

doi: 10.11823/j.issn.1674-5795.2019.05.04

基于模型比较的液压伺服作动器 故障监控仿真研究

董骥

(航空工业第一飞机设计研究院, 陕西 西安 710089)

摘要: 针对某型液压伺服作动器, 提出一种基于模型比较的方法实现故障监控。阐述了该型作动器的组成及工作原理, 之后对其故障模式进行分析, 采用基于模型比较的监控方法建立液压伺服作动器的数学模型和仿真模型, 运用 Matlab 软件进行仿真验证, 证明本文建立的仿真模型可靠, 与实际状态接近程度高, 为液压伺服作动器的故障监控提供了可靠依据。

关键词: 液压伺服; 作动器; 模型比较; 故障监控

中图分类号: TB9; V227

文献标识码: A

文章编号: 1674-5795(2019)05-0020-09

Simulation Study on Fault Monitoring of Hydraulic Servo Actuator Based on Model Comparison

DONG Ji

(AVIC the First Aircraft Institute, Xi'an 710089, China)

Abstract: For a hydraulic servo actuator, a fault monitoring method based on model comparison is proposed. This paper expounds the composition and working principle of the actuator, then analyses its failure mode, establishes the mathematical model and simulation model of the hydraulic servo actuator by using the monitoring method based on model comparison, and verifies the simulation model by using the software of Matlab. The simulation model established in this paper is proved to be reliable and close to the actual state. It provides a reliable basis for fault monitoring of hydraulic servo actuator.

Key words: hydraulic servo; actuator; model comparison; fault monitoring

0 引言

液压伺服作动器作为飞机飞行控制系统中重要的组成部分, 直接影响着飞机的飞行安全^[1-2]。液压伺服作动器一般直接和飞机舵面连接并驱动舵面偏转, 从而控制飞机的飞行姿态。因此, 实时监控液压伺服作动器是否正常工作, 以便能够在液压伺服作动器出现问题的情况下及时的发现故障并加以处理, 保障飞机飞行安全^[3]。本文以解决该问题为出发点对液压伺服作动器的故障监控进行分析研究。根据液压伺服作动器的任务可靠性, 分析并归纳整理了液压伺服作动器的多种故障模式, 采用基于模型比较的监控方法, 建立液压伺服作动器的数学模型和仿真模型, 运用 Matlab 软件进行仿真验证^[4-5], 为液压伺服作动器的故障监控提供可靠依据。

1 故障监控方法简介

液压伺服作动器的故障监控方法可分为两种: 自

监控和比较监控。自监控是通过硬件、软件或硬/软件综合分析方法, 无需外界任何支持条件而仅依靠本通道自身能力所提供的故障检测与识别方式, 也称为自检测或通道内自监控; 比较监控则是将各余度信号进行相互比较, 实现故障检测识别。比较监控利用多路传感器、调节器检测或控制某一变量, 采用对比和表决机制确定某一通道是否发生故障、故障位置以及输出有效值。伺服作动系统的自监控包括电气信号监控、机械-液压监控、模型比较监控等。传感器的自监控包括和值电压测试等。自监控能对比较监控无法覆盖的元件进行监控, 并在比较监控无法履行表决与监控原则时提供附加信息以检测故障。比较监控应用的基础是硬件冗余, 即利用多路传感器等来检测或控制某一变量, 如同伺服作动系统中的余度传感器的监控等。比较监控实现简单、有效, 其主要问题是硬件冗余增加了设备费用、维护费用、系统重量、安装空间等。

为满足系统可靠性要求、解决硬件冗余带来的弊端,出现了采用不同测量值进行交叉测试而不增加硬件冗余的方法,称为软件冗余或解析冗余^[6]。对于比较监控无法覆盖的元件,如伺服作动系统的作动器,一般设计为无余度或双余度,此时比较监控无法履行监控功能,只能采用自监控的方式,且首选采用解析冗余的方法。解析冗余的自监控也可称为基于模型的

