

环境温度影响下喷嘴挡板压力伺服阀静态特性分析

刘 健¹, 周振锋², 孙 牧², 吴洪涛¹, 朱玉川¹

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

摘 要: 为研究服役工况下环境温度变化对喷嘴挡板电液压力伺服阀静态特性的影响规律, 基于其结构与工作原理, 建立了整阀 AMESim 仿真模型, 分析了温度影响下油液黏度、弹簧管刚度、磁钢剩磁、力矩马达气隙长度变化对整阀静态特性的影响规律及影响权重。结果表明: 温度在 $-55 \sim 135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化时, 对整阀静态特性影响权重从强至弱依次为: 油液黏度、磁钢剩磁、弹簧管刚度、力矩马达气隙长度。其中油液黏度的减小使死区电流减小了 21.4%, 压力增益增大了 30.6%, 最大输出压力增大了 33%, 滞环明显减小; 力矩马达气隙长度变化对死区电流几乎无影响, 压力增益减小了 2.3%, 最大输出压力减小了 2.1%。试验验证了仿真模型的准确性, 该仿真结果可为压力阀故障定位、结构设计及优化提供依据。

关键词: 喷嘴挡板压力伺服阀; 压力特性; AMESim; 温漂

中图分类号: TH137 文献标志码: B 文章编号: 1008-0813(2026)05-0108-08

Static Characteristics Analysis of Nozzle Flapper Pressure Servo Valve Under the Influence of Ambient Temperature

LIU Jian¹, ZHOU Zhen-feng², SUN Mu², WU Hong-tao¹, ZHU Yu-chuan¹

(1. College of Mechanical & Electrical Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. AVIC Nanjing Servo Control System Co., Ltd., Nanjing 210032, China)

Abstract: In order to study the influence law of ambient temperature change on the static characteristics of nozzle flapper pressure servo valve under service conditions, based on its structure and working principle, a AMESim simulation model of whole valve was established, and the influence law and influence weight of changes in oil viscosity, spring tube stiffness, magnetic steel remanence and torque motor air gap length on the static characteristics of whole valve under the influence of temperature were simulated and analyzed. The results show that when the temperature changes from $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ to $135\text{ }^{\circ}\text{C}$, the influence weights on the static characteristics of whole valve from strong to weak are: oil viscosity, magnetic steel remanence, spring tube stiffness, torque motor air gap length. With the decrease of oil viscosity, the dead zone current decreases by 21.4%, the pressure gain increases by 30.6%, the maximum output pressure increases by 33%, and the hysteresis loop decreases obviously. The change of air gap length of torque motor has almost no effect on the dead zone current, the pressure gain is reduced by 2.3%, and the maximum output pressure is reduced by 2.1%. The accuracy of simulation model is verified by experiments. The simulation results can provide basis for fault location, structural design and optimization of pressure valve.

Key words: nozzle flapper pressure servo valve; pressure characteristic; AMESim; temperature drift

0 引言

电液压力伺服阀能够将控制系统发出的电信号转换成具有相应极性、成比例的压力信号, 且输出压力与输入信号具有良好的线性关系, 是电液伺服控制系统中的核心控制元件, 如飞机刹车系统通常选用压力伺服阀作为控制元件。

电液压力伺服阀可按先导级类型分为: 喷嘴挡板压力伺服阀、射流管压力伺服阀和偏转射流压力伺服阀。相较于后面两种, 喷嘴挡板压力伺服阀具有结构简单、动态响应快、压力灵敏度高的优势, 广泛应用于航空、航天、船舶等领域^[1-3]。自 1953 年 MOOG 提出单喷嘴挡板伺服阀以来, 各学者对喷嘴挡板伺服阀开展了大量的研究^[4], 在喷嘴挡板伺服阀数学建模与仿真^[5]、零位压力特性^[6]、温度零漂^[7]、动态特性提升^[8]等方面取得了丰富的研究成果。在压力伺服阀方面, 王利宁^[9]研究了温度对喷嘴、节流孔、磁性能、滑阀的影响以及油液对压力伺服阀输出压力的影响, 并提出

收稿日期: 2024-12-12

作者简介: 刘健(2000-) 男, 湖北广水人, 硕士, 研究方向为流体传动与伺服控制。

了减小温度零漂的措施,但针对压力阀静态特性的影响未做具体研究。孙静等^[10]研究了负载容积、弹簧预紧力、滑阀遮盖量前置级阻尼孔孔径、喷嘴孔径等关键参数对刹车压力控制阀输出特性的影响规律,但并未关注温度对压力阀输出特性的影响。杨瀚浩等^[11]研究了加工装配误差影响下滑阀轴向重叠量、圆角半径以及径向间隙变化对压力伺服阀静态特性的影响规律。周振锋等^[12]通过流场仿真对偏转射流压力伺服阀的前置级结构参数进行优化,有效提升了前置级的压力增益,由此可见压力伺服阀输出特性受到众多因素影响。然而,飞机刹车压力伺服阀常面临高低温环境、离心环境等恶劣服役工况,性能在服役一段时间后会发生变化,如力矩马达限位螺钉因装配应力松弛,使力矩马达工作气隙长度发生变化,导致伺服阀零位发生变化^[13]。此外,在服役过程中,受环境温度变化的影响,伺服阀永磁体性能会发生变化^[14],零组件弹性模量会发生变化,油液黏度会发生变化^[15],这将对整阀输出特性产生影响。

