

УДК 534.2

Численное исследование термоакустического устройства со стоячей волной

М.З. Дар Рэмдейн¹, А. Хорси²

¹Университет науки и технологии им. Мохамеда Будиафа, Оран, Алжир

²Подготовительная школа по наукам и технологиям Орана, Алжир

E-mail: darramdane77@yahoo.fr

Термоакустический эффект связан с обменом энергией между газом и твердым телом в присутствии акустических волн. Несмотря на то что принцип работы хорошо изучен, оптимальное проектирование термоакустических устройств остается проблемой. В настоящей работе осуществлено численное моделирование простого термоакустического устройства на основе стоячей волны. Анализ течения и расчет теплообмена выполнены путем решения нелинейных нестационарных уравнений Навье–Стокса по методу конечного объема, реализованного в коммерческой программе ANSYS-CFX. Целью работы является исследование влияния градиента стековой температуры на акустическое давление и произведенную акустическую мощность. Этот градиент стековой температуры приводит к термоакустической неустойчивости в термоакустическом резонаторе на основе стоячей волны. Полученные результаты указывают на увеличение акустического давления и акустической мощности при увеличении градиента стековой температуры. Для различных градиентов стековой температуры иллюстрируются и наблюдаются термодинамические циклы термоакустического устройства.

Ключевые слова: вычислительная гидродинамика, термоакустическое устройство, градиент стековой температуры, акустическая мощность.

Введение

Термодинамические и гидродинамические процессы в звуковых волнах в газах, называемые термоакустическими (ТА) процессами, могут превращать тепло и акустическую энергию из одной формы в другую. В течение двух последних десятилетий было построено несколько ТА-устройств и охладителей на основе стоячей волны [1]. Они работают без генерирования выхлопных газов, наносящих вред окружающей среде, а относительно простое устройство приводит к более низкой стоимости изготовления. Область их применения широка, и самое важное преимущество состоит в низких расходах на техобслуживание, имеющее место благодаря отсутствию движущихся частей. В работе [2] упоминалось, что ТА-устройство потенциально является высоконадежным, эффективным тепловым устройством, которое можно использовать для получения электричества на спутниках [3] и для сжижения природного газа [4]. Вследствие низкой тепловой эффективности приложения ТА-систем должны ассоциироваться с использованием бросового тепла, где может существовать низкий градиент температуры.

Численное моделирование помогает при проектировании ТА-устройств и некоторых их компонент, это позволяет предсказывать существование некоторых явлений в устройстве, наблюдать потоки энергии, тепловые и динамические поля. В работе [5] было впервые выполнено моделирование ТА-устройства, включающего единственную

пластину стека. Было исследовано поведение температуры вдоль пластины стека. В других работах [6–8], посвященных моделированию ТА-устройств, использовалась модель с низким числом Маха для моделирования течения вблизи двумерной пластины с учетом теплообменников на обоих концах стека; это моделирование продемонстрировало существование вихрей у концов пластины. Скомбинировав несколько предыдущих исследований, авторы работы [9] решили нестационарные уравнения Навье–Стокса сжимаемой жидкостью, чтобы исследовать течение вблизи стека ТА-рефрижератора. Они обнаружили нелинейные колебания температуры вследствие распространения акустических волн и связи между пластиной стека и теплообменниками. В работе [10] моделировалось двумерное ТА-устройство с помощью программы вычислительной гидродинамики ANSYS CFX, и полученные результаты ясно показали наличие нелинейного эффекта ТА-системы. Аналогичные результаты были получены в работе [11]. Моделирование методами вычислительной гидродинамики всего ТА-устройства и рефрижератора было осуществлено в работах [12, 13], оно достаточно дорогое, поэтому примеров подобного моделирования немного.

Целью настоящего исследования является численное моделирование простого ТА-устройства на основе стоячей волны. Изучается влияние малого градиента стековой температуры (ГСТ) на акустическое давление и мощность.

Численное моделирование

Рассматриваемое ТА-устройство имеет геометрию, аналогичную исследованной в работе [14] (см. рис. 1). Различие только в том, что оба конца резонатора закрыты, так что обеспечивается компоновка резонатора с половинной волной, а полная длина устройства моделируется путем рассмотрения одного сегмента стека и теплообменника. Общая длина устройства 7,57 м, а длина стека — 0,15 м, его центр расположен на расстоянии 0,826 м от правого конца трубы. Для стека использованы пластины из нержавеющей стали толщиной 0,20 мм, зазор между ними — 0,77 мм, такой же зазор между стеклом и теплообменниками. Длина стенок теплообменника — 7,87 мм.

