

DOI: 10.3969/j. issn. 1001-3881. 2025. 01. 015

文献引用: 葛声宏, 王彦文, 杨瀚浩, 等. 多喷嘴挡板液压放大器流场仿真与特性影响因素分析 [J]. 机床与液压, 2025, 53(1): 109-115.

Cite as: GE Shenghong, WANG Yanwen, YANG Hanhao, et al. Flow field simulation and characteristic influencing factors analysis of multi-nozzle baffle hydraulic amplifier [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2025, 53(1): 109-115.

## 多喷嘴挡板液压放大器流场仿真与特性影响因素分析

葛声宏<sup>1,2</sup>, 王彦文<sup>1</sup>, 杨瀚浩<sup>2</sup>, 张鑫宇<sup>1</sup>, 朱玉川<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学机电学院, 江苏南京 210016; 2. 中航工业南京伺服控制系统有限公司, 江苏南京 210032)

**摘要:** 多喷嘴挡板单级电液伺服阀是飞机辅助动力装置中的燃油计量部件, 其由力矩马达和液压放大器组成, 液压放大器采用单侧四喷嘴结构形式, 喷嘴的结构参数对液压放大器性能有重要影响。利用 Fluent 流场仿真, 研究喷嘴径向、轴向尺寸及分布方式对液压放大器性能的影响。结果表明: 径向尺寸中影响程度最大的是喷嘴内径, 轴向尺寸中影响程度最大的是喷嘴伸出量, 分布方式中影响程度最大的是喷嘴数量。其中, 增大喷嘴外径以及减小分布圆直径, 均可增大喷嘴总流量并减小挡板受力; 当喷嘴外径增大 23.4%、分布圆直径减小 37.1% 时, 喷嘴总流量分别增加 8% 和 5.5%, 挡板受力分别下降 9% 和 6.6%。

**关键词:** 液压放大器; 多喷嘴挡板; 电液伺服阀

**中图分类号:** TH137. 53+2

## Flow Field Simulation and Characteristic Influencing Factors Analysis of Multi-nozzle Baffle Hydraulic Amplifier

GE Shenghong<sup>1,2</sup>, WANG Yanwen<sup>1</sup>, YANG Hanhao<sup>2</sup>, ZHANG Xinyu<sup>1</sup>, ZHU Yuchuan<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing Jiangsu 210016, China; 2. AVIC Nanjing Servo Control System Co., Ltd., Nanjing Jiangsu 210032, China)

**Abstract:** Multi-nozzle baffle single-stage electro-hydraulic servo valve is a fuel metering component in aircraft auxiliary power unit, which is composed of torque motor and hydraulic amplifier. The hydraulic amplifier adopts a single-sided four-nozzle structure. The structure parameters of nozzle have important influence on the performance of hydraulic amplifier. The influence of nozzle radial size, axial size and distribution mode on the performance of hydraulic amplifier was studied by using Fluent flow field simulation. The results show that inner diameter of nozzle is the most important factor in radial dimension, the extension of nozzle is the most important factor in axial dimension, and the number of nozzle is the most important factor in distribution mode. The total flow rate of nozzle can be increased and the force of baffle can be reduced by increasing the outside diameter of nozzle and decreasing the diameter of distribution circle. When the outer diameter of the nozzle increases by 23.4% and the diameter of distribution circle decreases by 37.1%, the total flow rate of the nozzle increases by 8% and 5.5%, and the force of the baffle decreases by 9% and 6.6%, respectively.

**Keywords:** hydraulic amplifier; multi-nozzle baffle; electro-hydraulic servo valve

### 0 前言

电液伺服阀是电液伺服控制系统的关键部件, 广泛应用于航空航天及军事领域<sup>[1-2]</sup>。辅助动力装置(Auxiliary Power Unit, APU)作为大飞机系统的关键部件之一<sup>[3]</sup>, 可在地面和空中为飞机提供辅助电源, 提升飞机的安全性能<sup>[4-5]</sup>。多喷嘴挡板电液伺服阀在辅助动力装置中起精确控制燃油流量的作用, 是

APU 的重要部件之一。多喷嘴阀中流过喷嘴的流量是多喷嘴阀的重要指标, 喷嘴对挡板的液流力(挡板受力)是导致挡板不稳定的因素之一, 因此有必要对多喷嘴阀的流量及挡板受力进行研究。

SINGH 等<sup>[6]</sup>研究喷嘴几何结构对液流集束-发散临界条件的影响, 发现随着液流发散角度增加, 喷嘴性能逐渐下降, 最终确定喷嘴几何结构会对喷嘴性能

