

滑阀副径向卡紧力分布模型与参数灵敏度分析

陈志闯¹, 葛声宏^{1, 2, 3}, 张卓磊^{2, 3}, 朱玉川¹

(1. 南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016;

2. 南京机电液压工程研究中心 航空机电系统综合航空科技重点实验室, 南京 210061;

3. 中航工业南京伺服控制系统有限公司, 南京 210032)

摘 要: 为寻求提高批量电液伺服阀分辨率一致性的制造工艺方法, 针对滑阀副径向尺寸公差范围内参数摄动作用下卡紧力大小的不确定性, 建立了径向卡紧力数学模型, 获得了径向尺寸参数摄动下的滑阀副径向卡紧力分布特性。建立了工艺参数与径向卡紧力分布特征参数之间映射关系的响应面代理模型, 并据此开展了滑阀副径向卡紧力分布特征参数对工艺参数的全局灵敏度分析。结果表明: 径向卡紧力服从 Weibull 分布, 改变阀芯圆柱度相比改变径向间隙对滑阀副径向卡紧力影响较小。相比减小径向间隙变动范围, 降低径向间隙下限值对提高径向卡紧力一致性更加有效。而相比降低径向间隙下限值, 减小径向间隙变动范围对从整体上减小径向卡紧力更为显著。

关 键 词: 滑阀副; 径向卡紧力; 分布模型; 工艺参数; 灵敏度分析

中图分类号: V233; TH137.5

文献标志码: A

Radial clamping force distribution model and parameter sensitivity analysis of spool valve couples

CHEN Zhichuang¹, GE Shenghong^{1, 2, 3}, ZHANG Zhuolei^{2, 3}, ZHU Yuchuan¹

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,

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

2. Aviation Key Laboratory of Science and Technology on Aero Electromechanical System Integration,

Nanjing Engineering Institute of Aircraft Systems, Nanjing 210061, China;

3. Nanjing Servo Control System Company Limited,

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

Abstract: In order to find a manufacturing process method for improving the resolution consistency of batch electro-hydraulic servo valves, a radial clamping force distribution model was established to describe the uncertainty of clamping force under parameter perturbation within the radial dimension tolerance range. And the distribution characteristics of the radial clamping force of spool valve couples were obtained. Furthermore, a response surface surrogate model of the mapping relationship between process parameters and radial clamping force distribution characteristic parameters was established. On this basis, global sensitivity analysis of radial clamping force distribution characteristic parameters to process parameters was carried out. The results showed that with the perturbation of radial dimension parameter, the radial clamping force was subject to Weibull distribution. Compared with the radial

收稿日期: 2022-03-15

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

作者简介: 陈志闯(1995—), 男, 博士生, 主要从事燃油伺服阀性能温变机理研究。E-mail: nuaast-chen@nuaa.edu.cn

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: 陈志闯, 葛声宏, 张卓磊, 等. 滑阀副径向卡紧力分布模型与参数灵敏度分析[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 20220133. CHEN Zhichuang, GE Shenghong, ZHANG Zhuolei, et al. Radial clamping force distribution model and parameter sensitivity analysis of spool valve couples[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(1): 20220133.

clearance, spool's cylindricity had less effect for radial clamping force. Compared with reducing the variation range of the radial clearance, reducing lower limit of radial clearance was more effective to improve the consistency of radial clamping force. Compared with reducing the lower limit of radial clearance, reducing the variation range of radial clearance was more significant to reduce radial clamping force as a whole.

Keywords: spool valve couples; radial clamping force; distribution model; process parameters; sensitivity analysis

电液伺服阀因其具有精度高、响应快、质量轻等优点,在航空发动机中拥有着广泛的应用场合,如燃油计量装置,导叶控制机构以及喷口调节机构^[1-4]。两级电液伺服阀通常采用圆柱形滑阀副作为次级液压功率放大元件。滑阀副由阀芯与阀套组成,两者之间采用间隙配合形式,该配合间隙一般仅为 $1\sim 3\ \mu\text{m}$ ^[5],易受温度、加工误差以及油液污染的影响,可能造成滑阀径向卡紧力过大,增大滑阀副摩擦力。而滑阀副摩擦力又是引起伺服阀分辨率误差的主要原因^[6-7]。分辨率过大将引起整个液压伺服系统极限环振荡和过大的静态误差。一般要求分辨率不得大于额定电流的 1%,较高精度的位置伺服系统更进一步地要求不大于 0.5% 甚至更小。因此,国内外学者针对滑阀副的径向卡紧力开展了大量的研究工作。

中国航空发动机集团有限公司长春控制科技有限公司的贾涛等^[8]针对滑阀级在宽温域工况下易产生的卡死现象进行了仿真研究,获得了温度变化后阀芯与阀套之间径向配合间隙的变化规律。北京航空航天大学 Zhang 等^[9]从理论上分析了滑阀轴向方向上的温度梯度对径向卡紧力的影响规律。滑阀阀芯上普遍开设有均压槽以减小阀芯受到的径向不平衡力,西北工业大学的陈佳等^[10]基于圆柱坐标系下的纳维-斯托克斯(N-S)方程,建立了带有矩形均压槽的阀芯阀套间隙径向压力分布模型。北京理工大学的刘志强等^[11]建立了液压滑阀污染卡紧力模型,研究表明,阀芯相对阀套的偏心率对滑阀性能具有显著影响,等间隙下偏心率的增大既导致滑阀泄漏量增大,又增大其污染卡紧力。同济大学的阎耀保等^[12]利用弹性力学和热变形理论,考虑残余应力的影响,推导了滑阀副径向尺寸链的数学表达式,提出了宽温域下滑阀副配合间隙的设计方法。浙江工业大学的刘国文等^[13]建立了 2D 电液比例换向阀阀芯径向卡紧力与偏心量和高低压孔夹角间的数学模型,提出了减小径向卡紧力的改进措施。西南

交通大学的晏静江等^[14]对中高压系统中滑阀的黏性热效应进行了流-固-热耦合分析,得到了液压滑阀的最高流速和最高温度大小和区域的分布情况,以及阀芯和阀套的径向变形量。同济大学的陆亮等^[15]基于缝隙流理论建立了滑阀副径向力模型,研究结果表明,增大阀芯与阀套初始半径间隙或减小小球偏离阀芯轴线的初始偏心量,均可以提高阀芯不卡滞的输出压力阈值。华中科技大学的刘书胤等^[16]研究了压力、温度和阀体壁厚对大通径滑阀副配合间隙的影响,并在满足强度要求、无阀芯卡死的条件下,对其初始配合间隙和阀体壁厚进行了优化设计。浙江工业大学的陆倩倩等^[17]为减小滑阀径向卡紧力提出了一种偏心沉割槽结构。