Расчетная область ограничена одной элементарной порой стека вдоль размаха с целью ускорения вычислительного процесса, который требует очень большого машинного времени для нестационарного моделирования. Решается двумерная задача, но в расчетах используется один слой трехмерных шестигранных ячеек — кубов или прямоугольных параллелепипедов. В двумерной расчетной сетке имеется углубление в направлении нормали для одного элемента, и она содержит приблизительно полмиллиона элементарных ячеек. Сетка измельчается в сечении теплообменников и у стенок, где отношение самой длинной стороны к самой короткой стороне ячейки близко к единице. Растяжение сетки применяется в канале резонатора, и значение отношения размеров ячеек достигает двадцати, как показано на рис. 2. Это позволяет использовать увеличенные сеточные элементы для того, чтобы уменьшить количество элементов в расчетной области.



Рис. 1. Схема ТА-устройства.

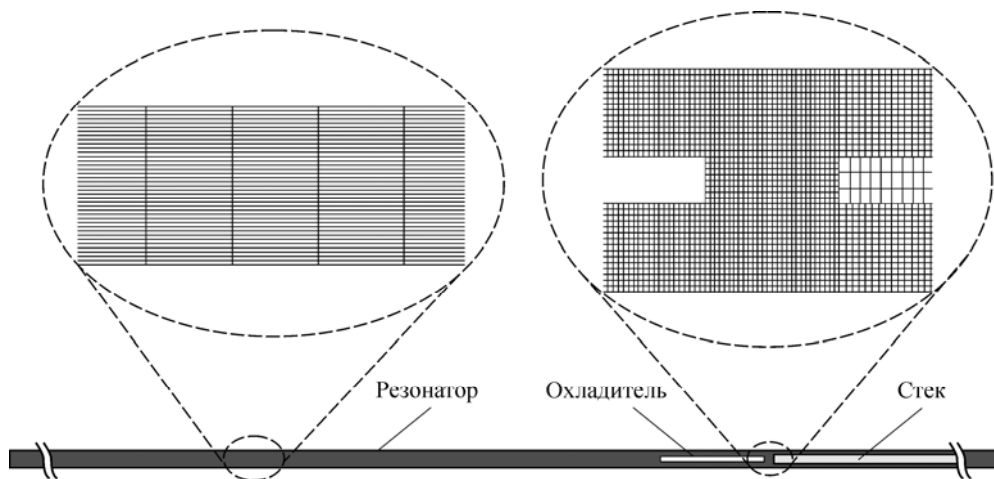


Рис. 2. Измельченная и растянутая шестигранные сетки.

Изучалось влияние разрешения сетки на результаты с тем, чтобы они не зависели от размера ячеек. Размер сетки составлял 40 узлов в поперечном направлении и около 14000 узлов в продольном направлении.

Численное моделирование ТА-устройства на основе стоячей волны выполняется методом конечного объема, реализованного в коммерческом пакете программ для вычислительной гидродинамики ANSYS CFX. Область моделирования состоит из подобласти, заполненной жидкостью — гелием, которая моделируется как совершенный газ, а другая подобласть заполнена твердым материалом стекла — нержавеющей сталью. Два теплообменника — нагреватель и охладитель — моделируются как стенка при постоянной температуре (см. рис. 3). Постоянные свойства гелия и нержавеющей стали даны в таблице.

Нелинейные нестационарные уравнения Навье–Стокса решаются с учетом теплопередачи. Метод конечного объема, реализованный в программе ANSYS-CFX CFD, имеет второй порядок точности. Уравнения сохранения массы, количества движения и энергии решаются для случая ламинарного течения и совершенного газа. В расчетах использовался фиксированный временной шаг величиной $7 \cdot 10^{-6}$ с, этот шаг является хорошим компромиссом между численной диссипацией и временем расчета рассматриваемого

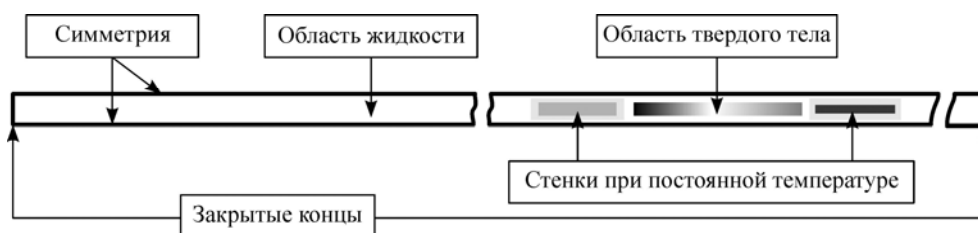


Рис. 3. Область моделирования и граничные условия.

