

减压阀节流口流场仿真和分析

王定军¹, 宋会玲¹, 白少卿¹, 魏超²

(1 西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100; 2 西安航天发动机厂, 陕西 西安 710100)

摘 要: 采用 Fluent 软件对火箭姿态控制系统减压阀环形节流口流场进行了数值仿真, 得到了流场有关参数图形。减压阀节流口气体流场为非自由、紊动、冲击、壁面射流, 气体在节流口达到音速, 贴壁面高速射流出去后, 相互撞击、压缩并撞击阀芯柱面产生激波, 气流总压损失较大, 建议采用等温过程进行特性计算。减压阀环形节流口后流场存在激波, 总压并不守恒, 目前通用的气流稳态流动力计算公式并不合适, 应借助流场分析工具进行节流元件受力分析。

关键词: 姿态控制系统; 节流口; 流场; 仿真

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2009) 06-0037-05

Simulation and analysis of the regulator orifice flow field

Wang Dingjun¹, Song Huiling¹, Bai Shaoqing¹, Wei Chao²

(1 Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China;

2 Xi'an Space Engine Factory, Xi'an 710100, China)

Abstract: Numerical simulation of flow field through an attitude control system regulator orifice is conducted with FLUENT. Transformation of flow field parameters shows that the flow is restricted, turbulent, impact flow against the wall. The gas flow is pressed against the wall and is rapidly shot out with sonic velocity. There produces shock wave in the compressed flow. Formula for isothermal flow is recommended for great total lose. Because of the existing of shock wave, total pressure varies with gas flowing through regulator orifice. Kinetic equations for steady flow can not be used to explain this process and CFD software is used to analyze this complex turbulent flow field.

Key words: attitude control system; regulator orifice; flow field; numerical simulation

收稿日期: 2009-07-07; 修回日期: 2009-07-24。

作者简介: 王定军 (1977—), 男, 硕士, 研究领域为火箭姿态控制系统。

0 引言

恒压挤压式姿态控制系统一般由高压气体贮存单元、减压阀、推进剂贮存单元、推力器以及安全装置组成。减压阀采用收缩喷嘴节流结构进行减压,并采用弹簧振子调节系统进行压力调节,将高压气体贮存单元的气体减压并稳定在一定范围内。

根据文献 [1~4],国外在圆形、矩形等规则形状喷嘴的自由紊动射流、自由紊动冲击射流方面进行了大量的理论和试验研究。九十年代以来,随着计算流体力学和计算机硬件和软件的飞速发展,开始大量采用商业 CFD 软件,用计算流体力学方法分析各种射流流场。王冬梅^[9]、相晓伟^[9]等人对节流压降比较小的亚临界流动的调节器进行了流场分析,主要进行了流场的优化研究;郑丽^[7]对常闭式大口径减压阀进行了打开过程的流场分析,没有涉及流场对调节系统反作用力的对比分析。尤裕荣^[9]、陈晓琴^[9]等人对减压阀特性进行了集中参数方法的仿真,并用传统方法分析了气体稳态流动力,但忽略了节流口复杂流场对减压阀特性计算的影响。

本研究进行了节流压降比为 3.5 的超临界流动减压阀节流口流场仿真计算,分析了气流流动情况,进一步探讨了流场对调节系统的作用,并与传统计算方法进行比较分析。

1 减压阀结构和工作原理

恒压挤压式姿态控制系统减压阀结构示意图如图 1 所示,主要由节流元件(阀芯和阀座)、调节元件(主、副弹簧)、敏感元件、密封元件等组成。减压阀为逆向直接作用式结构,阀芯为常开状态。工作时,高压气体进入高压腔,通过环形节流口,低压腔气体压力升高,敏感元件向下运动,节流口开度减小,低压腔气体压力降低,将出口压力维持在预定的范围内。当减压阀出口没有气体消耗时,低压腔气体压力升高,敏感元件脱离阀芯,阀芯完全处于锁闭状态。当减

压阀出口输出流量时,低压腔压力下降,调节系统的受力平衡被打破,以适应不同工作流量。调节系统的出口压力主要取决于两个弹簧预紧力,因为阀芯开度变化很小,减压阀出口压力可以稳定在一定的范围内。