综上所述,为了探究温度对整阀静态特性的影响机理,本研究建立了喷嘴挡板压力阀 AMESim 仿真模型,并基于此模型研究了温度影响下,油液黏度、弹簧管刚度、磁钢剩磁、力矩马达气隙长度对整阀静态特性的影响,最后通过试验对仿真模型进行了验证。

1 结构与工作原理介绍

如图 1 所示,喷嘴挡板压力伺服阀由力矩马达、喷嘴挡板和滑阀组件组成。滑阀采用二位三通阀结构,左右侧均带有压力反馈容腔,以实现压力伺服控制,左右喷嘴直径、节流孔直径、阀芯左右端面的面积以及反馈腔面积相等,结构上左右对称。该型号伺服阀通过力矩马达下的调整垫片改变 4 个工作气隙长度,使得初始气隙非对称,零位喷嘴挡间隙 $x_{001} > x_{002}$,以满足压力伺服阀 4~5 mA 死区的设计要求。

压力伺服阀的工作原理如下:当控制电流为零时,油液由进油口经过固定节流孔进入喷嘴腔,由于零位喷嘴挡间隙 $x_{001} > x_{002}$,左侧喷嘴挡板间缝隙的液阻小,右侧喷嘴挡板间缝隙的液阻大,因此右腔压力大于左腔压力,而阀芯左右端面面积相等,使得阀芯向左运动,处于最左端限位处。此时进油口关闭,回油口打开,即输出压力为回油压力。当输入正向控制电流时,电磁力矩驱动衔铁组件转动,挡板向左偏转,左侧喷嘴挡板间缝隙变小,右侧喷嘴挡板间缝隙变大,导致左喷嘴腔压力上升,右喷嘴腔压力下降,当两腔压差足够大时,推动阀芯向右运动,进油口打开,对负载腔输出刹车压

力,负载反馈腔与负载腔连通,引入输出压力进行压力反馈,从而实现闭环控制,输出与控制电流大小成比例的刹车压力。

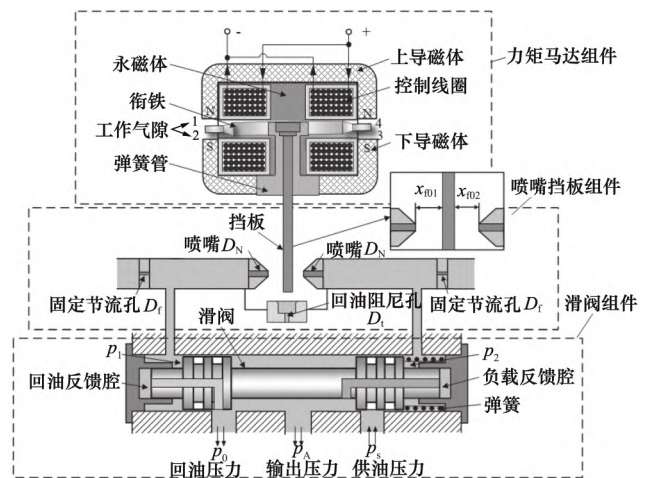


图 1 喷嘴挡板压力阀原理图

Fig. 1 Schematic diagram of nozzle flapper pressure valve

2 理论建模与仿真建模

2.1 数学模型

力矩马达组件由永磁体、上下导磁体、控制线圈、衔铁和弹簧管组成,其作用是将输入的电信号转换为电磁力矩 T_d 。衔铁受到电磁力矩的作用发生偏转,电磁力矩 T_d 为:

$$T_d = K_t i + K_m \theta \quad (1)$$

式中: i —— 输入的控制电流

θ —— 衔铁组件偏转角度

K_t —— 力矩马达的中位电磁力矩系数

K_m —— 力矩马达的中位磁弹簧刚度

衔铁组件在工作过程中受到电磁力矩,产生偏转角度 θ ,受喷嘴液流作用发生平动位移 x_g ,作为二自由度系统,其力矩平衡方程和力平衡方程为:

$$T_d = J \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_r \frac{d\theta}{dt} + T_{tube} F_n r \quad (2)$$

$$F_n = m \frac{d^2 x_g}{dt^2} + B_t \frac{dx_g}{dt} + F_{tube} \quad (3)$$

式中: J —— 衔铁组件的转动惯量

B_r —— 衔铁组件的转动阻尼系数

T_{tube} —— 弹簧管抵抗变形的弯曲力矩

F_n —— 喷嘴处油液对挡板的液流

r —— 衔铁组件转动中心到喷嘴中心的距离

m —— 衔铁组件的质量

x_g —— 衔铁组件在喷嘴液流作用下发生的平动位移

B_t —— 衔铁组件的平动阻尼系数

F_{tube} —— 弹簧管抵抗变形的弯曲力

喷嘴挡板阀由固定节流孔、喷嘴和挡板组成,喷嘴与挡板之间的缝隙构成可变节流口,随着挡板偏转,可变节流口开口度发生变化,两侧喷嘴腔压力发生变化,进而推动阀芯运动。考虑到油液的压缩性,由流量连续性方程,喷嘴挡板级的动态可表示为:

$$\dot{p}_1 = \frac{\beta_e}{V_1} \left[C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_1)} - C_{df} \pi D (x_{f01} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_1 - p_0)} \right] \quad (4)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{\beta_e}{V_2} \left[C_d \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_2)} - C_{df} \pi D (x_{f02} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_2 - p_0)} \right] \quad (5)$$

