高频回热器的选频特性研究

张春萍，郭方中，张晓青，丁国中

（华中科技大学能源与动力工程学院低温实验室，武汉 430074）

摘要：从热声系统回热器的频率特性出发，研究回热器对热声热机能量转换效率的影响。通过实验测量了声驱动系统中不同回热器填料与热声谐振管耦合后系统的谐振频率，并以复流容和品质因数作为评价回热器的性能指标，定量描述了回热器填料类型对热声热机系统谐振频率的影响。测量结果表明：不同类型填料回热器在同一热声系统中表现出不同的频率特性，从而影响整个系统的储能品质。与实验中选取的其他填料相比，针束型填料回热器的品质因数最高、耗散因数最小、能量储存性能最优。

关键词：制冷与低温工程；选频特性；回热器；谐振频率；复流容；品质因数

中图分类号：TB6　　**文献标识码**：A　　**文章编号**：1674-2850(2009)04-0806-5

Experimental investigation on frequency-selection characteristic of high frequency regenerator

ZHANG Chunping，GUO Fangzhong，ZHANG Xiaoqing，DING Guozhong

(*Cryogenics Laboratory*，*School of Energy and Power Engineering*，*Huazhong University of Science and Technology*，*Wuhan* 430074，*China*)

Abstract：Based on the resonant frequency characteristic of regenerator in thermoacoustic system，the paper studied the influences of regenerator on energy conversion efficiency of thermoacoustic engine. The resonant frequency of sound-driven system with thermoacoustic resonators coupled with different regenerator matrixes was investigated experimentally. Then the quality factor and complex compliance were used as performance indexes of the regenerator to quantitatively evaluate the influences of the regenerator matrix types on resonant frequency of the thermoacoustic engine system. The measurement results showed that different matrixes represented different frequency characteristics in the same system，which influenced energy storage quality. Comparing with other matrixes used in this experiment，the pin-array matrix regenerator had the highest quality factor，the lowest dissipation factor and the best energy storage performance.

Key words：refrigeration and cryogenic engineering；frequency-selection characteristic；regenerator；resonant frequency；complex compliance；quality factor

0 引言

热声热机系统的循环本质上是一种在环境热源激励下的自激振荡，为了实现“在工质稠密时放出热量，而在稀疏时吸收热量”，必须使循环中的压力振荡与体积流量振荡有合适的相位关系，即系统必须工作于谐振状态下。实验证实：热声热机系统具有相当敏感的选频特性，当系统的振荡频率等于其本征频率时，整个系统即工作在最优频率的谐振状态下，此时的回热器具有很高的储能和滤波能力，其热声转换效率最高[1]。但目前，在大多数热声热机的设计中，普遍采用的方法是根据设计要求的尺寸及充气工质，初步确定设计声场的分布形式，从而得到系统的谐振频率，即近似地认为 $f=c/\lambda$（式中，f 为谐振频率；c 为气体中的声速；λ 为声波长）。用这种方法计算得到的谐振频率是针对空谐振

基金项目：高等学校博士学科点专项科研基金（20030487046）；国家自然科学基金（50576024）

作者简介：张春萍（1976－），女，博士研究生，主要研究方向：微型热声制冷机的设计及实验研究

通信联系人：郭方中，教授，主要研究方向：斯特林制冷机和热声热机的有源网络理论等．E-mail：yameitian@yahoo. com. cn

管的，对于实际的热声系统来说，由于回热器填料流固边界层上的热驰豫和热粘性效应的存在，使耦合得到的最优频率与空谐振管的频率不同，发生了偏移。因此，为了确定热声系统的最优频率，使整机工作于高效的热交换状态下，对回热器填料自身的频率特性进行研究是非常必要的。

在热驱动的热声系统中，回热器的输出能量是各种频率的熵波和声波相互作用结果的总和，声场在回热器多孔填料中的传播会造成不均匀分布的频谱，甚至出现禁频带。因此，回热器的频率特性是否与频带相关，不同的声传播特性是否有一个最优的频带，填料的选择是否应当与热机系统本征频率相匹配，使后者落在回热器的最优频带内，以及不同填料的声频谱特性对谐振频率的影响，都应当作进一步的探讨。通过实验，测量了不同回热器填料与谐振管匹配后的谐振频率，以品质因数和复流容为性能评价指标[2]，定量描述回热器填料对整机系统频率特性的影响，并搜寻解决上述问题的实验方法。

