环形喷嘴气动谐振加热性能

俞南嘉 蔡国飙 张国舟

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘 要: 为了研究环形喷嘴的气动谐振加热性能,采用高精度高分辨率的NND格式差分求解二维轴对称雷诺平均Navier-Stokes方程,对环形喷嘴-谐振管系统气动谐振加热过程中谐振管内振荡流动过程进行了数值仿真,并对不同面积的环形喷嘴-谐振管系统进行了数值模拟. 研究结果表明:环形喷嘴与圆喷嘴具有相似的谐振加热规律和流场特征,即利用环形喷嘴同样可在谐振管内产生强烈的高频激波振荡. 随着环形喷嘴面积减小,每一个谐振周期中的谐振温升逐渐减小. 而其能够产生强烈谐振的间距小于圆喷嘴-谐振管系统的间距,在小间距时可以在很宽的喷嘴入口压力范围内产生强烈的谐振,这为气动谐振点火器的结构小型化和工程实用性提供了理论依据.

关 键 词: 气动; 谐振; 仿真; 点火

中图分类号: V 434

文献标识码: A **文 章 编 号**: 1001-5965(2010)01-0082-05

Gas dynamic resonance performance of coaxial injector

Yu Nanjia Cai Guobiao Zhang Guozhou

(School of Astronautics, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: In order to study gas dynamic resonance performance of coaxial injector, high precision and high resolution NND scheme was used to solve Reynolds averaged Navier-Stokes equations. Numerical simulation was used to study process of oscillatory flow in different coaxial injector-resonance tube system. Flow field structure and character were obtained. It is obvious that coaxial injector and circle injector have similar resonance heating rules and flow field character. And resonance heating temperature decrease in every resonance cycle when the areas of coaxial injector reduce. The coaxial injector's distance range between injector and resonance tube where intense resonance will occur is shorter than that of circle injector, and inlet pressure range of coaxial injector is wider than that of circle injector.

Key words: gas dynamic; resonance; simulation; ignition

气动谐振加热现象涉及到一系列复杂的流动过程,其典型特点是由于谐振管内外气流的相互作用,因而在管内外呈现复杂的周期性三维非线性振荡流场,谐振管内激波和膨胀波交替作用,气流的动能不可逆地转化为热能,以及不可逆的粘性耗散,最终导致介质温度急剧升高. 完整的气动谐振加热过程是喷嘴射流与谐振管内流动相互耦合作用而形成的复杂的非定常流动过程,只能借助于计算流体动力学的理论和方法才能获得详细的流场特征[1-3].

对喷嘴-谐振管系统的气动谐振加热机理进行数值模拟是为了揭示气动谐振加热过程中复杂的流场特征和流场结构、谐振加热规律和产生强烈热效应的谐振条件. 本文采用高精度高分辨率的二阶NND差分格式对N-S方程求解[4-5],对环形喷嘴-谐振管工作过程数值模拟,研究环形喷嘴的结构参数、喷嘴-谐振管间距等对谐振加热性能的影响. 通过数值模拟来更加深入的认识各参

收稿日期: 2008-12-28

作者简介: 俞南嘉(1974—),男,浙江镇海人,讲师,ynj@buaa.edu.cn.

数对气动谐振加热的影响规律,也可以为气动谐振加热基础试验研究提供理论基础.

在圆喷嘴气动谐振加热试验的基础上[6],通过对环形喷嘴进行大量的气动谐振加热试验,初步掌握了环形喷嘴的谐振加热性能与结构参数和气动参数的匹配关系[7].但是对环形喷嘴的谐振加热机理和谐振加热过程从未进行过理论研究,而环形喷嘴与圆喷嘴加热性能的差别以及环形喷嘴的结构尺寸对谐振加热性能的影响也可以通过数值模拟进行研究.通过数值模拟研究可以更进一步了解环形喷嘴的谐振加热性能,并为环形喷嘴的试验研究提供理论参考.

1　数值模拟方法及喷嘴模型

考虑到气动谐振加热现象与激波振荡加热作用及粘性附面层的耗散作用有关,而气动谐振加热装置的大多数结构形式均是轴对称结构,因此数值模拟研究中采用轴对称的雷诺平均 Navier-Stokes 方程组.

