

偏转板射流伺服阀前置级液流力学 数学建模与实验研究

葛声宏^{1,2}, 程文豪¹, 谢张辰¹, 朱玉川¹

(1. 南京航空航天大学 机电学院, 南京 210016;

2. 中国航空工业集团有限公司 南京伺服控制系统有限公司 科技发展部, 南京 210032)

摘 要: 偏转板所受液流力学对偏转板射流伺服阀振动与啸叫故障分析具有重要意义。针对传统偏转板所受液流力学建模中只考虑射流冲击力而忽略V型槽侧壁静压力的不足, 提出前置级液流力学由两部分组成: 其一, 一次射流阶段中油液撞到V型槽侧壁产生的冲击力; 其二, 压力恢复阶段中V型槽侧壁所受静压力。基于质量守恒、动量守恒和连续体假设, 研究了射流冲击力与静压力随偏转板位移变化规律, 推导出前置级液流力学数学模型。通过前置级压力特性实验与流场CFD仿真分析, 验证了所建液流力学模型有效性。结果表明: 偏转板位移越大, V型槽两侧压力作用面积差越大, 静压力对前置级液流力学结果影响效果越明显; 经有限元仿真结果验证, 所建模型可提高偏转板液流力学计算精度, 为偏转板伺服阀的振动与谐振分析提供了理论支撑。

关 键 词: 偏转板射流伺服阀; 偏转板射流放大器; 前置级液流力学; 数学建模; 流场仿真

中图分类号: V219; TH137

文献标志码: A

Mathematical modeling and experimental study of flow force in the prestage of deflector-jet servo valve

GE Shenghong^{1,2}, CHENG Wenhao¹, XIE Zhangchen¹, ZHU Yuchuan¹

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. Department of Science and Technology Development,

Nanjing Servo Control System Company, Limited,

Aviation Industry Corporation of China, Limited, Nanjing 210032, China)

Abstract: The fluid flow force on the deflector is of great significance for analyzing the vibration and whistling faults of the deflector-jet servo valve. The existing models of fluid flow force only consider the jet impact force while neglecting the static pressure on the walls of the V-shaped groove. For this, it was proposed that the fluid flow force was mainly composed of two parts: the impact force generated by the oil impacting the walls of the V-shaped groove in the primary jet phase, and the static pressure on the walls of the V-shaped groove in the pressure recovery phase. Based on the mass conservation law, the momentum conservation law, and the continuum hypothesis, the variation of jet impact force and static pressure with aspect to the deflector displacement was investigated, and a novel mathematical model of flow force was derived. Then, experiment and CFD simulation for the pressure characteristic of the deflector-jet amplifier were conducted to verify the accuracy of the proposed flow force model. The results

收稿日期: 2023-04-04

基金项目: 国家自然科学基金(51975275); 江苏省重点研发计划(BE2021034)

作者简介: 葛声宏(1980—), 男, 研究员, 博士生, 主要从事航空电液伺服阀技术研究。E-mail: smilegeshenghong@163.com

通信作者: 朱玉川(1974—), 男, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事高性能电液伺服阀研究。E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn

引用格式: 葛声宏, 程文豪, 谢张辰, 等. 偏转板射流伺服阀前置级液流力学数学建模与实验研究[J]. 航空动力学报, 2025, 40(1): 20230213. GE Shenghong, CHENG Wenhao, XIE Zhangchen, et al. Mathematical modeling and experimental study of flow force in the prestage of deflector-jet servo valve[J]. Journal of Aerospace Power, 2025, 40(1): 20230213.

showed that the larger deflector displacement indicated the larger difference of pressure area between the two sides of the V-shaped groove, and the more obvious effect of static pressure on the flow force. Validated by the CFD simulation, the mathematical model of high accuracy can provide the theoretical support for the vibration and resonance analysis of deflector-jet servo valve.

Keywords: deflector-jet servo valve; deflector-jet amplifier; flow force in the prestage; mathematical modeling; CFD numerical simulation

燃油调节器是航空发动机控制系统乃至整个飞行器的核心部件之一,常用的燃油调节器采用电液伺服阀接收控制器模拟信号,驱动流量调节燃油活门开度改变,进而控制燃油流量^[1-3]。常见的力反馈型电液伺服阀按先导级类型可分为喷嘴挡板、射流管与偏转板电液伺服阀 3 种^[4]。相较于喷嘴挡板和射流管电液伺服阀,偏转板电液伺服阀在结构上的主要区别在于偏转板射流放大器组件。该组件将力矩马达组件和滑阀组件连接起来,使偏转板电液伺服阀在保留抗污染能力和失效对中的优点的同时,具有更小的衔铁组件转动惯量,是偏转板电液伺服阀的核心组件。航空发动机燃油调节偏转板射流伺服阀谐振与啸叫是最为常见且对发动机安全运行极具威胁的故障之一,偏转板的受力特性对于分析伺服阀谐振与啸叫具有重要意义,但是由于偏转板射流组件内部液流流动状态复杂,其性能在理论上不易精确计算。自 20 世纪 70 年代,Moog 公司推出偏转板电液伺服阀以来,相关专家学者便不断开展偏转板射流放大器组件建模研究。

延皓等^[5-6]从射流角度出发,基于有限元仿真离散数据,提出了动量定理法和压力差法两种液流力计算公式。李竞等^[7]忽略油液冲击到壁面的黏性阻力,基于动量定理,建立了液流力与偏转板位移间的线性表达式。阎耀保等^[8]基于自由射流理论与动量定理,考虑冲击 V 型槽侧壁油液动量的变化,建立了液流力的数学模型。王书铭等^[9]基于阀口节流公式和动量定理提出了一种简化的偏转板射流放大器液流力计算方法。

更多针对偏转板射流放大器数学建模的研究聚焦于其压力特性。江林秋^[10]根据偏转板射流放大器的内部流态,提出基于紊动冲击射流理论对其流场进行分析,建立了其压力增益数学模型。马小良^[11]基于伯努利方程和节流原理推导出描述偏转板射流放大器压力特性的工程化数学模型。康硕等^[12]提出基于附壁射流理论对偏转板射流放大器流场进行分析,推导了偏转板射流放大器

压力增益的理论计算公式。李竞等^[13]配合有限元仿真将射流过程分为 4 个阶段进行分析,建立了负载压力与偏导板偏移量之间的数学关系。姚磊^[14]提出了可描述偏导射流机构空间特征的三维数学模型,在此基础上分析了不同偏转板位移条件下的流场压力分布。Saha 等^[15]考虑了层流和紊流不同的液流流态对液压放大器输出特性的影响,建立了接收口压力特性的数学模型。李双路等^[16]建立了偏转板射流放大器三维流场数学模型,为前置级液流力求解提供了新的理论支撑。

从上述研究可以看出,针对偏转板射流放大器的数学建模多聚焦于其压力特性,而针对其液流力的数学建模研究较少,且聚焦于油液冲击 V 型槽侧壁产生动量的变化。其认为作用在偏转板 V 型槽左右两侧壁上的静压力相互抵消,从而忽略不计。然而在实际过程中,偏转板偏离中位,作用在 V 型槽两侧壁的静压力有效作用面积不再相等,即 V 型槽两侧壁上的静压力不能相互抵消,所以前置级液流由射流到 V 型槽侧壁油液产生的冲击力和作用于 V 型槽侧壁的静压力两部分组成。