监控方法,其主要优势在于实现故障监控与诊断而完全不需要硬件冗余。基于模型的故障监控与诊断算法可以软件形式在计算机上实现。

2 液压伺服作动器简介

本文以某飞机操纵系统中的液压伺服作动器为研究对象,其原理图见图1中虚框部分。

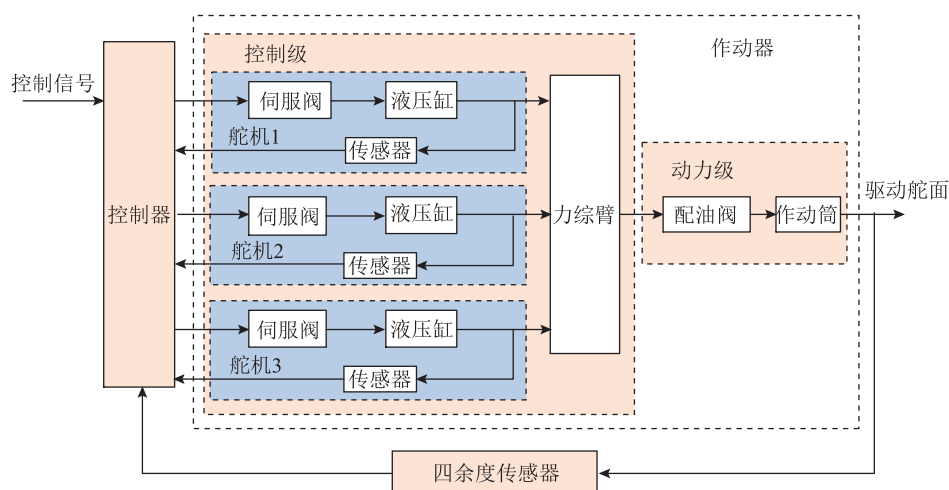


图1 液压伺服作动器原理图

其中,液压伺服作动器由三余度舵机和力综合装置组成。控制级为带双喷嘴挡板阀的主控阀,第一级放大器为双喷嘴挡板阀,由力矩马达控制,第二级放大器为四通滑阀,阀芯位移通过反馈杆与衔铁组件相连,形成滑阀位移力反馈。舵机输出端采用力综合方式,由力综合臂连接三余度舵机输出端与动力级输入端。动力级由配油阀和作动筒组成,配油阀由力综合臂驱动,作动筒采用四余度位移传感器测量活塞杆位移信号。

3 故障监控方法

本文研究的液压伺服作动系统分为控制级的舵机、执行级的作动器和信号传输级的传感器三部分。对于三余度舵机,要达到单故障工作、双故障安全,除进行比较监控外必须对各通道进行自监控;对于执行级的作动器,由于一般将其设置为无余度或双余度,无法使用比较监控方法,所以也需要进行自监控;而对于四余度的信号传输传感器则可以采用比较监控的方法,达到单故障工作、双故障安全的效果。

4 基于模型比较的监控原理

基于模型比较的监控方法的原理是:建立被监控

对象的数学模型,比较被监控对象的测量值和数学模型的计算值,通过这两种数值的差值(本文将这种差值称为比差)来判断被监控对象是否发生故障。其原理图见图2。

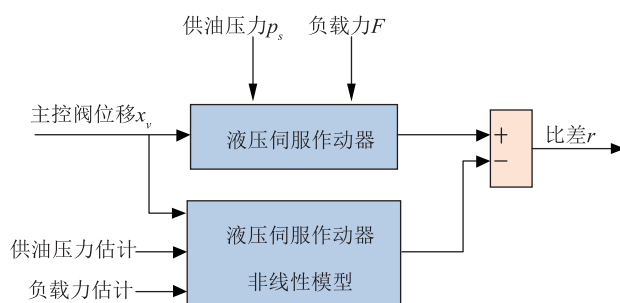


图2 模型比较监控原理图

其中,模型比较监控系统包括液压伺服作动器,液压伺服作动器非线性模型,液压伺服作动器的输入量、输出量和干扰量,以及作为故障判断依据的比差。比差决策机制一般采用简单的阈值逻辑,当比差大于某一阈值时即判定液压伺服作动器故障。在进行故障监控时,需要对液压伺服作动器的故障模式进行分析。故障模式及影响分析(FMEA)是一项重要内容,也是本文研究的基础。得到了伺服作动器主要的故障模式,

才可以根据故障模式建立伺服作动器故障的数学模型,并选择和建立合适的监控算法和仿真模型以进行验证。下面对故障模式分析进行详细论述。

5 液压伺服作动器故障分析

以图 1 所示的液压伺服作动器作为研究对象,根据其工作原理和组成形式,可分析得到任务可靠性框图,如图 3 所示。

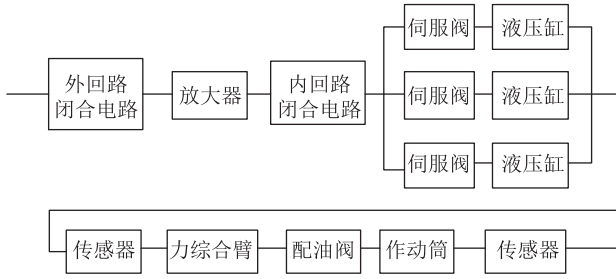


图 3 液压伺服作动器任务可靠性框图

根据任务可靠性框图可分析得出液压伺服作动器的故障模式,分为控制级和执行级:

1) 控制级故障模式: 控制级故障模式主要包括主控阀(伺服阀)不工作、伺服阀卡死、伺服阀零偏、伺服阀内漏以及力综合臂卡滞等故障,其故障原因分别对应力矩马达失效、液压油液被污染或主控阀几何超差、污染物堵塞喷嘴、伺服阀自身磨损以及力综合臂结构失效等。

2) 执行级故障模式: 执行级故障模式主要包括作动筒活塞杆的内泄露和卡死,分别对应活塞杆的磨损和污染或几何形状超差等。

本文研究的液压伺服作动器的 FMEA 分析包括: 故障模式、故障原因、故障影响(包括对器件的影响、对上一级的影响以及最终影响)、故障检测方法、严酷度等级、改进措施以及使用补偿措施。对于控制级的舵机,其主要故障分别有伺服阀不工作、卡死、零偏、内漏以及力综合臂卡滞等故障,而对于执行级的作动器,其主要故障分别为活塞杆内漏和卡死等。

