

结构与可靠性

全浮式浮环轴承-转子系统动态特性与稳定性研究

徐 涛¹, 奉峥嵘¹, 陈世凡²

(1. 海军驻重庆第二军事代表室, 重庆 402262; 2. 重庆江增船舶重工有限公司, 重庆 402262)

摘 要: 基于内外油膜的刚度和阻尼系数分析方法, 探讨全浮式浮环轴承-转子系统的动态特性和稳定性; 对轴承-转子系统进行线性和非线性仿真分析。分析表明: 当系统转速超过 12 000 r/min 时, 系统进入不稳定状态, 出现不稳定涡动; 系统转速达到 15 000 r/min, 浮环转速比为 0.54 时, 系统处于不稳定状态。研究还表明: 可通过轴承设计将系统中的不稳定低频涡动控制在工程应用的允许范围内; 为增强系统的稳定性, 浮环半径比和浮环外内间隙比尽量取大值。

关键词: 浮环轴承; 转子系统; 转速比; 动态特性

中图分类号: TH133; TK421.8 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2021)05-0025-06

Research on Dynamic Characteristics and Stability of Fully Floating Ring Bearing-Rotor System

Xu Tao¹, Feng Zhengrong¹, Chen Shifan²

(1. Chongqing Second Military Representative Office of Navy, Chongqing 402262;

2. Chongqing Jiangjin Shipbuilding Industry Co., Ltd., 402262)

Abstract: Based on the analysis method of stiffness and damping coefficient of internal and external oil film, the dynamic characteristics and stability of fully floating ring bearing-rotor system were discussed. The linear and nonlinear simulation analysis of bearing-rotor system was carried out. The analysis shows that when the speed of the system exceeds 12 000 r/min, the system gets into an unstable state and unstable whirl occurs; when the system speed reaches 15 000 r/min and the floating ring speed ratio is 0.54, the system is in an unstable state. The research also shows that the unstable low-frequency whirl in the system can be controlled within the allowable range of engineering application through bearing design. In order to enhance the stability of the system, the radius of the floating ring and the outer and inner clearance ratio of the floating ring shall be set as large as possible.

Key words: floating ring bearing; rotor system; speed ratio; dynamic characteristic

0 引言

随着涡轮透平机械不断向高压比、大流量、高效率发展, 转子系统的转速越来越高, 随之而来的是转子振动和轴承温度飙升的问题。在这种背景下, 浮环轴承的概念被提出。目前, 由于浮环轴承的制造成本相对低廉, 结构简单, 装配维修方便, 已被大量应用于涡轮增压器转子系统。涡轮增压器转子系统的高速轻载特征与普通透平机械的转速与载荷

特征有明显差异, 因此其浮环轴承在结构和性能上也与普通固定瓦轴承有较大的不同, 这就意味着在设计和分析其动态特性和稳定性时应区别对待。

早在 1949 年 Shaw 与 Macks 就阐述了浮环轴承原理^[1], 并解释浮环的承载能力来自浮环旋转、进油和油膜径向挤压所产生的油膜压力。在浮环轴承的分析中, 首先面临的问题是确定浮环的转速, 理论上浮环转速可以通过内外油膜摩擦扭矩平衡方程得到。但试验表明: 由于浮环内间隙较小, 运行

时内油膜温度高于外油膜温度,从而导致油膜黏度下降,浮环转速下降。研究表明:就某一特定结构而言,由式(1)可计算出浮环转速比 δ (浮环转速与轴颈转速的比值), δ 可以从低转速时的0.5降至高转速时的0.3^[2]。

$$\delta = \frac{N_r}{N_j} = \frac{1}{1 + \frac{\mu_2 L_2 R_2^3 C_1}{\mu_1 L_1 R_1^3 C_2}} \quad (1)$$

式中: δ 为浮环转速比; N_j 为轴颈转速, r/min; N_r 为浮环转速, r/min; μ_1 为内油膜黏度, Pa·s; μ_2 为外油膜黏度, Pa·s; R_1 为浮环内半径, m; R_2 为浮环外半径, m; L_1 为浮环内圆轴向宽度, m; L_2 为浮环外圆轴向宽度, m; C_1 为浮环内间隙, m; C_2 为浮环外间隙, m。