因此本文基于紊动射流理论和动量定理,考虑随偏转板位移,油液冲击 V 型槽侧壁的冲击速度、有效射流面积、静压力有效作用面积的变化,建立偏转板射流放大器液流力数学模型。由于实验条件限制,无法对液流力展开测量,因此本文采用实验测试偏转板射流放大器压力特性,验证有限元仿真的准确性。然后以有限元仿真为标准,求解前置级液流力,验证数学模型的准确性。

1 偏转板电液伺服阀结构原理

偏转板电液伺服阀按结构可分为力矩马达、偏转板射流放大器和滑阀组件。其中,偏转板射流放大器组件由射流盘和偏转板两部分组成。射流盘为一开有“大”字形孔的圆形薄片,偏转板为一开有 V 型导流槽的薄板。

如图 1 所示,偏转板插在射流盘“大”字形孔

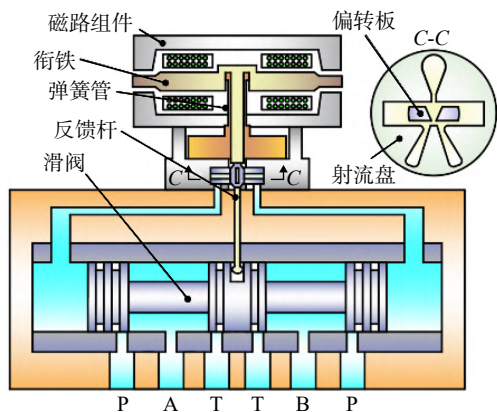


图1 偏转板电液伺服阀结构示意图

Fig. 1 Structure schematic of deflector servo valve

的中间,一端通过衔铁和弹簧管连接到力矩马达磁路组件,另一端通过反馈杆连接到滑阀组件。伺服阀工作过程中,力矩马达磁路组件产生电磁力矩驱动衔铁偏转,衔铁带动偏转板偏移,左右接收腔接收到不同流量,从而产生压差,压差驱动滑阀阀芯运动。电磁力与弹簧管、反馈杆产生的反馈力及偏转板V型槽受到的液流冲击力平衡,则整阀运动达到平衡,滑阀产生固定开口,输出稳定流量。图中P为进油口,T为回油口,A和B为两个负载口。

2 前置级液流数学建模

2.1 一次射流速度分布模型

如图2所示,油液在射流盘内流动,根据其流动状态,从上至下可划分为5个阶段,分别为管内

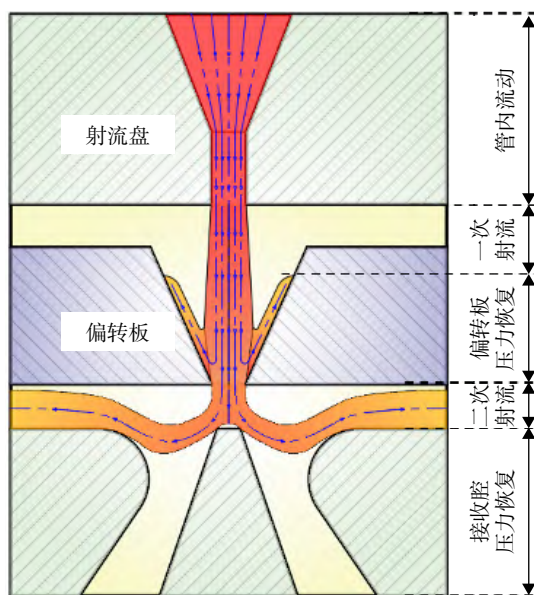


图2 偏转板射流放大器流动阶段划分

Fig. 2 Deflector-jet amplifier flow phase division

流动阶段、一次射流阶段、偏转板压力恢复阶段、二次射流阶段、接收腔压力恢复阶段。

其中,管内流动至一次射流阶段,油液压力能转换为动能,从一次射流口射出。一次射流出口速度满足均匀分布,所以一次射流出口最大速度等于其平均速度,根据伯努利方程一次射流出口平均速度可表示为

$$u_m = u_0 = \sqrt{\frac{2(p_s - p_0)}{\rho(1 + \zeta_0)}} \quad (1)$$

式中 u_m 为一次射流出口最大速度; u_0 为一次射流出口平均速度; p_s 为入口压力; p_0 为出口压力; ρ 为油液密度; ζ_0 为一次射流局部损失系数。

如图3所示,油液在管内流动阶段,流道逐渐变窄,可近似为渐缩管流动,则局部损失系数 ζ_0 可表示为^[17]

$$\zeta_0 = \frac{\lambda}{8 \tan \beta} \left[1 - \left(\frac{2b_0}{B} \right)^2 \right] \quad (2)$$

式中 λ 为管道摩擦因数; β 为入流角度; b_0 为一次射流出口半宽度; B 为渐缩管入流宽度。

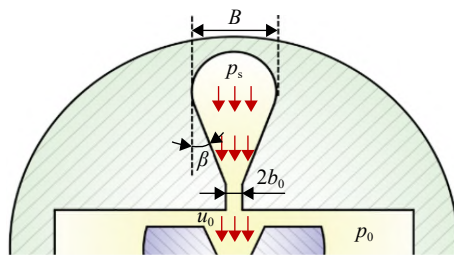


图3 管内流动阶段流道结构

Fig. 3 Pipeline structure of flow stage

由于射流盘为圆形薄片,故可将一次射流等效为平面自由紊动射流。根据平面自由紊动射流理论,可将一次射流沿射流方向依次划分为射流发展区、射流过渡区和射流主体区^[18-19]。由于射流过渡区较短,在分析中通常被忽略。因此本文将一次射流划分为射流发展区和射流主体区,如图4所示。

射流发展区包括射流核心区 and 紊动混合区,射流核心区内油液流速处处相等,且等于最大速度 u_m 。紊动混合区自射流出口边界向外扩展,根据 Prandtl 研究结果,平面自由紊动射流的射流边界是按照线性规律扩展的^[18]。

定义一次射流出口中点为原点,垂直于射流方向为 x 轴,沿射流方向为 y 轴,得一次射流速度分布坐标系 xOy ,因此

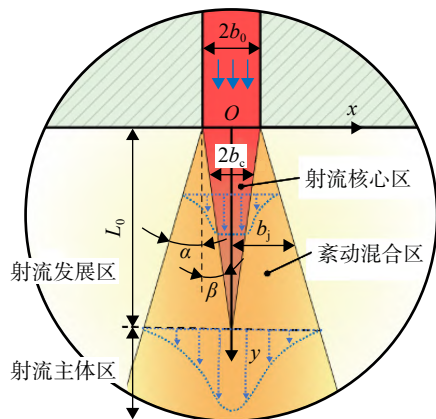


图 4 平面自由紊动射流区域划分

Fig. 4 Regional division of planar free turbulent jet

$$b = y \tan \alpha + b_0 \quad (3)$$

$$L_0 = b_0 / \tan \gamma \quad (4)$$

式中 b 为一次射流外边界半宽度; α 为一次射流外边界与 y 轴夹角; γ 为射流核心区边界与 y 轴夹角; L_0 为射流核心区长度。

Tollmien 在 Prandtl 的研究基础上给出了平面紊动自由射流的理论解,他指出紊动混合区的纵向时均速度分布基本符合 Gaussian 分布,因此,对于紊动混合区,任一断面横向时均速度可表示为

$$\frac{u}{u_m} = \exp \left[-\frac{(x - b_c)^2}{\sigma^2} \right] \quad (5)$$

式中 u 为任一断面横向时均速度; u_m 为射流核心区速度,即一次射流最大速度; σ 为 Gaussian 分布特征半宽度,通过有限元仿真结果辨识 $\sigma=0.08$; b_c 为射流核心区半宽度,由几何关系可得: $b_c = (L_0 - y) \tan \gamma = b_0 - y \tan \gamma$ 。

