

非全周开口滑阀稳态液动力研究*

冀宏 傅新 杨华勇

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 非全周开口滑阀是液压阀的基本结构形式之一, 其阀口是在阀芯凸肩圆周上均布若干不同形状的节流槽, 用于获得不同流量控制特性。随着阀口开度变化, 阀口节流面的位置、形状和射流角都会随之变化, 因而传统理论计算方法无法准确计算压力流量、液动力特性等。采用计算流体动力学(CFD)方法, 针对两种典型节流槽形式的滑阀进行了三维流场仿真分析研究, 获得了不同流动方向下阀口全行程压力流量和液动力特性, 并与试验测量结果进行了比较, 两者吻合良好; 分析比较了流场计算和理论公式计算结果。研究发现在特定的阀口开度范围内, 液动力会使阀口趋于开大。此项研究对于非全周开口滑阀压力流量、液动力等性能预测以及减小阀驱动力具有重要意义。

关键词: 非全周开口滑阀 流场仿真 稳态液动力

中图分类号: TH137.52

0 前言

液动力是影响液压阀性能的关键因素之一, 不仅决定换向阻力也影响阀的精确控制。许多学者对液压阀液动力开展了研究, 路甬祥等^[1]对二通插装阀的液动力进行了试验研究和理论分析。曹秉刚^[2~4]对内流式锥阀液动力进行了理论分析、流场仿真及试验研究。文献[5]对一种直接驱动的伺服阀液动力进行了理论分析。文献[6]应用 CFD 技术采用二维轴对称结构估算先导级锥阀的瞬态液动力。非全周开口滑阀是液压阀基本结构形式之一, 即在滑阀凸肩圆周上均布不同形状的小槽及其组合形式, 如三角槽、矩形槽和半圆槽等, 一般用于节流控制, 有比例、伺服和手动等控制方式。由于非全周开口的结构特点, 在阀芯移动时其阀口节流面位置形状、流束射流角都会变化, 因此用于预测计算全周开口滑阀和锥阀的流量, 液动力理论公式不能直接适用。液动力本质上是流体运动所造成的阀芯壁面压力分布发生变化而产生的, 一般利用动量定理分析计算液动力, 而从流场分析入手是直接的计算方法。针对两种典型节流槽形式的滑阀进行了流场仿真分析, 获得了不同流动方向全开度下的液动力、压力流量特性曲线, 与试验测量结果吻合良好; 并与理论计算结果进行了比较分析; 研究表明流场仿真预测液压阀的液动力、压力流量特性具有很高的

精度, 流动方向改变时液动力的方向也会发生变化, 研究结果对于非全周开口滑阀的优化设计具有重要的指导意义。

1 几何模型与网格划分

非全周开口滑阀试验模型内流道结构和 U、V 形两种节流槽主要尺寸见图 1, 单位为 mm, 阀芯凸肩上对称分布两个节流槽, 试验和流场计算中节流槽为上下放置, 阀内流道为三维对称结构, 图 1 所示位置为流出节流槽位置(简称 OUT)。流道几何模型及计算网格如图 2 所示, 几何模型仅略去了阀体沉割槽圆角, 由于结构对称, 只须对一半流道进行建模和网格划分, 阀口及其出口腔内压力、速度梯度很大, 存在旋涡复杂流态, 采用局部网格细化。进口及阀口前区域为高压部分, 压力变化不大采用粗网格, 以减少机时。