式中: p_1 p_2 p_s p_0 —— 左喷嘴腔压力、右喷嘴腔压力、供油压力和回油压力

β_e —— 油液的有效体积模量

V_1 V_2 —— 滑阀左端包括左喷嘴腔容积和滑阀右端包括右喷嘴腔容积

C_d C_{df} —— 固定节流孔流量系数和喷嘴处流量系数

d D —— 固定节流孔直径和喷嘴直径

x_{f01} x_{f02} —— 初始时刻左、右喷嘴挡板间隙

x_f —— 挡板偏移的位移

ρ —— 油液密度

滑阀输出的压力作用于刹车作动筒,假设负载腔为固定容腔,忽略泄漏,由流量连续性原理可得负载腔压力流量特性:

$$Q_1 - Q_2 = \frac{V_0}{\beta_e} \frac{dp_A}{dt} \quad (6)$$

式中: Q_1 Q_2 —— 分别为进油口流量、回油口流量

V_0 —— 负载腔容积

p_A —— 负载腔压力

滑阀在工作时主要受到左喷嘴腔压力、右喷嘴腔压力、反馈腔压力、稳态液动力、瞬态液动力、惯性力、阻尼力以及弹簧作用力,其平衡方程为:

$$A_1 (p_1 - p_2) - A_2 (p_A - p_0) = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + c_v \frac{dx_v}{dt} + F_{v1} + F_{v2} + kx_v \quad (7)$$

式中: A_1 —— 滑阀左、右端端面面积

A_2 —— 回油反馈腔、负载反馈腔端面面积

x_v —— 滑阀位移

m_v —— 滑阀质量

c_v —— 滑阀阻尼系数

F_{v1} F_{v2} —— 滑阀稳态、瞬态液动力

k —— 弹簧刚度

2.2 AMESim 仿真模型

电液压力伺服阀涉及电、磁、机、液等多物理场耦合,基于前文结构原理分析与理论建模,利用 AMESim 平台建立喷嘴挡板压力伺服阀的仿真模型。对于力矩马达组件模型,考虑了永磁体内阻、导磁体磁阻、永磁体漏磁、气隙漏磁和控制线圈漏磁的影响。对于喷嘴挡板组件,采用机械库中的弹簧-阻尼元件模拟喷嘴射流作用在挡板上的冲击力,采用液压库中的位移-流量元件模拟因射流造成的内泄漏,最后结合 AMESim 中的容积元件、节流孔元件,得到喷嘴挡板组件模型。对于滑阀组件,采用位移-质量元件模拟阀芯的位移、质量、惯性力、黏性阻尼及所受摩擦力等特性,采用压力-位移元件模拟喷嘴腔、反馈腔压力对阀芯的作用,采用流量-位移元件模拟阀芯位移时内部阀腔流量的变化,采用容积元件模拟负载腔,结合滑阀实际结构将各元件进行连接,得到滑阀组件模型。最终,将力矩马达组件、喷嘴挡板组件和滑阀组件进行整合,得到整阀 AMESim 仿真模型,如图 2 所示,并根据实际进行参数设置,主要参数如表 1 所示。

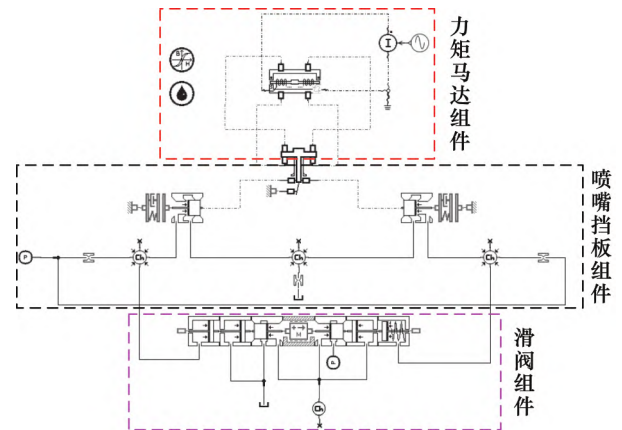


图2 整阀 AMESim 仿真模型

Fig.2 AMESim simulation model of whole valve

3 仿真分析

死区电流、压力增益和最大输出压力是评价压力伺服阀静态特性的关键指标。死区电流是压力阀不额外输出压力的最大电流,压力增益是输出压力与输入

电流曲线的斜率,最大输出压力是电流达到最大值时压力伺服阀的输出压力。

表1 主要参数
Tab.1 Main parameters

参数	数值
磁钢剩磁/T	0.4
铁组件转动惯量/($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	2.2×10^{-7}
衔铁组件转动阻尼系数/($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s} \cdot \text{rad}^{-1}$)	0.005
衔铁组件平动阻尼系数/($\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$)	50
转动中心到喷嘴中心距离/mm	10.1
弹簧管弹性模量/GPa	128
油液运动黏度/($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	1.7×10^3
油液密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	839
进油阀口重叠量/mm	0.06
回油阀口重叠量/mm	-0.12
阀芯阀套圆角/ μm	3
滑阀径向间隙/ μm	2

