

文章编号:1674-2869(2010)12-0080-04

热声谐振管压比影响因素的数值模拟

王 军¹, 吴 锋^{1*}, 杨志春², 刘明方¹

(1. 武汉工程大学理学院, 湖北 武汉 430074; 2. 海军工程大学研究生院, 湖北 武汉 430033)

摘 要:通过比较等直径管, 分析了锥度管对压比的影响. 采用 Fluent 模拟计算了管型对压比的影响, 结果表明渐缩型锥管能强化声振动, 可提高谐振管的压比. 并研究了工作压力对热声异型谐振管压比的影响, 结果表明高的工作压力有利于提高热声谐振管的压比.

关键词:热声; 谐振管; FLUENT; 压比; 数值模拟

中图分类号:TK123 **文献标识码:**A **doi:**10.3969/j.issn.1674-2869.2010.12.020

0 引 言

与传统的热机相比, 热声热机(发动机和制冷机)具有无污染、无运动部件、结构简单、可靠性高、寿命长等优点, 在航天、国防、清洁能源利用及微电子领域均有十分诱人的应用前景. 经过几十年的努力, 热声热机的研究取得了很大的进步. 为了满足低温电子领域的需要, 热声机械的一个重要的发展方向就是小型化^[1]. 在热声系统小型化的过程中, 提高其工作压比是提高其性能的有效手段之一.

热声系统的工作压比是评价其性能好坏的重要指标, 它定义为波动压力的最大值与最小值之比^[2]. 影响热声热机压比的因素包括: 工质、工作压力、谐振管的长度和形状等, 其中谐振管起着影响热声热机共振频率、维持平面声场和储存部分声能的作用, 一直以来都是热声研究的热点与难点.

早期的研究者多采用实验的方法研究各参数对谐振管压比的影响^[2-8], 涉及谐振管形状对压比影响的实验研究中费时费力, 尤其对一些特殊形态的异形管, 加工难度较大, 实验费用提高, 且对谐振管特定部位的压比不易测量. 随着电子计算机技术的发展, 商用计算流体力学软件(CFD)被引入到热声领域的研究中^[9-12]. 当前有研究者利用 Fluent 分析了谐振管长度和形状对压比的影响: 得到了同样形状的锥形谐振管, $\frac{1}{4}$ 波长时压力波

动幅值最大^[11]; 热声异型管可有效的提高谐振管内的压比^[10], 但未涉及工作压力对压比影响的模拟研究工作. 基于此, 本文针对几种特殊结构的热声谐振管, 采用 Fluent 软件模拟分析了工作压力对压比的影响.

1 数学模拟

文献[13]从声学的角度对一端开口, 一端刚性封闭的等直径管进行了理论分析: $\frac{1}{2}$ 波长直管沿程压比分布是两端最大, 中间最小. 为研究方便, 以等直径管的压比分布为参照, 首先分析纯锥度管的压比分布.

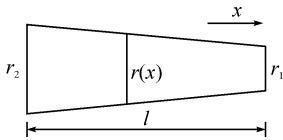


图 1 圆锥管示意图

Fig. 1 The schematic of the tapered tube

如图 1 所示, 一段圆锥形管, 截面积 S 可以表示为锥度管轴向坐标 x 的函数, 即 $S=S(x)$, 并假设声波在管中传播时, 波阵面依截面的变化规律变化, 此时有

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \left(\frac{\partial \ln S}{\partial x} \right) \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1)$$

令 $p=p(x)e^{j\omega t}$, 代入上式中, 可得

$$\frac{d^2 p(x)}{dx^2} + \left(\frac{S'}{S} \right) \frac{dp(x)}{dx} + k^2 p(x) = 0 \quad (2)$$

收稿日期:2010-09-13

基金项目:国家自然科学基金(No. 50676068)

作者简介:王 军(1985-), 男, 湖北潜江人, 硕士研究生. 研究方向:热声机械的性能优化.

指导老师:吴 锋, 男, 教授, 博士, 博士研究生指导老师. 研究方向:热声热机工程. * 通信联系人

式(2)中: $k=\frac{\omega}{c_0}$, $S'=\frac{dS}{dx}$.