1 实验辨识原理

1.1 品质因数

1.1.1 品质因数的定义

热声热机系统主要由驱动装置、谐振管、回热器及回热器两端的热交换器组成，在热动力学网络模型分析中，被模拟为阻（R）、感（L）、容（C）和流源的系统耦合，回热器在系统中的作用是参数正反馈（regeneration），即以一定的频率和相位周期性地改变谐振系统中的感参数或容参数，从而改变其储能状态。通过改变储能参数的方法把能量输入到谐振系统中，补偿其耗散损失，可以达到提高系统的储能品质甚至产生有源振荡的目的。

在热声系统中，用品质因数 Q 表征系统的储能能力，其定义式为[3]：

$$Q = 2\pi f_0 \frac{E_s}{E}, \tag{1}$$

其中，f_0 为系统的谐振频率；E_s 为储存在系统中的能量；E 为每周期的耗散能量。由式（1）可以看出：品质因数是衡量一个系统储存能量或耗散程度的重要指标。为了提高系统的储能品质，唯一的方法就是增加储存在系统中的能量，因为每周期的耗散能量取决于系统负载的要求。对式（1）进一步推导可得[2]：

$$Q = \frac{\omega_0 L}{R} = \frac{1}{\omega_0 RC}. \tag{2}$$

由此可知，为了提高 Q 值，必须加大感值或减小容值，二者都是提高系统储能的措施。在谐振管系统中，回热器是阻、感、容的组合，气体在回热器中往复振荡，以一定的频率和相位周期性地改变整个系统的感值或容值，从而改变谐振管的储能状态；同时，回热器也是负阻，为有源器件，能够补偿系统的耗散损失。因此，回热器具有调整、储能、滤波和做功的能力，加入回热器可以有效地提高整个系统的储能品质。

1.1.2 品质因数的测量

品质因数表征了谐振管系统的储能能力，即在单位角频率 ω_0 所对应的周期内，储存在谐振管中的能量与谐振管耗散的功率之比。如果引进衰减时间常数 τ_c 表征无源部位的耗散，那么可以导出：

$$Q = 2\pi\left[1 - \exp\left(\frac{-\tau_0}{\tau_c}\right)\right]^{-1}, \tag{3}$$

其中，τ_0 是系统的本征周期，$\omega_0 = 2\pi/\tau_0$，可以近似认为 $Q \approx 2\pi\tau_c/\tau_0 = \omega_0\tau_c$；若设 $1/\sqrt{2}$ 谐振曲线幅值所对应的谐振频带宽度为 Δf，也称为 3 dB 带宽，则有 $\Delta f = (2\pi\tau_c)^{-1}$，因此有：

$$Q = \frac{f_0}{\Delta f}, \tag{4}$$

其中，Δf 为谐振峰最大值处的频宽。通过测量不同填料回热器放置在谐振管中的谐振频率，可以得到不同回热器的品质因数，从而可知不同填料回热器对系统谐振特性的影响。

1.2 复流容

1.2.1 复流容的定义

回热器是由固体填料的容特性和气流微团的感特性相互耦合构成的，流放大归功于感特性，而容特性与能量的耗散密切相关。填料复流容的虚部取决于流动过程中的耗散，而耗散因数与填料的品质因数成倒数关系，因此对固体填料容特性的辨识就显得尤为重要。对于热声系统来说，在填料之间由于气体的流动引起的复流容取决于气体受压缩时温度的增加，由热动力学可以得到复流容与气体的绝热可压缩性系数的比值为[4]：

$$C(\omega)/C_0 = \gamma-(\gamma-1)\theta(\omega), \tag{5}$$

其中，$\gamma = 1.4$，为气体的定压比热与定容比热之比。假设填料之间都平行排列，则复流容可用式（6）计算：

$$\frac{C(\omega)}{C_0} = \gamma-(\gamma-1)\left\{1+\frac{2\pi ka}{\pi(R^2-a^2)}\times\left[\frac{\mathrm{H}_1^1(kR)\mathrm{J}_1(Ka)-\mathrm{H}_1^1(ka)\mathrm{J}_1(KR)}{\mathrm{H}_1^1(kR)\mathrm{J}(Ka)-\mathrm{H}(ka)\mathrm{J}_1(KR)}\right]\right\}, \tag{6}$$

