

射流管伺服阀前置级压力特性

阎耀保, 王 玉

(同济大学机械与能源工程学院, 上海 200092)

摘 要: 为分析射流管伺服阀射流管喷嘴高压射流区的特性,建立了射流管伺服阀前置级数学模型,得到了射流管偏移值、射流管喷嘴半径和接收孔半径对接收器压力分布、喷嘴出口流速及接收器的左右孔恢复压力的影响规律。流场分析发现射流管喷嘴的高速射流出口处容易产生旋涡,且存在环状负压效应。结果表明:高压射流状态下,射流管喷嘴半径增大,恢复压力增加;接收孔半径增大,恢复压力降低。接收孔半径与射流管喷嘴半径之比最佳取值区间为 $[1.3, 1.5]$ 。射流管偏移值增大,偏移值增大一侧,射流管与接收孔之间的有效流体接收面积增大,射流管与接收孔之间的流体旋涡扩大,内部流场环状负压效应增加,接收孔恢复压力降低。

关 键 词: 射流管伺服阀; 接收器; 恢复压力; 旋涡; 环状负压效应

中图分类号: V233; TH138.52

文献标志码: A

Pressure characterization of the pre-stage of jet pipe servo valve

YIN Yao-bao, WANG Yu

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 200092, China)

Abstract: In order to analyze the characteristic of high jet pressure of jet pipe nozzle in the jet pipe servo valve, a pre-stage jet pipe servo valve mathematical model was established to get the impact of the jet pipe deflection displacement, the radius of jet pipe nozzle and the radius of receiving hole on its internal fluid pressure, nozzle exiting velocity and recovery pressure in the left and the right hole of receiver. Flow field analysis found that vortex was prone to occur at high velocity jet exit, and there existed annular negative pressure effect. The results showed that: under high jet pressure, when the radius of jet pipe nozzle increased, the recovery pressure increased, and when the radius of receiving hole increased, the recovery pressure decreased. The best internal value of the ratio of the radius of receiving hole to the radius of the jet pipe nozzle was $[1.3, 1.5]$. When jet pipe deflection displacement increased, on the side of displacement increase, the effective receiving area between the jet pipe and the receiving hole increased, but the vortex between the jet pipe and the receiving hole expanded and the annular negative pressure effect of the flow internal field increased, and the recovery pressure of the receiving hole decreased.

Key words: jet pipe servo valve; receiver; recovery pressure; vortex; annular negative pressure effect

电液伺服阀是伺服控制系统中的核心元件,广泛应用于船舶、航空、航天及各种工业使用场

合。射流管伺服阀最早出现在1940年前后,同时射流管原理控制阀的专利陆续被开发出来,1960

收稿日期:2014-05-06

基金项目:国家自然科学基金(51175378,51275356);航空科学基金(20120738001,20128038003)

作者简介:阎耀保(1965—),男,湖北麻城人,教授、博士生导师,博士。主要研究方向为极限环境下的液压与气动基础理论、飞行器能源与舵机、高速气动控制。E-mail:y-yin@tongji.edu.cn

年以后一些公司开始将射流管伺服阀应用于工业领域^[1-3].射流管伺服阀通过控制射流管的运动来改变射流方向,推动阀芯移动,具有精度高、响应快、工作可靠等优点^[4].飞机多采用射流管伺服阀替代喷嘴挡板式电液伺服阀.国内外学者陆续研究伺服阀基本特性.印度 Somashekhar 等建立射流管伺服阀两级压力传递函数,并分析前置级恢复压力对反馈杆稳定性的影响^[5-6].美国 Henri 等围绕气动射流管伺服阀等的射流管喷嘴直径和前置级压力对稳定性影响展开了研究^[7].以色列 Krilts 研究气动射流管伺服阀正开口前置级简化模型与参数匹配,分析两级伺服阀结构参数与阀静态、动态性能的映射关系^[8].日本 Kawashima 等将喷嘴挡板式电液伺服阀前置的节流孔作成孔板结构,提高伺服阀的压力特性^[9].美国的 Anderson 等研究了带有前置控制阀的喷嘴挡板式电液伺服阀的特性,结果表明该喷嘴挡板阀的压力特性和响应特性有所提升^[10].埃及的 EI-Araby 等建立了两级伺服阀的非线性数学模型,分析了不同结构参数下伺服阀的动态特性^[11].由于伺服阀的结构设计复杂且涉及军工领域,射流管伺服阀理论和技术已经被国外封锁和严格控制,国外详细报道尚不多见.国内有少数学者研究射流管伺服阀的内在机理^[12].姚晓先等通过气动射流管伺服阀实验取得压力特性计算式^[13].冀宏、陆向辉等采用计算流体力学(CFD)方法分析喷嘴挡板式电液伺服阀内部流场,探讨不同结构参数下射流前置级的恢复压力特性和流量特性^[14-15].李松晶等研究射流管伺服阀采用磁流体时的特性^[16].李跃松等分析超磁致伸缩执行器驱动的射流管伺服阀的射流效率和压力特性与结构参数的关系^[17].

