

DOI: 10.19666/j.rlfed.202401017

基于 Simscape 的燃气轮机燃料控制阀 建模及故障分析

李加护, 李佳兴, 唐子璇, 王济民
(华北电力大学(保定)动力工程系, 河北 保定 071003)

[摘要] 目前国内对燃气设备的研究中, 针对控制阀等阀门设备的研究仍有欠缺, 其模型大多停留在单个的液压阀门或液压缸研究。对此, 利用 Simulink/Simscape 组件针对从 PI 控制器到燃气管道的整个燃气轮机燃料控制阀进行建模, 并针对固定节流孔堵塞、滑阀阀芯磨损、液压油污染等故障进行模拟分析, 探讨其故障形式及原因。结果表明: 喷嘴挡板阀单侧固定节流孔堵塞、滑阀阀芯的磨损以及液压油中的杂质均会不同程度地造成阀门的响应迟缓, 甚至堵塞卡滞。最后, 针对当前电厂对阀门数据的监测提出如下建议: 可以根据实际运行状况使用电反馈伺服阀引入伺服阀阀芯位移信号及液压缸活塞位移等参数的监控以便更好地判断阀门健康状态。

[关键词] 燃气轮机; 阀门故障; 故障研究; 仿真建模

[引用本文格式] 李加护, 李佳兴, 唐子璇, 等. 基于 Simscape 的燃气轮机燃料控制阀建模及故障分析[J]. 热力发电, 2024, 53(5): 56-66. LI Jiahu, LI Jiaying, TANG Zixuan, et al. Simscape-based modeling and fault analysis of gas control valve for gas turbine[J]. Thermal Power Generation, 2024, 53(5): 56-66.

Simscape-based modeling and fault analysis of gas control valve for gas turbine

LI Jiahu, LI Jiaying, TANG Zixuan, WANG Jimin

(Department of Power Engineering, North China Electric Power University (Baoding), Baoding 071003, China)

Abstract: At present, domestic research on gas control valves or other equipment in gas turbines is still lacking, while most of these researches' models remain in a single hydraulic valve or a hydraulic cylinder. So this paper uses Simulink/Simscape software to model the entire gas turbine's gas control valve including the PI controller to the gas pipeline, and conduct simulation analysis for faults such as fixed orifice blockage, wear of the spool valve core and hydraulic oil contamination to discuss their forms and causes. The result shows that, the blockage of the one-sided fixed orifice of the nozzle damper valve, the wear of the slide valve core and the impurities in the hydraulic oil will all cause the valve to respond slowly, or even become clogged and stuck to varying degrees. Finally, for the monitoring of valve data in current power plants some suggestions are thrown out: according to the actual operating conditions, monitoring of the parameters such as the servo valve spool displacement signal and hydraulic cylinder piston displacement can be introduced by using electronic feedback servo valve, to better judge the health status of the valve.

Key words: gas turbine; valve failure; fault research; simulation modeling

在“双碳”目标下, 燃气-蒸汽联合循环机组因启动速度快、占地面积小、排放污染少、建设周期短等显著优点, 已经成为新型电力系统降碳调峰的重要设备^[1]。燃气轮机机组不仅可以辅助风光等

新能源平稳负荷, 还能降低发电碳排放, 满足“双碳”目标需要。

但国内燃气轮机技术起步较晚, 目前燃气轮机电厂多采用国外进口设备, 厂内燃气轮机及相关设

收稿日期: 2024-01-22 网络首发日期: 2024-03-25

基金项目: 河北省自然科学基金资助项目 (E2022502017)

Supported by: Natural Science Foundation of Hebei Province (E2022502017)

第一作者简介: 李加护 (1973), 男, 副教授, 主要研究方向为能源洁净技术与锅炉低温受热面防护技术, lijiahu01@163.com。

备的制造与检修严重依赖国外制造公司配套提供。国内燃气轮机设备由于天然气供应及调峰需求等问题,设备高频率重启,发电设备超负荷运行等现象普遍存在^[2],机组工作条件差,燃气轮机机组维修费用占比过大。针对部件维修,国外厂商建议的周期性检修及日常维护能够保证燃烧器、压气机及透平等主要部件不发生故障或事故,但诸如阀门故障、管道泄漏、燃烧分散等问题却难以避免,这些故障如果未被及时解决,可能会导致机组跳闸停机,影响燃气轮机运行并降低机组经济性。我国《“十四五”能源领域科技创新规划》^[3]中也明确指出,要在“十四五”期间发展重型燃气轮机的控制系统、寿命评估及运维检修服务等关键瓶颈技术。

近些年针对燃气轮机阀门等部件的研究有所增加。针对液压部件,国内外主要采用的研究方法有传递函数建模^[4-7]、MATLAB 数学建模^[8-9]、AMESim 物理建模^[10-13]3种。传递函数形式简单,针对控制方面效果较好。李海涛^[14]利用传递函数对燃气轮机液压部件模型简化并分析了模糊 PID 控制的优势。数学建模方法利用微分方程组等形式描述液压阀门部件并进行计算。王磊^[15]利用 Simulink 对数学模型进行建模分析执行器泄漏等故障,田乐乐^[16]根据电液执行器的数学模型进行了建模,李朝雅^[17]利用 Simulink 针对气动机构进行建模并利用 TWSVM 算法对其进行故障评价。AMESim 作为一款成熟的阀门模拟软件,方便使用,且精度较高。康凯旋^[18]利用 AMESim 对双喷嘴挡板电液伺服阀进行故障研究及仿真验证;郑亚飞^[19]利用 AMESim 对电液伺服阀对磨损、堵塞、零部件缺失等故障进行研究,并结合实验提出利用故障树进行智能故障诊断。此外,随着神经网络研究的兴起,利用神经网络也可以对阀门建立一定精度的黑盒模型^[20];也有其他流体软件用于进行阀门流场分析,如张鹏^[21]利用 Fluent 软件对电液伺服阀进行了流场分析及动静特性研究。

上述针对电液伺服阀的研究很多,但并未充分应用到燃气轮机机组液压阀门研究里,也并未将其中的阀门作为主要研究对象。为此,本文以燃气轮机燃料控制阀作为研究对象,在传统电液伺服阀里加入 PID 控制、液压缸、执行阀及天然气管路,并引入液压油物性,以整体模型进行阀门系统故障研究。

1 燃气轮机燃料控制阀工作原理

燃料控制阀(gas control valves, GCV)是燃气

轮机控制系统中用于控制天然气流量的高反馈性阀门,与速度比例截止阀(stop/speed ratio valve, SRV)相互配合实现对燃气轮机燃料量的控制^[22]。图1为燃气轮机燃料控制系统阀门示意。在该系统中,速度比例截止阀位于燃料控制阀前,其作用是调节进入控制阀的天然气压力 p_2 ,使其成为只与燃气轮机转速有关的函数。阀前压力 p_2 确定后,燃料控制阀通过控制流通面积改变天然气流量。此时,天然气流量是控制阀阀门开度的单值函数。

