

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2025.18.022

文献引用: 张鑫宇, 蒋承忠, 黄健康, 等. 龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀前置级流场特性研究[J]. 机床与液压, 2025, 53(18): 159-165.

Cite as: ZHANG Xinyu, JIANG Chengzhong, HUANG Jiankang, et al. Research on the flow field characteristics of the pre-stage of the gantry-type torque motor deflected jet servo valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2025, 53(18): 159-165.

龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀前置级流场特性研究

张鑫宇¹, 蒋承忠², 黄健康², 王朝玖², 董越¹, 朱玉川¹

(1. 南京航空航天大学机电学院, 江苏南京 210016; 2. 中国航发贵州红林航空动力控制科技有限公司, 贵州贵阳 550009)

摘要: 龙门架式力矩马达偏转射流电液伺服阀衔铁组件谐振时容易引起偏转板-反馈杆的断裂, 严重影响飞机液压伺服系统的稳定性。衔铁组件受到前置级瞬态液动力的作用, 容易导致衔铁组件谐振产生高频噪声。针对该问题, 以龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀为研究对象, 通过流场仿真揭示前置级流场气穴和漩涡的分布情况, 分析前置级流场漩涡的周期性变化, 研究偏转板全部受力面的 X 方向瞬态液动力的幅值和频率; 通过模态分析得到衔铁组件的固有频率; 通过啸叫噪声频率测量伺服阀啸叫频率。结果表明: 当入口压力为 8 MPa、出口压力为 1.1 MPa 时, 流场内的气穴现象不明显, 气穴不是造成瞬态液动力的主要原因; 偏转板 X 方向的瞬态液动力需要同时考虑偏转板 V 形槽面和两侧壁面, 瞬态液动力频率为 3 100 Hz; 伺服阀前置级漩涡频率与瞬态液动力频率基本相同, 说明漩涡的周期性变化引起了前置级瞬态液动力的周期性变化; 伺服阀啸叫频率为 3 504 Hz, 衔铁组件第 4 阶模态频率为 3 409 Hz, 伺服阀在衔铁组件第 4 阶固有频率处谐振。因此, 龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀啸叫机制如下: 前置级流场在 V 形槽内和偏转板两侧出现周期性漩涡, 引起液动力周期性变化, 当瞬态液动力频率与衔铁组件固有频率相近时, 衔铁组件发生谐振, 导致伺服阀啸叫。

关键词: 伺服阀; 气穴; 流场漩涡; 瞬态液动力; 谐振

中图分类号: TH137.53+1

Research on the Flow Field Characteristics of the Pre-stage of the Gantry-Type Torque Motor Deflected Jet Servo Valve

ZHANG Xinyu¹, JIANG Chengzhong², HUANG Jiankang², WANG Zhaojiu², DONG Yue¹, ZHU Yuchuan¹

(1. College of Mechanical & Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing Jiangsu 210016, China; 2. AECC Guizhou Honglin Aero Engine Control Technology Co., Ltd., Guiyang Guizhou 550009, China)

Abstract: The armature assembly of the gantry-type torque motor deflection jet electro-hydraulic servo valve is prone to cause the fracture of the deflection plate-feedback rod during resonance, which seriously affects the stability of the aircraft hydraulic servo system. The armature assembly is acted upon by the transient hydrodynamic force of the pre-stage, which is prone to cause resonance of the armature assembly and generate high-frequency noise. In response to this problem, taking the gantry-type torque motor deflection jet servo valve as the research object, through flow field simulation, the distribution of cavitation and vortices in the pre-stage flow field was revealed, the periodic variation of vortices in the pre-stage flow field was analyzed, and the amplitude and frequency of the X -direction transient hydrodynamic force on the entire force-receiving surface of the deflection plate were studied. The natural frequency of the armature assembly was obtained through modal analysis, and the whistling frequency of the servo valve was measured through whistling noise frequency. The research results indicate that when the inlet pressure is 8 MPa and the outlet pressure is 1.1 MPa, the cavitation phenomenon in the flow field is not obvious, and the cavitation is not the main cause of transient hydrodynamic force. The transient hydrodynamic force in the X direction of the deflection plate needs to consider both the V-shaped groove surface of the deflection plate and the walls on both sides, and the transient hydrodynamic force frequency is 3 100 Hz. The vortex frequency of the pre-stage of the servo valve is basically the same as that of the transient hydrodynamic force frequency, indicating that the periodic change of the vortex causes the periodic change of the pre-stage transient hydrodynamic force. The servo valve whistling frequency is 3 504 Hz, the 4th mode frequency of the armature assembly is 3 409 Hz, and the servo valve resonates at the 4th natural frequency of the armature assembly.

