

U 型节流槽等压差活门内流场特性

李 嘉¹, 李华聪¹, 符江锋¹, 王淑红²

(1. 西北工业大学 动力与能源学院, 西安 710129;

2. 中国航空工业集团公司 西安航空动力控制科技有限公司, 西安 700077)

摘 要: 以某 U 型节流槽等压差活门为研究对象,开展了内流场性能数值模拟研究. 基于三维建模造型技术对所设计的压差活门进行初步建模,然后采用周期性网格单元划分等压差活门的结构化网格;进而通过 CFD 数值模拟进行了内流场仿真分析,并对不同出口节流开度的等压差活门模型进行了对比研究. 内流场状态表明:U 型节流槽等压差活门不同流量以及不同出口节流开度下在节流口处由于面积突变,压力梯度变化较大,等压差活门的压降主要集中在该处,且均存在一定范围低速团与二次旋涡流等. 仿真结果预测的外特性性能表明:等压差活门的压差在不同流量工况下和相同流量的不同出口节流开度下,压差维持在 0.9 MPa 左右,符合设计要求. 且不同出口节流开度下压差变化趋势相似,出口节流开度越大,压差越大,小流量下相应更快.

关 键 词: 航空发动机燃油控制系统; U 型节流槽; 等压差活门; 内流场特性; 性能仿真

中图分类号: V228.1

文献标志码: A

Flow field characteristics of the U-shaped throttling constant differential pressure valve

LI Jia¹, LI Hua-cong¹, FU Jiang-feng¹, WANG Shu-hong²

(1. School of Power and Energy,

Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710129, China;

2. Xi'an Aero-engine Controls Technology Company Limited,

Aviation Industry Corporation of China, Xi'an 700077, China)

Abstract: As the research object of a U-shaped throttling constant differential pressure valve, numerical simulation study was carried out based on three-dimensional modeling technology, the preliminary model of pressure valve was designed, then structured grid was divided by using periodic mesh. Finally the inner-flow performance was simulated and the flow field of the pressure valve was analysed, and then the performances between different pressure valve's output opening were compared. The inner flow state indicates: under different flux and opening, the pressure gradient is large because of area change, pressure drop is mainly concentrated around the break zone, and some low-speed ranges and secondary vortex flows move around. The predicted performance of the external characteristics shows that: for both different flow rate and different opening degrees at the same flow conditions, pressure difference is maintained at around 0.9 MPa, meeting the design requirements. And pressure change has a similar trend at different degrees of opening, the greater opening means the larger pressure, and low flow is accordingly faster.

Key words: aero engine oil control system; U-shaped throttle;
constant differential pressure valve; inner-flow performance;
performance simulation

等压差活门是发动机燃油控制系统中保证发动机燃油流量精确计量的重要元件,其工作性能对发动机燃油流量的有效计量至关重要^[1].由于节流口的影响,使阀内的流动的特征雷诺数很小,因此在滑阀内部的流场主要成湍流状态^[2].等压差活门内部流动主要特性可归结为随机性、扩散性、有涡性和耗散性^[3].流体的各种特征随时间和空间坐标而呈现随机的脉动,也可以更有效地将动量、能量,含有物质的浓度、温度等向各个方向扩散、混掺和传输^[4].而等压差活门的有涡性主要是由于流动的边界条件所决定的,由于活门的开度变化,活门内部避免以及阀口前易形成旋涡流^[5].要继业研究了基于 Fluent 环境下,不同阀芯运动状态的节流槽滑阀内流场分布状态^[6].王东升研究了节流槽滑阀的流量系数并对滑阀的液动力进行了计算^[7].赵蕾定义了阀芯开启和闭合两种运动状态并对比了其压力分布与能量损失^[8].WANG Anlin 等给出了在滑阀中鲁棒控制器的设计方法等^[9],但是关于 U 型节流槽等压差活门的专门研究还是较少,将稳态数值模拟研究与其开度变化有效结合,来反应 U 型节流槽等压差活门的内流场状态特性以及验证其外特性性能等都是有必要突破的技术瓶颈.因此,有必要对 U 型节流槽滑阀类的内流场性能进行研究.