某型飞机刹车系统中的喷嘴挡板电液压力伺服阀服役环境温度为 $-55 \sim 135\text{ }^{\circ}\text{C}$,为了探究温度在 $-55 \sim 135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 范围内变化对整阀静态特性的影响,选取油液黏度、弹簧管刚度、磁钢剩磁、力矩马达工作气隙长度等易受温度影响的参数作为变量,进行仿真分析。

3.1 油液黏度对整阀静态特性的影响

环境温度变化会改变油液的黏度,进而会对压力伺服阀零位特性产生影响。本研究的压力伺服阀工作时使用的液压油是YH-15航空液压油,经查阅相关资料,温度为 $-55, 20, 135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,油液黏度依次为 $1\,620.993, 22.482, 4.027\text{ mm}^2/\text{s}$,设置不同油液黏度进行仿真分析,仿真结果如图3和表2所示。

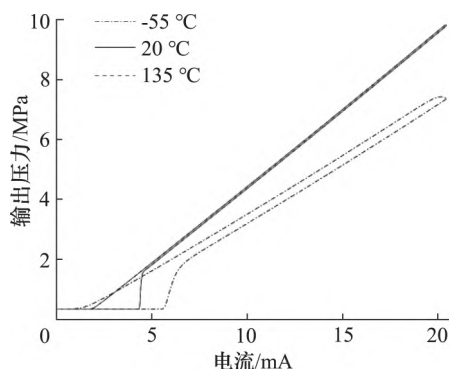


图3 温度导致油液黏度变化下的压力特性曲线

Fig.3 Pressure characteristic curves of oil viscosity change caused by temperature

表2 温度导致油液黏度变化下的静态特性

Tab.2 Static characteristics of oil under changes in viscosity caused by temperature

油液黏度 ($\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	死区电流 mA	压力增益 ($\text{MPa} \cdot \text{mA}^{-1}$)	输出压力 MPa
1 620.993	5.556	0.395	7.37
22.482	4.387	0.516	9.80
4.027	4.367	0.516	9.80

分析可知,随着油液黏度的减小,死区电流逐渐减小。当温度从 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升至 $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,油液黏度减小幅度比较大,死区电流从 5.556 mA 减小到 4.367 mA ,减小了 21.4% 。分析原因是油液黏度越小,阀芯运动所受摩擦力越小,即阀芯驱动力越大,阀芯响应速度越快,使得进油阀口更早的开启,死区电流越小。

对于最大输出压力和压力增益,随着油液黏度减小,压力增益增大,最大输出压力增大。当温度从 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升至 $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,油液黏度减小幅度比较大,压力增益从 0.395 MPa/mA 增大至 0.516 MPa/mA ,增大了 30.6% ;最大输出压力从 7.37 MPa 增大到 9.8 MPa ,增大了 33% 。分析原因是油液黏度越小,阀芯所受摩擦力越小,阀芯所受驱动力越大,阀芯响应越快,负载腔压力对电流的响应越快,故压力增益越大。阀芯所受驱动力越大,相同输入电流下阀芯位移越大,导致进油阀口开度越大,则输出压力越大。

对于滞环,当温度从 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升至 $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,油液黏度大幅度减小,其滞环也明显减小。分析原因是油液黏度减小,阀芯所受摩擦力减小,会使游隙减少,进而导致滞环减小。

3.2 弹簧管刚度对整阀静态特性的影响

弹簧管为力矩马达衔铁组件的偏转提供反馈力矩,其刚度大小直接影响力矩马达的运动,最终会影响整阀的输出特性。当环境温度变化时,弹簧管的弹性模量会变化,继而导致其刚度变化。查阅航空材料手册得知,本研究的压力伺服阀弹簧管弹性模量在 $-55, 20, 135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 下的具体值依次为 $132, 128, 125\text{ GPa}$,设置不同弹簧管弹性模量进行仿真分析,仿真结果如图4和表3所示。

分析可知,随着弹簧管弹性模量的减小,死区电流逐渐减小,但变化幅度很小。当温度从 $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ 上升至 $135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时,弹簧管弹性模量从 132 GPa 减小到 125 GPa ,死区电流从 4.408 mA 减小到 4.367 mA ,减小了 0.9% 。分析原因是输入电流为零时,由于力矩马达工作气隙

不对称,导致挡板向右偏转一定距离后保持静止,需要输入一定控制电流使挡板回到中位。若弹簧管刚度越小,则需要更小的电磁力矩使挡板回到中位,故需要更小的控制电流,死区电流越小。