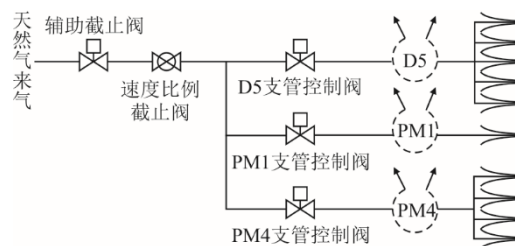


图1 燃气轮机燃料控制系统阀门示意
Fig.1 Valve diagram of gas turbine's gas control system

燃料控制阀的控制回路结构如图2所示。控制回路接收气体燃料流量信号 FSR2,经过偏置增益输出控制阀目标值 FSRROUT,与 LVDT 反馈回来的阀位实际值运算对比,输出伺服阀的输入信号,通过伺服阀的开启、关闭驱动液压油推动液压缸克服弹簧弹力,改变气体控制阀开度。

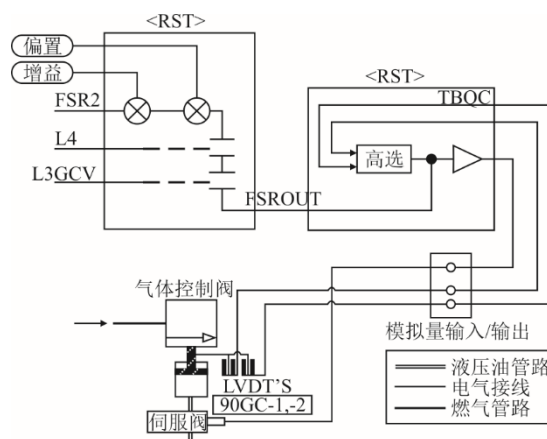


图2 燃气轮机燃料控制阀控制回路
Fig.2 Control loop of gas turbine's gas control valve

燃料控制阀控制回路中的伺服阀一般采用双喷嘴挡板电液伺服阀^[23],其结构如图3所示。扭矩电机采用三重线圈共同作用,用三重线圈总电流决定伺服阀的阀位。当控制系统需要增大进入液压缸活塞腔内的液压油量时,线圈带正电流,衔铁在力矩马达磁路作用产生逆时针方向的电磁力矩,此时

衔铁挡板组件绕弹簧中心逆时针方向偏转，挡板偏离中位，右侧喷嘴和挡板的间隙减少，左侧喷嘴与挡板间隙增加，导致右侧腔内液压油压力增加，左侧液压油压力减少，两侧压力差推动滑阀阀芯位移。与此同时，阀芯带动反馈杆端部小球移动，使反馈杆变形。当反馈杆和弹簧管变形产生的反馈力矩与力矩马达产生电磁力矩相平衡时，衔铁挡板组件重回中位处于平衡，当阀芯两端的液压力与反馈杆变形对阀芯产生的反作用力以及滑阀内部受到的液动力相平衡时，阀芯也停止运动，这时的阀芯

位移与控制电流成正比例。其工作流程如图 4 所示。

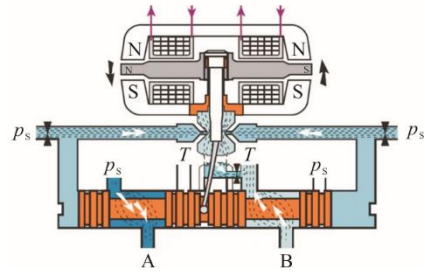


图 3 双喷嘴挡板电液伺服阀结构示意图
Fig.3 Structure of double-nozzle baffle electro-hydraulic servo valve

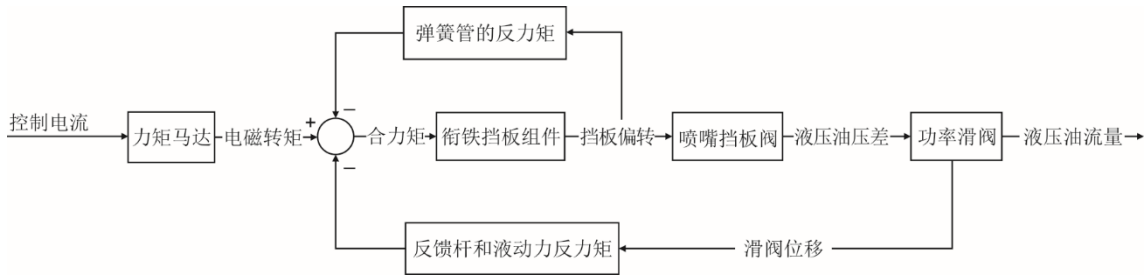


图 4 双喷嘴挡板力反馈两级电液伺服阀工作原理流程

Fig.4 Flow chart of working principle of the dual-nozzle baffle force feedback two-stage electro-hydraulic servo valve

2 燃料控制阀数学模型

燃料控制阀本体主要由电液伺服阀、液压缸及执行阀组成。其中电液伺服阀包括力矩马达、衔铁挡板组件、喷嘴挡板阀、滑阀等组件^[24]。

2.1 力矩马达

力矩马达包含控制线圈、衔铁、弹簧片、永磁铁等，其结构如图 5 所示。控制线圈在通电流后产生磁动势，此时力矩马达在两侧永磁铁及控制线圈磁通的共同作用下产生正时针或逆时针方向的电磁力矩，衔铁随之转动。

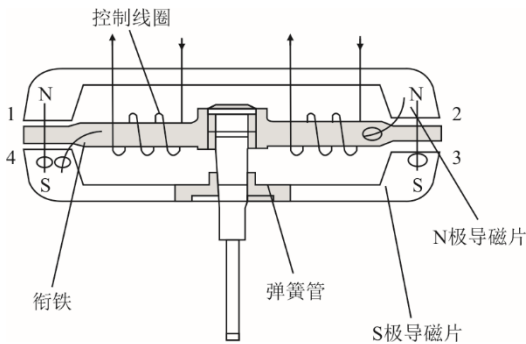


图 5 力矩马达结构

Fig.5 Structure of the torque motor

衔铁在中位时，电磁线圈通电产生的控制磁通 Φ_c 及两侧永磁铁产生的极化磁通 Φ_g ^[25] 分别为：

$$\Phi_c = \frac{N_c i_c}{2R_g} \quad (1)$$

$$\Phi_g = \frac{M_0}{2R_g} \quad (2)$$

式中： Φ_c 为线圈电流产生的控制磁通，Wb； M_0 为永磁铁极化磁动势，At； R_g 为衔铁在中位是的气隙磁阻， H^{-1} ； Φ_g 为永磁铁产生的极化磁通，Wb； N_c 为线圈匝数； i_c 为输入的控制电流，A。

力矩马达在输入电流 i_c 下产生的电磁力矩如式(3)所示：

$$T_d = \frac{\left(1 + \frac{x^2}{g^2}\right) K_t i_c + \left(1 + \frac{\Phi_c^2}{\Phi_g^2}\right) K_m \theta}{\left(1 - \frac{x^2}{g^2}\right)^2} \quad (3)$$