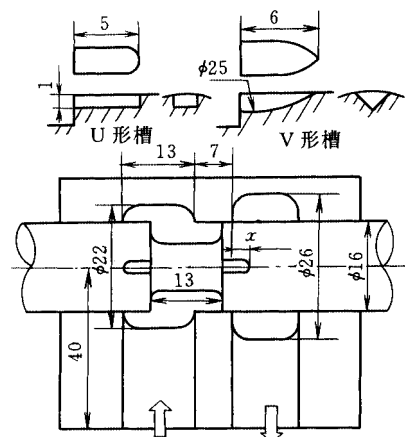


图 1 阀试验及流场计算模型

* 国家自然科学基金(50175097)和高等学校博士点基金(20010335037)资助项目。20020815 收到初稿, 20021120 收到修改稿

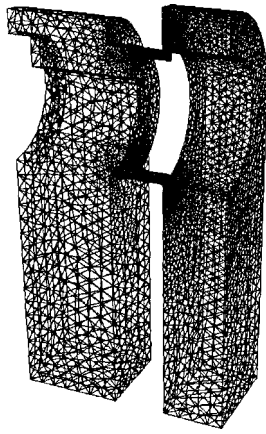
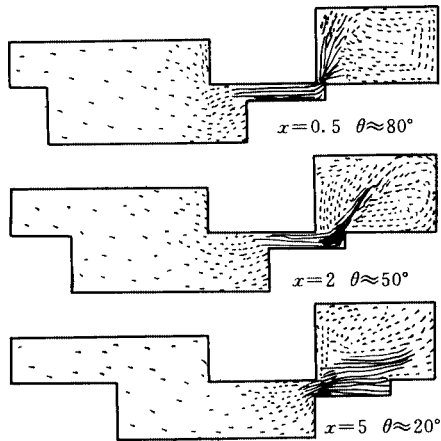