其中，H 和 J 分别为第三类和第一类贝赛尔函数；a 为填料的半径；k 为热波向量；K 为波数。

$$k = \sqrt{\frac{\mathrm{i}\omega\rho_0 c_p}{\kappa}}, \tag{7}$$

其中，κ 为气体的导热率；c_p 为气体的定压比热；ρ_0 为气体的质量密度。

1.2.2 复流容的测量

由扬声器产生的声波传播速度在谐振频率附近的窄频段内可假设为常数，因此可以通过测量谐振管的声特性得到谐振频率。利用测得的谐振频率，可以得到复流容的实部 C_r 与气体自身的可压缩性 C_0 的比值[5]：

$$\frac{C_r}{C_0} = \left(\frac{\omega_r^2}{\omega_0^2}-1\right)\frac{L_t}{2l}+1, \tag{8}$$

其中，ω_r 为有回热器时角频率的实部；ω_0 为空管时的角频率的实部；L_t 为从扬声器到管终端的距离；l 为回热器填料样品的长度。复流容的虚部决定于耗散因数 d，耗散因数由 3 dB 带宽的谐振曲线和谐振频率算得：

$$d = \Delta f/f_0. \tag{9}$$

对于有填料的谐振管，耗散因数由 3 个分量构成：

$$d = d_0 + d_c + d_R, \tag{10}$$

其中，d_0 为空管的耗散因数；d_c 为填料复流容虚部产生的耗散因数；d_R 为填料的粘性边界层阻力产生的耗散因数，计算公式为：

$$d_R = \pi R_r l^3/12\rho_0 L_t^3 f, \tag{11}$$

其中，R_r 为填料流动阻力的实部。声波的振荡使气体介质在回热器填料的孔隙之中流通，由于气体与填料之间的摩擦，引起了流动阻力，当声速与回热器填料垂直时，由耗散因数，可以得到流动阻力的实部：

$$R = L_t\omega\rho_0 d/2l, \tag{12}$$

而回热器填料复流容的虚部 C_i与气体介质可压缩性 C_0的比值为：

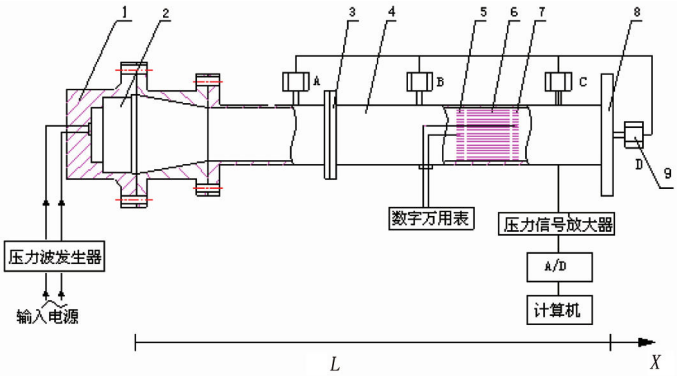
$$\frac{C_i}{C_0}=\left[\frac{L_t}{2l}+\left(\frac{C_r}{C_0}-1\right)\right]d_c. \tag{13}$$

因此，只要知道 d_c，就可以得到比值。d 和 d_0 可以通过测量谐振频率和频带宽度得到，d_R 可以通过测量阻力 R_r 计算出来，这样 d_c 的值就可以确定，从而得到玻璃棉可压缩性的虚部。