但是,以上关于滑阀副的理论仿真研究中,未能直接建立起滑阀副加工工艺参数与滑阀副径向卡紧力的映射关系,难以为滑阀副零件制造装配公差和优化设计提供理论依据。对此,本文首先针对滑阀副径向间隙周向分布计算作出了基本假设与简化,进而建立了由加工装配误差引起的滑阀副径向尺寸参数摄动与径向卡紧力的映射关系,分析了径向尺寸参数摄动作用下的滑阀副径向卡紧力分布特性,探讨了滑阀副径向卡紧力分布特征参数对加工工艺参数的灵敏度,为提高滑阀副径向卡紧力乃至整阀分辨率的一致性提供了理论依据。

1 滑阀副径向尺寸摄动范围与分布模型

图 1 示出了典型的三位四通滑阀在径向上的配合形态,阀芯共有 3 个凸肩,从左到右依次为凸肩 1、凸肩 2 和凸肩 3。在图 1 中, p_s 和 p_t 分别为滑阀副的供油压力和回油压力; p_A 和 p_B 分别为负载口 A 和 B 的工作压力; L 为阀芯总长, L_0 为凸肩 2 长度, L_1 为阀杆长度, L_2 为凸肩 1、3 长度; $d_i(i=1\sim 6)$ 为阀芯凸肩在端面处的直径; $\delta_i(i=1\sim 6)$

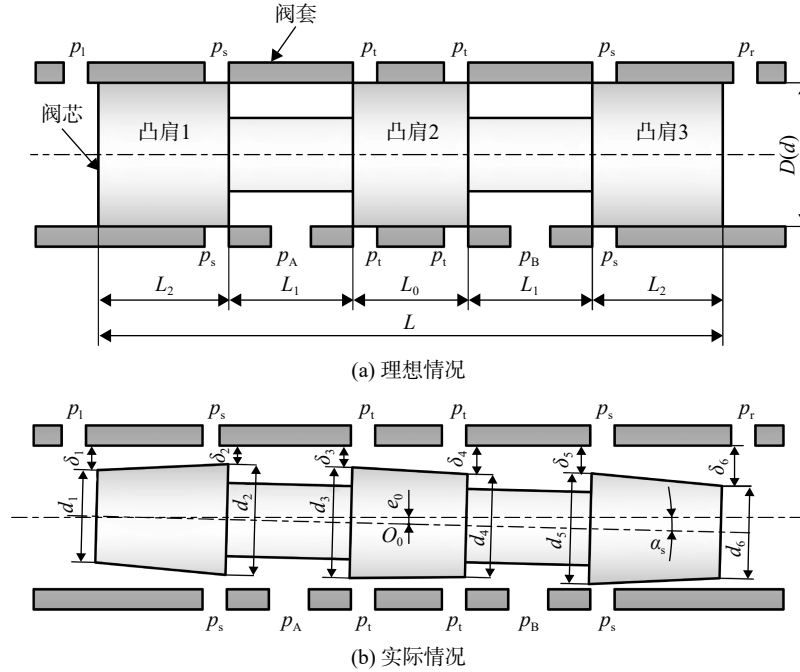


图1 三位四通滑阀副在径向方向上的配合形态

Fig. 1 Radial fitting state of a three-position four-way spool valve couple

为阀芯与阀套在各凸肩端面处的径向间隙; O_0 为阀芯中心; e_0 为阀芯偏心距; α_s 为阀芯相对阀体倾斜角度。

理想条件下, 滑阀副的阀芯与阀套均具有完美的几何构型与尺寸, 阀套公称直径 D 等于阀芯公称直径 d , 无径向间隙, 如图 1(a) 所示。因此, 阀芯与阀套之间不存在卡紧力。实际情况下, 由机械加工制成的阀芯与阀套均存在形状和尺寸误差, 导致阀芯与阀套之间存在一定的间隙且阀芯有着一定的锥度。为了保证阀芯在阀套内部运动自如, 且泄漏量较小, 阀套与阀芯普遍采用间隙配合形式。而在阀套与阀芯间隙配合情况下, 阀芯相对阀套又会存在一定的偏心距 e_0 与倾斜角度 α_s , 如图 1(b) 所示。

以上这些由加工装配引起的滑阀副配合状态参数摄动(包括阀芯锥度、偏心距、倾斜角度), 将引起阀芯与阀套径向配合间隙的变化, 进而改变阀芯径向卡紧力的大小, 最终直接影响到滑阀副工作性能的优劣程度。

为简化实际情况下滑阀副径向间隙周向分布的计算求解过程, 文献 [9-10, 18] 作如下假设:

- 1) 忽略阀套内表面的尺寸与形状误差。
- 2) 实际阀芯凸肩可近似看作为带有一定锥角的圆台面。
- 3) 阀芯的形位公差中只考虑圆柱度。

4) 忽略油液污染颗粒引起的间隙变化。

5) 忽略阀芯与阀套的表面粗糙度。

基于以上假设, 阀芯与阀套的配合状态可以由任意一组 $(d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, e_0, \alpha_s)$ 确定, 如图 1(b) 所示。其中, $d_1 \sim d_6$ 确定了阀芯实际形状尺寸, d_1, d_3, d_5 分别为凸肩 1、2、3 的左端面实际直径, d_2, d_4, d_6 分别为凸肩 1、2、3 的右端面实际直径。偏心距 e_0 和相对倾斜角度 α_s 则共同构成了阀芯与阀套的配合位姿。

1.1 阀芯直径摄动范围与分布特性

根据加工要求, 需保证阀芯与阀套之间的径向配合间隙控制在 $[\delta_{r0}, \delta_{r1}]$ 区间范围内, 对此确定如下关系:

$$\delta_{r0} \leq \frac{D}{2} - \frac{d_i}{2} \leq \delta_{r1} \quad (i = 1 \sim 6) \quad (1)$$

另由阀芯圆柱度为 C_s 可得

$$|d_i - d_j|/2 \leq C_s \quad (i, j = 1 \sim 6; i \neq j) \quad (2)$$

由于机械零件在实际加工过程中往往会受到多种因素如刀具磨损、装夹方式、人为因素等的共同影响, 根据统计学的原理, 当各种影响因素都是随机产生的情况下, 实际阀芯直径 d_i 近似符合正态分布, 即有

$$d_i \sim N(\mu, \sigma^2) \quad (3)$$

式中 μ 和 σ 分别为阀芯直径 d_i 分布的数学期望和

均方差。

根据文献 [19], 几何因素误差分布的均方差 σ , 取决于加工工艺系统的精度, σ 与尺寸公差 T 和工序能力指数 C_p 有着如下关系:

$$\sigma = T / (6C_p) \quad (4)$$

一般地, 工序能力指数 C_p 为 1.00~1.33 左右, 取 1.33^[20]。由阀芯/阀套配合间隙大小在 $[\delta_{r0}, \delta_{r1}]$ 范围内可得, 阀芯直径的上偏差为 $-2\delta_{r0}$, 下偏差为 $-2\delta_{r1}$, 于是阀芯直径 d_i 的数学期望 $\mu = d - (\delta_{r0} + \delta_{r1})$, 尺寸公差 $T = 2(\delta_{r1} - \delta_{r0})$ 。由式 (4) 计算得, 阀芯直径分布的均方差 $\sigma = (\delta_{r1} - \delta_{r0}) / (3C_p)$ 。

