

挤压油膜阻尼器油膜阻尼系数识别及分析

周海仑¹ 冯国全² 张 明¹ 艾廷廷¹

1. 沈阳航空航天大学辽宁省航空推进系统先进测试技术重点实验室, 沈阳, 110136

2. 中国航空工业集团公司沈阳发动机设计研究所, 沈阳, 110015

摘要: 为了进行挤压油膜阻尼器油膜阻尼系数识别的实验研究, 首先, 利用信号发生器和功率放大器对双向激励实验器进行激励; 然后, 借助阻抗头获得激励和响应数据; 最后, 基于机械阻抗原理, 通过最小二乘法拟合, 得到挤压油膜阻尼器的油膜阻尼系数。通过改变油膜宽度和油膜间隙, 研究不同挤压油膜阻尼器参数对油膜阻尼的影响。研究表明, 随着油膜宽度的线性增大, 油膜阻尼呈现非线性增大的趋势。可以通过增大油膜宽度和油膜阻尼, 来提高阻尼器的减振性能。随着油膜间隙的线性增大, 油膜阻尼呈现非线性减小的趋势, 减振性能下降。

关键词: 挤压油膜阻尼器; 油膜阻尼; 机械阻抗法; 双向激励

中图分类号: V231.96

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2016.15.005

Damping Coefficient Identification and Analysis for Squeeze Film Dampers

Zhou Hailun¹ Feng Guoquan² Zhang Ming¹ Ai Yanting¹

1. Liaoning Key Laboratory of Advanced Test Technology for Aerospace Propulsion System, Shenyang Aerospace University, Shenyang, 110136

2. Shenyang Engine Design and Research Institute, Aviation Industry Corporation of China, Shenyang, 110015

Abstract: In order to identify damping coefficients of SFD, the experimental tests were researched. Firstly, the bidirection excitation rig was excited by signal generator and power amplifier. Then the excitation and response data were obtained by impedance head. Lastly, damping coefficients of SFD were obtained by the least squares fit based on the principles of mechanical impedance. The influence of SFD parameters on damping coefficients was researched by changing oil width and clearance. The experimental tests show that the oil damping presents a trend of nonlinear increase with the increase of oil width. Oil damping can be increased by increasing the oil width, then the damping performance of the damper is improved. With the increase of the oil film gap, oil damping presents a trend of nonlinear decrease, and damping performance is declined.

Key words: squeeze film damper(SFD); oil damping; mechanical impedance; bidirection excitation

0 引言

在航空发动机中, 挤压油膜阻尼器(squeeze film damper, SFD)置于滚动轴承与轴承座之间, 它已被证明能有效地抑制和隔离转子振动^[1]。然而有关 SFD 的一些机理至今仍不十分清楚, 有待于进一步研究。目前实际设计 SFD 的方法是采用经验、理论和试验结合的试凑法。合理选择阻尼器的各项设计参数, 是使阻尼器在工作过程中发挥良好减振作用的关键环节, 而阻尼器的动力特性实验研究对阻尼器的设计有着很重要的指导作用^[2]。

黄太平等^[3]利用双向激励实验器结合导纳圆法进行了 SFD 等效阻尼的测试。李舜酩等^[2]利

用双向激励实验器对位移导纳的幅频特性进行了分析, 但并未讨论相应的刚度和阻尼系数。文献[4-6]采用脉冲激励法结合对数衰减率, 进行了 SFD 油膜阻尼的测试。马艳红等^[7]从理论上分析了一种带有金属橡胶外环的自适应挤压油膜阻尼器的油膜阻尼, 认为在过临界时该阻尼器能比传统挤压油膜阻尼器产生更大的阻尼, 但是关于该阻尼器阻尼测试的研究鲜有报道。周海仑等^[8]借助于转子系统以及单自由度系统的幅频响应特性, 进行了浮环式挤压油膜阻尼器的减振机理研究, 然而对于直接影响该阻尼器减振效果的油膜阻尼并没有进行相关的实验测试。在国外, Siew 等^[9]利用双向激励实验器进行了中间供油型 SFD 动力特性的研究。文献[10-14]利用水平放置的双向激励实验器, 借助于机械阻抗法进行了 SFD 油膜阻尼系数等动力学特性系数的测试, 研究了 SFD 结构参数对减振性能的影响, 为了模拟

