

喷嘴挡板伺服阀温漂电流波动研究

李 磊<sup>1</sup>,李长春<sup>1</sup>,延 皓<sup>1</sup>,秦嘉言<sup>1</sup>,王 鹏<sup>2</sup>

(1.北京交通大学 机械与电子控制工程学院,北京 100044;2.北京精密机电控制设备研究所,北京 100076)

**摘 要:**为了找出伺服阀的温漂电流波动的原因,考虑到温度对主阀芯的影响,从仿真中阐述了阀芯楔形膨胀的变化规律,将阀芯轴向局部温度分布简化为一维稳态导热问题,推导了阀芯与阀套间隙的楔形变化规律表达式.在此基础上,利用滑阀间隙的流动规律,推导出了滑阀楔形变形下的库伦摩擦力表达式,得出了在库伦摩擦力下伺服阀的电流变化量.最后,通过理论分析和试验进行了对比,证明了伺服阀温漂电流的波动与温升引起的伺服阀内部非线性摩擦有关.

**关键词:**伺服阀;非线性摩擦;间隙流动;温漂

**中图分类号:**TH137 **文献标志码:**A

Research on temperature drift current fluctuation of  
nozzle flapper servo valve

LI Lei<sup>1</sup>,LI Changchun<sup>1</sup>,YAN Hao<sup>1</sup>,QIN Jiayan<sup>1</sup>,WANG Peng<sup>2</sup>

(1.School of Mechanical, Electronic and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing 100044,China;  
2. Beijing research institute of precision electromechanical control equipment, Beijing 100076,China)

**Abstract:**In order to find out why temperature drift can cause current fluctuation in servo valve, the changing rules of how temperature produces a wedge effect on the spool is elaborated by simulation,in which the effect of thermal expansion on main spool is taken into consideration. The local temperature distribution in spool axial dimension is simplified to a one-dimensional steady-state heat conduction. Thus an expression which show the changing rules of the wedge-shaped clearance between the spool and spool sleeve is derived. Accordingly, a coulomb friction expression under slide valve wedge deformation is deduced based on clearance flow rules of slide valve, by which the current variable quantity of servo valve under coulomb friction is obtained. Finally, by comparing theoretical analysis and tests, it is proved that the current fluctuation in servo valve caused by temperature drift is relevant to the non-linear friction caused by temperature rise inside servo valve.

**Keywords:**servo valve; nonlinear friction; clearance flow; temperature drift

火箭发射过程中要承受极限高温的恶劣环境,由于高温燃气源的影响,随着设备的运行,伺服机构

中液压油温度由常温上升至 150 ℃.作为伺服机构中重要的控制元件,大部分伺服阀都在其零位附

收稿日期:2016-04-18  
基金项目:国家国际科技合作专项项目(2012DFG71490)  
Foundation item:International S&T Cooperation Program of China(2012DFG71490)  
第一作者:李磊(1988—),男,湖北仙桃人,博士生.研究方向为流体传动与控制.email:12116315@bjtu.edu.cn.

引用格式:李磊,李长春,延皓,等.抗蛇行减振器常见故障对高速列车动力学性能的影响[J].北京交通大学学报,2017,41(3):96—102.  
LI Lei, LI Changchun, YAN Hao, et al. Research on temperature drift current fluctuation of nozzle flapper servo valve[J].Journal of Beijing Jiaotong University, 2017, 41(3):96—102.(in Chinese)

近工作<sup>[1]</sup>,且它的工作零位会随着油温变化发生漂移,特别是在大批次测试中,个别伺服阀在局部温度范围内会出温漂电流幅值急剧波动的现象,在工况下,如图 1(a)所示,回油温度能升高至 90 ℃.当温漂电流波动较大时,如图 1(b)所示,行业内称此现象为伺服阀“温漂突跳”.这种现象对液压伺服系统的可靠性、控制精度和稳定性会有很大影响<sup>[2]</sup>.故找出伺服阀的温漂电流随温度波动的原因和影响因素具有重要的理论和工程意义.

