

透平压缩机组支承系统的 振动频谱机理和识别

张端林

(振动研究室)

提 要

透平压缩机组的支承系统失稳是导致机组发生强烈振动,造成机械故障的重要原因之一。

本文论证了当支承座在垂直和水平方向上的刚度不相等时,发生振动的主要特征是频谱中既有基频,又有二倍频谐波,而且后者的振幅较大;当轴承的壳体与机体或是转子上热套配合件的过盈不足时,振动的频谱特征是具有分数谐波;当转子与静止件摩擦发生振动时,频谱的主要特征是从低频到高频谐波分布范围很宽,而且转子的轴心轨迹为逆进动。

本文的论证与生产中的大量统计数据相等,为机组进行状态监测、趋势分析、预报和诊断发生机械故障的原因,实现长周期安全运行,提高经济效益等,提供了参考依据。

一 前 言

机械振动的信号频谱分析技术,用于透平压缩机等大型旋转机械进行状态监测、趋势分析、预报可能出现的机械故障以及诊断发生故障的原因等,是提高设备的设计和制造水平,实现长周期安全运行的有效技术措施,对于节约能源、提高经济效益有着显著的效果。为了能迅速地在生产中广泛地应用,应掌握机械设备的动态特性和各种机械故障的频谱特征以及识别方法等。

透平压缩机组支承部件的失稳是导致机组发生强烈振动的原因之一。关于轴承的稳定性以及油膜滑动和油膜振荡的振动机理和频谱特征已有另文[1][2]介绍。现将支承座的刚度不相等、轴承壳体与机体配合过盈不足、转子上热套配合件过盈不足以及由于转子与静止件摩擦发生了强烈振动的机理及其频谱特征和识别方法等分述如下。

二 频谱的主要特征

(一)、支承刚度不相等

旋转机械的支承刚度如果在垂直和水平方向上不相等时(一般是垂直方向的刚度较大),

$$\text{假设 } K_y = K + \Delta K \quad K_x = K - \Delta K$$

本文1984年3月7日收到

支承刚度可等效地转移到转子上,当转子由于自重或具有动不平衡质量等以均匀角速度 ω 回转时,转子的刚度则随转子的回转角而变,是时间的函数,即 $K=f(t)$

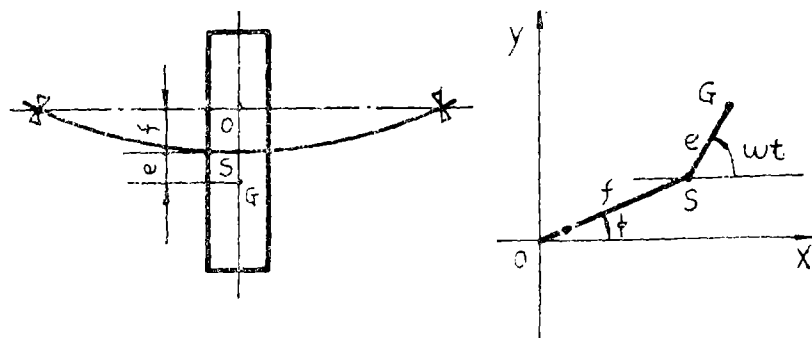


图1、转子系统的简图

当转子的质心S回到图1所示的位置时,转子的刚度为:

$$\left. \begin{aligned} K_{Sx} &= (K - \Delta K) \cdot \cos \omega t \\ K_{Sy} &= (K + \Delta K) \cdot \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} K_S &= \sqrt{K_{Sx}^2 + K_{Sy}^2} \\ &= \sqrt{K^2 + \Delta K^2 - 2\Delta K \cdot K \cdot \cos 2\omega t} \end{aligned} \quad (2)$$

即转子每回转一周时,其刚度从最小值 $K - \Delta K$ 到最大值 $K + \Delta K$ 变动两次,因而转子的刚度是以频率为 $2\omega t$ 在变动。转子的运动方程为:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + K_S \cdot x &= me\omega^2 \cdot \cos(\omega t - \phi) \\ m\ddot{y} + K_S \cdot y &= me\omega^2 \cdot \sin(\omega t - \phi) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$A = \frac{me\omega^2}{K_S - m\omega^2} \quad (4)$$