由于紊动混合区和射流核心区交界处速度等于一次射流最大速度 u_m ,最终得到射流发展区任一横断面流速分布:

$$u = \begin{cases} u_m \exp \left[-\frac{(x + b_c)^2}{\sigma^2} \right] & (-b \leq x < -b_c) \\ u_m & (-b_c \leq x \leq b_c) \\ u_m \exp \left[-\frac{(x - b_c)^2}{\sigma^2} \right] & (b_c < x \leq b) \end{cases} \quad (6)$$

2.2 二次射流速度分布模型

一次射流出口油液射到偏转板 V 型槽内,经过 V 型槽整流,再从二次射流出口射出。偏转板射流放大器三维流场仿真结果表明,一次射流核心区延伸至二次射流出口。理想情况下,二次射

流出口最大速度等于一次射流核心区速度,即一次射流最大速度。然而实际射流过程中,由于偏转板 V 型槽的整流作用,二次射流出口最大速度相较于一次射流最大速度存在衰减。

如图 5 所示,将偏转板 V 型槽等效为渐缩管模型,根据流场仿真结果,二次射流最大速度可表示为

$$u_{m2} = \frac{u_m}{\sqrt{(1 + \zeta_2)}} \quad (7)$$

式中 u_m 表示一次射流出口最大速度,即一次射流核心区速度; u_{m2} 表示二次射流出口最大速度; ζ_2 表示二次射流管路局部损失系数。

$$\zeta_2 = \frac{\lambda}{8 \tan \theta} \left[1 - \left(\frac{2b_{00}}{b_1} \right)^2 \right] \quad (8)$$

式中 θ 为 V 型槽侧壁倾角,即入流角度; b_{00} 为二次射流出口半宽度; b_1 为 V 型槽上侧开口半宽度,即入流宽度。

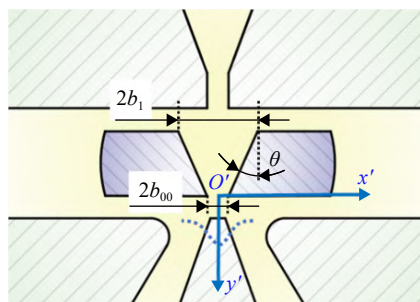


图 5 偏转板压力恢复阶段流道结构

Fig. 5 Pipeline structure of deflector pressure recovery stage

同样地,因为射流盘为圆形薄片,所以可将二次射流等效为平面自由紊动射流。由于二次射流发展区很短,故只考虑其射流主体区。

根据平面自由紊动射流理论,射流主体区速度满足高斯分布。如图 5 所示,以二次射流出口中点为原点,沿射流方向为 y' 轴,垂直于射流方向为 x' 轴,得二次射流速度分布坐标系 $x'O'y'$,则二次射流速度分布可表示为

$$u_2 = u_{m2} \exp \left[-\left(\frac{x'}{\sigma_2} \right)^2 \right] \quad (9)$$

式中 σ_2 表示满足二次射流速度分布的高斯分布的特征半宽度,通过有限元仿真结果辨识 $\sigma_2=0.11$ 。

2.3 油液冲击 V 型槽侧壁建模

对于偏转板射流放大器组件,只有沿 x 方向的液流才会形成力矩反馈,因此本文只研究沿 x 方向偏转板射流放大器液流力的数学建模。其

主要来源于作用在偏转板 V 型槽上的液流, 按照作用性质, 可将其分为两部分: 一次射流阶段射流到 V 型槽侧壁的油液产生的冲击力, 和偏转板压力恢复阶段作用在 V 型槽侧壁上的静压力。

如图 6 所示, 一次射流阶段, 随偏转板偏移, 射流到 V 型槽侧壁上的油液有效射流面积和冲击速度都发生变化, 即冲击动量发生变化, 则油液冲击到 V 型槽侧壁产生的冲击力发生变化。以左侧壁面为例, 取三角形 $\triangle ABC$ 为控制体, 油液从一次射流口射出, 冲击到 V 型槽侧壁上, 一部分沿侧壁继续向下流动, 另一部分则沿侧壁向上回流。根据动量定理可得

$$J_0 \cos \theta = J_1 - J_2 \quad (10)$$

$$J_0 \sin \theta = F_n \quad (11)$$

式中 J_0 为单位时间油液冲击 V 型槽侧壁的动量; J_1 为单位时间油液沿 V 型槽侧壁向下流动动量; J_2 为单位时间油液沿 V 型槽侧壁向上回流动量; F_n 为油液冲击 V 型槽侧壁产生的法向力。

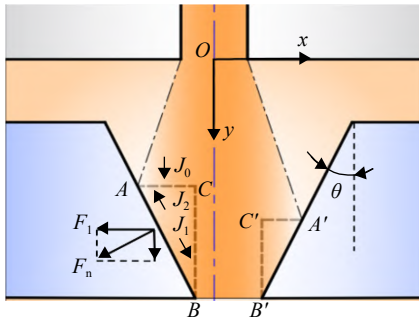


图 6 油液冲击 V 型槽侧壁示意图

Fig. 6 Schematic diagram of oil impact on side wall of V-shaped groove

则油液冲击 V 型槽侧壁产生的沿 x 方向的冲击力可表示为

$$F_1 = F_n \cos \theta = J_0 \sin \theta \cos \theta \quad (12)$$

如图 7 所示, 根据几何关系可得, 随偏转板偏移, 一次射流外边界与 V 型槽侧壁交点坐标 (x_1, y_1) 、冲击到 V 型槽侧壁上的有效射流宽度 s_x 与

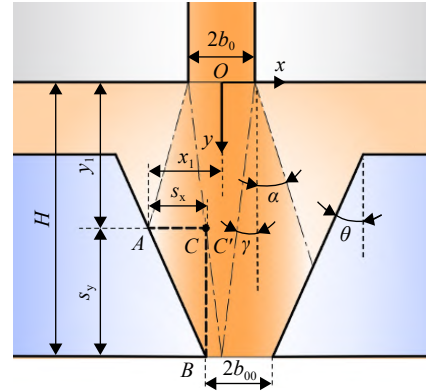


图 7 射流各区域边界示意图

Fig. 7 Schematic diagram of the boundary of each jet region

压力有效作用长度 s_y 可由式(13)求解:

$$\begin{cases} x_1 = -b_0 - y_1 \tan \alpha \\ s_x = -b_{00} + x_d - x_1 \\ s_y = s_x / \tan \theta \\ y_1 = H - s_y \end{cases} \quad (13)$$

式中 H 为一次射流出口到二次射流出口距离; x_d 为偏转板位移。

对于平面自由紊动射流, 单位时间内通过某一截面的油液动量可表示为

$$J = \dot{m}u = \left(\int_S \rho u dS \right) \cdot u = \left(\int_x \rho u dx dz \right) \cdot u = \int_x \rho u^2 dx \quad (14)$$