1.2 滑阀副径向配合位姿参数摄动范围与分布特性

当阀芯实际尺寸参数确定后, 需进一步地确定阀芯/阀套径向配合位姿参数, 包括偏心距 e_0 和相对倾斜角度 α_s 。由于阀芯与阀套之间属于间隙配合, 因此在阀芯与阀套满足实体互不干涉的前提下, 阀芯与阀套偏心距 e_0 和相对倾斜角度 α_s 取到任意值的概率相同, 即 e_0 和 α_s 服从均匀分布。

为避免阀芯与阀套实体相互干涉, 阀芯与阀套之间的配合间隙需满足以下约束不等式:

$$[\delta_i(\varphi)]_{\min} \geq 0 \quad (5)$$

式中 $[\delta_i(\varphi)]_{\min} = \min\{\delta_i(\varphi = 0^\circ), \delta_i(\varphi = 180^\circ)\}$ 。

根据图 1(b) 中的几何关系可知

$$\left\{ \begin{array}{l} \delta_1(\varphi = 0^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_1}{2} + e_0 - \frac{L}{2}\alpha_s \\ \delta_1(\varphi = 180^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_1}{2} - e_0 + \frac{L}{2}\alpha_s \\ \delta_2(\varphi = 0^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_2}{2} + e_0 - \left(\frac{L}{2} - L_2\right)\alpha_s \\ \delta_2(\varphi = 180^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_2}{2} - e_0 + \left(\frac{L}{2} - L_2\right)\alpha_s \\ \delta_3(\varphi = 0^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_3}{2} + e_0 - \frac{L_0}{2}\alpha_s \\ \delta_3(\varphi = 180^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_3}{2} - e_0 + \frac{L_0}{2}\alpha_s \\ \delta_4(\varphi = 0^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_4}{2} + e_0 + \frac{L_0}{2}\alpha_s \\ \delta_4(\varphi = 180^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_4}{2} - e_0 - \frac{L_0}{2}\alpha_s \\ \delta_5(\varphi = 0^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_5}{2} + e_0 + \left(\frac{L}{2} - L_2\right)\alpha_s \\ \delta_5(\varphi = 180^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_5}{2} - e_0 - \left(\frac{L}{2} - L_2\right)\alpha_s \\ \delta_6(\varphi = 0^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_6}{2} + e_0 + \frac{L}{2}\alpha_s \\ \delta_6(\varphi = 180^\circ) = \frac{D}{2} - \frac{d_6}{2} - e_0 - \frac{L}{2}\alpha_s \end{array} \right. \quad (6)$$

2 径向卡紧力模型

如图 1(a) 所示, 在实际使用过程中, 阀芯在凸肩 1 和 3 的两端存在有压差, 大小分别为 $p_s - p_i$ 和 $p_s - p_r$, 而在凸肩 2 的两端压力均为回油压力 p_r , 不存在压差。故而阀芯只在凸肩 1 和 3 处受到径向卡紧力。为减小径向卡紧力, 一般在凸肩上开设均压槽。均压槽个数影响着阀芯径向卡紧力的总体数值大小。根据文献 [18], 当开设 1 条均压槽的滑阀副径向卡紧力减小到未开设均压槽相应值的 40%, 而等距离开设 3 条均压槽则会减小到原来的 6%。

现以凸肩 1 为例, 对阀芯在该处所受到的径向卡紧力进行求解计算。实际阀芯在凸肩 1 处与阀套在径向上的配合形态如图 2 所示。图中, φ 为沿周向方向分布角度; l_{s1} 为阀芯密封段 1~4 的轴向长度, l_{s2} 为阀芯密封段 5 的轴向长度; e_1 为阀芯凸肩 1 中心 O 相对阀套轴线的偏心距, $e_1 = e_0 - \alpha_s(L - L_2)/2$; l_{e1} 为均压槽 1~3 的宽度, l_{e2} 为均压槽 4 的宽度。

由图 2 可知, 阀芯在进油口处存在着均压槽 4, 在均压槽 4 的影响下, 阀芯在密封段 5 处的压力周向近似均匀分布。因此阀芯在凸肩 1 处的卡紧力仅受密封段 1~4 处径向间隙分布的影响。根据图 2 中的几何关系, 滑阀副径向间隙沿周向的分布在 1 截面 ($\delta_1(\varphi)$) 与 s 截面 ($\delta_s(\varphi)$) 处可分别表示为

$$\delta_1(\varphi) = \frac{D - d_1}{2} + \left(e_1 - \frac{L_2}{2} \tan \alpha_s\right) \cos \varphi \quad (7)$$

$$\delta_s(\varphi) = \frac{D - [(d_2 - d_1)(1 - \xi) + d_1]}{2} + \left[e_1 + \left(\frac{1}{2} - \xi\right) L_2 \tan \alpha_s\right] \cos \varphi \quad (8)$$

$$\xi = \frac{l_{s2} + l_{e2}}{L_2} \quad (9)$$

式中 ξ 为对卡紧力无贡献的凸肩部分长度占总长度之比。

于是, 阀芯/阀套在 1 截面和 s 截面之间的任意截面 l_s 处的间隙 $\delta_{ls}(\varphi)$ 可表示为

$$\delta_{ls}(\varphi) = [\delta_s(\varphi) - \delta_1(\varphi)] \frac{z + \frac{L_2}{2}}{L_2(1 - \xi)} + \delta_1(\varphi) \quad (10)$$