收稿日期: 2016-01-20

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51505300); 航空科学基金资助项目(2014ZB54008); 辽宁省自然科学基金资助项目(2015020126)

重力产生的静偏心,通过施加静载荷的方式来实
现,然而芯棒的振动必然会对静载荷的施加产生
影响。与国外基于机械阻抗的测试方法相比,国
内基于导纳圆或脉冲激励进行油膜动力学特性系
数的测试方法,没有考虑到轴颈进动速度以及动
偏心对 SFD 动力学特性的影响。因此,本文基于
机械阻抗法,利用垂直放置的双向激励实验器进
行 SFD 油膜阻尼系数的实验测试研究,为 SFD
和改进型 SFD 减振机理的研究以及 SFD 的使用
和设计提供参考,其中由于发动机转子重量使轴
颈产生的静载荷,可以通过改变双向激励实验器
芯棒质量和弹性支承的刚度来实现,从而更加真
实地模拟 SFD 的工况。一般情况下,SFD 的油膜
刚度远小于弹性支承的刚度,因此,本文暂不对
SFD 的油膜刚度特性进行讨论。

1 油膜阻尼的测试及计算

1.1 基于机械阻抗法的油膜阻尼测试^[15-17]

弹性支承与 SFD 组成的转子支承系统,在相
互垂直的方向上受到外部激励时,支承系统的运
动方程为

$$\left. \begin{aligned} M_h \ddot{x} + (C_{XX} + C_{hX}) \dot{x} + C_{XY} \dot{y} + \\ (K_{XX} + K_{hX})x + K_{XY}y = f_X \\ M_h \ddot{y} + (C_{YY} + C_{hY}) \dot{y} + C_{YX} \dot{x} + \\ (K_{YY} + K_{hY})y + K_{YX}x = f_Y \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中, f_i 为外部激励力量, $i = X, Y$; M_h 为测试零件的质
量; K_{hi}, C_{hi} 分别为弹性支承刚度和阻尼系数, $i = X, Y$;
 K_{ij}, C_{ij} 分别为油膜刚度和阻尼系数, $i, j = X, Y$ 。

由于油膜的质量很小,故不考虑油膜的惯性
力系数。测试系统的刚度系数 K_{hi} 和阻尼系数
 C_{hi} 是在无供油条件下测得的。

实验过程中使用信号发生器产生两个独立且
相位差为 90° 的正弦信号,并在系统相互垂直的
两个方向上产生激励。由于获得的信号为时域信
号,处理起来范围有限,而且结果不准确,故需要
将获得的时域信号通过傅里叶变换转变为频域信
号,从而使数据处理更加方便。经过离散傅里叶
变换后系统的运动方程可以写成:

$$\left. \begin{aligned} -M_h \omega^2 X_1 + (C_{XX} + C_{hX})i\omega X_1 + C_{XY}i\omega Y_1 + \\ (K_{XX} + K_{hX})X_1 + K_{XY}Y_1 = F_{X_1} \\ -M_h \omega^2 Y_1 + (C_{YY} + C_{hY})i\omega Y_1 + C_{YX}i\omega X_1 + \\ (K_{YY} + K_{hY})Y_1 + K_{YX}X_1 = F_{Y_1} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