式中 \dot{m} 为单位时间内通过某一截面的油液质量; S 为某一截面的面积。

以 V 型槽左侧壁面为例, 随偏转板偏移, 冲击到 V 型槽侧壁上的油液有效射流宽度 s_x 可分为以下两种情况: 如图 8 所示建立坐标系 xOy , 则 C 点坐标为 $(-b_{00} + x_d, y_1)$, AC 延长线与射流核心区左边界线的交点 C' 的坐标为 $(-b_0 + y_1 \tan \gamma, y_1)$ 。第 1 种情况如图 8(a) 与图 8(b) 所示, 当 $-b_{00} + x_d \leq -b_0 + y_1 \tan \gamma$, 即 C 在 C' 左侧(或重合)时, 有效射流宽度 s_x 全部在紊动混合区。第 2 种情况如图 8(c) 所示, 当 $-b_{00} + x_d > -b_0 + y_1 \tan \gamma$, 即 C 在 C' 右侧时, 有效射流宽度 s_x 一部分在紊动混合区, 另一部分在射流核心区。则单位时间内射流到 V 型槽左侧壁上单位厚度的油液的动量可表示为

$$J_0 = \begin{cases} \int_{-b_0 - y_1 \tan \alpha}^{-b_{00} + x_d} \rho u_m^2 \exp \left[-2 \frac{(x + b_c)^2}{\sigma^2} \right] dx & (-b_{00} + x_d \leq -b_0 + y_1 \tan \gamma) \\ \int_{-b_0 - y_1 \tan \alpha}^{-b_0 + y_1 \tan \gamma} \rho u_m^2 \exp \left[-2 \frac{(x + b_c)^2}{\sigma^2} \right] dx + \int_{-b_0 + y_1 \tan \gamma}^{-b_{00} + x_d} \rho u_m^2 dx & (-b_{00} + x_d > -b_0 + y_1 \tan \gamma) \end{cases} \quad (15)$$

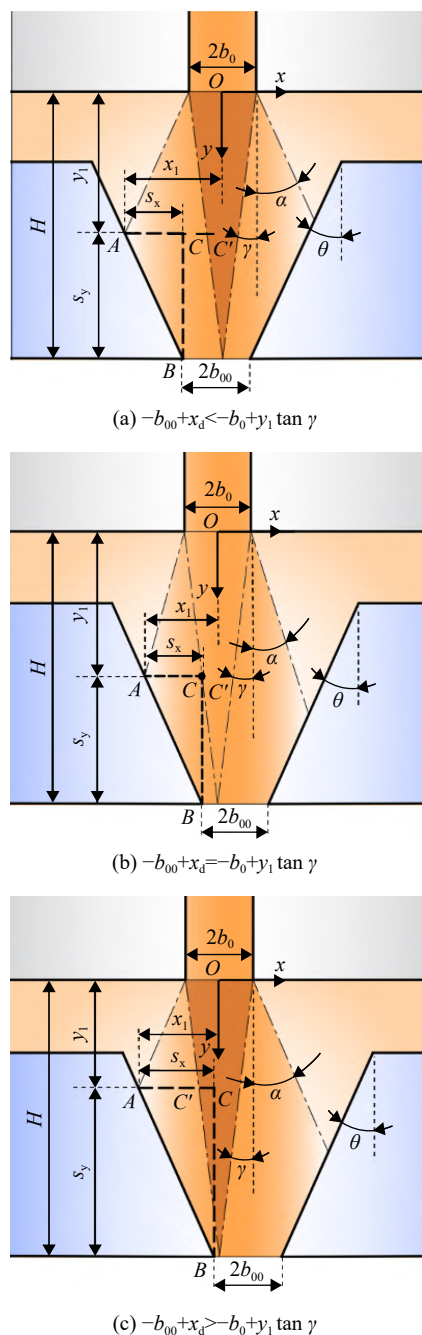


图 8 有效射流宽度随偏转板位移变化示意图

Fig. 8 Schematic diagram of effective jet width changing with deflector displacement

2.4 作用在 V 型槽侧壁上的静压力建模

一次射流出口油液冲击到 V 型槽内, 经过 V 型槽整流后从二次射流出口射出, 这一阶段油液经历动能—压力能—动能的转换, 偏转板 V 型槽内产生静压力, 作用于 V 型槽左右两侧壁上。根据伯努利方程, 作用于 V 型槽左右两侧壁上的平均静压力满足:

$$\frac{u_0^2}{2g} = \frac{p}{\rho g} + \frac{u_{00}^2}{2g} \quad (16)$$

式中 p 为偏转板压力恢复阶段 V 型槽内平均压力, u_{00} 为二次射流出口平均速度。

$$u_{00} = \int_{-b_{00}}^{b_{00}} u_2 dx' / 2b_{00} \quad (17)$$

偏转板射流放大器所受液流冲击力等于一次射流阶段, 油液冲击 V 型槽侧壁产生的冲击力, 和偏转板压力恢复阶段, 作用在 V 型槽侧壁上的压力。考虑偏转板厚度为单位厚度 1 时静压力为 $ps_y \times 1$, 故而得到单位厚度的液流冲击力计算式为

$$F = F_1 + ps_y \quad (18)$$

式中冲击力 F_1 求解方法为: 将式(14)带入式(12)得到单位厚度的冲击力, 再乘上偏转板厚度 δ_d 即可得冲击力 F_1 。

式(18)中静压力 ps_y 求解方法为: 静压力作用 V 形槽区域为一近似椭圆, 由图 7 投影关系可得椭圆短轴为 $s_y/\cos \theta$, 长轴为 $\frac{1}{2}\delta_d$, 故而由椭圆面积计算公式可得椭圆面积为 $\frac{\pi}{8}s_y\delta_d$, 再乘以 $\cos \theta$ 即可得椭圆在 yOz 平面的投影面积, 最后乘上压力 p 即可得静压力 ps_y 。

综合可得 V 形槽左右两侧液流冲击力计算公式为

$$F = \int_{s_x} \rho u^2 dx \sin \theta \cos \theta \delta_d + \frac{\pi}{8} ps_y \delta_d \quad (19)$$

进一步可得 V 型槽左右两侧液流力的合力 F_d 为

$$F_d = \left(\int_{s'_x} \rho u^2 dx \sin \theta \cos \theta \delta_d + \pi ps'_y \delta_d / 8 \right) - \left(\int_{s_x} \rho u^2 dx \sin \theta \cos \theta \delta_d + \pi ps_y \delta_d / 8 \right) \quad (20)$$

式中 s'_x 、 s'_y 分别表示 V 型槽右侧壁面有效射流宽度与压力有效作用长度。

3 流场有限元仿真及验证

3.1 偏转板射流放大器流场有限元仿真

偏转板射流放大器内部流场流速极快, 流动状态复杂, 存在剧烈的动量与能量交换。通过有限元仿真, 能够较为准确地获取其内部流动规律, 直观地观测其流动状态。同时可将有限元仿真结果与理论模型计算结果进行对比, 验证理论模型的准确性。本文采用 ICEM 网格划分工具对偏转板射流放大器流场划分六面体网格, 并导入 FLUENT 流体仿真软件, 设置供油压力为 2 MPa, 回油

