热声制冷机的性能优化*

吴　锋　(武汉化工学院　武汉 · 430073)
陈林根　孙丰瑞　(海军工程学院)
李　青　(华中理工大学)

研究了内热漏以及粘性不可逆损失对驻波声场热声制冷机性能的影响,导出了热声制冷机优化性能指标和参数的解析表达式。

关键词:　热声效应,　驻波声场,　制冷机,　优化

The performance optimization on a thermoacoustic refrigerator

WU Feng　CHEN Lingen　SUN Fengrui　LI Qing
(Wuhan Institute of Chemical Technology, Wuhan · 430073)

The effects of the internal heat leak and the irreversibilities on the standing thermoacoustic refrigerator are studied in this paper. The analytic formulas of the optimal performance index and parameters on a thermoacoustic refrigerator are derived.

Key words: thermoacoustic effect, standing wave acoustic field, refrigerator, optimization

1　引　言

利用热的转移来产生声功,或者利用声的机械能来实现热转移的效应叫热声效应。与后者相应的制冷技术就是声制冷。

热声制冷机的研究和开发工作始于 80 年代[1,2]。1986 年,美国 Los Alamos 实验室成功地推出了一台声制冷实验样机,它是声制冷技术向实用化迈出的重要一步[3]。目前,国内外关于热声制冷的理论和实验研究以及应用开发研究正方兴未艾[4]。1995 年,有限时间热力学[5]的创始人之一,Ahlborn B 曾对热声热泵的运行频率进行了优化,得到了一些有意义的结果[6]。在前人工作的基础上,本文以 Swift 的热声理论为出发点,研究驻波声场热声制冷机的性能参数优化。

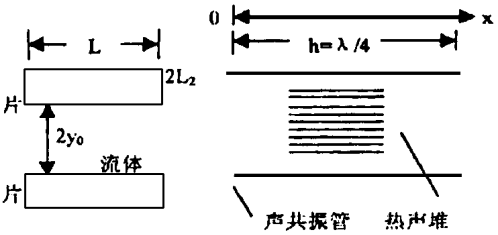
2　热流功流和性能系数

声制冷机主要由声源,声共振管,热声堆(热声回热器)以及冷热端换热器等部件组成。其中热声堆是声热转换的重要部件。它由许多固体片组成。片与片之间的流相工质称为第一工作介质,片被称为第二工作介质。当两种介质之间的热相互作用满足某些条件时,就可实现在声波作用下的声制冷。热声共振管必须满足一定的尺寸要求,其长度一般设置为 $h = \lambda/4$,此处 λ 为输入声波的波长。热声变换堆的示意图如图 1 所示。设固体片的宽度为 L_1,厚度为 $2L_2$,长度为 L,流相层厚度为 $2y_0$,纵向热输运的方向沿着片的长

---

* 第一作者;吴锋,男 1955 年生,副教授,在读博士研究生
收稿日期:97-10-17;最后修回日期:98-3-1

度方向(即 L 方向)。不失一般性,本文研究一个流相层。



(a) 相隔安置的两种介质　　(b) 在驻波声场中

图 1　热声变换堆示意图

在声共振管中,入射波与反射波形成驻波声场。设 λ 为声波波长,则驻波的速度振荡

$$U_1^s = U_m \sin(2\pi x/\lambda) \tag{1}$$

声压振荡

$$P_1^s = P_m \cos(2\pi x/\lambda) \tag{2}$$

此处,U_m 和 P_m 分别是驻波声场的速度振幅和声压振幅。可以证明均与圆频率 ω 无关。

考虑固相工质(片)的有限热容,在一定的近似条件下,系统线性化后的控制方程可写为[4,7]:

流体连续性方程:

$$\partial\rho/\partial t + \rho_0(\partial U_1/\partial x) = 0$$

流体和片的热传导方程:

$$\rho_0 T[(\partial s/\partial t) + U_1(\partial s/\partial x)] = K(\partial^2 T/\partial y^2) + \text{粘性耗散项}$$

$$\rho_s C_s(\partial T_s/\partial t) = K_s(\partial^2 T_s/\partial y^2)$$

流体动量方程:

$$\rho_0(\partial U_1/\partial t) = -\partial P_1/3x + \mu(\partial^2 U_1/\partial y^2)$$

流体状态方程: $\rho = -\rho_0\beta_0 T + \gamma P_1/c^2$

式中,ρ、U_1、P_1、T 和 s 分别代表流相工质微团的密度振荡、速度振荡、声压振荡、温度振荡和熵振荡;下标"0"表示微团在平衡位置处对应量的值;K、μ、γ、β_0 和 c 分别为流相工质的横向热导率、粘滞系数、比热比、等温热胀系数和绝热声速;ρ_s、C_s、K_s 和 T_s 分别为片的密度、比热、横向热导率和当地温度。