图 2 阀内流场网格划分: $x=1\text{ mm}$

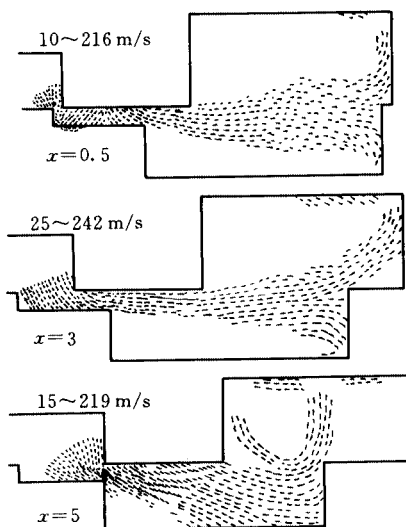
2 流场仿真结果分析

2.1 流速场

图 3 和图 4 给出了部分阀口开度下对称截面上



(a) 流出 U 形节流槽

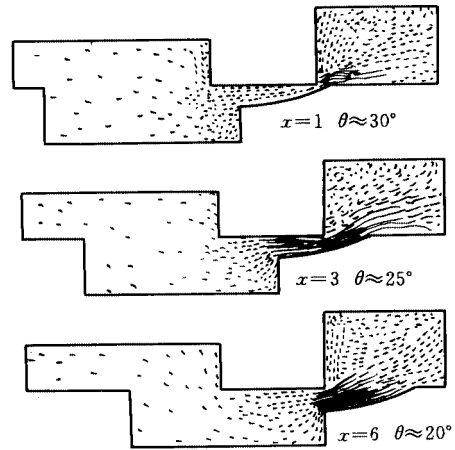


(b) 流入 U 形节流槽

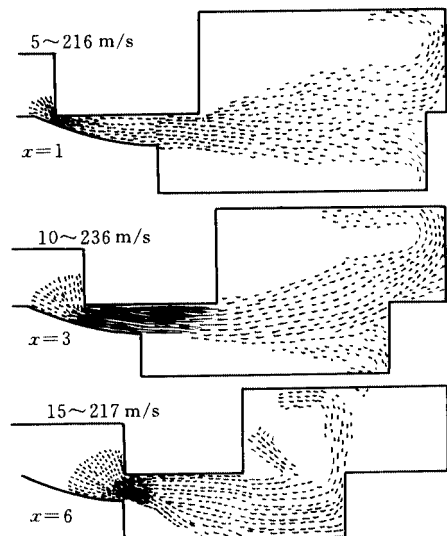
图 3 U 形槽速度矢量图

$$p_i=20\text{ MPa} \quad p_o=0$$

半部的速度矢量图。流场仿真主要参数: 进口压力为 20 MPa, 出口压力为 0.1 MPa, 油液密度 ρ 为 889 kg/m^3 , 运动粘度 ν 为 $4 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$, 阀口开度单位为 mm。图 3 为 U 形节流槽的情况, 随着阀口开度增大射流角逐渐减小如图 3a 所示; 图 3b 显示了流入 U 形槽的流动情况, 开度较小时, U 形槽底面导流的作用使流束在阀腔沿水平方向流动, 流束在阀腔有扩散, 随着阀口开大, 流束在阀腔内的速度增大, 并向阀芯轴线偏斜, 开度为 5 mm 时, 流束冲击阀芯右侧壁面, 然后沿径向方向流出。图 4 为 V 形槽的情况, 流出节流槽时, 随着阀口开大, 流束射流角减小, 但变化不大, 这是由于 V 形槽的导流作用, 流束在阀口后部有扩散; 流入节流槽时, 流束在 V 形槽的导流作用下, 沿一定角度流入, 在阀腔内流束方向也逐渐向阀芯轴线偏移。



(a) 流出 V 形节流槽



(b) 流入 V 形节流槽

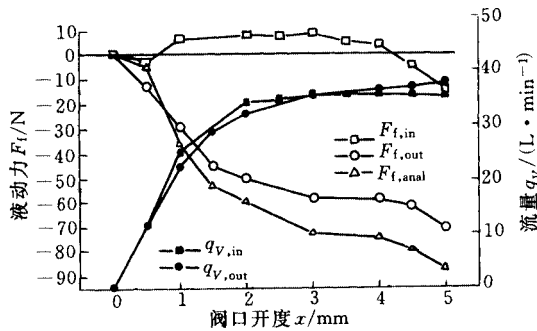
图 4 V 形槽速度矢量图

$$p_i=20\text{ MPa} \quad p_o=0$$

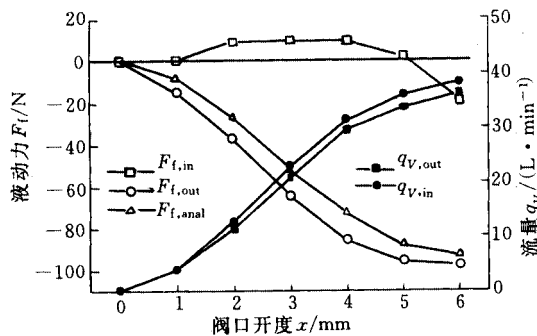
2.2 液动力及阀口压力流量特性

图 5 给出了 U、V 形槽在进口压力为 20 MPa,

出口为 0.1 MPa 时的流场计算结果。图 5 中下标 in、out 表示流入、流出节流槽, anal 表示理论分析。液动力的正负表示其方向, 正值使阀口趋于开启, 负值使阀口趋于关闭。



(a) U形槽流场计算与理论计算比较



(b) V形槽流场计算与理论计算比较

图5 流场计算与理论分析结果比较

对于流出节流槽的情况, 液动力总是趋于使阀口关闭。由于阀口面积特性不同, U、V形槽的流量、液动力特性有显著区别。对于 U形槽, 流量在开度约大于 2 mm 时趋于常数, 此时阀口面积为常数。2 mm < x < 4 mm 时液动力变化不大; 在 4 mm 以后, 液动力增加很快, 这是由于射流角迅速减小所致如图 3a。V形槽流量随阀口开度近似成线性增加, 射流角变化较小, 液动力的增加主要是流量增加所致。随流动方向不同, 节流槽流量特性稍有差异。

流入节流槽时, 两种节流槽的液动力变化规律基本相同, 液动力数值较小(约小于 20 N), 阀口开度在中间区段, 液动力为正使阀口趋于打开, 而在小开度和大开度时, 液动力为负使阀口趋于关闭。U形槽的液动力在 0.7 mm < x < 4.2 mm 区间使阀口趋于开大, 在小开口(x < 0.7 mm)和大开口(x > 4.2 mm)时使阀口趋于关闭。V形槽在阀口开度很小时(x < 1 mm), 液动力几乎为零; 在阀口大开度(x > 5 mm)时, 液动力为负, 在中间区段, 液动力为正, 且近似不变。