1.1　基本方程

非定常流动问题中,激波的强度和位置是随着时间变化的,这就要求控制方程能准确地描绘间断面的物理特性,由于非守恒型方程在求解间断面时会带来较大的误差,因此在求解非定常问题时一般采用守恒型的控制方程.对于不考虑质量力和热辐射以及化学反应的绝热体系,柱坐标形式轴对称可压缩气体的雷诺平均 N-S 方程组的守恒型矢量形式可表示为

$$\frac{\partial U}{\partial t}+\frac{\partial F}{\partial x}+\frac{\partial G}{\partial r}=H+\frac{\partial F_v}{\partial x}+\frac{\partial G_v}{\partial r}$$

1.2　差分格式

N-S 方程由对流项和粘性项 2 部分组成,前者反映流动过程的对流特性,后者反映流动过程的耗散特性.目前在可压缩流的数值模拟中,应用最广而且富有成功经验的数值方法仍然是有限差分法.对于粘性项多采用常规的二阶精度中心差分格式离散.对于对流项,近年来发展了各种高精度高分辨率的差分格式.本文采用 NND 格式对对流项进行离散,显式时间步进法求解.

在任意曲线坐标系下,对 N-S 方程的 NND 格式离散形式[4]如下:

$$\frac{\widetilde{U}_{i,j}^{n+1}-\widetilde{U}_{i,j}^{n}}{\Delta\tau}+\frac{1}{\Delta\xi}\left(\hat{\widetilde{F}}_{i+\frac{1}{2},j}^{(\xi)}-F_{i-\frac{1}{2},j}^{(\xi)}\right)+\frac{1}{\Delta\eta}\left(\hat{\widetilde{G}}_{i,j+\frac{1}{2}}^{(\eta)}-G_{i,j-\frac{1}{2}}^{(\eta)}\right)=\widetilde{H}+\delta_\xi\widetilde{F}_v+\delta_\eta\widetilde{G}_v$$

式中,δ_ξ,δ_η 是中心差分算子;$\hat{\widetilde{F}}_{i\pm\frac{1}{2},j}^{(\xi)}$,$\hat{\widetilde{G}}_{i,j\pm\frac{1}{2}}^{(\eta)}$ 分别表示 ξ,η 方向的 NND 通量表达式.

1.3　初边值条件

1.3.1　初场

气动谐振加热过程是复杂的周期性的非定常气动过程,为了能反映谐振过程的时间历程,提高数值模拟的时间准确性,本文以喷嘴-谐振管系统谐振开始时流场的初始状态作为计算的初场.

1.3.2　计算所用边界条件

1) 喷嘴进口边界

喷嘴进口处气流是亚声速的,根据特征线理论,应指定 3 个参数.计算中指定入口气流的总温 T_0、总压 p_0 和来流方向,认为气流平行轴向进入,$v=0$;轴向速度 u 采用一阶外推,即 $\frac{\partial}{\partial\xi}=0$;其它参数由气动关系式求出,$u_{1,j}=u_{2,j}$,$T_{1,j}=T_0-\frac{\gamma-1}{2}\cdot\frac{u_{1,j}^2}{\gamma R}$,$p_{1,j}=p_0\left(\frac{T_{1,j}}{T_0}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$,$\rho_{1,j}=\frac{p_{1,j}}{RT_{1,j}}$.

2) 外流进/出口边界

由于谐振过程的复杂性,外部边界既可能是亚声速进口边界,也可能是亚声速或超声速出口边界:对于亚声速入流,给定 3 个参数,环境压力、温度、入流方向,另一速度一阶外推;亚声速出流,给定环境压力,其余参数外推;超声速出流时,所有参数均外推.

3) 轴对称边界

在轴对称边界上没有通量传递,径向速度为 0,其它 3 个边界参量在亚声速区由一阶外推给出,在超声速区根据二阶泰勒展开外推得到.

4) 固体壁面边界

由于考虑流场的粘性,壁面边界为无滑移无穿透边界条件,并假定壁面是绝热壁面,具体给定为 $u_w=v_w=0$,$\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_w=0$,$\left(\frac{\partial p}{\partial n}\right)_w=0$,其中下标 w 表示壁面;$n$ 表示壁面的法线方向;温度和压力梯度用一阶差分离散计算.