压力为 0 MPa, 开展仿真分析。

实验研究表明, 偏转板电液伺服阀在实际工作过程中, 偏转板位移在 $50\ \mu\text{m}$ 以内。因此, 选择偏转板位移 $0\sim 50\ \mu\text{m}$ 范围内开展有限元仿真, 分析偏转板射流放大器内部流场特性。

如图 9 所示, 供油压力为 2 MPa 时, 不同偏转板位移下偏转板射流放大器内部流场压力云图。

从图中可以看出, 偏转板压力恢复阶段, 随偏转板向右移动, 作用于 V 型槽左侧壁面压力有效作用面积逐渐增大, 右侧壁面压力有效作用面积逐渐减小, 则左侧壁面上的总压力大于右侧, V 型槽左右两侧壁压力不能相互抵消, 即不能忽略作用在 V 型槽侧壁上的静压力对前置级液流力的影响。

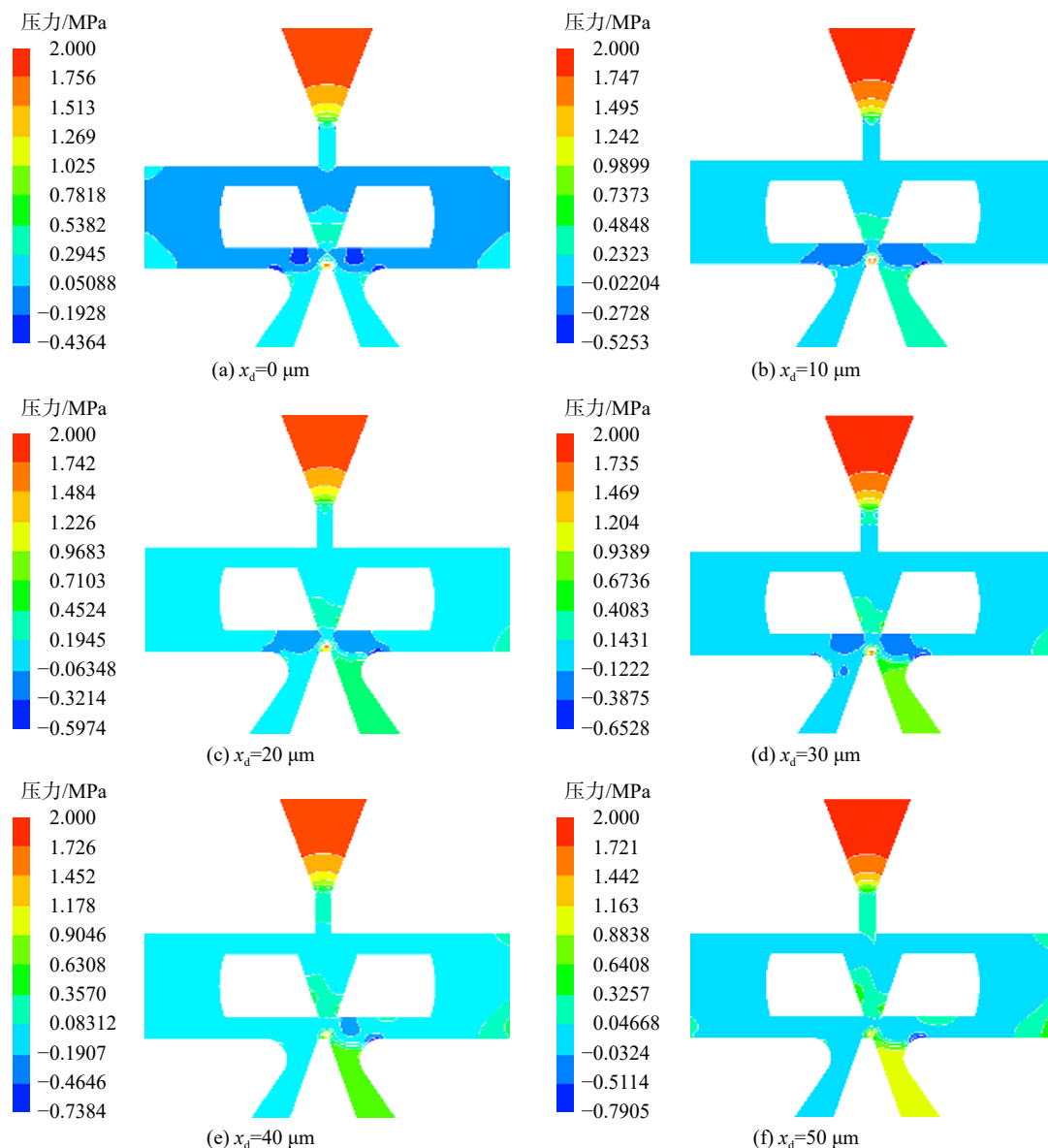


图 9 不同偏转板位移下流场压力云图

Fig. 9 Flow field pressure cloud map with different deflector displacements

3.2 流场仿真验证研究

为了验证偏转板射流放大器流场有限元仿真结果的准确性, 本文开展偏转板射流放大器接收腔压力测量实验, 实验原理如图 10 所示。偏转板射流放大器通过油路块连接在电液伺服阀静态

测试实验台上, 进油口接实验台供油腔, 回油口接实验台回油腔, 左右接收腔分别接实验台 A 腔与 B 腔。力矩马达接收到输入的电流信号后, 输出电磁力矩驱动衔铁偏转, 衔铁带动偏转板位移, 使左右接收腔产生不同的压力。在衔铁末端加装

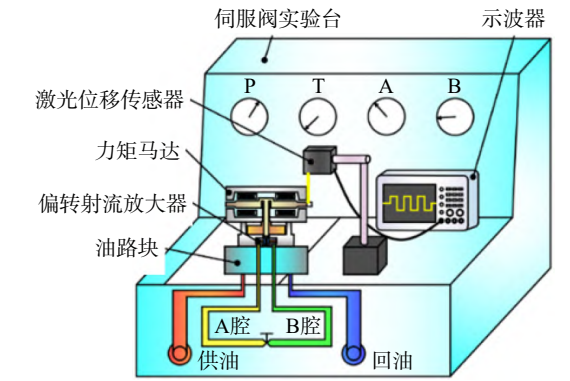


图 10 偏转板射流放大器压力特性实验原理

Fig. 10 Experimental principle of pressure characteristics of deflector-jet amplifiers

树脂薄片, 激光位移传感器打在树脂薄片上, 测量衔铁末端位移, 再通过几何关系转化为偏转板位移。所用激光位移传感器型号为 CD5-30(A), 测量距离为 30 mm, 测量范围为 ± 5 mm, 线性度为 $\pm 0.08\%$ FS (full scale), 分辨率为 $0.2\text{ }\mu\text{m}$ 。在测量压力特性时, 实验台的 A 腔和 B 腔断开, 两接收腔的压力分别对应 A 腔和 B 腔压力, 压力值通过实验台上的压力表读取。实验系统如图 11 所示。



图 11 偏转板射流放大器压力特性实验系统

Fig. 11 Experimental system for pressure characteristics of deflector jet amplifier

分别在 $p_{\text{in}}=2, 4, 6\text{ MPa}$ 供油压力下进行实验研究, 测量偏转板射流放大器左右接收腔压力差, 与有限元仿真结果进行对比, 如图 12 所示。从图

