doi: 10.11832/j.issn. 1000-4858.2016.02.014

# 偏转板射流阀压力特性数值模拟分析

## 刘增光12,杨国来12,岳大灵12,白桂香12

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院,甘肃 兰州 730050; 2. 甘肃省流体机械及系统重点实验室,甘肃 兰州 730050)

摘 要:运用 CFD 软件对某型号偏转板射流阀内部不同阀口参数组合下的压力特性进行数值计算和分析 ,得出偏转板射流阀输出压力特性随不同阀口结构参数组合的变化规律。计算发现:供油压力为4 MPa 时  $\lambda_1 \approx 0.6$  , $1.5 \leq \lambda_2 \leq 2$  , $1 \leq \lambda_3 \leq 1.5$  组合下偏转板射流阀输出压力增益较大 ,输出压力特性曲线与偏转板 位移成线性关系 ,研究结果可为偏转板射流伺服阀的工程设计和优化提供理论依据与参考。

关键词: 偏转板射流阀; 电液伺服阀; 压力增益; 射流; 数值模拟

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1000-4858(2016) 02-0076-04

Numerical Simulation of Pressure Characteristics of Deflector Jet Valve

LIU Zeng-guang<sup>1,2</sup>, YANG Guo-lai<sup>1,2</sup>, YUE Da-ling<sup>1,2</sup>, BAI Gui-xiang<sup>1,2</sup>

(1. Energy and Power Engineering College , Lanzhou University of Technology , Lanzhou , Gansu 730050;

2. Key Laboratory of Fluid Machinery and Systems Gansu Province , Lanzhou , Gansu 730050)

**Abstract**: The pressure characteristics of a certain type of deflector jet valve with different port parameters combination are calculated and analyzed by using CFD software in the paper and the change law of output pressure characteristics with different structural parameters combination of valve port in deflector jet valve was obtained. Calculation results show that: when oil pressure is 4 MPa,  $\lambda_1 \approx 0.6$ ,  $1.5 \leq \lambda_2 \leq 2$ ,  $1 \leq \lambda_3 \leq 1.5$ , the deflector jet valve output pressure gain is larger, the output pressure characteristic curve is linear with the deflection plate displacement. The results can provide theoretical basis and reference for the engineering design and optimization of deflector jet valve. **Key words**: deflector jet valve, servo valve, pressure gain, jet, numerical simulation

### 引言

电液伺服阀作为电液伺服控制系统中的关键元 件,它的性能直接关系到整个系统的响应速度、控制精 度、稳定性和可靠性,越来越多的研究者对电液伺服阀 展开深入研究<sup>[1]</sup>。龙靖宇等对双喷嘴挡板电液伺服 阀的功率级滑阀不同位移时阀内速度场、温度场和压 力场进行了可视化分析<sup>[2]</sup>;赵蕾等对滑阀运动过程中 的内部流场变化进行数值模拟计算<sup>[3]</sup>;李松晶等对引 起伺服阀噪声、性能下降的气穴现象进行了数值模拟 并对新型挡板形状的气穴展开实验研究<sup>[4,5]</sup>;陆向辉、 唐杰等分别对双喷嘴挡板阀的喷嘴和节流孔进行了研 究,获得了双喷嘴挡板阀中喷嘴和节流孔的最佳结构 参数<sup>[6,7]</sup>;冀宏等对射流管放大器的流场进行了数值 解析,用数学拟合方法获得了射流管放大器的数学模 型<sup>[8]</sup>;王纪森等人对射流管阀左、右接收口压力与射 流管偏转角度、入口压力和回油压力的函数关系进行 了研究<sup>[9]</sup>。目前对电液伺服阀的研究主要集中在滑阀、喷嘴挡板阀、射流管阀,而针对偏转板射流阀的研究相对较少。

由于偏转板射流伺服阀具有与射流管伺服阀一样 比喷嘴挡板伺服阀抗油液污染能力强的特点,同时又 具有偏转板重量轻、动态响应比射流管伺服阀快的优 点广泛应用在航空、航天、军事等对伺服阀响应和可靠 性要求更高的场合。偏转板射流阀作为偏转板射流两 级伺服阀的第一级,它的输出特性对整个伺服阀的性 能有重要影响,因此迫切需要对影响偏转板射流阀输 出特性的各种因素进行研究。