1.4　环形喷嘴模型

在进行同轴喷嘴谐振加热性能的研究中,同轴喷嘴外径取为定值 d,内径分别为外径的 0.2,0.4 和 0.6 倍,组成的 3 种结构尺寸的同轴喷嘴 a 分别定义为 a_1,a_2 和 a_3,喷嘴出口与谐振管入口的间距为 G.在数值模拟过程中,分别对 3 种喷嘴进行了自由射流,锥柱形谐振管系统情况下的流场结构以及谐振加热特性的研究,并与相同情况下的圆喷嘴进行对比,以确定出环形喷嘴与圆喷嘴在谐振加热性能上的差异,以及环形喷嘴的结构尺寸对谐振加热性能的影响.环形喷嘴-谐振管

系统模型如图1所示.

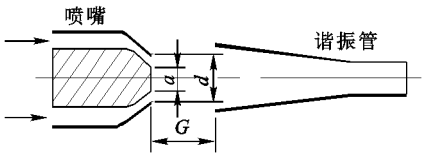


图1 环形喷嘴-谐振管系统模型

2 环形喷嘴数值模拟

2.1 环形喷嘴自由射流

通过对不同环形喷嘴自由射流的模拟,了解环形喷嘴的流场结构与圆喷嘴自由射流流场结构上的差别,并以此为基础进一步了解环形喷嘴的谐振加热特性.图2中分别给出了喷嘴直径为 d 的圆喷嘴,以及喷嘴直径分别为 a_1,a_2,a_3 的环形喷嘴在喷嘴入口压力与环境压力之比(p_0/p_b)为4的情况下自由射流的流场中轴线上的马赫数分布.

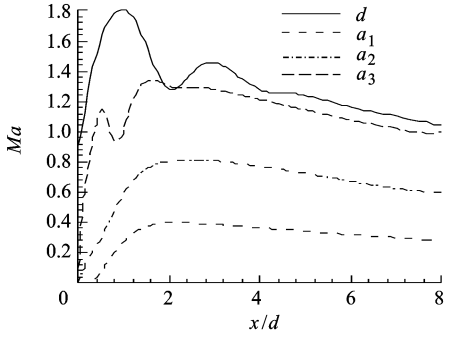


图2 环形喷嘴与圆喷嘴自由射流轴线马赫数分布

从图2中可以看出,环形喷嘴由于在喷嘴的中心有非流线型的物体存在,在其尾迹中会形成回流区.在喷嘴入口压力相同的情况下,随着中心体尺寸的增大,从环形面积中流出的气体流量不断减小,其沿轴线方向的马赫数分布也逐渐减小.从图2中还可以看出,由于中心体的存在,使得激波和膨胀波的位置前移,根据圆喷嘴计算的结果可以推论出,环形喷嘴能够发生谐振的间距范围小于圆喷嘴的间距范围.

2.2 环形喷嘴-谐振管振荡流动过程

环形喷嘴-谐振管系统的自激振荡流动过程可以分为两个流动阶段,即喷流进入谐振管的入流阶段和谐振管向外排气的出流阶段.在入流阶段又可分为入射激波运动阶段和反射激波运动阶段,出流阶段可分为入射膨胀波运动阶段和反射膨胀波运动阶段.计算中选定环形喷嘴 a_1,间距为 $G/d=2.0$,来流总压与环境压力之比 $p_0/p_b=7$,计算得到了谐振管稳定工作时环形喷嘴-谐振管系统中流场在一个谐振周期内的变化情况.

图3~图6显示的是一个完整的谐振周期,在入流开始阶段压力最高区域进入谐振管内,由于谐振管尾端仍为出流状态,管底温度略有下降.当入流激波与谐振管底碰撞时,管底的压力和温度开始迅速上升,激波后气流速度被滞止到0.在出流阶段马赫盘的位置向喷嘴方向移动,图5所示是一个循环周期中马赫盘被推向喷嘴方向的最大位置.管口处气体压力下降到了循环过程中的最低值.之后马赫盘向谐振管方向移动,管内气体仍然处于出流状态,但速度下降,流动过程将由出流流动转变为入流流动.图中 p_b,ρ_b 分别表示环境气体的压力和密度,T_0 为来流的总温,u_{ref} 为参考速度.