式中 z 为截面沿轴向的坐标值。

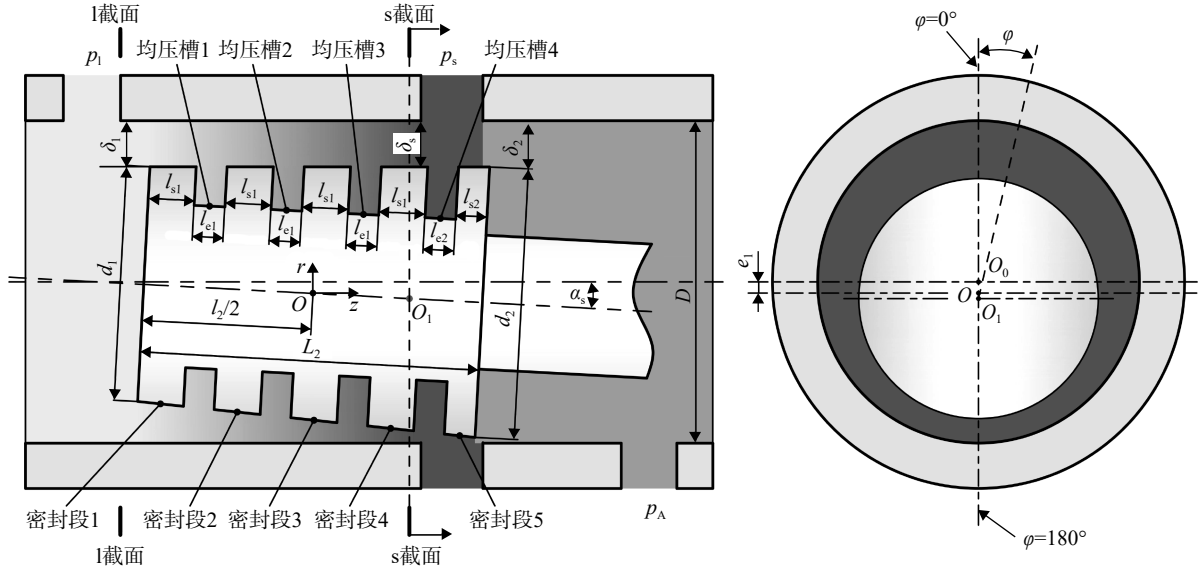


图 2 阀套与阀芯凸肩 1 在径向上的配合形态

Fig. 2 Radial fitting state between the sleeve and spool shoulder 1

由文献 [9] 可知, 滑阀副在任意 1_s 截面的压力分布 $p_{1_s}(\varphi, z)$ 为

$$p_{1_s}(\varphi, z) = p_1 - (p_1 - p_s) \frac{[\delta_1(\varphi)/\delta_{1_s}(\varphi, z)]^2 - 1}{[\delta_1(\varphi)/\delta_s(\varphi)]^2 - 1} \quad (11)$$

图 3 示出了凸肩 1 在两个不同纵向截面 ($\varphi=\varphi_1$ 和 $\varphi=\varphi_2$) 上的间隙压力沿轴向分布。根据伯努利方程可知, 阀芯均压槽的开设将增大油液沿阀芯轴向流动的过流截面, 使得均压槽 1~4 内部油液的流速降低, 从而引起槽内油液压力相较于未开设均压槽的原始值 (图 3 中的虚线部分) 增大。不过, 均压槽的存在使得均压槽内部油液压力短路, 即均压槽内油液液压力在周向上分布均匀。因此, 这里可以不考虑阀芯在矩形均压槽处所受到的径向卡紧力。

忽略均压槽对阀芯/阀套间隙在其他密封段

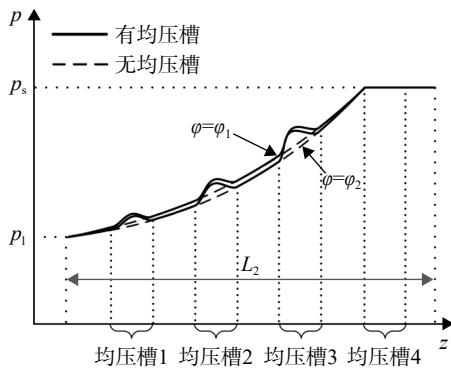


图 3 凸肩 1 处间隙压力沿轴向分布示意图

Fig. 3 Schematic diagram of the axial distribution of the pressure within the radial clearance at shoulder 1

处的压力分布的影响, 则各个密封段处的压力分布依然可以使用式 (11) 表示, 据此可得阀芯在各个密封段处的径向卡紧力 F_{ci} ($i=1, 2, 3, 4$)。采用微元法对滑阀副在密封段处所受的径向卡紧力进行计算求解, 如图 4 所示。利用圆柱坐标表达式 (r, φ, z) , 原点选在阀芯中心 $O_{1,2}$, 则阀芯在微元区域 $d\sigma$ ($d\sigma = r_{sp} dz d\varphi$, r_{sp} 为阀芯公称半径) 上所受径向力 dF 为

$$dF = p_{1_s} d\sigma \quad (12)$$

由于阀芯所受的总径向力沿竖直方向, 因此将径向力 dF 向竖直方向投影可得其在竖直方向上的分量 dF_v 为

$$dF_v = p_{1_s} \cos \varphi r d\varphi dz \quad (13)$$

因此, 密封段 i ($i=1, 2, 3, 4$) 所受的径向卡紧力 F_{ci} 为

$$F_{ci} = \int_{z_{2i-1}}^{z_{2i}} \left| \int_0^{2\pi} p_{1_s} \cos \varphi r d\varphi \right| dz \quad (14)$$

式中 $z_1 \sim z_2$ 、 $z_3 \sim z_4$ 、 $z_5 \sim z_6$ 、 $z_7 \sim z_8$ 分别为密封段 1、密封段 2、密封段 3、密封段 4 左右侧面在 z 方向上的坐标值, 由图 2 可得为

$$\begin{cases} z_1 = -L_2/2 \\ z_2 = -L_2/2 + l_{s1} \\ z_3 = -L_2/2 + l_{s1} + l_{e1} \\ z_4 = -L_2/2 + 2l_{s1} + l_{e1} \\ z_5 = -L_2/2 + 2l_{s1} + 2l_{e1} \\ z_6 = -L_2/2 + 3l_{s1} + 2l_{e1} \\ z_7 = -L_2/2 + 3l_{s1} + 3l_{e1} \\ z_8 = -L_2/2 + 4l_{s1} + 3l_{e1} \end{cases} \quad (15)$$

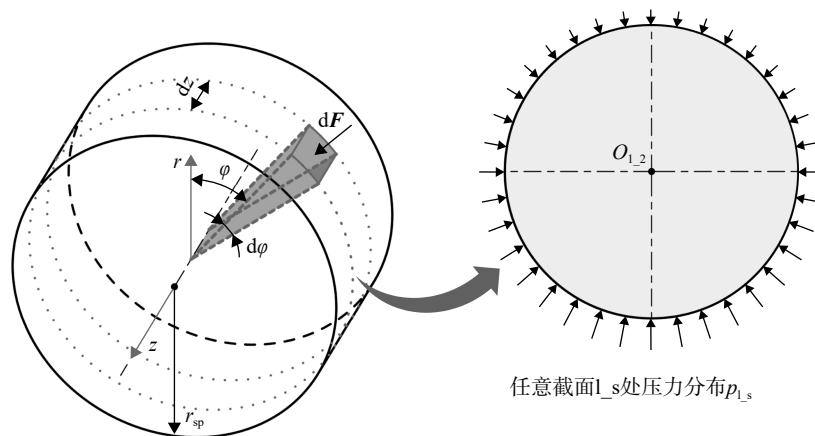


图 4 配合面处径向卡紧力计算示意图

Fig. 4 Calculation schematic diagram of the radial clamping force at the fitting surface

