

文章编号: 1000-8055(2000)01-0059-04

离心压缩机梳齿密封气流激振的数值模拟

何立东¹ 刁海龙² 张玉国²

¹(中国船舶工业总公司七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150036)

²(哈尔滨汽轮机厂, 黑龙江 哈尔滨 1500)

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。对某离心压缩机转子密封系统气流激振的数值模拟及其与实际运行数据的对比, 证实了本文方法的有效性, 为在工程设计和操作中预防和避免气流激振的发生, 并为分析气流激振事故的机理提供了一些理论依据。

关键词: 转子; 非线性振动; 离心压缩机

中图分类号: O 322; TH 133. 1

文献标识码: A

1 前言

在一定条件下, 梳齿迷宫密封中的气流激励转子, 会使机器发生强烈的自激振动。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, 针对下述合成气离心压缩机出现的气流激振问题进行了数值模拟。数值计算结果与实际运行数据的比较, 证实了本文方法的有效性, 为预防气流激振的发生和分析气流激振事故的机理提供了一些理论依据。

某化肥厂合成气压缩机低压缸轴功率 8300 kW, 最大转速为 11230 r/m in, 由 9 级 2 段组成, 2 段叶轮背向排列, 转子重量 500 kg, 轴承跨距 1635 mm, 段间装有长度为 120 mm 的梳齿式迷宫密封, 共有 38 个齿, 齿顶间隙 0.3~0.4 mm, 如图 1。该机曾在 10000 r/m in 左右的转速下运转了 3 年多。随后将负荷增至 90%, 转速升至 10700~10750 r/m in, 正常运行了一段时间后, 低压缸突然发生了强烈的自激振动, 轴承和迷宫密封均遭破坏。大修期间, 采取了一些改进措施, 如增加润滑油的粘度, 用 30 号汽轮机油代替原来用的 20 号汽轮机油; 将轴承长径比降低为 0.39; 增大

浮动环密封间隙; 在段间密封中去掉 6 个齿; 严格控制 5 瓦块可倾瓦轴承的外形尺寸; 对转子作高速运动平衡; 更换齿式联轴器等。但是, 这些改进措施并未取得效果, 以后 8 次启动均遭失败, 机组在 10700 r/m in 附近时仍然出现猛烈的振动。发

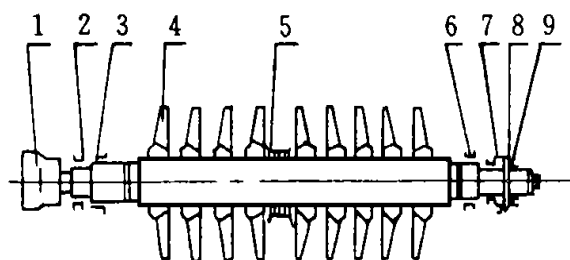


图 1 离心压缩机低压缸转子系统简图

(1 齿轮联轴器 2 和 7 轴承 3 和 6 浮动环密封
4 叶轮 5 段间密封 8 止推盘 9 止推瓦块)

生振动的迹象是: 在频谱图上出现一个 74~80 Hz 的转子自振频率成分, 它随着转速的升高而上升, 及至发生强烈振动时, 其幅值已超过旋转频率的幅值。此外, 机器强振后段间密封齿的磨损形状沿轴线分布, 呈现一阶振型形状, 这些现象都属于自激振动的特征。分析认为, 引发强烈自激振动的主要因素是段间密封中的流体力: (1) 因为此处压

收稿日期: 1999- 01- 18; 修订日期: 1999- 03- 24

基金项目: 国家“九五”国防预研重点资助项目

作者简介: 何立东(1963-), 男, 哈尔滨七〇三研究所高级工程师, 博士

差大(约为 4 MPa), 密封较宽, 气体力作用于转子很大的表面积上, 产生较大的合成横向力。(2) 由于该转子柔性很大, 段间密封正处于转子动挠度最大的地方, 使转子在密封中具有很大的涡动半径, 因而密封腔周向上形成幅度很高的不均匀压力分布。