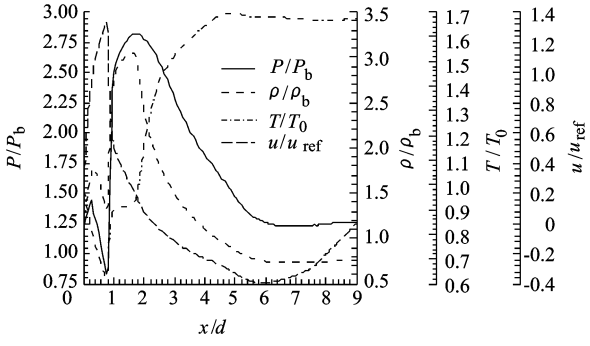


图3 入流即将开始时轴线上参数分布

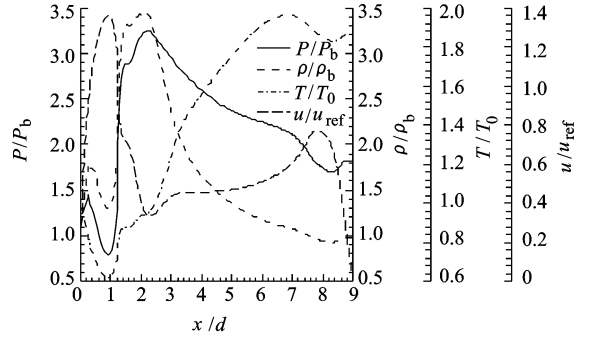


图4 激波与谐振管底碰撞时轴线上参数分布

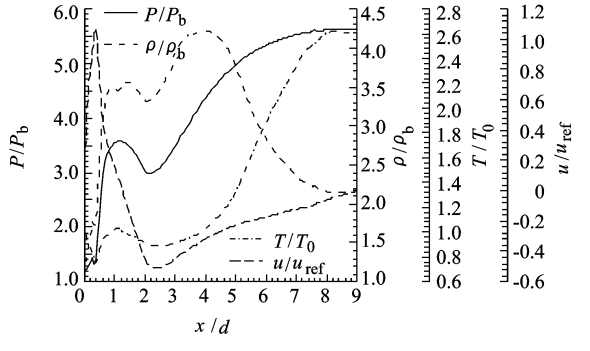


图5 出流阶段轴线上参数分布

从环形喷嘴-谐振管系统谐振管内外耦合振荡的全过程中可以看出,环形喷嘴与圆喷嘴有相

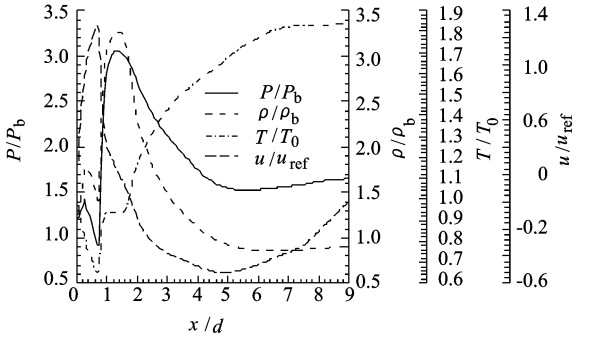


图 6　出流即将结束时轴线上参数分布

似的谐振过程. 对环形喷嘴 a_1,其振荡频率约为 3 000 Hz,与圆喷嘴的振荡频率相近. 环形喷嘴 a、谐振管底压力 p_w 和温度 T_w 振荡曲线如图 7 所示.

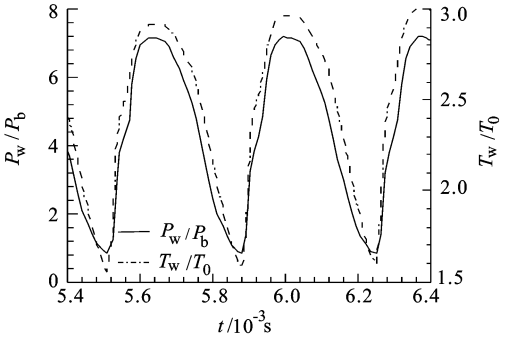


图 7　谐振管底的压力和温度振荡曲线

2.3　不同结构尺寸环形喷嘴谐振性能

采用 3 种结构尺寸的环形喷嘴分别为环形喷嘴 a_1,a_2 和 a_3,对于 3 种环形喷嘴-谐振管系统进行了数值模拟,计算中喷嘴入口压力与环境压力之比 p_0/p_b 的范围为 4～20,喷嘴-谐振管的间距与环形喷嘴外径之比 G/d 的范围为 1～5. 计算时间取为 5 ms.

