

密封间隙气流振荡流场的动态压力测试^{*}

(哈尔滨七〇三研究所) 何立东 诸振友 闻雪友
(哈尔滨工业大学) 夏松波

[摘要] 从流固耦合的角度, 试验研究了透平机械密封间隙气流脉动的动态特性。介绍了试验装置及数据采集分析系统, 分析了密封气流激振的机理, 为选取滤波器的截止频率和数据采集系统的采样频率提供了理论依据, 重点研究了气流动态压力测试中的管道传输特性和四组类型密封结构的试验结果。

关键词 密封 动态测试 振动 气体

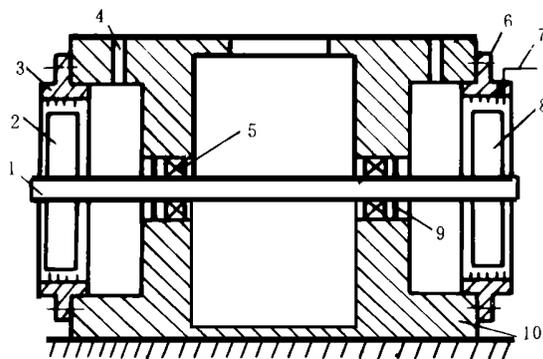
中图分类号 O322

随着高速、高压透平机和离心压缩机的出现, 迷宫密封间隙气体动力激振成为威胁机组安全运行的主要因素。由于迷宫密封气流激振的机理较为复杂, 理论和试验研究还不尽完善。作者认为, 迷宫密封气流激振的本质是密封间隙气体脉动流场与转子之间的流固耦合作用。研究的关键是确定在转子旋转和振动作用下所形成的密封间隙气流脉动流场。

1 试验装置与测试及分析方法

1.1 试验装置

试验装置是在分析了国内外各种试验台结构基础上加以改进而设计建造的。试验装置的主体部分



1 转轴 2 平衡盘 3 平衡盘气封 4 进气管 5 滚动轴承
6 密封试验件 7 传感器 8 轮盘 9 密封圈 10 壳体

图1 试验台主体结构示意图

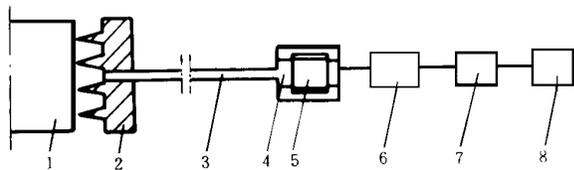
结构见图1。转子的两个支承分别由一对喷油润滑的角接触球轴承构成。转轴的两端各装有一只轮盘, 压缩空气分别进入两端的腔室中, 然后从轮盘的密封间隙中泄漏出去, 这样作用在转子上的气体轴向力可以得到完全平衡。轴承和轮盘之间各安装了三只涨圈密封环, 以隔绝润滑油和压缩空气。每个密封腔沿周向开有8个测压孔, 用以测量气流的压力脉动。转轴长750 mm, 轴颈 $\varnothing 50$ mm。转子通过高速平皮带与4 kW交流电机相连, 皮带轮增速比为4:1。变频调速器可将转子转速在0~9000 r/min之间无级变速。为了减小供气压力的脉动, 压缩空气经稳压罐稳压后, 再由精密调压阀调节到合适的稳定压力。为使气流均匀进入腔室, 在腔室内沿周向开有三个进气孔。

表1 不同平均次数下的幅值 单位 mV(12Pa/mV)

平均次数	1	100	200	500	800
幅值	115.32	114.71	114.12	111.76	109.85

1.2 密封间隙气体动态压力测试系统

密封间隙内的气体, 由静子密封环上的探针引出, 通过长度约为220 mm, 内径为3.5 mm的铜管, 传递到压力传感器上。该传感器为YL-1型涨丝式小惯性动态压力传感器, 其主要精度指标为: 迟