Таблица

Константы свойств материала гелия и нержавеющей стали

	Теплопроводность, $Вт \cdot м^{-1} \cdot К^{-1}$	Плотность, $кг \cdot м^{-3}$	Удельная теплоемкость $C_p, Дж \cdot кг^{-1} \cdot К^{-1}$	Динамическая вязкость, $кг \cdot м^{-1} \cdot с^{-1}$
Гелий	$1,415 \cdot 10^{-4}$	0,1785	5240	$1,86 \cdot 10^{-5}$
Нержавеющая сталь	14,9	7854	434	—

нестационарного ламинарного течения сжимаемой жидкости. ГСТ достигает 90 К. Температура стока тепла (охладителя) взята равной 293 К. Оба конца резонатора определяются как адиабатические стенки, так что коэффициент акустического отражения равен единице. На верхней, нижней, северной и южной границах расчетной области задаются граничные условия симметрии. В качестве начального условия во всей трубе задается нулевая скорость, а давление внутри трубы равно 10 бар. В стеке и в жидкости между двумя теплообменниками задан линейный профиль температуры. Начальная равномерная температура резонирующего газа положена равной 293 К. В описываемых расчетах рассматриваются три варианта ГСТ: 30 К, 60 К, 90 К.

Результаты

Обсуждение результатов моделирования разбито на две части. В первой части рассматривается влияние ГСТ на акустическое давление и на генерируемую акустическую мощность, а во второй — P - v -диаграммы ТА-устройства. На рис. 4 представлены графики акустического давления от начала до предельного цикла. Акустическое давление регистрируется в точке, расположенной в середине стека. Успешно наблюдаются термоакустический эффект и переход колебаний от начального значения к предельному циклу. Необходимо выполнить около 120000 итераций, чтобы получить предельный цикл при ГСТ равном 30 К. Это количество итераций убывает приблизительно до 97000 и 82000 для ГСТ равном соответственно 60 К и 90 К. Вследствие относительно высокого потенциала энергии, вызванного пористым стеком, увеличивающим ГСТ, экспоненциальный рост акустического давления и временной интервал, требуемый для достижения предельного цикла, убывают. Таким образом, термоакустическая неустойчивость в ТА-резонаторе на основе стоячей волны может быть вызвана малым градиентом температуры.

Из рис. 4а следует, что амплитуда акустического давления в предельном цикле для градиента температуры 30 К равна 4250 Па. Ее значение выше 5000 Па для градиента 60 К (как проиллюстрировано на рис. 4б), и она составляет 5850 Па для ГСТ 90 К (рис. 4с). Видно, что увеличение амплитуды акустического давления в предельном цикле связано с увеличением ГСТ. Рост ГСТ приводит к увеличению интенсивности теплообмена между рабочим газом и стенками. Собственная частота колебаний, равная 65,75 Гц, хорошо согласуется с теоретическим значением 66,9 Гц.

Акустическая мощность Pu вычисляется из результатов, полученных программой ANSYS CFX на каждом временном шаге, в соответствии со следующим уравнением [15]:

$$Pu = \frac{1}{2} (P_{ac} \cdot u).$$

Здесь произведение акустического давления P_{ac} на осевую скорость u усредняется по всем временным шагам в течение одного цикла и интегрируется по площади поперечного сечения, расположенного в центре стека. На рис. 5 наблюдается рост акустической мощности: от 3100 Вт·м⁻² для ГСТ 30 К до 4700 Вт·м⁻² для ГСТ 90 К.

