

带弹性阻尼支承的转子系统 丢失叶片瞬态响应试验研究

北京航空航天大学 李其汉* 赵福安 张世平

【摘要】 本文对带弹性阻尼支承的转子系统由于丢失叶片产生的瞬态响应给出了系统的实验研究结果。进行了不同转速和不同挤压油膜阻尼器 (SFD) 油膜间隙情况下转子上施加不同的突加不平衡量的实验。在阻尼器处由极限圆表征的不稳定门限值可以确定; 全面地观察到转子系统由于非线性引起的一些特殊现象, 如“锁死”、双稳态跳跃和亚协调进动等。分析了 SFD 抑制转子系统不稳定的有效性和能力。

一、前言

随着燃气涡轮发动机向更轻、更高速发展, 在其转子动力学领域中, 转子系统由于叶片丢失产生的瞬态动力响应问题的研究则愈益重要。现代燃气涡轮发动机的转子系统一般均带有弹性 SFD 支承, 而 SFD 可能出现高度非线性特性, 除了弹支刚度和 SFD 参数选择外, 主要取决于转子的不平衡量大小, 特别是由于叶片丢失引起的突加不平衡量。叶片丢失产生的大不平衡可能使 SFD 工作在大的偏心比 ($\epsilon > 0.4$) 和大的传递载荷状态。前者可能导致叶片和机匣的碰摩; 后者可能引起轴承和支承结构的失效, 甚至引起发动机其余部分的损伤。因此, 在弹性 SFD 设计时, 除了稳态不平衡响应外, 还应该预测带弹性 SFD 转子支承系统由于叶片丢失引起的瞬态动力响应。

本文针对一带弹性阻尼支承的简单转子系统从实验方面对叶片丢失引起的瞬态动力响应进行了较系统的研究, 进行了确定转速和不同 SFD 油膜间隙情况下, 转子上施加不同的突加不平衡量的实验。证实了由大的转子振幅和/或在阻尼器处的极限圆表征的不稳定门限值的存在; 分析了 SFD 抑制不稳定的有效性和能力。同时, 还进行了在不同转速, 如亚临界、超临界以及发生非协调进动的速度区, 在确定的弹性阻尼支承参数情况下, 转子上施加不同的突加不平衡量的实验。得到了一些典型的瞬态轨迹和对应的谱图, 首次较全面地观察到转子系统由于非线性引起的“锁死”(Lock up)、双稳态跳跃和亚协调进动等特性, 这些对带弹支 SFD 的设计具有重要意义。

二、试验器和测试

模型转子带一单盘, 一端支承具有同心型 SFD, 另一端是刚性支承。转子由电动机通过增速器驱动, 最高转速达 30000r/min。鼠笼式弹性支承作为 SFD 轴承的轴颈, 刚度为 2300kgf/

cm, 外径为 180mm; 挤压油膜阻尼器是简单环形结构, 中间有 4mm 的油槽, 无端封。阻尼器环内径可在 180.35 ~ 180.65mm 范围内变化。阻尼器供油系统选择供油压力为 0.1MPa, 动力粘度为 0.0217Pa·s, 试验时的油温为 25℃。模型转子特殊地设计以允许在需要的速度下从盘上可以释放模拟叶片, 高速释放的叶片由专门的机匣包容。图 1 所示是具有局部横截面减少的甩块 (模拟叶片), 他们可在预计的转速下断掉。

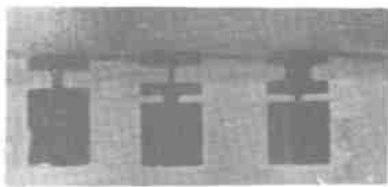


图 1 模拟叶片甩块

在 SFD 轴颈处的位移和轴心轨迹由水平方向和垂直方向安装在轴承座上的两个涡流传感器测量。另有一个涡流传感器监测转子的转速。上述全部信号通过放大并由磁带机记录, 由信号分析仪进行信号处理; 位移和轨迹信号由双线示波器在线监视。

