

实时子结构试验中加载系统数值模型

吴斌,尹全林,张涛

(哈尔滨工业大学 土木工程学院,哈尔滨 150090, yinquanlin@snpdri.com)

摘要:为更好地揭示实时子结构试验中加载系统的动力特性,使系统数值模型能准确反映其实际工作状态,在 Jung 建立的电液伺服系统数值模型的基础上,对原传递函数模型做了 3 项修改,修改包括作动器传递函数的修正、流量增益和压差反馈增益的修正.修正后的模型与 Simulink 非线性模型得出的结果完全吻合.利用 Simulink 模型和传递函数模型进行实时子结构试验数值仿真,验证了修正后传递函数模型的准确性.

关键词:实时子结构试验;电液伺服加载系统;伺服阀流量增益;流量饱和;数值模型

中图分类号: TU317.9

文献标志码: A

文章编号: 0367-6234(2010)12-1855-05

Numerical model of loading system for real-time substructure testing

WU Bin, YIN Quan-lin, ZHANG Tao

(School of Civil Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150090, China, yinquanlin@snpdri.com)

Abstract: To reveal the actual working state of loading system in real-time substructure testing (RSTing), and based on the existing transfer function model of servo-hydraulic system developed by Jung, three modifications had been made, which included transfer function of actuator, servo-valve gain and pressure feedback gain. A new numerical model of servo-electric hydraulic system was set up and used to simulate the effects of the dynamics of the test system. The simulation results agree very well with those of simulink model, which verifies the correctness of the modifications to the existing transfer function model.

Key words: real-time substructure testing; servo-hydraulic loading system; servo-valve gain; flow saturation; numerical model

实时子结构试验方法^[1-3]是将数值结构计算与实时加载试验相结合的联机试验方法,它要求试验子结构在指定的时刻达到预定的位移、速度、甚至加速度.试验结果的准确性与积分算法及加载系统的动力特性有很大关系.由于实时子结构试验技术复杂,试验前建立试验结构的数值模型,并进行数值仿真分析就非常有必要.在数值仿真过程中,加载系统的数值模型必须准确反映其实际的工作状态,仿真结果才能准确反映构件的力学性能.王向英^[4]在对实时子结构试验数值建模的过程中,将液压伺服加载系统简化为用传递函数表示的线性模型,该模型未能考虑实际系统的

流量饱和、行程饱和、作动器出力饱和等非线性因素,因此试验的数值仿真结果和实际情况有差异. Jung^[5-7]用 Simulink 程序对液压伺服系统建模考虑了以上非线性因素,能准确反映伺服系统工作的实际情况.本文在此基础上修正了原有的线性传递函数,采用 Jung 的非线性模型作为试验加载系统的模型,对比研究传递函数及其适用范围,以便试验的数值模拟或控制器的设计及控制参数的选择.

1 液压伺服加载系统的传递函数

在实施实时子结构试验时离不开控制系统,而绝大多数控制器的设计都是建立在线性模型(传递函数)的基础上.在 Jung^[5-7]建立的传递函数中,物理实验系统主要包含电液伺服作动系统、控制器以及试件,电液伺服作动系统又包括伺服

收稿日期: 2009-04-13.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(90715036,50578047);地震行业科技专项基金(200808073).

作者简介: 吴斌(1970—),男,教授,博士生导师.

阀和作动器,如图1所示.图中, $d_p^c(s)$ 为命令位移(即目标位移), $d^m(s)$ 为试件上的测量位移, k_{ff} 为前馈增益. 控制信号 i 和伺服阀阀芯位移可以近似成线性关系, 阀芯位移和流入作动器 2 个油缸的液体流量 q_i 成正比, 比例系数 k_0 称为伺服阀流量增益, 是需要在后面修正的参数, 则控制信号和液体流量之间的传递函数为^[5]

$$S(s) = \frac{q_i(s)}{i(s)} = \frac{\omega_s^2}{s^2 + 2\xi_s\omega_s s + \omega_s^2} k_0 \approx k_0. \tag{1}$$