本文基于 Unigraphics 环境下,建立某型航空类 U 型节流槽等压差活门三维模型,并基于 Fluent 对模型进行内流场性能研究.分析其内流分布状态以及对不同流量和不同开度下的性能变化进行了对比研究.

1 U 型节流槽等压差活门模型

本文对航空发动机燃油控制系统中等压差活门进行了单独的内流场研究分析.所研究的压差活门衬套上采用圆形,如图 1 所示.该衬套窗口流通面积与滑阀位移的关系是非线性的,计算较为复杂.图 2 给出了衬套窗口流通面积示意图,图中可以看到,当阀口开度为 y 时,窗口的流通面积 A 为阴影部分.随着 y 增加,此面积也不断增加^[10].显然,该滑阀每移动单位长度,阴影面积的增量不同,这种形式的孔的流通面积与开度 y 呈非线性关系,近似如下所示:

$$A = 1.885 N \sqrt{r \cdot y^3}$$

基于 UG 分别对等压差活门的套筒和阀芯进行建模设计^[11],图 3 给出了建立的模型,其中活门的进口为大小相等的 4 个圆形截面,出口分别

为 2 个三角出口和带有过渡的三角截面出口.该模型额定体积流量(下文简称流量)为 36 L/h,图 4 为该模型阀体结构尺寸示意图.

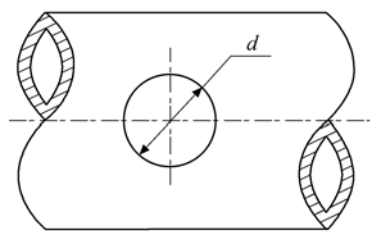


图 1 滑阀衬套窗口

Fig. 1 Bush window of slide valve

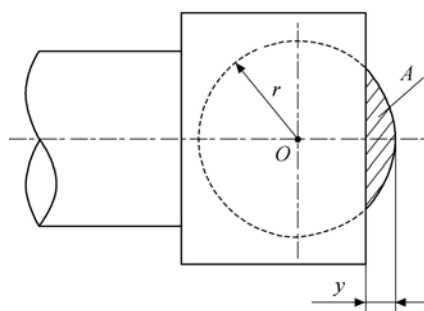


图 2 衬套窗口流通面积

Fig. 2 Flow area of bush window

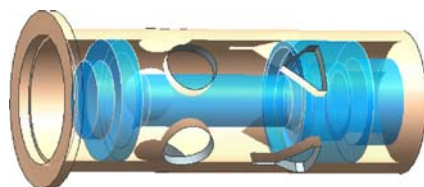


图 3 等压差活门三维模型

Fig. 3 Three-dimensional model of constant differential pressure valve

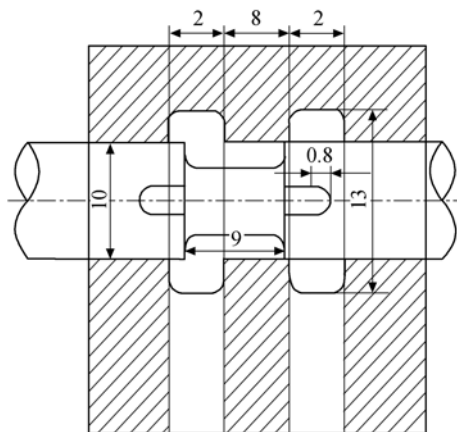


图 4 阀体结构尺寸(单位:mm)

Fig. 4 Structural size of valve body (unit:mm)

2 U型节流槽等压差活门仿真

2.1 U型节流槽等压差活门流道模型网格划分

通过六面体周期结构划分模型网格,仿真运算时间短、成功率高、网格质量高.由于流体在等压差活门内的流动是非常复杂的三维流动,但为了满足数值分析的可行性,必须以实际模型为基础,对其进行理想化处理,将进口与出口等效为圆形截面,不仅可以减小后续网格划分的工作量,而且可以有效真实的反映等压差活门的内部流动^[12].