式中： T_d 为电磁力矩， $N \cdot m$ ； x 为衔铁端部偏离中位的位移，m； g 为中位气隙长度，m； K_t 为力矩马达中位电磁力矩系数， $N \cdot m/A$ ； K_m 为中位磁弹簧刚度， $N \cdot m/rad$ ； θ 为衔铁转角，rad。

衔铁在电磁力矩作用下会带动下面的挡板及反馈杆一同发生偏转，此时整个衔铁挡板组件偏转一定角度下的受力公式为：

$$T_d = J_a \frac{d^2 \theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta + T_{L1} + T_{L2} \quad (4)$$

式中: J_a 为衔铁组件的转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$; B_a 为衔铁组件的等效阻尼, $\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}$; K_a 为衔铁组件的综合刚度, $\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}$; T_{L1} 为喷嘴对挡板液流产生的负载力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$; T_{L2} 为反馈杆变形对衔铁产生的负载力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$ 。

2.2 喷嘴挡板阀

力矩马达内衔铁转动带动挡板左右移动, 挡板与喷嘴间距离改变从而使两侧液压油腔内压力变化, 喷嘴挡板阀整体结构如图 6 所示。

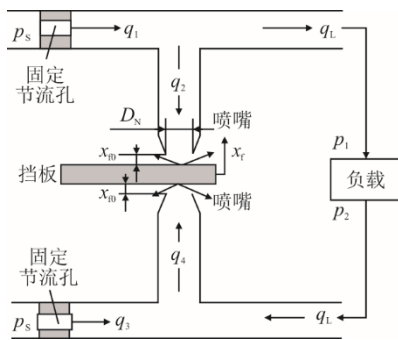


图 6 喷嘴挡板阀结构

Fig.6 Structure of the nozzle flapper valve

喷嘴位移 x_f 所产生的负载两侧压力差 p_{Lp} 如式(5)所示:

$$p_{Lp} = p_1 - p_2 = \frac{1}{1 + \left(1 + \frac{x_f}{x_{f0}}\right)^2} P_s \quad (5)$$

式中: x_f 为挡板位移, m ; x_{f0} 为挡板与喷嘴的零位间隙, m ; p_s 为供油压力, Pa 。

喷嘴挡板两侧油腔压力确定后, 负载即滑阀侧的动力学方程为:

$$A_v p_{Lp} = m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + B_v \frac{dx_v}{dt} + K_v x_v + F_s \quad (6)$$

式中: A_v 为阀芯端部面积, m^2 ; m_v 为滑阀阀芯的等效质量, kg ; x_v 为滑阀位移, m ; B_v 为滑阀的等效运动阻尼系数, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$; K_v 为滑阀的等效运动刚度, N/m ; F_s 为滑阀轴向稳态液动力, m 。

滑阀移动后, 液压油通过滑阀开口流入液压缸的流量 q_L 如式(7)所示:

$$q_L = C_d A_1 \sqrt{\frac{p_s - p_L}{\rho}} \quad (7)$$

式中: C_d 为滑阀流量系数; $A_1 = W x_v$ 为滑阀位移后的液压油流通面积, m^2 ; p_L 为回油压力, Pa ; ρ 为液压油密度, kg/m^3 。

2.3 液压缸

液压缸一侧为弹簧, 另一侧为活塞腔。活塞侧进油后, 活塞腔压力升高推动活塞运动产生位移 x_p 。液压缸活塞两侧运动平衡方程为:

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K x_p + F_L \quad (8)$$

式中: A_p 为活塞等效面积, m^2 ; m_t 为活塞等效质量, kg ; B_p 为活塞运动等效阻尼, $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$; K 为活塞运动等效刚度, N/m ; F_L 为阀门处反馈的负载力, N 。

2.4 执行机构

燃气控制的执行阀一般为蝶阀, 阀座设计成缩放型拉法尔管, 提供与阀冲程成比例的流通面积。默认其阀前后压力比小于临界压比, 其公式用基本节流公式代表:

$$Q = C_d' A \sqrt{\frac{2}{\rho_g} \Delta p} \quad (9)$$

式中: Q 为天然气流量, m^3/s ; C_d' 为执行阀门节流系数; A 为流通面积, m^2 ; ρ_g 为天然气密度, kg/m^3 ; Δp 为阀前后天然气压差, Pa 。

3 控制阀仿真模型

Simscape 是 Simulink 中基于物理系统建模和仿真的模块组, 提供了包括电力、机械、磁力、液压、热力学等系统的各种组件, 用来模拟不同类型的物理系统。在使用 Simscape 时, 根据模型的原理将不同的物理元素组合在一起用来描述整个系统, 也可以基于 Simscape 语言编写适合的物理建组件, 创建自定义组件模型。

因为是 Simulink 中的模块组, Simscape 相较于其他软件可以更方便全面地模拟燃气控制阀的流程, 并能添加控制调节器模拟真实运行。

3.1 力矩马达组件部分

利用 Simscape 中的 Magnetic 库中的电磁线圈、磁动势源、磁阻、磁-力执行器等组件模拟力矩马达。其中磁动势源代表永磁铁, 磁-力执行器代表气隙衔铁组件, 其 Simscape 模型如图 7 所示。力矩马达产生力矩通过挡板反馈杆组件传递至滑阀, 利用轮轴模块、刚度模块等构造, 其模型如图 8 所示。

3.2 喷嘴挡板阀及滑阀部分

利用 Simscape 里 Hydraulic 库的液压模块, 如可变节流孔、固定节流孔、液压执行器等模拟喷嘴挡板阀。可变节流孔模拟喷嘴挡板移动带来的出口

直径变化，液压执行器模拟滑阀所受两侧液流。其 Simscape 模型如图 9 所示。喷嘴挡板阀两侧液压油压差推动滑阀运动，其模型如图 10 所示，包含固有的四通阀组件及质量、阻尼等机械组件。