本文基于DyRoBeS软件研究临界转速、线性与非线性时变响应对浮环轴承-转子系统动态特性的影响;同时分析浮环结构对系统稳定性的影响。

1 浮环轴承-转子系统动态特性分析

在浮环轴承中,全浮式浮环轴承由于其结构简单而被较多地应用于批量生产的小型涡轮增压器^[3-6],例如车用增压器。图1所示为小型涡轮增压器转子系统结构。转子两端分别悬挂铝合金压气叶轮和高温合金涡轮;由浮环轴承承载转子径向载荷。转子旋转时,浮环以一定比例的转速自由旋转。通常,浮环的内间隙小于外间隙。

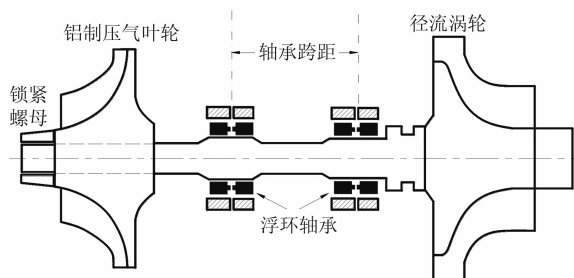


图1 增压器轴承-转子结构示意图

浮环轴承-转子系统动态特性分析通常有两种方法:一种是浮环轴承的等效刚度和阻尼系数;另一种是基于内外油膜的刚度和阻尼系数。本文采用后面一种方法。

1.1 临界转速分析

为方便对下文计算结果进行分析,对相关参数进行说明:S为轴(Shaft)简写;Brg为轴承(Bearing)简写;F为支撑点。

转子一阶临界转速计算结果如图2所示。转子呈锥形姿态;轴的势能比重小,呈刚性,而轴承的势能比重较大,占到98.79%。

一阶模态: 37.12 Hz
临界转速: 2 227 r/min

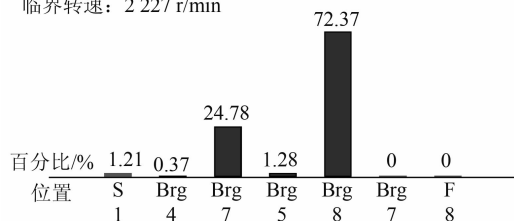


图2 转子一阶临界转速与势能分布

转子二阶临界转速计算结果如图3所示。转子呈柱形姿态;轴的势能比重小,呈刚性,而轴承的势能比重较大,占到93.11%。

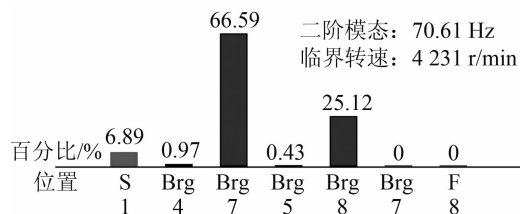


图3 转子二阶临界转速与势能分布

转子三阶临界转速计算结果如图4所示。转子呈挠曲姿态;轴的势能比重增大,呈柔性,而轴承的势能比重减小,仅占到5.47%。由于轴承势能非常小,如果转子工作转速超过三阶临界转速,将可能无法跨越。

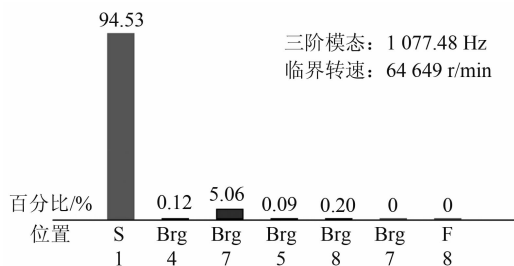


图4 转子三阶临界转速与势能分布

1.2 线性稳定分析

在轴承-转子系统的线性稳定性分析中使用对数衰减率 ζ 来判定系统的稳定性。当 $\zeta > 0$,系统稳定;当 $\zeta < 0$,系统失稳。

转子一阶进动模态对数衰减率如图5所示,在整个工作转速范围内没有出现负值。转子二阶进动模态对数衰减率如图6所示,在12 000 ~ 30 000 r/min转速范围内,对数衰减率为负值。从线性角度分析,该转子转速达到12 000 r/min时系统将变得不稳定。图7显示的是转子系统的二阶进动模态,可见:转速为12 000 r/min时,系统呈不稳定正进动模态,近似转子临界转速分析中的一阶临界转速振动模态。