或者用矩阵的形式表示:

$$\begin{bmatrix} A & K_{XY} + i\omega C_{XY} \\ K_{YX} + i\omega C_{YX} & B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \end{bmatrix} = [F_{X_1} \ F_{Y_1}] \quad (3)$$

$$A = K_{XX} + K_{hX} - M_h \omega^2 + i\omega(C_{XX} + C_{hX})$$

$$B = K_{YY} + K_{hY} - M_h \omega^2 + i\omega(C_{YY} + C_{hY})$$

定义 $H_{ij} (i, j = X, Y)$ 为复阻抗,即

$$H_{ij} = [(K_{ij} + K_{hi}\delta_{ij}) - \omega^2 M_{hi}\delta_{ij}] + i\omega(C_{ij} + C_{hi}\delta_{ij})$$

当 $i = j = X, Y$ 时 $\delta_{ij} = 1$, 否则 $\delta_{ij} = 0$ 。

复阻抗 H 是由实部和虚部组成的,其实部和
虚部都是关于激振频率 ω 的函数。其中 H 的实
部表示动刚度, H 的虚部与系统的阻尼系数成正
比, H 的虚部和实部与激振频率的关系如图 1 所
示。根据测出的复阻抗集合和各自的频率,通过
曲线拟合复阻抗的实部和虚部,即可得到相应的
刚度和阻尼。

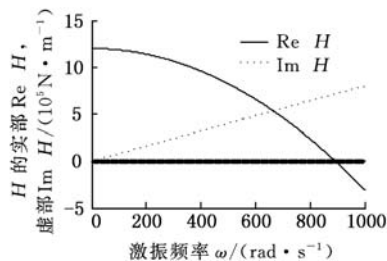


图 1 理想复阻抗实部和虚部曲线

1.2 实验设备

本实验采用双向激励实验器^[18-20],如图 2~
图 4 所示,该实验设备主要由激振器、支座、油膜
衬套、芯棒、弹性支承、SFD、传力叉、阻抗头、信号
发生器、功率放大器以及供油、回油及冷却装置等
构成。

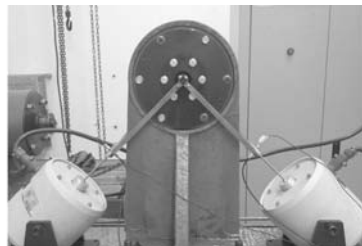


图 2 双向激励实验器实物图



图 3 供油、回油和冷却装置

1.3 油膜阻尼的计算

本文研究的 SFD 采用无端封中心周向槽供
油,如图 5 所示。油膜宽度 L 最小为 6 mm,最大
为 10 mm,油膜内直径 D 为 43 mm,由此可得
 $0.1395 < L/D < 0.2326$ 。油膜的长径比小于
0.25,而且两端没有密封,因此,在进行油膜阻尼

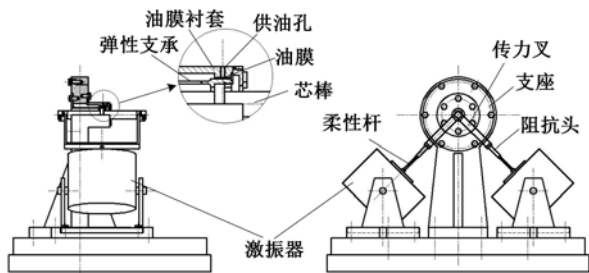


图4 双向激励实验器结构示意图

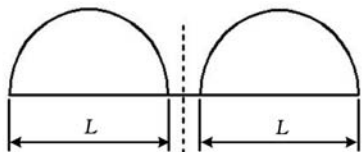


图5 无端封中心周向槽供油

计算时采用短轴承假设。文献[21]指出,对于SFD的周向边界,采用半 Sommerfeld 边界条件时油膜力的计算结果与实验结果接近,所以本文采用半 Sommerfeld 边界条件。基于短轴承近似理论和半 Sommerfeld 边界条件,可得 SFD 的等效油膜阻尼^[22]:

$$d_0 = \frac{\mu RL^3}{\delta^3} \left[\frac{\pi}{2(1-\epsilon^2)^{3/2}} \right] \quad (4)$$

