

柔性转子-非同心型挤压油膜阻尼器 系统的非协调响应分析

西北工业大学 孟 光 薛中擎

燃气涡轮研究所 祝长生 冯心海

摘 要

本文从理论计算及实验分析两方面研究了柔性转子-非同心型挤压油膜阻尼器系统的非协调稳态响应特性。讨论了转子转速、挤压油膜轴承参数、不平衡参数、质量比、外阻尼率及重力参数对系统非协调响应的影响,并利用FFT方法对系统稳态响应进行了频谱分析。

一、引 言

挤压油膜阻尼器轴承,以下简称SFDB(Squeeze Film Damper Bearing),是一种非常有效的减振阻尼器,它不仅能减小转子过临界时的峰值,而且还能抑制转子系统所产生的非协调响应^[1]。但是,挤压油膜力的高度非线性也可能引起非协调响应,从而给转子系统带来不良影响。

虽然已有一些文章探讨了转子-SFDB系统的非协调响应特性^[2,3,4],但大都是附带提到,且多限于轴承参数和不平衡参数的影响,缺乏全面深入的分析,而分析柔性转子-非同心型SFDB系统非协调响应的文章就更少了。本文试图对SFDB引起的非协调响应进行较全面、深入的分析。

二、理 论 公 式

采用文献[5]中的假条件,可推导出图1所示的转子-SFDB系统的无量纲运动方程^[6]:

$$\begin{aligned} X_D'' + \frac{2\xi}{\Omega} X_D' + \frac{1}{\Omega^2} (X_D - X_B) &= \frac{W}{\Omega^2} + U \cos \tau \\ Y_D'' + \frac{2\xi}{\Omega} Y_D' + \frac{1}{\Omega^2} (Y_D - Y_B) &= U \sin \tau \\ X_B'' + \frac{1}{2\alpha \Omega^2} (X_B - X_D) &= \frac{W}{\Omega^2} + \frac{2B}{\Omega} f_x \\ Y_B'' + \frac{1}{2\alpha \Omega^2} (Y_B - Y_D) &= \frac{2B}{\Omega} f_y \end{aligned} \quad (1)$$

(1) 式中的前两个方程表示转盘的运动, 后两个表示轴颈的运动。其中 $\tau = \omega t$, ω 为转子转速, “'”表示 $d/d\tau$ 。外阻尼率 $\zeta = C_d 2m_D \omega_c$, 转速比 $\Omega = \omega/\omega_c$, 重力参数 $w = g/c\omega_c^2$, 不平衡参数 $U = e_u/c$, 质量比 $\alpha = m_B/m_D$ 。 m_B 和 m_D 分别为集中在两端轴承站和转子中央的质量, C_d 为外阻尼系数, ω_c 为峰-峰临界转速, c 为阻尼器径向间隙。轴承参数 $B = \mu RL^3/m_B \omega_c c^3$, μ 为润滑剂粘度, R 和 L 分别为轴承半径和半承载长度。

油膜力 f_x 和 f_y 为:

$$f_x = -(X_B f_r - Y_B f_t)/(X_B^2 + Y_B^2)^{1/2}$$

$$f_y = -(X_B f_t + Y_B f_r)/(X_B^2 + Y_B^2)^{1/2}$$

计算挤压油膜力时采用短轴承、 π 油膜假设, 从而有^[5]:

$$f_r = \varepsilon_B \psi_B I_1 + \varepsilon_B' I_2$$

$$f_t = \varepsilon_B \psi_B I_3 + \varepsilon_B' I_1$$

$$\text{其中 } I_1 = \int_{\theta_1}^{\theta_1 + \pi} \frac{\sin \theta \cdot \cos \theta}{(1 + \varepsilon_B \cos \theta)^3} d\theta, \quad I_2 = \int_{\theta_1}^{\theta_1 + \pi} \frac{\cos^2 \theta}{(1 + \varepsilon_B \cos \theta)^3} d\theta,$$

$$I_3 = \int_{\theta_1}^{\theta_1 + \pi} \frac{\sin^2 \theta}{(1 + \varepsilon_B \cos \theta)^3} d\theta, \quad \theta_1 = \tan^{-1} \left(-\frac{\varepsilon_B'}{\varepsilon_B \psi_B} \right), \quad \varepsilon_B = (X_B^2 + Y_B^2)^{1/2}, \quad \tan \psi_B = \frac{Y_B}{X_B},$$