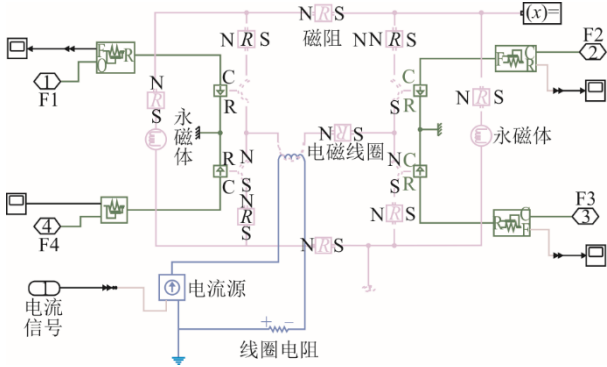


图 7 力矩马达模型
Fig.7 The torque motor model

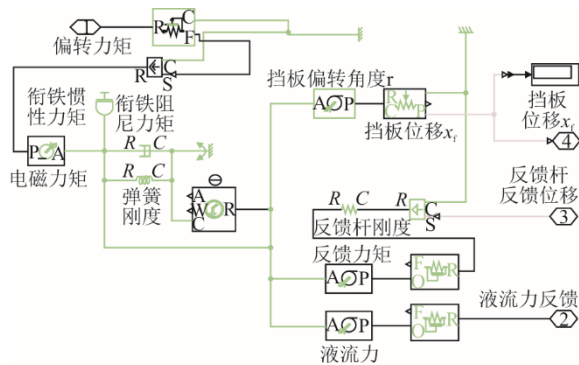


图 8 挡板反馈杆建模
Fig.8 Modeling of baffle and feedback rod

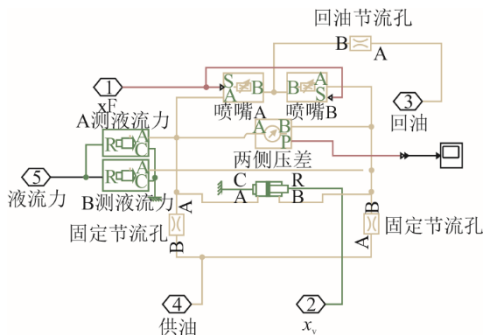


图 9 喷嘴挡板阀模型
Fig.9 The nozzle flapper valve model

3.3 液压缸部分

利用 Mechanical 库里的液压缸，并在另一侧添加阻尼、质量、摩擦、刚度组件对液压缸进行模拟。Simscape 模型如图 11 所示。

3.4 燃料管道部分

利用 Gas 库里的管道、容器、阀门等模块模拟

燃气轮机天然气控制管路，并利用气体属性模块设置天然气的物性，Simscape 模型如图 12 所示。

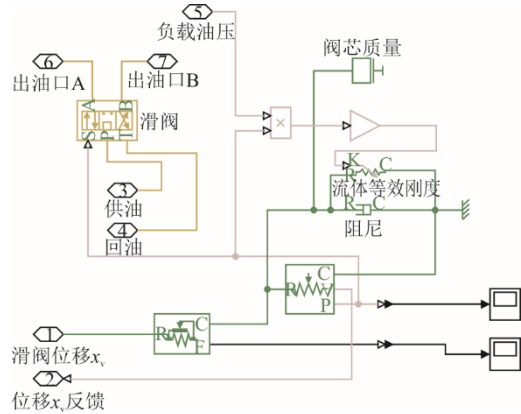


图 10 滑阀模型
Fig.10 The spool valve model

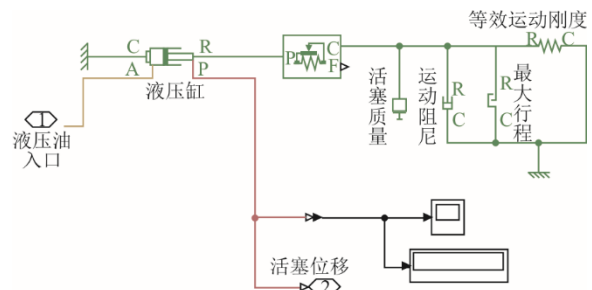


图 11 液压缸模型
Fig.11 The hydraulic cylinder model

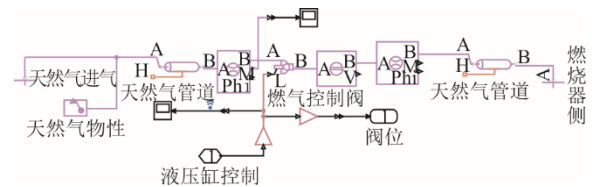


图 12 燃气轮机燃料管道模型
Fig.12 The gas turbine gas pipeline model

3.5 总体模型及模型验证

将各部分模型连接起来，并添加液压油供油及 PI 控制器后得到完整模型。燃料控制阀的仿真模型如图 13 所示，其部分结构参数如表 1 所示。

模型在输入指令为 50% 阀位时，伺服阀滑阀位移及执行阀位移如图 14 所示，天然气流量变化如图 15 所示。由图 14 及图 15 可以看出，控制阀模型在 5 s 后到达指令阀位附近，1.38 s 超调量到达最大值 (60.9%)，基本符合实际情况。为了验证本文模型，在相同结构参数下，使用传递函数的控制阀模型与本文控制阀模型在 50% 阀位指令下得到响应结果如图 16 所示。由图 16 可见，二者响应曲线差距在允许范围内。