其解的形式为 $p(x)=A(x)e^{j\gamma x}$, 其中 $A(x)$ 与 γ 为待求量. 代入(2)式并化简, 可得:

$$\left[A''(x)+\frac{S'}{S}A'(x)+(k^2-r^2)A(x)\right]+$$
$$j\left[2\gamma A'(x)+\gamma\frac{S'}{S}A(x)\right]=0 \tag{3}$$

式中: $A'(x)=\frac{dA(x)}{d(x)}$, $A''(x)=\frac{dA'(x)}{d(x)}=\frac{d^2A(x)}{d(x)^2}$.
(3)式恒成立的充分必要条件是实部与虚部分别为零, 即

$$A''(x)+\frac{S'}{S}A'(x)+(k^2-r^2)A(x)=0 \tag{4}$$

$$2A'(x)+\frac{S'}{S}A(x)=0 \tag{5}$$

对图(1)中的无限长圆锥管, 截面面积 $S(x)$ 及半径 $e(x)$ 可分别表示为:

$$S(x)=\pi r(x)^2 \tag{6}$$

$$r(x)=r_2-\frac{r_2-r_1}{l}x \tag{7}$$

由式(4)、式(5)、式(6)和式(7)化简可得:

$$A(x)=1/r(x)=\frac{1}{lr_2-x(r_2-r_1)} \tag{8}$$

$$\frac{r''}{r}=k^2-r^2=0 \text{ 即 } r=k=\frac{\omega}{c_0} \tag{9}$$

由式(8)与式(9)可知: 对渐扩型锥管, 随着 x 的增大, $A(x)$ 随着 $r(x)$ 的增大而逐渐降低, 即声压振幅逐渐降低; 同理, 对渐缩型锥管, 随着 x 的减小, $A(x)$ 随着 $r(x)$ 的减小而逐渐增大, 即声压振幅逐渐增大.

综上所述, 与等直径管比较, 渐缩锥管起到强化声振动的作用, 可在一定程度上提高谐振管内的的工作压比; 而渐扩型锥管起到相反的作用.

2 压比影响的模拟计算

2.1 管型对压比影响的模拟计算

文献[13]对长 800 mm, 直径为 60 mm 的等直径管, 取驱动频率、压力幅值分别为 215 Hz、100 Pa, 采用 Fluent 数值计算的结果表明: 压力振幅的极小值点出现在管的中间部位, 极大值点在管的两端, 且波形接近于 $\frac{1}{2}$ 波长. 为便于比较, 本文分别建立渐扩型锥管、渐缩型锥管模型, 两种锥度管的长度均为 800 mm, 大端直径为 60 mm, 小端直径为 30 mm, 如图 2 所示.

锥管左端开口, 为压力输入端, 在 Fluent 计算时设置为压力入口边界条件, 可以写成正弦或余

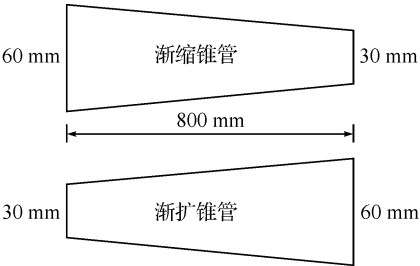


图 2 纯锥管示意图

Fig. 2 The schematic of the tapered tube

弦波的形式, 通过 UDF 编程实现^[13]. 在锥度不太大时, 可忽略锥度对谐振频率的影响^[2], 取驱动频率、压力幅值分别为 215 Hz、100 Pa; 管内充有一个大气压、温度为 300 K 的理想气体, 声速为 347 m/s. 管壁绝热无滑移, 参考文献[13], 本文采用 SIMPLE 算法、二阶隐式时间差分法; 动量和能量方程均采用二阶迎风格式.

在 0.1 MPa, 300 K 的条件下, 三种管型的谐振管沿程的压力分布如图 3 所示.

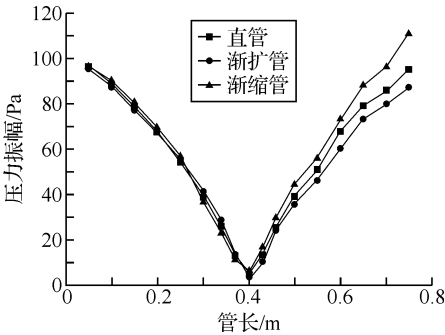


图 3 0.1 MPa、300 K 下三种管型压比分布比较

Fig. 3 Pressure distribution in three different resonator in the condition of 0.1 MPa、300 K

分析图 3 可以看出, 沿程压力振幅分布有如下特点:

1) 三种管型压力振幅的极小值点出现在管的中间部位, 极大值点在管的两端, 且波形接近于 $1/2$ 波长. 得出了与文献[13]一样的结论.

2) 渐缩锥管与等直径管的压比分布比较: 从极小值点处分开, 在管的开口段, 两者的压比基本相等; 在管的封闭段, 渐缩锥管的压比要大于等直径管, 且渐缩锥管封闭端压力振幅最大值要大于驱动压力. 即渐缩锥管相比于等直径管可提高谐振管的工作压比.

3) 渐扩锥管与等直径管压比的比较: 仍从极小值点处分开, 在管的开口段, 两者的压比基本相等; 在管的封闭段, 渐扩锥管的压比要小于等直径管, 且渐扩锥管封闭端压力振幅最大值要小于驱动压力. 即等直径型相比于渐扩锥管可提高谐振管的工作压比.