其中: $\xi_s(0.7)$ 为伺服阀的等效阻尼比, ω_s

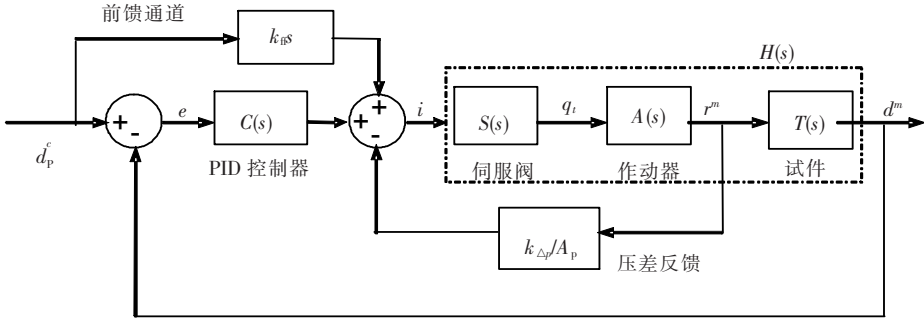


图1 物理实验系统图

文献[7]给出了该物理实验系统的闭环传递函数表达式为

$$p(s) = \frac{d^m(s)}{d_p^c(s)} = \frac{[sk_p + k_1 + s^2(k_D + k_{ff})] \cdot H(s)}{s \cdot e^{s\delta\tau} + H(s) \left[sk_p + k_1 + s^2k_D + \frac{k_{\Delta p}}{A_p} \frac{s}{T(s)} \right]}. \tag{3}$$

其中: $T(s)$ 为试件传递函数, $k_{\Delta p}$ 为压差反馈增益. 若未作说明, 则取 $k_{ff} = 0, \delta\tau = 0$.

为了与 Jung 的研究工作进行比较, 本文亦对命令位移到试件测量位移之间包含控制器的闭环传递函数进行研究, 通过式(3)可以绘制幅频特性曲线和 Simulink 模型(Jung 的非线性模型)的幅频特性曲线进行比较, 验证传递函数的准确性并对推递函数进行修正.

2 传递函数的修正

为了使得传递函数和 simulink 非线性模型的幅频特性曲线能更好地吻合, 保证传递函数的准确性, 首先对 Jung 建立的物理试验系统的传递函数作部分修改, 还修正了传递函数中的部分参数的取值, 包括流量增益 k_0 和压差反馈增益 $k_{\Delta p}$.

2.1 作动器传递函数的修正

一般作动器会有 2 个油缸, 若不考虑渗漏, 则

(816.814 rad/s) 为伺服阀的等效圆频率. 于是, 控制信号和测量位移之间的开环传递函数可简化为

$$H(s) = \frac{d^m(s)}{i(s)} = \frac{2\beta_e k_0 A_p}{M_e V_1 s^3 + C_e V_1 s^2 + (K_e V_1 + 4\beta_e A_p^2) s}. \tag{2}$$

其中: M_e, K_e 和 C_e 分别为试件质量、刚度和阻尼; A_p 为作动器活塞的横截面积; V_1 为作动器油缸体积; β_e 为油的体积模量.

流入作动器油缸的流量 $q(t)$ 与压力 $p(t)$ 等变量之间的关系可以用以下连续性方程^[5]表示为

$$q_A(t) = A_p \frac{d}{dt} d_p(t) + \frac{V_A}{\beta_e} \frac{d}{dt} p_A(t) + \frac{p_A \cdot A_p}{\beta_e} \frac{d}{dt} d_p(t). \tag{4}$$

$$q_B(t) = -A_p \frac{d}{dt} d_p(t) + \frac{V_B}{\beta_e} \frac{d}{dt} p_B(t) - \frac{p_B \cdot A_p}{\beta_e} \frac{d}{dt} d_p(t). \tag{5}$$

Jung 在建立作动器的传递函数时忽略了式(4)和式(5)中最后一项, 而一般情况下它所产生的误差会影响到最终结果. 假设 $V_A = V_B = V_1/2$, 令 $p = p_s + p_R$, 其中 p_s 为油源压力, p_R 为回油端压力, 再利用 $p_A + p_B = p_s + p_R$ ^[8], 对以上两式做拉氏变换并化简整理, 得

$$q_i(s) = q_A - q_B = 2s \left(A_p + \frac{pA_p}{2\beta_e} \right) d^m(s) + s \cdot \frac{V_1}{2\beta_e A_p} r^m(s). \tag{6}$$

进而得到作动器的传递函数为

$$A(s) = \frac{r^m(s)}{q_i(s)} = \frac{1}{s \left[\left(2A_p + \frac{pA_p}{\beta_e} \right) T(s) + \frac{V_1}{(2\beta_e A_p)} \right]}. \tag{7}$$