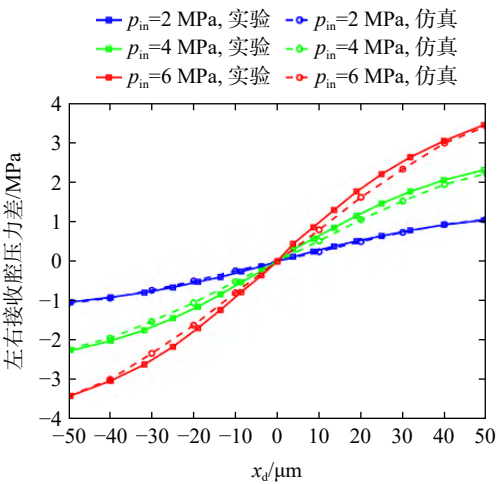


图 12 压力特性实验与仿真结果对比

Fig. 12 Comparison of experimental and simulation results on pressure characteristics

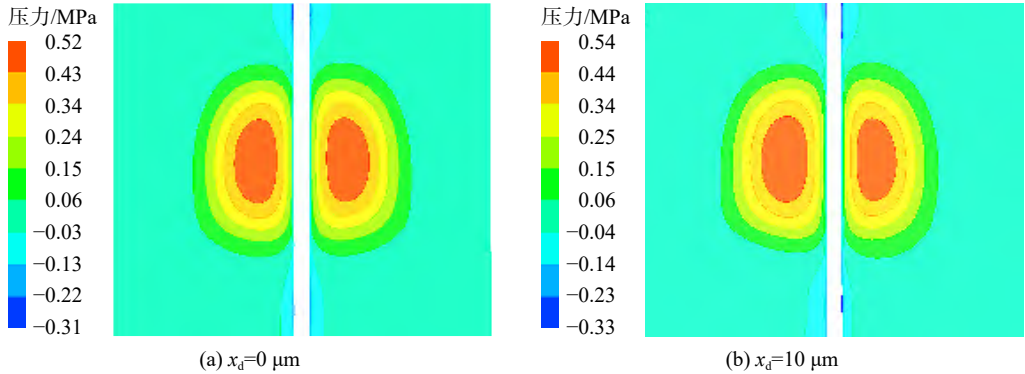
中可以看出, 有限元仿真结果与实验结果基本吻合, 最大求解误差不超过 5%, 证明有限元仿真具有较高的准确性。

4 前置级液流数学模型验证

4.1 静压力分布模型验证

如图 13 所示, 为供油压力为 2 MPa, 偏转板向右偏移量分别为 0、10、20、30、40、50 μm 时 V 型槽侧壁上压力云图。从图中可以看出, 偏转板压力恢复阶段, 静压力在 V 型槽侧壁上有效作用面近似为椭圆面, 随偏转板位移变化, 作用在 V 型槽两侧壁的压力有效作用面积发生变化。当偏转板向右移动, 左侧壁面压力有效作用面积逐渐增大, 右侧壁面压力有效作用面积逐渐减小, 左侧总压力值大于右侧, 则左右两侧压力不能相互抵消。

沿油液射流方向, 提取供油压力 2 MPa, 偏转板向右偏移量分别为 0、10、20、30、40、50 μm 时 V 型槽侧壁时均压力在二维平面上的分布结果,



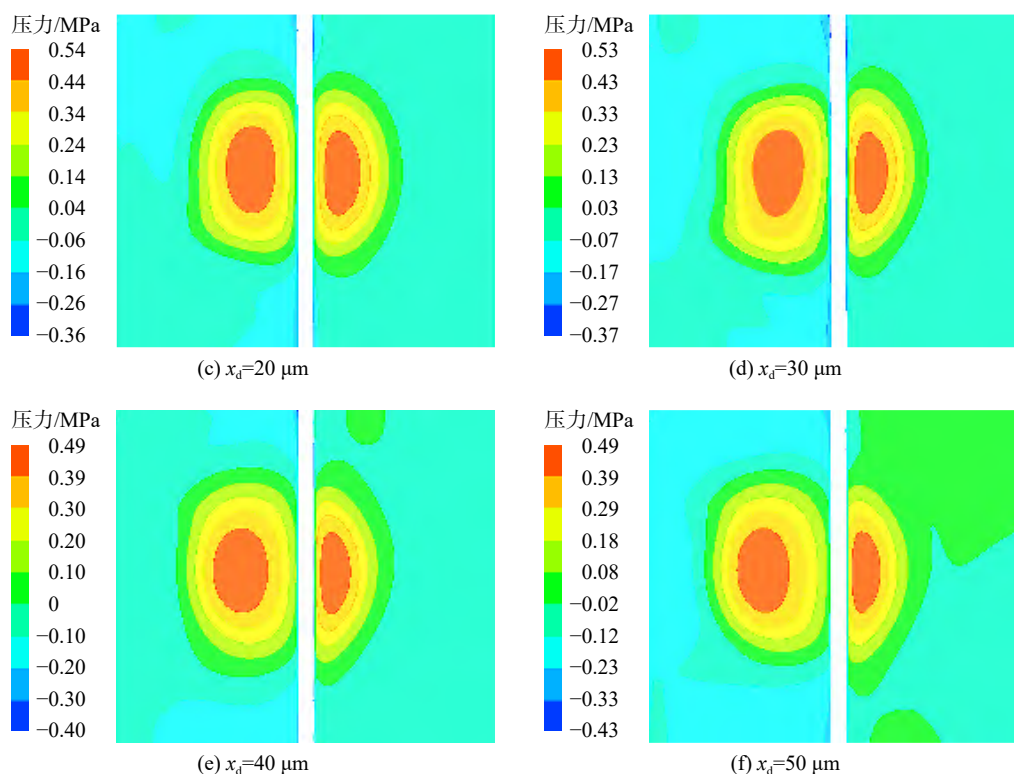


图 13 不同偏转板位移下 V 型槽侧壁压力分布

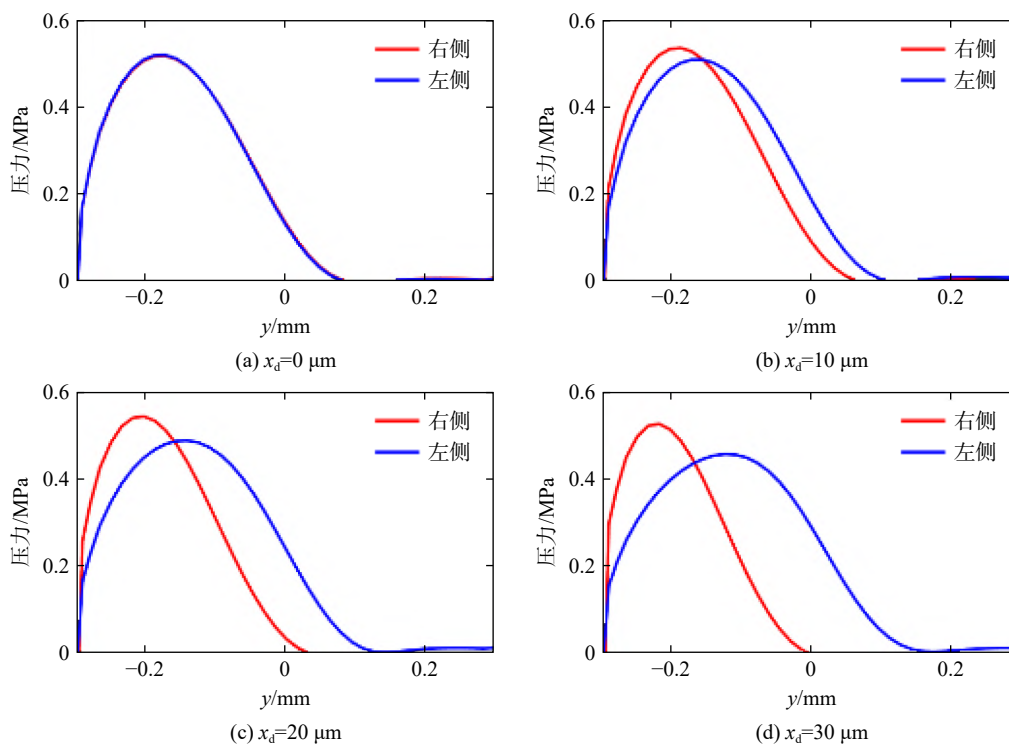
Fig. 13 Wall pressure distribution of V-shaped groove with different deflector displacements

