

非线性支撑的圆柱形油膜轴承—转子系统的数值计算和分析*

董智法**

(中国科学院力学研究所)

摘要 对非线性结构支撑的圆柱形油膜轴承—转子系统作了数值模拟。计算结果表明,在非线性的作用下,轴承中心的轴心轨迹不再具有对称性,而轴颈中心却表现为一种稳定的运动状态。关于轴承中心 x_1, y_1 方向上的振动响应在算例中表明,其第一峰值频率与轴的固有频率基本吻合,但在频谱中仍存在丰富的其它频率分量,说明非线性因素对系统的深刻影响。

关键词 非线性 支撑 滑动轴承

NUMERICAL COMPUTATION AND ANALYSIS OF A FLEXIBLE ROTOR SUPPORTED BY NONLINEAR SPRINGS

Dong Zhifa

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing, 100080)

Abstract The numerical simulation of a flexible rotor system was given in this paper. The results shown that, with the effect of nonlinear components, the symmetry of rotation trajectory of the bearing center was broken, and the motion of the journal center presented a steady state. The response of vibration in the x_1, y_1 directions of the bearing center shown in the examples that the first peak frequency in the FFT power spectra is approximately equal to the natural frequency of the shaft, but other frequencies also shown up richly, which the system was deeply affected by the nonlinear components.

1 引言

滑动轴承以其承载能力大、在动力扰动下稳定、能在高转速下工作以及使用寿命长等特点,在高速旋转机械中得以广泛使用。由于作用在轴承油膜上的流体动压力有可能造成转子的剧烈振动,因此转子—轴承系统的振动和稳定性分析是必须考虑的重大技术问题。由于油膜的附加弹性会引起转子临界转速的降低和稳定性问题,关于这种稳定性问题,已有许多近似分析结果和数值模拟结果发表^[1,2]。又由于油膜流体动压力的非线性特性,转子—轴承系统的响应存在着次谐波振动,这在数值模拟和实验中都已观察到^[3]。近来,在具有挤压油膜阻尼器的高速转子动力系统中还观察到了混沌态的运动^[4]。

工程中抑制油膜特性引起的振动一般采用

三类方法^[5]: (1)改变轴承结构参数的方法来保证系统的工作稳定。(2)采用抗振滑动轴承。(3)采用弹性阻尼支承。前二类方法是针对轴承自身结构所做的调整,以抑制油膜振荡。这里讨论第三类方法中采用非线性结构支承所引起的转子—轴承系统的振动特性。关于线弹性支承的情况,文献^[5]的近似分析已给出了详尽的结果。

2 系统的描述

2.1 运动方程

考虑图1所示由带有非线性弹簧支承的 2π 油膜圆柱轴承支承的单质量对称转子系统。其中 O_m 为转子重心, O_1 为轴承中心, O_2 为转子中心, O_3 为轴颈中心, m 为转子质量, ρ 为转子的不平衡半径, C_p 为轴的刚度, ϕ 为转角, $\phi = \omega t$, ω 为轴的角速度, e 为偏心距, φ 为偏位角, 轴瓦质量为