式中, μ 为滑油的动力黏度; R 为油膜半径; δ 为油膜间隙; ϵ 为轴颈的偏心率,表示轴颈的偏心距与油膜间隙之比。

2 油膜阻尼测试及误差分析

为了进行 SFD 油膜阻尼测试研究以及 SFD 参数对油膜阻尼影响的研究,加工了不同油膜宽度(L 分别为 6 mm,7 mm,8 mm,9 mm,10 mm)和不同油膜间隙(δ 分别为 0.1 mm,0.15 mm,0.2 mm,0.25 mm,0.3 mm)的油膜衬套,如图 6 所示。其中,水平放置的是不同油膜间隙的衬套,竖直放置的是不同油膜宽度的衬套。在进行 SFD 油膜阻尼的测试时,施加的激振力保证芯棒做半径为 0.01 mm 的圆进动。

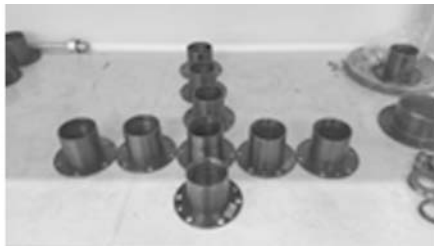
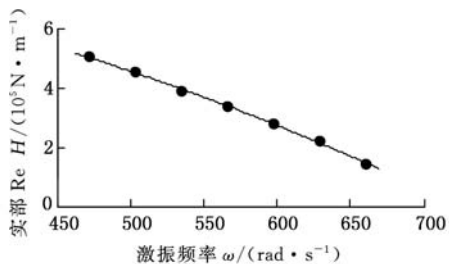


图6 实验选用油套实物图

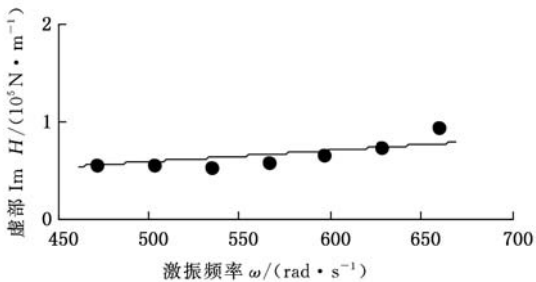
首先,双向激励实验器安装油膜间隙 δ 为 0.2 mm,宽度 L 分别为 6 mm,7 mm,8 mm,9 mm,10 mm 的油膜衬套。信号发生器可以产生相同频率且相位差为 90° 的两路正弦信号,经过功率放大器驱动激振器;激振器通过柔性杆、阻

抗头及传力叉连接到芯棒上。通过控制信号发生器的输出信号的频率和功率放大器的功率,分别控制试验过程中的激振频率和激振力的大小;柔性杆为激振器与试件之间的一细长金属杆,由于柔性杆具有较高的纵向刚度和相当低的横向刚度,它可以有效地将激振力沿杆的方向传递给试件,而且能大大消除横向作用力的影响,提高精度。

基于机械阻抗原理,利用最小二乘法分别拟合出 X 和 Y 方向激振频率与复阻抗的实部及虚部的关系曲线,从而得到油膜的动力特性系数。图 7~图 11 所示为 X 方向的拟合曲线, Y 方向具有相似的拟合曲线所以不再列出。