利用 ICEM (integrated computer engineering and manufacturing) 对等压差活门进行周期网格划分,对间隙处与开度周围进行网格加密,以更好的捕捉其流动状态.整个计算区域的网格数为 264126. 网格划分完成之后,进行质量检查,网格的等角斜率和等尺寸斜率都小于 0.89,网格质量在 0.7 以上.图 5 给出了等压差活门的网格结构,可以看到网格分布规则,进口、出口与间隙处的网格加密,保证了下一步数值分析的处理速度与结果质量.

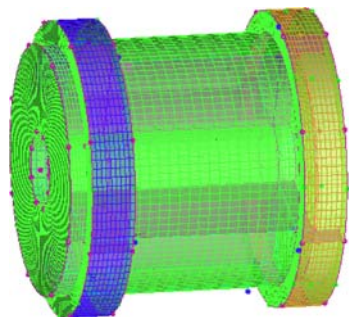


图 5 网格模型

Fig. 5 Mesh grid model

2.2 流动状态

基于 Fluent 环境下,采用 $k-\epsilon$ 湍流模型、simple 算法对该等压差活门模型进行仿真,分别对出口节流开度为 0.2, 0.6, 0.8, 1.0 mm 下的流动状态、速度压力场、湍动能分布等进行仿真计算^[13]. 计算过程中进行了以下假设:流体为不可压缩、牛顿流体;流体密度为 780 kg/m^3 ;介质选择航空煤油;流场中的流动为单相流,内部流体没有热传导现象等.

根据上述设计参数与等压差活门工作状态,确定计算空间的边界条件为:流体与壁面接触边界为静止无滑移壁面;采用速度入口边界,进油口

为入口边界,入口液流速度由流量决定;出口采用压力出口边界,取相对压力为 2 MPa ^[14].

根据上述建模、控制方程分析以及边界条件设置,进行等压差活门内流场模拟^[15-18]. 如图 6 所示为该模型在额定流量下,出口节流开度为 0.8 mm 的内部流线分布图. 图中可以看到油液的流动复杂,流体经过入口节流口时,由于过流面积突变,出现了主流与壁面脱离的现象,在壁面周围形成了小范围的旋涡流动. 当液流通过滑阀节流口时,由于节流面积突然变小,液流在节流口处的速度骤然增大.

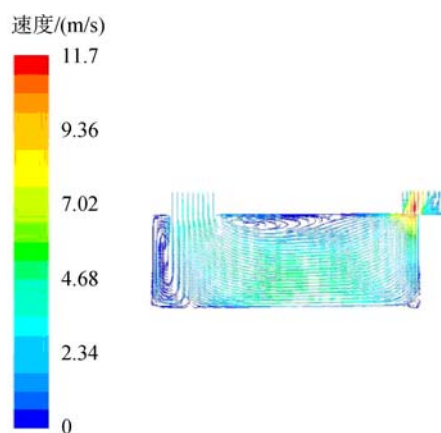


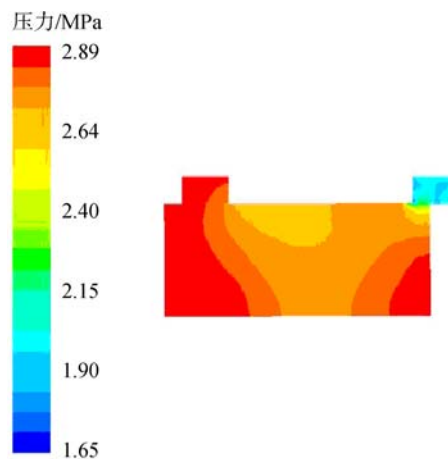
图 6 流线示意图

Fig. 6 Sketch map of streamline

2.3 内流场仿真研究

图 7~图 9 给出了额定流量下,出口节流开度为 0.8 mm 的压力、速度以及湍动能分布图.