综合上面的分析,渐缩型锥管可一定程度的提高谐振管的工作压比,而渐扩型锥管降低谐振管的工作压比。

2.2 工作压力对压比影响的模拟计算

2.2.1 纯锥度管的模拟分析 为了研究工作压力对压比的影响,对两种不同管型的锥度管,模拟计算时分别设置工作压力为 0.5 个大气压,1 个大气压和 2 个大气压,考虑到压力的变化对物性参数的影响不是很大^[14],本文假定各物性参数是不变的.在其他模拟参数相同的情况下,不同工作压力下的模拟结果如图 4~5 所示。

端为 30 mm,锥度管部分长 400 mm,直管长也为 400 mm。

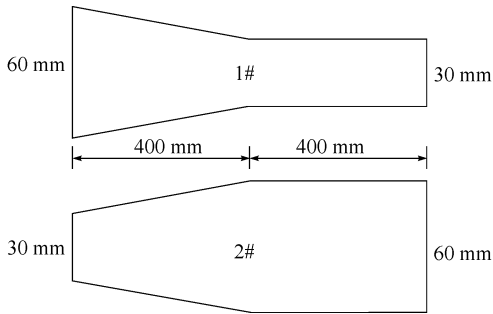


图 6 两种异形管示意图

Fig. 6 The schematic of two different shape resonators

忽略锥度对谐振频率的影响,1#与2#管在不同工作压力下的模拟结果如图 7~8 所示。

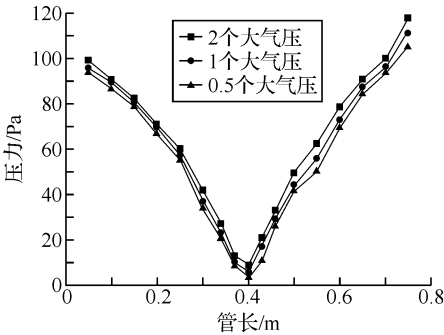


图 4 300K 不同工作压力时渐缩管沿程压比分布

Fig. 4 Pressure distribution in reducing resonator under different operating pressure in the condition of 300 K

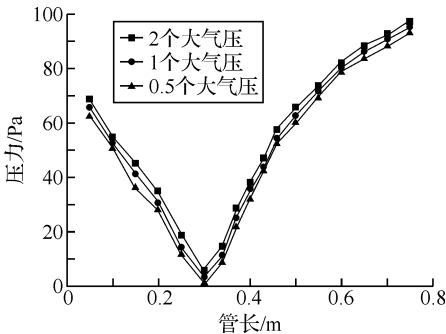


图 7 300 K 不同工作压力时 1# 管沿程压比分布

Fig. 7 Pressure distribution in 1 # under different operating pressure in the condition of 300 K

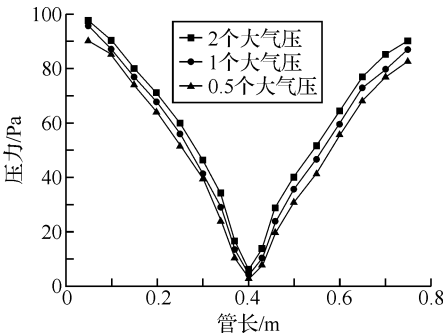


图 5 300 K 不同工作压力时渐扩管沿程压比分布

Fig. 5 Pressure distribution in expansion resonator under different operating pressure on the condition of 300 K

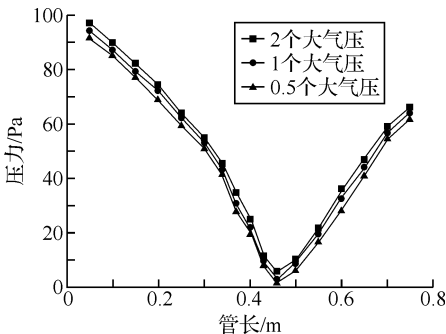


图 8 300 K 不同工作压力时 2# 管沿程压比分布

Fig. 8 Pressure distribution in 2 # under different operating pressure in the condition of 300 K

从图 4 与图 5 可见:对两种纯锥形变化管,在其他条件相同的情况下,提高工作压力有利于提高热声谐振管的压比.以渐缩管在 1 个大气压下截面 $x=0.5$ 处值为基准,2 个大气压、0.5 个大气压时压比的变化率分别为 11.7%和 6.02%,可见随着充气压力的增加,压比也有一定程度的提高。

2.2.2 特殊管型的模拟分析 在前面分析的基础上,另构建两种特殊结构的谐振管:1#管为一段渐缩的锥度管加上一段直管,2#管为一段渐扩的锥度管加上一段直管,结构示意图如图 6 所示.其中 1#管与 2#管大端直径均为 60 mm,小