收稿日期: 2024-10-18

作者简介: 张鑫宇 (1999—), 男, 硕士研究生, 研究方向为电液伺服技术。E-mail: SX2205089@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。

Therefore, the whistling mechanism of the gantry-style torque motor deflection jet servo valve is as follows: the flow field in the pre-stage exhibits periodic vortices on both sides of the V-shaped groove and the deflection plate, causing periodic changes in fluid dynamics. When the transient fluid dynamic frequency is close to the inherent frequency of the armature component, the armature component resonates, leading to the whistling of the servo valve.

Keywords: servo valve; cavitation; flow field vortex; transient hydrodynamic force; resonance

0 前言

电液伺服阀作为电液伺服控制系统的核心部件,在航空航天与军工领域广泛应用^[1-2],其性能直接影响伺服系统的工作性能和稳定性。据统计,飞机液压系统的故障占国内飞机系统故障的 30% 以上^[3],而电液伺服阀故障是飞机液压系统中最常见的故障,其中伺服阀啸叫是最典型的电液伺服阀故障现象^[4]。

偏转射流伺服阀前置级内部结构复杂、流速大,导致前置级流场不稳定,不稳定的液动力作用于衔铁组件会导致衔铁组件发生谐振,同时伴随高频噪声,严重时引起重要元件的断裂。因此,分析前置级瞬态液动力特性时,探究前置级瞬态液动力产生的原因对于研究伺服阀谐振具有重要意义。

近年来,国内外学者对伺服阀前置级流场进行了大量研究,然而,针对偏转射流伺服阀瞬态流场的研究相对较少。南京机电研究所的田源道^[5]归纳总结了伺服阀啸叫的产生原因:啸叫是由衔铁组件在某种力作用下产生高频强迫振荡引起的。南京机电液压工程研究中心的陈元章^[6]对偏转板伺服阀衔铁组件的啸叫问题进行稳态流场分析,结果表明:流体的卡门涡旋脱落频率与衔铁组件固有频率接近时会引起衔铁组件共振,产生啸叫现象。哈尔滨工业大学的曹俊章^[7]通过稳态流场仿真研究了喷嘴挡板伺服阀前置级流场的压力、气穴和漩涡分布,结果表明:气穴主要发生在漩涡区域,可通过减小漩涡面积来减弱气穴现象。哈尔滨工业大学的张圣卓^[8]研究了喷嘴挡板伺服阀前置级流场,分析了前置级瞬态流场气穴分布及其演变规律,结果表明:气穴变化与压力脉动规律紧密联系。哈尔滨工业大学的 ABDALLAH^[9]采用大涡模拟的方法分析了偏转射流伺服阀前置级流场的气穴分布和压力脉动特性,结果表明:进出口压力对气穴强度影响很大,提高出口压力是减小压力振荡和气穴现象的有效途径。西北工业大学的康健等^[10]通过流场仿真分析了偏转板前置级流场漩涡和气穴分布,并提取偏转板 V 形槽壁面瞬态液动力的幅值与频率进行分析,结果表明:涡流和气穴的周期性变化导致前置级液动力脉动,进而引起衔铁组件振动。同济大学的李双路^[11]基于 RANS (Reynolds - Averaged Navier - Stokes) 模型分析了偏转射流伺服阀前置级流场瞬态液动力以及前置级流场漩涡的分布情况,并引入 Q 准则对漩涡进行评估,结果表明:由漩涡脱落引起的液动力波动频率接近衔铁组件固有频率时,极易引起啸叫^[11]。中船第七〇四研究所的黄增等^[12]通过流场

仿真和 PIV (Particle Image Velocimetry) 可视化实验分析了射流管伺服阀啸叫的原因,结果表明:啸叫是由前置级流场涡流产生和消失形成的交变作用力导致的,交变作用力的频率与伺服阀衔铁组件固有频率相近,导致衔铁组件共振,从而产生啸叫现象。中国航发的严成坤等^[13]通过热分析仿真温度对偏转板伺服阀力矩马达的影响,结果表明:温度显著影响力矩马达的服役性能。燕山大学的康双琦^[14]建立喷嘴挡板电液伺服阀非线性运动方程,结果表明:瞬态液动力的负阻尼作用导致衔铁组件产生共振。

综上所述,由于前置级流场的不稳定性,极易产生漩涡和气穴现象,这是引起前置级液动力脉动的重要原因,当液动力脉动频率与结构固有频率相近时,极易引发衔铁组件谐振。针对偏转射流伺服阀前置级流场瞬态液动力研究不足的问题,本文作者探究前置级流场漩涡与气穴分布和发展情况,寻找衔铁组件谐振激励源以及研究前置级瞬态液动力特性,为解决伺服阀啸叫问题提供一种思路。