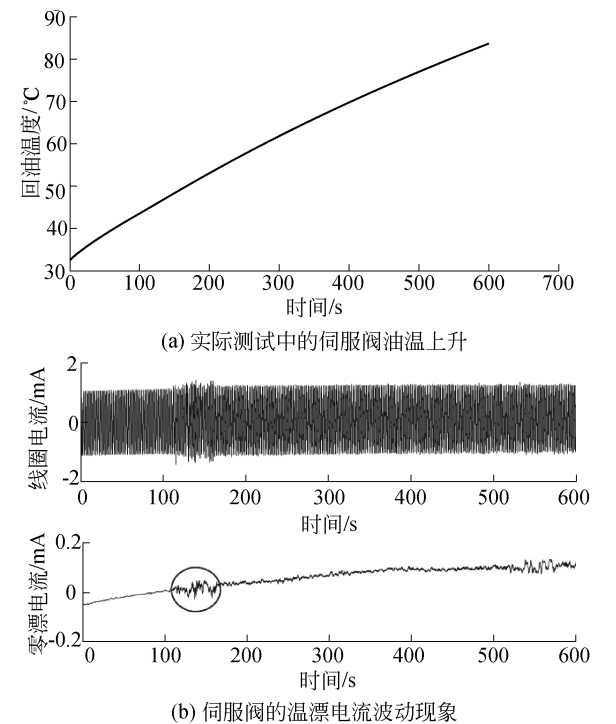


图 1 实际测试中的温漂现象

Fig.1 Temperature drift phenomenon in test

伺服阀的制造涉及到军工方面,具有保密性质,因而伺服阀温漂电流急剧波动的原因在国外文献中较难查阅到相关资料.在国内,温漂电流阈值往往是使用经验值,甚至忽略不计.关于温度对伺服阀影响文献中,肖其新<sup>[3-4]</sup>指出当阀芯槽和控制棱边配合不准确时,阀芯和阀套的热膨胀会引起零漂.李成功等<sup>[5-6]</sup>利用能量守恒定律建立了航空柱塞泵的传热模型.文献<sup>[7-9]</sup>采用了数值有限元仿真的方法进行了滑阀和喷嘴挡板阀的热流固耦合面仿真.吕玥婷等<sup>[10-13]</sup>利用有限元分析阐述了热对滑阀卡滞的影响. Therman E.Green<sup>[14]</sup>采用了红外热成像仪进行液压系统的故障诊断.徐民<sup>[15]</sup>提出了伺服阀温度零漂特性的测试方法.从国内外文献可以看出,关于温度对伺服阀影响研究,大部分学者也只是集中在系统层面的热仿真.

为了测试伺服阀温度漂移,某航天院所采用

的是位置闭环测试法,伺服阀温度筛选原理图如图 2 所示,对应的伺服阀温度筛选实物图如图 3 所示,在伺服机构的参与下,利用伺服机构自带的多余度位置传感器,伺服作动器做闭环位置运动.整个测试系统在伺服阀的过渡块上安装有测量回油温度的温度传感器,并且在伺服放大器上加装一个 100 Ω 的电阻,用来进行伺服阀电流取样<sup>[16]</sup>.通过伺服阀放大器给伺服阀线圈输入电流,实现计算机对伺服机构的正弦位置控制.通过调整给定位置幅值实现对线圈电流幅值的调整,使峰值电流达到额定电流的 5%<sup>[17]</sup>.

从上述文献可以看出,针对伺服阀温漂中的这种特殊电流波动现象总结和分析还比较欠缺.本文作者根据以上测试原理和计算方法,对某航天院所的多种不同型号的伺服阀进行数百次抽样测试分析,整个伺服机构中油温变化缓慢( $<0.1\text{ }^{\circ}\text{C/s}$ ),伺服阀温漂特性可以视为稳态问题.通过在此工况下考察不同伺服阀在伺服机构上温漂变化规律,最后得出伺服阀温漂电流的波动与温升之间的关系.