收稿日期: 2015-08-06

基金项目: 兰州理工大学教学研究项目(JY2013004)

作者简介: 刘增光(1978—), 男,山西临猗人, 讲师, 博士研究 生,主要从事液压伺服方面的教学和科研工作。 由于偏转板射流阀阀口具有多结构参数相互耦合 作用的特点 结构参数间的不同匹配关系对阀的输出 特性有重要影响。本研究通过数值模拟的方法分析了 不同阀口结构参数组合对偏转板射流阀输出压力特性 的影响规律 ,为偏转板射流阀结构参数间的最佳组合 匹配提供优化设计依据。

1 偏转板射流阀结构和工作原理

偏转板射流阀内部结构和主要结构参数如图1所 示,主要由射流盘1和偏转板2两部分组成。射流盘上 布置有一个射流喷嘴A和两个对称的接收口B和C,两 个接收口作为控制口与两级伺服阀的功率级滑阀相连 接。偏转板上开有V型导流窗口。高压油液进入射流 盘后从喷嘴A喷射,喷射出的油液经偏转板上的V型 导流窗口导流后喷向接收口B、C。当偏转板处于射流 盘中位时,由喷嘴喷射的射流被两个接收口均等的接 收 接收口B和C的恢复压力相等,滑阀所受液压合力 为0。当偏转板偏转时,一个接受口的恢复压力升高,另 一个接收口的恢复压力降低,两个接收口产生的恢复压 差不等,偏转板射流阀控制功率级滑阀运动。



图1 偏转板射流阀结构示意图

本研究中的压力特性是指负载流量等于 0(将 B、 C 两接收腔输出口封堵)时两接收口压差与偏转板位 移之间的关系。压力增益为压力特性曲线的斜率,它 表示偏转板单位位移时引起的负载压力变化大小,反 映了阀对负载压力控制的灵敏度。

2 偏转板射流阀几何模型

偏转板射流阀的主要结构参数如下:  $H_1 = 0.2 \text{ mm}$ ,  $L_1 = 0.2 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 0.2 \text{ mm}$ ,  $L_3 = 0.4 \text{ mm}$ ,  $L_5 = 1 \text{ mm}$ ,  $\theta_1 = 30^\circ \theta_2 = 20^\circ \theta_3 = 15^\circ$ 。由于结构参数 $H_1 \ A_2 \ H_3 \ L_4$ 之间的相互组合匹配关系决定了偏转板射流阀的输 出特性因此定义三个结构参数比 $\lambda_1 = H_2/H_1 \ \lambda_2 = H_3/H_1 \ \lambda_3 = L_4/H_1 \ \lambda_1 \ \lambda_2 \ \lambda_3$  仿真时的取值如表 1 所示。 表1  $\lambda_1 \ \lambda_2 \ \lambda_3$ 数值表

参数名称	参数值				
$\lambda_1$	0.2	0.4	0.6	0.8	1
$\lambda_2$	0.5	1	1.5	2	2.5
$\lambda_3$	0.25	0.5	1	1.5	2

在 Pro/E 环境下建立偏转板射流阀流道的几何模型如图 2 所示。



图2 阀的流道几何模型

### 3 网格划分和计算设置

在前处理软件 Gambit 下使用混合网格 Tet/Hybrid 对偏转板射流阀的流道划分网格,网格类型为 Tgrid, 网格间距 0.02。设置喷嘴进口边界条件为压力进口, 泄露油口边界条件为压力出口。在 Fluent 下设置进口 压力为 4 MPa,出口压力为 0; 流动介质为液压油,油液 密度 870 kg/m<sup>3</sup>,油液黏度为 0.04 Pa•s。由于油液从 射流喷嘴 A 喷射时流速大,极易出现湍流,因而选用 标准 *k*-*c* 湍流模型求解喷射时的湍流。

4 仿真结果和分析

4.1 不同  $\lambda_1$  对输出压力特性的影响

随着 $\lambda_1$ 的增加,两接收口之间的间距 $H_2$ 逐渐增大。不同 $\lambda_1(\lambda_2 = 2 \lambda_3 = 1)$ 条件下改变偏转板位移时 B、C 接收口的恢复压力曲线和 B、C 口压力差曲线见 图 3~图 5。