1 伺服阀组成及工作原理

龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀原理如图 1 所示,其主要零件包括导磁体、衔铁、偏转板、龙门架、线圈、射流片与阀芯,其中偏转板末端与阀芯连接。电液伺服阀结构可分为 3 个部分:导磁体、线圈、龙门架、衔铁和偏转板组成的力矩马达组件、偏转板和射流片组成的前置级组件以及滑阀组件。

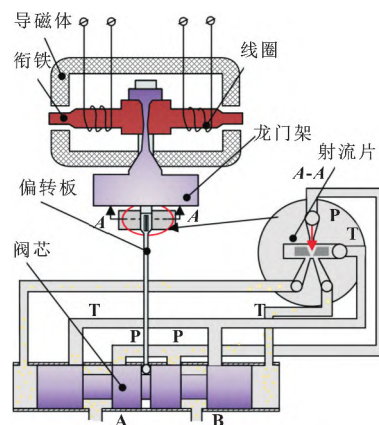


图 1 龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀工作原理
Fig. 1 Working principle of gantry-type torque motor deflection jet servo valve

当对电液伺服阀的力矩马达线圈输入控制电流时,衔铁产生电磁力矩,驱动偏转板发生偏转,导致接收腔的接收面积不同,从而造成进入接收腔的油液流量产生差异,进而引起阀芯两端压力不平衡,驱使

阀芯运动,直至龙门架与反馈杆变形产生的反馈力矩与电磁力矩平衡,使整阀达到稳定状态,伺服阀稳定输出流量。

2 前置级流场有限元建模

偏转射流伺服阀偏转射流结构三维模型如图 2 所示,射流结构由偏转板、射流片和上、下压块组成。使用 SolidWorks 对偏转射流结构进行流域提取,在保证流场特性不受影响的前提下需要尽可能选择较小的计算域,计算流域的三维模型如图 3 所示。

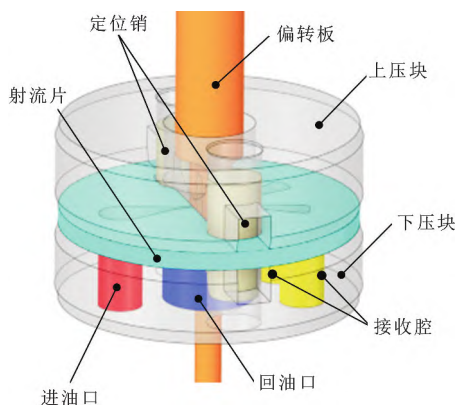


图 2 偏转射流结构三维模型

Fig. 2 3D model of the deflection jet structure

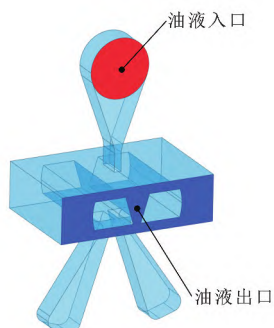


图 3 偏转射流伺服阀前置级流场三维模型

Fig. 3 3D model of the flow field of the pre-stage of the deflection jet servo valve

偏转板伺服阀前置级流场的数值模拟包括瞬态流场数值模拟与稳态流场数值模拟。其中,瞬态流场的分析需要消耗大量计算资源,绘制高质量结构化网格可改善这一情况。使用 ICEM 软件划分六面体网格,为提高计算精度,对射流口、V 形槽以及二次射流位置进行局部加密。前置级流场网格如图 4 所示,最终网格模型雅可比值均在 0.7 以上。

将网格模型导入 Fluent 软件中,为了同时兼顾计算精度和计算成本,文中采用 RNG $\kappa-\varepsilon$ 湍流模型进行仿真。根据伺服阀的额定工作条件,在 Fluent 数值仿真分析中,设置的边界条件为:入口压力为 8 MPa,出口压力为 1.1 MPa。油液介质为 RP3 航空煤油,油液密度为 786 kg/m³,动力黏度系数为

0.001 180 27 Pa·s。

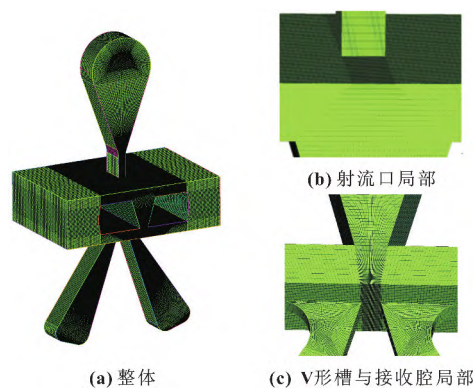


图 4 前置级流场网格

Fig. 4 Grid of the flow field of the pre-stage: (a) overall; (b) local part of the jet port; (c) V-shaped groove and the receiving cavity part