如图 14 所示。

从图 14 中可以看出, 随偏转板向右偏移, 左侧壁面压力有效作用长度逐渐增大, 右侧壁面压力有效作用长度逐渐减小。

根据式(13)分别求解 2、4、6 MPa 下的 V 型

槽侧壁压力有效作用长度 s_y , 与有限元仿真结果进行对比, 如图 15 所示。从图中可以看出, 数学模型求解结果与有限元仿真结果基本一致, 且随偏转板位移, V 型槽侧壁压力有效作用长度呈线性变化。右侧仿真与理论误差较大, 其原因为:



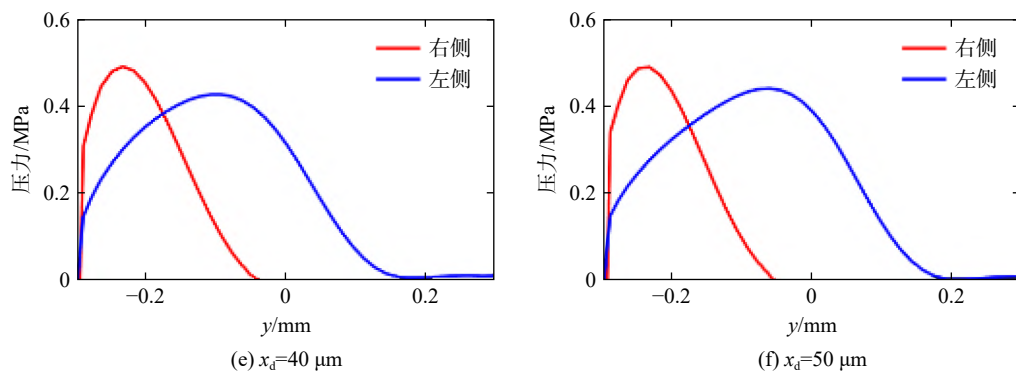


图 14 V 型槽侧壁压力分布

Fig. 14 Pressure distribution on the side wall of V-shaped groove

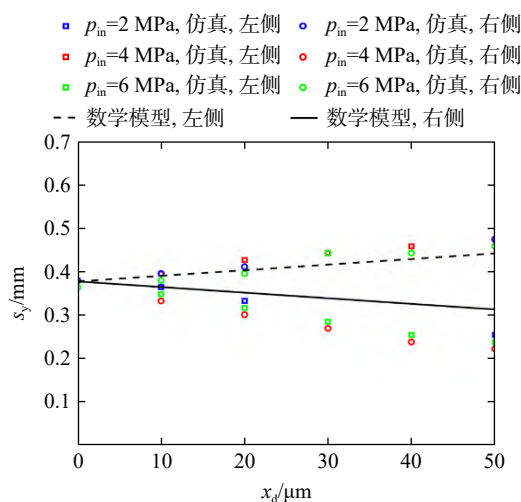


图 15 压力作用长度仿真与理论结果对比

Fig. 15 Comparison between simulation and theoretical results of pressure action length

在数学建模中认为射流边界是沿线性扩展的,而实际射流边界并不完全符合线性扩展,偏转板右移时,右侧壁面距离一次射流口较左侧壁面更远,因此压力有效作用长度出现误差更大的情况。

4.2 前置级液流模型验证

最后,将参数代入偏转板射流放大器液流数学模型,与有限元仿真及传统模型对比求解,如图 16 所示。从图中可以看出,本文建立数学模型求解结果与有限元仿真结果基本一致。

计算供油压力为 2、4、6 MPa 下,数学模型求解前置级液流拟合曲线相对于有限元仿真的拟合优度 R^2 分别为 0.991 1、0.997 5、0.997 4,拟合优度越接近于 1,拟合效果越好,证明前置级液流数学模型具有较高的准确度。

以 2、4、6 MPa 供油压力为例,对比求解是否考虑 V 型槽侧壁静压力的液流结果随偏转板位移变化情况,如图 17 所示。

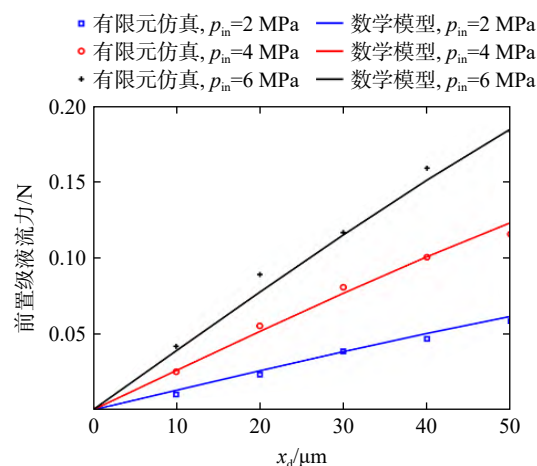


图 16 液流仿真与理论结果对比

Fig. 16 Comparison between simulation and theoretical results of flow force

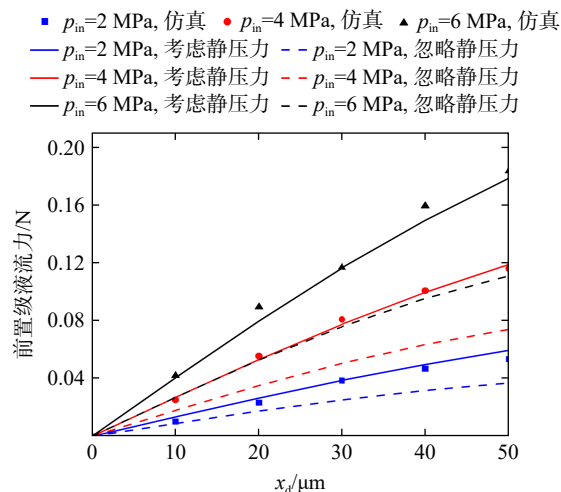


图 17 静压力对液流影响

Fig. 17 Influence of static pressure on flow force

从图 17 可以看出,作用于 V 型槽侧壁的静压力对前置级液流结果影响较大,且随偏转板位移越大,作用于 V 型槽侧壁的静压力对前置级液

流结果影响效果越明显, 因为偏转板位移越大, 作用于 V 型槽左右两侧壁的静压力差值越大。当供油压力分别为 2、4、6 MPa 时, 相较于有限元仿真结果, 考虑作用于 V 型槽侧壁的静压力的平均求解误差分别为 12.54%、3.85%、4.78%, 而忽略作用于 V 型槽侧壁的静压力的平均求解误差分别为 26.91%、35.14%、38.29%, 证明不能忽略作用于 V 型槽侧壁的静压力对前置级液流结果的影响。