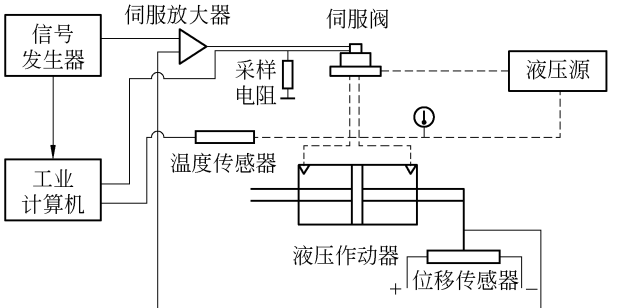


图 2 伺服阀温漂测试原理图

Fig.2 Servo valve temperature drift test schematic

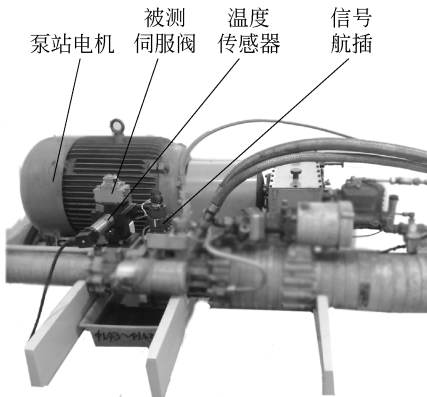


图 3 被测伺服机构

Fig.3 Mechanism of tested servo

## 1 阀芯和阀套的间隙热变形

滑阀在微小的开口情况下,油液流速高,粘性加热显著,易造成滑阀局部高温的情况,可能会引起阀

芯和阀套的轴向局部变形。

文献[10]对滑阀的表面温度场进行了仿真,仿真结果表明在滑阀的中间段及槽口附近是明显的高温区,阀芯两端是低温区,在阀口的节流处产生大量的热,这一部分热量随着油液从出口流出,一部分通过槽口表面传递给阀芯。高温下滑阀温度分布的仿真结果如图 4 所示,仿真结果表明,由于阀口之后与阀芯相接触的壁面附近流体速度关于阀芯轴线不对称,速度较高一侧的内摩擦力较大,产生的热量也较多,因而温升较高,导致阀芯的温度分布不对称。

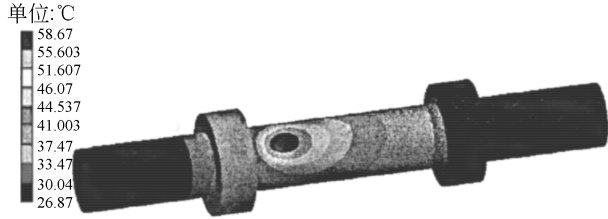


图 4 滑阀温度场分布示意图

Fig.4 Spool temperature field distribution diagram

在温筛试验中,滑阀阀芯在滑套中做开度极小且缓慢的正弦运动,随着开度的变化,在阀芯的槽口附近产生较大部分热量,在槽口附近出口之间,温度会有明显的温度梯度。

阀芯与阀套之间的配合为间隙配合(0.002~0.004 mm),而阀体与阀套之间的配合大多数为过盈配合(一般为 0.002 mm),如图 5 所示,图中  $r_z$ 、 $r_a$  和  $r_b$  分别为阀芯的半径、阀套内径和阀体内径,阀芯和阀套可取同一材质 Cr12MoV。如果阀芯和阀套都为自由膨胀,则温度对缝隙变化的影响不大。但是,考虑到阀体和阀套之间的配合为过盈配合,限制了阀套外径方向的膨胀自由度,则会影响阀芯和阀套的配合间隙,甚至造成卡死的现象。

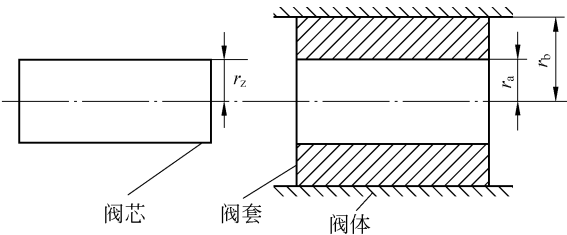


图 5 阀芯和阀套的径向尺寸

Fig.5 Radial dimension between spool and spool sleeve

在实际过程中,阀芯的槽口温度要高于阀套的温度,所以相比较可以忽略阀套的热膨胀效应,只考虑阀芯的热膨胀。在自由膨胀的情况下,阀芯的外表面的径向变形为

$$\Delta u_{z0} = \frac{2\alpha}{r_z} \int_0^{r_z} T_z(t) r dr \quad (1)$$

式中:  $\alpha$  为阀芯的材料线膨胀系数;  $r$  为阀芯方向的

积分半径;  $T_z(t)$  为阀芯沿着半径方向的温度分布函数。

由图 4 仿真可知,阀芯在径向的温度分布并非为恒定值,轴的温升函数为指数分布<sup>[18]</sup>,且当一段时间后,温度分布趋向稳定,但是由于阀芯本身径向温差不大,阀芯外壁较薄且导热性好,可以简化认为阀芯在径向的温度分布为恒定值  $\Delta T$ 。