为了建立射流管伺服阀结构参数与前置级压力特性的映射关系,本文分析无黏滞、不可压缩流体情况下,射流管偏移值、射流管喷嘴半径和接收孔半径对其内部流体压力分布、射流管喷嘴出口流速及左右接收孔恢复压力的影响规律.

1 射流管伺服阀工作原理

射流管伺服阀的结构示意图如图 1 所示,射流管伺服阀由永磁动铁式力矩电动机、射流管前置放大级和滑阀功率放大级构成.射流管由衔铁枢轴来支撑,并可绕枢轴摆动.液压油通过枢轴引入射流管,从射流管射出的射流冲到接收器的两个接收孔上,两个接收孔分别与滑阀的两腔相连接.液压能通过射流管的喷嘴转换为液流的动能,

液流被接收孔接收后,又将其动能转变为压力能^[18].无输入信号时,射流管伺服阀处于零位,射流管喷嘴处于两个接收孔的中间位置,即对称位置.喷嘴喷出的射流均等地进入两个接收孔,射流动能在接收孔内转化为压力势能,滑阀两端的压力相等,因而滑阀处于中位,伺服阀无流量输出.有信号输入时,通电线圈在电流作用下产生磁场使衔铁磁化,衔铁的磁场和永久磁铁的磁场相互作用,力矩电动机组件产生的偏转扭矩使射流管组件绕着一个支点旋转,射流管偏离中间位置,使其中一个接收孔接受的射流动能多于另一个,在滑阀两端形成压差,使滑阀产生位移,输出流量;同时阀芯推动反馈弹簧组件,对射流管产生反向力矩,当反向力矩与电流产生的正向力矩相平衡时,反馈杆及滑阀处于某一控制位置,输出稳定的控制流量.同时,滑阀阀芯右端的恢复压力与左端的恢复压力产生的压力差与滑阀的液动力和反馈杆变形对阀芯产生的反作用力之和相平衡时,阀芯停止运动.最后,该阀芯位移与输入的控制电流成比例,当负载压差一定时,滑阀的输出流量与控制电流也成正比.当射流管反方向移动时,反之亦然.

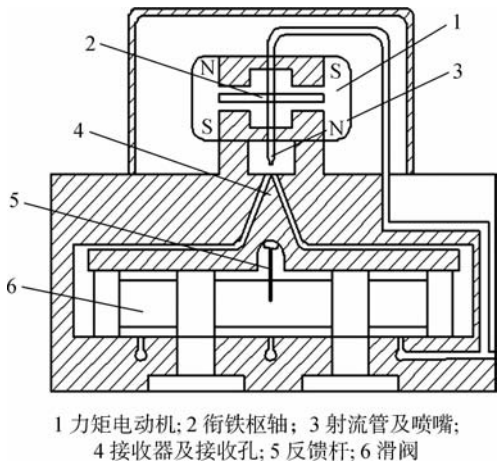


图 1 射流管伺服阀结构

Fig. 1 Structure of jet pipe servo valve

2 数学模型

2.1 接收器接收孔的接收面积

射流管伺服阀接收器接收面积模型如图 2 所示.左圆为左接收孔投影,中间圆为射流管喷嘴出口投影,右圆为右接收孔投影,A 点为左圆圆心,C 点为中间圆圆心,BE 点为两圆的交点,D 点为 AC 与 BE 的交点, X_j 为射流管位移,即偏移值, r_1 为左接收孔半径,并假设左右接收孔半径相