于是, 阀芯的凸肩 1 受到的总卡紧力 F_c 为

$$F_c = \sum_{i=1}^4 F_{ci} \quad (16)$$

3 径向卡紧力分布特性与参数敏感度分析

3.1 滑阀副配合状态取样流程

图 5 示出了滑阀副径向配合状态取样流程,

滑阀副径向配合状态参数的确定步骤如下:

1) 确定阀芯直径的分布类型与分布参数, d_i 服从正态分布, 数学期望 $\mu = d - (\delta_{r0} + \delta_{r1})$, 均方差 $\sigma = (\delta_{r1} - \delta_{r0}) / (3C_p)$ 。对 $d_i (i=1 \sim 6)$ 进行抽样, 每个 d_i 抽取 k 个数据, 共有 k 组 $d_1 \sim d_6$ 数据。

2) 判断任意一组 $d_1 \sim d_6$ 是否满足式(1)和式(2)中的约束条件, 并保留满足约束条件的 $d_1 \sim d_6$ 数据。然后, 从保留的数据中随机选取出 n 组数据。

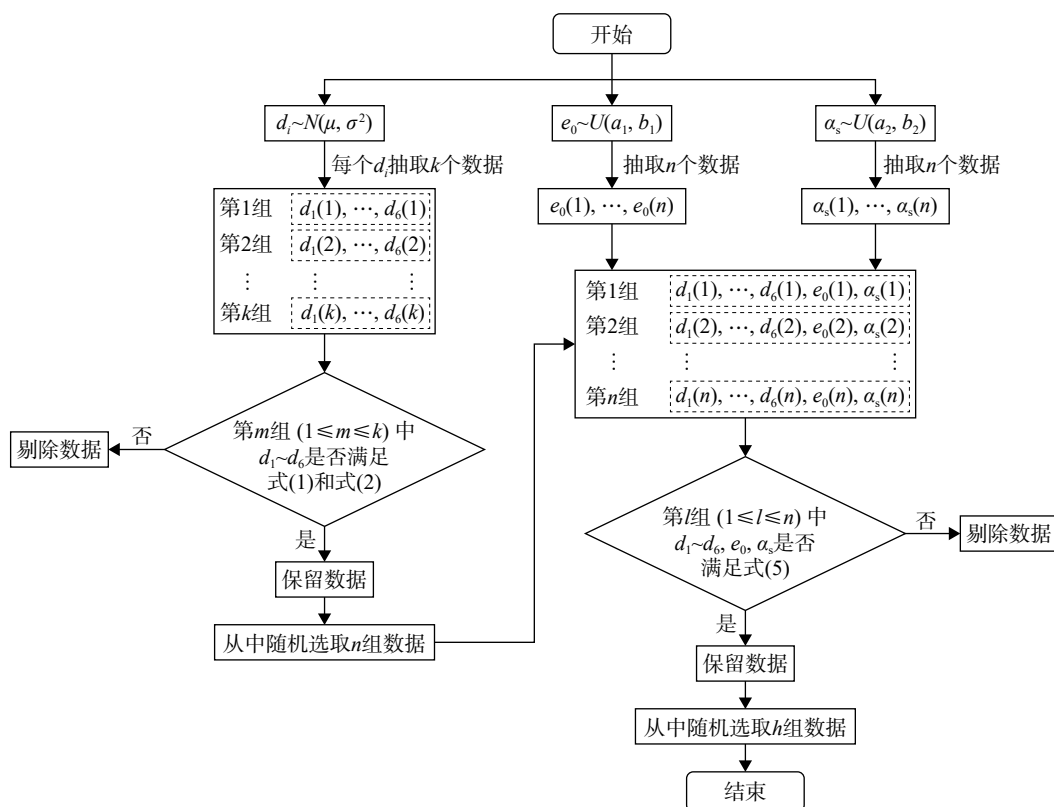


图 5 滑阀副径向配合状态取样流程

Fig. 5 Sampling process of the radial fitting state of a spool valve couple

3) 确定阀芯相对阀套偏心距 e_0 与倾斜角度 α_s 的分布类型与分布参数, 根据前面分析, e_0 和 α_s 均服从均匀分布。对偏心距 e_0 和倾斜角度 α_s 进行模拟抽样, 抽取样本数目为 n 。于是, 共有 n 组的 $(d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, e_0, \alpha_s)$ 。

4) 判断任意一组 $(d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, e_0, \alpha_s)$ 是否满足式(5), 并保留满足约束条件的数据。然后, 从中随机选取出 h 组数据。

3.2 分布特性

为分析滑阀副尺寸参数摄动对其性能分布的影响规律, 基于选定结构尺寸的滑阀副开展研究, 具体尺寸参数如表 1 所示。选取滑阀副供油压力 p_s 为 2 MPa, 该压力值为当前航空发动机燃油计量单元所普遍采用的供油压力。阀芯左端压力 p_l 和右端压力 p_r 均确定为 0 MPa, 介质黏度 $\mu_0 = 1.048 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 。

为研究一组给定工艺参数条件下的滑阀副性能分布特性, 令 $\delta_{r0} = 1 \text{ } \mu\text{m}$, $\delta_{r1} = 3 \text{ } \mu\text{m}$, $C_s = 1 \text{ } \mu\text{m}$ 。按照图 5 中的滑阀副径向配合状态参数取样流程, 共得到 50 000 组 $(d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, e_0, \alpha_s)$, 部分结果如表 2 所示。将这 50 000 组径向配合状态参数代入式(16)可求得滑阀副的径向卡紧力。计算所得的滑阀副径向卡紧力分布情况如图 6 所示。滑阀副径向参数摄动作用下的径向卡紧力大小分布情况可以通过 Weibull 分布加以描述, 其累计分布函数可用式(17)表示

$$P(x) = \begin{cases} 1 - e^{-\left(\frac{x}{b}\right)^a} & x \geq 0 \\ 0 & x < 0 \end{cases} \quad (17)$$

表 1 滑阀副基本尺寸参数

Table 1 Basic dimension parameters of the spool valve couple mm

参数	数值
阀芯公称直径 d	11.1
节流口面积梯度 W_s	1.02
凸肩 1、凸肩 3 长度 L_2	5.4
凸肩 2 长度 L_0	8.8
阀杆长度 L_1	12.9
密封段 1~4 轴向长度 l_{s1}	0.6
密封段 5 轴向长度 l_{s2}	0.8
均压槽 1~3 宽度 l_{e1}	0.4
均压槽 4 宽度 l_{e2}	1.0