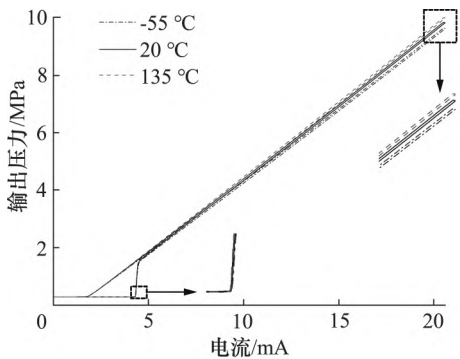


图 4 温度导致弹簧管刚度变化下的压力特性曲线
 Fig. 4 Pressure characteristic curves of spring tube under change of stiffness caused by temperature

表 3 温度导致弹簧管刚度变化下的静态特性
 Tab.3 Static characteristics of spring tube under stiffness change caused by temperature

弹性模量 GPa	死区电流 mA	压力增益 (MPa · mA ⁻¹)	输出压力 MPa
132	4.408	0.505	9.60
128	4.387	0.516	9.80
125	4.367	0.525	9.96

对于最大输出压力和压力增益,随着弹簧管弹性模量减小,压力增益增大,最大输出压力增大。当温度从-55℃上升至135℃时,弹簧管弹性模量从132 GPa减小到125 GPa,压力增益从0.505 MPa/mA增大至0.525 MPa/mA,增大了4%;最大输出压力从9.6 MPa增大到9.96 MPa,增大了3.7%。分析原因是在相同的控制电流下,弹簧管刚度越小,其弯曲变形产生的反馈力矩越小,挡板位移越大,前置级输出压差越大,阀芯所受驱动力越大,阀芯响应速度越快,负载腔压力对电流的响应越快,则压力增益越大。阀芯所受驱动力越大,相同输入电流下阀芯位移越大,进油阀口开度越大,则输出压力越大。

3.3 磁钢剩磁对整阀静态特性的影响

磁钢产生的磁动势直接影响着力矩马达所受到的电磁力矩,进而影响电液伺服阀的输出性能。磁钢产生的磁动势受到磁钢材料的磁特性影响,剩磁是评估磁钢性能的关键参数之一。根据文献[14]可知,磁钢

剩磁 B_r 与温度 T 之间的关系,可用式(8)表示:

$$B_r = [1 - 0.0002(T - 20)] \cdot 0.4 \quad (8)$$

由式(8)可知,压力伺服阀磁钢剩磁在-55,20,135℃下的具体值依次为0.406 0,0.400 0,0.390 8 T,设置不同磁钢剩磁进行仿真分析,仿真结果如图5和表4所示。

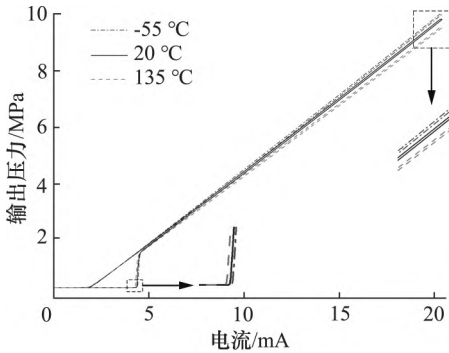


图 5 温度导致磁钢剩磁变化下的压力特性曲线
 Fig. 5 Pressure characteristic curves of magnetic steel under remanence change caused by temperature

表 4 温度导致磁钢剩磁变化下的静态特性
 Tab. 4 Static characteristics of magnetic steel under remanence change caused by temperature

磁钢剩磁 T	死区电流 mA	压力增益 (MPa · mA ⁻¹)	输出压力 MPa
0.406 0	4.408	0.527	9.99
0.400 0	4.387	0.516	9.80
0.390 8	4.285	0.499	9.52

分析可知,随着磁钢剩磁的减小,死区电流逐渐减小。当温度从-55℃上升至135℃时,磁钢剩磁从0.406 0 T减小到0.390 8 T,死区电流从4.408 mA减小到4.285 mA,减小了2.8%。

进一步分析原因,在控制线圈未通入电流时,磁钢剩磁越小,由于工作气隙长度不对称导致挡板向右偏离的距离越小,则需要更小的电流使挡板回到中位,故力矩马达输出的死区越小,导致整阀的死区电流越小。

对于最大输出压力和压力增益,随着磁钢剩磁的减小,压力增益减小,最大输出压力减小。当温度从-55℃上升至135℃时,压力增益从0.527 MPa/mA减小至0.499 MPa/mA,减小了5.3%;最大输出压力从9.99 MPa减小到9.52 MPa,减小了4.7%。

进一步分析原因,在相同的控制电流下,磁钢剩磁越小,力矩马达受到的电磁力矩越小,挡板位移越小,前置级输出压差越小,阀芯所受驱动力越小,阀芯响应

速度越慢,负载腔压力对电流的响应越慢,则压力增益越小。阀芯所受驱动力越小,相同输入电流下阀芯位移越小,导致进油阀口开度越小,则输出压力越小。

3.4 力矩马达热变形对整阀静态特性的影响

在面临恶劣服役环境时,如极端高温、低温,由于衔铁、导磁体、磁钢、弹簧管等金属材料受热会产生膨胀,受冷产生收缩,这将直接影响到气隙长度,进而影响力矩马达受到的电磁力矩,最终对整阀的输出特性产生影响。为了研究不同温度下力矩马达热变形对整阀静态特性的影响,利用 Abaqus 有限元仿真软件建立力矩马达 Abaqus 有限元仿真模型,进行热固耦合仿真,提取 135 ℃ 和 -55 ℃ 下气隙长度变化量,最后基于整阀 AMESim 模型,分析不同温度下力矩马达热变形对整阀静态特性的影响。