对于环形喷嘴 a_3 在 G/d 为 1 时可以在谐振管内产生明显的谐振,而且能够产生谐振的喷嘴入口压力值的范围比较宽,虽然在谐振管底未能出现明显的谐振加热温升,但通过计算认为环形喷嘴更易在谐振管内产生谐振. 环形射流中心能量没有圆形射流中心能量高,因此在谐振管底的压力和温度的振荡的幅值均明显小于圆喷嘴的情况. 当 G/d 为 2 时,在 p_0/p_b 在 4～20 变化的范围内均能够产生明显的谐振现象,当 p_0/p_b 大于 6 时,在谐振管底会产生明显的谐振温升. 与圆喷嘴相比,环形喷嘴能够产生明显的谐振现象并在谐振管底产生谐振温升的间距小,而且喷嘴入口的压力值范围更宽. 当 G/d 为 3～5 时,均未在谐振管中产生谐振现象,通过分析环形喷嘴自由射流的曲线可以发现,在环形喷嘴 a_3 的尾迹中,仅存在一个膨胀波区域即在喷嘴与第 1 道激波之间的区域,而在激波过后,气流的能量衰减很快,不能再形成第 2 个膨胀波区域,因此在大的间距范围内一般不会形成谐振,这与空气谐振加热基础试验的结果也是一致的.

通过对环形喷嘴 a_2 进行的数值模拟计算发现,环形喷嘴 a_2 与 a_3 具有相似的谐振加热规律,即当 G/d 大于 3 时,基本上不会产生谐振现象,而当 G/d 小于 3 时,则在很宽的喷嘴入口压力范围内均可以产生谐振,并且在谐振管底产生明显谐振温升的喷嘴入口压力范围也与环形喷嘴 a_3 相同. 在相同的时间内,环形喷嘴 a_2 在谐振管底的稳定的压力值以及谐振管底温升的平均值均比环形喷嘴 a_3 的高,这是由于环形喷嘴 a_2 的内径小于环形喷嘴 a_3 的内径,其来流能量高于环形喷嘴 a_3.

进一步减小环形喷嘴的内径,形成环形喷嘴 a_1,其内径尺寸为外径的 0.2 倍. 由于环形喷嘴内径的尺寸仅为外径的 1/5,其谐振加热规律与圆喷嘴更加接近,相比于环形喷嘴 a_2,a_3,其在谐振管底的压力和温度值均明显高于另外 2 种尺寸的环形喷嘴,而且在其自由射流的尾迹中存在 2 个膨胀波区,因此在较大的间距上存在能够产生明显谐振的压力值的范围,这一点与圆喷嘴的谐振规律是相近的,但由于其膨胀波区离喷嘴的距离较近,因此与圆喷嘴相比能够产生谐振现象的间距值较小. 典型的谐振管底的压力和温度振荡曲线如图 8 所示. 图中 p_w,T_w 分别表示谐振管底部的压力和温度.

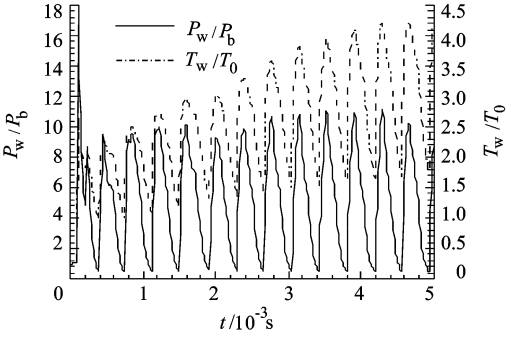


图 8　典型的谐振管底的压力和温度振荡曲线

3　结　论

1)对环形喷嘴-谐振管系统工作过程进行数值模拟研究结果表明,环形喷嘴与圆喷嘴具有相似的谐振加热规律和流场特征,即利用环形喷嘴同样可以在谐振管内产生强烈的高频激波振荡,这为环形喷嘴在同轴双组元气动谐振点火器中的

应用提供了理论依据.