收稿日期: 2024-01-14

作者简介: 葛声宏(1980—), 男, 博士, 研究员, 研究方向为电液伺服技术。E-mail: geshenghong@nuaa.edu.cn。

通信作者: 朱玉川(1974—), 男, 博士, 教授, 研究方向为电液伺服阀、机电控制及智能材料结构等。E-mail: meeyczhu@nuaa.edu.cn。

产生影响。YANG 等<sup>[7]</sup>将先导级腔内的液体流动分为冲击射流和径向射流，喷嘴射流冲击挡板表面形成冲击射流，随后液流沿喷嘴与挡板间隙扩散形成径向射流，并撞击壳体壁面形成旋转区域。陆向辉、高殿荣<sup>[8]</sup>对双喷嘴挡板电液伺服阀的前置级在不同结构参数组合下的流场进行计算，结果表明：通过喷嘴挡板阀的流量随喷嘴直径的增大而增加，压差相应减少，流量随喷嘴长度的增大而稍微降低，压差基本不发生改变。母东杰<sup>[9]</sup>通过有限元仿真和试验分析喷嘴挡板在不同的喷嘴与挡板距离、不同的喷嘴挡板进口力的情况下流场分布特性，结果表明：适当增大喷嘴挡板间隙，挡板受力不会产生明显影响，且有利于抑制压力极低值的出现，防止油液气穴现象的发生。水清皎<sup>[10]</sup>流场仿真喷挡参数对伺服阀静态特性的影响，结果表明：随着喷嘴直径增大，伺服阀的线性度越好。李松晶、吕欣倍<sup>[11]</sup>研究喷嘴挡板伺服阀前置级流场的瞬态气穴分布特性以及流场作用下挡板的位移特性，结果表明：伺服阀前置级的流固耦合作用会引起流场周期性的瞬态分布和挡板谐振。杜逸浩<sup>[12]</sup>利用广义逆矩阵方法建立挡板弹性变形数学模型，得出在考虑挡板弹性变形的情况下，挡板下端位移、负载压力及负载流量的变化量。韩笑<sup>[13]</sup>利用流体力学理论研究伺服阀前置级流场的液动力学数学模型，结果表明：主液动力随供油压力和挡板偏置位移的增大而增大。吕欣倍<sup>[14]</sup>基于有限元法分析前置级流场的流动特性，发现液动力主要受挡板移动位置、移动速度、气穴变化和喷嘴入口压力的影响。张圣卓<sup>[15]</sup>对圆角挡板和直角挡板在气穴流场中受到的瞬态液动力进行研究，结果表明：不同挡板形状下涡流力产生的机制不同。陈猛<sup>[16]</sup>分析喷嘴挡板阀挡板受到的主液动力和侧向力，结果表明：喷嘴入口压力脉动频率和幅值变化的扰动会显著改变挡板表面的侧向力，而挡板组件在该侧向力的作用下可能会发生共振现象。

现有研究主要分析结构参数变化对双喷嘴挡板电液伺服阀前置级特性的影响，而多喷嘴挡板电液伺服阀的液压放大器采用单侧四喷嘴结构，其独特设计使液压放大器的特性与喷嘴各种因素之间的关系尚不明确。因此，本文作者采用 Fluent 流场仿真，以增大喷嘴总流量和减小挡板受力为目标，分析喷嘴径向和轴向尺寸及其分布方式对液压放大器特性的影响。

## 1 工作原理与结构参数

### 1.1 多喷嘴阀的结构及工作原理

多喷嘴挡板电液伺服阀结构示意如图 1 (a) 所示。该伺服阀由力矩马达和液压放大器组成，力矩马达将输入的电流信号转换成电磁力矩，使挡板发生偏转；液压放大器由主喷嘴与挡板组成。

多喷嘴阀位于零位时，挡板与喷嘴端部紧密贴

合，此时流量为 0。当给力矩马达通入控制电流时，衔铁在固定和控制磁通作用下发生偏转，如图 1 (b) 所示。随着电流信号不断增加，挡板远离主喷嘴，喷嘴与挡板组成的可变节流口不断增大，多喷嘴阀的输出流量随之增加。

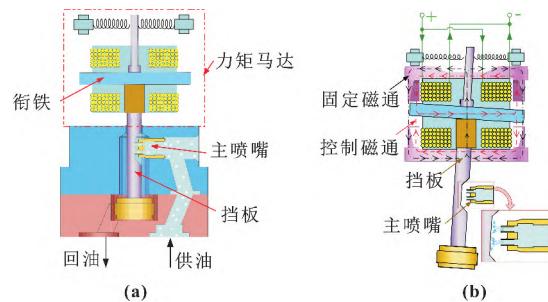


图 1 多喷嘴挡板电液伺服阀结构 (a) 及工作示意 (b)