图 7 可以看出,等压差活门的整体压力分布趋势良好,进口压力到出口压力逐渐减小,在节流口处的压力梯度变化较大,等压差活门的压降主要集中在该处.进油口和阀杆上方,由于油液冲击



(a)

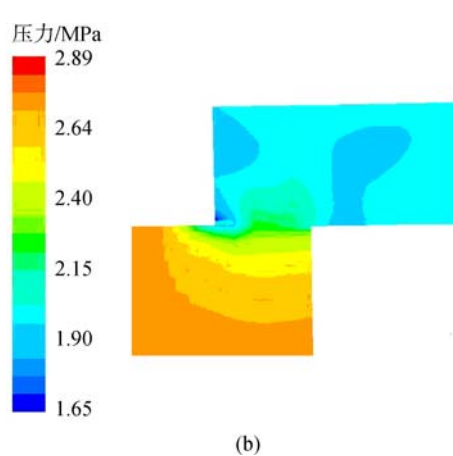


图7 压力分布云图

Fig. 7 Pressure nephogram

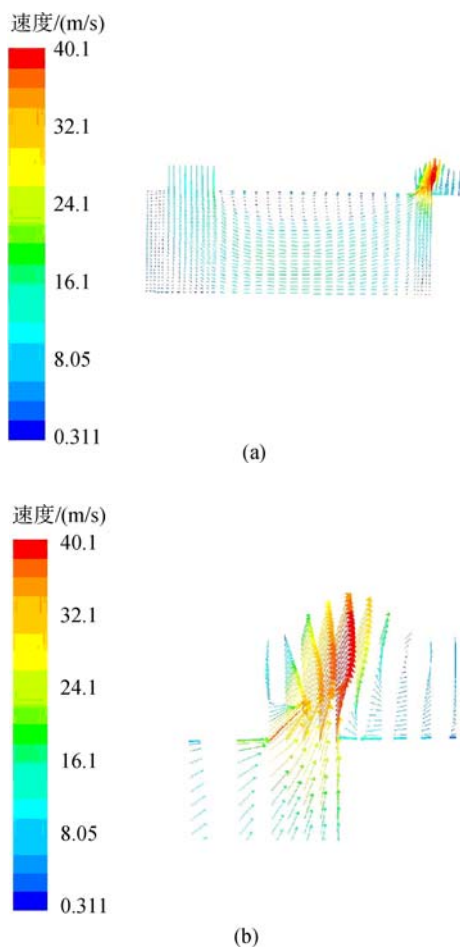


图8 速度矢量图

Fig. 8 Velocity vector nephogram

的作用,有较大的压力损失,在出口节流开度变大的状态下,此处的压降向右方转移.流线分布图中可以看出,存在旋涡区的壁面周围,也是压降集中的地方,旋涡中心的压力明显小于其他部分.图8中,等压差活门的整体速度湍动能分布趋势良好,

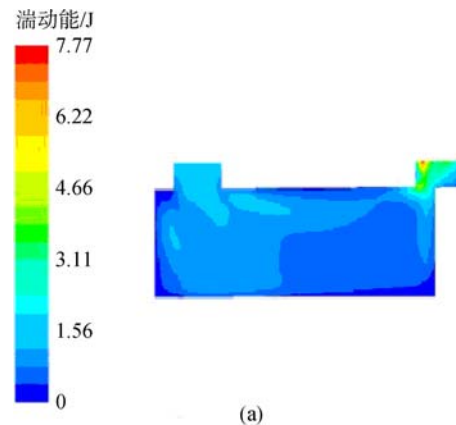


图9 湍动能分布图

Fig. 9 Turbulence nephogram

速度的变化与面积及损失密切相关,入口处由于面积突变,速度存在较大变化.图9所示为等压差活门湍动能分布,在出口节流处由于截面突然减小,导致速度骤增,速度大的地方,对应的湍动能分布大.流线分布中的旋涡流动,对应湍动能中能量损失集中的区域,并且,旋涡的大小与能量损失的分布区域密切相关,旋涡越大,能量损失的范围也越大.

表1给出了不同流量下,出口节流开度为0.8 mm下的流量压差值,并拟合为曲线如图10所示.