三、试验结果和分析

根据经验, 对于实际带弹性阻尼支承的航空燃气轮机转子系统的动力响应, 其主要影响且容易控制的因素是弹性支承的刚度和阻尼器的油膜径向间隙。其它因素, 如供油压力、滑油粘度、阻尼器承载长度等, 或者在一定范围内不影响响应特性, 或者实际上不便于造成大的变化。所以, 试验时, 除油膜间隙外, 阻尼器的其它参数保持不变。同时, 为简单地揭示规律, 保持了弹性支承刚度不变, 从而使转子系统的第一阶临界速度保持在 3000r/min 左右。试验时, 转子系统的初始不平衡量为 5gcm, 与释去不平衡质量的方向相反。

试验包括两部分。第一部分, 在稳态转速为 4200r/min 时突加不平衡 (释去模拟叶片时的转速与转子第一阶临界转速之比 $\delta = 1.4$), 考察不同阻尼器油膜间隙在不同的突加不平衡量情况下, 转子系统的瞬态响应特性。图 2a ~ 2e 示出从稳态到模拟叶片突然释去前后的响应轨迹图。此时, 阻尼器半径间隙 $C = 0.25\text{mm}$ (间隙半径比 $C/R = 0.278\%$, 对应的无量纲轴承参数 $B = \mu RL / m \omega_c^3 = 0.40$ 。式中, μ 为滑油动力粘度, R 为阻尼器轴颈半径, L 为阻尼器承载长度, m 为转子系统简化到弹性阻尼支承处的质量, ω_c 为系统的一阶临界转速); 突加不平衡量分别为 514、400、340、240 和 200gcm (对应的无量纲质量偏心率 U 分别为 0.47、0.36、0.31、0.22 和 0.18, $U = u / m_c$, 式中 u 为分配到弹性阻尼支承处的不平衡量)。

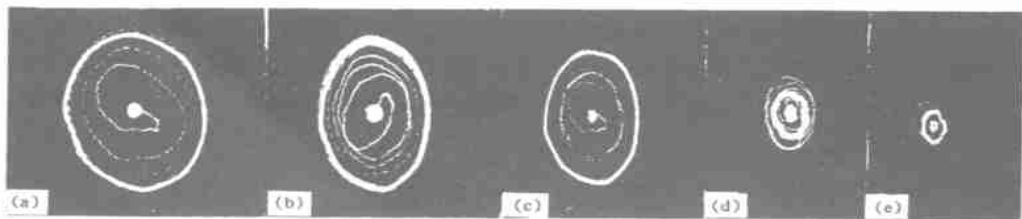


图 2 瞬态阻尼器轴颈轨迹

由图 2a ~ 2c 可以看出, 当突加不平衡较大时, 转子系统即会出现失稳现象, 该现象由阻尼器处形成大幅值极限圆所表征。此时, 圆轨迹的偏心比 (e/c) 已分别为 0.85、0.8 和 0.7, 说明存在着不稳定门限值。对于带常规的 SFD 转子系统, 当偏心比大于 0.4 时, 阻尼器轴承的径向刚度较切向阻尼增加快得多, 转子系统呈高度非线性, 从而导致系统失稳并形成大偏心比的极限圆。这种情况, 阻尼器通常严重超载, 外传载荷很大。由图 2d 和 2e 可以看到, 当

突加不平衡较小时, 经过短暂的突加不平衡瞬态后又形成了新的稳定状态, 此时圆轨迹分别为 0.3 和 0.2 的偏心比。这充分表明, 正确地设计挤压油膜阻尼器对抑制由于叶片突然丢失引起的转子系统的失稳是有效的。

图 3a 和 3b 示出阻尼器半径间隙为 0.175mm ($C/R = 0.149\%$, 对应的 $B = 1.17$)、突加不平衡量分别为 300gcm 和 240gcm (对应的 U 分别为 0.39 和 0.32) 情况下的响应轨迹图。图 3c 和 3d 表示阻尼器半径间隙为 0.325 ($C/R = 0.36\%$, 对应的 $B = 0.18$)、突加不平衡量分别为 514gcm 和 400gcm (对应的 U 分别为 0.36 和 0.28) 情况下的响应轨迹图。由图同样可以清楚地看到, 由阻尼器位置处的极限圆所表征的转子系统失稳现象在突加不平衡量足够大时是存在的。分析图 2 和图 3 的轨迹图可知, 转子系统的不稳定门限主要取决于瞬态突加不平衡量和阻尼器油膜间隙。较大的阻尼器油膜间隙可以适应和允许较大的突加不平衡量。