等, r_2 为射流管喷嘴半径, d 为接收器和射流管之间的中心距, 并假设以向左为正. 图中阴影部分的面积等于接收孔的接收面积, 左接收孔的接收面积等于两个扇形面积之和 $s_{\text{fan}ABE} + s_{\text{fan}CBE}$ 减去两个三角形面积之和 $s_{\triangle ABE} + s_{\triangle CBE}$.

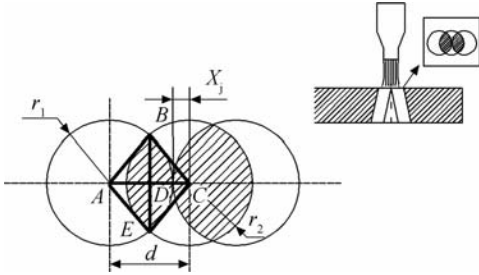


图2 接收器接收孔接收面积

Fig. 2 Receiving area of receiving hole of receiver

接收器左接收孔的接收面积为

$$A_1 = r_1^2 \arccos \frac{(r_1 - X_j)^2 + r_1^2 - r_2^2}{2r_1(r_1 - X_j)} - \frac{(r_1 - X_j)^2 + r_1^2 - r_2^2}{2(r_1 - X_j)} \cdot \sqrt{r_1^2 - \frac{[(r_1 - X_j)^2 + r_1^2 - r_2^2]^2}{4(r_1 - X_j)^2}} + r_2^2 \arccos \frac{(r_1 - X_j)^2 - r_1^2 + r_2^2}{2r_2(r_1 - X_j)} - \frac{(r_1 - X_j)^2 - r_1^2 + r_2^2}{2(r_1 - X_j)} \cdot \sqrt{r_2^2 - \frac{[(r_1 - X_j)^2 - r_1^2 + r_2^2]^2}{4(r_1 - X_j)^2}} \quad (1)$$

由于接收器左右接收孔的结构对称性, 同理可计算右接收孔的接收面积 A_2 .

由于接收孔轴线与垂直方向存在夹角 φ , 则实际接收面积为

$$A_{r1} = \frac{A_1}{\cos \varphi} \quad (2)$$

当射流管偏移值为零时, 左接收孔的接收面积等于右接收孔的接收面积, 即零位接收面积 A_0 为

$$A_0 = r_1^2 \arccos \frac{2r_1^2 - r_2^2}{2r_1^2} - \frac{2r_1^2 - r_2^2}{2r_1} \sqrt{r_1^2 - \frac{(2r_1^2 - r_2^2)^2}{4r_1^2}} + r_2^2 \arccos \frac{r_2^2}{2r_1 r_2} - \frac{r_2^2}{2r_1} \sqrt{r_2^2 - \frac{r_2^4}{4r_1^2}} \quad (3)$$

假设接收孔喷嘴半径与射流管半径之比 $r_1/r_2 = k$, 零位接收面积 A_0 与左右接收孔截面积 A_a 之比 K 为

$$K = \frac{A_0}{A_a} = k^2 \arccos \frac{2k^2 - 1}{2k^2} - \frac{2k^2 - 1}{2k} \sqrt{k^2 - \frac{(2k^2 - 1)^2}{4k^2}} + k \arccos \frac{1}{2k} - \frac{1}{2k} \sqrt{k^2 - \frac{1}{4k}} \quad (4)$$

由接收器接收孔接收面积数学模型可知, 接收孔半径与射流喷嘴半径之比 $k \geq 0.5$, 当接收孔半径与射流管喷嘴半径之比 $k = 0.5$ 时, 零位接收面积与接收孔截面积之比 $K = 1$, 不存在局部压力损失; 当接收孔半径与射流管喷嘴半径之比 $k > 0.5$ 时, 零位接收面积与接收孔截面积之比 $K < 1$, 存在局部压力损失.