Численное моделирование позволяет исследовать важные явления в ТА-устройстве. Оно дает возможность наблюдать и наглядно иллюстрировать термодинамический цикл ТА-устройства для различных положений устройства. На рис. 6 представлена P - v -диаграмма для различных ГСТ в поперечном сечении, расположенном в центре стека. Ясно видно наличие термодинамических процессов. Газ одновременно сжимается и приводится в движение волной акустического давления, его удельный объем снижается. Далее тепло перетекает из твердого тела в газ, нагревая последний, увеличивая

Рис. 4. Графики акустического давления при различных градиентах стекловой температуры.

ГСТ = 30 К (а), 60 К (b), 90 К (с).

давление и вызывая тепловое расширение. Затем газ одновременно расширяется и приводится в движение волной давления. Наконец, тепло перетекает из газа в твердое тело, охлаждая газ, снижая давление и вызывая тепловое сжатие газа. Таким образом устройство возвращается к началу цикла. Если рассмотреть работу $p dv$, которая производится в течение цикла в сечении как полезная работа, ясно видно, что работа, выполняемая ТА-устройством, растет с увеличением ГСТ.

Заключение

Выполнено численное моделирование простого термоакустического устройства на основе стоячей волны. Исследовано влияние увеличения ГСТ. Показано, что ГСТ генерирует ТА-неустойчивость в ТА-резонаторе на основе стоячей волны. Акустическое давление в предельном цикле растет с увеличением ГСТ. Этот рост приводит к увеличению количества тепла, получаемого и отдаваемого рабочим газом. Рассчитана акустическая мощность для различных ГСТ. Показано,

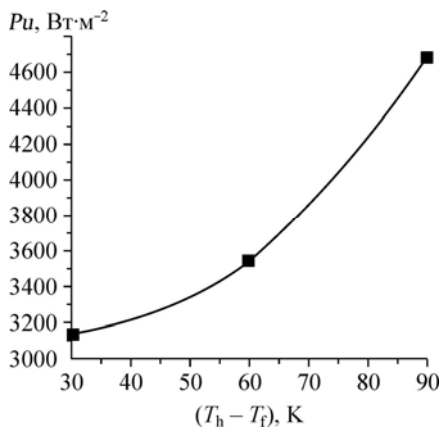
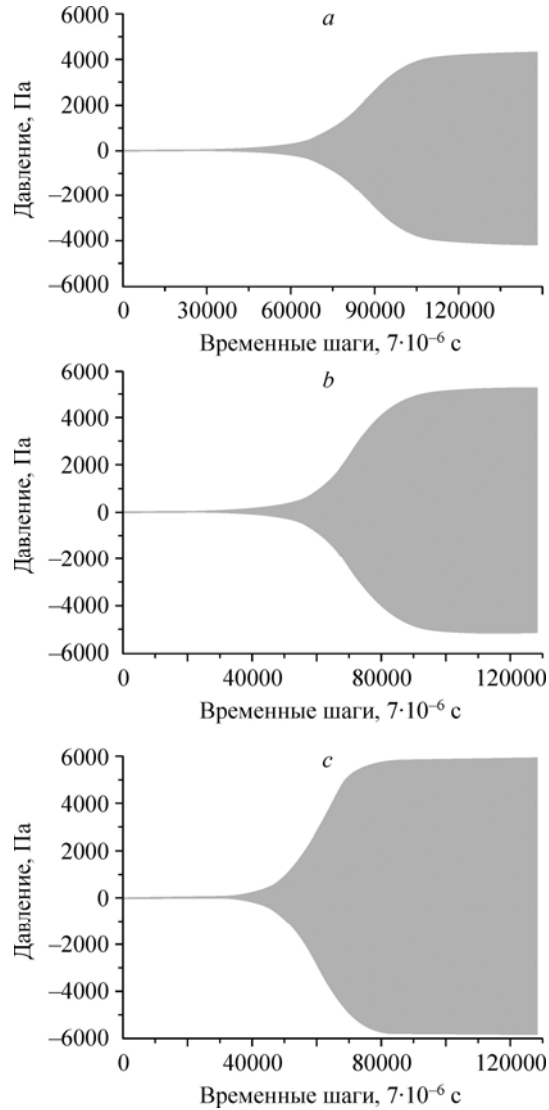


Рис. 5. Акустическая мощность для различных ГСТ.