Fig. 1 Structure (a) and working schematic (b) of multi-nozzle baffle electro-hydraulic servo valve

### 1.2 喷嘴结构及其参数

喷嘴结构如图 2 (a) 所示。主喷嘴上分布有 4 个子喷嘴，油液从主喷嘴腔流入子喷嘴腔，经过子喷嘴与挡板形成的可变节流口后流出。主喷嘴剖面及其主要参数如图 2 (b) 所示。其中，径向尺寸包括：喷嘴内径  $d_1 = 1.1 \text{ mm}$ ，外径  $d_2 = 1.25 \text{ mm}$ ；轴向尺寸包括：喷嘴伸出量  $L_t = 1.3 \text{ mm}$ ，长度  $L = 2.9 \text{ mm}$ 。分布方式包括喷嘴数量和分布圆（4 个喷嘴中心所在的圆）直径  $D_a$  等参数。通过改变上述参数，并利用 Fluent 流场仿真探究不同参数对喷嘴总流量及挡板受力的影响。

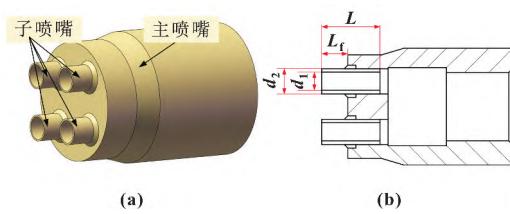


图 2 喷嘴结构 (a) 和参数 (b) 示意

Fig. 2 Schematic of nozzle structure (a) and parameters (b)

## 2 流场仿真与实验验证

### 2.1 前处理

根据多喷嘴阀挡板的工作范围，设定挡板位移为  $180 \mu\text{m}$ （此时衔铁组件偏转角度约为  $0.45^\circ$ ），建立的流道模型呈左右对称结构，因此文中采用对称流道模型进行仿真。网格划分时，将喷嘴与挡板形成的环带区域进行网格加密处理，远离环带的网格采用逐渐增大的网格尺寸，并进行网格无关性验证。

计算模型采用标准  $\kappa-\varepsilon$  湍流模型，在对称流道模型上设置对称面，如图 3 (a) 所示。设置压力入

口为 3 MPa, 压力出口为 1.62 MPa, 如图 3 (b) 所示。油液选用 RP-3 航空燃油, 常温下密度为 770 kg/m<sup>3</sup>, 动力黏度为 0.001 180 27 Pa·s。

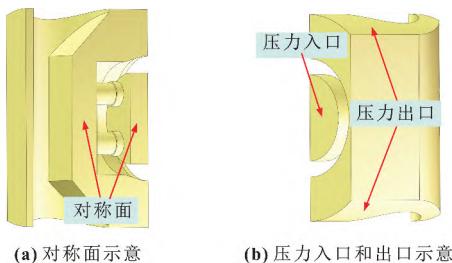


图 3 流道模型边界条件示意

Fig. 3 Schematic of the boundary conditions of the flow channel model: (a) plane of symmetry; (b) pressure inlet and outlet

## 2.2 仿真结果分析

完成 Fluent 计算后, 喷嘴挡板流道模型的三维压力分布云图如图 4 所示。

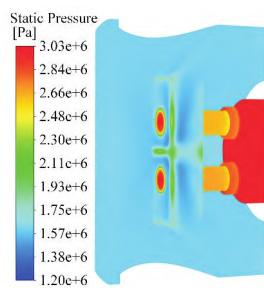


图 4 喷嘴挡板流道模型的三维压力云图

Fig. 4 3D pressure cloud image of nozzle baffle flow path model

将喷嘴纵截面定义为竖直方向, 且穿过喷嘴孔的中心, 其位置如图 5 (a) 所示。提取该面上的压力分布云图, 如图 5 (b) 所示。

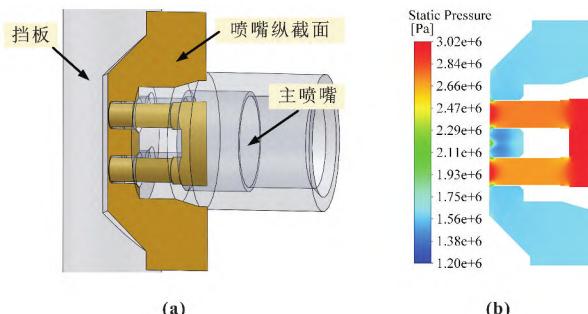


图 5 喷嘴纵截面位置示意 (a) 及其压力分布云图 (b)

Fig. 5 Position schematic (a) and pressure distribution cloud map (b) of longitudinal section of nozzle

