos Science*. – 1986. – №2 (14). – P. 28-32.
7. Tomonaga T. *Fundamental Thermoacoustics* / T. Tomonaga // *Uchida Rokakuno Publishing*. – Tokyo, 1998. – 280 p.
8. Beckhaus S. A thermoacoustic stirling heat engine: Detailed study / S. Beckhaus, G. Swift // *Journal of Acoustical Society of America*. – 2000. – №107. – P. 3148-3166.
9. Panhuis P.H.M.W. in't. *Mathematical Aspects of Thermoacoustics* / P.H.M.W. in't Panhuis // *Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven*. – 2009. – 190 p.
10. Wu F. Optimization of a Thermoacoustic Engine with a Complex Heat Transfer Exponent / F. Wu, C. Wu, F. Guo, Q. Li, L. Chen // *The Int. J. Entropy*. – 2003. – №5. – P. 444-451.
11. Wu C. Effect of heat transfer law on finite time exergoeconomic performance of heat engines / C. Wu, L. Chen, F. Sun // *Energy, The Int. J.* – 1996. – № 21(12). – P. 1127-1134.
12. Коробко В.В. Влияние интенсивности теплообмена на характеристики термоакустических двигателей / В.В. Коробко, А.А. Московко // *Матеріали VI Міжнар. наук.-практ. конф. "Сучасні інформаційні технології на транспорті" (MINTT-2014), Херсон, 2014. – С. 257-260*.
13. Jin Liu. Relationship between Nusselt number and the thermoviscous (Rott) functions / Jin Liu, S. Garrett // *Journal of Acoustical Society of America*. – 2009. – №119 (3). – P. 1457-1461.
14. Довгялло А.И. Особенности теплообмена в термоакустических преобразователях / А.И. Довгялло, С.О. Некрасова // *Вестн. Самарского государственного аэрокосмического университета*. – 2013. – №3 (41), Ч. 2. – С. 113-121.
15. Kondratenko Y. Multisensor data acquisition system for thermoacoustic processes analysis / Y. Kondratenko, V. Korobko, O. Korobko // *Proceedings of the 6th IEEE international conference Intelligent Data Acquisition and Advanced Computing Systems IDAACS'2011. – Vol. 1. – Prague, 2011. – P. 54-58*.
16. Коробко В.В. Експериментальні дослідження термоакустичних процесів з використанням модифікованого методу двох датчиків / В.В. Коробко, В.О. Бобошко, О.О. Московко // *Акустичний вісник, ІГМ НАН України*. – Киев, 2013. – Режим доступа: http://hydromech.org.ua/content/pdf/cons/cons_2013-150-155.pdf.
17. Коробко В.В. Исследование процессов теплообмена и гидродинамики в элементах термоакустических двигателей / В.В. Коробко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2013. – №8 (105). – С. 123-130.
18. Коробко В.В. Особливості процесу запуску термоакустичних двигунів за умов використання низькотемпературних джерел теплової енергії / В.В. Коробко, О.О. Московко // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2014. – №8 (115). – С. 50-54.

Статья поступила 30.07.2015