根据上述分析, 再次对低压缸进行改造: (1) 将密封入口处的边缘等分加工 36 个辐向槽, 用以削弱气流的入口预旋, 减小密封气流的周向速度。(2) 靠进气侧密封腔内通过 8 个 $\Phi 6$ 的孔引入 2 段出口高压气流, 用以减小密封间隙中气流的周向速度。(3) 在密封腔内表面沿周向等分地钻 78 个 $\Phi 4 \times 6$ 的小孔, 用以均衡气体的周向压力, 并增加密封腔表面的粗糙度, 增大密封间隙中气流周向流动的阻力。(4) 适当减少密封齿数。(5) 缩短轴承支承跨距, 使转子第一阶临界转速提高到 6000 r/min (100 Hz)。(6) 增加挤压油膜阻尼器。

经过这样的改造, 机组已能在 10800 r/min 转速下稳定运行, 基本消除了低频振动问题。

2 数值模拟计算模型的建立

2.1 多盘转子的简化

由于该压缩机转子振动的主要原因是转子中部梳齿密封中的气体诱发的流体激振, 为计算方便, 突出主要矛盾, 可以将压缩机转子简化为一个圆盘位于转子中部的单盘转子密封系统, 如图 2。

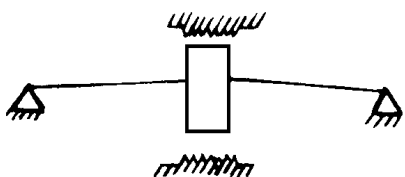


图 2 转子密封系统模型

气流激振时, 接近转子第一阶固有频率的低频成分十分突出, 为使简化模型的动力学特性与实际转子具有一定的可比性, 简化模型转子的第一阶临界转速与实际转子的第一阶临界转速相同(即为 74 Hz)。压缩机转子轴颈的最大外径 d 为 $\Phi 150$ mm, 轴承跨距 l 为 1636 mm。单盘转子第一阶临界转速的近似计算公式为:

$$n_{c1} = \frac{30}{\pi \sqrt{\frac{k}{m_0}}} \quad (1)$$

式中: k 为轴的刚度, m_0 为圆盘的质量。

$$k = \frac{24EI_d}{l^3} \quad (2)$$

式中: $E = 205.8 \times 10^9$ Pa, $I_d = \pi \cdot \frac{d^4}{64}$

于是, 由式(1)可得简化的单盘转子密封系统中的等效圆盘质量 m_0 为 260 kg。依据转子动平衡精度标准, 可近似得圆盘质心偏心距 $e = 1.1 \mu\text{m}$ 。密封间隙中的气体为高压气体, 可近似求得其密度 ρ 为 6 kg/m^3 。密封环的宽度 L 和直径 D 分别为 0.12 m 和 0.185 m。

2.2 非线性振子模型

气流激振是小间隙中的非定常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。

对图 2 所示的转子密封系统, 转子的横向振动方程为:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2\xi\omega_0 \frac{\partial x}{\partial t} + \omega_0^2 x = \frac{1}{2} \frac{\rho U_0^2 L D}{m_0} C_L + e\Omega^2 \sin \Omega t \quad (3)$$

其中: x 为轮盘的横向振动位移, ξ 为转子的阻尼比系数, ω_0 为转子的第一阶固有频率, U_0 为密封流体的平均周向速度, Ω 为转子角速度, C_L 为作用在转子上的流体动力系数。

流体动力系数 C_L 满足 V anderPol 型振子方程:

$$\frac{\partial^2 C_L}{\partial \alpha^2} - \left[a\omega \frac{\partial C_L}{\partial \alpha} - \frac{\gamma}{\omega} \left(\frac{\partial C_L}{\partial \alpha} \right)^3 \right] + \omega^2 C_L = \frac{b\omega}{D} \frac{\partial x}{\partial t} \quad (4)$$

式中: α , γ 和 b 为经验系数, 对本机的梳齿迷宫密封, 各经验系数分别为 $\alpha = 0.0273$, $\gamma = 0.4433$, $b = 0.52$ 。 ω 为流场脉动特性频率, $\omega = 2\pi S U_0 / D$ 。对梳齿密封, $S = 0.2675$ 。