则阀芯和阀套的配合间隙的变化量为

$$\delta_t = 2\alpha r_z \Delta T \quad (2)$$

则阀芯和阀套的实际工作间隙为

$$h_0 = \delta_0 - \delta_t \quad (3)$$

式中:  $\delta_0$  为温升前阀芯与阀套间的初始配合间隙。

从式(2)和式(3)可以看出,温度对阀芯与阀套的间隙影响很大,故在轴向的温度分布也将会影响轴向的阀芯与阀套配合间隙  $h(x)$ ,其可以表示为

$$h(x) = \delta_0 - 2\alpha r_z \Delta T(x) \quad (4)$$

式中:  $\Delta T(x)$  为阀芯  $x$  方向的温差分布。

实际上  $\Delta T(x)$  的温度函数分布模型可以简化为一维圆柱的导热问题<sup>[19]</sup>,  $\Delta T(x)$  可以表示为

$$\Delta T(x) = \frac{T_2 - T_1}{L} x + T_1 \quad (5)$$

式中:  $T_1$  为油入口阀芯的温度;  $T_2$  为油出口阀芯的温度,  $T_1 > T_2$ ;  $L$  为阀芯突肩的宽度。

将式(5)带入式(4),得出阀芯和阀套的配合间隙

$$h(x) = 2\alpha r_z \frac{T_1 - T_2}{L} x + (\delta_0 - 2\alpha r_z T_1) \quad (6)$$

从式(6)可以得出边界条件  $h_1$  和  $h_2$

$$\begin{cases} h_1 = h_{x=0} = \delta_0 - 2\alpha r_z T_1 \\ h_2 = h_{x=L} = \delta_0 - 2\alpha r_z T_2 \end{cases} \quad (7)$$

将式(7)带入式(6),式(6)可以简化为

$$h(x) = h_1 + (x/L)(h_2 - h_1) = h_1 + ix \quad (8)$$

式中:  $i = (h_2 - h_1)/L$ , 表示为阀芯与阀套楔形间隙  $x$  方向的变化梯度。

式(8)即为阀芯与阀套的间隙线性化的函数表达式,由计算结果可知,  $h(x)$  在阀芯的槽口附近因温度上升过高,会出现摩擦力过大甚至卡滞现象 ( $h(x) < 0$  时)。这种楔形变化规律与文献[10]仿真中滑阀的受热变形趋势相吻合,图 6 为其仿真中放大了 2 000 倍的阀芯受热变形情况。



图 6 阀芯变形放大图

Fig.6 Valve spool deformation enlarged drawing

## 2 滑阀的间隙流动

由上述可知,阀芯轴向温度分布不同,导致了阀芯与阀套之间缝隙宽度成近似楔形变化,图7为阀芯与阀套配合示意图,因制造安装工艺存在缺陷而导致了阀芯与阀套间存在配合偏心问题,令其偏心量为 $e$ .假设油液由左边 $P_1$ 高压区流入右边 $P_2$ 低压区( $P_1 > P_2$ ), $c_1$ 和 $c_2$ 为阀芯和阀套的初始间隙,由于阀芯的楔形变化,有 $c_1 > c_2$ .下面讨论阀芯的油液流动规律和阀芯上 $y$ 方向的力 $F_y$ 情况.

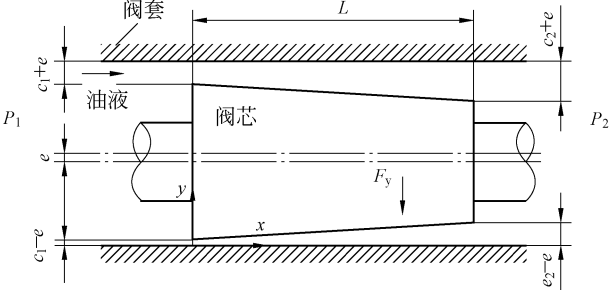


图7 滑阀的配合示意图

Fig.7 Spool valve assembly schematic

当楔形的角度很小时,可以忽略流动 $y$ 方向的速度分量,阀芯与阀套之间的变化 $h(x)$ 极缓慢,所以可以将滑阀之间的层流近似于Couette流,如图8所示,Couette流描述的是两块平板间油液的相对流动,一块平板静止不动,另一块是以恒定的速度 $U$ 相对运动,其中 $h$ 为两块平板之间的距离,油液压力 $P_1 > P_2$ .