图 3 不同  $\lambda_1$  时 B 接收口恢复压力曲线



图 5 不同  $\lambda_1$  时两接收口压力差曲线

由图 3、图 4 可知,当偏转板在中间位置时接受口 B、C 处的恢复压力值相等且恢复压力值随 $\lambda_1$  值的减 小而增大。随着偏转板向左偏移,接受口 B 处恢复压 力值逐渐增大,且 0.6 $\leq\lambda_1 \leq 1$  时其恢复压力与偏转板 位移近似成线性关系。接受口 C 处恢复压力值逐渐 减小,且 0.2 $\leq\lambda_1 \leq 0.6$  时恢复压力与偏转板位移近似 成线性关系。由图 5 可以看出当 $\lambda_1 \approx 0.6$  时接受口 B、C 处的压力差与偏转板位移成线性关系。

4.2 不同  $\lambda_2$  对输出压力特性的影响

随着  $\lambda_2$  的增加,接收口接收喷射油液的宽度  $H_3$ 变大。不同  $\lambda_2(\lambda_1 = 0.6 \lambda_3 = 1)$  条件下改变偏转板位 移时 B、C 接收口的恢复压力曲线和 B、C 口压力差曲 线见图 6~图 8。

由图 6、图 7 可知,当偏转板在中间位置时接受口 B、C 处的恢复压力值相等且恢复压力值随 λ<sub>2</sub> 值的减





图 8 不同 A<sub>2</sub> 时两接收口压力差曲线

小而增大。随着偏转板向左偏移,接受口 B 处恢复压 力值逐渐增大,且1.5 $\leq\lambda_2\leq2$ 时其恢复压力与偏转板 位移近似成线性关系。接受口 C 处恢复压力值逐渐 减小,且1.5 $\leq\lambda_2\leq2$ 时恢复压力与偏转板位移近似成 线性关系。由图 8 可以看出1.5 $\leq\lambda_2\leq2$ 时接受口 B、 C 处的压力差与偏转板位移成线性关系。

4.3 不同  $\lambda_3$  对输出压力特性的影响

随着 $\lambda_3$ 的增加,接收口和偏转板喷射孔的间距  $L_4$ 增大。不同 $\lambda_3(\lambda_1 = 0.6, \lambda_2 = 2)$ 条件下改变偏转板 位移时 B<sub>x</sub>C 接收口的恢复压力和 B<sub>x</sub>C 口压力差见图 9~图 11。

由图 9、图 10 可知,当偏转板在中间位置时接受 口 B、C 处的恢复压力值相等且恢复压力值随 λ<sub>3</sub> 值的 减小而增大。随着偏转板向左偏移,接受口 B 处恢复 压力值逐渐增大,接受口 C 处恢复压力值逐渐减小,





图 11 不同 λ<sub>3</sub> 时两接收口压力差曲线

且相同位移下 0.25  $\leq \lambda_3 \leq 1$  时  $\lambda_3$  的变化对两接收口恢复压力值影响较大。由图 11 可以看出 0.25  $\leq \lambda_3 \leq$  1.5 时两接收口的恢复压力差曲线基本重合且恢复压 差曲线基本与偏转板位移成线性关系。而  $\lambda_3 = 2$  时两 接收口的恢复压力差曲线在偏转板位移大于 0.03 mm 后恢复压力差和曲线斜率都变小。

5 结论

(1)改变偏转板射流阀两个接收口间距 H₂ 主要 影响两接收口的恢复压力值和压力差曲线的线性度, 而对压力增益影响较小。增大 H₂ 则对应的恢复压力 值减小。为了保证两接收口恢复压力差与偏转板位移 成线性关系,设计时取 H₂≈0.6 H₁;

(2)改变偏转板射流阀接收口宽度 H<sub>3</sub> 主要影响阀的输出压力增益和两接收口的恢复压力值。增大 H<sub>3</sub>则输出压力增益和接收口恢复压力值减小。为了获得较大的压力增益和保证两接收口恢复压力差与偏转板位移成线性关系,设计时取 1.5H<sub>1</sub> ≤ H<sub>3</sub> ≤ 2 H<sub>1</sub>;