3 压缩机运行工况的数值模拟

3.1 稳定运行工况的数值模拟

转子的两个支承为滑动轴承, 于是系统阻尼比 ξ 可取为 0.08, 稳定状态转子转速为 10000 r/min, 即 Ω 为 1047 rad/s, 第一阶临界转速 ω_0 为 465 rad/s (74 Hz), 密封间隙中气体的平均周向速度为 $U_0 = \Omega D / 4 = 48 \text{ m/s}$; 于是气体的特性频率 $\omega = 2\pi S U_0 / D = 439.72 \text{ rad/s}$ 。

将上述各参数代入方程(3)和(4)后, 便得到

二元微分方程组, 进行数值计算, 可求得未知量 x 和 C_L 的时域和频域值。本文利用 MATLAB 语言中得出了转子横向振动幅值 x 的频域值, 的 SMULNK 软件, 编制出专用计算程序。这里幅值 $A_{\max}$ 是转子全长中的最大振幅 (中间圆盘振幅)。实际压缩机转子, 电涡流振动传感器安装在支承附近, 设其距支承距离为全长的 $1/40$, 由于转子主要为一阶振型, 故可近似求得传感器处转子振动位移 A_n 为:

$$A_n = A_{\max} \cdot \sin \frac{180}{40}$$

(5)

本台压缩机测得的转子振动频谱图的纵坐标是对数刻度, 传感器的灵敏度为 $8\text{ mV}/\mu\text{m}$, 于是可将仿真频谱图的纵坐标转换成分贝 (dB), 以突出低频分量:

$$A_{\text{dB}} = 20 \log \frac{A_n \cdot 8}{A_r}$$

(6)

A_r 为基准值, $A_r = 1$, 于是: $A_{\text{dB}} = 20 \log A_n \cdot 8$ 。

由式 (5) 和 (6), 可以得到转子支承附近传感器处转子振动仿真频谱图, 如图 3。



图 3 压缩机传感器处转子振动仿真频谱图 (稳定工况)

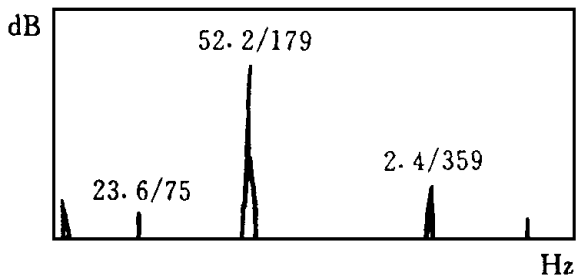


图 4 压缩机传感器处转子振动测试频谱图 (稳定工况)

图 4 为转子在 10750 r/min 失稳前短暂稳定工况下的频谱图, 比较图 3 和图 4 可知, 共同特点是低频分量都相对较低, 而转速频率的幅值成分相对较高, 转子处于稳定运行工况。

3 2 失稳工况的数值模拟

转子转速增高到 10750 r/min (1125 rad/s) 时, 经过短暂稳定运行后, 突发强烈的振动。此时密封间隙中气体平均周向速度为 $U_0 = \Omega D/4 = 52\text{ m/s}$, 于是气体特性频率 $\omega = 2\pi U_0/D = 472.43\text{ rad/s}$ 。代入方程 (3) 和 (4), 经变换, 得到传感器位置转子振动频谱图, 如图 5。

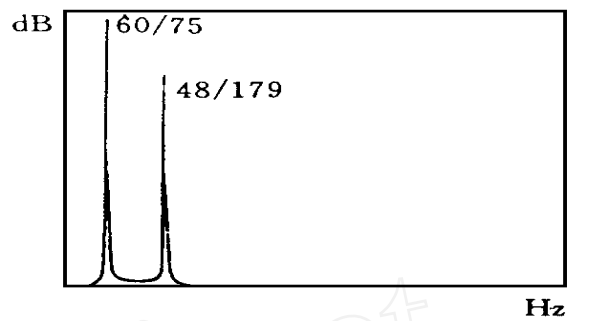


图 5 压缩机传感器处转子振动仿真频谱图 (失稳工况)