6 液压伺服作动器建模及仿真验证

6.1 电液伺服阀数学建模

电液伺服阀的推挽放大器工作时,输入每个线圈的电压信号为

$$u_1 = u_2 = K_u u_g \quad (1)$$

式中: u_1, u_2 为输入每个线圈的电压; K_u 为放大器每边的增益; u_g 为推挽放大器的输入电压信号。

每个线圈的电压平衡方程为

$$E_b + u_1 = i_1(z_b + R_c + r_p) + i_2 z_b + N_c \frac{d\varphi_a}{dt} \quad (2)$$

$$E_b - u_1 = i_2(z_b + R_c + r_p) + i_1 z_b - N_c \frac{d\varphi_a}{dt} \quad (3)$$

式中: E_b 为常值电流电压; z_b 为线圈公用边的阻抗; R_c 为每个线圈的电阻; r_p 为放大器回路内阻; N_c 为线圈的匝数; φ_a 为衔铁磁通。

推导可得

$$\begin{aligned} i_c &= \frac{2K_u u_g - 2K_b s\theta}{(R_c + r_p) + 2L_c s} \\ &= \frac{2K_u u_g}{(R_c + r_p)(1 + \frac{s}{\omega_a})} - \frac{2K_b s\theta}{(R_c + r_p)(1 + \frac{s}{\omega_a})} \end{aligned} \quad (4)$$

式中: $\omega_a = \frac{R_c + r_p}{2L_c}$ 为控制线圈回路的转折频率。

力矩马达输出的电磁力矩可表示为

$$T_d = K_t i_c + K_m \theta \quad (5)$$

式中: $K_t = 2\varphi_g \frac{a}{l_g} N_c$ 为力矩马达的中位电磁力矩系数,与反电动势常数 K_b 相同; $K = 4 \left(\frac{a}{l_g} \right)^2 R_g \varphi_g^2$ 为力矩马达的中位磁弹簧刚度。

衔铁组件的力矩平衡方程为

$$T = J_a \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta + T_{L1} + T_{L2} \quad (6)$$

式中: J_a 衔铁挡板组件的转动惯量; B_a 衔铁挡板的粘性阻尼系数; K_a 为弹簧管刚度; T_{L1} 喷嘴挡板的液流产生的负载力矩; T_{L2} 反馈杆变形产生的负载力矩。

喷嘴挡板的液流产生的负载力矩可表示为

$$T_{L1} = r p_{lp} A_N - 8\pi C_{df}^2 p_s x_{f0} \theta r^2 \quad (7)$$

式中: r 为喷嘴中心至弹簧管旋转中心的距离; p_{lp} 为两个喷嘴腔的负载压差; A_N 为喷嘴孔的面积; C_{df} 为喷嘴与挡板之间的流量系数; x_{f0} 为喷嘴与挡板间的零位间隙。

反馈杆变形对衔铁挡板组件产生的负载力矩为

$$T_{L2} = (r + b) K_f [(r + b)\theta + x_v] \quad (8)$$

式中: b 为反馈杆中心到喷嘴中心的距离; K_f 为反馈杆刚度; x_v 为阀芯位移。

则有

$$\begin{aligned} K_t i_c + K_m \theta &= J_a \frac{d^2\theta}{dt^2} + B_a \frac{d\theta}{dt} + K_a \theta + r p_{lp} A_N \\ &\quad - 8\pi C_{df}^2 p_s x_{f0} \theta r^2 + (r + b) K_f [(r + b)\theta + x_v] \end{aligned} \quad (9)$$

对式(9)进行拉普拉斯变换,并移项有

$$K_i i_c(s) = [J_a s^2 + B_a s + K_a - K_m - 8\pi C_{df}^2 p_s x_{f0} r^2 + (r+b)2K_f] \theta(s) + rA_N p_{Lp}(s) + (r+b)K_f x_v(s) \quad (10)$$

式中: $K_{an} = K_a - K_m - 8\pi C_{df}^2 p_s x_{f0} r^2$ 为力矩马达的净刚度; $K_{mf} = K_{an} + (r+b)^2 K_f$ 为力矩马达的总刚度。

式(10)可写为

$$[J_a s^2 + B_a s + K_L] \theta(s) + rA_N p_{Lp}(s) + (r+b)K_f x_v(s) \quad (11)$$

式(11)可变形为

$$\frac{1}{J_a s^2 + B_a s + K_L} [K_i i_c(s) - rA_N p_{Lp}(s) - (r+b)K_f x_v(s)] \quad (12)$$

也可写为

$$\frac{\frac{1}{K_L}}{\frac{s^2}{\omega_L^2} + \frac{2\xi_L}{\omega_L} + 1} [K_i i_c(s) - rA_N p_{Lp}(s) - (r+b)K_f x_v(s)] \quad (13)$$

式中: $\omega_L = \sqrt{\frac{K_L}{J_a}}$ 为力矩马达的固有频率; $\xi_{mf} =$

$\frac{B_a}{2\sqrt{J_a K_{mf}}}$ 为力矩马达的机械阻尼比。

挡板位移与衔铁的关系可表示为

$$x_f = r\theta \quad (14)$$

当不考虑阀芯运动所受的粘性阻尼力, 稳态液动力和反馈杆弹簧力时, 挡板位移与滑阀位移的关系为

$$\frac{x_v}{x_f} = \frac{\frac{K_{qp}}{A_v}}{s(\frac{1}{\omega_{hp}^2} s^2 + \frac{2\xi_{hp}}{\omega_{hp}} s + 1)} \quad (15)$$