表1 出口节流开度为0.8 mm,不同流量下的压差仿真值
Table 1 Simulation values at 0.8 mm opening under different flow rates

流量/(L/h)	增压值/MPa
13	0.40
24	0.80
36	0.89
47	0.92

图 10 可以看出,等压差活门的压差随不同流量的变化与仿真结果一致,稳定后压差维持在 0.9 MPa 左右.图 11 为该活门在不同出口压力下流量稳定工作后的压差变化,可以看出出口压力变化影响活门的压力变化范围很小,趋势与内流场仿真变化以及理论情况一致.同一开度下,等压差活门在不同进口流量的内流场流动性能大致相似,速度压力分布趋势一致.但是流动状态也是有细微变化,流量增加后,出口形成旋涡流,并且越来越大,壁面的旋涡也随着流量的增加,旋涡的尺度以及强度都随之增加.压力分布上,小流量工作时等压差活门内的压力几乎不变;流量在额定流量为 36 L/h 之后,内流场的压力变化不大,压差

维持的 0.9 MPa 左右;随着流量增加,等压差活门的压差越来越大,压降的程度也随之增加;每个流量稳定工作后,等压差活门的压差均稳定.速度分布上,各状态下的速度分布与阀口速度公式和流量公式一致,随着流量的增加,速度也随着整体增大.

3 不同出口节流开度内流场性能对比

本文主要对某 U 型等压差活门的不同出口节流开度内流场性能变化进行研究,图 12 为出口节流的流动示意图.可以看出,流体由高压经 $A_{10} \rightarrow A_1 \rightarrow A_2$ 流出, x 为出口节流开度,通过改变 x 来进行节流控制.

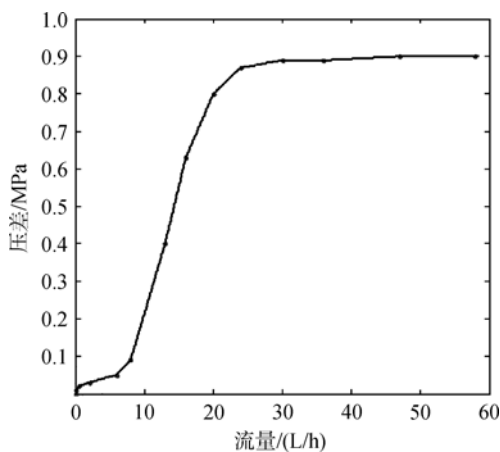


图 10 出口节流开度为 0.8 mm 下不同流量的压力变化曲线

Fig. 10 Valve's pressure charging curve at 0.8 mm opening under different flow rates