2)通过对3种结构尺寸的环形喷嘴进行的数值模拟发现环形喷嘴有利于谐振的产生,在气体流量相同的情况下,环形喷嘴的谐振加热效率与圆喷嘴相近.通过研究还发现,环形喷嘴能够产生明显谐振现象的间距小于圆喷嘴,而在小间距情况下环形喷嘴能够产生谐振的压比范围也明显大于圆喷嘴.这与气动谐振加热试验的结果是一致的.

3)环形喷嘴具有与圆喷嘴相近的谐振加热性能,而且更有利于点火器结构的小型化,适应于更宽的喷嘴入口压力范围.

参考文献(References)

[1] Rocketdyne Engineering. Advanced ignition systems final report [R]. N71-35152,1972

[2] Thompson P A. Jet-driven resonance tube[J]. J AIAA,1964,2(7):1230－1233

[3] Przirembel C E G,Fletcher L S. The aerothermodynamics of a simple resonance tube[R]. AIAA75-0687,1975

[4] 张涵信.无波动、无自由参数的耗散差分格式[J].空气动力学学报,1988,6(2):143－164
Zhang Hanxin. Non oscillatory and non free parameter dissipation difference scheme[J]. Acta Aerodynamic,1988,6(2):143－164(in Chinese)

[5] 郑敏,张涵信.无波动、无自由参数的耗散差分格式(NND)在喷管计算中的应用[J].空气动力学学报,1989,7(3):273－281
Zheng Min,Zhang Hanxin. Application of non oscillatory and non free parameters dissipative finit difference scheme to the calculation of free jet flows[J]. Acta Aerodynamic,1989,7(3):273－281(in Chinese)

[6] 俞南嘉,张国舟,宋雅娜.气动谐振加热基础试验[J].航空动力学报,2005,20(2):323－327
Yu Nanjia,Zhang Guozhou,Song Yana. Experimental investigation of gas-dynamic resonance heating [J]. Journal of Aerospace Power,2005,20(2):323－327(in Chinese)

[7] 俞南嘉,张国舟,宋雅娜,等.同轴氢氧谐振点火器试验研究[J].推进技术,2004,25(3):267－270
Yu Nanjia,Zhang Guozhou,Song Yana,et al. Experimental investigation for coaxial hydrogen/oxygen resonance ignitor [J]. Journal of Propulsion Technology,2004,25(3):267－270(in Chinese)

(编 辑:张 嵘)

(上接第76页)

参考文献(References)

[1] 张开富,李原,邵毅,等.一种集成装配过程信息的装配建模方法[J].西北工业大学学报,2005,23(2):222－226
Zhang Kaifu,Li Yuan,Shao Yi,et al. Assembly model for better assembly of product [J]. Journal of Northwestern Polytechnical University,2005,23(2):222－226 (in Chinese)

[2] 郑轶,宁汝新,刘检华,等.虚拟装配关键技术及其发展[J].系统仿真学报,2000,18(3):649－654
Zheng,Yi,Ning Ruxin,Liu Jianhua,et al. Survey on key techniques of virtual assembly[J]. Journal of System Simulation,2000,18(3):649－654(in Chinese)

[3] 梁艳红,檀润华.产品概念设计中的功能分析[J].河北工业大学学报,2007,36(4):33－38
Liang Yanhong,Tan Runhua. Functional analysis in conceptual design of products[J]. Journal of Hebei University of Technology,2007,36(4):33－38(in Chinese)

[4] 戴国洪,张友良,尤飞.面向序列规划的装配工艺APS树模型生成的研究[J].中国机械工程,2000,17(14):1493－1498
Dai Guohong,Zhang Youliang,You Fei. Study on the creation of process APS-tree model for assembly sequence planning[J]. Journal of Chinese Mechanical Enigeerning,2000,17(14):1493－1498(in Chinese)

[5] 邓东密.柴油机喷油系统[M].北京:北京机械工业出版社,1996
Deng Dongmi. Injection pump system of diesel engine[M]. Beijing:Beijing Mechanical Industry Press,1996(in Chinese)

(编 辑:文丽芳)