3 液动力理论分析

采用流体力学动量定理分析非全周开口滑阀稳

态液动力。控制体取阀芯左右壁面、节流槽壁面、阀芯中间杆壁面、阀体壁面和阀芯凸肩圆周壁面围成, 如图 6 所示。

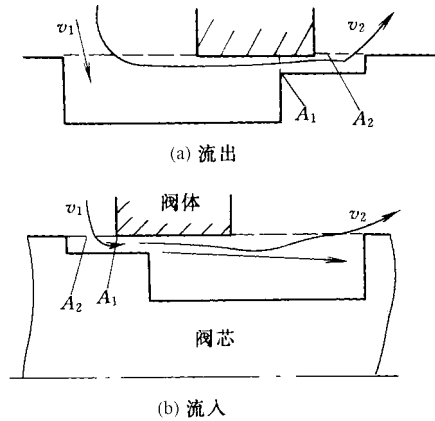


图6 非全周开口滑阀液动力分析

3.1 流出节流槽

由图 6 可以写出液动力动量公式为

$$F_f = \rho q_v v_1 \cos \theta_1 - \rho q_v v_2 \cos \theta_2 \quad (1)$$

流出节流槽时, 流入速度 v_1 很小, 可忽略流入动量, 则其液动力公式可写为

$$F_f = \rho q_v v_2 \cos \theta_2 = 2c_d c_v A \Delta p \cos \theta_2 \quad (2)$$

式中 c_d ——流量系数, 取 0.62

c_v ——速度系数, 取 0.98

ρ ——密度, 取 889 kg/m³

θ_2 ——阀口射流角

A ——流束离开控制体的过流面积

由式(2)可见, 理论计算液动力关键是确定射流角 θ 和面积 A , 此处射流角 θ 代入流场计算所得角度。过流面积近似用阀口等效面积代入, 即忽略阀口流束扩散引起的面积变化, 由于阀口部位过流长度较小, 误差不大。

下面推导过流面积如图 7 所示, 在阀芯凸肩上

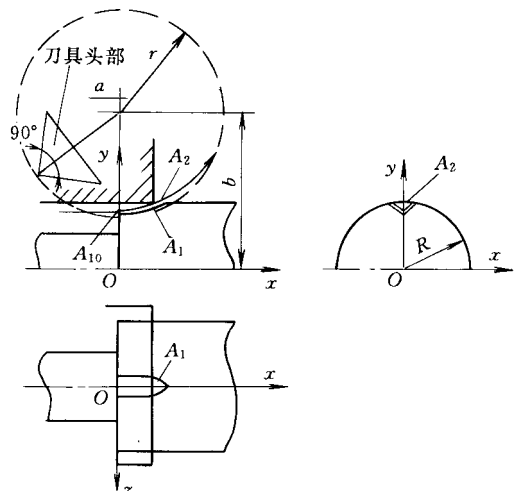


图7 V形阀口面积计算简图

用 90°的成形铣刀加工 V 形节流槽, 可以看作圆锥面(刀具运动轨迹)与圆柱面(阀芯凸肩)相贯而成。建立如图 7 所示的直角坐标系推导过流面积。

节流槽相贯线方程为

$$\begin{cases} y^2 + z^2 = R^2 \\ (x-a)^2 + (y-b)^2 = (r-|z|)^2 \end{cases} \quad (3)$$

V 形槽的底线方程为

$$(x-a)^2 + (y-b)^2 = r^2 \quad z=0$$

A_2 面积为相贯线在阀芯凸肩圆柱面所围成的面积。其面积微元为

$$dA_2 = (2ar \sin \frac{z}{R}) dx$$

$$A_2 = n \int_h^R R(2ar \sin \frac{z}{R}) dz \quad (4)$$

$$A_1 = n(2 \times \frac{1}{2} ar \sin \frac{z}{R} R^2 - zy \times \frac{1}{2} \times 2) \quad (5)$$

以上即为 V 形节流槽过流面积的普遍适用的理论公式。代入具体数值: $R=8 \text{ mm}$, $r=12.5 \text{ mm}$, $a=0.12 \text{ mm}$, $b=19.03 \text{ mm}$ 。采用数值积分可以得出过流面积曲线, 同理可以推出 U 形槽的面积如图 8 所示。