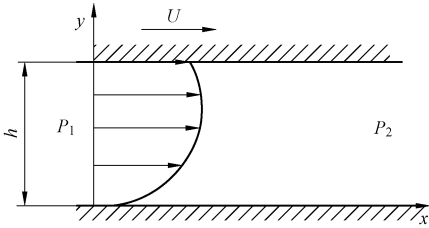


图8 Couette流模型

Fig.8 Couette flow model

将纳维-斯托克斯方程<sup>[20]</sup>应用到Couette流模型中,可得到表达式如下

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2 u}{dy^2} \quad (9)$$

式中: $\mu$ 为油液的粘度; $u$ 为油液 $x$ 方向的速度.由图8可知,边界条件 $\begin{cases} y=0, u=0 \\ y=h, u=U \end{cases}$ 可以得出两平板之间的速度流动规律

$$u = U \frac{y}{h} - \frac{h^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} \frac{y}{h} \left(1 - \frac{y}{h}\right) \quad (10)$$

设两板间流量为 $q$ ,由于 $q$ 沿着流道不变,则

$$q = \int_0^h u dy \quad (11)$$

将式(10)代入式(11)中得

$$\frac{dp}{dx} = \frac{12\mu q}{h^3} \left( \frac{Uh}{2q} - 1 \right) \quad (12)$$

式(12)中 $h$ 可以用 $x$ 方向的一次函数表示,将式(8)中 $h(x)$ 代替式(12)中 $h$ ,由于 $x=0$ 时, $p=p_1$ ,解微分方程(12)得

$$p = p_1 + \frac{6\mu q}{i(h_1 + ix)^2} - \frac{6\mu q}{ih_1} \quad (13)$$

此外,由于 $x=L$ 时, $\begin{cases} h=h_2 \\ p=p_2 \end{cases}$ ,代入式(13)中,

可得

$$p = p_1 - \frac{h_2^2(p_1 - p_2)}{h_2^2 - h_1^2} \left( 1 - \frac{h_1^2}{(h_1 + ix)^2} \right) \quad (14)$$

式(14)为 $x$ 方向上流体压强的分布表达式,将式(14)沿着阀芯突肩宽度 $L$ 方向进行积分,可以求出单位宽度上的阀芯受力 $f$ ,即

$$f = \int_0^L p dx = \left[ p_1 - \frac{h_2}{h_1 + h_2} (p_1 - p_2) \right] L \quad (15)$$

滑阀侧视图如图9所示,图中阀芯与阀套沿圆周的缝隙为

$$\begin{cases} h_1 = c_1 - e \cos \beta \\ h_2 = c_2 - e \cos \beta \end{cases} \quad (16)$$

式中: $\beta$ 为阀套的圆周角.

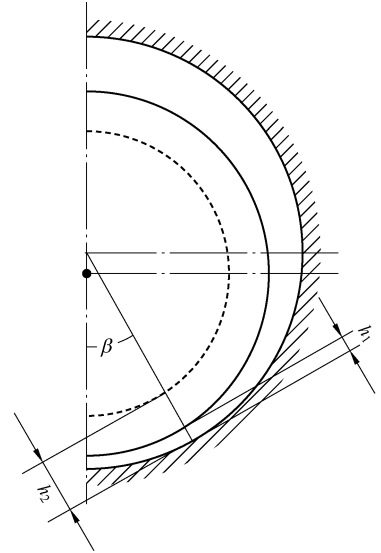


图9 滑阀侧视图

Fig.9 Spool side view

因此作用在阀芯上 $y$ 方向的力 $F_y$

$$F_y = \int_0^{2\pi} f R \cos \beta d\beta \quad (17)$$

将式(16)代入式(15)中,将式(15)带入式(17)中,可以得出最终阀芯上 $y$ 方向的力

$$F_y = \frac{\pi(c_2 - c_1)LR(p_1 - p_2)}{2e} \left\{ \frac{1}{\sqrt{1 - [2e/(c_1 + c_2)]^2}} - 1 \right\} \quad (18)$$

式(18)描述的阀芯液压力使阀芯向更加狭窄的方向作用,阀芯在  $y$  方向力的作用下,外圆周与阀套内壁接触,最后有  $c_1 = e$ ,为了计算方便,令  $\lambda = c_2/c_1$ ,则式(18)可以简化为

$$F_y = \frac{\pi LR(p_1 - p_2)}{2} \left[ (1 + \lambda) \sqrt{\frac{\lambda - 1}{\lambda + 3}} - \lambda + 1 \right] \quad (19)$$

由于阀芯和阀套之间是缓慢的正弦运动,可以忽略粘滞摩擦力,主要考虑轴向的库伦摩擦力,即

$$f_c = F_y \mu \quad (20)$$

3 摩擦力导致的电流变化分析

阀芯所受液压力使阀芯向更加狭窄的方向作用,而且只有当  $P_1 > P_2$  时,才会产生多余的库伦摩擦力  $f_c$ .如图 10 所示,当主阀芯在零位时,在库仑力的摩擦作用下,为了使主阀芯维持受力平衡,必须给伺服阀作用纠偏电流  $\Delta I$ ,使力矩马达发生偏转角度  $\theta$ ,图中  $s$  为挡板距离弹簧管旋转中心的距离,  $b$  为反馈杆末端距离挡板的距离.