式中 $a > 0$ 为形状参数, $b > 0$ 为比例参数。通过数据拟合得到 $a = 1.158$ 、 $b = 3.460$ 。

服从 Weibull 分布的径向卡紧力大小的平均值 μ_c 和方差 σ_c^2 分别可用式(18)和式(19)表示

$$\mu_c = b \cdot \Gamma\left(1 + \frac{1}{a}\right) \quad (18)$$

$$\sigma_c^2 = b^2 \cdot \left\{ \Gamma\left(1 + \frac{2}{a}\right) + \left[\Gamma\left(1 + \frac{1}{a}\right) \right]^2 \right\} \quad (19)$$

式中 $\Gamma(x)$ 是伽马 (Gamma) 函数, 其表达式为

$$\Gamma(x) = \int_0^{+\infty} t^{x-1} e^{-t} dt \quad (20)$$

式(18)和式(19)确定了 Weibull 分布的形状参数 a 、比例参数 b 与平均值 μ_c 和方差 σ_c^2 之间的函数关系。因此, 一旦得到径向卡紧力的平均值

表 2 滑阀副径向配合状态参数样本

Table 2 Samples of the radial fitting state parameters of the spool valve couple

序号	d_1/mm	d_2/mm	d_3/mm	d_4/mm	d_5/mm	d_6/mm	$e_0/\mu\text{m}$	$\alpha_s/10^{-6} (^{\circ})$
1	11.096 81	11.096 87	11.096 71	11.096 70	11.096 97	11.096 75	-1.485 74	2.683 12
2	11.096 42	11.097 28	11.097 01	11.096 73	11.096 36	11.096 48	-1.481 29	-9.930 36
3	11.096 80	11.097 02	11.096 96	11.096 97	11.096 73	11.096 59	-1.470 20	-8.228 32
4	11.096 71	11.096 82	11.097 01	11.096 77	11.096 92	11.097 13	-1.463 72	5.821 35
5	11.096 98	11.096 97	11.096 74	11.096 94	11.096 82	11.096 91	-1.461 77	-3.341 9
6	11.096 92	11.096 95	11.096 53	11.096 56	11.097 06	11.096 89	-1.460 95	0.290 02
7	11.096 78	11.096 85	11.096 86	11.096 99	11.097 00	11.096 85	-1.448 41	1.141 99
8	11.096 81	11.097 13	11.097 06	11.096 53	11.097 05	11.096 66	-1.439 81	-0.980 78
9	11.097 18	11.097 00	11.096 96	11.097 04	11.096 50	11.096 62	-1.431 22	-3.479 29
10	11.097 04	11.096 63	11.096 81	11.096 85	11.097 08	11.096 63	-1.420 25	-1.386 87
$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$	$\vdots$
50 000	11.096 23	11.096 86	11.096 87	11.096 87	11.096 87	11.096 59	1.544 06	-0.406 51

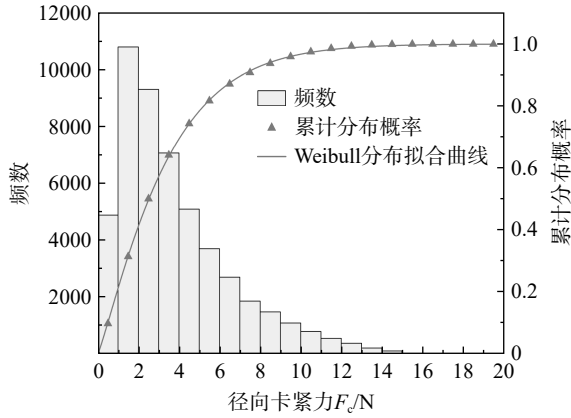


图 6 径向卡紧力分布图

Fig. 6 Distribution diagram of the radial clamping force

μ_c 和方差 σ_c^2 就可进一步地得到径向卡紧力具体的分布规律。

另外,取 $P=0.99$ 时对应的径向卡紧力 $(F_c)_{P=0.99}$ 为特征值来表征径向卡紧力大小分布区间宽度。

3.3 基于响应面代理模型的参数灵敏度分析

响应面法(response surface method, RSM)最早由数学家 Box 和 Wilson 于 1951 年提出,构造过程应用了统计学和数学相关理论。其构造流程可以归纳为:在给定输入输出的基础上,以数学多

项式作为基函数通过最小二乘回归法来得到设计变量和响应间的映射关系,具有很好的可导性和良好的连续性。

本文选用在处理实际问题中应用较为广泛的 2 阶多项式响应面模型,其表达式为

$$Y(X) = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i X_i + \sum_{ij(i<j)} a_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^n a_{ii} X_i^2 \quad (21)$$

式中 Y 为响应模型预测值; X 为设计变量; n 为设计变量 X 维数; X_i 为设计变量 X 的第 i 个分量; a_0 、 a_i 、 a_{ii} 、 a_{ij} 为模型的待定系数。

令 $X_1 = \delta_{r0}$, $X_2 = \delta_{r1} - \delta_{r0}$, $X_3 = C_s$, 将 X_1 、 X_2 、 X_3 的取值区间均确定为 $0.5 \sim 3 \mu\text{m}$ 。采用拉丁超立方抽样(Latin hypercube sampling, LHS)法在工艺参数 X_1 、 X_2 、 X_3 的取值区间内进行抽样,抽取 100 组样本数据点,计算滑阀副径向卡紧力的分布特征参数。基于响应面法构建 X_1 、 X_2 、 X_3 与分布特征参数的近似表达式可用式(22)表示。

采用复相关系数法验证了响应面模型的计算精度, μ_c 、 σ_c^2 、 $(F_c)_{P=0.99}$ 的响应面函数的 R^2 值分别为 0.979、0.967、0.973,均大于 0.95,说明该响应面代理模型与实际模型逼近程度较高,可用于开展后续灵敏度分析。

$$\begin{cases} \mu_c = 3.2128 - 0.8623X_1 + 0.7779X_2 + 0.2065X_3 - 0.0178X_1X_2 - \\ \quad 2.4435 \times 10^{-4}X_1X_3 + 0.0713X_2X_3 + 0.14X_1^2 - 0.1432X_2^2 - 0.0761X_3^2 \\ \sigma_c^2 = 6.3042 - 3.0628X_1 + 2.3418X_2 + 0.4693X_3 - 0.3857X_1X_2 - \\ \quad 0.0938X_1X_3 + 0.2145X_2X_3 + 0.7157X_1^2 - 0.2491X_2^2 - 0.1464X_3^2 \\ (F_c)_{P=0.99} = 10.8926 - 2.6204X_1 + 2.2547X_2 + 0.6349X_3 - 0.184X_1X_2 - \\ \quad 0.0789X_1X_3 + 0.1819X_2X_3 + 0.529X_1^2 - 0.3391X_2^2 - 0.1799X_3^2 \end{cases} \quad (22)$$