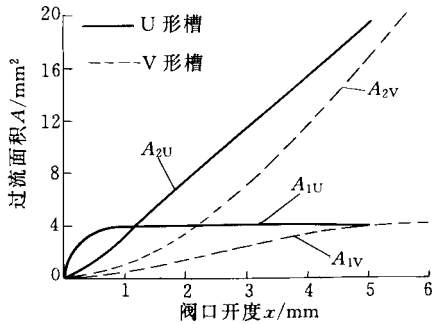


图 8 阀口过流面积

选取过流面积中最小的面积为等效阀口面积。流出节流槽的液动力计算结果绘于图 5。由图 5 可知理论计算结果与流场仿真计算结果变化趋势相同, 量值上有 10%左右的误差。

3.2 流入节流槽

流入节流槽的控制体如图 6b 所示, 液动力计算公式为式(1)。

流入速度 v_1 并非是阀口处的流束射流速度, 而是过流面积 A_2 上的平均流速。由于面积 A_2 比 A_1 大的多(见图 8), 所以其数值不大, 加之入流角度 θ_1 较大(见图 3b、图 4b), 所以其流入动量在阀口开度较大时即公式第一项并不大; 而流出动量的速度虽然因流束在阀腔的阻力及扩散作用下, 速度有一定降低, 出流角度在阀口开度中间段较小(见图 3b 和图 4b), 所以流出动量可以比较大, 其数值超过流入动量时, 液动力将反向使阀口趋于开大, 这就是

在非全周开口滑阀的阀芯位移中间区段, 液动力使阀口趋于打开的原因。阀口很小时, 入流速度很大, 式(1)可为正值, 液动力使阀口趋于关闭; 在阀口很大时, 由于流束向阀芯偏移, 出流角度 θ_2 很大近似为 90°, 所以式(1)第二项很小, 液动力同样使阀口趋于关闭。

为了检验以上的分析, 对 U 形节流槽, 阀口开度为 3 mm 时, 流入节流槽的液动力进行具体计算。进出口压差为 20 MPa, 流量 $q_V=35 \text{ L/min}$, $A_1=3.91 \text{ mm}^2$, $A_2=11.2 \text{ mm}^2$ 。射流角由流场计算确定见图 9。

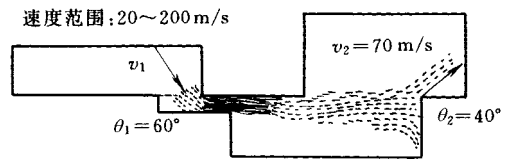


图 9 流出节流槽液动力计算

将具体数值代入式(1)可得: $F_f=-14.2 \text{ N}$, 显然流出动量大于流入动量, 液动力方向使阀口趋于打开。其值与流场仿真的计算结果相差 4 N, 这是由于部分流体并非沿 θ_2 角度方向离开控制体。

4 流场仿真结果与试验结果比较

试验系统如图 10 所示。试验中设定调速阀流量为 40 L/min, 阀组 2 上的溢流阀调为 30 MPa。油温 40 °C。试验中阀口开度变化间隔为 0.1 mm。

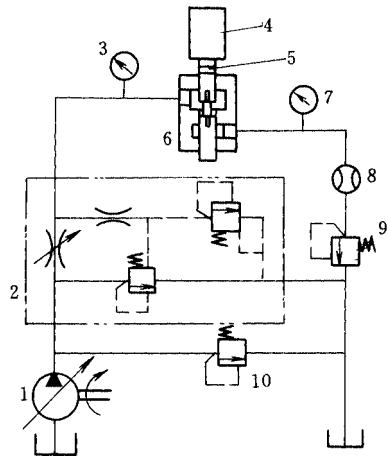


图 10 试验系统简图

1. 比例变量泵 2. 溢流型调速阀阀组
- 3、7. 压力表及压力传感器 4. 直线步进电动机 5. 压磁式力传感器
6. 被试阀 8. 流量计 9. 背压阀 10. 安全阀

图 11 为流场计算与试验结果比较, U、V 表示相应的节流槽。可以看出流场计算和试验测量结果吻合很好。U 形槽在阀口开度接近全开口 5 mm 时(大于 4.5 mm)和 V 形槽在开度接近 6 mm 时, 仿