修改后控制信号和测量位移之间的开环传递函数变为

$$H(s) = \frac{d^m(s)}{i(s)} = \frac{2\beta_e k_0 A_p}{M_e V_t s^3 + C_e V_t s^2 + [K_e V_t + (4\beta_e + 2p) A_p^2] s} \quad (8)$$

将式(8)代入式(3)中可以得到修正后整个物理试验系统的闭环传递函数。

2.2 流量增益的修正

Jung 对 k_0 的取值是否正确,可以通过图 2 所示试验系统的 simulink 模型和传递函数的幅频特性曲线来验证. 本例正弦波命令幅值为 1 mm, 频率 f 从 0.5 Hz 到 20 Hz 变化,可见,两种模型的幅频特性曲线不能吻合,有相当的差距. 图中 P_f 为正弦波命令下系统响应的峰值和命令峰值的比值, $k_1 = k_D = 0$, $k_{\Delta p} = 0.000 2$. 本文将对伺服作动系统进行线性化,重新确定 k_0 的取值.

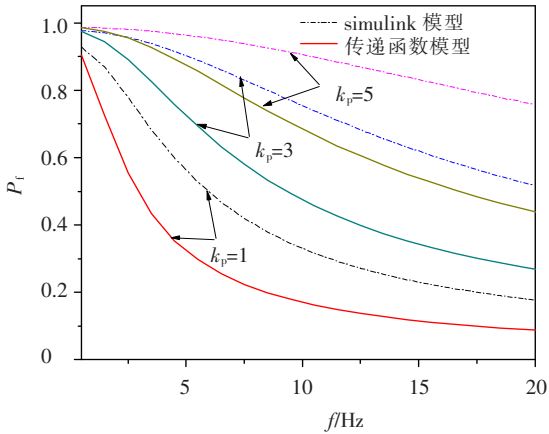


图 2 k_0 修正前两种模型幅频特性曲线

对于四通滑阀,通过阀口的流量和阀开口面积及阀口压力差三者之间的关系方程^[5-7]为

$$q_{SB} = k_v x \sqrt{p_S - p_B} \quad (9)$$

其中: $p_S = 2 900$ psi (19 995 kN/m²)、 $p_R = 50$ psi (344.7 kN/m²) 分别为恒压油源压力、回油端压力. p_A 、 p_B 为作动器左右两个油缸的压力, k_v 为孔流系数,跟阀口的几何形状和油的密度有关, x 是阀芯位移. 同理可得流量 q_{BR} 、 q_{SA} 和 q_{AR} . 流入作动器 A、B 两侧油缸的油量为

$$q_A = q_{SA} - q_{AR}; q_B = q_{SB} - q_{BR} \quad (10)$$

假设伺服阀对称且无径向间隙,由伺服作动系统的工作原理知,在任意时刻必有 $q_{SA} = q_{BR} = 0$ 或 $q_{SB} = q_{AR} = 0$. 此时流入作动器的总流量为

$$q_{11} = q_A - q_B = q_{SA} + q_{BR},$$

$$q_{12} = q_A - q_B = -q_{AR} - q_{SB} \quad (11)$$

由式(9)和式(11)有

$$q_{11} = k_v x (\sqrt{p_S - p_A} + \sqrt{p_B - p_R}), \quad (12)$$

$$q_{12} = -k_v x (\sqrt{p_A - p_R} + \sqrt{p_S - p_B}). \quad (13)$$

若记作动器两侧油缸压力差为 p_L , 根据 $p_L = p_A - p_B$ 和 $p_A + p_B = p_S + p_R$ ^[8], 式(12)和式(13)可以改写为

$$q_{11} = k_v x \cdot \sqrt{2(p_S - p_R - p_L)}, \quad (14)$$

$$q_{12} = -k_v x \cdot \sqrt{2(p_S - p_R + p_L)}. \quad (15)$$

由式(14)和式(15)可知流量 q_i 是作动器两侧油缸压力差 p_L 和阀芯位移 x 的非线性函数,即 $q_i = f(p_L, x)$. 本文称 (p_L, x) 为“工作点”,最常用且最重要的工作点为伺服阀的“零位”,即 $q_i = x = 0$. Jung 将物理试验系统简化为传递函数模型时,假定作动器两侧油缸的体积相等,即 $V_A = V_B$,就是基于伺服阀“零位”进行简化的. 当伺服阀处于“零位”时,有 $x = 0$, $p_A = p_B = (p_S + p_R)/2 = 1 475$ psi (10 170 kN/m²). 此时,式(14)进行线性化为