前置级流场中的气穴现象是由油液的局部压力低于油液饱和蒸汽压导致气体析出而引起的,气穴强度变化可能会导致前置级液动力变化。文中基于稳态流场仿真分析前置级流场中的气穴分布。Fluent 仿真软件中存在多个多相流模型,其中 Mixture 模型可更好地模拟两相流体之间的混合状态,因此文中采用 Mixture 多相流模型对稳态流场进行仿真。

在前置级流场中存在大量漩涡,其周期性变化可能导致流场瞬态液动力周期性变化,进而引起伺服阀衔铁组件的谐振。为了分析龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀前置级流场漩涡的结构与形态变化,使用单向流进行瞬态流场仿真分析,瞬态流场仿真的时间步长取 1×10^{-6} s。

3 流场仿真结果分析

3.1 前置级流场气穴特性分析

为了分析前置级流场的分布特性,使用 Mixture 多相流模型进行稳态流场仿真。当偏转板处于中位时,选取偏转射流伺服阀前置级流场的中间截面进行分析,如图 5 所示,提取前置级的压力云图和气穴云图,如图 6 所示。

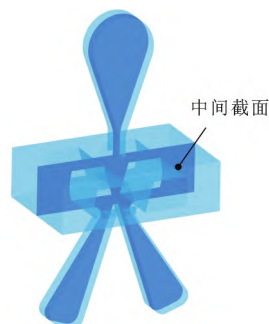


图 5 前置级中间截面示意

Fig. 5 Schematic of the intermediate section of the pre-stage

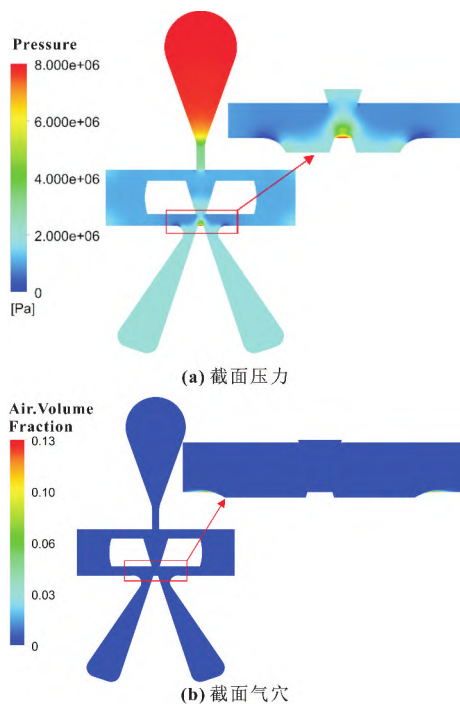


图 6 前置级仿真云图

Fig. 6 Simulation cloud maps of the pre-stage: (a) sectional pressure; (b) sectional cavitation

由图 6 (a) 可以看出: 前置级流场在接收腔两侧存在低压区 (低于饱和蒸汽压), 但其尺寸较小, 因此前置级流场仅在接收腔两端存在气穴, 而在偏转板附近并未出现气穴现象, 且前置级流场中的气体体积分数含量极低, 如图 6 (b) 所示。因此, 当入口压力为 8 MPa、出口压力为 1.1 MPa 时, 气穴并非导致前置级液动力脉动的主要原因。

3.2 前置级流场漩涡特性分析

为了分析龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀前置级流场漩涡的结构与形态变化, 使用单向流进行瞬态流场仿真分析, 选取偏转射流伺服阀前置级流场的中间截面进行分析。

在前置级中间截面上提取某时刻的流线, 如图 7 所示。可以看出: 在偏转板附近, 流场中存在多个漩涡区域, 分别为: 位于偏转板 V 形槽内的漩涡区 1 和 2、位于偏转板两侧的漩涡区 3 和 4。由图 7 可以看出: 当一次射流撞击到 V 形槽上时, 导致油液向上回流, 且横向回流遇到射流核心区向下回流, 上下液流束相遇, 形成漩涡区 1 和 2; 由于高速流体与前置级壁面发生碰撞挤压, 改变了液流束方向, 不同方向的液流束汇聚, 形成漩涡区 3 和 4。

偏转板附近的漩涡并非完全对称, 尤其是 V 形槽区域内的漩涡数量不同, 且流场漩涡随时间不断变化。为了探究前置级流场内的漩涡发展趋势, 提取不同时刻下前置级中间截面 V 形槽区域的速度流线,