2.2 射流管前置级压力特性模型

如图3所示为射流管伺服阀前置级结构示意图. 截面 S 为供油截面, 供油压力为 p_s , 供油速度为 v_s ; 截面 i 为速度达到最大的截面, 压力为 p_i , 速度为 v_i ; 截面 R 为接收器左右接收孔压力恢复截面, 左右接收孔恢复压力 p_1, p_2 为最大, 压力恢复截面的平均速度为 v_1, v_2 . 忽略射流管与接收器之间的压力损失. 射流管伺服阀前置级区域流体流动过程分为两个阶段: 第1阶段是液压油从 S 截面流至 i 截面; 第2阶段是液压油从 i 截面流至 R 截面.

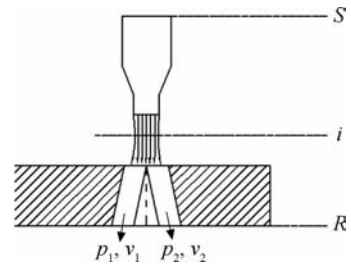


图3 射流管伺服阀前置级结构示意图

Fig. 3 Structure diagram of pre-stage of jet pipe servo valve

第1阶段: 液压油由 S 截面进入射流管, 供油压力为 p_s , 供油速度为 v_s , 到达速度最大截面 i , 压力为 p_i , 最大速度为 v_i , S 截面和 i 截面之间的流体满足伯努利方程式.

$$E_s + \frac{p_s}{\rho g} + \frac{v_s^2}{2g} = E_i + \frac{p_i}{\rho g} + \frac{v_i^2}{2g} + \zeta \frac{V_i^2}{2g} \quad (5)$$

式中 E_s 为 S 截面的重力能, E_i 为 i 截面的重力能, ζ 为能量损失系数, ρ 为液压油的密度, g 为重力加速度.

忽略重力能, $E_s, E_i \approx 0$, $v_s \ll v_i$, $v_s \approx 0$, 则式

(5)为

$$(1+\zeta)\frac{v_i^2}{2g}=\frac{p_s}{\rho g}-\frac{p_i}{\rho g}$$

(6)

流速 v_i 为

$$v_i=\frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}\sqrt{\frac{2(p_s-p_i)}{\rho}}=C_v\sqrt{\frac{2(p_s-p_i)}{\rho}}$$

(7)

式中 $C_v=\frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}$ 为喷嘴流速系数.

第 2 阶段:接收器接收由射流管射流而出的液压油,到达压力恢复截面 R , i 截面和 R 截面之间的流体满足伯努利方程式.

$$E_i+\frac{p_i}{\rho g}+\frac{v_i^2}{2g}=E_R+\frac{p_n}{\rho g}+\frac{v_n^2}{2g}+h_\zeta+h_l$$

(8)

式中 n 表示左右接收孔,左接收孔 n 取 1,右接收孔 n 取 2.

重力势能 E_i, E_R 以及沿程压力损失 h_l 忽略不计,式(8)为

$$p_n=p_i+\left(\frac{v_i^2}{2g}-\frac{v_n^2}{2g}-h_\zeta\right)\rho g$$

(9)

式中 h_ζ 为流动过程中由于管道截面突然扩大而产生的局部损失.

$$h_\zeta=C_i\frac{v_i^2}{2g}\left(1-\frac{A_n}{A_a}\cos\varphi\right)^2$$

(10)

式中 A_n 为左右接收孔的接收面积, C_i 为接收孔入口处的能量损失系数,取 0.95.

接收器左右接收孔内的流体分别满足连续性方程,即从 i 截面流入的液压油流量等于从 R 截面流出的液压油流量.

$$v_iA_n=v_nA_a$$

(11)

联立式(1)~式(11),可得接收器左右孔的恢复压力分别为

$$p_1=p_i+C_v^2\left[1-C_i\left(1-\frac{A_1}{A_a}\cos\varphi\right)^2\right](p_s-p_i)$$

(12)

$$p_2=p_i+C_v^2\left[1-C_i\left(1-\frac{A_2}{A_a}\cos\varphi\right)^2\right](p_s-p_i)$$

(13)

当射流管的偏移值为零时,左孔恢复压力等于右孔恢复压力,且等于零位恢复压力 p_0 .

$$p_0=p_i+C_v^2[1-C_i(1-K)^2](p_s-p_i)$$

(14)

3 结果与讨论

3.1 理论结果及其分析

选取射流管伺服阀计算参数,如表 1 所示. 根

据式(1)~式(14)的射流管伺服阀数学模型,可得到射流管偏移值、射流管喷嘴半径和接收孔半径对左右接收孔接收面积和恢复压力的影响规律,如图 4 和图 5 的曲线所示.