从图 5 (b) 可以看出: 压降主要发生在喷嘴与挡板组成的可变节流口处。接下来, 将分析不同参数与喷嘴总流量及挡板受力之间的映射关系, 以找到减小挡板受力并增大流量的方法。

## 2.3 实验验证

通过实验结果对流场仿真结果进行准确性验证。由于单独进行液压放大器实验较为困难, 因此通过实验获得整阀的电流  $i$  与喷嘴总流量  $q_t$  的输出特性。流场仿真结果为液压放大器偏转角度  $\theta$  与喷嘴总流量  $q_t$  仿真结果, 进一步通过力矩马达数学模型将偏转角度  $\theta$  转换为电流  $i$ 。多喷嘴阀实验与流场仿真结果对比如图 6 所示, 图中的角度为不同电流下液压放大器的偏转角度  $\theta$ , 其作为有限元仿真的输入条件。可以看出: 流场有限元仿真结果与实验结果相近, 有限元拟合值与实验之间误差最大值为 0.477 L/min, 验证了流场仿真结果的准确性。

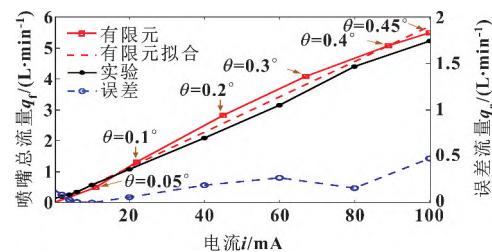


图 6 实验与流场的流量有限元仿真结果对比

Fig. 6 Comparison between experimental and finite element simulation results of flow field

## 3 液压放大器特性影响因素分析

### 3.1 喷嘴径向尺寸的影响

喷嘴径向尺寸包括喷嘴内径  $d_1$  和外径  $d_2$ 。改变某一径向尺寸, 同时保证其他尺寸为初始值且不变, 通过 Fluent 流场仿真, 分析径向尺寸对液压放大器特性(喷嘴总流量和挡板受力)的影响。

#### (1) 喷嘴内径 $d_1$

喷嘴内径  $d_1$  的初始值为 1.1 mm, 将  $d_1$  以 10% 的差值递增和递减取值, 同时保证子喷嘴的壁厚不变。当  $d_1$  分别为 0.88、0.99、1.1、1.21 mm 时, 挡板受力和喷嘴总流量的变化如图 7 所示, 二者均随喷嘴内径增大而增大。当  $d_1$  由 0.88 mm 增大到 1.21 mm (增大 37.5%) 时, 总流量增大了 33.7%, 挡板受力增大了 43.8%, 因此  $d_1$  对喷嘴总流量和挡板受力有显著影响。

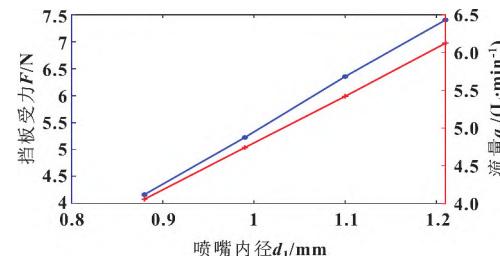


图 7 挡板受力和喷嘴总流量随喷嘴内径  $d_1$  的变化

Fig. 7 The baffle force and total flow rate of nozzle vary with the nozzle inner diameter  $d_1$

(2) 喷嘴外径  $d_2$ 

喷嘴外径  $d_2$  决定了喷嘴内外径形成的壁厚，其初始值为 1.25 mm。考虑到喷嘴内径及主喷嘴腔直径的限制， $d_2$  向下浮动的值取为内外径形成圆环的中点，即 1.175 mm， $d_2$  向上浮动的最大值取为 1.45 mm，因此  $d_2$  的取值分别为 1.175、1.25、1.35、1.45 mm，同时保证喷嘴内径  $d_1 = 1.1$  mm 不变，挡板受力和喷嘴总流量随  $d_2$  的变化如图 8 所示。当  $d_2$  由 1.175 mm 增大到 1.45 mm（增大 23.4%）时，喷嘴总流量增加了 8%，挡板受力下降了 9%。因此，喷嘴外径  $d_2$  的影响较大，增大  $d_2$  可使挡板受力减小且使喷嘴总流量增加。

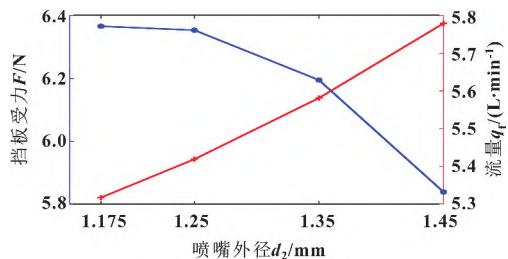
图 8 挡板受力和喷嘴总流量随喷嘴外径  $d_2$  的变化

Fig. 8 The baffle force and total flow rate of nozzle vary with the nozzle outer diameter  $d_2$