* 19920911 收到初稿, 19921112 收到修改稿。国家自然科学基金资助项目。

** 董智法, 男, 1964年10月生, 汉族, 助理研究员, 硕士。北京, 100080。

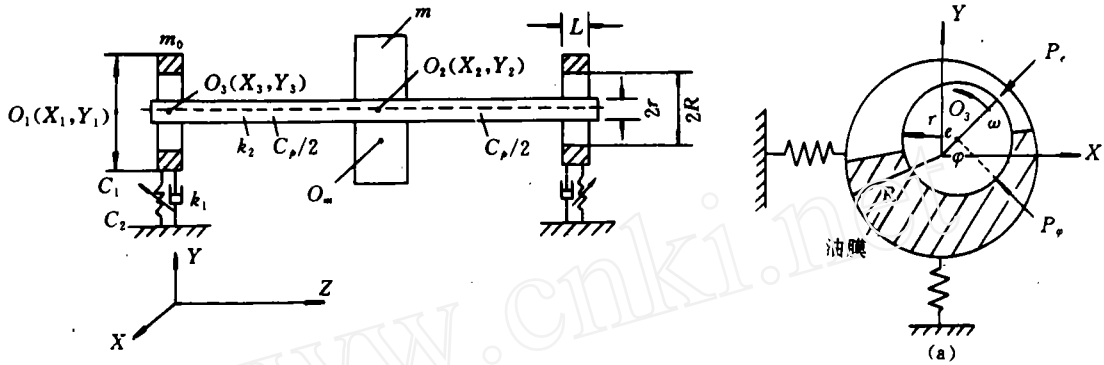


图1 非线性支承轴承—转子系统

m_0 。轴本身视为无质量, 转盘的扭矩忽略不计。支承轴瓦的弹簧刚度为 C_1, C_2 , 阻尼 k_1 , 轴的阻尼为 k_2 。计算简图如图2。

系统的运动方程 转子中心 O_2 :

$$m\ddot{X}_2 + k_2(X_2 - X_3) + C_p(X_2 - X_3) = m\rho\omega^2 \cos\phi \quad (1)$$

$$m\ddot{Y}_2 + k_2(Y_2 - Y_3) + C_p(Y_2 - Y_3) = m\rho\omega^2 \sin\phi - mg \quad (2)$$

轴颈中心 O_3 :

$$F_x = P_x \cos\phi + P_y \sin\phi = C_p(X_2 - X_3)/2 \quad (3)$$

$$F_y = P_x \sin\phi - P_y \cos\phi = C_p(Y_2 - Y_3)/2 \quad (4)$$

轴承中心 O_1 :

$$m_0\ddot{X}_1 + k_1\dot{X}_1 + C_1X_1 + C_2X_1^3 - F_x = 0 \quad (5)$$

$$m_0\ddot{Y}_1 + k_1\dot{Y}_1 + C_1Y_1 + C_2Y_1^3 - F_y = -m_0g \quad (6)$$

式中 g ——重力加速度

F_x, F_y ——油膜分力

P_x, P_y ——油膜作用在轴颈上的流体动压力的径向分量和切向分量

2.2 油膜分力

按 Sommerfield 2π 油膜假设^[5]:

$$P_x = \frac{\mu LR}{\psi^2} \frac{12\pi\epsilon}{(1 - \epsilon^2)\sqrt{1 - \epsilon^2}} \quad (7)$$

$$P_y = \frac{\mu LR}{\psi^2} \frac{12\pi\epsilon(\omega - 2\phi)}{(2 + \epsilon^2)\sqrt{1 - \epsilon^2}} \quad (8)$$

式中 μ ——油膜动力粘度系数

L ——轴承在油膜中的长度

δ ——轴承的半径间隙, $\delta = R - r$

ψ, ϵ ——轴颈中心相对于轴瓦中心的偏心率, $\psi = \delta/R, \epsilon = e/\delta$

2.3 运动方程的无量纲化

引入变换:

$$x_1 = X_1/\delta$$

$$y_1 = Y_1/\delta$$

$$x_2 = X_2/\delta$$

$$y_2 = Y_2/\delta$$

$$\phi = \omega t$$

$$d/dt = \omega d/d\phi, \quad \ddot{} = d^2/d\phi^2, \quad \dot{} = d/d\phi$$

以及无量纲量:

$$a^2 = \omega^2/\omega_p^2, \omega_p^2 = C_p/m, \beta = \rho/\delta$$

$$f = mg/\delta C_p, b = \frac{\Lambda}{\sqrt{f}} \frac{1}{a}, \Lambda = \frac{mg\psi^2}{24\pi\mu LR\omega_0}$$

$$\omega_0 = \sqrt{g/\delta}, \xi_2 = \frac{k_2}{2\sqrt{C_p}m}, c_{om} = \frac{m_0}{m}, c_{p1} = \frac{C_p}{C_1}$$

$$a_1^2 = c_{om}c_{p1}a^2, \xi_1 = \frac{k_1}{2\sqrt{C_1}m_0}, \alpha = \frac{C_2\delta^2}{C_p c_{om}}$$