表 1 射流管伺服阀计算参数

Table 1 Parameters of jet pipe servo valve

参数	数值	参数	数值
p_s/MPa	10	C_i	0.95
p_i/MPa	0	$\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	850
$\varphi/(\text{^\circ})$	17.5	r_1/mm	0.15
C_v	0.97	r_2/mm	0.15

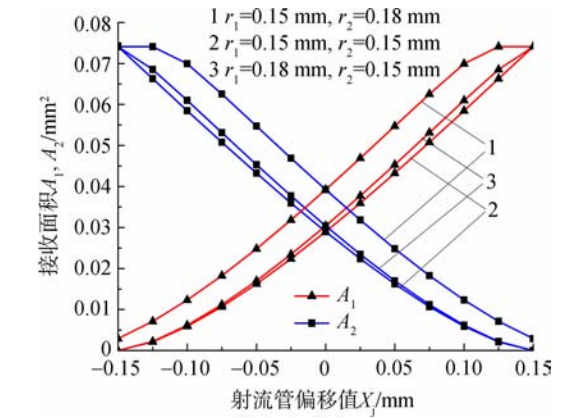


图 4 接收面积变化曲线

Fig. 4 Curves of receiving area variation

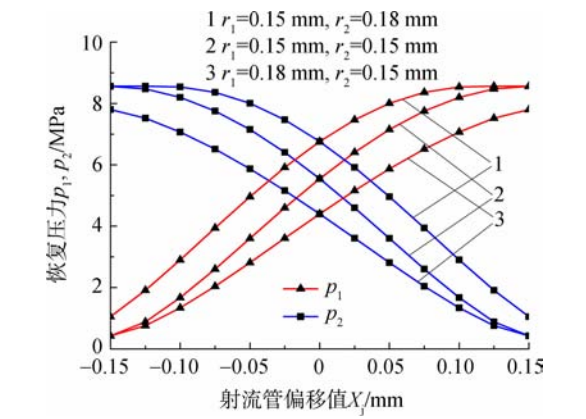


图 5 恢复压力变化曲线

Fig. 5 Curves of recovery pressure variation

由图 4 中的曲线 1,2,可以得出:射流管处于零位时,左右接收孔的接收面积相等;射流管偏移值增大,两接收孔的接收面积之比 A_1/A_2 增大,接收面积存在明显的饱和区域.

由图 5 中的曲线 1,2,可以得出:射流管处于

零位时,接收器左右接收孔的接收面积相等,接收器的左右恢复压力相等.射流管偏移值增大,左右两个接收孔的恢复压力存在明显的饱和区域.左右接收孔半径 r_1 不变,射流管喷嘴半径 r_2 增大时,恢复压力增大,这是因为从射流管中喷出的流体质量流量增加,分配到接收孔中的动能增加;射流管喷嘴半径 r_2 增大,接收面积增大,局部压力损失减小.由图 5 中的曲线 2,3 可以看出:射流管喷嘴半径 r_2 不变,左右接收孔半径 r_1 增大时,从射流管中喷出的流体质量流量相同,接收面积的增加可以忽略,但接收孔截面积增加,局部压力损失明显增加,恢复压力减小.

图 6 示出了零位恢复压力 p_0 随接收孔半径与射流管喷嘴半径之比 k 值的变化曲线.零位恢复压力在接收孔半径与射流管喷嘴半径之比 k 变化区间 $[0.5, 1.4]$ 呈减小趋势,在变化区间 $(1.4, 2]$ 呈增大趋势.根据射流管伺服阀校验规则,零位恢复压力为供油压力的 50%,接收孔半径与射流管喷嘴半径之比 k 最佳取值区间为 $[1.3, 1.5]$.