如图 8 所示。

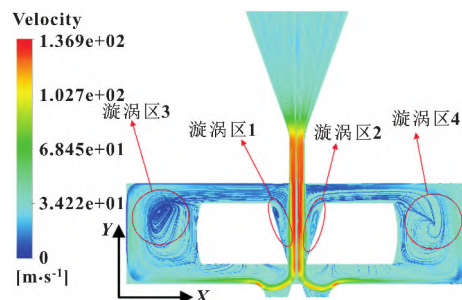


图 7 前置级流场中间平面速度流线

Fig. 7 Velocity streamline of the intermediate plane of the pre-stage flow field

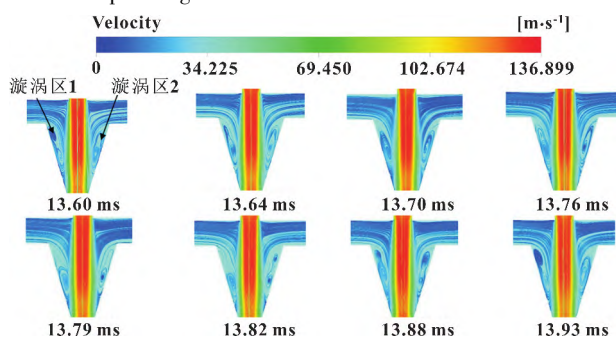


图 8 V 形槽区域速度流线

Fig. 8 Velocity streamline of the V-shaped groove region
漩涡变化过程如下:

- (1) 当仿真时间 $t_0 = 13.60$ ms 时, 漩涡区 1 存在两个漩涡, 漩涡区 2 存在一个漩涡;
- (2) 在 13.60~13.70 ms 内, 漩涡随着时间的增加逐渐向外扩张, 漩涡区 1 两个漩涡相遇融合, 形成左右两侧各一个漩涡的现象;
- (3) 在 13.70~13.79 ms 内, 两侧漩涡向外拉伸且有分离趋势;
- (4) 在 13.79~13.82 ms 内, 漩涡区 2 内形成新的漩涡, 形成左侧一个漩涡、右侧两个漩涡的现象;
- (5) 在 13.82~13.88 ms 内, 漩涡不断生长扩张, 漩涡区 1 内形成新的漩涡, 形成左、右两侧各两个漩涡的现象;
- (6) 在 13.88~13.93 ms 内, 漩涡区 2 的两个漩涡相遇融合, 形成左侧两个漩涡、右侧一个漩涡的现象。此时漩涡的形状、数量和位置与 t_0 时刻基本一致, 完成一个循环周期, 整个循环周期为 0.33 ms, 对应的频率为 3 030 Hz。

对于整体的仿真结果, 漩涡均呈现与上述相似的周期性变化, 且循环频率在 3 000 Hz 左右波动, 这种漩涡的周期性变化导致流场压力波动, 进而引起前置级液动力脉动的产生。

3.3 前置级流场瞬态液动力研究

偏转射流伺服阀的偏转板工作时受到流体作用

产生的力称为前置级液动力。在前置级流场中，由于流场不稳定，导致液动力以一定的频率变化，这种随时间变化的液动力称为瞬态液动力。当瞬态液动力频率接近衔铁组件固有频率时，会导致伺服阀发生谐振，产生啸叫现象。因此文中对前置级瞬态液动力进行分析。

偏转板受力可以分为 X 方向和 Y 方向：规定 X 方向为衔铁组件的工作方向，向右为正方向； Y 方向为射流冲击方向，向下为正方向。目前，对偏转板所受液动力的研究都聚焦于偏转板的 V 形槽壁面，但偏转板的两侧壁面同样会受到压力脉动的影响。为了评估偏转板两侧壁面对瞬态液动力的影响程度，文中采集偏转板在 X 方向各受力面的液动力脉动数据进行分析，监控面如图 9 所示。

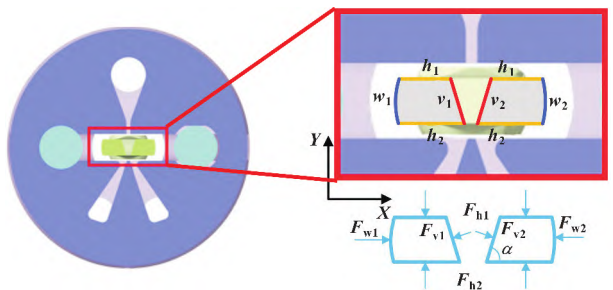


图 9 监控面示意

Fig. 9 Schematic of the monitoring surface

在 X 方向，偏转板的受力在正负方向变化，对伺服阀谐振的影响较大，而 Y 方向的液动力始终保持同一方向，故文中重点分析偏转板 X 方向的液动力。偏转板 X 方向受力计算式为：

$$F_{vx} = (F_{v1} + F_{v2}) \sin \alpha \tag{1}$$

$$F_{wx} = F_{w1} + F_{w2} \tag{2}$$

$$F_x = F_{vx} + F_{wx} \tag{3}$$

式中： F_{v1} 、 F_{v2} 表示 V 形槽两侧所受的液动力； α 表示 V 形槽与二次射流出口面夹角； F_{w1} 、 F_{w2} 表示偏转板两侧壁面所受的液动力； F_{vx} 表示 V 形槽 X 方向合力； F_{wx} 表示偏转板两侧壁面合力； F_x 表示偏转板所受合力。