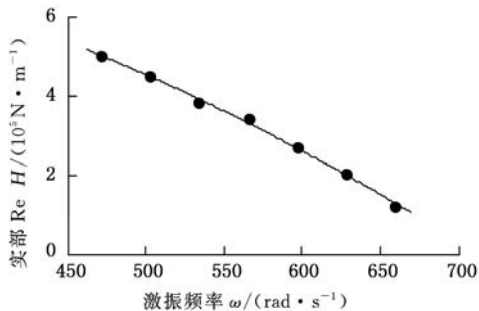


(a)实部与频率的关系

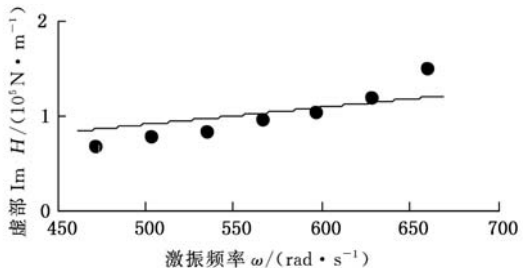


(b)虚部与频率的关系

图7 $L=6 \text{ mm}$ 时测量结果

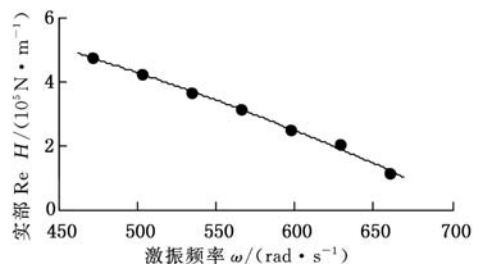


(a)实部与频率的关系

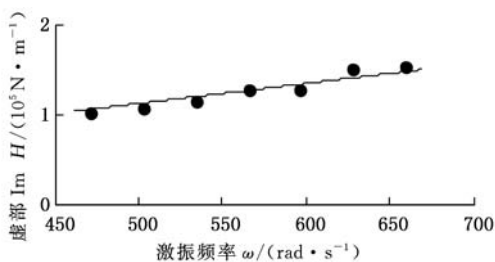


(b)虚部与频率的关系

图8 $L=7 \text{ mm}$ 时测量结果

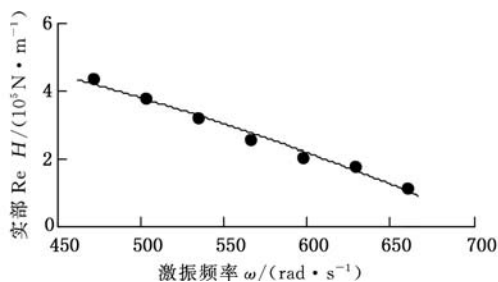


(a) 实部与频率的关系

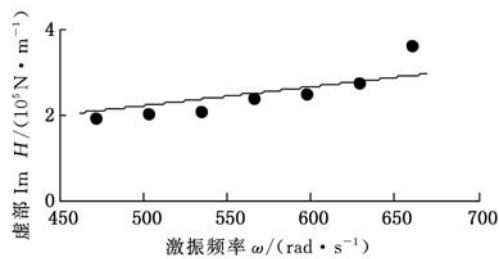


(b) 虚部与频率的关系

图 9 $L=8\text{ mm}$ 时测量结果

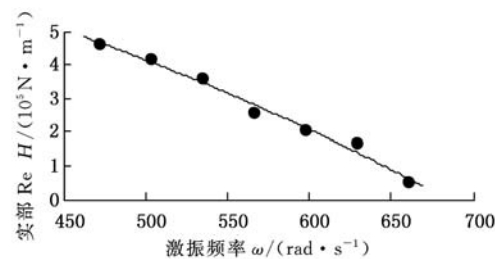


(a) 实部与频率的关系

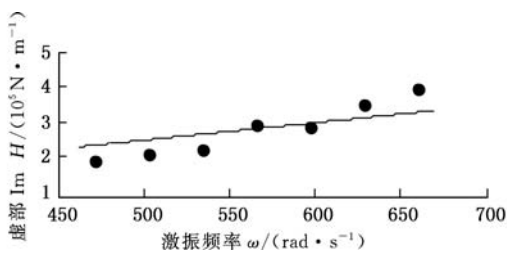


(b) 虚部与频率的关系

图 10 $L=9\text{ mm}$ 时测量结果



(a) 实部与频率的关系



(b) 虚部与频率的关系

图 11 $L=10\text{ mm}$ 时测量结果

通过对不同油膜宽度的 SFD 进行测试,利用最小二乘法可以拟合得到不同油膜宽度对应的油膜阻尼,油膜宽度和油膜阻尼的关系如图 12 所示。图中 C_x 表示 X 方向的阻尼, C_y 表示 Y 方向的阻尼, C 表示利用式 (4) 计算得到的等效阻尼。从图 12 中可以看出,油膜阻尼的测试结果和理论计算结果随油膜宽度变化的趋势是一致的。随着油膜宽度的线性增大,油膜阻尼呈非线性增大,减振性能得到提高。由此可知,在空间允许的情况下,通过增大油膜宽度提高 SFD 的减振性能,是一条重要途径。但是,理论值和实验值之间存在一定的差异,这可能主要是由于实际的油膜并不完全满足短轴承和半油膜边界条件,实验与理论值之间的差异也说明了进行实验测试 SFD 油膜阻尼的重要性。

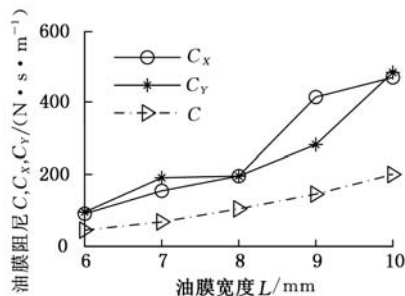


图 12 油膜宽度与阻尼关系曲线