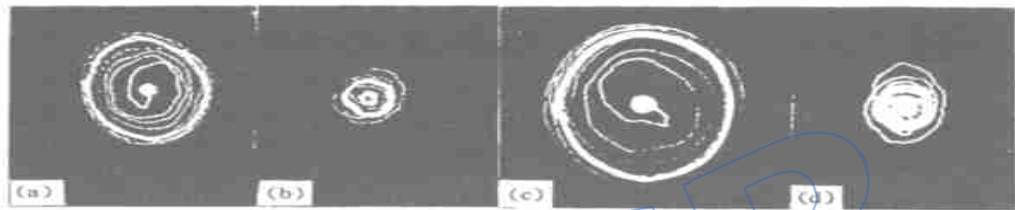


图 3 瞬态阻尼器轴颈轨迹

试验的第二部分是考察在亚临界速度、临界速度以及超过 1 阶临界速度 2 倍以上的速度区, 由于突加不平衡所引起的转子系统的瞬态响应。典型的响应轨迹图示于 4a、4b、5a、5b、6a 和 6b。图 4a 和 5a 表示从稳态到突加不平衡分别发生在 2500r/min ($\delta = 0.83$) 和临界速度 3000r/min ($\delta = 1.0$) 时的响应轨迹。在这之后, 转子继续加速, 图 4b 和 5b 分别表示 4300r/min ($\delta = 1.43$) 和 5400r/min ($\delta = 1.80$) 时的响应轨迹。对于图 4, 其 SFD 半径间隙为 0.175mm ($C/R = 0.149\%$, $B = 1.17$), 突加不平衡量取为 514gcm ($U = 0.68$); 对于图 5, 其 SFD 半径间隙为 0.25mm ($C/R = 0.278\%$, $B = 0.4$), 突加不平衡量取为 200gcm ($U = 0.18$)。由图 5a 和 5b 可以看到, 突加不平衡瞬态响应后首先形成新的稳态轨迹, 然后随着转速增加轨迹向外发展而产生极限偏心轨迹。这意味着转子已通不过其 1 阶临界速度而出现所谓锁死现象。由图 5a 和 5b 可以看出, 突加不平衡瞬态响应后也是首先形成新的稳态轨迹, 然后随着转速增加轨迹加大, 最后在转子转速 5400r/min 时发生非线性跳跃现象。

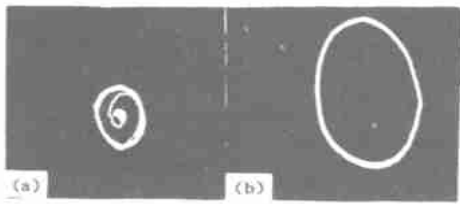


图 4 锁死现象

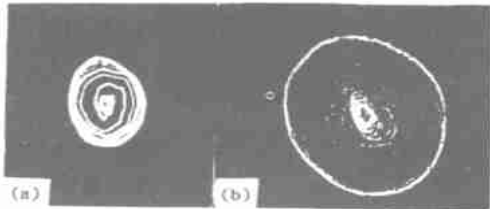


图 5 双稳态跳跃

图 6a 表示在 8000r/min ($\delta = 2.67$) 时突加不平衡产生的响应轨迹。对应的时域波形图和频谱分析图示于图 6b。此时, SFD 半径间隙选择为 0.175mm ($C/R = 0.149\%$, $B = 1.17$), 突加不平衡量取为 300gcm ($U = 0.39$)。由图可以清晰地看到以半频进动为特征的非同步响应

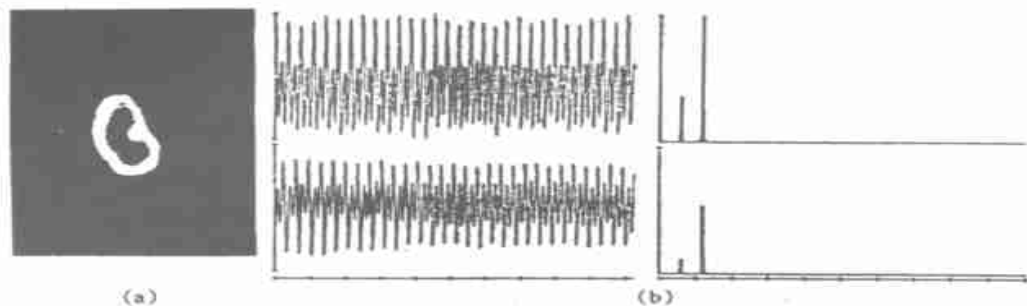


图 6 阻尼器轴颈轨迹、时域和频域 (稳定半频进动)