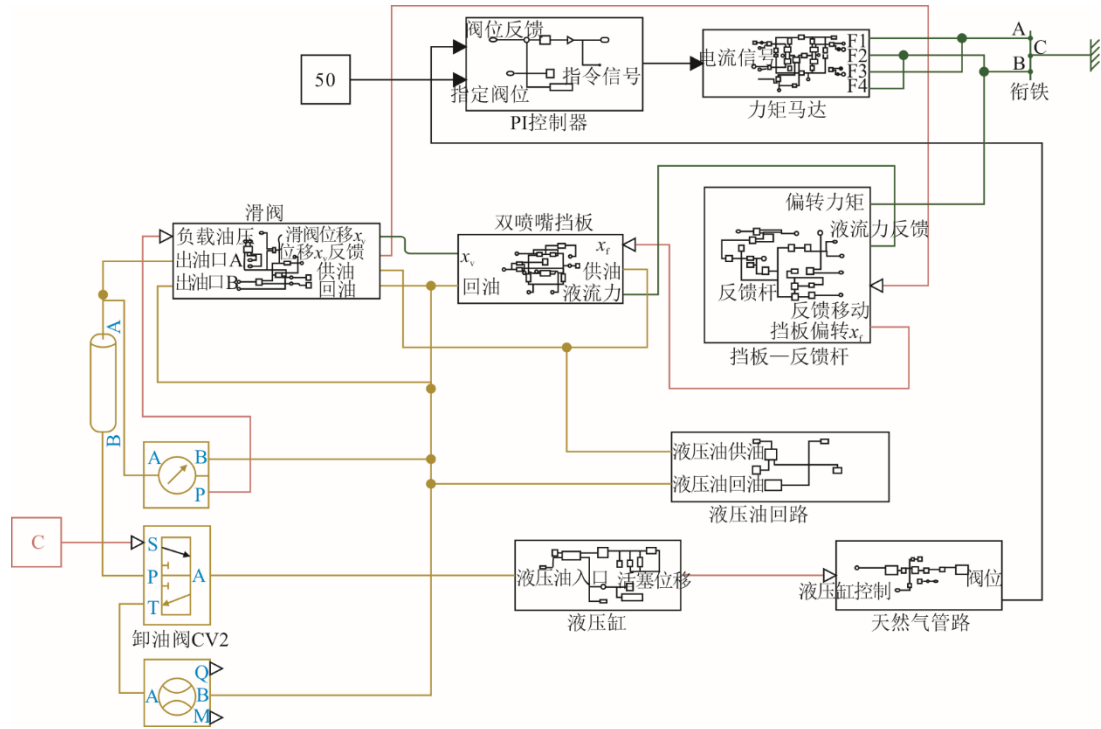


图 13 燃气轮机燃料控制阀 Simscape 模型

Fig.13 The model of gas turbine gas control valve based on Simscape

表 1 电液伺服阀模型部分参数

Tab.1 Partial parameters of the electro-hydraulic servo valve model

项目	数值
控制线圈匝数 N_c /匝	4 200
衔铁零位气隙长度 g /mm	0.31
衔铁转动力臂 a_m /mm	14.5
上导磁体水平部分长度 a_{s1} /mm	33
上导磁体水平部分横截面积 A_{s1} /mm ²	50
上导磁体垂直部分长度 a_{s2} /mm	6
上导磁体垂直部分横截面积 A_{s2} /mm ²	30
磁极面的面积 A_g /mm ²	15
喷嘴中心到弹簧管回转中心 r /mm	8.9
反馈杆小球中心到喷嘴中心线距离 b /mm	13.3
衔铁组件的转动惯量 J_a /(kg·m ²)	1.78×10^{-7}
衔铁挡板的等效阻尼 B_a /(N·s·m ⁻¹)	0.002
力矩马达综合刚度 K_{mT} /(N·m·rad ⁻¹)	4.1
回油节流孔/mm	0.4
衔铁长度 L_x /mm	29
衔铁横截面积 A_x /mm ²	12
磁路材料相对磁导率 μ_r	1 000
永磁体有效长度 L_p /mm	25
永磁体横截面积 A_p /mm ²	60
极化磁动势 M_0 /(A·匝 ⁻¹)	248
磁弹簧刚度 K_m /(N·m·rad ⁻¹)	7.28
弹簧管刚度 K_a /(N·m·rad ⁻¹)	10.03
反馈杆刚度 K_f /(N·m)	2 357.4
喷嘴直径 D_n /mm	0.48
固定节流孔直径 D_0 /mm	0.21
额定电流 ΔI_m /mA	10
滑阀面积梯度 W /mm	5.14

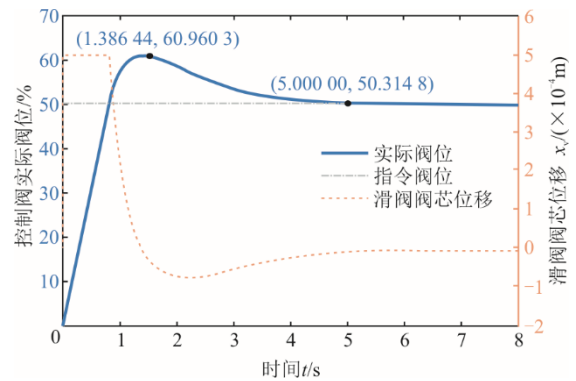


图 14 50% 指令时控制阀及滑阀位移变化

Fig.14 Displacement change of the gas control valve and slide valve at 50% command

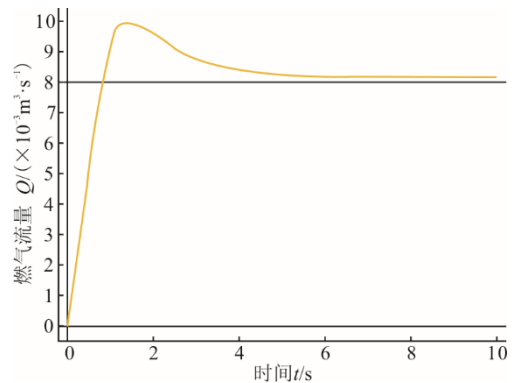


图 15 50% 指令时天然气流量变化

Fig.15 Flow rate change of the natural gas at 50% command

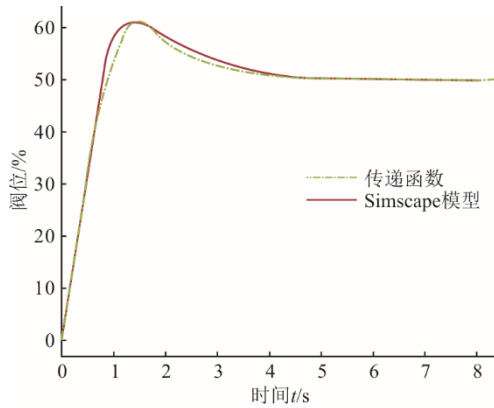


图 16 相同参数下传递函数模型与 Simscape 模型阶跃曲线对比

Fig.16 Step curves of the transfer function model and the Simscape model with the same parameters

图 17 为该模型与某 9F 型燃气蒸汽联合循环机组燃气控制阀 FSG3 的控制信号与反馈信号对比。模型以图中指令阀位为输入。由图 17 可见, 结果与电厂数据中实际反馈阀位拟合较好。

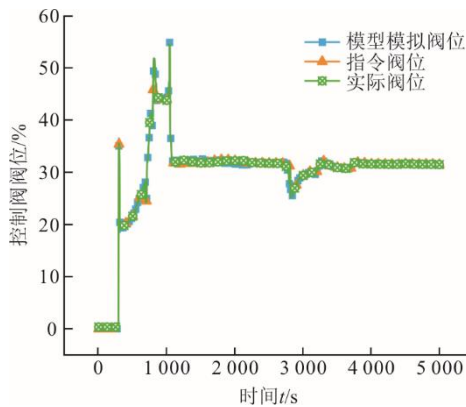


图 17 Simscape 模型效果验证对比

Fig.17 The effectiveness verification of Simscape model

4 故障研究

4.1 固定节流孔磨损

液压油供油进入电液伺服阀后, 首先会通过挡板阀两侧用于维持油腔内液压油压力的固定节流孔, 这会导致如若液压油被污染, 油液中颗粒会对节流孔产生摩擦或堵塞。本文通过改变固定节流孔直径大小来模拟堵塞故障。

模型左侧固定节流孔直径为 0.21 mm, 将其直径改为 0.15、0.25、0.30 mm 后, 阀位设定值为 50% 阀位, 其伺服阀两侧液压油腔内的压差变化如图 18 所示。图 18 中, 伺服阀以 50% 阀位为指令阀位, 此时伺服阀收到正电流, 滑阀向右移动, 液压油压差为左侧液压油压力减去右侧。

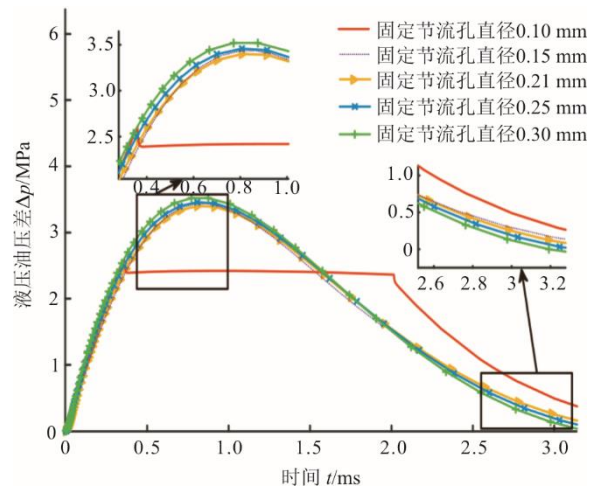


图 18 不同节流孔直径下伺服阀两侧液压油腔压差信号
Fig.18 Pressure difference signal of the hydraulic oil chamber on both sides of the servo valve with different orifice diameters