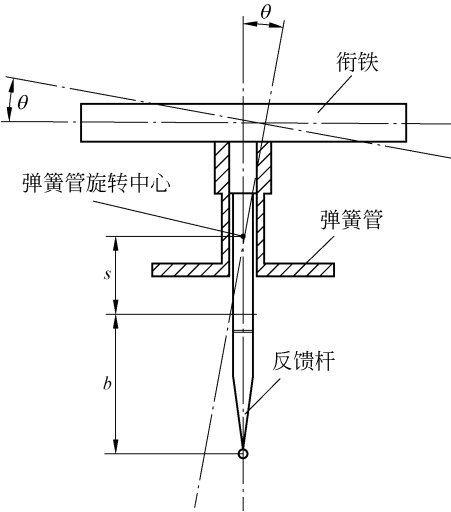


图 10 力矩马达衔铁示意图

Fig.10 Torque motor armature schematic diagram

忽略回油压力,因主阀芯缓慢运动且在零位时,主阀芯受到阀芯端面压差产生的驱动力、摩擦力和反馈杆的作用力.阀芯的力平衡方程为

$$p_{lv}A_v = f_c + K_f\theta(s + b) \quad (21)$$

式中:  $p_{lv}$  为主阀芯端面压差;  $A_v$  为主阀芯端面截面积;  $K_f$  为反馈杆的刚度;  $\theta$  为力矩马达偏转角度.前置级喷嘴挡板阀的零位线性化后的压力特性

方程为

$$p_{lv} = \frac{p_s}{x_{f0}} x_f \quad (22)$$

式中:  $p_s$  为供油压力;  $x_f$  为挡板偏离零位的位移;  $x_{f0}$  为挡板与喷嘴的零位间隙.

力矩马达的输出力矩  $T_d$  为

$$T_d = K_t \Delta I + K_m \theta \quad (23)$$

式中:  $K_t$  为力矩马达中位电磁力矩系数;  $K_m$  为力矩马达电磁弹簧力矩.

主阀芯偏移通过反馈杆作用在旋转中心的力矩为

$$T_f = K_f \theta (s + b)^2 \quad (24)$$

当力矩马达平衡时,如果考虑作用在挡板的液压力,则有如下平衡方程

$$T_d = T_f + K_a \theta + p_s A_N s \quad (25)$$

式中:  $K_a$  为弹簧管的刚度;  $A_N$  为喷嘴的横截面积.

综合式(21)~式(25),可得伺服阀的电流变化量

$$\Delta I = [k_f(s + b)^2 + k_a - k_m] \times \frac{x_{f0}}{k_t[p_s A_N s - k_f x_{f0}(s + b)]} \frac{f_c}{k_t} \quad (26)$$

由式(26)可知,伺服阀的零偏电流值与温度导致的库伦摩擦力成正比,随着阀芯的运动,主阀芯的温度会有短时间的分布不均,但是随着试验的进行,主阀芯温度最终分布均匀,此时,由主阀芯的温度导致的电流变化将消失.

4 试验结果分析

阀芯两端温度差并不容易测量,只能通过 fluent 仿真得到模拟值,根据文献[10]中的数据,取阀芯两端温差为  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,配合间隙  $\delta_0$  取  $0.007\text{ mm}$ ,伺服阀的阀芯  $r_z$  取  $7.5\text{ mm}$ ,  $\alpha$  为  $11.4 \times 10^{-6}\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_2 = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_1 = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,代入式(19)推导出作用在阀芯  $y$  方向的液压力能达到  $16.9\text{ kg}$ ,最后再代入式(26),得出摩擦力导致电流的幅值变化结果为  $0.2\text{ mA}$ ,图 11 为伺服阀模拟滑阀摩擦的仿真电流曲线.在仿真中第  $100\text{ s}$  处添加死区环节,模拟由阀芯和阀套之间增加的库伦摩擦力导致的死区,在  $110\text{ s}$  处撤销死区环节.从仿真结果中可以看到仿真曲线的电流的在第  $100\text{ s}$  处和第  $110\text{ s}$  处的波动情况.仿真表明,添加死区环节来模拟库伦摩擦力导致的死区,会导致伺服阀零漂电流的波动,这与之前分析的理论相符合.