以上积分可由 Sommerfeld 变换求得。

采用四阶龙格-库塔法求解了方程 (1) 的稳态响应及其随系统参数 Ω 、 B 、 U 、 α 、 ζ 、 w 的变化规律, 由此分析了系统的非协调响应特性。还用 FFT 方法对系统稳态响应的频谱特性进行了分析, 一般情况下, 取 1024 个点。

系统的传递率可写为:

$$T = \frac{\alpha}{U} \cdot \frac{2B}{\Omega} (f_x^2 + f_y^2)^{1/2} = \frac{\alpha}{U} \cdot \frac{2B}{\Omega} (f_r^2 + f_t^2)^{1/2} \quad (4)$$

传递率在稳态响应中所取的最大值记为 T_m 。

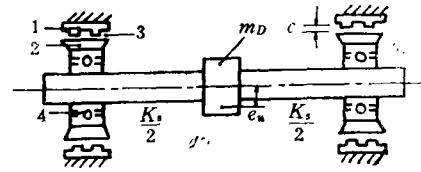


图 1 转子-SFDB系统简图

1. 挤压油膜轴承 2. 限转外环 3. 挤压油膜 4. 滚动轴承

三、计算结果分析

1. 转速对非协调响应的影响 当系统参数选取不当时, 就可能引起非协调响应, 一般是 $\frac{1}{2}$ 次亚谐波响应, 但随转速的升高, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{6}$, ……等各次亚谐波响应都可能出现。图 2 表示的是轴颈非协调轨迹随转速变化的典型情况。当转速较低时, 轴颈在间隙圆内没有充分的晃动, 挤压油膜作用不明显, 转子浮不起来, 系统达不到稳态, 且会引起很大的传递率。当转速提高时, 转子逐渐抬起, 达到稳态主谐波响应, 传递率也逐渐减小。随着转速的升高, $\frac{1}{2}$ 次亚谐波响应出现, 一般到超过一阶刚性临界后才消失, 转子重新达到协调主

谐波响应。当轴颈振幅适中时 ($0.5 < \varepsilon_B < 0.75$)，传递率和转子偏心率都不大。转速继续升高时， $\frac{1}{3}$ 亚谐波响应出现，并一直延续到二倍的刚支临界以上。随后 $\frac{1}{4}$ ， $\frac{1}{5}$ ， $\frac{1}{6}$ ，……

等各次亚谐波响应随转速升高而依次出现。可以看出，从 $\Omega = 2.0$ 到 $\Omega = 5.0$ 的很长一段转速区内，轴颈最大幅值变化很小，轨迹的外包椭圆无明显变化，即响应的主谐波分量变化很小，只是由亚谐波分量引起的内绕小椭圆从大变小（亚谐波分量加强），再由小变大（即亚谐波分量减弱），然后消失，或者向下一次亚谐波响应过渡。在这一段转速区内，传递率始终很小，转子偏心率 ε_D 的最大振幅 ε_{Dm} 变化不大，基本保持在 2.0 以下。当转速比 Ω 超过 5.0 时，响应的主、次谐波分量变化都很大，且轨迹很不规则。

从图 2 的频谱图中可看出主、次谐波的谱性质及其大小决定了轨迹的形状。我们可以恰当地选择系统参数以消除高次乃至 $\frac{1}{2}$ 次的亚谐波分量，使系统响应在整个转速区内为主谐波协调响应。

2. 轴承参数 B 的影响 适中的轴承参数 B 对抑制非协调，加强稳定性，减小转子振幅及传递率都有良好的作用。当 B 过小时 ($B < 0.1$)，非协调亚谐波响应很容易产生，且有时系统达不到稳态，转子振幅及传递率都较大。随着 B 的增加，稳定性增强，转子振幅和传递率明显减小，亚谐波分量减弱，直至消失，系统最终变为主谐波响应。但是，当 B 值过大时 ($B > 0.9$)，系统响应虽然大多为主谐波响应，但传递率和转子偏心率幅值都较大，如图 3 所示。此外，在大不平衡量时，轴承参数过大，不仅会引起很大的传递率，也可能引起亚谐波响应，这种现象实验中也出现了。因此，为了抑制非协调响应，轴承参数 B 的选取应适中。一般说来，选取 $0.2 < B < 0.4$ 较好。