2 实验装置及测量结果

本实验装置中谐振管采用不锈钢管，管长 $L_t=0.637\ 5$ mm，管壁厚为 3 mm，内径为 38 mm；管内充入纯净的氮气，充气压力 $P=0.8$ MPa. 作为半波长谐振管，谐振管一端由顶级低中音扬声器驱动，输入电压 14 V，扬声器的额定功率 25 W，另一端用不锈钢端盖密封。在谐振管的不同位置处，安装了 4 个（A～D）高精度压力传感器，其距离驱动端扬声器的距离分别为：392，540，600，637.5 mm. 实验装置图如图 1 所示。

将不同类型填料的回热器放置在谐振管中，通过调节扬声器的驱动频率，得到在不同频率下谐振管中 4 个不同测量点的压力振荡值，经数值分析后，确定谐振管的谐振频率，以此计算不同回热器填料的品质因数和复流容。实验中分别对空管、针束型回热器、不锈钢丝绒（与波传播方向平行放置）、200 目及 120 目不锈钢丝网及玻璃丝棉填料做了谐振频率、压力幅值的测量，其中玻璃丝棉填料分别与波传播方向平行和垂直放置在回热器框架中。实验测量结果表明：对振荡压力衰减的贡献最大的回热器填料为垂直放置的玻璃丝棉，而针束型、不锈钢丝绒、200 目不锈钢丝网对回热器的振荡压力衰减得较少，其中针束型回热器的压力衰减值最少。图 2～图 4 分别给出了谐振管内放置针束型、200 目不锈钢丝网及不锈钢丝绒填料回热器的压力振幅值与谐振频率曲线图。



1—声源腔；2—电动扬声器；3—法兰；4—谐振管；
5—冷端换热器；6—回热器；
7—热端换热器；8—刚性端盖；9—压力传感器
图 1 实验测量装置简图
Fig. 1 Schematic diagram of measurement apparatus

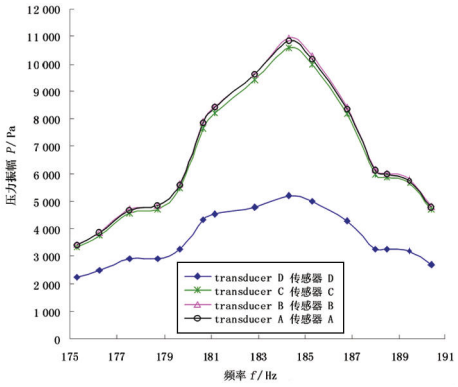


图 2 谐振频率为 184.32 Hz 的针束型填料回热器压力幅值与频率曲线图
Fig. 2 Curves of frequency and pressure amplitude of regenerator with pin-array at $f=184.32$ Hz

测量得到的不同填料回热器的品质因数如表 1 所示，实验发现：虽然玻璃丝棉的谐振频率与振荡压力均可测得，但是由于所采用的玻璃丝棉质量密度比较小，丝径较细，起振后，在回热器中形成的波传播通道不规则，阻抗不稳定，使测得的压力波形在 $1/\sqrt{2}$谐振曲线幅值内往复振荡，无法得到有效的频带宽度 Δf，因此没有计算其品质因数。如表 2 所示，针束型回热器的品质因数最大，与空管的品质因数相比，只减少了 3.7%；120 目不锈钢丝网型回热器的品质因数最小，比空管的品质因数减少了 48.9%. 因此，以品质因数作为衡量热声系统的储能能力的指标，可以有目的地选择效率更高的回热器填料，从而有效提高整个系统的能量转换效率。

不同填料的回热器在谐振管长 $L_t=0.637\ 5$ m 时的复流容实验测量值如表 2 所示。针束型回热器的耗散因数最小，120 目丝网型回热器的耗散因数最大；耗散因数 d 与品质因数 Q 成倒数关系。

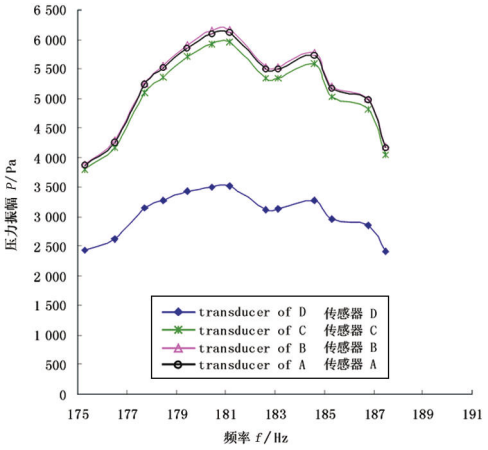


图 3 谐振频率为 181.14 Hz 的 200 目不锈钢丝网填料回热器压力振幅与频率曲线图

Fig. 3 Curves of frequency and pressure amplitude of regenerator with stainless steel metal screen 200# at f= 181.14 Hz