对某型号的力反馈两级伺服阀进行温漂特性参数测试试验,在规定试验的时间内,伺服阀工作的油

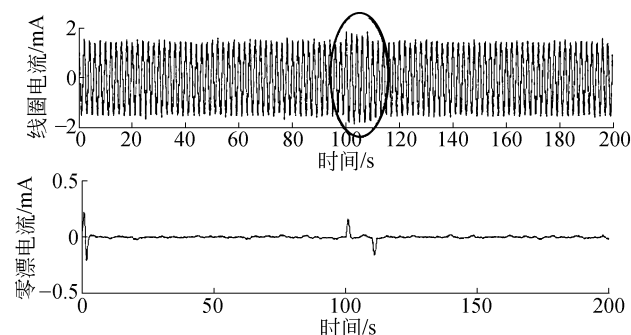


图 11 温漂波动的仿真曲线图

Fig.11 Servo valve temperature drift fluctuation simulation

温从 31.85 ℃ 上升到 99.78 ℃,实际的试验结果如图 12 所示.在 825~900 s 处,伺服阀线圈零偏电流发生较为剧烈的波动,零偏跳动幅值为 0.2~0.3 mA,变化趋势和大小与实际能够吻合.这是由实际中滑阀的温度分布不均导致的,所以引起的库伦摩擦力在温度影响下也不是一成不变的,呈现出如图 12 所示零漂波动情况.

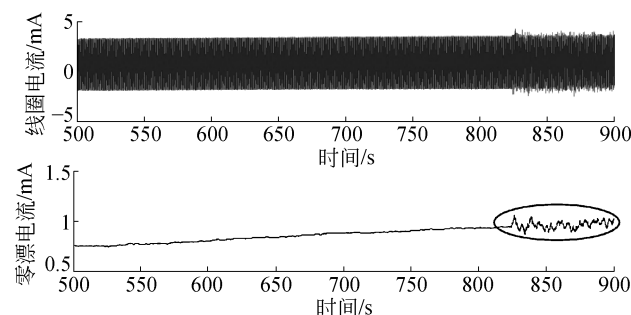


图 12 温漂波动的实验曲线图

Fig.12 Results of temperature drift fluctuation

## 5 结论

1)试验表明,在线圈温漂电流幅值出现局部急剧波动现象的时候,温漂的波动整体趋势呈现出单调变化,在波动处正弦电流幅值变化较大.

2)伺服阀内部由于局部温升会形成楔形结构,增大阀芯与阀套之间的库伦摩擦力,产生非线性死区,最后通过理论推导和试验对比,证明了伺服阀温漂电流的波动与温升引起的伺服阀内部非线性摩擦有关.为了减小温漂的波动,建议在生产和使用过程中,控制油液清洁度的同时,可以在阀芯上开平衡槽,这样可以减小阀芯上的压强分布的不均匀性,也可以减小楔形的变形量,从而减小阀芯与阀套间的库伦摩擦力.

此外,喷嘴挡板作为伺服阀前置级,具有更高的压力灵敏度,温度的升高对其元件的尺寸和流体的流动特性影响将更加明显,这也是本文没有考虑到

的问题,今后将作进一步讨论.

## 参考文献 (References):

- [1] 孙萌, 李长春, 延皓, 等. 阀控非对称缸位置系统的非线性建模[J]. 北京交通大学学报, 2012, 36(4): 164—168.  
SUN Meng, LI Changchun, YAN Hao, et al. Nonlinear modeling for valve controlled asymmetric cylinder position system[J]. Journal of Beijing Jiaotong University, 2012, 36(4): 164—168. (in Chinese)
- [2] 肖其新. 高低温对电液伺服阀性能影响[J]. 机械工程师, 2008(10): 21—23.  
XIAO Qixin. Analysis of the high and low temperature impact to the electro-hydraulic servo valve [J]. Mechanical Engineers, 2008(10): 21—23. (in Chinese)
- [3] 肖其新. 温度对电液伺服阀特性影响[D]. 上海: 同济大学, 2009.  
XIAO Qixin. Influence of temperature on the characteristics of electro-hydraulic servo valve [D]. Shanghai: Tongji University, 2009. (in Chinese)
- [4] 阎耀保, 肖其新, 闫世敏. 温度对电液伺服阀的影响分析[J]. 流体传动与控制, 2008(6): 23—26.  
YIN Yaobao, XIAO Qixin, YAN Shimin. Influence of temperature on hydraulic servovalve [J]. Fluid Power Transmission & Control, 2008(6): 23—26. (in Chinese)
- [5] LI Chenggong, JIAO Zongxia. Thermal-hydraulic modeling and simulation of piston pump[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2006, 19(4): 354—358.
- [6] LI Chenggong, JIAO Zongxia. Calculation method for thermal-hydraulic system simulation [J]. Journal of Heat Transfer, 2008, 130(8): 318—323.
- [7] ZHAO Jianhua, ZHOU Songlin, LU Xianghui, et al. Numerical simulation and experimental study of heat-fluid-solid coupling of double flapper-nozzle servo valve [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, 28(5): 1030—1038.
- [8] 周松林. 电液伺服阀喷嘴挡板组件流固耦合分析及主阀温度场分析[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2014.  
ZHOU Songlin. Fluid-structure interaction analysis of nozzle flapper assembly and temperature field analysis of the main valve of Electro-hydraulic servo valve [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014. (in Chinese)
- [9] 周大海, 刘恒龙, 秦剑, 等. 基于流固热耦合的滑阀温度特性研究[J]. 机床与液压, 2014 (21): 169—171.  
ZHOU Dahai, LIU Huanlong, QIN Jian, et al. Temperature characteristics study of spool valve based on thermal solid-fluid coupling [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2014(21): 169—171. (in Chinese)
- [10] 吕玥婷. 液压滑阀液固热多物理场耦合分析研究[D]. 太