3. 不平衡参数（不平衡量）U 的影响 不平衡参数 U 对系统的稳定性及非协调响应影响很大。U 越大，稳定性越差，非协调越严重。但 U 过小时，转子浮不起来，挤压作用不明显，阻尼器不能有效地工作，从而引起大的传递率。轴颈偏心率小时，转子偏心率和传递率不一定小，故不能根据轴颈偏心率的大小来衡量 SFDB 工作的好坏。为了使 SFDB 有效地工作，轴颈在间隙圆内应有足够的晃动，故 U 不能太小。另外，转子偏心率与传递率并不都是同步

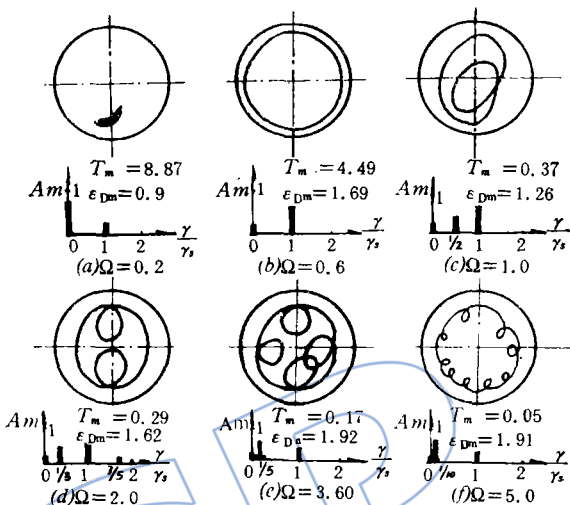
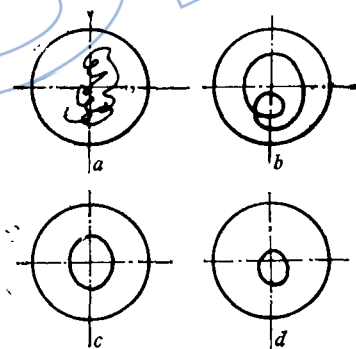


图 2 $\zeta = 0.0005, \alpha = 0.1, W = 0.05, 0.05, B = 0.1, U = 0.6$ 时轴颈轨迹随转速的变化及响应的振幅谱图， r 为响应频率， r_s 为刚支临界频率



(a) $B = 0.01$ (无稳态) (b) $B = 0.15$ (c) $B = 0.2, T_m = 0.33, \varepsilon_{Dm} = 0.68$ (d) $B = 1.0, T_m = 1.35, \varepsilon_{Dm} = 1.12$
图 3 轴承参数 B 对稳定性及非协调响应的影响
($\zeta = 0.0005, W = 0.05, \alpha = 0.2, U = 0.4, \Omega = 0.9$)

变化的,有时虽然转子偏心率较小,但传递率却很大,反之亦然。

一般情况下, U 越大, 越容易产生非协调。但存在较大的不平衡参数反而会使非协调减小, 甚至完全抑制非协调的特例。不过这时转子振幅及传递率都很大。

建议在 $0.08 < U < 0.3$ 的范围内选取 U 值。

4. 质量比 α 、外阻尼率 ζ 及重力参数 W 的影响 增大 α 值既可增强稳定性, 又可减弱或消除非协调响应。但是, 由于系统自身结构的限制, α 值确定后就不易改变。

一般说来, ζ 越大, 转子偏心率及传递率的最大值越小, 系统非协调响应中的亚谐分量越小。恰当的选取 ζ 值, 可将亚谐分量全部消除。重力参数 W 越大, 轴颈中心与转子中心轨迹偏置越大, 转子偏心率及传递率越大, 亚谐响应也越容易产生, 但重力参数对亚谐分量的大小影响不大。

5. 轴颈稳态轨迹的形状 轴颈稳态轨迹对主谐波响应一般都近似椭圆。对亚谐波响应, 虽然表示亚谐分量的内绕小圆的形状变化较大, 但表示主谐波分量的外包圈基本上是椭圆。