进一步分析  $d_2$  对喷嘴总流量和挡板受力的影响，沿  $x$  方向提取环带处的压力和流速曲线，如图 9 所示。

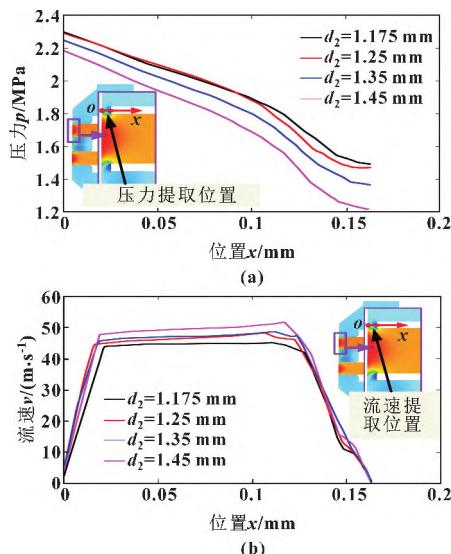


图 9 环带处压力 (a) 和流速 (b) 曲线

Fig. 9 Pressure (a) and velocity (b) curves at the ring

从图 9 (a) 可以看出：靠近喷嘴端部的压力低于回油压力 (1.62 MPa)，这是由于喷嘴端部形成涡流，导致压力较低，如图 10 所示。此外，喷嘴外径  $d_2$  越大，喷嘴端部形成涡流的程度越强，因此压力越低，流速越大，进一步降低挡板受力，增大喷嘴总流量。

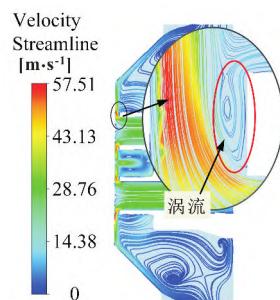


图 10 喷嘴端部涡流示意

Fig. 10 Schematic of vortex at the nozzle end

## (3) 喷嘴径向尺寸影响程度分析

喷嘴径向参数对喷嘴总流量和挡板受力的影响程度如表 1 所示。喷嘴内径  $d_1$  直接关系到环带周长，影响程度较为显著；喷嘴外径  $d_2$  决定了喷嘴的壁厚，其影响喷嘴端部的涡流大小，进而影响总流量和挡板受力，其影响程度比  $d_1$  稍小。

## 表 1 喷嘴径向参数对液压放大器特性的影响程度

Tab. 1 Influence degree of radial parameters of nozzle on characteristics of hydraulic amplifier

径向尺寸	尺寸范围/mm	尺寸改变量/%	流量变化/%	挡板受力变化/%
$d_1$	0.880~1.210	37.5	33.7	43.8
$d_2$	1.175~1.450	23.4	8	9

## 3.2 喷嘴轴向尺寸的影响

喷嘴的轴向尺寸包括喷嘴伸出量  $L_f$  和总长度  $L$ ，下面将分析二者对液压放大器特性的影响。

(1) 喷嘴伸出量  $L_f$ 

喷嘴伸出量  $L_f$  的初始值为 1.3 mm，以 0.5 mm 的差值递增和递减，保持喷嘴总长度  $L$  不变。当  $L_f$  分别为 0.3、0.8、1.3、1.8 mm 时，挡板受力和喷嘴总流量随喷嘴伸出量  $L_f$  的变化如图 11 所示。当喷嘴伸出量  $L_f$  由 0.3 mm 变化到 1.8 mm（增大 500%）时，流量增加了 4.1%，挡板受力下降了 8.9%。因此， $L_f$  对流量影响较小，对挡板受力有一定的影响。

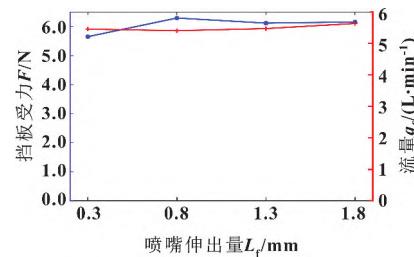
图 11 挡板受力和喷嘴总流量随喷嘴伸出量  $L_f$  的变化

Fig. 11 The baffle force and total flow rate of nozzle vary with nozzle extension  $L_f$