1 轮盘 2 密封件 3 引管 4 空腔 5 传感器
6 滤波放大器 7 数据采集器 8 计算机

图2 测试系统示意图

滞小于0.5%, 非线性小于0.5%, 重复性小于0.5%, 传感器输出的电压信号, 经过二合一抗混滤波放大器后, 传输到“DASP”型数据采集分析系统中。

^{*}“九五”国防科技预研重点项目资助 项目编号: 25.3.1.3

本文联系人: 何立东 男 1963年生 博研 150036 哈尔滨 77信箱 1分箱

收稿日期 1998-09-24 收修改稿 1998-12-07

该系统并行 16 通道, 12 位 A/D, 程控 16 倍, 最高采样频率为 100kHz。采集到的数据存储在计算机中, 可进行频谱分析、功率谱分析等(如图 2)。

1.3 试验数据的处理与分析

在试验中发现, 密封间隙气体压力脉动信号为离散谱信号。为此, 在数据分析中采用了平顶窗, 以减小旁瓣泄漏。为了减少随机因素的干扰, 突出特征信息, 除了用低通滤波器对数据滤波, 以提高信噪比外, 还进行了多次频谱平均, 使随机成分大大减弱。表 1 表示的是光滑密封间隙中的气体, 在转子 4800 r/min 时在不同的平均次数下, 转速频率对应的幅值。由表 1 可知, 平均次数越多, 随机误差越小。

2 密封间隙气流脉动的机理

压力传感器拾取的是一个复杂的振动信号, 而感兴趣的则是直接影响转子运行稳定性的振动信号。如何从复杂振动信号中把影响转子运行稳定性的振动信号突出出来, 是试验研究的一个关键问题。

目前, 研究密封间隙气流激振的一般方法, 是测量密封间隙气流的静态压力分布, 进而求出密封气膜的刚度和阻尼系数, 尚没有看到研究密封间隙气流压力脉动频率特性的文献。因此, 试验中面临的一个首要问题是从理论上分析密封间隙气流脉动的机理, 为确定滤波器的截止频率和采集系统的采样频率提供依据。

作者从流固耦合的角度, 建立了转子密封系统非线性振动理论模型:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + 2\zeta\omega_n \frac{\partial x}{\partial t} + \omega_n^2 x &= \frac{1}{2} \frac{\rho U_0^2 L D}{m_0} C_L + e\Omega^2 \sin \Omega t \quad (1) \\ \frac{\partial C_L}{\partial t} - [\alpha\omega_s \frac{\partial C_L}{\partial t} - \frac{r}{\omega_s} (\frac{\partial C_L}{\partial t})^3] + \omega_s^2 C_L &= \frac{b\omega_n}{D} \cdot \frac{\partial x}{\partial t} \quad (2) \end{aligned} \right.$$

式中, x 为转子的横向振动位移, C_L 为流体激振力系数, ω_n 为转子第一阶固有频率, ω_s 为密封间隙气体的特征频率, α , γ 和 b 分别为经验系数, ρ 为气体的密度, U_0 为密封中气体的平均周向速度, L 和 D 分别为密封环的宽度和内径, ζ 为转子系统的阻尼比, m_0 为圆盘质量, e 为圆盘质心偏心距, Ω 为转子旋转角速度。

式(1)表示的是转子在流体激振力和转子不平衡质量激振力作用下的强迫振动; 式(2)表示的是密封间隙中的气体在转子振动作用下的强迫非线性振动。当密封间隙气体的特征频率与转子固有频率 ω_n 相近时, 转子密封系统将发生强烈的共振。

基于上述理论, 可以得到如下一些结论, 即密封

间隙气体脉动成分中:

- (1) 含有转子不平衡力激振频率, 即转速频率;
- (2) 由于气体脉动的非线性, 还会产生一些转速频率的倍频和差频成分;
- (3) 发生密封间隙气流激振时, 含有转子的第一阶固有频率。