为了分析滑阀副特性在全局变动范围内对工艺参数的灵敏度,对滑阀副特性进行 Sobol 全局灵敏度分析。Sobol 法是一种基于方差的 Monte Carlo 法,由俄罗斯学者 Sobol 在 20 世纪 90 年代提出的一种有效的研究输入参数的方差对输出参数方差影响的方法^[21]。

Sobol 法的核心思想是将模型 $Y=f(X)$ 分解为单个参数及参数之间相互结合的函数,即有

$$f(X) = f_0 + \sum_i f_i(x_i) + \sum_{i<j} f_{i,j}(x_i, x_j) + \dots + f_{1,2,\dots,n}(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (23)$$

式(23)中的每一项都可以通过下列积分得到:

$$\int f(x) \prod dx_p = f_0 \quad (24)$$

$$\int f(x) \prod_{k \neq i} dx_p = f_0 + f_i(x_i) \quad (25)$$

$$\int f(x) \prod_{k \neq i, j} dx_p = f_0 + f_i(x_i) + f_j(x_j) + f_{i,j}(x_i, x_j) \quad (26)$$

依次类推,即可得到 $f_{1,2,\dots,p}(x_1, x_2, \dots, x_k)$ 。

Sobol 法中用总方差 $V = \int f^2(X) dX - f_0^2$ 来表示所有参数对模型输出的影响程度;用偏方差 $V_i = \int f_i^2 dx_i$ 来表示单个参数对模型输出的影响程度;用偏方差 $V_{i_1, i_2, \dots, i_s} = \int f_{i_1, i_2, \dots, i_s}^2 dx_{i_1} \dots dx_{i_s}$ 来表示参数之间的交互作用对模型输出的影响程度。

Sobol 法中用 1 阶灵敏度 S_i 表示参数 x_i 对输出的主要影响,其表达式为

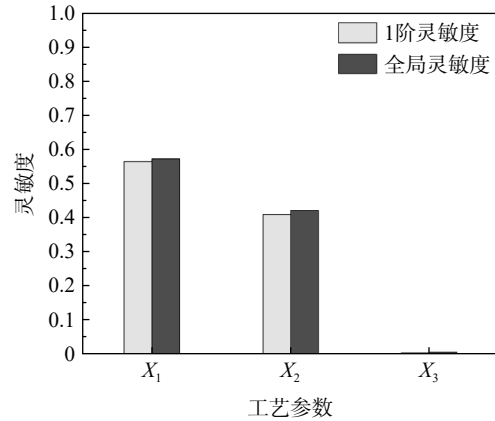
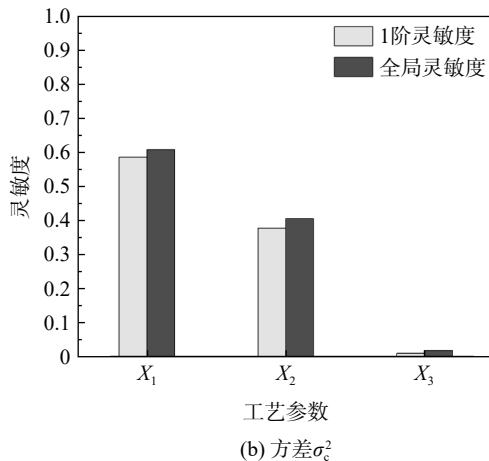
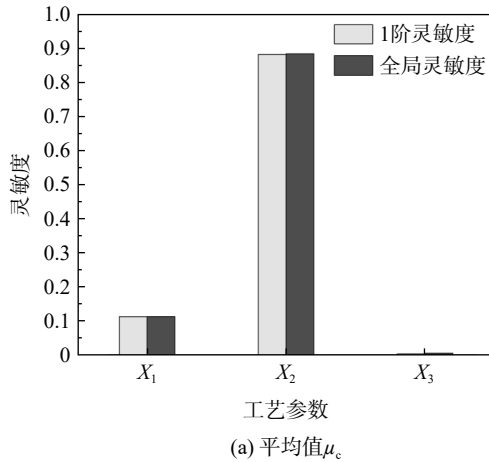
$$S_i = \frac{V_i}{V} \quad (27)$$

用全局灵敏度 S_i^G 表示考虑参数之间的交互作用后 x_i 对模型输出的影响程度, 其表达式为

$$S_i^G = \frac{\sum_{1 \leq s \leq n} V_{i_1, i_2, \dots, i_s}}{V} \quad (28)$$

由式(27)和式(28)可知, 1 阶灵敏度反映的是变量自身对结果的影响, 而全局灵敏度不仅反映变量自身对结果的影响, 还反映本变量与其他变量交互作用的影响, 如果某变量的 1 阶灵敏度和全局灵敏度相差较大, 则该变量与其他变量之间存在交互作用。采用 LHS 法采集 10 万个样本点, 得到的工艺参数灵敏度分析结果如图 7 所示。

由图 7 可知, 相比滑阀副径向间隙, 径向卡紧力的分布特性对圆柱度 C_s 的变化并不敏感。若要从整体上减小卡紧力大小(即减小均值 μ_c), 减小径向间隙变动区间宽度比减小径向间隙下限值更为有效; 相反, 若要提高径向卡紧力大小的一致性(即减小方差 σ_c^2 和分布区间宽度 $(F_c)_{P=0.99}$), 降低径向间隙下限值比减小径向间隙变动区间宽度效果更为显著。



(c) 分布区间宽度 $(F_c)_{P=0.99}$

图 7 径向卡紧力分布特征参数对工艺参数灵敏度

Fig. 7 Sensitivity of the distribution characteristic parameters of radial clamping force to process parameters

4 结 论

针对实际滑阀副径向卡紧力存在不确定性的问题, 本文通过理论建模研究, 研究了由实际加工装配引起的滑阀副径向尺寸参数摄动作用下的径向卡紧力分布情况, 并开展了滑阀副径向卡紧力分布特性对加工工艺参数的全局灵敏度分析, 得到了以下研究结论:

1) 根据滑阀副在加工装配过程中实际的工艺参数, 建立了滑阀副径向尺寸参数的摄动范围和分布模型。然后, 将这些尺寸参数摄动量引入到所建立的滑阀副径向卡紧力模型中, 进而基于统计学理论得到了径向尺寸参数摄动下的滑阀副径向卡紧力分布特性, 结果表明滑阀副径向卡紧力服从 Weibull 分布。

2) 基于 2 阶多项式响应面代理模型建立了工艺参数 X_i 与滑阀副径向卡紧力分布特征参数的映射关系, 采用复相关系数 R^2 检验代理模型的预测精度, 结果表明 μ_c 、 σ_c^2 、 $(F_c)_{P=0.99}$ 的响应面函数的 R^2 值均大于 0.95, 表明该响应面代理模型与实际模型逼近程度较高, 可用于开展后续灵敏度分析。

