

转子密封系统反旋流抑振的数值模拟*

中国船舶工业总公司第七〇三研究所 何立东**

【摘要】 把研究物体在流场中振动时的受力和运动特性的非线性振子模型,推广到转子密封系统非线性动力学问题的研究中,突出了小间隙中非定常流对转子运动的影响,分析了反旋流抑制转子不平衡响应和密封流体激振的机理。对某转子密封系统的计算及其与实验数据的对比,证实了本文方法的有效性,为在工程实际中推广反旋流技术提供了一些理论依据。

主题词: 转子 密封 非线性振动 数据模拟

分类号: O322 TH113.1

1 前 言

随着透平机械负荷、转速及效率等参数的提高,密封流体激振导致转子失稳的问题,已引起广泛的关注。人们已经认识到,向密封间隙中喷入与转子旋转方向相反的流体,即反旋流主动控制方法,是抑制或减弱密封流体激振和转子不平衡响应的有效方法,并已在工程上得到了初步的应用。一般认为,反旋流可以增加系统的阻尼。但密封的流体阻尼是非线性的,是最难确定的一个参数。目前的研究多限于求解密封的线性阻尼,利用传统的八参数模型分析密封对转子的影响,但它在揭示流体非线性特性时具有很大的局限性。

到目前为止,转子密封系统流体激振的机理尚不十分清楚,它与油膜振荡一起,被认为是二十一世纪的关键技术之一。但是有一点是十分肯定的,即这类问题的实质是流固耦合问题。因此,描述流固耦合问题的非线性振子模型,在分析密封流体激励问题时,特别是在描述流体力的非线性特性时^[1,2],将发挥其特有的作用。

本文把研究物体在流场中振动时的受力和运动特性的非线性振子模型,推广到转子密封系统非线性动力学问题的分析中。该方法的思想是把流体与其中的振动物体,视为一个整体系统,利用描述物体振动和非定常流脉动的非线性数学模型,建立起流动和物体运动参数之间的关系,对方程求解或数值计算,达到了解其总体流动特性和物体受力状态的目的。

本文结合一转子振动反旋流主动控制的试验,分析了反旋流法抑制密封流体激振和转子不平衡响应的机理。数值计算结果与实验数据的对比,证实了本文方法的有效性,为工程中推广反旋流技术提供了一些理论分析方法。

2 非线性振子模型

气流振荡是小间隙中的非定常气流与转子相互作用的结果。转子的高速旋转和振动,造成

了小间隙气流的脉动, 形成了非定常气流; 该非定常气流对转子运动产生激励。

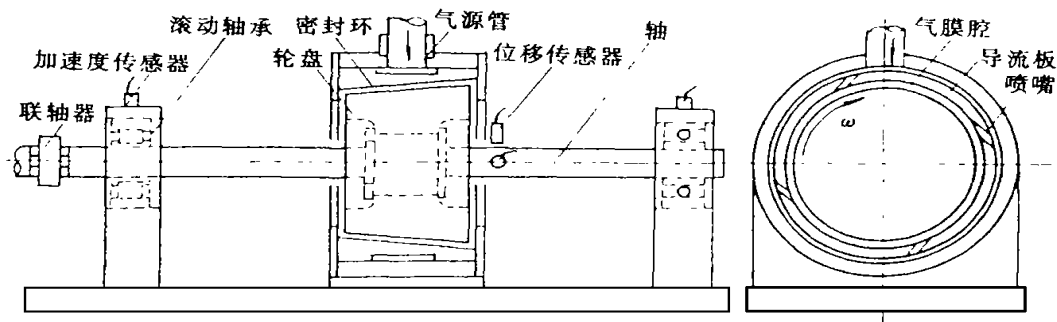


图1 转子密封系统

对图1所示的转子密封系统, 转子的横向振动方程为:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2\xi\omega \frac{\partial x}{\partial t} + \omega^2 x = \frac{1}{2} \frac{\rho U_0^2 L D}{m_0} C_L + e \Omega^2 \sin \Omega t \quad (1)$$