由上述控制方程并考虑到热冷端间的纵向热漏,在短板近似的条件下,取边界层近似 $\delta_k \approx y_0$ 以及小的 prandt1 数,可以求得热流和功流分别为[7]:

$$\dot{Q}_2 = L_1\delta_k T_0\beta_0 P_1^s U_1^s(1-\Gamma)/[4(1+\epsilon_s)\cdot(1-\sigma^{0.5})] - L_1(y_0K_x + L_2K_{sx})\frac{dT_0}{dx} \tag{3}$$

$$\dot{W}_2 = -L_1L\delta_k\omega(\gamma-1)(P_1^s)^2(1-\Gamma)/[4\rho_0c^2(1+\epsilon_s)] - L_1L\delta_\mu\omega\rho_0(U_1^s)^2/4 \tag{4}$$

式中 $\delta_k = (2K/\rho_0C_p\omega)^{0.5}$, $\delta_s = (2K_s/\rho_sC_s\omega)^{0.5}$, $\delta_\mu = (2\mu/\rho_0\omega)^{0.5}$, $\because T_{cr} = T_0\beta_0\omega P_1^s/\rho_0C_pU_1^s$, $\Gamma = (dT_0/dx)/\because T_{cr}$, $\sigma = \mu C_p/K$, $\epsilon = \delta_k\rho_0C_p/\delta_s\rho_sC_s$,分别表示流相工质和固相工质的热穿透深度、流相工质粘性穿透深度、临界温度梯度、对比温度梯度、Prandt1 数以及无因次参量。C_p 是流相工质的定压比热,K_x、K_{sx} 是流相工质和固相工质的纵向导热系数。

由于 $\Gamma < 1$,所以 $\dot{W}_2$ 为负,表示流相工质在实现泵热制冷时吸收外功,制冷机的性能系数定义为: $\epsilon = \dot{Q}_c/\dot{W}_2 \approx \dot{Q}_2/\dot{W}_2$ (5)

式中 $\dot{Q}_c$ 即为制冷率。

3　最大制冷率和最佳性能系数

将(1)、(2)两式代入(3)式,可得

$$\dot{Q}_2 = \frac{L_1\sin(4\pi x/\lambda)\delta_k T_0\beta_0 P_m U_m(1-\Gamma)}{8(1+\epsilon_s)(1-\sigma^{0.5})} - L_1(y_0K_x + L_2K_{sx})\frac{dT_0}{dx} \tag{6}$$

由上式和极值条件 $\partial\dot{Q}_2/\partial x = 0$,可得 $x = \lambda/8$。这说明在 $x = \lambda/8$ 处,即声共振管的中心,有最大的制冷率。因此,热声变换堆应置于声共振管的中心位置。半 $x = x_0 = \lambda/8$ 代入(1)、(2)两式,可知对于长波热声制冷机,在短板近似的情况下,P_1^s 和 U_1^s 均近似与声波圆频率 ω 无关。从而可得 $\Gamma \propto 1/\omega$。

令 $\Gamma' = \omega\Gamma$,由于 $\Gamma \propto 1/\omega$,故 Γ' 与 ω 无关。因此可将(3)、(4)两式重写为:

$$\dot{Q}_2 = \frac{L_1T_0\beta_0P_1^sU_1^s(1-\Gamma'/\omega)}{4(1+\epsilon_s)(1-\sigma^{0.5})\omega^{0.5}}\left(\frac{2K}{\rho_0C_p}\right)^{0.5} - L_1(y_0K_x + L_2K_{sx})\frac{dT_0}{dx} \tag{7}$$

$$\dot{W}_2 = \frac{-L_1 L(\gamma-1)(P_1^s)^2(\omega-\Gamma')}{4(\rho_0)^{1.5}c^2(1+\epsilon_s)} \cdot \left(\frac{2K}{C_p\omega}\right)^{0.5} - L_1 L(2\omega\mu\rho_0)^{0.5}(U_1^s)^2/4 \quad (8)$$

将(7)、(8)两式代入(5)式,可将性能系数写为:

$$\epsilon = \frac{a_1(1-\Gamma'/\omega) - a_2\Gamma'\omega^{0.5}}{b_2\omega - b_1\Gamma'} \quad (9)$$