$$k_0 = \frac{\partial q_{11}}{\partial x} =$$

$$k_v (\sqrt{p_S - p_A} + \sqrt{p_B - p_R}), \quad (16)$$

$$k_c = -\frac{\partial q_{11}}{\partial p_L} =$$

$$k_v x \cdot \frac{1}{\sqrt{2(p_S - p_R - p_L)}}. \quad (17)$$

把“零位”相关参数代入式(16)和式(17)可得 $k_0 = 1.067 4$ m²/s, $k_c = 0$. 则从伺服阀流入作动器的总流量和阀芯位移有如下线性关系为

$$q_{11} = k_0 x. \quad (18)$$

同理,对式(15)也在“零位”进行线性化,可得与式(18)相同的表达式. k_0 为流量增益,表示负载压力 p_L 不变时当阀芯位移 x 有微小增量引起的流量变化. 阀芯位移 x 的大小会影响阀开口面积的大小,当伺服阀为全开口时,系统达到流量饱和,呈现出饱和非线性.

下面通过两种模型幅频特性曲线是否吻合来验证流量增益 k_0 修正的准确性,两种模型上施加的正弦波命令幅值为 2 mm, 频率 f 从 0.5 Hz 到 20 Hz 变化,数值模拟结果见图 3. 经计算可知在本算例中,Simulink 模型的阀口流量均未达到饱和状态.

图 3 为 PID 控制下两种模型的幅频特性曲线图. 由图可知:1)修正流量增益 k_0 后,传递函数模型和 Simulink 模型的幅频特性曲线能很好地吻合,说明 k_0 修正得很准确,同时可认为 Simulink 模型近似于传递函数模型,处于线性工作状态. 2)

比例增益不变的情况下,随着正弦波频率的增大, P_i 的值逐渐减小;频率一定的情况下,随着比例增益的增大, P_i 值逐渐增大.

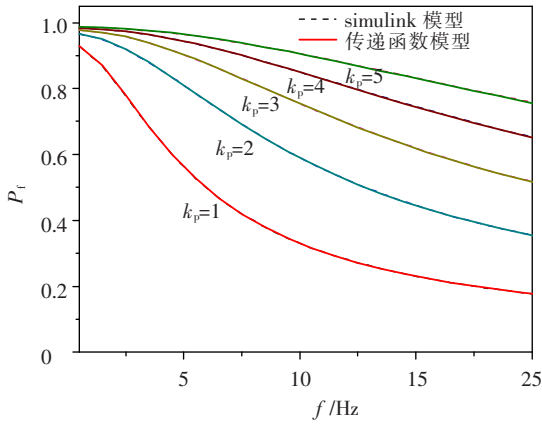


图 3 k_0 修正后两种模型幅频特性

正弦波命令的幅值取 25.4 mm, 频率从 0.5 Hz 到 20 Hz 变化, 两种模型的幅频特性曲线见图 4. 由图 4 可知, 在 $k_p=1$ 时, 由于 Simulink 模型未达到流量饱和, 两种模型的幅频特性曲线能很好地吻合, 当 k_p 增大 ($k_p=2$ 和 $k_p=5$), 系统达到流量饱和, 两种模型的幅频特性不能吻合.

电液伺服系统的非线性主要是流量饱和和非线性和平方根非线性, 平方根非线性一直存在, 而饱和和非线性只有在流量饱和时才存在. 图 4 中, $k_p=1$ 时 Simulink 模型未达到流量饱和, 仅存在平方根非线性, 两种模型幅频特性曲线能很好地吻合; 而 k_p 分别为 2 和 5 时, Simulink 模型达到流量饱和, 既存在饱和非线性也存在平方根非线性, 此时两种模型幅频特性曲线不能吻合. 这说明影响两种模型的幅频特性曲线能否吻合的决定因素是饱和和非线性. 并且通过对图 3 的分析可知, 当仅存在平方根非线性而不存在饱和非线性, 两种模型的幅频特性曲线能很好地吻合, 这进一步证明了该结论.

2.3 压差反馈增益的修正

伺服系统中另一个重要参数就是压差反馈增益 $k_{\Delta p}$, 它对系统的稳定性和收敛性有重要影响. 压力反馈分为压力正反馈和负反馈^[9], 前者的主要作用是提高液压机械的综合谐振的固有阻尼; 而后者主要是用来补偿负载干扰对系统特性的影响. 但压力负反馈会带来柔度问题, 使外干扰作用加强; 而压力正反馈则要大大降低系统的阻尼, 带来稳定性问题.