1) 力矩马达温度位移耦合仿真

由于力矩马达结构上对称,4 根螺钉预紧力相同且呈对称分布,为了减小计算量,将力矩马达组件简化为 1/4 模型。利用 Abaqus 软件自带网格划分功能划分网格,各零件的材料属性均按照真实材料设置,并根据力矩马达实际的安装情况,相邻零件之间设置为接触,设置弹簧管与挡板之间、挡板与衔铁之间为过盈接触,壳体底面为固定约束。对螺钉直接施加螺栓载荷 Bolt load,并在后续分析步中设置为“固定在当前步长”,较为真实的模拟力矩马达所受螺钉预紧力,最终的有限元仿真模型如图 6 所示。

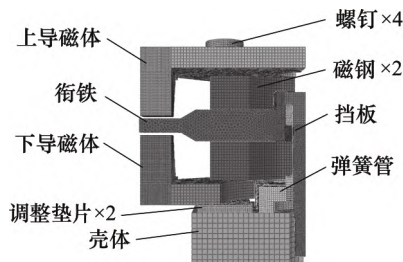


图 6 力矩马达 Abaqus 仿真模型

Fig. 6 Torque motor Abaqus simulation model

设置初始温度场为 20 ℃,分别给仿真模型设置从 20 ℃降低至 -55 ℃温度载荷和从 20 ℃升高到 135 ℃温度载荷,分别进行求解计算,仿真结果如图 7、图 8 所示。经测量可知,初始气隙长度为 0.3 mm,温度从 20 ℃降低到 -55 ℃时,通过测量可知上气隙增大了 6.4 μm,增大了约 2.1%,下气隙减小了 9.58 μm,减小了约 3.2%。温度从 20 ℃升高到 135 ℃时,上气隙减小了 18.68 μm,减小了约 6.2%,下气隙增大了 24.02 μm,增大了约 8%。分析原因是弹簧管热膨胀系数较大,温

度升高,弹簧管带动衔铁向上运动,温度降低,弹簧管带动衔铁向下运动。

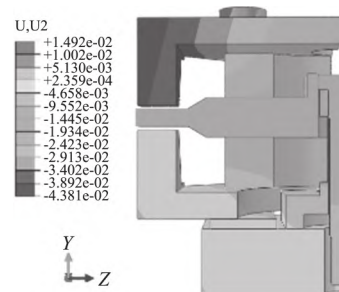


图 7 变形云图($T = -55\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig. 7 Deformation cloud image ($T = -55\text{ }^{\circ}\text{C}$)

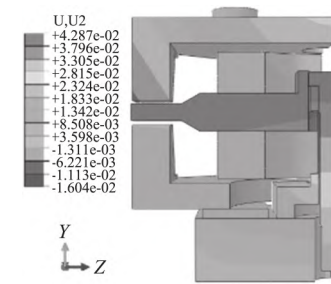


图 8 变形云图($T = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$)

Fig. 8 Deformation cloud image ($T = 135\text{ }^{\circ}\text{C}$)

2) 气隙长度变化对整阀静态特性的影响

基于整阀 AMESim 仿真模型,将不同温度时的上、下气隙变化量代入模型中,分析力矩马达热变形下整阀的输出特性,其仿真结果如图 9 和表 5 所示。

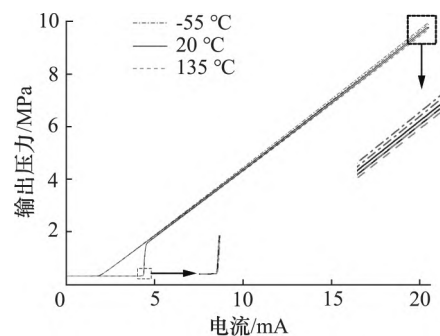


图 9 温度导致气隙长度变化下的压力特性曲线

Fig. 9 Pressure characteristic curves with variation of air gap length caused by temperature

分析可知,当温度从 -55 ℃上升到 135 ℃时,死区电流无明显变化,压力增益从 0.524 MPa/mA 减小到 0.512 MPa/mA,减小了 2.3%;最大输出压力从 9.95 MPa减小到 9.74 MPa,减小了 2.1%。分析原因是温度变化使得力矩马达组件热变形,导致气隙长度发生变化,进而导致气隙磁阻发生变化,最终影响压力增益和输出压力。

表 5 温度导致气隙长度变化下的静态特性

温度 ℃	死区电流 mA	压力增益 (MPa·mA ⁻¹)	输出压力 MPa
-55	4.387	0.524	9.95
20	4.387	0.516	9.80
135	4.387	0.512	9.74