试验转子的最高转速为 9000 r/min (150 Hz), 第一阶固有频率为 8500 r/min (142 Hz)。另外, 从能量的观点看, 低频脉动流体能量较大, 高频脉动流体的能量较小。因此, 低频脉动的气体对转子的稳定性影响较大。

根据上述分析, 低通滤波器的截止频率选定为 500 Hz, 而采样频率则由香农定理选定为 1500 Hz。

3 压力传感器引管的传输特性分析

压力传感器直径为 $\varnothing 13\text{mm}$ 。为了提高测点空间分辨率, 减少对流场的干扰, 同时也防止机壳的机械振动影响压力传感器的精度, 试验中将传感器放在机壳之外, 利用一根内径为 3.5 mm, 长度 220 mm 的细铜管将密封间隙内的气体引入传感器。对于静态压力测试, 这种管道的存在并不影响测试精度, 但对于动态压力测试, 则存在着动态响应问题。

以压力信号中的最高转速频率成分(150 Hz)为例, 其在引管中以音速传播, 波长为 $2.27 \times 10^3\text{mm}$, 远大于管道长度, 于是管道内流体可近似认为是不可压缩的, 整个流体柱好象一个刚体。传感器前端是体积为 V_2 的空腔, 其中的空气没有流出口, 其流速和惯性质量可忽略不计; 当测点压力 $P_1(t)$ 增大时, 引管空气柱的部分气体流入空腔, 这意味着原来空腔内的气体所占体积减少了, 空腔内 $P_2(t)$ 的压力随之上升, 完成了绝热压缩过程, 即空腔内流体是可压缩的。管道内流体流速很低, 可以认为是层流。另外, 管道和空腔壁显然是刚性。于

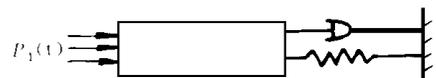


图 3 引管简化模型

是管道可简化成集总参数二阶系统, 如图 3 所示。

空腔内的气体压缩过程是绝热的, 其体积和压力的变化关系是:

$$dP_2/P_2 = -dV_2/kV_2 \quad (3)$$

式中, k 为绝热指数。于是:

$$dV_2/dt = (-kV_2/P_2) \cdot (dP_2/dt) \quad (4)$$

空腔内体积的变化来源于管道内气体的流入:

$$dv_2/dt = Au$$

式中, A 为管道截面积, u 为管道内空气柱的平均流速。代入式(4)中:

$$u = (-kV_2/AP_2) \cdot (dp_2/dt) \quad (5)$$

由泊肃叶定律, 层流下管内流动的摩擦阻力为:

$$R = 8\pi\mu lu$$

管道内气体的运动方程为:

$$\rho Al du/dt = p_1A - p_2A - 8\pi\mu lu \quad (6)$$

设管道系统的固有频率 ω'_n 和阻尼比 ζ 分别为:

$$\omega'_n = (C/l) \sqrt{V_2/V_1}, \zeta = 16\nu/d^2\omega'_n$$

这里: $C = \sqrt{kp/\rho}$, $V_1 = Al = \frac{\pi}{4}d^2 \cdot l$ 于是由式

(5)、(6)可得到:

$$d^2p_2/dt^2 + 2\zeta\omega'_n dp_2/dt + \omega'^2_n p_2 = \omega'^2_n p_1 \quad (7)$$