相似地,双向激励实验器在安装不同油膜间隙的 SFD 时,可以测试得到相应的油膜阻尼。安装宽度 $L=9\text{ mm}$,油膜间隙 δ 分别为 0.1 mm , 0.15 mm , 0.2 mm , 0.25 mm , 0.3 mm 的油套,测试结果如图 13 所示。可以看出,在较大的油膜间隙情况下,计算值与实验值的变化趋势是一致的。随着油膜间隙的线性增大,油膜阻尼呈现非线性减小的趋势。

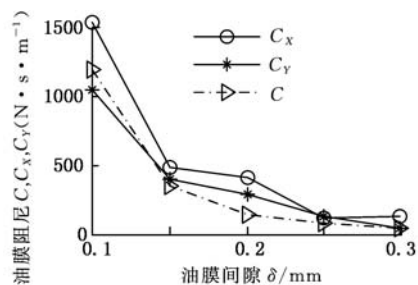


图 13 油膜间隙与阻尼关系曲线

3 结语

随着油膜宽度的线性增大,油膜阻尼呈现非线性增大的趋势。由此可知,在空间允许的情况下,可以通过增大油膜宽度和油膜阻尼来提高 SFD 的减振性能。随着油膜间隙的线性增大,油

膜阻尼呈现非线性减小的趋势,减振性能下降。但是在油膜间隙较小的情况下,方向相互垂直的油膜阻尼呈现明显的非对称性,其对加工的要求较高。

参考文献:

[1] Luis S A. Force Coefficients for a Large Clearance Open Ends Squeeze Film Damper with a Central Feed Groove: Experiments and Predictions[J]. Tribology International, 2014, 71(1): 17-25.

[2] 李舜酩, 陈钊, 李彦. 一种挤压油膜阻尼器的动力特性分析[J]. 振动与冲击, 2009, 28(5): 44-48. Li Shunming, Chen Zhao, Li Yan. Dynamic Characteristics Analysis on Squeeze Film Damper [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(5): 44-48.

[3] 黄太平, 田淑芳. 弹性阻尼支承动态特性分析与试验[J]. 南京航空航天大学学报, 1983, 15(3): 22-36. Huang Taiping, Tian Shufang. Techniques for the Dynamic Test of the Flexible Damped Supports[J]. Journal of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 1983, 15(3): 22-36.