Jung 在单自由度传递函数模型幅频特性曲线中取 $k_{\Delta p}=0$, 此时单步响应出现震荡, 正弦波命令下的

系统响应峰值大于命令峰值. 当 $k_{\Delta p}$ 过大时, 会增大系统单步响应的稳态误差. 本文综合考虑稳定性和稳态误差收敛的速度, 取 $k_{\Delta p}=0.0002$.

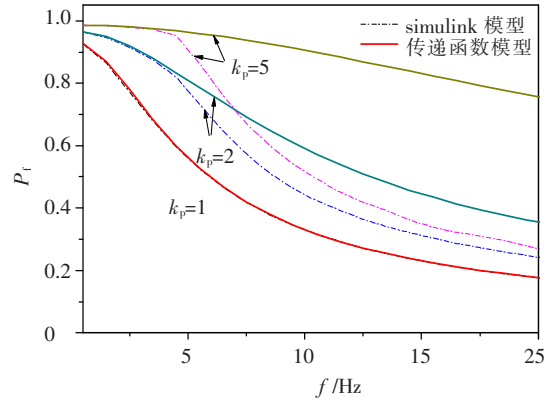


图 4 两种模型的幅频特性曲线

图 5 为阶跃命令为 6 mm 时的系统单步响应, PID 控制器参数分别取 $k_p=1.5, k_i=3.5, k_d=0$. 由图可以看出, 当 $k_{\Delta p}=0$ 时, 单步响应出现震荡. 在幅值为 5 mm、频率为 0.8 Hz 的正弦波命令时 Simulink 模型的系统响应见图 6, 由图可知 $k_{\Delta p}=0$ 时, 正弦波响应峰值大于命令峰值, 而且出现严重震荡; 当 $k_{\Delta p}$ 取值较大时, 系统阻尼增大, 正弦波响应的峰值小于命令值. 从图 5 和图 6 看出, 修正后的压差反馈增益使系统有很好的稳定性.

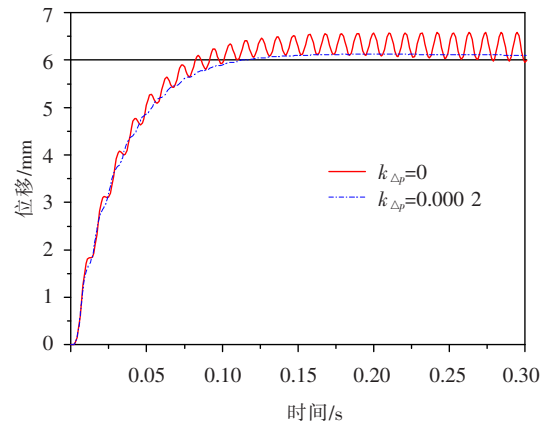


图 5 单步阶跃响应分析

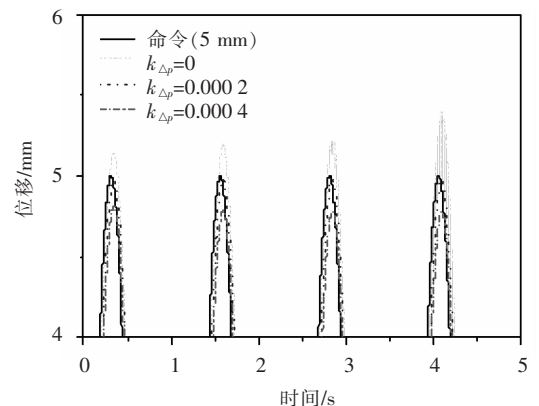


图 6 正弦波命令下的响应 ($k_p=1.5, k_i=2.5, k_d=0$)

3 实时子结构数值仿真算例

计算简图如图 7 所示,结构各参数取值为: $M_e = 680.4 \text{ kg}$, $K_e = 2\,276.6 \text{ kN/m}$, $K_n = 0$, $C_e = 3\,934.2 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, $M_n = 14\,424 \text{ kg}$, $C_n = 14\,180.8 \text{ N} \cdot \text{s/m}$, 下标 e 表示试验子结构, n 表示数值子结构. 整个结构的周期为 $T = 0.5 \text{ s}$, 仿真时间 40 s . 实时子结构试验所采用的数值积分方法为 α 方法^[5-7,10], 积分时间间隔为 0.01 s . 加载系统的数值模型分别考虑前面两节所述的非线性 Simulink 模型和线性传递函数模型, 采样频率为 $1\,000 \text{ Hz}$. 加载系统控制器采用 PID 控制, 控制参数分别为: $k_p = 5.5$, $k_i = 1$, $k_d = 0$. 地震作用为 EL Centro (NS, 1940) 地震记录, 加速度峰值调整为 $0.16 g$.