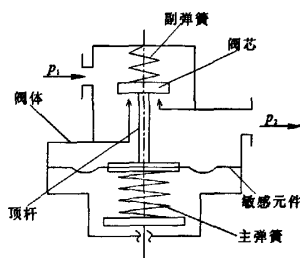


图1 减压阀结构示意图

Fig.1 Sketch of the regulator

2 计算模型和网格划分

由于高压气体减压阀阀芯工作开度很小,环形节流口相对其它部分的物理尺度差别很大,建立三维计算模型的数值计算量很大。因此,假设减压阀进口气流径向均匀流动,并将径向出口移到轴向,以减压阀环形节流口为中心,建立了轴对称模型,见图 2,主要对节流口前后气体稳态流动的流场进行计算和分析。减压阀节流口前后的气体压力梯度较大,远离节流口的气体流动变化相对比较平缓,为保证数值计算精度,在划分计算模型网格时,节流口前后的网格划分相对比较密,其它部分的网格划分相对比较稀疏。

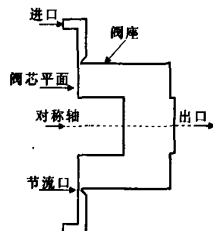


图2 计算区域示意图

Fig.2 Sketch of the simulation region

3 流场计算和分析

运用 Fluent 软件对该数学计算模型进行仿真

计算, 求解二维轴对称可压缩流 $N-S$ 方程。流动状态为紊流, 采用 $k-e$ 紊流模型, 工作介质空气作为理想气体处理。计算模型定义边界条件: 左侧为压力入口, 右侧为压力出口, 下侧为轴心线, 其余为壁面, 单独列出所关心的阀芯壁面。简化计算模型, 不考虑壁面传热和摩擦。因为节流口压差较大, 且存在冲击回流, 因此采用非平衡壁面函数。

进口压力设定为工作压力 7MPa, 低压腔出口背压为 2MPa, 残差收敛条件设定为 10^{-4} 。以进口压力参数对计算模型进行初始化, 在经过 18000 次的迭代运算后, 进出口质量达到稳定, 误差不到 2%, 计算结果收敛。仿真计算得到流场分布情况如图 3~6 所示, 仅给出了对称结构的半个计算区域流场。

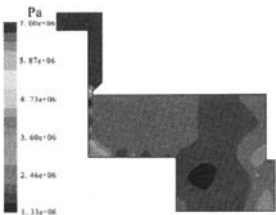


图 3 总压压力场
Fig.3 Total pressure field

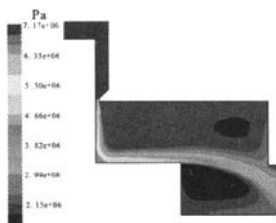


图 4 静压压力场
Fig.4 Static pressure field

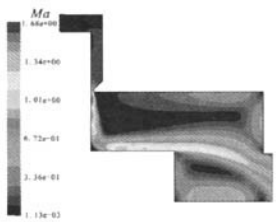


图 5 静温温度场
Fig.5 Static temperature field

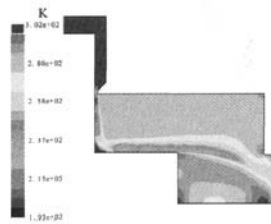


图 6 马赫场
Fig.6 Mach field

3.1 阀芯平面的 $y+$ 分析

标准的壁面函数能够为大多数高雷诺数的边界限制流提供合理、精确的预测, 而非平衡壁面函数主要是在有大的压力梯度或是不平衡程度很高时被使用。当流动条件与基本的墙函数的理想条件相差太大时, 例如雷诺数较低或有近壁面影响时墙函数方法将不可靠。因此, 当要求解的区域平均流动变化很快并且存在有大比率应变的剪切层时, 需要使用足够好的网格。减压阀节流口后流场流动变化很大, 因此采用了非平衡壁面函数。阀芯平面的 $y+$ 曲线见图 7 所示, 所关心区域 $y+$ 不小于 20, 说明网格划分是合适的。