[4] 王震林. 涡轴发动机挤压油膜阻尼器阻尼特性数值与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013.

[5] 徐宁, 王旭, 张敏, 等. 船用燃气轮机挤压油膜阻尼器阻尼特性试验研究[J]. 热能动力工程, 2012, 27(1): 13-17. Xu Ning, Wang Xu, Zhang Min, et al. Experimental Investigation into Dynamic Behaviors of Squeeze Film Damper of Rotor Support System in Marine Gas Turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2012, 27(1): 13-17.

[6] 徐宁. 舰船燃气轮机转子支撑系统动力学特性研究[D]. 北京: 中国舰船研究院, 2012.

[7] 马艳红, 洪杰, 赵福安. 自适应挤压油膜阻尼器减振机理研究[J]. 北京航空航天大学学报, 2003, 29(2): 173-177. Ma Yanhong, Hong Jie, Zhao Fuan. Vibration Attenuation Mechanism Investigation of an Adaptive Squeeze Film Damper [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2003, 29(2): 173-177.

[8] 周海仑, 冯国全, 罗贵火, 等. 浮环式挤压油膜阻尼器的减振机理分析[J]. 航空动力学报, 2015, 30(04): 966-971. Zhou Hailun, Feng Guoquan, Luo Guihuo, et al. Research on Damping Mechanism of Floating Ring Squeeze Film Damper[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 29(2): 173-177.

[9] Siew C, Hill M, Holmes R. Evaluation of Various Fluid-film Models for Use in the Analysis of Squeeze Film Dampers with a Central Groove[J]. Tribology International, 2002, 35(8): 533-547.

[10] Luis S A, Jeung S-H. Experimental Performance of an Open Ends, Centrally Grooved, Squeeze Film Damper Operating with Large Amplitude Orbital Motions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2015, 137(3): 1-9.

[11] Luis S A, Seshagiri S. Damping and Inertia Coefficients for Two End Sealed Squeeze Film Dampers with a Central Groove: Measurements and Predictions[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2013, 135(11): 112503-112503-9.

[12] Luis S A. Damping and Inertia Coefficients for Two Open Ends Squeeze Film Dampers with a Central Groove: Measurements and Predictions [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(10): 769-778.

[13] Jeung S-H, Luis S A, Bradley G. Forced Coefficients for a Short Length, Open Ends Squeeze Film Damper with End Grooves; Experiments and Predictions [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2016, 138(2): 022501-022501-11.

[14] Luis S A, Jeung S H. Orbit-model Force Coefficients for Fluid Film Bearings: A Step beyond Linearization[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2016, 138(2) : 022502-022502-11.

[15] Luis S A, Delgado A. Squeeze Film Damper with a Mechanical End Seal: Experimental Force Coefficients Derived from Circular Centered Orbits[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines & Power, 2008, 130(4): 635-644.

[16] Luis S A, Delgado A. Identification of Force Coefficients in a Squeeze Film Damper with a Mechanical End Seal—Part I: Unidirectional Load Tests[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2007, 129(3): 858-864.

[17] Luis S A, Delgado A. Identification of Force Coefficients in a Squeeze Film Damper with a Mechanical End Seal-centered Circular Orbit Tests [J]. Journal of Tribology, 2007, 129(3): 660-668.

[18] 周海仑. 含浮环式挤压油膜阻尼器的转子系统动力特性分析[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.

[19] Zhou H L, Luo G H, Chen G, et al. Two Dynamic Models of Dual Clearance Squeeze Film Damper and Their Verification[J]. Tribology International, 2013, 66(7): 187-193.