(3) 偏转板射流阀两接收腔恢复压力随着接收口 与偏转板间距  $L_4$  增大而减小。 $\lambda_3 \leq 1.5$  时改变接收 口和偏转板喷射孔的间距  $L_4$  不会对接收口的恢复压 差和压力增益产生较大的影响。同时  $\lambda_3$  的取值不能 过小 过小的  $\lambda_3$  造成接收口与偏转板间隙  $L_4$  过小 ,影 响阀的抗污染能力。为了保证偏转板射流阀的抗污染 能力同时使恢复压力差曲线和偏转板位移成线性关 系,设计时取1H<sub>1</sub>≤L<sub>4</sub>≤1.5H<sub>1</sub>。

#### 参考文献:

- 王春行.液压控制系统[M].北京:机械工业出版社 2005.
   WANG Chunxing. Hydraulic Control System [M]. Beijing: China Machine Press 2005.
- [2] 龙靖宇 杨阳,黄浩,等.基于 Fluent 的双喷嘴挡板电液伺 服阀主阀流场的可视化仿真 [J].武汉科技大学学报, 2010,33(3):307-309.

LONG Jingyu ,YANG Yang ,HUANG Hao ,et al. Visual Simulation of Flow Field Inside Main Valve of Dual-nozzle Flapper Electrohydraulic Servo Valve with Fluent [J], Journal of Wu han University of Science and Technology 2010 ,33(3): 307 – 309.

- [3] 赵蕾 陈青 权龙. 阀芯运动状态滑阀内部流场的可视化 分析 [J]. 农业机械学报 2008 39(11):142-145.
  ZHAO Lei, CHEN Qing, QUAN Long. Visualization Analysis of the Flow Field in a Moving Spool Valve [J]. Transactions of the Chinese Socity for Agricultural Machinery 2008, 39(11):142-145.
- [4] AUNG N , LI Songjing. A Numerical Study of Cavitation Phenomenon in a Flapper-nozzle Pilot Stage of an Electro– hydraulic Servo-valve with an Innovative Flapper Shape [J]. Energy Conversion and Management 2014 77(1):31 – 39.
- [5] LI Songjing, AUNG N, ZHANG Shengzhuo. Experimental and Numerical Investigation of Cavitation Phenomenon in Flapper-nozzle Pilot Stage of an Electrohy-draulic Servovalve [J]. Computers & Fluids 2013, 88(12): 590 – 598.
- [6] 陆向辉,高殿荣.两级电液伺服阀双喷嘴挡板阀内流场计 算与分析[J].中国机械工程 2013 23(16):1951-1956. LU Xianghui,GAO Dianrong. Calculation and Analysis of Internal Flow Field of a Double Nozzle Flapper Valve of Twostage Electro-hydraulic Servo Vlave [J]. China Mechanical Engineering 2013 23(16):1951-1956.
- [7] 唐杰 高殿荣,王立文,等.伺服阀节流孔流场的数值模拟 与实验分析[J].机床与液压 2013 A1(13):34-37. TANG Jie,GAO Dianrong,WANG Liwen, et al. Simulation and Experimental Research of the Fixed Rifice of the Servovalve[J]. Machinetool & Hydraulics 2013 A1(13):34-37.
- [8] 冀宏 魏列江,方群,等. 射流管伺服阀射流管放大器的流场解析[J]. 机床与液压 2008 36(10):119-121.
  JI Hong, WEI Liejiang, FANG Qun et al. Investigation to the Flow of the Jet-pipe Amplifer in a Servovale [J]. Machine-tool & Hydraulics 2008 36(10):119-121.
- [9] 王纪森, 张晓娟, 彭博. 射流管式伺服阀前置级建模与仿 真[J]. 机床与液压 2013 40(7):160-162.
  WANG Jisen, ZHANG Xiaojuan, PENG Bo. Modeling and Simulation for Prestage of Jet-pipe Hydraulic Servo-valve [J]. Machinetool & Hydraulics 2013 40(7):160-162.