振幅:

$$A = \frac{me\omega^2}{K_S - m\omega^2}$$

把(2)式代入(4)式知:当机组以某转速 ω 运行时转子每回转一周,振幅值的变化频率为 $2\omega t$ 。

当转子的运行转速通过临界转速时,其临界转速在水平和垂直方向是不同的,如图2所示。

(二)、支承件配合过盈不足

透平压缩机组的经向轴承,由于工作转速高、载荷重、承受冲击和振动等,一般都

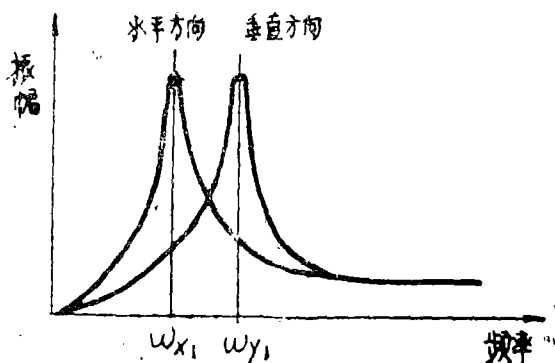


图2 水平和垂直方向的临界转速

采用滑动轴承,其结构有圆柱轴承、椭圆轴承以及活支多瓦(如五块瓦)轴承等多种型式,但轴承的瓦壳(瓦座)与机体的配合应该是易于定期装卸、对中和抗振性能较好的过渡配合或间隙较小的动配合。如果配合间隙较大时,瓦座与机体的配合就是局部接触,其工作状态如图3所示,

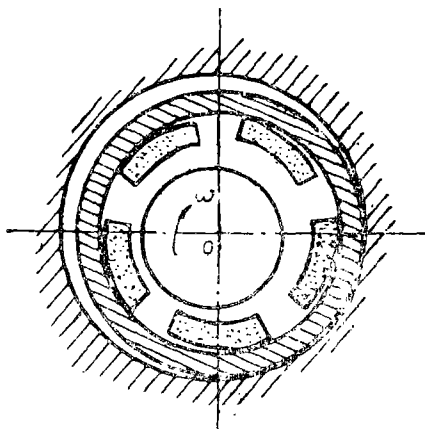


图3 轴承瓦壳的工作状态

这样不仅改变了转子的支承刚度,而且转子与机体轴线发生偏移,造成了转子轴颈与瓦面接触不均匀等。用于瓦壳为一薄壁另件,若有激振力 $P_1 \cdot \cos \omega t$ 作用于转子上,瓦壳就随激振力在不同的作用方向上变形,每回转一周变动二次,从而改变了轴承的油膜特性和承载能力,并产生新的激振力 $P_2 \cdot \cos 2\omega t$ 作用于转子。由资料(2)知转子的运动方程为:

$$m\ddot{x} + K(1 + x^2)x = p_1 \cos 2\omega t + p_2 \cos 2\omega t \quad (5)$$

$$\text{令 } \omega t = \omega_1 t, \quad 2\omega t = \omega_2 t$$

(5)式的解为:

$$x(t) = A_1 \cos \omega_1 t + A_2 \cos \omega_2 t + \varepsilon \cdot u(t) \quad (6)$$

$$\begin{aligned} (6) \text{ 式中: } u(t) = & -\frac{1}{4} \left[\frac{A_1^3 \cos 3\omega_1 t}{(1 - 9\omega_1^2)} + \frac{3A_1^2 A_2 \cdot \cos(2\omega_1 + \omega_2)t}{1 - (2\omega_1 + \omega_2)^2} \right. \\ & + \frac{3A_1^2 A_2 \cdot \cos(2\omega_1 - \omega_2)t}{1 - (2\omega_1 - \omega_2)^2} + \frac{3A_1 \cdot A_2^2 \cos(\omega_1 + 2\omega_2)t}{1 - (\omega_1 + 2\omega_2)^2} \\ & \left. + \frac{3A_1 A_2^2 \cdot \cos(\omega_1 - 2\omega_2)t}{1 - (\omega_1 - 2\omega_2)^2} + \frac{A_2^3 \cos 3\omega_2 t}{1 - 9\omega_2^2} \right] \quad (7) \end{aligned}$$

把(7)式代入(6)式求解知,作用于转子的激励力,其频率不仅有 ω_1 及 ω_2 而且还有 $3\omega_1$ 、 $2\omega_1 \pm \omega_2$ 、 $\omega_1 \pm 2\omega_2$ 及 $3\omega_2$ 。

既激励力的频率为: ω 、 2ω 、 3ω 、 4ω 、 5ω 及 6ω

系统的响应频率为: ω 、 $\frac{1}{2}\omega$ 、 $\frac{1}{3}\omega$ 、 $\frac{1}{4}\omega$ 、 $\frac{1}{5}\omega$ 、及 $\frac{1}{6}\omega$ 、

据统计〔3〕当支承件配合过盈不足时出现各种频率的可能性如表一所示。

表一

| 振 动 频 率 | 0~40% ω | 40~50% ω | 50~100% ω |
|---------|----------------|-----------------|------------------|
| 出现的可能性% | 90 | | 10 |

(三)、转子下热套配合件过盈不足

转子上的回转体(如叶轮等), 如果与轴的装配过盈不足时, 在高速转动下回转体与轴的配合就会松动, 这样, 不仅转子的刚度发生变化, 而且回转体又有倾角 θ , 构成了复杂力学系统如图4所示。转子的固有频率 ω , 为回转体的转速 ω 的函数。