柔性臂杆、柔性关节空间机械臂 T-S 模糊 轨迹跟踪及双柔振动并行综合控制

洪昭斌¹ 陈力² 李文望¹

1. 厦门理工学院, 厦门, 361024 2. 福州大学, 福州, 350108

摘要:针对存在参数不确定和外界干扰的柔性臂杆、柔性关节空间机械臂追踪期望运动的问题,设计了基于 T-S 模糊模型的滑模鲁棒控制方案和双柔性振动并行控制方案。首先,设计了关节柔性补偿器以提高系统的等效关节刚度。其次,利用反馈线性化技术建立了系统追踪期望轨迹的误差动力学方程,通过对系统 Lyapunov 稳定性证明来选择滑模控制参数;简化并改进 T-S 模糊推理规则,提出了模糊滑模鲁棒控制方法,可解决滑模控制的抖振问题并具有计算量少、控制力矩小的优点。再次,提出了柔性臂杆振动模态的直接反馈控制方案,解决了双柔性并行综合控制的问题。最后,运用逐步仿真的方法,对比仿真结果,证实了所设计轨迹跟踪、双柔性并行综合控制方案的有效性和稳定性。

关键词:空间机械臂;柔性臂杆-柔性关节;参数不确定;T-S 模糊滑模控制;双柔性并行控制

中图分类号: TP241

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2016.15.006

T-S Fuzzy Trajectory Tracking and Double-flexible Parallel Control of Flexible-link Flexible-joint Space Manipulator

Hong Zhaobin¹ Chen Li² Li Wenwang¹

1.Xiamen University of Technology, Xiamen, Fujian, 361024

2.Fuzhou University, Fuzhou, 350108

Abstract: Aimed at the problems of flexible-link flexible-joint space manipulator with parameter uncertainties and external disturbances to track the desired motion, the T-S fuzzy control and double-flexible vibration parallel control were proposed. Firstly, a joint flexibility compensation controller was introduced to improve the equivalent stiffness of each joint. Secondly, the error dynamic equations were obtained based on feedback linearization in the trajectory tracking procedure, and control parameters of fuzzy control was selected by Lyapunov stability theory. Subsequently, the fuzzy sliding mode control was improved with simple T-S fuzzy rules. The great advantage of proposed control is free of undesirable chattering phenomenon in sliding mode control and light burden of computations. Then, the double-flexible parallel control was presented to suppress the vibration of flexible links. Finally, the simulation results on a space manipulator demonstrate the validity of the proposed control scheme.

Key words: space manipulator; flexible-link flexible-joint; parameter uncertainty; T-S fuzzy sliding mode control; double-flexible parallel control

0 引言

空间机器人^[1-3]可代替宇航员进行太空试验、探测、操作等活动,对空间机器人进行动力学分析、

控制等研究是各国太空计划的重点领域。为了减小空间机器人的质量,其机械臂杆件大多设计为轻质的细长柔性杆^[4-6],这样的柔性杆通常具有较大的尺寸并产生低频的大幅值柔性振动,系统刚柔耦合效应严重。同时,在使用电机驱动机械臂杆时,由于制造技术、齿轮及减速器的弹性等原因,驱动

收稿日期:2015-10-10

基金项目:福建省自然科学基金项目(2013J05021);福建省科技计划重大重点项目(2012H0041);福建省教育厅 A 类项目(JA15382)

[20] 强健. 带浮环的挤压油膜阻尼器特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学, 2011.

[21] 闻邦椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学[M]. 北京:机械工业出版社, 2000.

[22] 顾家柳, 丁奎元, 刘启洲, 等. 转子动力学[M]. 北京:国防工业出版社, 1985.

作者简介:周海仑,男,1983年生。沈阳航空航天大学航空航天工程学部副教授、博士。主要研究方向为挤压油膜阻尼器、转子动力学和航空发动机整机振动。冯国全,男,1967年生。中国航空工业集团公司沈阳发动机设计研究所研究员。张明,男,1991年生。沈阳航空航天大学航空航天工程学部硕士研究生。艾延廷,男,1963年生。沈阳航空航天大学航空航天工程学部教授。

(编辑 陈勇)