3) 基于滑阀副径向卡紧力分布特性的多项式响应面代理模型, 利用 Sobol 法开展了径向卡紧力分布特征参数对工艺参数的全局灵敏度分析, 结果表明, 受重复约束的影响, 阀芯圆柱度相比径向间隙对径向卡紧力影响更小。相比减小径向间隙变动范围, 降低径向间隙下限值对提高卡紧力一致性更加有效。而相比降低径向间隙下限值, 减小径向间隙变动范围对从整体上减小径向卡紧力更为显著。

参考文献:

- [1] 王彬. 航空发动机液压控制系统[M]. 北京: 科学出版社, 2019.
- [2] 来晨阳, 郭迎清, 于华锋. 基于RF-SVR的燃油计量装置性能衰退检测和剩余寿命估计方法[J]. 航空动力学报, 2019, 34(7): 1624-1632.
LAI Chenyang, GUO Yingqing, YU Huafeng. Fuel metering unit performance degradation detection and remaining useful life estimation method based on RF-SVR[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(7): 1624-1632. (in Chinese)
- [3] WANG Bin, ZHAO Haocen, YU Ling, et al. Study of temperature effect on servovalve-controlled fuel metering unit[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(6): 061503.1-061503.7.
- [4] MASUDA S, SHIMIZU F, FUCHIWAKI M, et al. Modelling and reducing fuel flow pulsation of a fuel-metering system during pump mode switching in a turbofan engine[J]. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 2019, 240: 052030.1-052030.12.
- [5] 陈元章. 滑阀副配合对伺服阀性能的影响研究[J]. 机床与液压, 2021, 49(5): 107-111.
CHEN Yuanzhang. Research on the effect of spool valve pairs fit on servo valve performance[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2021, 49(5): 107-111. (in Chinese)
- [6] 容同生, 戎品顺. 电液伺服阀分辨率研究[J]. 液压与气动, 1982(2): 16-19.
- [7] 王旭永, 蒋晓夏, 刘庆和, 等. 伺服阀分辨率影响电液位置伺服系统低速性能的研究[J]. 液压与气动, 1994(4): 5-7.
- [8] 贾涛, 郑树伟, 耿伟, 等. 某燃油电液伺服阀滑阀级热变形分析[J]. 北京理工大学学报, 2020, 40(5): 496-500.
JIA Tao, ZHENG Shuwei, GENG Wei, et al. Analysis on the thermal deformation of fuel electro-hydraulic servo slide valve[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2020, 40(5): 496-500. (in Chinese)
- [9] ZHANG Yang, WANG Shaoping, SHI Jian, et al. Evaluation of thermal effects on temperature-sensitive operating force of flow servo valve for fuel metering unit[J]. Chinese Journal of Aeronautics, 2020, 33(6): 1812-1823.
- [10] 陈佳, 袁朝辉, 郭强. 带有矩形槽滑阀的数学模型分析[J]. 西北工业大学学报, 2018, 36(3): 516-521.
CHEN Jia, YUAN Zhaozhui, GUO Qiang. Mathematical model of spool valve with rectangular grooves[J]. Journal of Northwestern Polytechnical University, 2018, 36(3): 516-521. (in Chinese)
- [11] 刘志强, 郑长松, 张小强, 等. 液压滑阀配合间隙的卡紧敏感性研究[J]. 机床与液压, 2017, 45(3): 139-143.
LIU Zhiqiang, ZHENG Changsong, ZHANG Xiaoqiang, et al. Study on sensitivity of hydraulic spool valve radial force in clearance[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(3): 139-143. (in Chinese)
- [12] 阎耀保, 谢帅虎, 原佳阳, 等. 宽温域下三位四通电磁液动换向阀的几何尺寸链与卡滞特性[J]. 飞控与探测, 2019, 2(3): 95-102.
YIN Yaobao, XIE Shuaihu, YUAN Jiayang, et al. Dimension chain and stiction characteristics of electrohydraulic directional valve in wide temperature range[J]. Flight Control & Detection, 2019, 2(3): 95-102. (in Chinese)
- [13] 刘国文, 阮健, 李胜, 等. 2D电液比例换向阀阀芯卡紧力分析[J]. 中国机械工程, 2015, 26(15): 1995-1999.
LIU Guowen, RUAN Jian, LI Sheng, et al. Analysis of spool clipping force for 2D electro-hydraulic proportional directional valve[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(15): 1995-1999. (in Chinese)
- [14] 晏静江, 柯坚, 刘桓龙, 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 field of hydraulic slide valves[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(6): 757-760. (in Chinese)
- [15] 陆亮, 夏飞燕, 阎耀保, 等. 小球式旋转直驱压力伺服阀卡滞机理研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2019, 53(7): 1265-1273, 1339.
LU Liang, XIA Feiyan, YIN Yaobao, et al. Spool stuck mechanism of ball-type rotary direct drive pressure servo valve[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(7): 1265-1273, 1339. (in Chinese)
- [16] 刘书胤, 杨曙东, 吴亮, 等. 大通径滑阀阀体强度与配合间隙的优化设计[J]. 液压与气动, 2012(5): 90-94.
LIU Shuyin, YANG Shudong, WU Liang, et al. Optimization design of the valve body strength and fit clearance for a large diameter spool valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2012(5): 90-94. (in Chinese)
- [17] 陆倩倩, 阮健, 李胜, 等. 沉割槽对滑阀阀芯径向卡紧力的影响[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(6): 76-83.
LU Qianqian, RUAN Jian, LI Sheng, et al. Effects of cutting groove on radial clamping force of a slide valve's spool[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(6): 76-83. (in Chinese)
- [18] MERRITT H E. 液压控制系统[M]. 陈燕庆, 译. 北京: 科学出版社, 1976.
- [19] КОЛКЕР Я Д. 零件机械加工精度的数学分析[M]. 祝玉光, 译. 北京: 机械工业出版社, 1983.
- [20] 李双路, 阎耀保, 刘敏鑫, 等. 偏转板伺服阀射流盘组件的压力特性预测与分析[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2020, 48(9): 71-78.
LI Shuanglu, YIN Yaobao, LIU Minxin, et al. Pressure characteristic prediction and analysis of deflector jet servo valve jet-pan components[J]. Journal of South China University of Technology (Natural Science Edition), 2020, 48(9): 71-78. (in Chinese)
- [21] SOBOL I M. Global sensitivity indices for nonlinear mathematical models and their Monte Carlo estimates[J]. Mathematics and Computers in Simulation, 2001, 55(1/2/3): 271-280.

(编辑: 王碧珺)