5 结 论

1) 提出了作用于 V 型槽两侧壁的油液形成静压力大小不能相互抵消, 前置级液流由两部分组成, 分别是一次射流阶段射流到 V 型槽侧壁油液产生的冲击力, 和偏转板压力恢复阶段作用于 V 型槽侧壁油液形成的静压力。随偏转板位移越大, 作用于 V 型槽侧壁的静压力对前置级液流结果影响效果越明显, 当供油压力为 2 MPa, 偏转板位移为 50 μm 时, 考虑静压力的求解精度相较于忽略静压力提高了 31.2%。

2) 揭示了偏转板射流放大器液流随偏转板位移变化而变化的机理, 射流过程中, 随偏转板位移变化, 射流到 V 型槽壁面上的油液有效时均冲击速度、冲击面积、作用在 V 型槽侧壁的静压力有效作用面积都发生变化, 且冲击面积和压力作用面积与偏转板位移呈线性关系。

3) 基于紊动射流理论和动量定理, 建立了前置级液流数学模型。开展了偏转板压力特性实验, 验证有限元仿真的准确性, 再以有限元仿真为基础, 进行液流数值模拟, 通过数值模拟结果与数学模型对比, 验证了数学模型的准确性。该模型可对偏转板受力进行准确描述, 为偏转板伺服阀的振动与谐振分析提供了理论支撑。

参考文献:

- [1] 李吉. X6 发动机燃油调节器建模与仿真研究[D]. 西安: 西北工业大学, 2006.
LI Ji. Modeling and simulation of X6 engine fuel regulator[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2006. (in Chinese)
- [2] 孙健国. 现代航空动力装置控制[M]. 北京: 航空工业出版社, 2009.
SUN Jianguo. Modern aeronautical power plant control[M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2009. (in Chinese)
- [3] 司国雷, 陆亮, 陈君辉, 等. 航空发动机燃油调节器技术发展综述[J]. 液压与气动, 2022, 46(5): 167-174.
SI Guolei, LU Liang, CHEN Junhui, et al. Review of aero-engine fuel regulator technology development[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2022, 46(5): 167-174. (in Chinese)
- [4] 李跃松, 朱玉川. 电液伺服阀建模与 Simulink 仿真[M]. 北京: 机械工业出版社, 2020.
LI Yuesong, ZHU Yuchuan. Modeling and Simulink simulation of electro-hydraulic servo valve[M]. Beijing: China Machine Press, 2020. (in Chinese)
- [5] 延皓, 康硕, 王凤聚, 等. 偏转板射流式伺服阀前置级液动力计算方法研究[J]. 兵工学报, 2016, 37(7): 1258-1265.
YAN Hao, KANG Shuo, WANG Fengju, et al. Research on the calculation methods of fluid force in pilot stage of jet deflector servo valve[J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(7): 1258-1265. (in Chinese)
- [6] 延皓, 康硕, 宋佳, 等. 基于仿真离散数据的偏转板射流式伺服阀液动力计算方法研究[J]. 机械工程学报, 2016, 52(12): 181-191.
YAN Hao, KANG Shuo, SONG Jia, et al. Research on the calculation methods of fluid force at prestage of jet deflector servo valve based on the simulated discrete data[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(12): 181-191. (in Chinese)
- [7] LI Jing, YAN Hao, CAI Cunkun, et al. Numerical simulation and experimental research of flow force in deflect or jet valve[J]. International Journal of Fluid Machinery and Systems, 2020, 13(3): 595-605.
- [8] YIN Yaobao, LI Shuanglu, ZHANG Xiaowei, et al. Steady-state flow force calculation of the first stage in a deflector jet servo valve [C]//2019 IEEE 8th International Conference on Fluid Power and Mechatronics. Piscataway, US: IEEE, 2020: 452-458.
- [9] 王书铭, 左哲清, 延皓, 等. 偏导射流伺服阀建模及动态特性研究[J]. 兵工学报, 2018, 39(3): 598-607.
WANG Shuming, ZUO Zheqing, YAN Hao, et al. Dynamic modeling and characteristics investigation of jet deflector servo valve[J]. Acta Armamentarii, 2018, 39(3): 598-607. (in Chinese)
- [10] 江林秋. 新型偏转板射流液压伺服阀的设计与研究[D]. 南京: 东南大学, 2013.
JIANG Linqiu. Design and research of a new type of jet hydraulic servo valve for deflection plate[D]. Nanjing: Southeast University, 2013. (in Chinese)
- [11] 马小良. 偏导射流电液伺服阀工程化建模及仿真研究[J]. 液压与气动, 2015(3): 83-85, 89.
MA Xiaoliang. Model and simulation for deflector jet electrohydraulic servovalve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(3): 83-85, 89. (in Chinese)
- [12] 康硕, 延皓, 李长春, 等. 偏导射流式伺服阀前置级流场建模及特性分析[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2017, 38(8): 1293-1302.
KANG Shuo, YAN Hao, LI Changchun, et al. Modeling of the flow distribution and characteristics analysis of the pilot stage in a deflector jet servo valve[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2017, 38(8): 1293-1302. (in Chinese)
- [13] 李竞, 延皓, 任玉凯, 等. 偏导射流伺服阀前置级流场特性研究[J]. 兵工学报, 2018, 39(5): 1012-1021.
LI Jing, YAN Hao, REN Yukai, et al. Research on flow field in pre-stage of jet deflector servo valve[J]. Acta Armamentarii, 2018, 39(5): 1012-1021. (in Chinese)
- [14] 姚磊. 电液伺服阀偏导射流机构射流形态与气穴特性研究[D]. 北京: 北京交通大学, 2019.
YAO Lei. Study on jet shape and cavitation characteristics of jet deflector mechanism of electro-hydraulic servo valve[D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2019. (in Chinese)

- [15] SAHA B K, LI Songjing, LV Xinbei. Analysis of pressure characteristics under laminar and turbulent flow states inside the pilot stage of a deflection flapper servo-valve: mathematical modeling with CFD study and experimental validation[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33(3): 1107-1118.
- [16] LI Shuanglu, YIN Yaobao, YUAN Jiangyang, et al. Three-dimensional flow field mathematical model inside the pilot stage of the deflector jet servo valve[J]. Journal of Zhejiang University-SCIENCE A, 2022, 23(10): 795-806.
- [17] YAN Hao, REN Yukai, YAO Lei, et al. Analysis of the internal characteristics of a deflector jet servo valve[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2019, 32(1): 1-13.
- [18] 余常昭. 紊动射流[M]. 北京: 高等教育出版社, 1993.
YU Changzhao. Turbulent jet[M]. Beijing: Higher Education Press, 1993. (in Chinese)
- [19] 董志勇. 射流力学[M]. 北京: 科学出版社, 2005.
DONG Zhiyong. Fluid mechanics[M]. Beijing: Science press, 2005. (in Chinese)

(编辑: 陈 越)