频率比 $\nu = \text{响应频率} / \omega_0$

方程(1)~(6)变成:

$$x_1'' + \frac{2\xi_1}{a_1}x_1' + \frac{1}{a_1^2}x_1 + \frac{\alpha}{a^2}x_1^3 - \frac{1}{2c_{om}a^2}(x_2 - x_1 - \epsilon \cos\phi) = 0 \quad (9)$$

$$y_1'' + \frac{2\xi_1}{a_1}y_1' + \frac{1}{a_1^2}y_1 + \frac{\alpha}{a^2}y_1^3 - \frac{1}{2c_{om}a^2}(y_2 - y_1 - \epsilon \sin\phi) + f/a^2 = 0 \quad (10)$$

$$\epsilon' = b[(x_2 - x_1)\cos\phi + (y_2 - y_1)\sin\phi - \epsilon](1 - \epsilon^2)^{3/2} \quad (11)$$

$$\epsilon\phi' = \frac{1}{2}\{\epsilon - b[(x_2 - x_1)\sin\phi - (y_2 - y_1)\cos\phi](2 + \epsilon^2)\sqrt{1 - \epsilon^2}\} \quad (12)$$

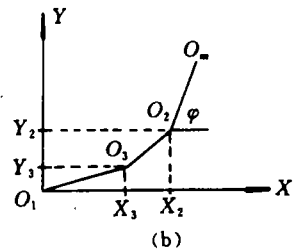


图2 计算简图

$$\begin{aligned}
 x_2'' + \frac{2\xi_2}{a}[x_2' - x_1' - (\epsilon' \cos\phi - \epsilon\phi' \sin\phi)] \\
 + \frac{1}{a^2}(x_2 - x_1 - \epsilon \cos\phi) = \beta \cos\phi \quad (13) \\
 y_2'' + \frac{2\xi_2}{a}[y_2' - y_1' - (\epsilon' \sin\phi + \epsilon\phi' \cos\phi)] \\
 + \frac{1}{a^2}(y_2 - y_1 - \epsilon \sin\phi) = \beta \sin\phi - f/a^2 \quad (14)
 \end{aligned}$$

这个常微分方程组在给出初值以后可用数值积分方法求解。本文使用默森(Merson)单步法求解。

3 计算结果

下述算例所取的参数值 $\xi_1 = 0.01, \xi_2 = 0.02, f = 1.0, c_{p1} = 2.0, c_{om} = 0.2, \alpha = 1.0, \Delta = 2.0, \beta = 0.5$ 。图 3 分别显示了 $a = 1.4, 2.0, 2.5, 3.0$ 和 4.5 (从上到下 1~5) 五

种状态下的轴承中心 O_1 , 转子中心 O_2 和轴颈中心 O_3 的轴心轨迹, 以及轴承中心 x_1 和 y_1 方向上振动响应的傅里叶变换功率频谱图(从左到右图 a~e)。所取数值已经舍去前 400 周期的值, 以消除系统的瞬态响应。从算例中可以看到:

(1) 由于支撑结构的非线性特性(这里简化为非线性弹簧), 轴承中心的轨迹不再是对称性的, 尽管支撑弹簧是对称设置的。而转子中心的轨迹由于假设转轴是弹性的, 仍然具有某种对称性质, 这与文[6]的一些性质相吻合。轴颈中心轨迹在五种计算实例中基本上表现为一种稳定的运动状态。这说明非线性支撑的结构对轴颈中心起着一定的稳定作用。