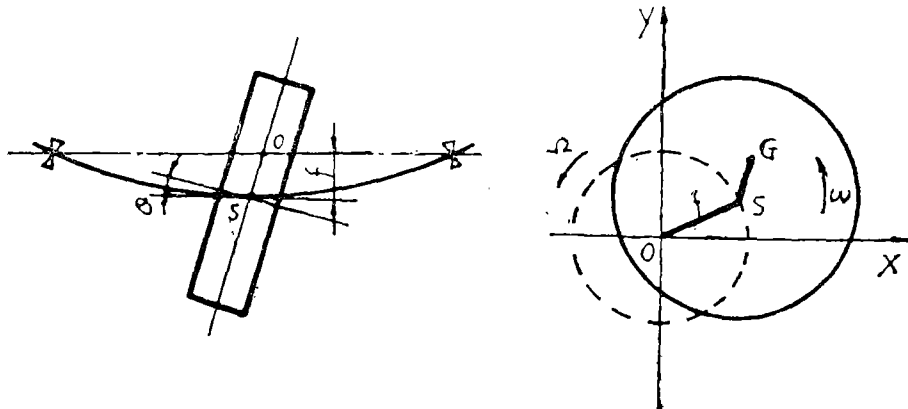


图4 转子的力学转型

当转子绕轴承轴心线O的回旋频率(即振动频率) Ω 与其转动频率 ω 不相等, 如 $\Omega = \frac{\omega}{n}$ 或 $\Omega = n\omega$ 时(n 为正整数), 轴具有交变应力, 其最大拉伸和压缩位置在1、2两点不断变化, 如图5所示, 这样不仅发生轴的材料内摩擦, 而且轴与回转体配合表面还发生干摩擦, 此干摩擦力比内摩擦力大的多, 其特性曲线如图6所示。当 $V = 0$ 时, 为静摩擦力, 其值最大, 当相对速度 V 由零逐渐增加时则静摩擦变为动摩擦, 所以摩擦力降低。当 V 的方向相反时, 摩擦力的方向也相反, 两条曲线和原点对称。因而, 由于干摩擦力的作用, 在一定条件下转子系统就发生

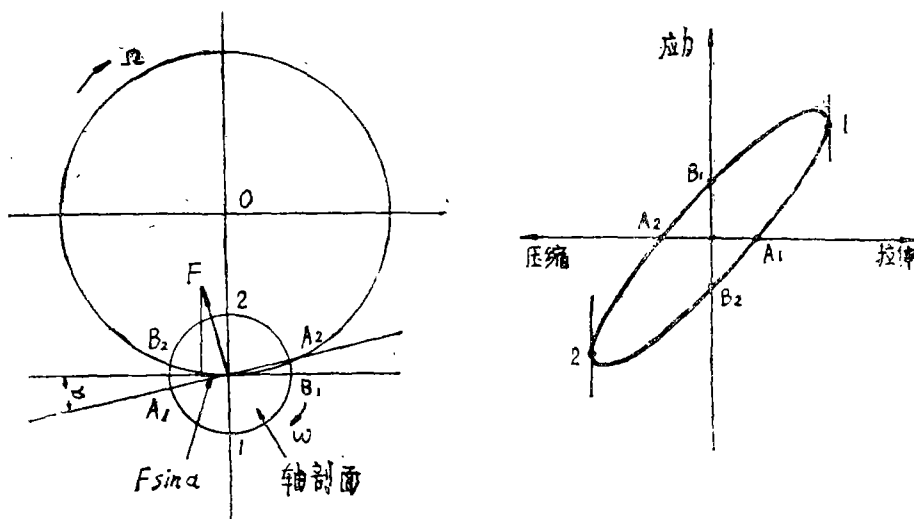


图5 转子配合表面受力图

非线性振动,其运动方程为: $m\ddot{X} + K(1 + \varepsilon x^2)x$

$= p_1 \cdot \cos \omega_1 + p_2 \cos \omega_2 t$ 由于 $\omega r = \frac{\omega_1}{n}$ 或

$\omega_2 = n\omega_1$ (n 为正整数), 所以系统的响应振动频率为 ω_2 , $\frac{\omega}{n}$ 及 $n\omega_1$ 等, 据统计

[3] 知, 当转子上的热套件配合过盈不足时, 出现各种谐波的可能性如表二所示:

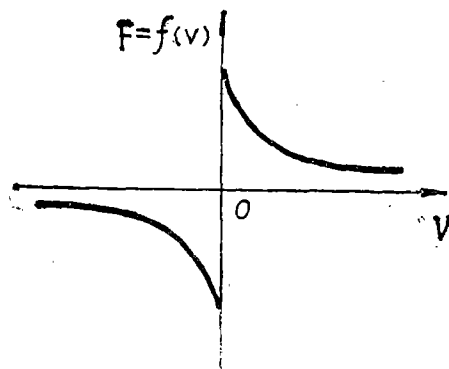


图 6 摩擦力的特性曲线

表二

| 振 动 频 率 | 0~40% ω | 40~50% ω | 50~100% ω | 不规则 |
|---------|----------------|-----------------|------------------|-----|
| 出现的可能性% | 40 | 40 | 10 | 10 |

(四、) 转子与静止件摩擦

当转子的动挠度或轴间位够过大而与静止件摩擦时(如图 7)所示, 静止件对转子的作用力为摩擦力 F 及正压力 N , 其合力为 R 。

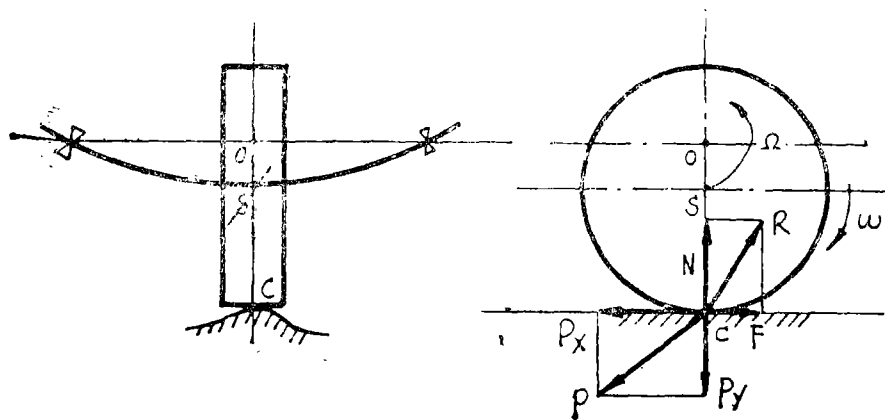


图 7 转子与静止件摩擦

其中 $F = \mu N$ $N = p_y$

$$R = \sqrt{F^2 + N^2}$$

$$\mu = t_g \varphi = \frac{F}{N}$$

(对于钢材一般 $\mu = 0.15 \sim 0.2$)

由图 8 知, 静止件对转子的作用力, 一方面使转子围绕轴承的轴心线 O , 以回转, 频率 Ω 作反向进动, $\Omega = \frac{1}{n}\omega$ (n 为正整数); 而同时又有使转子减少离心力恢复弹性变形的作用使转子每转动一周与静止件的接触不是连续的, 而是以很高的频率在变化。因而转子的振

动过程是一复杂的综合运动。转子振动的频率从 $\frac{\omega}{n}$ 到 $n\omega$ 有很宽的范围。据统计 [3] 知, 当转子与静止件摩擦时出现各种振动频率的可能性如表三所示。

表三

| 振 动 频 率 | $0 \sim 40\% \omega$ | $40 \sim 50\% \omega$ | $50 \sim 100\% \omega$ | $1 \times \omega$ | $2 \times \omega$ | $3 \times \omega$ | 高频 |
|---------|----------------------|-----------------------|------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|----|
| 出现的可能性% | 10~20 | 10~20 | 10~20 | 20~30 | 10 | 10 | 10 |

三、结论及识别方法

1、转子系统的支承刚度不相等时, 频谱的主要特征是主频率为二倍频, 而且转子的固有频率在垂直和水平方向不相等。

2、支承件配合过盈不足时频谱的主要物征是主频率为分数谐波, 而低于半频的可能性有90%左右。

3、转子上热套件配合过盈不足时, 转子的固有频率为其旋转频率的函数, 频谱的主要特征是, 出现低频(即分数谐波)的可能性有80%左右。

4、转子与静止件摩擦时, 转子的振动频率从低频到高频分布范围很宽。而且转子的轴心轨迹为反运动。

致谢: 参加此论文工作的有杜云天、张立广、黄土涛、孙惠国及武晓忠等同志, 仅此表示感谢。

参 考 文 献

- (1) 张瑞林 振动信号分析技术在大化肥透平压缩机组故障诊断中的应用《大化肥机泵年会论文》1981年12月
- (2) 张瑞林 透平压缩机组的故障诊断 郑州工学院 1983年7月
- (3) Ralph A·Collacott Vibration monitoring and Diagnosis 1979年
- (4) Ronald E·Mickens An introduction to nonlinear oscillations 1981年
- (5) 卓祥华等 高速重载齿式联轴器系列特性及设计原则《机械强度》1981年3期
- (6) 井町勇 机械振动学 科学出版社 1979年
- (7) 中川宪治 工程振动学 上海科技出版社 1981年