被激起。进一步考察示于图 7 和图 8 的典型轨迹图和对应的时域波形图及频谱图, 可以看到, 当转子突加不平衡较大且工作在超临界速度, 特别是超过 1 阶临界速度的 2 倍以上时, 其稳态或瞬态响应明显具有后行或前进行进的 $1/2$ 阶或 $2/3$ 阶等亚谐分量。上述现象均突出地反映了转子系统所出现的非线性特征。亚协调响应有时反映了系统的不稳定性。无论是稳定的亚协调响应或不稳定的亚协调响应均是弹性阻尼支承设计所不希望的。其结果均易因转轴受交变应力作用而导致疲劳破坏。

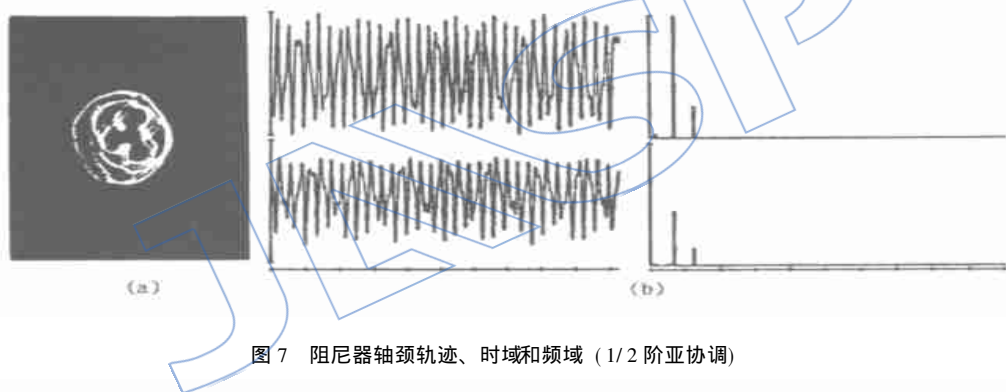


图 7 阻尼器轴颈轨迹、时域和频域 ($1/2$ 阶亚协调)

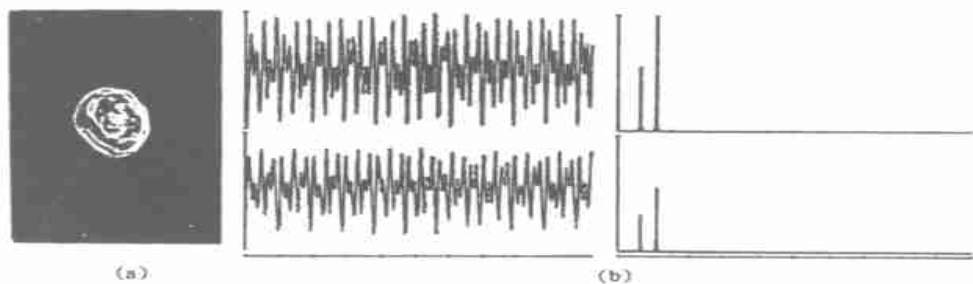


图 8 阻尼器轴颈轨迹、时域和频域 ($2/3$ 阶亚协调)

全部模拟叶片丢失瞬态响应试验的主要结果总结于表 1 中。

表 1 主要的实验结果

阻尼器间隙半径比 C/ R	空加不平衡 质量偏心率 U	突加不平衡时的转速 (r/ min)				突加不平衡后的转速 (r/ min)		
		2500	3000	4200	8000	> 4300	5400	> 6400
0. 149%	0. 32			稳定				非协调
	0. 39			不稳定				
	0. 68	稳定				锁死		
	0. 39				非协调			
	0. 26		稳定				跳跃	
0. 278%	0. 18			稳定				非协调
	0. 22			稳定				非协调
	0. 31			不稳定				
	0. 36			不稳定				
	0. 47			不稳定				
0. 36%	0. 24			稳定				非协调
	0. 28			稳定				非协调
	0. 36			不稳定				