式中: x 为轮盘的横向振动位移, ξ 为转子的阻尼比系数, ω 为转子的第一阶固有角频率, m_0 为轮盘的质量, D 和 L 分别为轮盘的平均直径和宽度, ρ 为密封中流体的密度, U_0 为密封流体的平均周向速度, e 为轮盘质心偏心距, Ω 为转子角速度, C_L 为作用在转子上的流体动力系数。式(1)右端第一项为流体力项。

流体动力系数满足 VanderPol 型振子方程:

$$\frac{\partial^2 C_L}{\partial t^2} - \left[\alpha \omega \frac{\partial C_L}{\partial t} - \frac{\gamma}{\omega} \left(\frac{\partial C_L}{\partial t} \right)^3 \right] + \omega^2 C_L = \frac{b \omega}{D} \frac{\partial x}{\partial t} \quad (2)$$

式中各经验系数为 $\alpha = 0.1$, $\gamma = 1/30$, $b = 0.52$ 。 ω 为流场脉动主频率。

$$\omega = 2\pi S U_0 / D \quad (3)$$

其中 S 为 Strouhal 数, 这里取 $S = 0.2$ 。

3 数值模拟及结果分析

根据式(1)~(3), 利用 MATLAB 语言中的动态仿真工具 SIMULINK, 用 Rung-Kutte 方法, 对转子密封系统反旋流主动控制过程进行数值模拟, 并与试验结果进行比较。

3.1 没有密封流体力参与的转子不平衡响应

转子计算模型与试验转子一致(如图1)。结构参数: 轮盘质量为 4.22 kg, 宽度为 0.08 m, 平均直径为 0.108 m, 质心偏心距为 1.04×10^{-5} m。试验转子的轴颈为 $\Phi 22$ mm, 第一阶临界转速 n_{c1} 为 8456 r/

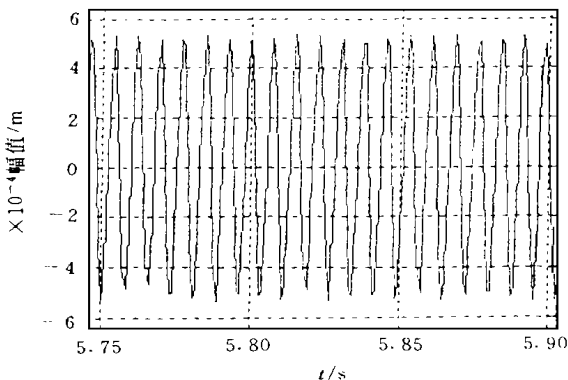


图2 真空状态下转子振动的数值模拟

min。

如果转子密封系统处于真空状态下,即没有密封流体力参与转子的不平衡响应,则计算模型式(1)中不含流体力项。转子在临界转速时的数值模拟结果为:圆盘振动的峰—峰值为 1.0×10^{-3} m,如图 2。

在真空箱中进行的试验表明,转子过临界转速时,圆盘振动的峰—峰值为 1.13×10^{-3} m。不含密封流体阻尼的转子系统阻尼比 ξ 为 0.01。

3.2 反旋流抑制转子不平衡响应

为抑制转子的振动,应用了反旋流技术。由 4 个直径 d_0 为 $\Phi 4$ mm 的喷嘴,沿与转子旋转方向相反的切线方向,以 $U_2 = 52$ m/s 的速度向密封腔中喷入气流。

高速旋转的转子带动密封腔中的气体旋转,转子在临界转速时气体的平均周向速度可由下式近似得到: $U_1 = (1/2) \pi D (n_{c1}/60) = 22.3$ (m/s)