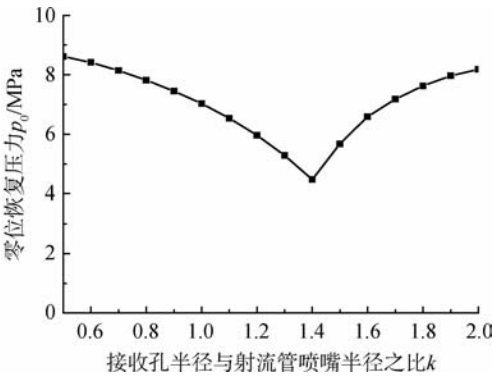


图 6 零位恢复压力随接收孔半径与射流管喷嘴半径之比变化曲线

Fig. 6 Curve of zero recovery pressure variation with the ratio of the radius of receiving hole to the radius of the jet pipe nozzle

3.2 流场分析

由于在建立数学模型时忽略了射流管与接收器之间的压力损失,这里建立 CFD 流场仿真,进一步分析射流管与接收器之间的流场情况.采用 Ansys 软件研究射流管不同偏移值下,射流管伺服阀前置级内部流场情况.建立如图 7 所示的结构模型,并划分网格.射流管伺服阀的主要结构参数:射流管喷嘴管半径 $r_2=0.15\text{ mm}$,左右接收孔半径相等且两孔之间无间隙 $r_1=0.15\text{ mm}$.流体介质设为液压油,密度为 850 kg/m^3 ,流体动力黏

度为 $0.0085\text{ Pa}\cdot\text{s}$;流体流动状态为湍流,采用 $k-\epsilon$ 湍流模型.边界条件设定如下:入口为压力边界(20 MPa),出口为压力边界(0 MPa),其余均为壁面边界,忽略内部流体与壁面的热交换,壁面设为绝热壁面,壁面边界为无滑移速度边界,收敛残差精度为 1×10^{-5} .

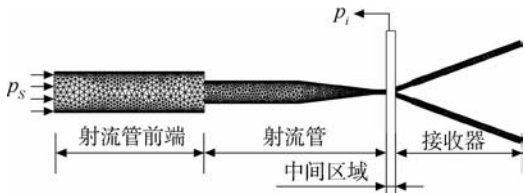


图 7 射流管伺服阀网格模型
Fig. 7 Mesh model of jet pipe servo valve

图 8 示出了射流管偏移值为 0 mm 时的压力等值线图.从图 8 可以看出:压力在射流管喷嘴收缩部分开始急剧下降,在射流管与接收器之间区域达到最小值,进入接收孔后压力恢复至稳定值,与数学模型假设的流动过程一致.

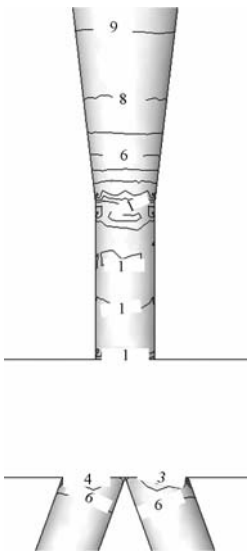


图 8 射流管偏移值为 0 mm 时的压力等值线图
(单位:MPa)

Fig. 8 Pressure contour at jet pipe deflection displacement of 0 mm (unit:MPa)

图 9 示出了两种计算方法所得恢复压力随射流管偏移值变化曲线.从图 9 中可以看出:两种计算方法所得恢复压力变化趋势一致;射流管偏移值增大,数学模型计算的恢复压力与 CFD 计算的恢复压力之差增大;射流管偏移值减小,数学模型计算的恢复压力与 CFD 计算的恢复压力的差值达到了允许的误差范围内.