四、实验结果及分析

1. 实验设备及测试方法简介 实验用的对称转子长630mm, 直径为32mm, 中间装有一重量为9.973Kg的均质圆盘。两轴承间的跨度为479mm, SFDB采用中央周向槽供油的双承载区结构, 端部无密封。实验时用非接触式电涡流测振仪分别测量了轴颈及盘处水平和垂直方向的振动, 并用PS-600和CF-920数字信号分析仪对记录数据进行了处理, 从而得到转子振动量的大小和轴心涡动轨迹以及稳态响应的自功率谱图。其详细内容可参见资料[7]。

2. 实验结果及分析 首先测得转子的刚支临界转速为7800rpm。这时, 转子轨道均为同步响应。然后在不同的油膜径向间隙比 C/R , 承载长度 L 及不平衡等参数组合下进行了柔性转子-非同心型SFDB系统的响应研究。表1列出了试验用的部分原始参数、经变换后的无量纲参数及出现非协调涡动轨道的情况。通过分析实验结果表1我们发现:

表1 实验得出的非协调响应的分布(部分结果)(半承载长度 $L = 16\text{mm}$, 质量比 $d = 0.26715$)

原始参数	径向间隙比 C/R	1 %			3 %		5 %		
	不平衡量 $u(g \cdot \text{cm})$	28.70	51.45	81.35	28.70	81.35	28.70	51.45	81.35
无量纲参数	重力参数 W	0.26734			0.08911		0.05347		
	轴承参数 B	4.75243			0.17602		0.03802		
	不平衡参数 U	0.4296	0.7702	1.2178	0.1432	0.4059	0.0859	0.1540	0.2435
各转速比 Ω 下 转子非协调涡 动轨道的分布	0.7692								✓
	0.8974			✓				✓	✓
	1.0256			✓				✓	✓
	1.0897		✓	✓				✓	✓
	1.1538		✓	✓				✓	✓

a、轴承参数 B 的大小对转子振动量及系统的非协调响应轨道都有较大的影响。

当 B 较小时, 系统容易产生非协调响应, 并且随着不平衡参数 U 的增大, 非协调响应区

从超临界扩展到亚临界。对 B 较小而 U 较大的情况, 转子的振动及传递率都较大, 转子的轴向串动也很厉害。但当 B 过大时, 不仅转子振幅及传递率都较大, 转子响应具有简单共振的特点, 而且在大不平衡量时也可能产生非协调响应(见图 4), 有时转子还无法通过临界。当轴承参数 B 适中时, 即使 U 较大, 转子涡动轨道仍为协调的, 且转子振幅及传递率都较小, 响应无明显的共振现象。

b. 不平衡参数 U 对系统的非协调响应具有很大的影响。一般情况下, 随 U 的增大, 系统越容易产生非协调, 而且非协调程度越强。不论 B 大小如何, U 大到一定程度就可能在超临界区产生非协调, U 继续增大, 非协调响应区从超临界扩展到亚临界, 并且已有的非协调的非协调程度也随之增大。

实验与理论计算结果的对照表明, 两者在定性上是一致的, 各种非协调亚谐响应随系统参数 B 与 U 的变化规律也一样。由于一些条件的限制及误差的影响, 定量分析的结果吻合得不太好。

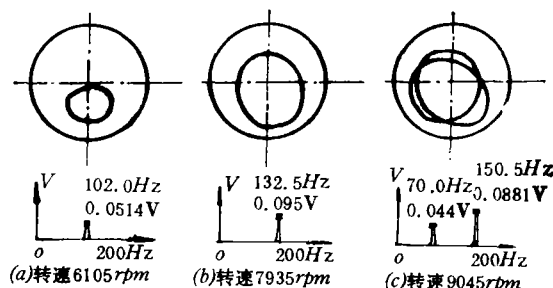


图 4 实验所得的涡动轨道及垂直方向的自动功率谱图 ($C/R = 1\%$, $L = 1.6\text{cm}$, $u = 51.45\text{g}\cdot\text{cm}$ (不平衡量))