传感器前端空腔 V_2 的直径为 $15 \times 10^{-3} m$, 长度 $5 \times 10^{-3} m$, 于是 V_2 为 $0.88 \times 10^{-6} m^3$ 。考虑到管道简化所带来的误差, 可使用半径经验公式,

$$le = l(1 + 8d/3\pi) = 0.223 m$$

$$Ve = 1.5V_1 = 1.5 \frac{\pi}{4}d^2l = 2.33 \times 10^{-6} m^3$$

由于空气的运动粘度 ν 为 $1.5 \times 10^{-5} m^2/s$, 声速 C 为 $340 m/s$,

$$\text{于是: } \omega'_n = (C/le) \sqrt{V_2/V_1} = 9381/s$$

$$\zeta = \frac{16\nu}{d^2\omega'_n} = 0.028$$

以被测信号中的 ω 为 $150 Hz$ 频率成分为例,

有幅频响应: $p_2 = p_1 \sin(\omega t + \psi)$

$$|p_2| = |p_1| / \sqrt{[1 - (\omega/\omega'_n)^2]^2 + (2\zeta\omega/\omega'_n)^2} = 1.026|p_1|$$

$$\text{相频响应: } \psi = -\text{tg}^{-1} 2\zeta\omega/\omega'_n / [1 - (\omega/\omega'_n)^2] = -0.0092^\circ$$

即传感器通过管道拾取的信号与被测点的信号相比, 幅值增加 2.6%, 相位落后 0.0092°

一般而言, 如果引管长度较短, 管径适宜, 被测压力信号为低频信号, 使得 $\omega \ll \omega'_n$, 则式 7 所示的管道二阶测试系统在低频段上将呈现出基本无失真的传输特性。

4. 试验结果

图 4 为梳齿轮盘和蜂窝密封静子 (转速频率 $118.5 Hz$) 密封间隙气体压力脉动的频谱图; 表 2 为

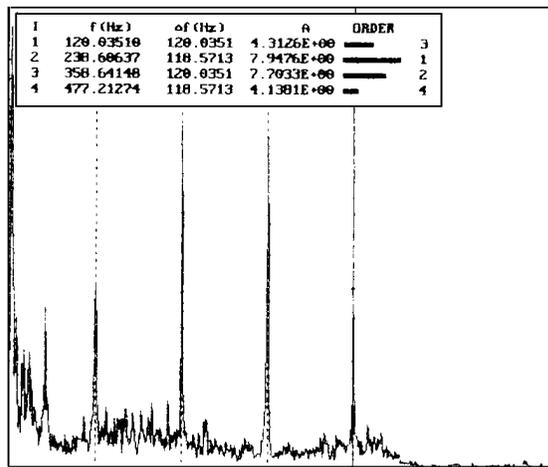


图 4 梳齿轮盘/蜂窝静子气体压力脉动频谱图
四组密封结构的试验结果 (进气压力为 $12 kPa$)。

表 2 不同密封结构气体振荡幅值 单位 $mV(12 Pa/mV)$

频率成分(Hz)	光滑轮盘 光滑静子 $C_r=0.1$	光滑轮盘 梳齿静子 $C_r=0.1$	光滑轮盘 梳齿静子 $C_r=0.2$	梳齿轮盘 蜂窝静子 $C_r=0.1$
转速频率 (79.5)	190	40	20	6.0
2 倍频(158.6)	32	6.5	2.3	8.8
3 倍频(237)	21	/	/	6.28

注: C_r 为密封半径间隙

由试验可以得到如下几点结论:

(1) 在临界转速以下, 密封间隙气流压力脉动的频谱成分中, 转速频率对应的幅值最大, 伴有二倍频、三倍频等高频成分, 充分说明了密封间隙气流的非正常脉动特性。

(2) 在四组类型的密封结构中, 静子件和转动件皆为光滑表面时, 密封间隙气体压力脉动各频率成分所对应的幅值最大; 幅值最小的密封结构为静子是蜂窝密封, 转子为梳齿轮盘。这表明, 蜂窝密封对转子的激励最小, 有利于转子的稳定运行; 轮盘和静子都为光滑表面的密封结构最不利于转子的稳定运行。

(3) 对于同样的光滑轮盘/梳齿密封结构, 密封间隙气流脉动的频率成分基本一致, 但对应的幅值不同: 间隙大的幅值低, 间隙小的幅值高。即增大密封间隙, 有利于转子的稳定运行。