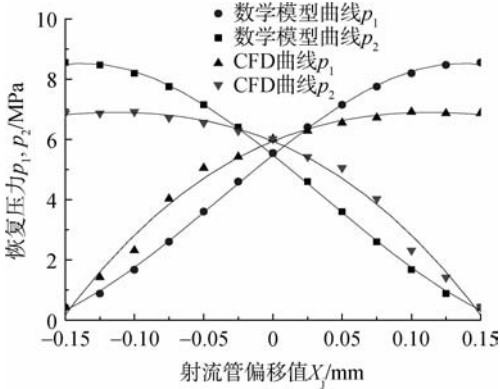


图 9 恢复压力计算结果比较

Fig. 9 Comparison of different computational results of recovery pressure

图 10 示出了射流管偏移值 $X_j = 0, 0.025, 0.05, 0.075, 0.1, 0.15$ mm 时的速度矢量图和旋涡状态图. 由图 10 中的 6 张速度矢量图可以看出:在高压射流状态下,射流管与接收器之间区域出现了旋涡,旋涡吸收了射流的能量并耗散掉这部分能量,导致射流能量降低,产生了环状负压效应,进入接收器流体能量降低,恢复压力降低. 环状负压效应,是恢复压力降低的一个主要原因.

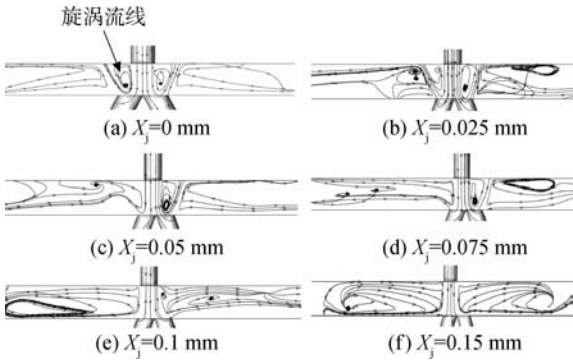


图 10 速度矢量与旋涡状态图

Fig. 10 Velocity vector and vortex

射流管偏移值为 0 mm 时,射流束两边出现了相同状态的环状旋涡;射流管偏移值增大,左旋涡扩大,环状负压效应增加,右旋涡减小,环状负压效应减小. 结合图 8 可以看出,在供油压力为 10 MPa 时,射流管偏移值增大,左旋涡扩大,环状负压效应增大,射流管偏移值减小,右旋涡变小,环状负压效应减小. 在环状负压效应较大的情况下,CFD 计算的恢复压力与数学模型计算的恢复压力最大误差在 2 MPa 左右,在环状负压效应较小的情况下,最大误差在 0.5 MPa 左右. 从而可知在忽略环状旋涡压力损失的情况下所建立数学模型的计算结果差异的原因.

4 结 论

1) 射流管伺服阀前置级压力特性数学模型反映了压力特性的变化趋势,可以根据数学模型进行关键结构参数的设计与改进.

2) 射流管喷嘴半径增大,接收孔接收面积增大,恢复压力增大;接收孔半径增大,接收孔接收面积基本不变,恢复压力减小. 接收孔半径与射流管喷嘴半径之比 k 的最佳取值区间建议为 $[1.3, 1.5]$.

3) 当射流管喷嘴半径等于两个接收孔半径时,射流管与接收器之间存在射流旋涡,产生了环状负压效应,这是导致数学模型计算较 CFD 计算的恢复压力偏高的原因;随射流管偏移值增大,射流环状旋涡扩大,环状负压效应增加,恢复压力降低的趋势增加. 该结果为进一步分析射流管伺服阀旋涡产生的条件提供了理论基础.

参考文献:

[1] Maskrey R H, Thayer W J. A brief history of electrohydraulic servo mechanisms[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1978, 100(2): 110-116.

[2] 阎耀保. 极端环境下的电液伺服理论及应用技术[M]. 上海: 上海科学技术出版社, 2012.

[3] 方群, 黄增. 电液伺服阀的发展历史、研究现状以及发展趋势[J]. 机床与液压, 2007, 35(11): 162-165.

FANG Qun, HUANG Zeng. Developing process, research actrality and trend of electrohydraulic servovalve[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2007, 35(11): 162-165. (in Chinese)

[4] 王兆铭, 渠立鹏, 张东, 等. 射流管伺服阀在发动温度控制中的应用[J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2009, 30(10): 1485-1488.