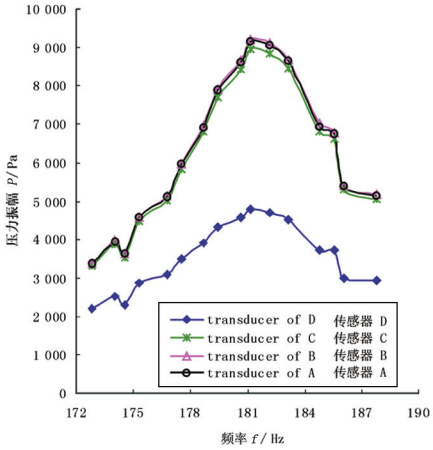


图 4 谐振频率为 181.15 Hz 的不锈钢丝绒填料回热器压力振幅与频率曲线图

Fig. 4 Curves of frequency and pressure amplitude of regenerator with stainless steel filament at f= 181.15 Hz

表 1 不同填料回热器的品质因数

Tab. 1 Quality factors of regenerators with different matrixes

填料类型	谐振频率 f_0/Hz	频差 Δf/Hz	品质因数 Q	耗散因数 d
空管	181.04	6.176	29.313	0.034 1
针束型	184.42	6.531	28.222	0.035 4
不锈钢丝绒	181.15	7.488	24.192	0.041 3
200 目不锈钢丝网	181.14	10.913	16.599	0.060 2
120 目不锈钢丝网	182.85	12.216	14.968	0.066 8

表 2 不同填料回热器的复流容与耗散因数

Tab. 2 Complex compliance and dissipation factors of regenerators with different matrixes

填料类型	复流容实部 C_r	复流容虚部 C_i	耗散因数 d_c	耗散因数 d_R	流阻实部 R_r
针束型	1.253 4	0.008 2	0.001 1	0.000 15	1 846.7
不锈钢丝绒	1.008 4	0.048 7	0.007 0	0.000 18	2 117.5
200 目不锈钢丝网	1.007 7	0.224 9	0.032 4	0.000 29	3 424.7
120 目不锈钢丝网	1.139 2	0.182 7	0.025 8	0.000 26	3 115.5

3 结论

通过实验以品质因数和复流容为性能指标，研究了不同类型填料回热器对热声谐振管频率特性的影响。实验测量结果表明：热声热机的谐振频率并不是简单的由 $f=c/\lambda$ 决定，而是由热声器件（回热器或板叠等）与系统的驱动频率相互耦合后产生的。不同填料回热器在同一系统中的阻抗不同，产生的复流容和耗散因数也不同，从而影响整个系统的能量储存和耗散能力，使其具有不同的品质因数。因此，为了提高热声热机系统的能量转换效率，应该从整个系统的频率特性出发，选择具有较高品质因数的回热器填料。

[参考文献] (References)

[1] SUGITA H, MATSUBARA Y, KUSHINO A, et al. Experimental study on thermally actuated pressure wave generator for space cryocooler[J]. Cryogenics, 2004, 44(6～8): 431～437.

[2] 郭方中，李青. 热动力学[M]. 武汉：华中科技大学出版社，2007.
GUO F Z, LI Q. Heat dynamics [M]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology Press, 2007. (in Chinese)

[3] SWIFT G W. Thermoacoustic engines[J]. J. Acoust. Soc. Am., 1988, 84(4): 1145～1180.

[4] TARNOW V. Compressibility of air in fibrous materials[J]. J. Acoust. Soc. Am., 1996, 99(5): 3010～3017.

[5] TARNOW V. Measurement of sound propagation in glass wool [J]. J. Acoust. Soc. Am., 1995, 97 (4): 2272～2281.