式中: K_{qp} 为喷嘴挡板阀的流量增益; A_v 为滑阀阀芯端面面积; $\omega_{hp} = \sqrt{\frac{2\beta_e A_v^2}{V_{op} m_v}}$ 为滑阀的液压固有频率; $\xi_{hp} =$

$\frac{K_{cp}}{A_v} \sqrt{\frac{\beta_e m_v}{2V_{op}}}$ 为滑阀的液压阻尼比; V_{op} 为滑阀一端所包容的容积; K_{cp} 为喷嘴挡板阀的流量压力系数; m_v 为滑阀阀芯及油液的归化质量。

不考虑滑阀阀芯上所受的粘性阻尼力和反馈杆弹簧力, 只考虑阀芯惯性力和稳态液动力, 喷嘴挡板阀的负载压力为

$$p_{Lp} = \frac{1}{A_v} [m_v \frac{d^2 x_v}{dt^2} + 0.43\omega(p_s - p_L)x_v] \quad (16)$$

液压缸的负载为纯惯性负载, 稳态时有 $p_{L0} = 0$, 线性化上式, 进行拉普拉斯变换有

$$p_{Lp}(s) = \frac{1}{A_v} [m_v s^2 x_v(s) + 0.43\omega p_s x_v(s) - 0.43\omega x_{v0} p_L(s)] \quad (17)$$

而滑阀的负载压力为

$$p_L(s) = \frac{1}{A_p} m_t s^2 x_p(s) \quad (18)$$

6.2 液压缸数学建模

力输出时, 滑阀的流量方程可表示为

$$q_L = K_q x_v - K_c p_L \quad (19)$$

式中: K_q 为滑阀的流量系数; K_c 为滑阀的负载压力系数; p_L 为液压缸的负载压力。

液压缸的负载流量可表示为

$$q_L = A_p \frac{dx_L}{dt} + C_{tp} p_L + \frac{V_L}{4\beta_e} \frac{dp_L}{dt} \quad (20)$$

式中: A_p 为活塞有效面积; x_L 为活塞位移; C_{tp} 为作动筒泄漏系数; β_e 为有效体积弹性模量; V_L 为油腔容积。

考虑活塞质量和阻尼力, 活塞的力平衡方程为

$$A_p p_L = m_t \frac{dx_L^2}{dt} + B_t \frac{dx_L}{dt} + F \quad (21)$$

式中: F 为力综合臂的反馈力。

6.3 传感器数学模型建立

不考虑传感器饱和等非线性因素, 传感器可认为是对被测信号线性放大的, 则传感器数学模型可表示为

$$y = Kx \quad (22)$$

式中: K 为放大系数。

6.4 力综合臂数学建模

不考虑力输出时, 力综合臂只传递舵机输出位移信号。

考虑力输出时, 力综合臂的反馈力可表示为

$$F = K_s(x_t - x_p) \quad (23)$$

式中: K_s 为力综合臂刚度; x_p 为力综合臂后的位移。

只考虑粘性阻尼, 力综合臂的力平衡方程为

$$F = B_p \frac{dx_p}{dt} \quad (24)$$

6.5 作动筒数学建模

作动筒输出力与负载力的平衡方程为

$$A_p p_L = m_t \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_p \frac{dx_p}{dt} + K_L x_p + F_L \quad (25)$$

式中: m_t 为活塞与负载的总质量; B_p 为活塞与负载的粘性阻尼系数; K_L 为负载弹簧刚度, F_L 为作用在活塞上的外负载力。

6.6 仿真模型及仿真分析

液压伺服作动器仿真模型如图 4 所示。

根据图 4 所示的仿真模型, 分别采用正弦信号和阶跃信号作为输入信号, 在空载状态下对所建立的液压伺服作动器的仿真模型进行验证。正弦信号的验证结果如图 5~7 所示, 阶跃信号的验证结果如图 8~10 所示。