WANG Zhaoming, QU Lipeng, ZHANG Dong, et al. Application of jet-pipe hydraulic servovalve to temperature control of aeroengine[J]. Journal of Northeastern University: Natrual Science, 2009, 30(10): 1485-1488. (in Chinese)

[5] Somashekhar S H, Singaperumal M, Kumar R K. FE approach: electro-mechanical-fluid interaction of jet pipe electrohydraulic flow control servovalve[R]. ASME 2003 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2003-42384, 2003.

[6] Somashekhar S H, Singaperumal M, Kumar R K. Mathematical modelling and simulation of a jet pipe electrohydraulic flow control servo valve[J]. Journal of Systems and Control Engineering, 2007, 221(3): 365-382.

[7] Henri P D, Hollerbach J M, Nahvi A. An analytical and experimental investigation of a jet pipe controlled electro-pneumatic actuator[J]. Robotics and Automation, IEEE

- Transactions on,1998,14(4):601-611.
- [8] Krivts I L. Optimization of performance characteristics of electropneumatic(two-stage) servo valve[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Conrtol, 2004, 126(2):416-420.
- [9] Kawashima K, Youn C, Kagawa T. Development of a nozzle-flapper-type servo valve using a slit structure[J]. Journal of Fluids Engineering, 2006, 129(5):573-578.
- [10] Anderson R T, Li P Y. Mathematical modeling of a two spool flow control servovalve using a pressure control pilot[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Conrtol, 2002, 124(3):420-427.
- [11] EI-Araby M, EI-kafrawy A, Fahmy A. Dynamic performance of a nonlinear non-dimensional two stage electro-hydraulic servovalve model[J]. International Journal of Mechanics and Materials in Design, 2011, 7(2):99-110.
- [12] 曾广商,何友文. 射流管伺服阀研制[J]. 液压与气动, 1996, 20(3):6-8.
ZENG Guangshang, HE Youwen. The development of the jet pipe servo valve[J]. Journal of Chinese Hydraulics and Pneumatics, 1996, 20(3):6-8. (in Chinese)
- [13] 姚晓先,杜民,梁作宝. 射流管阀压力特性研究[J]. 弹箭与制导学报, 2002, 23(4):56-59.
YAO Xiaoxian, DU Min, LIANG Zuobao. Study of pressure character of jet pipe valves[J]. Journal of Projectiles, Rockets, Missiles and Guidance, 2002, 23(4):56-59. (in Chinese)
- [14] 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):129-131.
JI Hong, WEI Liejiang, FANG Qun, et al. Investigation to the flow of the jet-pipe amplifier in a servovalve[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2008, 36(10):129-131. (in Chinese)
- [15] 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, 2012, 40(16):1951-1956.
LU Xianghui, GAO Dianrong. Calculation and analysis of internal flow field of a double nozzle flapper valve of two-stage electro-hydraulic servo valve[J]. China Mechanical Engineering, 2012, 40(16):1951-1956. (in Chinese)
- [16] 李松晶,宋彦伟,聂伯勋. 采用磁流体的射流管伺服阀试验研究[J]. 机床与液压, 2006, 34(9):130-131, 120.
LI Songjing, SONG Yanwei, NIE Boxun. Experiments study on jet-pipe servo valve with magnetic fluid[J]. Machine Tool and Hydraulics, 2006, 34(9):130-131, 120. (in Chinese)
- [17] 李跃松,朱玉川,吴洪涛,等. 超磁致伸缩执行器驱动的射流伺服阀参数优化[J]. 航空学报, 2011, 32(7):1336-1344.
LI Yuesong, ZHU Yuchuan, WU Hongtao, et al. Parameter optimization of jet-pipe servovalve driven by giant magnetostriuctive actuator[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2011, 32(7):1336-1344. (in Chinese)
- [18] 閻耀保. 射流管伺服阀欧美专利分析[J]. 液压气动与密封, 2012, 36(2):68-73.
YIN Yaobao. Analysis of foreign patents of jet pipe servovalve[J]. Journal of Chinese Hydraulics and Pneumatics, 2012, 36(2):68-73. (in Chinese)

(编辑:陈 越)