(2) 喷嘴总长度  $L$ 

喷嘴总长度  $L$  的初始值为 2.9 mm，同样以

0.5 mm的差值递增和递减取值,且保持喷嘴伸出量 $L_t$ 不变。当 $L$ 分别为1.9、2.4、2.9、3.4 mm时,挡板受力和流量随 $L$ 的变化如图12所示。当 $L$ 由1.9 mm变化到3.4 mm(增大78.9%)时,挡板受力增大了4.8%,喷嘴总流量仅变化0.2%。因此,喷嘴总长度 $L$ 仅对挡板受力有一定影响。

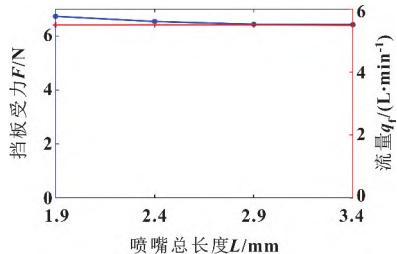


图12 挡板受力和喷嘴总流量随喷嘴总长度 $L$ 的变化曲线

Fig. 12 The baffle force and total flow rate of nozzle vary with the total length  $L$  of nozzle

### (3) 喷嘴轴向尺寸影响程度分析

喷嘴轴向参数对喷嘴总流量和挡板受力的影响程度如表2所示。可知:喷嘴伸出量 $L_t$ 对喷嘴总流量和挡板受力的影响程度大于喷嘴总长度 $L$ 。

表2 喷嘴轴向参数对液压放大器特性的影响程度

Tab. 2 Influence degree of nozzle axial parameters on hydraulic amplifier characteristics

轴向尺寸	尺寸范围/mm	尺寸改变量/%	流量变化/%	挡板受力变化/%
$L_t$	0.3~1.8	500	4.1	8.9
$L$	1.9~3.4	78.9	0.2	4.8

### 3.3 喷嘴分布方式的影响

喷嘴分布方式包括分布圆直径 $D_a$ 、分布形状(菱形和Y形)以及喷嘴数量。

#### (1) 喷嘴分布圆直径 $D_a$

喷嘴分布圆直径 $D_a$ 的初始值为3.5 mm,如图13所示。考虑到4个喷嘴的间距不能过小, $D_a$ 的最小值取2.2 mm,因此 $D_a$ 分别取3.5、3、2.6、2.2 mm。改变 $D_a$ 时,保证喷嘴径向和轴向尺寸不变。挡板受力和喷嘴总流量随 $D_a$ 的变化如图14所示,当 $D_a$ 由3.5 mm减小到2.2 mm(减小37.1%)时,喷嘴总流量增大了5.5%,挡板受力减小了6.6%,因此减小 $D_a$ 可降低挡板受力并增加喷嘴总流量。

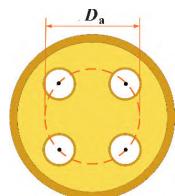


图13 喷嘴分布圆直径示意

Fig. 13 Schematic of nozzle distribution circle diameter

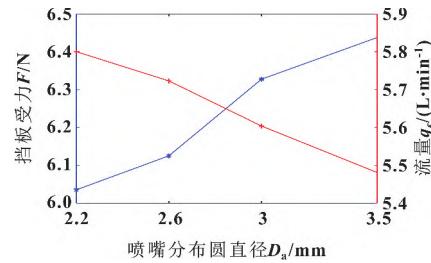


图14 挡板受力和喷嘴点流量随喷嘴分布圆直径 $D_a$ 变化曲线

Fig. 14 The baffle force and total flow of nozzle vary with the diameter of nozzle distribution circle  $D_a$

#### (2) 喷嘴菱形和Y形布置方式

喷嘴初始的分布形状为正方形,将其改为菱形和Y形分布,如图15所示。保证喷嘴径向和轴向尺寸不变,不同喷嘴分布形状下的喷嘴总流量和挡板受力大小如表3所示。

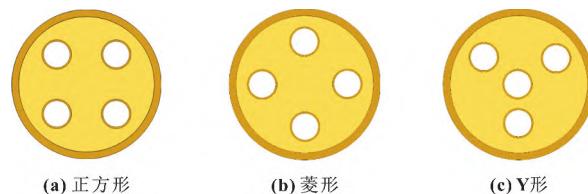


图15 喷嘴不同分布形状

Fig. 15 Different distribution shapes of nozzle: (a) square; (b) diamond; (c) Y shape

#### 表3 不同布置方式下的喷嘴总流量和挡板受力

Tab. 3 Total flow rate of nozzle and force of baffle under different arrangement

喷嘴布置方式	喷嘴总流量/( $L \cdot min^{-1}$ )	挡板受力/N
正方形	5.494 9	6.457 8
菱形	5.594 0	6.287 3
Y形	5.679 8	6.157 9