1) 输入为正弦信号空载状态仿真验证

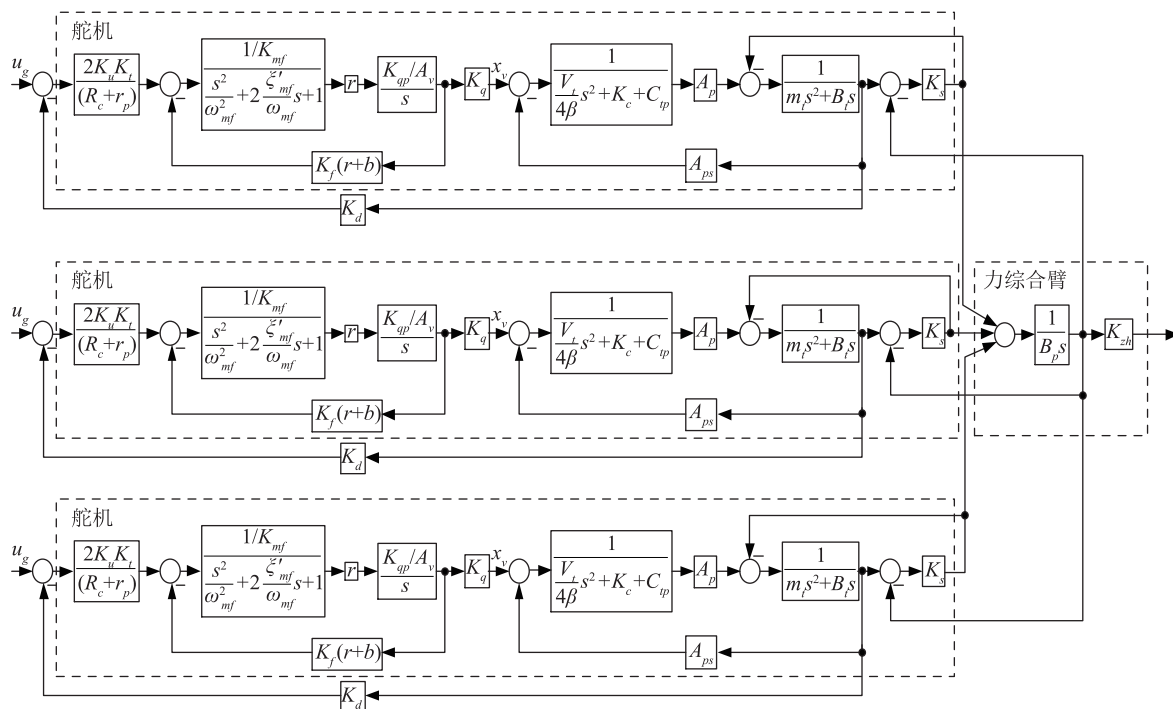


图 4 液压伺服作动器仿真模型

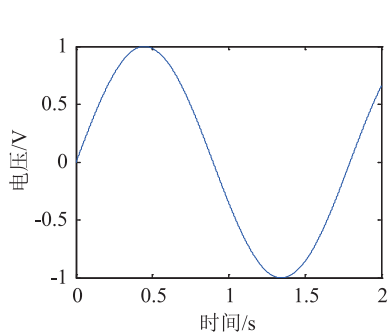


图 5 伺服作动系统输入控制信号

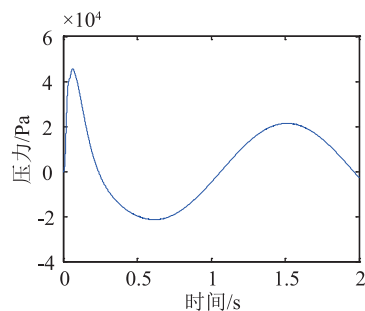


图 7 作动器的负载压力变化

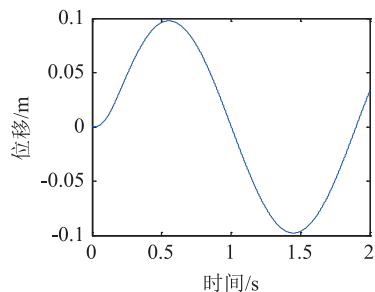


图 6 作动器的输出位移

2) 输入为阶跃信号空载状态仿真验证

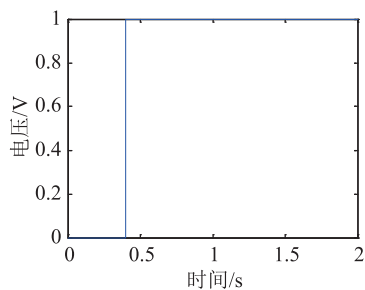


图 8 伺服作动系统输入控制信号

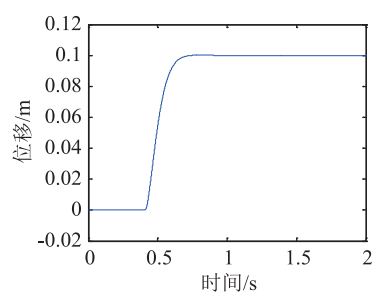


图9 作动器的输出位移变化

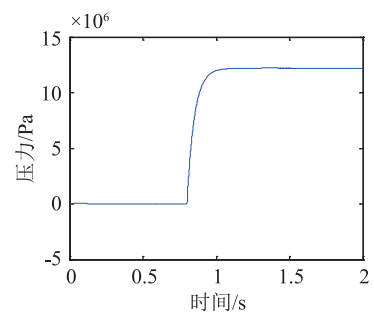


图10 作动器的负载压力变化

根据以上仿真结果，结合实际情况对比^[7-10]，证明图4所建立的液压伺服作动系统数学模型在仿真过程中能够反映液压伺服作动器的各物理量的变化规律，符合实际的变化趋势，并能很好地响应不同输入。因此，该液压伺服作动器的模型可以作为研究手段加以应用。

7 故障监控系统建模及仿真

根据伺服作动系统及其故障的数学模型，采用MATLAB/Simulink建立伺服作动系统及其故障仿真平台(Simulator System Fault.mdl)，主要针对作动器和传感器的故障监控技术进行研究，所以本文中在伺服作动系统仿真平台中只对液压伺服作动器的故障进行仿真研究。结合其工作模式和不同的故障模式，故障监控系统仿真模型如图11所示。