式中 $a_1 = T_0\beta_0(2K)^{0.5}U_1^s/[4(1+\epsilon_s)\cdot(1-\sigma^{0.5})]$

$a_2 = T_0\beta_0(\gamma_0 K_x + L_2 K_{sx})/[(\rho_0 C_p)^{0.5}U_1^s]$

$b_1 = L(\gamma-1)P_1^s(2K)^{0.5}/[4c^2(1+\epsilon_s)\rho_0]$

$b_2 = b_1 + L\rho_0(2\omega\mu C_p)^{0.5}(U_1^s)^2/(4P_1^s)$

在工程近似计算中,一般可取 $T_0 \approx T_c + 0.5L(\mathrm{d}T_0/\mathrm{d}x)$。此处 T_c 是环境温度。

对(7)式应用极值条件 $\partial\dot{Q}_2/\partial\omega = 0$,可得最佳声波圆频率为:$\omega = \omega_0 = 3\Gamma'$ (10)

由此可得最佳对比温度梯度:$\Gamma = \Gamma_0 = 1/3$

将(10)式代入(7)、(9)两式,我们得到最大制冷率以及对应的最佳性能系数分别为:

$$\dot{Q}_{cm} \approx \dot{Q}_{2m} = \frac{L_1 T_0\beta_0 P_1^s U_1^s}{3(1+\epsilon_s)(1-\sigma^{0.5})} \cdot \left(\frac{K}{6\rho_0 C_p\Gamma}\right)^{0.5} - L_1(\gamma_0 K_x + L_2 K_{sx})\frac{\mathrm{d}T_0}{\mathrm{d}x} \quad (11)$$

$$\epsilon_0 = \left[\frac{2a_1}{3\Gamma} - a_2(3\Gamma')^{0.5}\right]/(3b_2 - b_1) \quad (12)$$

4 ϵ 最大时对比温度梯度与声波频率间的优化关系

由(9)式和条件 $\partial\epsilon/\partial\omega = 0$,有

$$b_1(0.5a_2\omega^{1.5} - a_1)\Gamma'^2 + b(2a_1\omega + 0.5a_2\omega^{2.5})\Gamma' - a_1 b\omega^2 = 0 \quad (13)$$

很易证明,$\partial^2\epsilon/\partial\omega^2 < 0$,故由(13)式决定的 ω 对应 ϵ 的极大值 ϵ_m。由(13)式,略去不符合物理意义的解,有

$$\Gamma' = (A^{0.5} - B)\omega/D \quad (14)$$

式中 $A = [b(2a_1 + 0.5a_2\omega^{1.5})]^2 + 4a_1 b b_1 \cdot (0.5a_2\omega^{1.5} - a_1)$

$B = b(2a_1 + 0.5a_2\omega^{1.5})$

$D = 2b_1(0.5a_2\omega^{1.5} - a_1)$

均为 ω 的函数。也可将(14)式写为:

$$\Gamma = (A^{0.5} - B)/D \quad (15)$$

上式即为对比温度梯度与声波圆频率间的优化关系。当对比温度梯度 Γ 与声波圆频率 ω 满足(15)式时,制冷机具有最大的性能系数,其热力性能最优。

5 讨论

(1) $\dot{Q}_c$-ϵ/ϵ_c 关系曲线:由(7)、(9)两式进行数值计算,得到 $\dot{Q}_c$-ϵ/ϵ_c 的基本制约关系曲线如图2中实线所示。图中黑三角是文献[7]所给出的样机的实验结果。由图2可以看出,实际声制冷机的制冷率和性能系数的上界都位于理论结果的范围之内。这说明本文的模型是有效的和合理的。

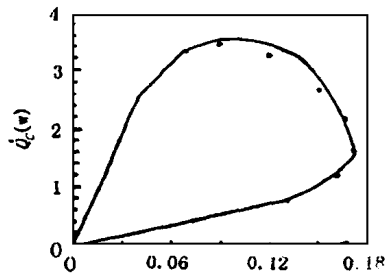


图2 $\dot{Q}_c$-ϵ/ϵ_c 关系曲线

(2) 从(3)、(7)、(11)等式可知,要获得较大冷量,驻波声场的声压 P_1^s 必须增大,即增大输入的声功率。但仔细分析(9)、(12)两式可知,声功率的增大对于性能系数的改善并非总是有益的。在热声制冷机的设计中,应当根据制冷机的工作目的,对输入功率、冷量以及性能系数等参数给予综合考虑。

(3) 由(9)、(12)两式可知,声制冷机的性能系数比温度条件相同的卡诺循环性能系数要小。设流相工质气体为理想气体,由热力学关系[8],$(\gamma-1)C_p = T_0\beta_0^2c^2$,并令 $\mu = 0$, $K_x = K_{sx} = 0$,则(9)式简化为:$\epsilon = \epsilon_c\Gamma'/\omega = \epsilon_c\Gamma < \epsilon_c$ 其中,$\epsilon_c = T_0/(L\mathrm{d}T_0/\mathrm{d}x)$ 是卡诺效率。这说明即使不考虑内热漏以及粘性不可逆损失,声制冷机的性能系数仍比卡诺系数要小。这是因为流相工质气体微团在进行热声微循环