将喷嘴分布形状改为菱形时,喷嘴总流量和挡板受力分别变化了1.8%和2.6%;改为Y形时,二者分别变化了3.4%和4.6%,变化量均在5%以内,因此喷嘴分布形状的影响程度较小。

#### (3) 喷嘴数量的影响

子喷嘴初始的数量为4个,将其改为1、2、6、8个,如图16所示。由于喷嘴与挡板组成的可变节流口起主要节流作用,因此子喷嘴数量不同时,应保证其总周长一定,即可变节流口的通流面积不变。可变节流口的通流面积(环带面积)和子喷嘴孔总通流面积的变化如图17所示。可以看出:环带面积不变,喷嘴孔总通流面积减小。

喷嘴总流量和挡板受力随子喷嘴数量的变化如图18所示,流量随子喷嘴数量的增多呈线性下降趋势,挡板受力呈指数型下降。

常见的喷嘴挡板阀挡板的一侧均采用单喷嘴的结构形式，对于该 APU 燃油计量阀，采用四喷嘴具有优势。子喷嘴数量为 4 个时，可以在保证流量基本不变的前提下，大幅降低挡板所受液动力；当子喷嘴数量多于 4 个时，喷嘴总流量和挡板受力均以相近的程度减小，且子喷嘴数量越多，内径越小，抗污染能力下降，加工制造难度增大。因此，采用 4 个子喷嘴的方式较为合理。

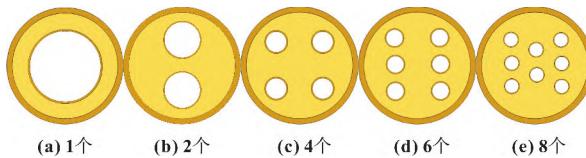


图 16 子喷嘴不同数量示意

Fig. 16 Schematic of different number of sub-nozzles:  
(a) one; (b) two; (c) four; (d) six; (e) eight

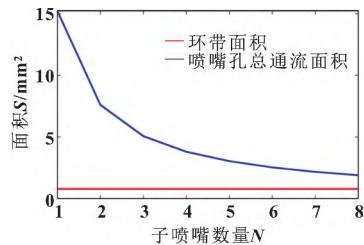


图 17 环带与喷嘴总通流面积对比

Fig. 17 Comparison of total flow area between ring and nozzles

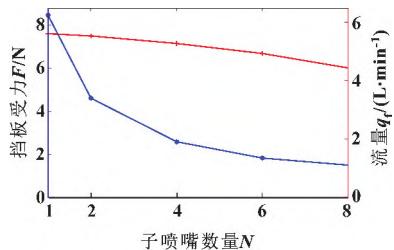


图 18 喷嘴总流量和挡板受力随子喷嘴数量变化

Fig. 18 Total nozzle flow and baffle force change with the number of sub-nozzles

#### (4) 喷嘴分布方式影响程度分析

喷嘴分布方式对喷嘴总流量和挡板受力的影响程度如表 4 所示。

表 4 喷嘴分布方式对液压放大器特性的影响程度

Tab. 4 Influence degree of nozzle distribution on hydraulic amplifier characteristics

改变因素	变化范围	改变量/%	流量变化/%	挡板受力变化/%
子喷嘴数量	1~8		32.2	82.3
$D_a$	2.2~3.5 mm	37.1	5.5	6.6
喷嘴 Y 形布置			3.4	4.6
喷嘴菱形布置			1.8	2.6

影响程度从高到低依次为：子喷嘴数量、喷嘴分布圆直径  $D_a$ 、喷嘴 Y 形布置方式、菱形布置方式。当子喷嘴数量增大，喷嘴孔总通流面积减小，导致由喷嘴腔引起的压力损失增大，因此其对喷嘴总流量和挡板受力的影响较大。

#### 4 结论

通过 Fluent 流场仿真研究多喷嘴阀液压放大器的特性与喷嘴参数的映射关系。主要结论如下：

(1) 喷嘴径向尺寸中，喷嘴内径  $d_1$  对喷嘴总流量和挡板受力的影响程度大于喷嘴外径  $d_2$ 。其中，增大  $d_2$  可使喷嘴总流量增加，同时减小挡板受力。当  $d_2$  增大 23.4% 时，喷嘴总流量增大了 8%，挡板受力下降 9%。

(2) 喷嘴轴向尺寸中，喷嘴伸出量  $L_f$  对挡板受力影响程度稍大于喷嘴总长度  $L$ ，二者对喷嘴总流量的影响不大。

(3) 喷嘴分布方式中，对喷嘴总流量和挡板受力影响程度由高到低依次为子喷嘴数量、喷嘴分布圆直径  $D_a$ 、喷嘴 Y 形布置方式、菱形布置方式。其中，减小  $D_a$  可使喷嘴总流量增加，同时减小挡板受力。当  $D_a$  增大 37.1% 时，喷嘴总流量增大了 5.5%，挡板受力下降了 6.6%。