由图 18 可以看出: 当左侧固定节流孔发生磨损, 导致孔径变大时, 左侧液压油腔在挡板位移后, 腔内的液压油压力升高速度变快, 左右压差变大, 这使得滑阀向右移动的速度变快; 同理, 如果发生堵塞而使固定节流孔直径变小, 会导致左右液压油腔压差变小, 使滑阀阀芯向右移动的响应变慢, 移动速度变缓。图 18 中, 固定节流孔直径为 0.21 mm 时滑阀最大压差为 3.40 MPa, 而 0.30 mm 时压差为 3.52 MPa, 相差 3.5%。滑阀位移的变化情况如图 19 所示。由图 19 可见: 滑阀位移最大峰值随固定节流孔径增加而增加, 0.30 mm 时最大位移为 0.522 0 mm, 0.15 mm 时仅为 0.514 1 mm; 滑阀位移速度也因节流孔径减小而变化, 均推迟 0.003 s 左右, 但不会影响稳定后的滑阀位移。作为液压油管道与液压缸的连接部件, 滑阀移动速度会直接影响进入液压缸的液压油流量。

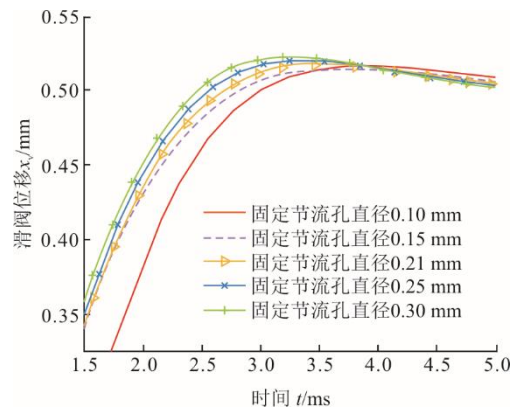


图 19 不同节流孔直径下滑阀位移信号
Fig.19 Displacement signal of sliding valve with different orifice diameters

值得注意, 以上情况发生在伺服阀收到正激励

电流滑阀向右移动的情况下。如果收到负电流，滑阀阀芯需要向左移动时，左侧液压腔的压力因磨损导致孔径变大，此时左侧液压油压力变化快，会导致压差变小，使滑阀向左移动速度变缓。

同时在图 18 中，如果发生严重堵塞而使固定节流孔直径大幅降低，可能会导致挡板最大程度偏移后仍然无法产生足够的液压油腔压差，压差被限制在 0.24 MPa 左右，从而使滑阀移动严重滞缓，对阀门响应速度产生较大影响。

4.2 滑阀阀芯磨损

滑阀阀芯在运动过程中会受到瞬态液动力、稳态液动力、滑阀惯性力、侧向摩擦力等多个力的影响，其运动状态复杂。而滑阀阀芯的位移直接进入液压缸液压油流量，滑阀的工作状态控制着整个电液伺服阀的工作情况。当液压油杂质污染或滑阀运动不稳出现偏差时，滑阀阀芯边缘会与外壳摩擦出现磨损，使得滑阀内泄漏量增加，影响阀芯零位稳定；当出现严重磨损时，伺服阀会出现较大零偏，非线性严重增加^[26]。

本文模型使用三位四通阀用来模拟滑阀，可以直接设置内泄漏面积来模拟滑阀阀芯的磨损状况。滑阀初始内泄漏面积 0.02 mm²，改变其泄漏面积为 0.05、0.10 mm²，其最大内泄漏量由 5.3×10⁻⁵ m³/s 增加到 5.85×10⁻⁵ m³/s 和 6.9×10⁻⁵ m³/s，最小泄漏量由 1.6×10⁻⁵ m³/s 增加到 2.88×10⁻⁵ m³/s 和 5.2×10⁻⁵ m³/s (图 20)。

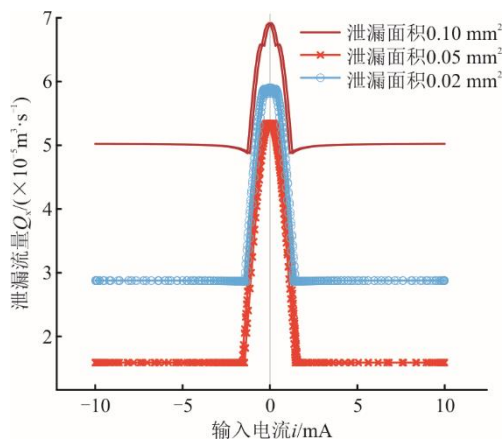


图 20 滑阀内泄漏流量信号
Fig.20 Leakage flow signal within the slide valve

随着滑阀内泄漏面积变大，滑阀内泄漏量快速增加，导致滑阀相同开度下，通过液压油量减少，液压油缸进油量降低，执行阀门开启变缓。不同内泄漏量下液压油流量信号如图 21 所示。由图 21 可

见，进入液压缸的液压油由 3.537×10⁻⁴ m³/s 下降至最大 3.492×10⁻⁴ m³/s，降低了约 1.3%。

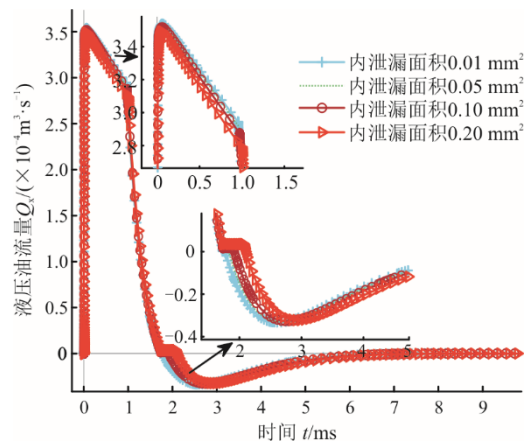


图 21 不同内泄漏面积滑阀通过液压油流量信号变化
Fig.21 Change of hydraulic oil flow signal through slide valve with different internal leakage areas

此外，内泄漏增加还会使滑阀出现零偏。一方面，内泄漏量增加会使通过滑阀液压油流量曲线出现死区。内泄漏面积 0.20 mm² 时流量特性曲线如图 22 所示。由图 22 可见，输入电流较小时，滑阀由于内泄漏的原因没有输出流量或输出流量较小，此时液压缸没有足够液压油推动阀门位移，阀门位移不会发生变化。不同内泄漏面积滑阀的位移信号如图 23 所示。由图 23 可见，较大内泄漏量会让滑阀在稳态时未处于机械零位附近，无电流时的滑阀位移由 5×10⁻⁶ m 增加到 1.4×10⁻⁵、2.8×10⁻⁵、5.5×10⁻⁵ m，导致滑阀零位会在 0 至这一范围内随机波动。另一方面，滑阀内泄漏过大造成凸肩处两侧不均匀磨损后，在两侧不同流量液压油的作用下，滑阀零位也会出现偏移，这种现象会导致伺服阀零电流输入下，仍有流量输出。以上 2 种作用会使伺服阀性能严重下降，无法保证应有的流量输出。