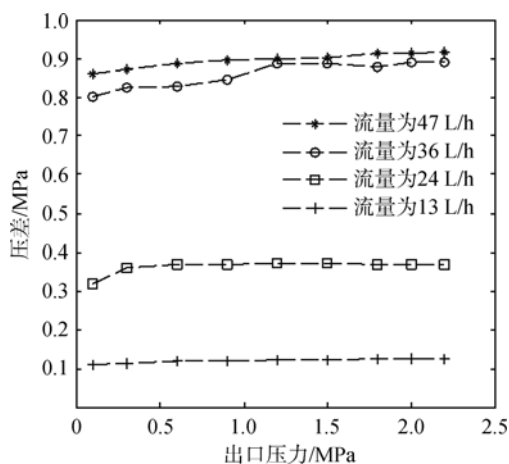


图 11 不同流量下压差随出口压力变化分布

Fig. 11 Pressure charging-out pressure curve under different flow rates

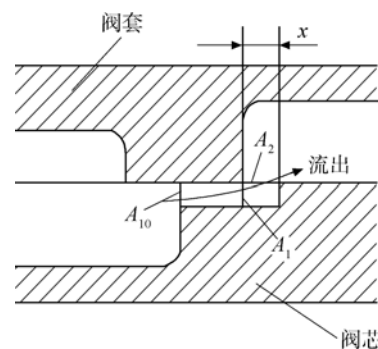
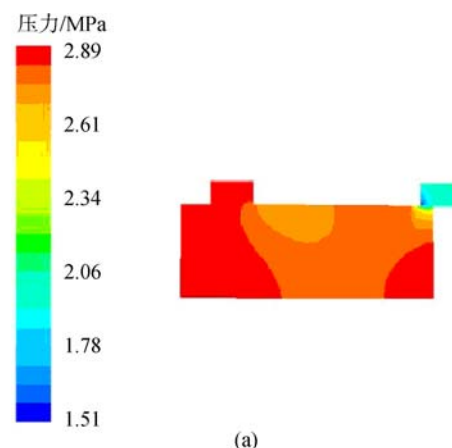


图 12 U 型等压差活门出口节流结构

Fig. 12 Radial profile of U-shaped constant differential pressure valve

图 13~图 15 分别给出了等压差活门在相同流量,出口节流开度分别为 0.2, 0.6, 0.8 mm 下的压力场与速度场分布图.

出口节流开度为 0.2~0.8 mm 的内流场分布趋势相似,如图 13~图 15 所示,本文不对其一一描述,主要描述不同出口节流开度流动状态、压力以及速度的变化.图中可以看出,出口节流开度



(a)

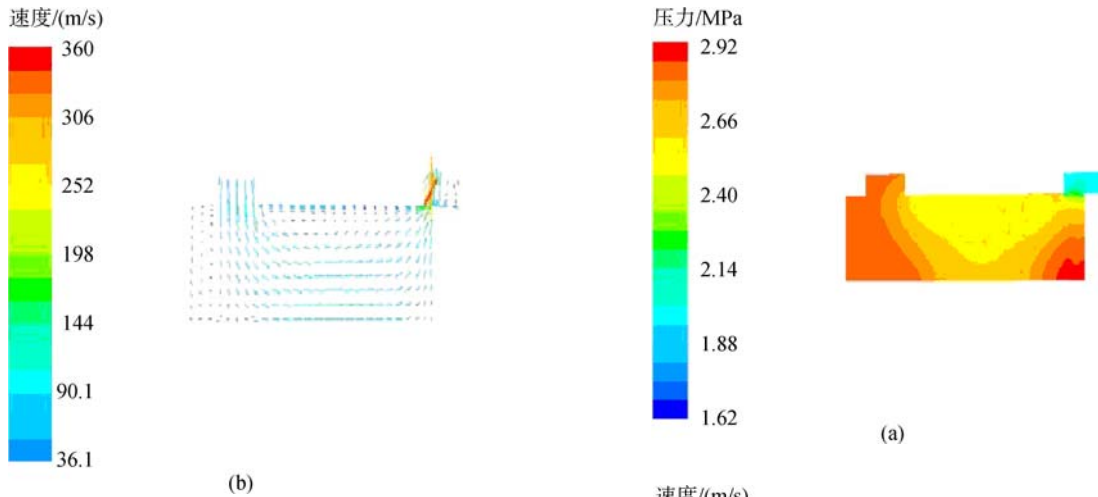


图 13 出口节流开度为 0.2 mm 压力速度分布图
Fig. 13 Pressure and velocity vector nephogram
at 0.2 mm opening