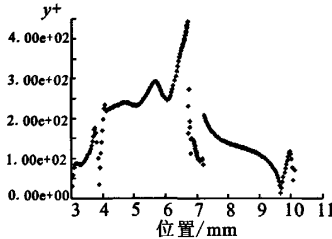


图 7 阀芯平面的 $y+$ 曲线
Fig.7 $y+$ vs. piston position

3.2 基本流动情况分析

减压阀收缩喷嘴节流口为环形结构, 气体流场为非自由、紊动、冲击、壁面射流。从图 3~6 可以看出, 气体在减压阀环形节流口达到音速, 贴壁面高速射流出去后, 相互撞击、压缩并撞击阀芯柱面产生激波, 引起正对环形节流口的阀芯柱面气流滞止和静压压力急剧升高; 因为阀座和低压腔流通孔径较大, 柱面气流再次加速进入低压腔, 静压压力逐渐降低; 在低压腔气流充分混合后逐渐减速, 静压压力升高。

从图4可以看出, 阀芯壁面和阀芯柱面处流动均有局部低压区和高压区, 初步分析认为是射流涡流引起的。根据文献 [3], 射流的能量传递、动量运输、流体卷吸和混掺扩散等物理机制和节流口处存在的速度间断面所产生的自由剪切层中涡结构的发展和演变过程密切相关; 此速度间断面是不稳定的, 一旦受到扰动将失去稳定产生漩涡。对于自由射流而言, 通过涡的相互作用、合并和卷吸, 射流断面沿程扩大、流速沿程减小; 对于环形冲击射流, 形成局部低压区和高压区, 这是减压阀节流高频噪声的来源之一, 也是减压阀高频不稳定的固有因素。

从图3可以看出, 节流口后主要气流总压逐渐下降, 经过激波后气流总压大幅度下降。气流通过环形节流口时总压变化不大, 可以认为是等熵流动; 但通过环形节流口后超音速气流不断压缩产生激波, 总压损失较大, 已经不是等熵流动。减压阀特性计算中, 对节流前后无激波处气流按照等熵计算是合适的, 但对减压阀出口气流按照等熵计算并不合适。从图5静温温度场可以看出, 减压阀节流口前后流场几乎为等温变化过程; 另外, 气体和管路以及推进剂贮存单元接触面积较大, 容易从外界吸收热量, 因此在短时工作制减压阀静态特性以及动态特性计算中, 按照等温过程计算更接近实际工况。

3.3 稳态流动力计算和分析

当气流的速度或方向发生变化时, 要对其控制面产生作用力, 这就是流动作用力。一般认为, 气体稳态流动作用力是影响减压阀压力精度的一个主要因素之一。气体在阀内流道的流动情况极为复杂, 同时由于气体的可压缩性都使得理论上的研究变得更加困难, 且与实际结果相差也较大。因此, 对阀腔内气体采用集中参数法近似处理后进行分析, 如图8所示^[8]。则由动量守恒方程可得, 气体的稳态流动作用力为

$$F_s = q_{m1} u_1 \sin 2\theta - q_{m2} u_2$$

式中, q_{m1} 为进口质量流量, kg/s; u_1 为进口气流速度, m/s; θ 为阀座凸角, rad; q_{m2} 为出口质量流量, kg/s; u_2 为阀座出口气流速度, m/s。

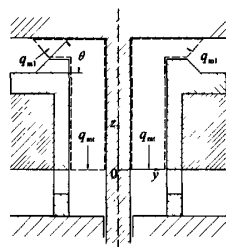


图8 稳态流动力分析示意图

Fig.8 Sketch of the steady flow force

实际上, 集中参数法完全忽略了节流口前和节流口后阀座通道中气体流动的实际状况。从图6可以看出, 气体在节流口前流速变化很小, 阀座凸角对阀芯的流动作用力几乎没影响; 从图4可以看出, 气体在阀座中流动极不均匀, 以平均参数来计算气体稳态流动作用力是不合适的。

根据阀芯受力平衡原理, 通过阀芯上所有表面静压压力积分并进行合力分析, 就可以得到气体稳态流动作用力。因为简化模型计算, 无法对阀芯上所有表面静压压力进行积分。实际上, 流速变化仅对阀芯平面压力有影响, 因此以阀芯平面面积乘以节流前静压压力, 减去阀芯平面静压压力积分, 得到流体对阀芯稳态流动作用力。一般文献以阀芯平面动压积分作为稳态流动力, 这是不合适的, 因为节流口后激波的存在, 总压并不守恒。阀芯受力分析时, 对阀芯各表面压力积分后得到各个面的力, 外界必须施加一定大小的力维持阀芯稳定状态, 这个力等于气体稳态流动力; 减压阀阀芯受力分析中考虑各表面压力和弹簧力后, 不再施加气体稳态流动力。气体稳态流动力只是作为表征气体流动引起的阀芯上合力大小, 作为虚拟的力存在。