(参加本项试验研究工作的还有: 周克家 刘正发 扬成毅 赵建平)

参考文献

- 路宏年, 郑兆瑞. 信号与测试系统. 国防工业出版社, 1988: 250 ~ 253
- 何立东, 夏松波, 闻雪友. 非线性转子-密封系统流体激振及其抑制分析. 第二届海峡两岸航空航天技术暨流固耦合学术研讨会论文集. 北京, 1998: 321 ~ 326

(渠源 编辑)

(Harbin Institute of Technology), Wang Qing, et al(Northeast Electrical Power Institute //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(1). — 33 ~ 36

On China's first oil shale circulating fluidized bed boiler performed was an industrial test of the U-type material return device regulating characteristic. Studied were the start-up characteristics of the U-type material return device and the effect of fluidized air and slackening air flow rate on the work performance of the said device. In addition, the required fluidized air flow and the minimal slackening air flow rate for the stable operation of the material return system are also proposed. Discussed is the combination regulation mode of fluidized air and slackening air for attaining a fine regulating quality of the U-type material return device. The study results may be helpful in guiding the operation of the oil shale circulating fluidized bed boiler and also serve as useful reference data for the operation of large-sized circulating fluidized bed boilers. **Key words:** U-type material return device, nonmechanical valve, circulating fluidized bed boiler, regulation, oil shale

水平浓淡煤粉燃烧器的研究 = **A study of Horizontal Dense-dilute Pulverized Coal Burners**[刊, 中] / An Enke, Xu Tongmo (Shanghai University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(1). — 37 ~ 39

An experimental study and theoretical analysis has been conducted of horizontal dense-dilute pulverized coal burners installed in a tangentially fired boiler. A comparison with WR burners has shown that the horizontal dense-dilute burners enjoy an earlier than expected ignition and a more wide regulation range of ignition stability. Moreover, an in-depth analysis has been performed of the mechanism of stable ignition of the dense-dilute pulverized coal burners. Conducted also is a quantitative analysis of the optimum pulverized coal concentration. The calculation results deviate from those of the experimental data by 17.4%. **Key words:** horizontal dense-dilute burners, WR burner, optimum dense-dilute ratio, optimum pulverized coal concentration

密封间隙气流振荡流场的动态压力测试 = **The Dynamic Pressure Measurement of a Gas Excitation Flow Field in a Seal Clearance.** [刊, 中] / He Lidong, Zhu Zhenyou, Wen Xueyou (Harbin No. 703 Research Institute) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1999, 14(1). — 40 ~ 42

An experimental study is conducted of the dynamic characteristics of gas flow pulsation in a turbine machinery seal clearance from the view point of fluid-solid interaction. Described in this paper are a test rig and a data acquisition and analysis system. An analysis of the seal gas flow excitation mechanism provides a theoretical basis for the selection of the cut-off frequency of a filter and the sampling frequency of the data acquisition system. The study focuses on the piping transmission characteristics in the course of the gas flow dynamic pressure measurement with the test results of four groups of different types of seal construction being discussed. **Key words:** seal, dynamic measurement, vibration, gas

压缩机特性线的系数拟合法 = **A Coefficient Fitting Method for Compressor Characteristic Curves**[刊, 中] / Cui Maopei (Dalian University of Science & Technology) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 1998, 13(6). — 43 ~ 46

The coefficient fitting method for compressor characteristic curves can be used to make a quick inquiry of compressor characteristic parameters and perform the off-design calculation of gas turbines. By utilizing the shape similarity of compressor characteristic curves and the gradual variation of the compressor shape and location the algebraic polynomial function relationship of the compressor characteristic parameters can be constructed by a method featuring a two-step in succession and one dimensional fitting. This simplifies the off-design calculation and is regarded as a practical method with a relatively high precision. Specific calculation examples with a detailed description are also given in the paper along with some calculation block diagrams. **Key words:** compressor, characteristic curves fitting, boundary line, iteration