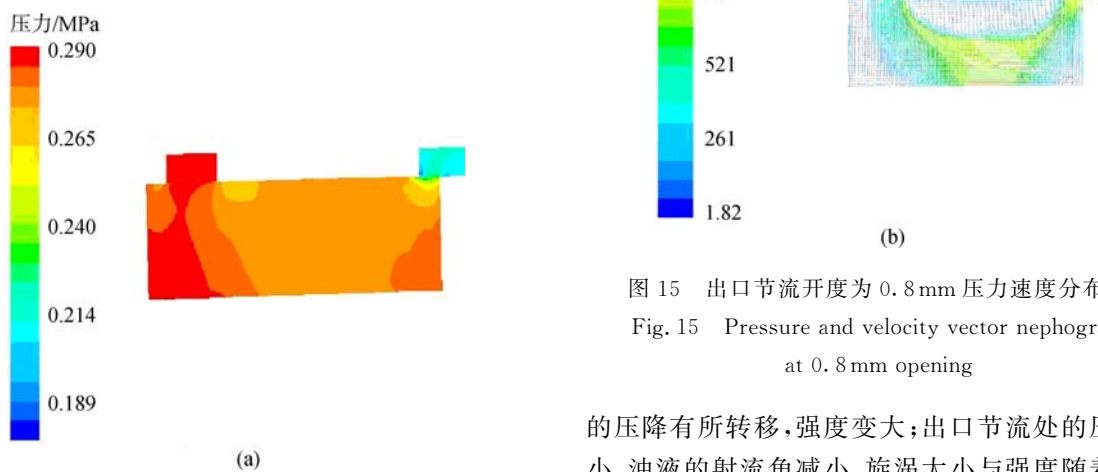


图 14 出口节流开度为 0.6 mm 压力速度分布图
Fig. 14 Pressure and velocity vector nephogram
at 0.6 mm opening

为 0.2 mm 时,内部流动的压降非常小,旋涡流也非常弱.随着出口节流开度增大,内流场入口右方

图 15 出口节流开度为 0.8 mm 压力速度分布图
Fig. 15 Pressure and velocity vector nephogram
at 0.8 mm opening

的压降有所转移,强度变大;出口节流处的压降变小,油液的射流角减小.旋涡大小与强度随着出口节流开度的增大变小,且更集中于出口节流口附近.

图 16 表示额定流量下,压差随出口节流开度

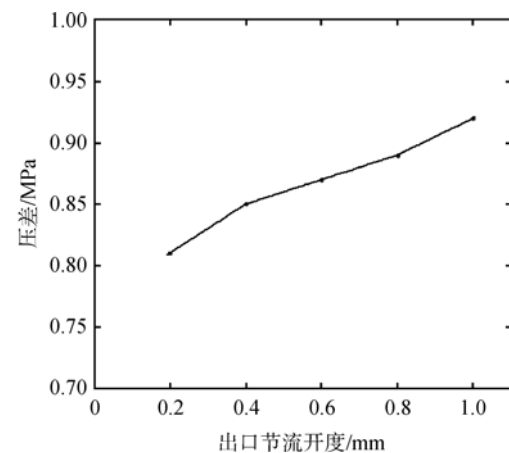


图 16 不同出口节流开度压差变化
Fig. 16 Pressure changing at different openings

的变化,可以看出,等压差活门的压差维持在 0.9 MPa 左右,符合性能要求. 不同出口节流开度相同流量下,等压差活门在稳定工作后,压差均维持在 0.9 MPa 左右;图 17 为不同流量不同出口节流开度的压差变化趋势,可以看出,不同出口节流开度压差整体变化趋势相似,但是有微小变化,稳定工作后,出口节流开度越大、压差越大,且小流量下更趋于稳定.

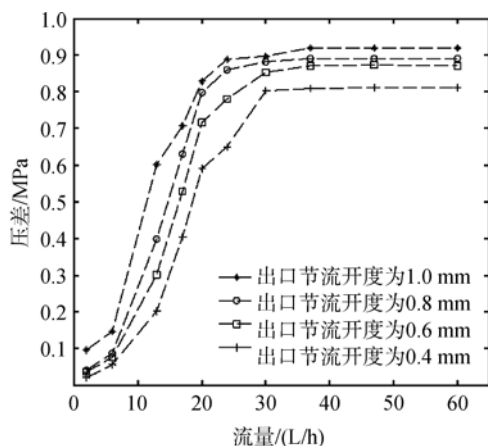


图 17 不同出口节流开度下不同流量的压差变化

Fig. 17 Pressure changing at different openings under different flow rates

4 结 论

本文对航空控制系统中某 U 型节流槽等压差活门的内流场特性进行了分析研究. 对采用经验系数法设计的等压差活门结合计算机技术进行了三维建模;基于 CFD 数值模拟方法进行了内流场性能的仿真分析;最后对不同流量以及不同开度下的内流场性能进行了对比研究. 主要结论为

1) U 型节流槽等压差活门的内部流动状态表明:不同工况下,等压差活门入口处和出口处由于面积突变,压力梯度变化较大,压降均集中在节流口区域,且速度场变化较大,入口处由于速度骤降形成了一定范围的低速团,以及出口处存在一定的二次旋涡流,且随着出口节流开度的增加范围越来越大.