4 结论和建议

(1) 对减压阀节流口气体流动运用 Fluent 软件进行了数值模拟, 流场分析结果表明, 气体在环形节流口达到音速, 贴壁面高速射流出去后, 相互撞击、压缩并撞击阀芯柱面产生激波。

(下转第46页)

3 结论

橡胶膜片表面进行电镜扫描测试,从配方和测试结果可以得出,喷霜成份中含有活性剂氧化锌和氧化锌与硬脂酸在硫化过程中反应生成的硬脂酸锌。分析其机理有两方面的原因:一方面胶料混炼不均,局部硬脂酸过量,即高出了它的饱和度,硬脂酸锌喷出表面,使得膜片表面喷霜区锌和氧的含量偏高;另一方面,膜片启模温度在150℃左右,表面温度较高,氧化锌和硬脂酸锌分子运动能量高,容易析出膜片表面。

橡胶膜片启模后冷却温度控制在0~15℃温度环境下,可防止膜片表面喷霜。

参考文献:

- [1] 君轩. 喷霜[J]. 世界橡胶工业, 2004, (1): 58.
- [2] 杨建华, 姜诚玉. 乙丙橡胶防水片材粘接性能[J]. 中国建筑防水, 1998, (1): 20-21.
- [3] 吴宏晓. 力车轮胎喷霜成因及解决方法 [J]. 橡胶工业, 2000, 47(3): 168-171.
- [4] 张文芳, 林宜超. 运动鞋大底喷霜的能量色散 X 射线荧光分析[J]. 分析测试学报, 2003, 22(1): 84-85.
- [5] 李道力. 子午线轮胎钢丝胶帘布喷霜问题探讨[J]. 湖北化工, 2002, 6: 47-48.
- [6] 侯永振. 橡胶制品喷霜的原因分析及预防措施[J]. 橡塑资源利用, 2007, (1): 18-21.

(编辑: 陈红霞)

(上接第 40 页)

(2) 减压阀特性计算中,对减压阀出口气流按照等熵计算并不合适;在短时工作制减压阀静态特性以及动态特性计算中,建议按照等温过程计算。

(3) 因为节流口后激波的存在,总压并不守恒,以阀芯平面动压积分作为稳态流动力是不合适的;以阀芯平面动压积分作为稳态流动力的前提条件是总压守恒。

(4) 由于计算机硬件的限制,本文简化了计算模型,并假设出口处于轴对称中心,进出口边界非常接近节流口,仅计算了阀芯开度 0.2mm、降压比 3.5 的二维轴对称稳态流场,建议采用真实三维模型,考虑传热,进行阀芯开度更小、降压比更大的三维流场的动态计算。

参考文献:

- [1] 董志勇. 射流力学[M]. 北京: 海洋出版社, 2000.
- [2] 董志勇. 冲击射流[M]. 北京: 海洋出版社, 1997.
- [3] 刘沛清. 自由紊动射流理论[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2008.
- [4] 赵承庆, 姜毅. 气体射流动力学[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1997.
- [5] 王冬梅, 陶正良, 贾青, 等. 高压蒸汽阀门内流场的二维数值模拟及流动特性分析 [J]. 动力工程, 2004, 24 (10): 690-692, 697.
- [6] 相晓伟, 毛靖儒. 汽轮机调节阀全工况三维流场特性的数值研究[J]. 西安交通大学学报. 2006, 40(3): 289-293.
- [7] 郑丽, 李清廉, 罗泽明, 等. 减压器开启过程内部流场的动态仿真和特性研究[J]. 火箭推进. 2009, 35(1): 36-40.
- [8] 尤裕荣. 气体瞬态力对减压器动态特性的影响分析[J]. 机床与液压, 2006, (5): 86-87.
- [9] 陈晓琴. 减压阀充填过程动态特性仿真[J]. 导弹与航天运载技术, 2006, (5): 48-52.

(编辑: 陈红霞)