从图 7 与图 8 可知,随着工作压力的提高,谐振管的压比均有一定程度的提高,同时压比分布的极小值点都偏离了中心.从声学的角度结合前面的理论分析,压比的沿程分布与谐振管起始和终端的半径、长度以及波数有关.对于 1#与2#管,管型、管径、各段的长度均确定的情况下,给定的驱动频率可能不是系统的谐振频率,波数就不是半波长,极小值点必不在管的中间部位了,这可能是极小值点偏移的原因。

3 结 语

- a. 采用 Fluent 模拟计算热声谐振管的沿程压比分布可行且符合实际情况;
- b. 通过对等直管与锥度管压比分布的理论与数值模拟计算,结果表明:三种变化的谐振管,渐缩型锥管更利于提高压比;
- c. 对构造的两种特殊管型的模拟计算表明,压比极值点分布与管型、管径、长度、驱动频率等各参数有关,在热声系统的设计时需综合考虑;
- d. 采用 Fluent 对热声谐振管的模拟计算结果表明提高工作压力有利于提高谐振管压比.

参考文献:

[1] 周远,罗二仓. 热声热机技术的研究进展[J]. 机械工程学报,2009,45(3):14-26.

[2] 罗二仓,凌虹,戴巍,等. 采用锥形谐振管的高压比聚能型热声发动机[J]. 科学通报,2005,50(6):605-607.

[3] 罗运文,董凯军,李青,等. 热声谐振管的实验研究[J]. 华中理工大学学报 2000,28(2):105-107.

[4] 邓晓辉. 热声谐振管的实现和理论研究[R]. 武汉:华中理工大学博士后研究报告,1996.

[5] 李晓明,凌虹,戴巍,等. 谐振管几何形状对热声发动机工作性能的影响[J]. 低温工程,2005,145(3):11-15.

[6] 陈萍,邱利民,孙大民,等. 热声发动机压力特性研究[J]. 低温工程,2005,145(3):27-30.

[7] 刘益才,黄谦,曹立宏,等. 谐振管形状对热声声场能量的影响[J]. 华中科技大学学报:自然科学版,2007,

35(4):81-84.

[8] 于波,戴巍,罗二仓,等. 采用正弦型谐振管的高频驻波热声发动机[J]. 低温工程,2009,167(1):1-4.

[9] 余国瑶. 热声发动机自激振荡过程及热声转换特性研究[D]. 北京:中国科学院研究生院博士学位论文,2008.

[10] 孙生生,张富珍,宋福元. 基于 Fluent 的热声谐振管压比研究[J]. 低温工程,2008,161(01):14-18.

[11] 张泳,罗二仓,戴巍. 驻波型热声发动机中谐振管与谐振腔的实验研究与数值模拟[C]//中国工程热物理学会 2004 年热机气动力学学术会议论文集,2004.

[12] 吴栋,董卫. 行波型热声热机回热器中工质热力学特性模拟及分析[J]. 中国科技信息,2008(17):53-54.

[13] 王军,吴锋,舒安庆,等. 工作压力对热声谐振管压比影响的 Fluent 模拟研究[C]//2010 中国工程热物理学会工程热力学与能源利用学术会议论文,论文编号:101024,南京.

[14] 刘光启,马连湘,刘杰编. 化学化工物性数据手册(无机卷)[M]. 北京:化学工业出版社工业装备与信息工程出版中心,2002.

[15] 胡鹏. 高频声驱动热声制冷机的理论探索与实验研究[D]. 北京:中国科学院研究生院博士学位论文,2007.

[16] 汪威,喻九阳,杨侠. 波节管脉冲流强化对流换热数值分析[J]. 武汉工程大学学报,2010,32(3):89-91.

[17] 舒安庆,吴形武. 应变设计方法在城市燃气管道中的应用[J]. 武汉工程大学学报,2010,(11):88-90.

Numerical simulation and analysis on pressure ratio
Parameters of thermoacoustic resonator

WANG Jun¹, WU Feng¹, YANG Zhi-chun², LIU Ming-fang¹

(1. School of Science, Wuhan Institute of Technology, Wuhan 430073, China;
2. Postgraduate School, Naval University of Engineering, Wuhan 430033, China)

Abstract: Compared with the straight resonator, the influence of taper on the pressure ratio was discussed. The influence of shapes on the pressure ratio was studied with Fluent 6.2, the results indicate that tapered type could strengthen oscillation and enhance the pressure ratio of the resonator. At the same time, the pressure distribution along the different structural tubes under different operating pressure is calculated, the results show that the higher operating pressure is helpful to pressure ratio of the resonator.

Key words: thermoacoustic; resonator; FLUENT; pressure ratio; numerical simulation