真计算与实测有较大的误差。此处压力低而流量大增,这是由于试验中阀在全开口附近阀口已经全部打开。

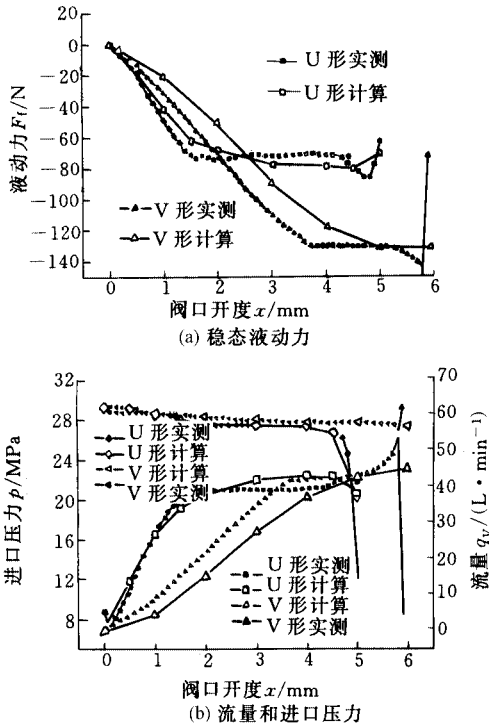


图 11 流场计算与实测结果比较

5 结论

非全周开口滑阀由于射流角随着阀口开度变化很大、阀口等效面积及流束出流面积无法准确确定,由动量定理难以准确计算液动力;流场仿真技术预测液动力是通过受力面的压力积分获得,对于复杂形状液压阀的液动力预测是有效的。通过流场计算和理论分析发现液流进出节流槽的流动方向不同,液动力数值和方向均有变化。流入节流槽时液动力数值不大,在阀口开度的中间段,液动力方向使阀口趋于打开,在小开口和大开口区段,液动力使阀口趋于关闭。此项研究对于非全周开口形式的液压阀性能预测及优化设计具有重要意义。

参 考 文 献

- 路甬祥, 胡大纭. 电液比例控制技术. 北京: 机械工业出版社, 1988
- Shi Weixiang, Cao Binggang, Tang Zhiyong. Review and

progress on flow force of a poppet valve. In: Proceedings of

the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo: 1993: 423~428

- 曹秉刚, 史维祥, 中野和夫. 内流式锥阀液动力及阀芯锥面压强分布的试验研究. 西安交通大学学报, 1995, 29(7): 7~13
- 曹秉刚, 史维祥, 中野和夫. 内流式锥阀液动力的理论探讨. 西安交通大学学报, 1995, 29(7): 1~6
- 付永领, 宋国彪, 裴忠才, 等. 新型直接驱动式伺服阀的稳态液动力分析. 机床与液压, 1998(6): 18~20
- Borghi M, Milani M, Paoluzzi R. Transient flow force estimation on the pilot stage of a hydraulic valve. Fluid Power and Systems Technology Division (Publication) FPST ASME, 1998, 5: 157~162

STUDY ON STEADY FLOW FORCE OF NON-CIRCULAR OPENING SPOOL VALVE

Ji Hong Fu Xin Yang Huayong
(Zhejiang University)

Abstract: The non-circular opening spool valve is one of basic construction of hydraulic valve, which places axisymmetrically several notches on the spool to form the restriction configuration. This type of valve is widely used in direction and velocity control for hydraulic actuators. Its restriction location, shape and flowing angle are shifted with the spool motion, and therefore it is difficult to achieve a reasonable prediction of the flow force by the traditional theoretic methods. The computational fluid dynamic method is used to investigate the three dimensional flowing fluid in a typical flow-direction control valve. The numerical result of the steady flow force and flow-pressure characteristics on the whole opening range agree well with the observed one. The results show that direction of steady flow force in the non-circular opening spool valve changes with the shift of the flow direction on the notch pass. A very useful guidance on the prediction of the steady flow force and other performances of non-circular opening spool valve is provided.

Key words: Non-circular opening spool valve

Fluid simulation Steady flow force

作者简介: 冀宏, 男, 1971 年出生, 博士研究生。主要从事流体振动及流动噪声控制、液压控制元件设计理论方面的研究。