4 试验研究

为了验证喷嘴挡板压力阀 AMESim 仿真模型的准确性,通过搭建试验系统,开展整阀静态特性试验,试验原理如图 10 所示。通过控制平台给电液伺服阀试验台输入 0.02 Hz、21 mA 的三角波电流信号,阀进油口和喷嘴腔接试验台供油口,滑阀回油口接试验台回油口,供油压力 28 MPa,回油压力 0.6 MPa,负载腔接压力传感器,用于测量整阀的输出压力,示波器用来显示压力传感器的测试数据。试验台实物如图 11 所示,试验得到的压力特性曲线和仿真结果如图 12 所示。

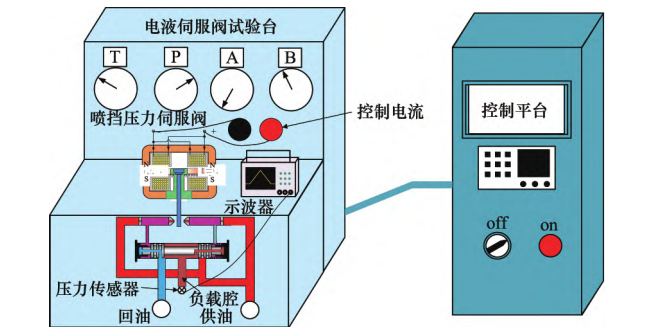


图 10 电液伺服阀试验原理图

Fig. 10 Electro-hydraulic servo valve experimental schematic diagram

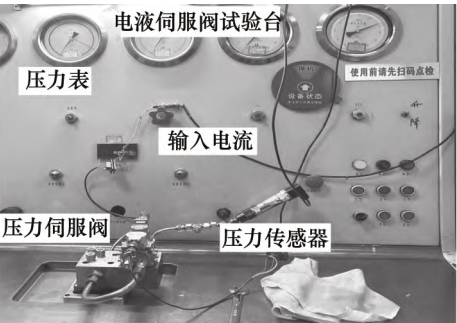


图 11 电液伺服阀试验台

Fig. 11 Electro-hydraulic servo valve test bench

对比分析可知,仿真的死区电流为 4.39 mA,试验结果为 4.20 mA,二者相对误差为 4.5%;在输出压力开始上升阶段,仿真与试验结果有一定误差,最大相对

误差不超过 5%。随着电流的增大,输出压力基本一致。分析误差来源有:阀口流量系数计算的误差,滑阀摩擦力、实际滑阀工作边圆角、径向间隙误差等。

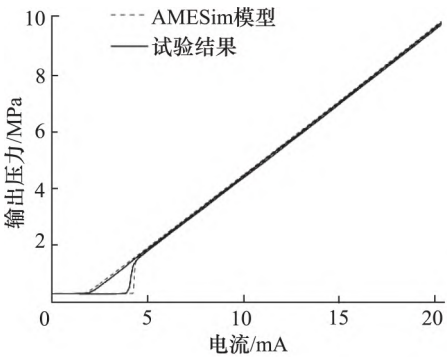


图 12 整阀压力特性曲线对比

Fig. 12 Comparison of pressure characteristic curves for whole valve

总体来看,仿真与试验具有良好的一致性,各项指标的误差均在 5% 以下,可验证 AMESim 仿真模型的准确性。

5 结论

本研究基于喷嘴挡板压力阀工作原理及其实际结构,搭建了整阀 AMESim 仿真模型,得到了整阀的静态特性,并通过试验验证了仿真模型的准确性。通过仿真模型研究了在温度影响下,油液黏度、弹簧管刚度、磁钢剩磁、力矩马达气隙长度等参数变化对整阀静态特性的影响规律,为喷嘴挡板压力阀的设计和 optimization 提供参考,主要结论如下:

- (1) 当温度从 -55 ℃ 上升到 135 ℃ 时,油液黏度变化对滞环、死区电流、压力增益、最大输出压力均影响较大,其中死区电流减小了 21.4%,压力增益增大了 30.6%,最大输出压力增大了 33%,滞环明显减小。
- (2) 当温度从 -55 ℃ 上升到 135 ℃ 时,弹簧管刚度变化对死区电流影响较小,对压力增益和最大输出压力影响较大,其中死区电流减小了 0.9%,压力增益增大了 4%,最大输出压力增大了 3.7%。
- (3) 当温度从 -55 ℃ 上升到 135 ℃ 时,磁钢剩磁变化对死区电流影响较小,对压力增益和最大输出压力影响较大,其中死区电流减小了 2.8%,压力增益减小了 5.3%,最大输出压力减小了 4.7%。相较于弹簧管刚度变化对整阀输出特性的影响,磁钢剩磁影响更大。
- (4) 当温度从 -55 ℃ 上升到 135 ℃ 时,力矩马达气隙长度变化对死区电流几乎无影响,对最大输出压力和压力增益有微小影响,其中压力增益减小了

2.3% ,最大输出压力减小了 2.1% 。相较于油液黏度、弹簧管刚度和磁钢剩磁而言 ,力矩马达热变形导致的气隙长度变化对整阀静态特性影响最小。

(5) 温度在 $-55 \sim 135\text{ }^{\circ}\text{C}$ 变化时 ,对整阀静态特性影响权重从强至弱依次为: 油液黏度、磁钢剩磁、弹簧管刚度、力矩马达气隙长度。