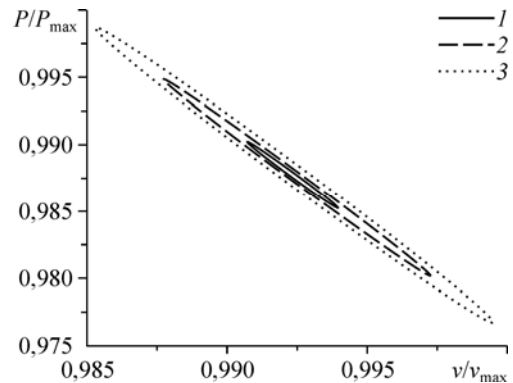


Рис. 6. P - v -диаграмма для различных ГСТ. $T_h - T_x = 30 \text{ К}$ (1), 60 К (2), 90 К (3).

что увеличение ГСТ ведет к увеличению акустической мощности. Представлены термодинамический цикл и процессы в ТА-устройствах при различных ГСТ. При рассмотрении работы $p dv$ как полезной работы ее увеличение следует за ростом ГСТ.

Следует верифицировать модель вычислительной гидродинамики путем сравнения с экспериментальными данными для того, чтобы получить инструмент проектирования реальной термоакустической системы. В будущем исследования сосредоточатся на верифицирующих тестах, которые покажут, способен ли примененный численный метод предсказывать явления внутри ТА-резонатора.

Список литературы

1. **Tasnim S.H., Mahmud S., Fraser R.A.** Effects of variation in working fluids and operating conditions on the performance of a thermoacoustic refrigerator // Intern. Commun. Heat and Mass Transfer. 2012. Vol. 39. P. 762–768.
2. **Hatori H., Biwa T., Yazaki T.** How to build a loaded thermoacoustic engine // J. Appl. Phys. 2012. Vol. 111, No. 7. P. 074905–073710.
3. **Backhaus S., Tward E., Petach M.** Traveling-wave thermoacoustic electric generator // Appl. Phys. Lett. 2004. Vol. 85. P. 1085–1087.
4. **Swift G.W., Wollan J.J.** Thermoacoustics for liquefaction of natural gas // GasTIPS. 2002. Vol. 8, No. 4. P. 21–26.
5. **Cao N., Olson J., Swift G.W., Chen S.** Energy flux density in a thermoacoustic couple // J. Acoust. Soc. Am. 1996. Vol. 99, No. 6. P. 3456–3464.
6. **Worlikar A.S., Knio O.M.** Numerical simulation of thermoacoustic refrigerators // J. Comput. Phys. 1996. Vol. 127. P. 424–451.
7. **Besnoin E., Knio O.M.** Numerical study of thermoacoustic heat exchangers in the thin plate limit // Numer. Heat Transfer, Part A; Applications. 2001. Vol. 40. P. 445–471.
8. **Besnoin E.** Numerical study of thermoacoustic heat exchangers. PhD thesis, Johns Hopkins University, Baltimore, Maryland, 2001.
9. **Marx D., Blanc-Benon P.** Numerical simulation of stack-heat exchangers coupling in a thermoacoustic refrigerator // AIAA J. 2004. Vol. 42. P. 1338–1347.
10. **Nijeholt L.A.J., Tijani M.E.H., Spoelstra S.** Simulation of a traveling wave thermoacoustic engine using computational fluid dynamics // J. Acoust. Soc. Am. 2005. Vol. 118, No. 4. P. 2265–2270.
11. **Yu G., Dai W., Luo E.** CFD simulation of a 300 Hz thermoacoustic standing wave engine // Cryogenics. 2010. Vol. 50, No. 9. P. 615–622.
12. **Zink F., Vipperman J., Schaefer L.** CFD simulation of a thermoacoustic engine with coiled resonator // Intern. Commun. in Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 37, No. 3. P. 226–229.
13. **Zink F., Vipperman J., Schaefer L.** CFD simulation of thermoacoustic cooling // Inter. J. Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 53, No. 19–20. P. 3940–3946.
14. **Hireche O., Weisman C., Baltean-Carlés D., Le Quééré P., Bauwens L.** Low Mach number analysis of idealized thermoacoustic engines with numerical solution // J. Acoust. Soc. Am. 2010. Vol. 128, No. 6. P. 3438–3448.
15. **Swift G.** Thermoacoustics // Springer Handbook of Acoustics. New York: Springer, 2007. P. 239–255.

*Статья поступила в редакцию 4 июля 2014 г.,
после доработки — 26 сентября 2014 г.*