提取 0~0.02 s 内 V 形槽壁面 X 方向合力 F_{vx} 和偏转板两侧壁面 X 方向合力 F_{wx} ，绘制液动力时域曲线如图 10 所示，对数据进行统计学分析，结果如表 1 所示。

由表 1 可知：V 形槽壁面 X 方向瞬态液动力幅值为 0.031 3 N，极差为 0.057 5 N，均值为 7.57×10^{-3} N；偏转板两侧壁面液动力幅值为 0.034 5 N，极差为 0.065 4 N，均值为 8.16×10^{-3} N。值得注意的是，V 形槽壁面的液动力与偏转板侧面液动力的量级相同，因此分析偏转板所受瞬态液动力时，需要同时考虑偏转板 V 形槽壁面和偏转板两侧壁面。

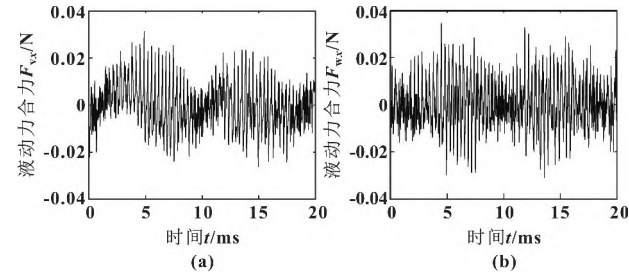


图 10 V 形槽壁面 (a) 和偏转板两侧壁面 (b) X 方向合力

Fig. 10 The combined force in the X direction on the wall surface of the V-shaped groove(a) and the side wall surfaces of the deflection plate(b)

表 1 偏转板 X 方向所受合力

Tab. 1 The combined force acting in the X direction on the deflection plate

位置	液动力脉动幅值/N	液动力脉动极差/N	液动力脉动均值/N	液动力脉动方差/N
V 形槽壁面	0.031 3	0.057 5	7.57×10^{-3}	9.098×10^{-5}
偏转板两侧壁面	0.034 5	0.065 4	8.16×10^{-3}	1.066×10^{-4}

提取 0~0.02 s 内偏转板 X 方向所有受力面的合力时域数据，如图 11 (a) 所示。为了更直观分析液动力脉动频率，对时域数据进行快速傅里叶变换，频域数据如图 11 (b) 所示。由图 11 (b) 可知： X 方向瞬态液动力的频率为 3 100 Hz，对比前述的流场漩涡频率 (3 030 Hz) 可知，流场中的瞬态液动力频率由前置级的漩涡周期性变化所致。

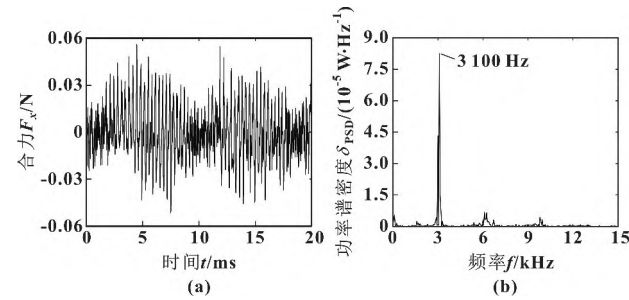


图 11 偏转板 X 方向瞬态液动力时域 (a) 和频域 (b) 数据

Fig. 11 Time-domain(a) and frequency-domain(b) data of transient hydrodynamic force in the X direction of the deflection plate

4 龙门架式衔铁组件模态分析

伺服阀啸叫时产生的高频噪声由衔铁组件共振所致，共振频率一般在伺服阀衔铁组件的某阶固有频率附近，因此需要明确龙门架式力矩马达衔铁组件的固有频率。

使用 Ansys 软件中的 Modal 模块进行仿真计算，衔铁组件三维模型如图 12 所示，衔铁材料为 1J50，

龙门架材料为镍基高温合金, 偏转板的材料为铁镍合金 3J1, 具体材料参数如表 2 所示。

将偏转板末端安装在阀芯, 将阀芯两端的液压力等效为液压弹簧, 弹簧刚度 k 为:

$$k = \frac{F}{\Delta x_v} = \frac{2\beta_e A_v^2}{V_0} = 5.26 \times 10^7 \text{ N/m} \quad (4)$$

式中: F 为压缩油液产生的复位力 (N); Δx_v 为阀芯位移 (m); β_e 为油液弹性模量 (MPa); A_v 为阀芯端面面积 (m^2); V_0 为中位时阀芯两端体积 (m^3)。