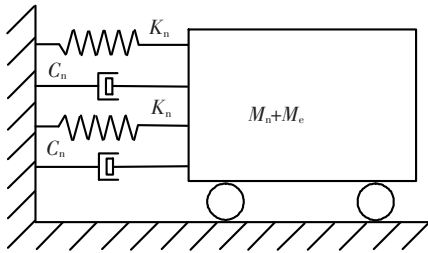


图 7 单自由度结构计算简图

实时子结构试验数值仿真的位移时程曲线见图 8. 图中精确解是用中心差分法计算得到的结果, 积分步长 0.01 s ; Simulink 模型对应的阀开口面积与总面积的比值为 0.025 , 说明伺服阀流量远未达到饱和. 由图 8 可以看出, 采用 simulink 模型和修正后的传递函数模型的试验仿真结果均与精确解能够很好地吻合, 表明在伺服系统流量未饱和时, 可以用本文所述的传递函数进行试验的数值模拟及控制器设计.

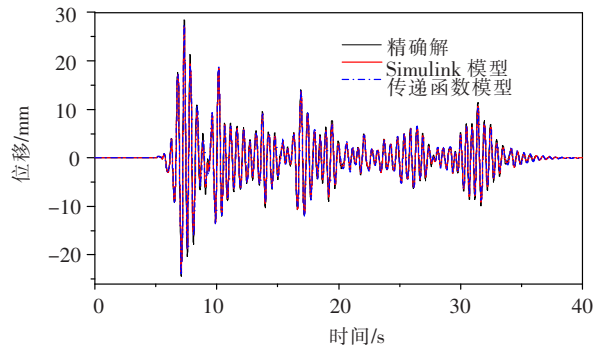


图 8 结构在地震作用下的响应

4 结 论

1) 在 Jung 建立的电液伺服加载系统数值模型的基础上, 对原传递函数进行了修正, 包括作动器传递函数、流量增益和压差反馈增益的修正. 修正后的传递函数的幅频特性曲线和未达到流量饱和和状态的 simulink 模型的幅频特性曲线能完全吻合.

2) 在伺服系统的流量不容易达到饱和的情况下, 可以应用修正后的传递函数来研究加载系统的动力性能, 进行控制器设计及地震作用下结构的响应分析.

参考文献:

- [1] NAKASHIMA M, KATO H, TAKAOKA E. Development of real-time pseudo dynamic testing [J]. Earthquake Engineering and Structure Dynamics, 1992, 21: 79-92.
- [2] 吴斌, 王倩颖. 实时子结构实验的研究进展 [J]. 试验力学, 2007, 22(6): 547-555.
- [3] WU B, BAO H, OU J, et al. Stability and accuracy analysis of central difference method for real-time sub-structure testing [J]. Earthquake Engineering and Structure Dynamics, 2005, 34: 705-718.
- [4] 王向英. 实时子结构实验控制方法及数值仿真分析 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2005.
- [5] JUNG R Y, SHING P B. Performance evaluation of a real-time pseudo dynamic test system [J]. Earthquake Engineering and Structure Dynamics, 2006, 35: 789-810.
- [6] JUNG R Y, SHING P B, STAUFFER E, et al. Performance of a real-time pseudo dynamic test system considering nonlinear structure response [J]. Earthquake Engineering and Structure Dynamics, 2007, 36: 1785-1809.
- [7] JUNG R Y. Development of real-time hybrid test system [D]. Colorado: University of Colorado, 2005.
- [8] WILLIAMS D M. Numerical modeling of real-time sub-structure testing [D]. Oxford: University of Oxford, 2000.
- [9] 罗晓玉, 林晓, 胡庆超. 电液伺服系统中压力反馈补偿的研究 [J]. 液压与气动, 1991(3): 18-21.
- [10] 张涛. 电液伺服加载系统的 LQR 控制及在实时子结构试验中的应用 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.

(编辑 魏希柱)