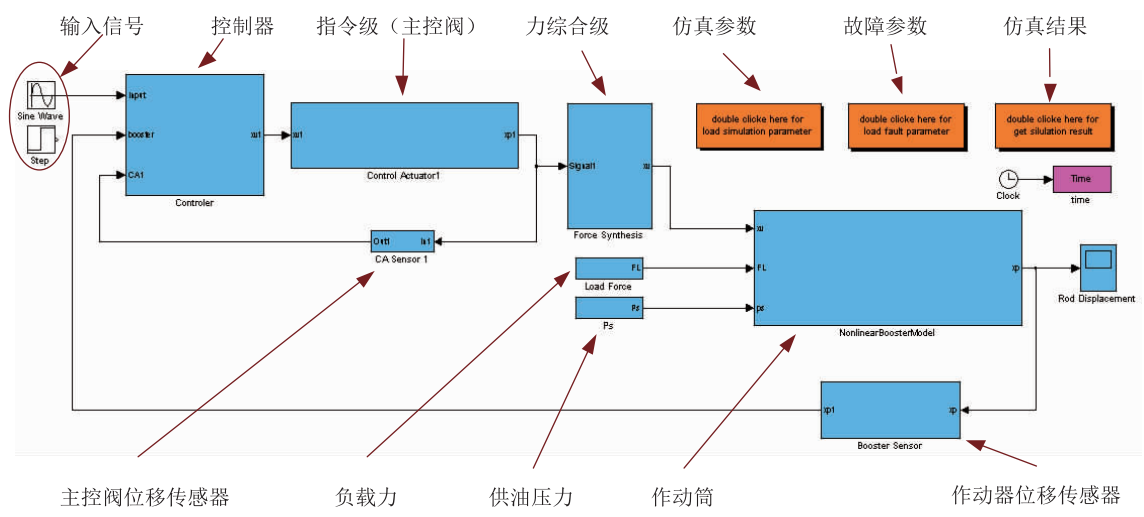


图11 作动器故障监控仿真模型

结合所要研究的液压伺服作动器的故障模式，分别对液压伺服作动器的主控阀的卡死及内漏故障，活塞杆的卡死及内漏故障进行仿真研究，结果如下：

7.1 主控阀的故障监控

1) 主控阀的卡死故障监控
给监控系统输入正弦信号，并在第0.8s使作动器发生卡死故障，作动器负载力为零。仿真结果见图12~15。

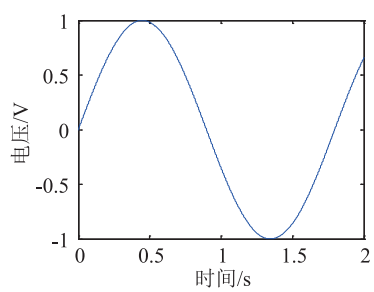


图12 监控系统输入正弦控制信号

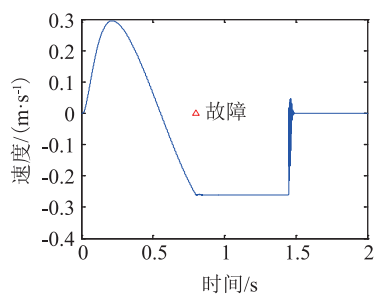


图 13 作动器的输出速度变化

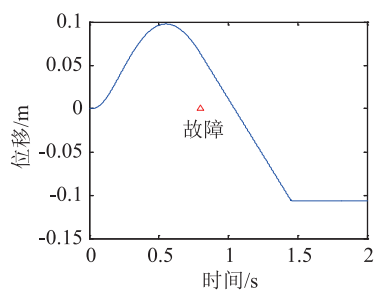


图 14 作动器的输出位移变化

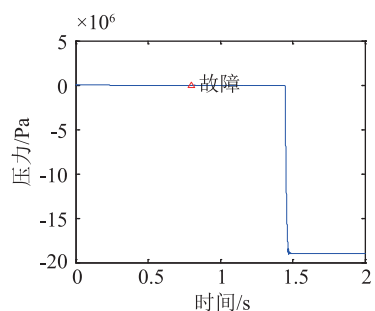


图 15 作动器的负载压力变化

由以上仿真结果可以看出：在以正弦信号为输入的情况下，当主控阀出现卡死故障后，液压伺服作动器的输出速度会保持故障前的值一段时间，之后在 1.5 s 左右跳变为零，作动器停止运动；作动器的输出位移是在发生卡死故障后约 1.5 s 处保持最大输出幅值不再变化，而作动器的负载压力则是在发生卡死故障后在 1.5 s 处跳变到某一值后保持稳定。由此可见，对于作动器的主控阀卡死故障，作动器的输出速度、输出位移及负载压力变化都经过一定的时间延迟才会达到稳定状态，这是由于控制级的主控阀的卡死故障影响传输到执行级需要一定的时间，符合实际的液压伺服作动器变化规律^[11-14]。所以在进行故障监控时需要重点关注液压伺服作动器的输出位移和负载压力，并进行实时监控。