2) 数值仿真外特性预测表明:等压差活门的压差在不同流量工况下和相同流量的不同出口节流开度下,压差均能够维持在 0.9 MPa 左右,符合设计要求. 不同出口节流开度下压差变化趋势相似,出口节流开度越大,压差越大,且小流量下响应更快.

参考文献:

- [1] 樊思齐. 航空发动机控制[M]. 西安:西北工业大学出版社,2008.
- [2] 樊思齐. 航空推进系统控制[M]. 西安:西北工业大学出版社,1995.
- [3] 管彦深. 航空动力装置控制[M]. 北京:国防工业出版社,1985.
- [4] 安德森. 计算流体力学基础及其应用[M]. 吴颂平,刘赵森,译. 北京:机械工业出版社,2007.
- [5] 吴琪华. 航空发动机调节[M]. 北京:国防工业出版社,1986.
- [6] 要继业. 基于 Fluent 的节流槽滑阀仿真[D]. 秦皇岛 河北:燕山大学,2012.
YAO Jiye. Simulation of spool valve with notches based on fluent [D]. Qinhuangdao Hebei: Yanshan University, 2012. (in Chinese)
- [7] 王东升. 节流槽滑阀阀口流量系数及稳态液动力计算的研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2008.
WANG Dongsheng. Investigation into flow coefficient of orifice calculation of steady flow force of spool valve with notches[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [8] 赵蕾. 阀芯运动过程液压滑阀内部流场的 CFD 计算[D]. 太原:太原理工大学,2008.
ZHAO Lei. CFD study for the flow field inside the hydraulic spool valve considering of the movement of valve element[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2008. (in Chinese)
- [9] WANG Anlin, DONG Yaning, ZHOU Pengju, et al. Robust design method for the seizure problem of hydraulic slide valve[J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2011, 45(11): 1637-1642.
- [10] 魏艳艳,王宏宇,缪万波. 某型涡轴发动机等压差活门建模分析[J]. 航空发动机, 2014, 40(4): 25-31.
WEI Yanyan, WANG Hongyu, MIAO Wanbo. Analysis on modeling of constant pressure difference valve for a turboshaft engine[J]. Aeroengine, 2014, 40(4): 25-31. (in Chinese)
- [11] 梁玲,张浩. 高等学校计算机应用规划教材:UG NX 6 基础教程[M]. 北京:清华大学出版社,2011.
- [12] 温正,石良辰,任毅如. 流体计算应用教程[M]. 北京:清华大学出版社,2008.
- [13] 江帆,黄鹏. Fluent 高级应用与实例分析[M]. 北京:清华大学出版社,2008.
- [14] 徐文娟,韩建勇. 工程流体力学[M]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学出版社,2002.
- [15] 李雄. U 形槽滑阀阀口特性及稳态液动力研究[D]. 武汉:武汉科技大学,2013.
LI Xiong. Research on the flow characteristics and the steady-state flow force of the U-shaped notch throttle orifice in spool valve[D]. Wuhan: Wuhan Technology University, 2013. (in Chinese)

- [16] WANG Xinhua, ZHENG Jian, SUN Shuwen, et al. Research on performance of slide-valve in water hydraulic servo-valve with hydrostatic bearing[R]. Wuhan: International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, 2010.
- [17] Amirante R, Moscatelli P G, Catalano L A. Evaluation of the flow force on a direct (single stage) proportional valve by means of a computational fluid dynamic analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(3): 942-953.
- [18] WANG Xinhua, ZHENG Jian, LI Wei, et al. Design and analysis of slide valve used in water hydraulic servo valve based on flow field simulation[J]. Applied Mechanics and Materials, 2010, 45(34/35): 1279-1283.

(编辑: 叶 青)