- 原:太原理工大学,2014.
- LYU Yueting. Multi-discipline coupled liquid-solid thermal analysis of hydraulic spool valve[D]. Taiyuan: Taiyuan University of Technology, 2014. (in Chinese)
- [11] 刘玉珑.  $\varphi 8$  通径伺服阀滑阀流场的 CFD 仿真与分析 [D]. 秦皇岛:燕山大学, 2012.
- LIU Yulong. CFD simulation and analysis of flow fluid of spool valve of  $\varphi 8$  diameter electro-hydraulic servo valve [D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2014. (in Chinese)
- [12] 罗绍亮. 液压滑阀卡紧现象的理论分析和解决方案 [J]. 机电工程技术, 2008, 37(6): 93—95.
- LUO Shaoliang. Theoretical analysis and solutions for hydraulic slide valve jamming [J]. Electrical Engineering Technology, 2008, 37(6): 93—95. (in Chinese)
- [13] 晏静江, 柯坚, 刘恒龙, 等. 液压滑阀阀芯温度场的流-固-热耦合研究 [J]. 中国机械工程, 2014, 25(6): 757—760.
- YAN Jingjiang, KE Jian, LIU huanlong, et al. Research on fluid-solid-thermal coupling in temperature filed of hydraulic slide valves [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2014, 25(6): 757—760. (in Chinese)
- [14] GREEN T E, SNELL J R. Thermographic inspection of hydraulic systems [C]// Aerospace/defense Sensing & Controls, 1996: 25—30.
- [15] 徐民. 基于 C8051F020 伺服温漂测控系统 [J]. 单片机与嵌入式系统应用, 2009(11): 51—53.
- XU Min. Temperature null shift measurement and control system for servo valve based on C8051F020 [J]. Microcontroller & Embedded Systems, 2009(11): 51—53. (in Chinese)
- [16] 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 Dongjie. Study on coupled vibration characteristics of electro-hydraulic servo valve and vibration control [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2015. (in Chinese)
- [17] 李文祥. 伺服阀温漂特性与测试系统研究 [D]. 北京: 北京交通大学, 2015.
- LI Wenxiang. Study of temperature drift characteristic of servo valve and its testing system [D]. Beijing: Beijing Jiaotong University, 2015. (in Chinese)
- [18] 黄其圣, 张勇, 胡鹏浩, 等. 温度变化对机械零件配合精度的影响 [J]. 机械科学与技术, 2001, 18(3): 45—47.
- HUANG Qisheng, ZHANG Yong, HU Penghao, et al. The influence of temperature variation on the fitting accuracy of machine elements [J]. Journal of Machine Design, 2001, 18(3): 45—47. (in Chinese)
- [19] 曹克强, 李永林. 现代飞机液压系统热特性建模仿真与热设计 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2013.
- CAO Keqiang, LI Yonglin. Modern aircraft hydraulic system simulation and modeling of the characteristics and thermal design [M]. Beijing: National Defend Industry Press, 2013. (in Chinese)
- [20] 竹中利夫, 浦田映三. 液压流体力学 [M]. 北京: 科学出版社, 1980.
- TAKENAKA Toshio, URATA Eizo. Hydraulic fluid dynamics [M]. Beijing: Science Press, 1980. (in Chinese)