于是,由动量守恒定理可近似求得喷入反旋流后,密封腔中的混合流平均周向速度:

$$U_0 = (m_2 U_2 - m_1 U_1) / (m_1 + m_2) \quad (4)$$

式中, m_1 为密封间隙的气体质量; m_2 为单位时间向密封间隙中喷入的气体质量。

$$m_1 = \pi [(D + 2C_r)/2]^2 - (D/2)^2 \cdot L \cdot \rho \quad (5)$$

式中 C_r 为密封半径间隙, $C_r = 0.9 \times 10^{-3}$ m。

$$m_2 = 4 \cdot (\pi/4) d_0^2 U_2 \cdot \rho \quad (6)$$

于是, $m_1 = 0.039$ kg, $m_2 = 3.136$ kg, $U_0 = 51.08$ m/s。代入式(3)中,可得密封流体的脉动主频率 ω 为 594.3 rad/s。由式(1)和(2),可得转子在临界转速时的数值模拟结果:圆盘振动峰—峰值为 4.2×10^{-4} m,如图 3。

试验结果表明,喷入反旋流后,转子过临界转速时轮盘振动的峰—峰值为 3.5×10^{-4} m,为真空状态下的 31.1%。适当地通入反旋流气体,可以有效地抑制转子的不平衡响应。

但是,如果密封腔气体的平均周向速度过大,则会增大流体力的幅值,不利于柔性较大的转子在亚临界转速下的稳定运行(见 3.3)。因此一般都选用反旋流而不是正旋流,来抑制转子的不平衡响应,确保转子的稳定性。

3.3 不恰当的反旋流导致转子失稳

如果反旋流的流速、流量合适,反旋流可以抑制转子的不平衡响应;否则,反旋流也会导致转子振动失稳。目前反旋流技术并没有被广泛使用,原因之一即是用传统的 8 参数模型难以从理论上计算反旋流的流速、流量。本节将应用非线性振子模型,分析试验中发生的不恰当反旋流导致的转子失稳现象。

将转子的轴颈由 $\Phi 22$ mm 减至 $\Phi 18$ mm,其他结构参数不变,转子的第一阶临界转速 n_{c1} 降为 5818 r/min。应用反旋流时,由 4 只直径 d_0 增大为 $\Phi 8$ mm 的喷嘴,沿与转子旋转方向相反的切线方向,以 $U_2 = 41$ m/s 的速度,向密封腔中喷入气流。旋转的转子带动密封腔中的气体

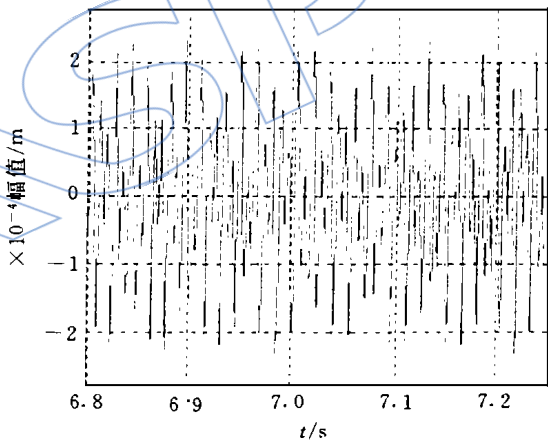


图3 喷入反旋流后转子振动的数值模拟

旋转, 在 $n = 2870 \text{ r/min}$ 时气体的平均周向速度为: $U_1 = (1/2)(n/60)\pi D = 8.1 \text{ (m/s)}$

由式(4)、(5)及(6)可近似求得喷入反旋流后, 密封腔中混合流的平均周向速度 U_0 为 40.7 m/s , 代入式(3)中, 可得流场脉动主频率为 473.6 rad/s 。于是由式(1)和(2), 可得转子在 2870 r/min 的数值模拟结果: 圆盘振动峰峰值为 $4 \times 10^{-3} \text{ m}$, 远远大于密封间隙, 必造成动静碰摩, 如图4。

转子轴颈减小, 使转子的固有频率降低, 柔性增大; 同时增大的喷嘴($\Phi 8 \text{ mm}$)喷入的反旋流, 使流体力幅值较大。

试验表明, 转子轴颈减小, 并用 $\Phi 8 \text{ mm}$ 的喷嘴喷入反旋流后, 转子转速升到 2870 r/min 时, 发生强烈振动, 轮盘和静子碰摩, 转子弯曲变形。不恰当的反旋流造成了转子振动失稳。