2) 主控阀的内漏故障监控

给监控系统输入正弦信号，并在第 0.8 s 使作动器

发生内漏故障，作动器负载力为零。仿真结果见图 16 ~ 19。

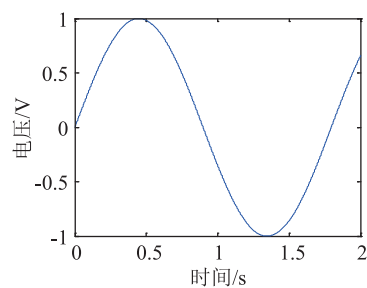


图 16 监控系统输入正弦控制信号

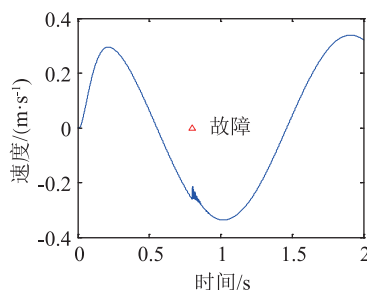


图 17 作动器的输出速度变化

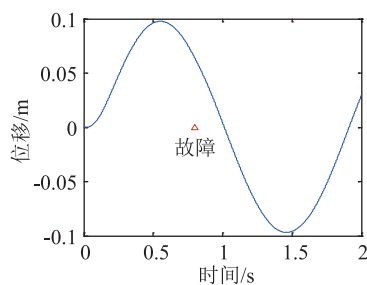


图 18 作动器的输出位移

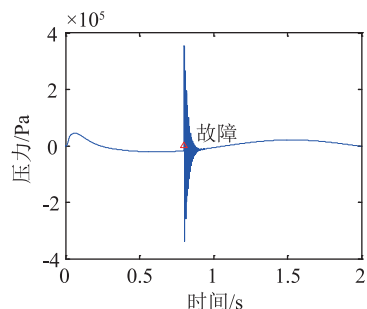


图 19 作动器的负载压力变化

由以上仿真结果可以看出：在以正弦信号为输入的情况下，当主控阀出现内漏故障后，液压伺服作动器的输出位移几乎不受影响，而液压伺服作动器的速度则受其影响有所变化；液压伺服作动器的负载压力在发生内漏故障时出现尖峰值，受其影响较大。由此可见，对于作动器的主控阀内漏故障，作动器的输出

速度及负载压力受其影响较大，而作动器的输出位移则几乎不受其影响。这是由于控制级的主控阀的内漏故障减小了活塞所受的压力，所以负载压力会出现尖峰值，而压力稳定后达到了重新的平衡逐渐稳定下来，符合实际的液压伺服作动器变化规律。所以在进行故障监控时需要对主控阀的内漏故障应重点关注液压伺服作动器的负载压力和输出速度变化。

7.2 活塞杆的故障监控

1) 活塞杆的内漏故障监控

给监控系统输入正弦信号，使液压伺服作动器发生活塞杆内漏故障，作动器的负载力为零。仿真结果见图 20 ~ 23。

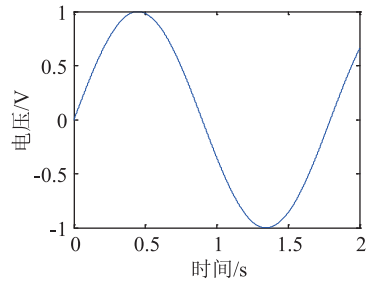


图 20 监控系统输入正弦控制信号

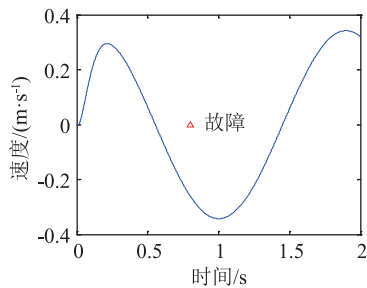


图 21 作动器的输出速度变化

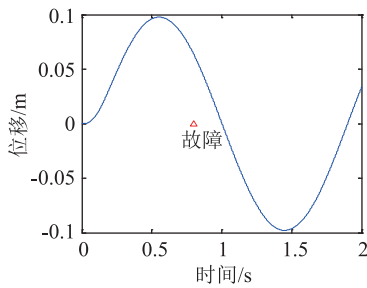


图 22 作动器的输出位移变化

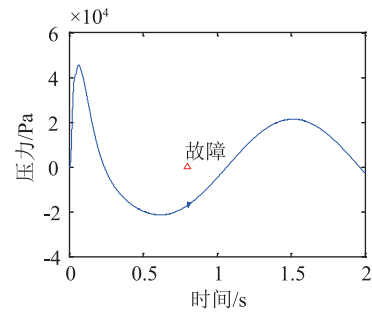


图 23 作动器的负载压力变化

由以上仿真结果可以看出：在以正弦信号为输入的情况下，当活塞杆出现内漏故障后，液压伺服作动器的输出位移几乎不受影响，而液压伺服作动器的速度则受其影响有所变化，液压伺服作动器的负载压力影响也很小。由此可见，无负载力情况下，活塞内泄漏故障只对作动器的负载压力产生很小影响。所以在进行故障监控时主要对液压伺服作动器的负载压力进行监控即可。