结论 模拟叶片丢失的瞬态试验的模型转子试验器证明是适用的。所得到轨迹图和时域波形图及频谱图首次通过实验较全面地揭示了带弹性阻尼支承的转子系统在突加不平衡前后的瞬态响应的复杂过程。由本文可得到以下结论: (1) 将正确设计的弹性阻尼支承引入转子支承系统中, 对于抑制由于叶片丢失引起的转子系统失稳是有效的; (2) 在阻尼器处由极限圆表征的转子系统失稳现象是可能发生的。抑制不稳定的能力主要取决于阻尼器参数和不平衡量。阻尼器最重要的参数是油膜间隙。油膜间隙越大, 所允许的不平衡量越大 (当然, 间隙增加将存在一个失去阻尼作用的上限); (3) 如果转子的不平衡量太大, SFD 的有效性将失去而转子系统可能失稳。有时, 幅值响应可能出现锁死或双稳态跳跃现象, 它们一般发生在 $\delta < 2$ 的速度区; 有时, 幅值响应形成由亚协调进动表征的非线性特征, 它们通常发生在 $\delta > 2$ 的速度区。

参 考 文 献

[1] Botman M. and Sharma R. K., "Experiments on the Transient Response of Oil Film Dampers", J. of Engr. for Power, ASME, Vol. 100, 1976.

[2] Li Qihan and Hamilton J. F., "Investigation of the Transient Response of a Dual Rotor with Intershaft Squeeze Film Damper", J. of Engr. for Gas Turbine and Power, ASME, Oct. 1986.

[3] Parke W. H., et al., "Supercritical Shafting for Advanced Model 250-C34 Engine", AIAA paper, 1984.

[4] Sakata M., et al., "Transient Vibration of Bladed Flexible Rotor Due to Sudden Imbalance", Proc. of the 1987 ASME Design Technology Conf. Massachusetts, 1987.

[5] 付才高、李希凡, "柔性转子—挤压油膜阻尼器系统突加不平衡响应试验研究", 航空动力学报, 第4卷第1期, 1989.

SPECIAL COLUMN

AEROENGINE STRUCTURAL INTEGRITY

EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON BLADE LOSS TRANSIENT RESPONSE OF ROTOR WITH FLEXIBLE DAMPED SUPPORT

Li Qihan, Zhao Fuan, Zhang Shiping

(*Beijing University of Aeronautics & Astronautics, Beijing* 100083)

ABSTRACT

A rotor system with flexible damped support has been investigated experimentally under the conditions of simulated blade loss. Some results of the transient response dynamics are presented. Experiments under different sudden unbalances applied to the rotor system with various Squeeze Film Damper (SFD) film clearances were performed at different rotational speeds. The instability conditions characterized by limiting circle orbits for large amplitude at damper location can be determined, and some particular phenomena caused by nonlinearity of the rotor system such as lock up, bistable jump and subharmonic etc. have been observed. The effectiveness and the capability of SFD for suppressing instability of the rotor system are analyzed.

LIFE PREDICTION OF A MEMBER UNDER LOW-CYCLE FATIGUE-CREEP INTERACTION

Xu Linyao

(*Northwestern Polytechnical University, Xian* 710072)

ABSTRACT

A structural member model under low-cycle fatigue-creep interaction has been investigated experimentally and its life predicted with the help of several available methods. On the basis of the comparison between the experimental data and the prediction results, an approach is provided to analyze the cycle creep and influence of average stress according to difference between the properties of the material and the member. The rule of the low-cycle fatigue-creep interaction has been researched thoroughly. Finally, a better approach of life prediction is proposed.

PHASE MODULATING IN ESPI FOR VIBRATION PATTERN MEASUREMENT

Dong Benhan, Qiu Daming, Gao Penfei, Liu Lang, Liu Zhenhua, Zhang Qiong

(*Shenyang Aeroengine Research Institute, Shenyang* 110015)

ABSTRACT

The conventional method of electronic speckle pattern interferometry (ESPI) for vibration pattern measurement is to freeze reference beam. This method enables to sweep over a wide frequency range and to identify resonant modes. However, the obtained fringe contrast is not too fine. In order to enhance the visibility of