时,与固相工质之间存在着横向热交换等内在不可逆性。

(4) 当声波圆频率 ω 满足(10)式时,声制冷机的制冷率最大,但此时的性能系数却并非最大。当声波圆频率 ω 满足(14)或(15)式时,声制冷机的性能系数达到最大值,热能利用效率最优,但此时冷量却并非最大。我们应当根据不同的设计目的,来选取输入声波的频率。

6 结语

本文考虑了内热漏以及粘滞损失对驻波声场热声制冷机性能的影响,导出了热声制冷机的优化性能指标和特性参数的解析表达式。这对热声制冷机性能的定性和定量研究,都具有较为积极的意义。

参考文献

1 戴根华. 电动声源热声制冷机声学和计算实例. 应用声学, 1995; 14(4): 6～13

2 肖家华. 热声制冷的基本原理和应用前景. 应用声学, 1993; 12(3): 1～7

3 戴根华. 声制冷和声制冷机. 物理, 1993; 21(1): 48～51

4 邓晓辉. 回热器的热声机理及热声热机的设计理论. 华中理工大学博士学位论文, 1994

5 陈林根, 孙丰瑞, 陈文振. 能量系统有限时间热力学的现状和展望. 力学进展, 1992; 22(4): 479～488

6 Ahlborn B. Thermoacoustic heat pumps with maximum power transfer. Am. J. Phys., 1995; 63(5): 449～451

7 G. W. Swift. Thermoacoustics engines. J. A. S. A., 1988; 84(8): 1145～1180

8 Raspet et al. Thermoacoustics of traveling waves. J. A. S. A., 1993; 94(4): 2232～2239

简 讯

上海大剧院的音质效果深受中外音乐名家赞誉
——建声设计成功通过30场各类演出的考验

由华东建筑设计研究院负责建声设计的上海大剧院1800座主剧场自98年8月27日首演以来,已先后上演了芭蕾、歌剧、交响音乐会、综艺晚会等30多场不同类型剧目,其中极大部分节目都是在自然声(即不用电声)条件下演出的,其完美的音质效果得到了国内外著名演出团体及音乐界人士高度赞誉,在国内外产生了极大的影响,国外如意大利佛罗伦萨歌剧院院长艾纳尼先生认为,上海大剧的声音非常优秀,在这里可以上演世界上任何著名歌剧;俄罗斯圣彼得堡基洛夫交响乐团首席指挥大师杰捷耶夫认为:上海大剧院观众厅音乐的层次感、丰满度、饱和度都非常出色,其声音效果达到世界顶级水平;著名世界三大男高音歌唱家之一的卡雷拉斯对大剧院赞不绝口,他认为上海大剧院的声音非常优秀、非常杰出,音乐的辉煌能够在上海大剧院充分完美地体现出来;世界著名小提琴演奏家夏哈姆先生认为:上海大剧院的音质很好,他极为满意。国内,如著名小提琴演奏家丁芷诺认为,大剧院演歌剧、交响乐音质都很好,三楼的声音也很清晰,每个声部的声音都很好,其音质效果超过了美国纽约大都会歌剧院,上海交响乐团著名小提琴家陈慧尔说:上海大剧院声音层次清晰、音色丰富、声音饱满、低中高频音质都好,达到了世界水平,上海广播交响团长熊照评价:大剧院声音的清晰度和丰满度都很好,其建声效果可属世界一流,上海音乐学院作曲系张国勇博士认为上海大剧院的音质效果已优于莫斯科音乐厅;还有许多著名音乐家如:谭抒真、朱残耳、陈奕阳、曹丁、李光羲、廖昌永及旅美音乐家张乐、莫华伦等也都对上海大剧院的音质效果表示满意和赞赏。

上海大剧院建筑声学设计的成功,使上海有了一个音质非常优美的现代化剧院将会吸引国际上最好的歌剧院、芭蕾舞团及交响乐团和著名的歌唱家、演奏家、指挥家和艺术家来沪演出,为上海人民献演最精彩的剧目,上海大剧院年内还将演出歌剧"浮士德"、音乐剧"青鸟"、芭蕾舞剧"胡桃夹子"、"灰姑娘"、NHK交响音乐会、歌剧"卖花姑娘"等40多场剧目,在1999年21世纪的最后一年中还将推出二百五十多场演出,上海人民的文化生活必将更加丰富多彩。

章奎生