(2) 轴承中心的 x, y 方向上的振动响应是

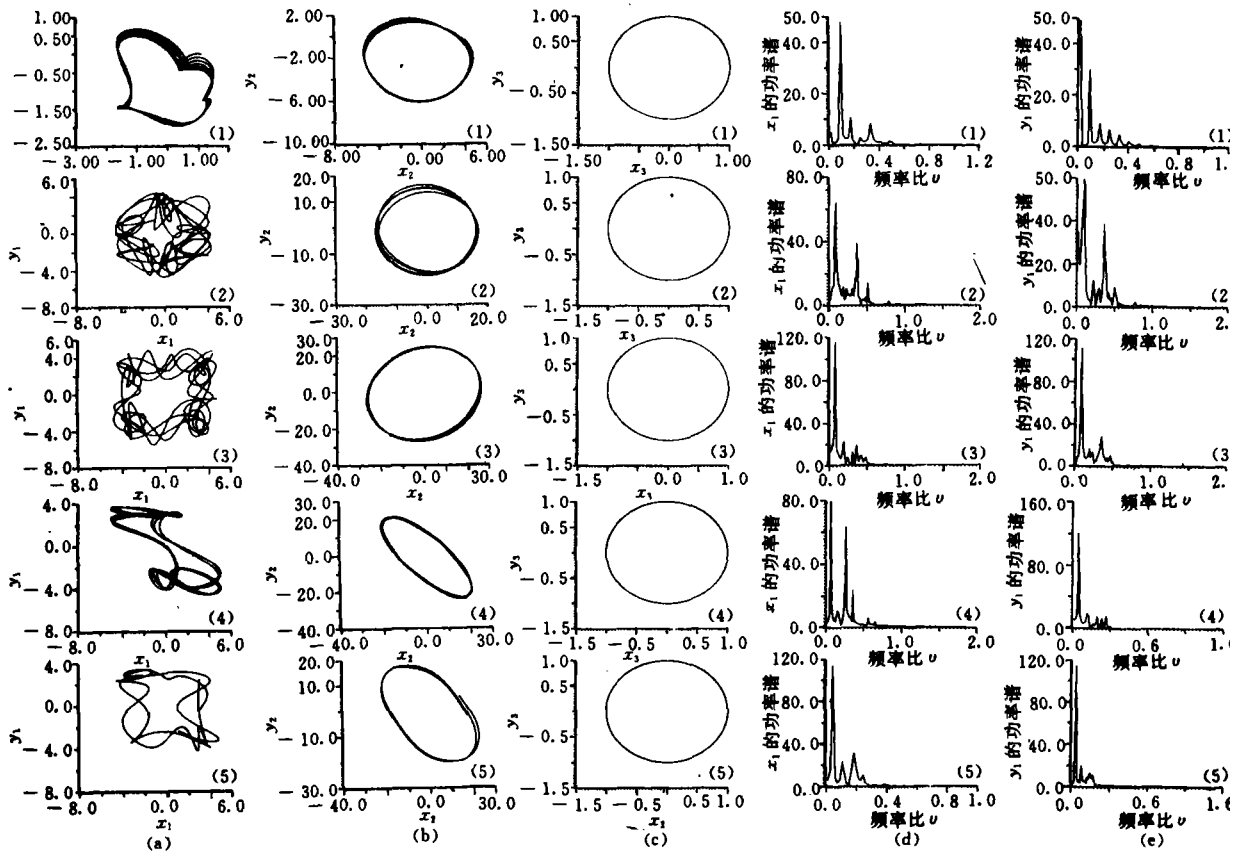


图 3 在五种激励频率下(1~5)系统的轴承中心(a)、转子中心(b)和轴颈中心(c)的轴心轨迹以及轴承中心 x_1, y_1 方向上响应的功率谱(d)、(e)

(a) O_1 的轴心轨迹 (b) O_2 的轴心轨迹 (c) O_3 的轴心轨迹 (d) x_1 响应的功率谱 (e) y_1 响应的功率谱

不一致的,这在轴心轨迹上已经表现出来。二个方向上的相互耦合作用,在相同的激励频率下激发出不同的频率分量,如功率频谱图所示。在算例中发现第一临界频率处于轴的固有频率 $\omega_2 = 1/2\pi a$ 上,而且 $3\omega_2$ 频率的振动也有明显的作用。下表列出 ω_2 与 $3\omega_2$ 。比较功率谱图中的第一个峰值频率与 ω_2 的数值,两者基本上吻合(除 $a=2.0$ 的 x_1 分量外)。此外,在功率频谱图中还可观察到,振动响应的频率分量除了 ω_2 和