五、结 论

1. 当系统参数选取不当时, 随转速的升高, 系统响应由主谐波变为 $\frac{1}{2}$ 次亚谐波响应, 接着又是主谐波响应, 随后, $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{5}$, ……等各次亚谐波响应依次出现。非协调响应可通过选择恰当的系统参数来加以抑制。

2. 轴承参数 B 值的选取应适中, 过大或过小的 B 值都可能引起非协调并造成系统不稳定。

一般不平衡参数 U 值越大, 越容易产生非协调。但 U 值过小无法使阻尼器有效地工作, 从而引起大的传递率。

3. 增大质量比 α 和外阻尼率 ζ 既可增强稳定性, 又可减弱或消除非协调亚谐响应。亚谐分量随重力参数 W 的增大而增加。

参 考 文 献

- [1] Cunningham, Robert, E., "Influence of Oil-Squeeze-Film Damping on Steady-State Response of Flexible Rotor Operating to Supercritical Speeds" NASA Technical Paper--1094, Dec. 1977.
- [2] Cookson, R.A., Kossa, S.S., "The Effectiveness of Squeeze-Film Damper Bearing Supporting Rigid Rotors Without a Centralizing Spring", Int'l. J. Mech. Sci. Vol. 21, 1979 pp 639-650.
- [3] Marmoi, R.A., "Enging Rotor Dynamics, Synchronous and Non-synchronous Whirl Control", AD/A 066093, 1979.
- [4] Holmes, R., "The Control of Engine Vibration Using Squeeze Film Dampers", Trans. of ASME, J. of Enging. for Power, July, 1983, Vol. 105, pp 525-529.
- [5] Cookson, R.A., Kossa, S.S., "The Effectiveness of Squeeze-Film Damper Bearings Supporting Flexible Rotors Without a Centralizing Spring" Int'l. J. Mech. Sci. Vol. 22, 1980 pp 313-324.
- [6] 孟光、祝长生、冯心海、薛中擎, "柔性转子-非同心型挤压油膜阻尼器系统非协调响应的理论及实验研究", 全国首届转子动力学学术讨论会论文, 编号: 8649-056, 1986, 10, 四川。
- [7] 祝长生, "柔性转子-挤压油膜阻尼器系统的理论及试验研究", 航空工业部燃气涡轮研究所硕士论文, 1986。

(责任编辑 李其汉)

INVESTIGATION ON THE NON-SYNCHRONOUS RESPONSES OF FLEXIBLE ROTOR—UNCENTRALIZED SQUEEZE FILM DAMPER BEARINGS SYSTEM

Meng Guang and Xue Zhongqing

(Northwestern Polytechnical University)

Zhu Changsheng and Feng Xinhai

(Gas Turbine Establishment)

Abstract

The characteristics of the non-synchronous response of a flexible rotor—uncentralized squeeze film damper bearings system are investigated theoretically and experimentally. In the result it is found that,

1. In case of unsuitable selection of system parameters, the system responses vary with the increase in speed ratio from harmonic to $1/2$ subharmonic, then harmonic response follows again and is succeeded by the sub-harmonic responses of $1/3, 1/4, 1/5, 1/6, \dots$ consecutively. In some cases, the procession of the whole non-synchronous orbit is observed. The non-synchronous responses can be suppressed by choosing suitable system parameters.

2. Medium value of bearing parameter B should be chosen, too big or too small value of B may cause non-synchronous and instable responses. $0.15 < B < 0.4$ are recommended.

Generally speaking, the larger the unbalance parameter U , the easier for the non-synchronous to occur. But too small U may cause too big transmissibility. So that, $0.1 < U < 0.3$ are suggested.

3. The sub-harmonic components of the non-synchronous responses will decrease with increasing mass ratio and external damping ratio and with decreasing gravity parameter.

CALCULATION OF TURBINE DISK VIBRATION CHARACTERISTICS

Zhu Zhigen

(Beijing Institute of Aeronautics and Astronautics)

Abstract

The vibration of turbine disk is analysed using thin plate and Mindlin thick plate theory. The displacement function in circumferential direction can be represented by means of Fourier Series, so that the two-dimensional problem becomes one-dimensional.

Based on the governing equations of plate the equivalent one order differen-