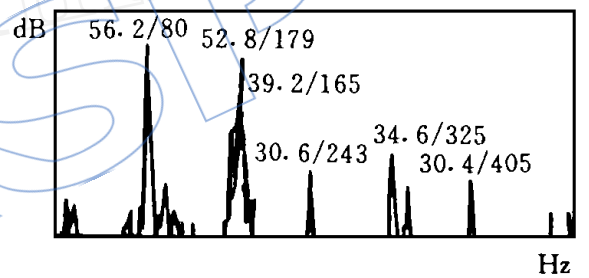


图 6 压缩机传感器处转子振动测量频谱图 (失稳工况)

图 6 给出转子在 10750 r/min 发生强烈振动时, 测得的转子振动频谱图。比较图 5 和图 6 可知, 两者的共同特点是: 低频分量都显著增大, 而转速频率成分则相对较低。

3 3 改造后工况的数值模拟

改造中使用了油膜阻尼器, 则系统的阻尼比增至 0.1 , 轴承跨距缩短后, 第一阶临界转速上升为 100 Hz (6000 r/min)。虽然转速上升为 10800 r/min (1131 rad/s), 但由于向密封腔中径向回注了高压气体, 并在密封腔中加工 72 个小孔及多个反向辐射槽, 使密封间隙中气体的平均周向速度并没有因为转速的增加而显著增加, 为 50 m/s , 于是气体的特性频率 ω 为:

$$\omega = \frac{2\pi U_0}{D} = 454.26\text{ rad/s}$$

代入方程 (3) 和 (4), 经过变换, 得到传感器位置转子振动频谱图, 如图 7。由数值计算频谱图可

知,低频分量较小,为 48 dB,转速频率分量相对较高,为 53.7 dB,仍在允许范围之内。因此,转子为稳定运行状态。

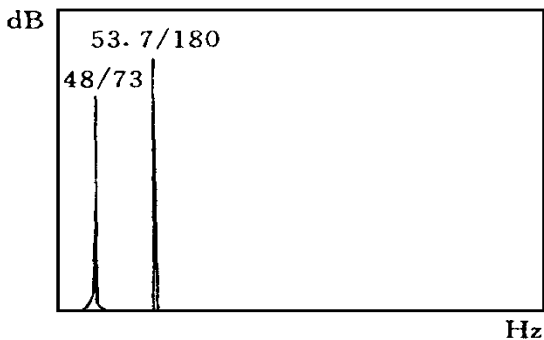


图 7 压缩机传感器处转子振动仿真频谱图
(改造后稳定工况)

由此可见,非线性振子模型可以综合地反映影响密封气流激振的诸多因素。以该模型为基础编制的仿真计算软件,可以较好地再现密封流体激振故障,突出地反映了气流激振时低频分量过大的特点,为密封流体激振的研究提供了有效的工具。

参 考 文 献

- 1 何立东 转子轴承密封系统若干非线性问题的研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998; 30(增刊): 14- 17
- 2 崔尔杰 非定常流中若干非线性问题的分析与模拟 见: 现代流体力学进展 II [M]. 北京: 科学出版社, 1993: 72- 88
- 3 沈庆根 化工机器故障诊断技术[M]. 浙江大学出版社, 1994: 298- 302

(责任编辑 王震华)

Numerical Simulation of Aerodynamic Excitation in Labyrinth Seals in a Centrifugal Compressor

He L idong¹, Diao Hailong², Zhang Yuguo²

¹(703 Research Institute of Harbin, Harbin 150036, China)

²(Harbin Steam Turbine Factory, Harbin 150036, China)

Abstract: The nonlinear oscillator model for the dynamic characteristics of structures in flow, has been extended to studying nonlinear dynamic characteristics of rotor/seal system. It is emphasized that the rotor dynamic characteristics are affected by the nonlinear unsteady flow in the small-clearance. The numerical simulation and experimental results in a rotor/seal system of the centrifugal compressor are in a reasonable agreement. It is shown that the simulation provides a theoretical basis for predicting and preventing the occurrence of seal aerodynamic excitation and for investigating the mechanism of the seal aerodynamic excitation accident.

Key words: rotor; nonlinear vibration; centrifugal compressor