参考文献

- [1] 田源道. 电液伺服阀技术[M]. 北京: 航空工业出版社, 2008.
TIAN Yuandao. Electro-hydraulic Servo Valve Technology [M]. Beijing: Aviation Industry Press, 2008.
- [2] 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.
- [3] 陈元章. 电液压力伺服阀简介[J]. 机床与液压, 2021, 49(7): 172–177.
CHEN Yuanzhang. Brief Introduction of Electro-hydraulic Pressure Servo Valve [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(7): 172–177.
- [4] ANDREW Plummer. Electro-hydraulic Servo Valves—Past, Present, and Future [C]// 10th International Fluid Power Conference. Dresden, Germany: University of Bath, 2016: 405–423.
- [5] 李跃松. 双喷嘴挡板力反馈两级电液伺服阀的物理建模[J]. 液压与气动, 2021, 45(4): 69–73.
LI Yuesong. Physical Model of Two-stage Nozzle-flapper Electrohydraulic Servo-valve with Force Feedback [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2021, 45(4): 69–73.
- [6] 阎耀保, 孟伟. 非对称喷嘴挡板式电液伺服阀特性分析[J]. 中国机械工程, 2011, 22(8): 957–960, 970.
YIN Yaobao, MENG Wei. Characteristics of Electro-hydraulic Servovalve with an Asymmetric Nozzle Flapper [J]. China Mechanical Engineering, 2011, 22(8): 957–960, 970.
- [7] ZHANG X, YIN Y B, HUANG W D. Influence of Temperature on Null Position Pressure Characteristics of Flapper-nozzle Servo Valve [C]// 2010 International Conference on Computer Design and Applications, ICCDA 2010. Belgium, 2010.
- [8] 何汉林. 提高伺服阀动态的参数分析[J]. 液压气动与密封, 2020, 40(12): 54–56.
HE Hanlin. Parameter Analysis to Improve Servo Valve Dynamics [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2020, 40(12): 54–56.
- [9] 王利宁. 电液压力伺服阀的温度零漂分析[J]. 液压气动与密封, 2021, 41(3): 54–56.
WANG Lining. The Temperature Zero Drift Analysis of Electro-hydraulic Pressure Servo Valve [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2021, 41(3): 54–56.
- [10] 孙静, 蔡坤, 沙一旺, 等. 双喷嘴挡板刹车控制阀参数敏感度研究[J]. 液压气动与密封, 2024, 44(7): 75–81.
SUN Jing, CAI Kun, SHA Yiwang, et al. Research on Parameters Sensitivity of Dual Nozzle Baffle Brake Control Valve [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2024, 44(7): 75–81.
- [11] 杨瀚浩, 葛声宏, 周振峰, 等. 加工装配误差影响下偏转射流压力伺服阀静态特性分析[J]. 飞控与探测, 2022, 5(1): 16–22.
YANG Hanhao, GE Shenghong, ZHOU Zhenfeng, et al. Investigation on Static Characteristic of Deflector Jet Pressure Servo Valve Under the Influence of Machining and Assembly Errors [J]. Flight Control & Detection, 2022, 5(1): 16–22.
- [12] 周振峰, 包逸平, 宋伟山, 等. 高压力增益偏转板射流伺服阀正交仿真试验研究[J]. 液压与气动, 2022, 46(11): 147–152.
ZHOU Zhenfeng, BAO Yiping, SONG Weishan, et al. Orthogonal Simulation Research on High Pressure Gain of Pre-stage of Jet Deflector Servo Valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2022, 46(11): 147–152.
- [13] 江裕雷, 朱玉川, 葛声宏, 等. 螺钉装配应力及应力松弛对压力伺服阀零位影响[J]. 南京航空航天大学学报, 2021, 53(3): 350–358.
JIANG Yulei, ZHU Yuchuan, GE Shenghong, et al. Effect of Screw Assembly Stress and Stress Relaxation on Electrohydraulic Pressure Servo Valve's Zero Position [J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2021, 53(3): 350–358.
- [14] 秦嘉言, 李长春, 延皓, 等. 温度对力矩马达气隙磁阻和极化磁动势的影响[J]. 机床与液压, 2017, 45(9): 105–109.
QIN Jiayan, LI Changchun, YAN Hao, et al. Effect of Temperature on Torque Motor Air Gap Reluctance and Permanent Magnet Polarization Magnetomotive Force [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(9): 105–109.
- [15] 黄河, 毛阳, 孙永宾, 等. YH-15 航空液压油的黏温特性测试与分析[J]. 兵工自动化, 2015, 34(5): 42–43.
HUANG He, MAO Yang, SUN Yongbin, et al. Test and Analysis of YH-15 Aviation Hydraulic Oil Viscosity-temperature Characteristics [J]. Ordnance Industry Automation, 2015, 34(5): 42–43.

引用本文:

- 刘健, 周振峰, 孙牧, 等. 环境温度影响下喷嘴挡板压力伺服阀静态特性分析[J]. 液压气动与密封, 2026, 46(5): 108–115.
LIU Jian, ZHOU Zhenfeng, SUN Mu, et al. Static Characteristics Analysis of Nozzle Flapper Pressure Servo Valve Under the Influence of Ambient Temperature [J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2026, 46(5): 108–115.