2) 活塞杆的卡死故障监控

给监控系统输入正弦信号，使作动器发生活塞杆卡死故障，作动器负载力为零。仿真结果见图 24 ~ 27。

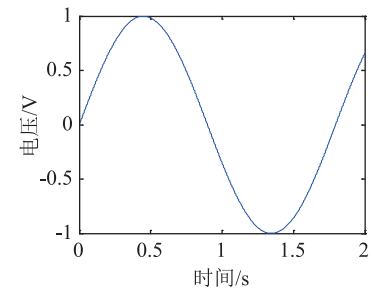


图 24 监控系统输入正弦控制信号

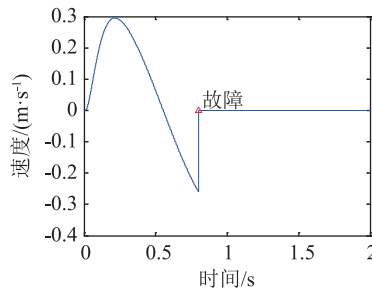


图 25 作动器的输出速度变化

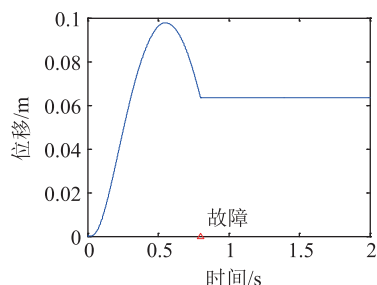


图 26 作动器的输出位移

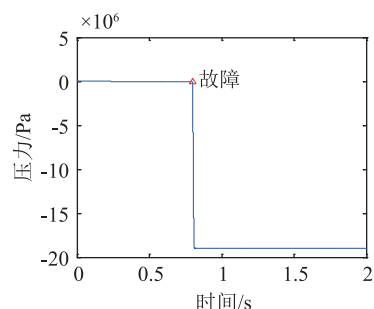


图 27 作动器的负载压力变化

由以上仿真结果可以看出：在以正弦信号为输入的情况下，当活塞杆出现卡死故障后，液压伺服作动器的输出速度马上跳变为零，与实际相符；液压伺服作动器的输出位移则保持在活塞杆卡死处不再变化且液压伺服作动器的负载压力瞬间跳变到某一固定值。由此可见，液压伺服作动器的活塞杆卡死故障对液压伺服作动器的输出速度、输出位移以及的负载压力都有着直接且迅速的影响。所以在进行故障监控时应重点监控液压伺服作动器的输出速度、输出位移及负载压力。

综合以上仿真结果来看，本文所描述的液压伺服作动器故障的数学模型在仿真过程中能够真实准确的反映其各物理量的变换规律，符合实际的变化趋势。同时可以看出，液压伺服作动器的主控阀卡死故障和活塞杆卡死故障的影响比较大，而液压伺服作动器的内控阀内漏故障和活塞杆内漏故障的影响相对比较小，因此在进行故障监控时应重点关注卡死类故障。另外，采用模型比较监控时，比差在故障发生的初始时刻变化较为平缓，随着误差的积累，比差对故障才具有指示作用。

8 结论

分析某型液压伺服作动器的工作特点，建立其仿真模型并进行实验对比，证明此模型符合实际状态。之后对作动器的故障模式进行分析，采用基于模型比

较的监控方法，建立液压伺服作动器的数学模型和仿真模型，运用 Matlab 软件进行仿真验证，实验结果证明本文建立的仿真模型可靠，与实际状态接近程度高。本文的研究为飞机液压伺服作动器故障监督预警提供了技术参考，对保障航空飞行安全具有重要意义。

参考文献

- [1] 王占林, 李培滋. 飞机液压传动与伺服控制[M]. 北京: 国防工业出版社, 1980.
- [2] 李玉琳. 液压元件与系统设计[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1991.
- [3] 王永熙. 飞机飞行控制液压伺服作动器[M]. 北京: 航空工业出版社, 2014.
- [4] 张德丰. MATLAB/Simulink 建模与仿真[M]. 北京: 电子工业出版社, 2009.
- [5] 张志涌. 精通 MATLAB 6.5 版[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2003.
- [6] 飞机设计手册第 12 册, 飞行控制系统和液压系统设计[M]. 2003.
- [7] 于建均, 陈千平, 孙亮, 等. 基于双闭环的液压伺服系统控制[J]. 北京工业大学学报, 2007, 33(3): 261-264.
- [8] 钟柱, 陈军, 程靳, 等. 液压伺服作动器密封圈的有限元分析[J]. 润滑与密封, 2010, 35(9): 31-35.
- [9] 液压伺服作动器 O 形密封圈实验研究与有限元分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [10] 李兴丽, 刘航. 某型飞机伺服作动器漏油故障分析[J]. 航空维修与工程, 2015(10): 56-57.
- [11] 杨宁都. 死区对液压伺服作动器性能影响的仿真分析[J]. 液压气动与密封, 2016, 36(12): 15-17.
- [12] 刘兵. 某型飞机作动器密封件密封性能分析及疲劳寿命预测[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2011.
- [13] 吴振顺, 许文波, 汲永涛. 最小方差自校正控制器在液控伺服作动器上的应用与仿真[J]. 机床与液压, 2002(1): 69-70.
- [14] 王庆峰, 董良遇, 张新, 等. 一种基于活塞杆动态能量指数的故障监测诊断方法[J]. 流体机械, 2016, 44(9): 47-52.

收稿日期: 2019-05-14; 修回日期: 2019-08-20

作者简介



董骥(1983 -), 男, 硕士, 高级工程师。主要从事飞机飞控、机电系统设计及检测工作。