模态仿真分析考虑滑阀的约束状态, 仿真模型如图 13 所示, 计算衔铁组件前 6 阶模态。模态结果如表 3 所示。

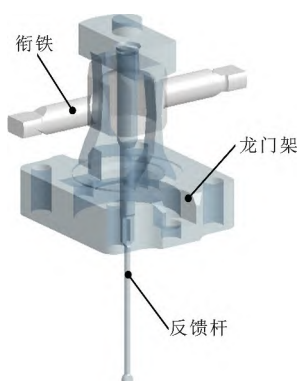


图 12 衔铁组件三维模型

Fig. 12 3D model of the armature assembly

表 2 衔铁组件材料属性

Tab. 2 Material properties of the armature assembly

零件	材料	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/GPa
衔铁	1J50	8 200	162
龙门架	镍基高温合金	7 990	210
偏转板	3J1	8 000	190

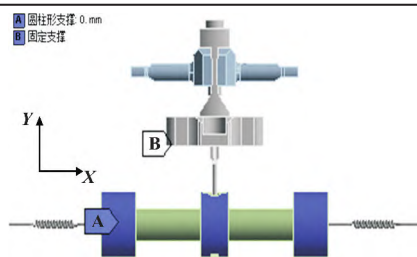


图 13 模态仿真有限元模型

Fig. 13 Finite element model for modal simulation

表 3 模态仿真结果

Tab. 3 Results of modal simulation

阶数	衔铁组件模态频率/Hz	模态振型
1	1 031	XZ 平面转动
2	3 242	XY 平面转动
3	3 295	YZ 平面弯曲
4	3 409	XZ 平面摆动
5	3 942	YZ 平面摆动
6	4 229	YZ 平面弯曲

5 伺服阀啸叫频率测量实验研究

衔铁组件谐振时会发出尖锐噪声, 使用音频分析

仪采集测量啸叫噪声频率, 以识别伺服阀的共振频率, 实验原理如图 14 所示, 实验装置如图 15 所示。谐振噪声实验原理简述如下: 安装伺服阀 (存在啸叫问题) 至静态实验台, 通入油压, 调整伺服阀至产生谐振现象, 发出刺耳的噪声。此时通过音频分析仪实时采集信号并处理后得到音频的频响图。实验中用到的设备有: 伺服阀静态实验台系统、音频分析仪、计算机以及龙门架式偏转板伺服阀。

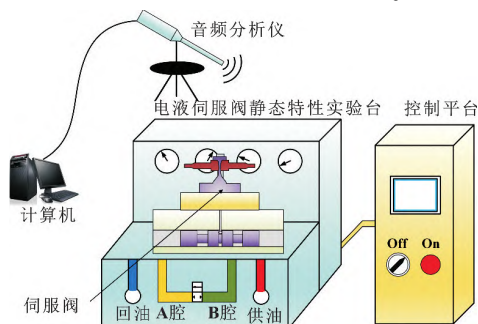


图 14 啸叫频率测量实验原理

Fig. 14 Experimental principle of measuring whistling frequency

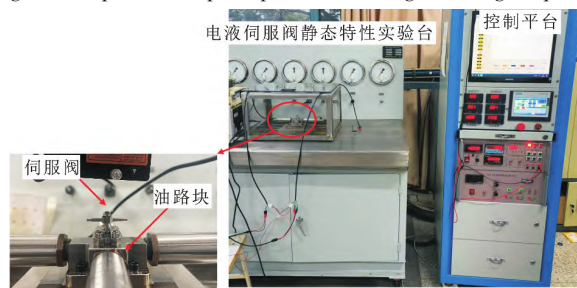


图 15 啸叫频率测量实验实物

Fig. 15 Entity of the experiment for measuring the whistling frequency

提取伺服阀啸叫时的噪声频率数据, 进行快速傅里叶变换, 结果如图 16 所示。可以看出: 啸叫噪声频率为 3 504 Hz。啸叫噪声频率与衔铁组件第 4 阶模态 (3 409 Hz) 相近, 且振型为 XZ 平面内摆动, 瞬态液动力的频率 (3 100 Hz) 与衔铁组件第 4 阶模态较接近, 且振动方向与偏转板 X 方向液动力方向相同, 容易引起伺服阀在第 4 阶模态处谐振。因此, 认为伺服阀啸叫是由瞬态液动力诱发伺服阀衔铁组件共振引起的。

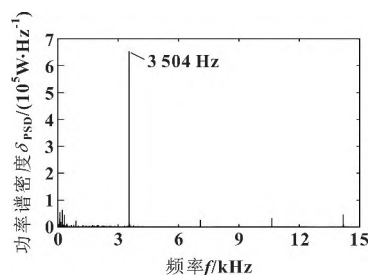


图 16 啸叫声频率的功率谱密度

Fig. 16 The power spectral density of the whistling sound frequency

仿真分析得到的瞬态液动力频率与伺服阀谐振频

率存在 404 Hz 的差距,其原因可能是:仿真分析的流场模型完全理想化,并未考虑加工误差和装配误差的影响。

6 结论

文中针对龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀的啸叫问题,通过流场仿真分析了前置级流场的气穴和漩涡的分布情况,探究了前置级流场漩涡的周期性变化以及偏转板 X 方向各面的瞬态液动力;通过模态分析以及啸叫噪声频率分别得到衔铁组件的固有频率和伺服阀啸叫频率,主要结论如下:

(1) 当入口压力为 8 MPa、出口压力为 1.1 MPa 时,流场内的气穴现象不明显,气穴不是造成瞬态液动力的主要原因;

(2) 前置级流场中存在周期性漩涡,它是由油液回流、剪切和挤压等因素引起的,漩涡频率为 3 030 Hz;

(3) 偏转板 X 方向的瞬态液动力需要同时考虑偏转板 V 形槽面和两侧壁面,瞬态液动力频率为 3 100 Hz;

(4) 伺服阀前置级漩涡频率与瞬态液动力频率基本相同,说明漩涡的周期性变化引起了前置级瞬态液动力的周期性变化;

(5) 伺服阀啸叫频率为 3 504 Hz,衔铁组件第 4 阶模态频率为 3 409 Hz,伺服阀在衔铁组件第 4 阶固有频率处谐振。

综上所述,本文作者认为龙门架式力矩马达偏转射流伺服阀啸叫机制如下:前置级流场在 V 形槽内和偏转板两侧出现周期性的漩涡,漩涡引起液动力周期性变化,当瞬态液动力频率与衔铁组件固有频率相近时,引起衔铁组件发生谐振,导致伺服阀啸叫。

参考文献

- [1] 李艳军. 飞机液压传动与控制[M]. 北京: 科学出版社, 2009.
- [2] 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 servovalve[J]. Aero Weaponry, 2010, 17(6): 20-24.
- [3] 李军. 飞机液压系统压力脉冲试验的机理分析与控制[D]. 西安: 西北工业大学, 2007.
LI J. Principle analysis and control for pressure impulse test of airplane hydraulic system[D]. Xi'an: Northwestern Polytechnical University, 2007.
- [4] 刘玉龙. 压力伺服阀啸叫机理分析[D]. 杭州: 浙江大学, 2017.
LIU Y L. Noise mechanism of the pressure servo valve[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2017.
- [5] 田源道. 电液伺服阀技术[M]. 北京: 航空工业出版社, 2008.
- [6] 陈元章. 基于 CFD 的伺服阀衔铁组件啸叫分析[J]. 机床与液压, 2013, 41(5): 70-74.
CHEN Y Z. Analysis on whistling of the armature component of servovalve based on CFD[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2013, 41(5): 70-74.
- [7] 曹俊章. 伺服阀前置级射流流场的气穴仿真与试验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.
CAO J Z. Simulation and experimental research of cavitation in the jet flow field in pilot stage of a hydraulic servo valve[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013.
- [8] 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.
- [9] Hazem Khaled Mohamed Abdallah. 偏转板射流伺服阀前置级气穴和压力脉动的大涡模拟研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2021.
ABDALLAH M K H. Investigation of pressure oscillation and cavitation phenomena in the pilot stage of deflector jet servo valve with large eddy simulations[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2021.
- [10] 康健, 袁朝辉, 王江涛. 压力伺服阀前置级间液动力振荡和强迫振动的数值研究[J]. 振动与冲击, 2021, 40(13): 120-128.
KANG J, YUAN Z H, WANG J T. Numerical study on hydrodynamic oscillation and forced vibration in front stage of pressure servo valve[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(13): 120-128.
- [11] 李双路. 偏转板伺服阀性能演化的基础理论研究[D]. 上海: 同济大学, 2022.
LI S L. Basic theory research on performance evolution of deflector jet servo valve[D]. Shanghai: Tongji University, 2022.
- [12] 黄增, 金瑶兰, 陈冬冬, 等. PIV 射流管伺服阀啸叫问题的研究[J]. 机床与液压, 2022, 50(4): 72-75.
HUANG Z, JIN Y L, CHEN D D, et al. Study on howling problem of PIV jet-pipe servo-valve[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(4): 72-75.
- [13] 严成坤, 刘小雪, 郑树伟, 等. 宽温域下偏转板电液伺服阀温度场特性[J]. 流体机械, 2024, 52(3): 49-56.
YAN C K, LIU X X, ZHENG S W, et al. Temperature field characteristics of deflector electro-hydraulic servo valve in the wide temperature range[J]. Fluid Machinery, 2024, 52(3): 49-56.
- [14] 康双琦. 运动诱导激励作用下电液伺服阀振荡啸叫机理研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2024.
KANG S Q. Study on the oscillation and squealing mechanism of servo valves under motion-induced excitation[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2024.