4 结束语

反旋流是抑制转子密封系统流体激振和不平衡响应的有效方法, 但反旋流的流量和流速并不是越高越好, 必须结合具体的转子进行理论和试验研究。

转子在通过临界转速时, 反旋流可以抑制转子的不平衡响应。需要指出的是, 对于柔性较高的转子, 较低的密封腔流体周向平均速度, 有利于转子的稳定运行。因为这样可以控制流体力的大小, 保证柔性较高的转子在亚临界转速下的稳定性。

本文应用非线性振子模型, 分析了反旋流的机理, 理论计算结果和试验有较好的一致性, 为工程实际应用反旋流技术提供了一些理论依据。

致谢 本文引用的试验数据取自中国航空工业总公司第六〇八研究所进行的转子振动反旋流主动控制试验。特此致谢!

参 考 文 献

- 何立东. 转子轴承密封系统若干非线性问题的研究. 哈尔滨工业大学学报, 1998, 30(增刊): 14-17
- 崔尔杰. 非定常流中若干非线性问题的分析与模拟: 现代流体力学进展Ⅱ. 北京: 科学出版社, 1993: 72-88

(责任编辑 杨再荣)

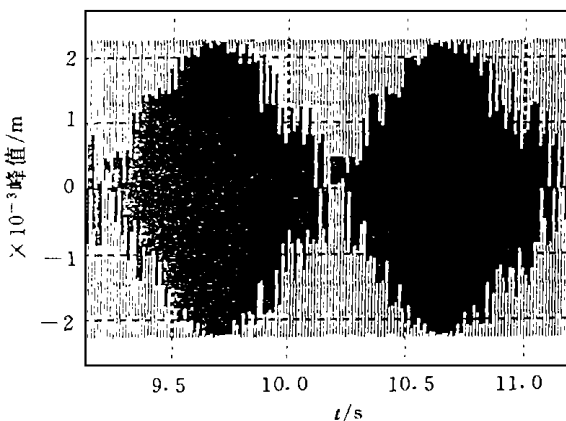


图4 不恰当反旋流导致转子剧烈振动的数值模拟

and the boundary layer thickness and main velocity for internal flow more accurately than the two equation turbulence model. Therefore the "two layer" model is a powerful tool in engineering.

Key Words Turbulence Modelling Computational fluid mechanics

NUMERICAL SIMULATION OF ANTI- SWIRL ARRANGEMENTS FOR SUPPRESSING ROTOR/ SEAL INSTABILITY

He Lidong

(№703 *Research Institute of China Shipbuilding Co. , Harbin 150036*)

ABSTRACT A nonlinear oscillator model, which is usually used to study the dynamic characteristics of structures in flow, has been applied to the nonlinear dynamic characteristics of rotor/seal system. Emphasis is put on the effects of the nonlinear unsteady flow in the small clearance on the rotor dynamic characteristics. The mechanism of anti- swirl arrangements for suppressing rotor/seal instability is considered. The comparison between the theoretical and experimental results of a rotor/seal system is in a reasonable agreement and shows that this method provides a theoretical basis for application of anti- swirl technique to engineering practices.

Key Words Rotors Sealing Nonlinear vibration Numerical simulation

INVESTIGATION ON LOAD DISTRIBUTIONS AMONG CONTACT BEARINGS OF DOUBLE CIRCULAR ARC HELICAL GEARS

Wu Baolin and Shao Jiahui

(*Gear Research Institute, Taiyuan University of Technology, Taiyuan*)

Meng Huirong

(*China University of Mining and Technology*)

ABSTRACT A dynamic analysis approach is provided to investigate the load distributions among contact bearings of double circular arc helical gears and a computer program is worked out for calculating the load distributions. The dependences of load distribution variation on the main factors are analyzed through a series of parametric studies. It can be concluded that the variation of the rotational speed of the gears has no effect on the load distribution factor in conventional range of rotational speed; However, the load distribution factor can be reduced by decreasing the contact ratio, increasing the transmitted torque as well as improving the gear accuracy; the load distribution factor has a peak which changes with the increase in the helix angle at the same transmitted torque and contact ratio.

Key Words Wildhaber- Novikov gears Load distribution Dynamics