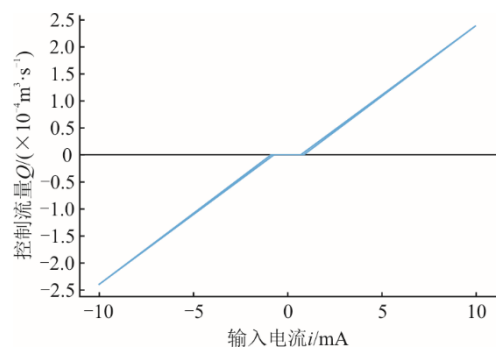


图 22 内泄漏面积 0.20 mm² 时流量特性曲线
Fig.22 Flow characteristic curves when the internal leakage area is 0.20 mm²

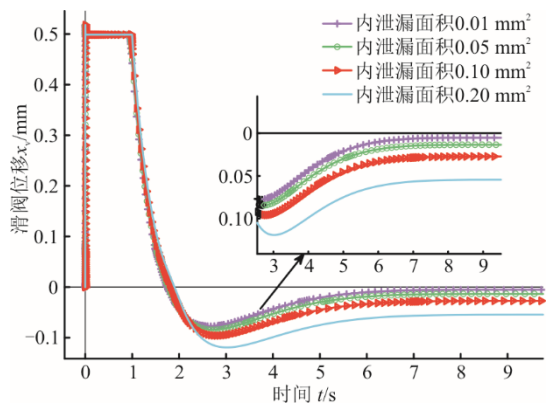


图 23 不同内泄漏面积滑阀位移信号
Fig.23 Displacement signal of slide valve with different internal leakage areas

与 4.1 节固定节流孔堵塞不同,滑阀磨损导致内泄漏增加对伺服阀的影响中,在不考虑阀芯不均匀磨损导致其受力变化时,滑阀的最大位移是不变的,这是因为滑阀的最大位移由两侧液压油腔压差决定的,内泄漏对其影响较小。

4.3 液压油污染

电液伺服系统对于液压油的污染控制要求极高。液压系统的许多部件对油液污染十分敏感,油液中的污染物不仅会造成油泵和伺服阀的磨损,还会引起滑阀、液压缸的粘连与堵塞^[27]。液压油污染主要体现在液压油滤芯的堵塞而导致油质下降,环境温度升高后液压油内产生胶质物、碳化物及硬质颗粒甚至漆化等。

不同液压油温度下滑阀通过液压油流量信号如图 24 所示。由图 24 可见,理想状态下液压油温度升高后,液压油密度小幅度下降,运动黏度降低较多,会使相同滑阀开度下进入液压油腔的流量增加,阀门位移响应变快,最大液压油流量由 $3.502 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 增加至 3.550×10^{-4} 、 3.575×10^{-4} 、 $3.620 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$,且在阀门调小时液压油流量减少更快。但需要说明的是,本文模型并未考虑乳化现象,温度升高后液压油可能发生乳化,运动黏度大幅下降后,会破坏油的抗磨、抗氧化性能,降低液压油的使用效能,缩短液压油的使用寿命;除此之外,外部不溶性杂质或沉淀也会出现在油液中,影响阀门安全。

不同液压油密度下滑阀通过液压油流量信号如图 25 所示。由图 25 可见,液压油杂质增加导致密度上升后,会严重影响通过滑阀的液压油量,液压油最大流量由 $3.539 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 下降至 3.497×10^{-4} 、 3.457×10^{-4} 、 $3.418 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$,其流量差一直持续至

阀门到达最大超调阀位。温度上升时降低的少量液压油密度与运动黏度不能抹平杂质和沉淀带来的影响,并且出于安全考虑,液压油黏度大幅降低是不能接受的。

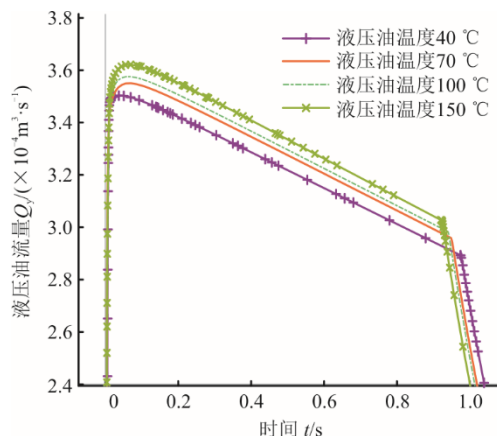


图 24 不同液压油温度下滑阀通过液压油流量信号
Fig.24 Hydraulic oil flow signal through the sliding valve at different hydraulic oil temperatures

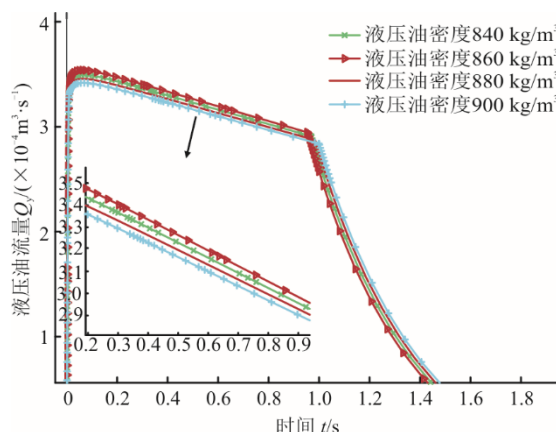


图 25 不同液压油密度下滑阀通过液压油流量信号
Fig.25 Hydraulic oil flow signal through the sliding valve with different hydraulic oil densities

5 结论与建议

本文利用 Simscape 模组针对燃气轮机燃料控制阀的控制系统分模块建模后,对其部分故障形态进行了分析。针对本文研究,得出结论如下。

1) 双喷嘴挡板电液伺服阀各部件复杂,长时间工作后的磨损与堵塞等问题势必会造成阀门老化、卡涩等故障。

2) 电液伺服阀动作时间在毫秒级,虽然相比液压缸动作时间极短,但其更容易出现故障,且滑阀作为伺服阀核心部件,直接反映伺服阀状态。目前大多电厂对阀门的监控只包括伺服电流、阀门位移反馈信号,建议将滑阀阀芯位移、液压缸活塞位

移等信号加入监控以便更好地判断伺服阀的运行状态。

3) 液压油贯穿整个伺服系统, 其物性与污染状况密切影响阀门动作, 必须保证液压油的温度等工作环境与洁净品质。

4) Simscape 组件能利用集总参数方法对液压阀门进行机械、液压、电路、气路等多学科参数物理建模, 结果合理, 并有较好的准确性, 但在流动特性等方面存在局限。