#### 参考文献

- [1] 李跃松, 朱玉川, 吴洪涛, 等. 电液伺服阀的研究现状 [J]. 航空兵器, 2010, 17(6): 20~24.  
LI Y S, ZHU Y C, WU H T, et al. Research actuality of electrohydraulic servo valve [J]. Aero Weaponry, 2010, 17(6): 20~24.
- [2] 桂肃尧, 张轩, 张仕双, 等. 液压伺服阀阀芯的动态特性分析与多目标优化 [J]. 西安交通大学学报, 2022, 56(12): 33~45.  
GUI S Y, ZHANG X, ZHANG S S, et al. Dynamic characteristic analysis and multi-objective optimization of hydraulic servo valve spool [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2022, 56(12): 33~45.
- [3] 杨帆, 彭凯, 王伟, 等. 辅助动力装置 N-Dot 加速控制研究及试车验证 [J]. 燃气涡轮试验与研究, 2020, 33(3): 13~16.  
YANG F, PENG K, WANG W, et al. Research and testing verification of N-Dot acceleration control for an auxiliary power unit [J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2020, 33(3): 13~16.
- [4] 韦海, 曹千驹. GTCP131-9A 辅助动力装置性能参数换算公式研究 [J]. 航空动力学报, 2018, 33(1): 77~86.  
WEI H, CAO Q J. Study on performance parameter correction formula of GTCP131-9A APU [J]. Journal of Aerospace Power, 2018, 33(1): 77~86.
- [5] 杨恒辉, 白洁, 赵刚. 辅助动力装置控制技术研究 [J]. 航

- 空计算技术,2023,53(1):118–122.
- YANG H H, BAI J, ZHAO G. Analysis of auxiliary power unit control technology [J]. Aeronautical Computing Technique, 2023, 53(1):118–122.
- [6] SINGH J, ZERPA L E, PARTINGTON B, et al. Effect of nozzle geometry on critical–subcritical flow transitions [J]. *Heliyon*, 2019, 5(2):e01273.
- [7] YANG H, WANG W, LU K Q, et al. Cavitation reduction of a flapper–nozzle pilot valve using continuous microjets [J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, 133: 1099–1109.
- [8] 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,2012,23(16):1951–1956.
- LU X H, GAO D R. 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, 23(16):1951–1956.
- [9] 母东杰.双喷嘴挡板伺服阀流固耦合特性分析及振动抑制[D].北京:北京交通大学,2015.
- MU D J. Study on coupled vibration characteristics of electro–hydraulic servo valve and vibration control [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2015.
- [10] 水清皎.SM4–20 双喷嘴挡板式电液伺服阀特性研究 [D].兰州:兰州理工大学,2013.
- SHUI Q J. The research of characteristic on SM4–20 twin flapper–nozzle servo valve [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2013.
- [11] 李松晶,吕欣倍.喷嘴挡板伺服阀前置级流固耦合特性研究[J].液压与气动,2017,41(6):1–6.
- LI S J, LV X B. Fluid–structure interaction in the pilot stage of flapper–nozzle hydraulic servo valve [J]. *Chinese Hydraulics & Pneumatics*, 2017, 41(6):1–6.
- [12] 杜逸浩.压电驱动燃油喷嘴挡板阀电液转换特性及其非线性控制方法研究[D].南京:南京航空航天大学,2020.
- DU Y H. Study on electro–hydraulic conversion characteristics and nonlinear control method of piezoelectrically–actuated fuel nozzle flapper valve [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2020.
- [13] 韩笑.喷嘴挡板伺服阀前置级流场中挡板液动力研究 [D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2015.
- HAN X. Research of flow forces on the flapper in the field of a flapper–nozzle pilot valve [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015.
- [14] 吕欣倍.喷嘴挡板阀衔铁组件分布参数建模及振动抑制研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2021.
- LV X B. Research on the mathematical modeling of distributed parameters and vibration suppression for the armature assembly of the flapper–nozzle servo–valve [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021.
- [15] 张圣卓.喷嘴挡板伺服阀前置级流场瞬态气穴及其流致现象研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2016.
- ZHANG S Z. Study of the transient cavitation and induced flow phenomenon in the pilot stage of the flapper–nozzle servo–valve [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2016.
- [16] 陈猛.油液黏度及压力脉动扰动下喷嘴挡板阀流致振动特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2019.
- CHEN M. Study of the flow-induced vibration characteristics in a nozzle–flapper valve affected by the disturbances of oil viscosity and pressure pulsation [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2019.