$3\omega_2$ 外,还有其他的频率分量。这说明非线性因素的作用对转子系统的影响是复杂的,有待于进一步的研究。如果在分析转子系统的动力特性及故障诊断时考虑到非线性因素的影响,将有助于提高分析的准确性。

a	1.4	2.0	2.5	3.0	4.5
ω_2	0.114	0.079	0.064	0.053	0.035
$3\omega_2$	0.342	0.237	0.192	0.159	0.105

参 考 文 献

- 1 Someya T. Vibrational and Stability Behavior of An Un-Balanced Shaft Runing in Cylindrical Journal Bearings. VDI-Forsch., Heft, 510, Dusseldorf, 1965
- 2 张嘉欣,薛中擎. 无定心弹簧刚性转子—SFDB 系统非同步稳态响应的稳定性分析. 航空动力学报, 1991, 6(3): 226~232
- 3 Tondl A. Notes on the Identification of Subharmonic Resonances of Rotors. J. Sound and Vibration, 1973, 31(1): 119~127
- 4 Ehrich F F. Some Observations of Chaotic Vibration Phenomena in High-Speed Rotordynamics. Tran. ASME, J. of Vibration and Acoustics, 1991, 113(1)
- 5 克利宗 A C, 齐曼斯基 Ю П, 雅科夫列夫 В И 著, 董师予译. 转子动力学——弹性支承. 北京: 科学出版社, 1987
- 6 董智法, 陈同祥. 二自由度线性与非线性耦合系统中的分叉. 见: 稳定、振动、分叉与混沌研究, 第三届全国运动稳定性与振动学术会议文集, 湖南, 1992, 北京: 科学技术出版社, 1992, 482~488

(上接第 16 页)处的振幅也很小,由于实验台转速的限制($0 \sim 14\ 000\text{r/min}$),未能观察到加入阻尼器后的失稳转速。

由实测的频谱图看到,在整个转速范围内无大的振幅出现,在 $6000 \sim 13\ 600\text{r/min}$ 范围内有一约为 100Hz 的低频成分出现,振幅很小、很稳定,不会对机器造成危害。

以上的分析表明,加入阻尼器后转子系统的稳定性得到提高,达到了减振目的,证明了本文方法的有效性。

4 结 论

一个合理的外弹性阻尼支承可以提高转子系统的稳定性,使转子有较宽的工作范围,对控制亚异步振动是非常有效的。

参 考 文 献

- 1 Fowle D W. Vibration Problems with High Pressure Compressors. ASME paper, 75-pet-28
- 2 Wachel W D. Nonsynchronous Instability of Centrifugal Compressors. ASME paper, 75-pet-22
- 3 Desmond A D. A Case Study and Rectification of Subsynchronous Instability in Turbocompressors. C50/84 Meche, 1984
- 4 Doyle H E. Field Experience with Rotordynamic Instability in High-Performance Trubomachinery. NASA-CP-2133, 1980
- 5 Hwdson J H. Subsynchronous Instability of a Geared Centrifugal Compressor of Overhung Design. NASA-CP-2133, 1980
- 6 Rotordynamic Instability in High-Performance Turbomachinery. NASA-CP-2250, 1982
- 7 Kirk R G. Design Criteria for Improved Stability of Centrifugal Compressors. Rotor Dynamic Instability, ASME-AMD, 1983, 55
- 8 Kim D, David J W. An Improved Method for Stability and Damped Critical Speed of Rotor-Bearing System. Trans of ASME of Vibration and Acoustics, 1990, 112 (January): 112~118
- 9 Gunter E J. Design of Nonlinear Squeeze-Film Dampers for Aircraft Engines. Trans of ASME of Lubrication Technology, 1977, January 57~64
- 10 Greenhill L M, Nelson H D. Iterative Determination of Squeeze Film Damper Eccentricity for flexible Rotor Systems. Trans of ASME of Mechanical Design, 1982, 104 (April): 334~344
- 11 Melbourne F Giberson. Taming Rotor Whirl with Film Damper Bearing. Journal of Machine Design, 1973, 22(March): 176~181