【参考文献】

- [1] 杨晓冉. 燃气轮机或成我国新型电力系统重要支撑[N]. 中国能源报, 2023-08-28(011).
YANG Xiaoran. Gas turbines may become an important support for China's new power system[N]. China Energy News, 2023-08-28(011).
- [2] 刘勃. 发电厂燃气轮机检修运行现状及改进策略[J]. 设备管理与维修, 2022(12): 49-50.
LIU Bo. Current status and improvement strategies for maintenance and operation of gas turbines in power plants[J]. Equipment Management and Maintenance, 2022(12): 49-50.
- [3] 科学技术部. “十四五”能源领域科技创新规划[R/OL]. (2021-11-29)[2024-01-22]. https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2022-04/03/content_5683361.htm.
Department of Science and Technology. The 14th Five Year Plan for science and technology innovation in the energy field[R/OL]. (2021-11-29)[2024-01-22]. https://www.gov.cn/zhengce/zhengceku/2022-04/03/content_5683361.htm.
- [4] 聂小娟. 高炉炉顶料流调节阀的电液伺服控制研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2019: 1.
NIE Xiaojuan. Research on electro-hydraulic servo control of blast furnace top flow regulating valve[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019: 1.
- [5] 刘增光, 岳大灵, 安林超, 等. 基于 MATLAB 的力反馈两级电液伺服阀建模与仿真[J]. 液压与气动, 2015(5): 83-85.
LIU Zengguang, YUE Daling, AN Linchao, et al. Modeling and simulation of force-feedback electro-hydraulic servo-valve with two stages based on MATLAB[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2015(5): 83-85.
- [6] CUI J M, ZHAO B, DONG Y L. A study on performance of electro-hydraulic load simulator based on pressure servo valve[C]//2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM). Harbin, China: IEEE, 2015: 505-509.
- [7] MAO Z Y, ZHANG Z Y, LIU J. Study on application of electrohydraulic servo proportional valve in hydraulic system for rolling mills[C]//2011 International Conference on Consumer Electronics, Communications and Networks (CECNet). Xianning, China: IEEE, 2011: 764-767.
- [8] MU D J, LI C C. A new mathematical model of twin flapper-nozzle servo valve based on input-output linearization approach[C]//2011 2nd International Conference on Artificial Intelligence, Management Science and Electronic Commerce (AIMSEC). Dengfeng, China: IEEE, 2011: 3662-3666.
- [9] KRIVTS I L. Optimization of performance characteristics of electropneumatic (two-stage) servo valve[J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 2004, 126(2): 416-420.
- [10] 李灵锋, 于明辉, 马昌飞, 等. 基于 AMESim 的二级双喷嘴挡板电液伺服阀仿真及故障研究[J]. 机床与液压, 2017, 45(1): 177-180.
LI Lingfeng, YU Minghui, MA Changfei, et al. Simulation and fault research for two stage double nozzle flapper electro-hydraulic servo valve based on AMESim[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(1): 177-180.
- [11] 刘常海. 两级力反馈喷嘴挡板伺服阀建模与仿真[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013: 1.
LIU Changhai. Study on modeling and simulation of two-stage nozzle-flapper servovalve with force feedback[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013: 1.
- [12] XIE Y, LIU Y, WANG Y. Dynamic design of electro-hydraulic control valve based on physical simulation model[C]//2009 International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics. Hangzhou, Zhejiang, China: IEEE, 2009: 388-391.
- [13] REN P, CHEN J, HU Y, et al. Research on typical wear fault diagnosis of electa hydraulic servo valve element[C]//2016 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Chengdu). Chengdu, China: IEEE, 2016: 1-5.
- [14] 李海涛. 重型燃气轮机控制系统液压机械部件容错控制方法研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2021: 1.
LI Haitao. Research on fault-tolerant control methods for hydraulic and mechanical components in heavy duty gas turbine control systems[D]. Beijing: University of Chinese Academy of Sciences, 2021: 1.
- [15] 王磊. 燃气轮机控制系统液压执行器故障诊断试验研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2021: 1.
WANG Lei. Research on fault diagnosis test of hydraulic actuator of gas turbine control system[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2021: 1.
- [16] 田乐乐. 燃气轮机电液执行器故障建模与试验研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2022: 1.
TIAN Lele. Fault modeling and experimental research of gas turbine electro-hydraulic actuator[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2022: 1.
- [17] 李朝雅. 燃气轮机气动执行机构故障诊断研究[D]. 保定: 华北电力大学, 2022: 1.
LI Chaoya. Gas turbine pneumatic actuator fault diagnosis study[D]. Baoding: North China Electric Power University, 2022: 1.
- [18] 康凯旋. 电液伺服阀的故障机理分析与智能故障预测方法研究[D]. 秦皇岛: 燕山大学, 2021: 1.
KANG Kaixuan. Analysis of failure mechanism of electro-hydraulic servo valves and research on intelligent failure prediction method[D]. Qinhuangdao: Yanshan University, 2021: 1.
- [19] 郑亚飞. 电液伺服阀故障诊断及特性仿真研究[D]. 镇江: 江苏大学, 2019: 1.
ZHENG Yafei. Trouble-shooting and performance simulation on electro-hydraulic servo valve[D]. Zhenjiang: Jiangsu University, 2019: 1.
- [20] BALDO L, CAREDDA E, QUATTROCCHI G, et al. Simplified modeling of a flapper-nozzle servo valve for electro-hydraulic actuators: genetic algorithms and neural networks[C]//2023 Prognostics and Health Management

- Conference (PHM). Paris, France: IEEE, 2023: 207-212.
- [21] 张鹏. 双喷嘴挡板伺服阀流场分析及其动静态特性研究[D]. 昆明: 昆明理工大学, 2011: 1.
ZHANG Peng. Research of flow field or dynamic and static character of double jet flapper servo valve[D]. Kunming: Kunming University of Science and Technology, 2011: 1.
- [22] 徐文涛. 燃气轮机燃料控制原理[J]. 燃气轮机技术, 2022, 35(2): 51-54.
XU Wentao. Fuel control principles of gas turbine[J]. Gas Turbine Technology, 2022, 35(2): 51-54.
- [23] 郑文明, 张云峰, 刘雨, 等. 国产双喷嘴两级电液伺服阀性能研究[J]. 设备管理与维修, 2023(5): 104-106.
ZHENG Wenming, ZHANG Yunfeng, LIU Yu, et al. Research on the performance of domestically produced dual nozzle two-stage electro-hydraulic servo valve[J]. Plant Maintenance Engineering, 2023(5): 104-106.
- [24] 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.
- [25] 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: 1.
LI Yuesong, ZHU Yuchuan. Modeling and Simulink simulation of electrohydraulic servo valves[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2020: 1.
- [26] 汪云. 四通滑阀内部泄漏与零位振荡[J]. 液压与气动, 1979(1): 18-23.
WANG Yun. Internal leakage and zero position oscillation of the four-way spool valve[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 1979(1): 18-23.
- [27] 曹文清, 方重. 电液伺服系统油污染控制[J]. 液压与气动, 2004(9): 76-77.
CAO Wenqing, FANG Chong. The oil contamination control of electrohydraulic servo system[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2004(9): 76-77.

(责任编辑 刘永强)