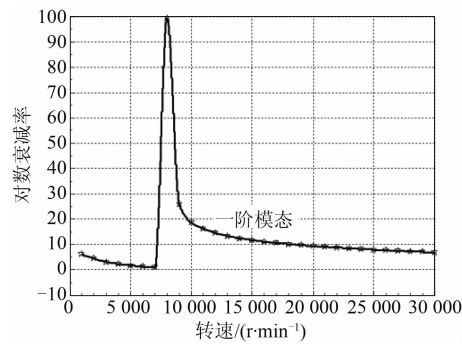


图5 转子一阶进动模态对数衰减率

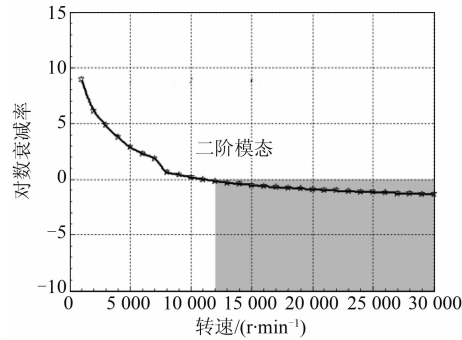


图6 转子二阶进动模态对数衰减率

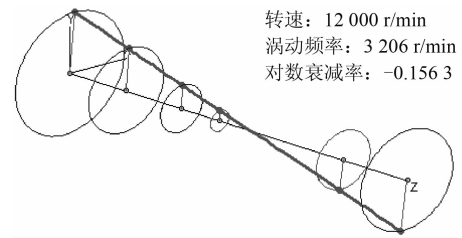


图7 转子二阶进动模态

转子三阶进动模态对数衰减率如图 8 所示，在 15 000 ~30 000 r/min 转速范围内，对数衰减率为负值，表明该转子转速达到 15 000 r/min 时系统变得不稳定。转子四阶进动模态对数衰减率如图 9 所示，在整个工作转速范围内没有出现负值。图 10 显示的是转子系统的三阶进动模态，可见：转速为 15 000 r/min 时，系统呈不稳定正进动模态，近似转子临界转速分析中的二阶临界转速振动模态。

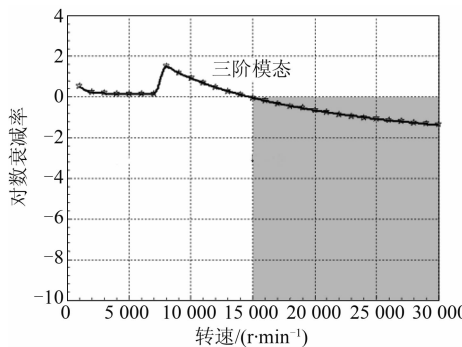


图8 转子三阶进动模态对数衰减率

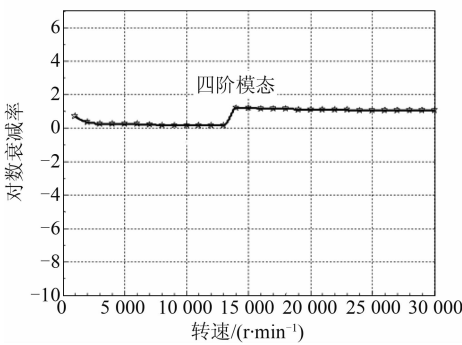


图9 转子四阶进动模态对数衰减率

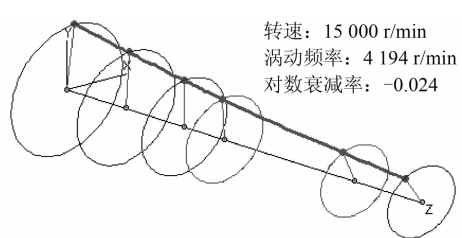


图10 转子三阶进动模态

1.3 线性时变响应分析

从转子系统线性稳定性分析来看，系统在工作转速范围内存在不稳定的涡动现象；进入不稳定区的触发转速大约在 12 000 r/min。据此可推测在线性时变响应分析中将得到系统不稳定结论。对转子系统在转速 10 000 r/min 和 12 000 r/min 下进行线性时变响应分析。如图 11 所示，当转速为 12 000 r/min 时，转子姿态已经处于发散状态。

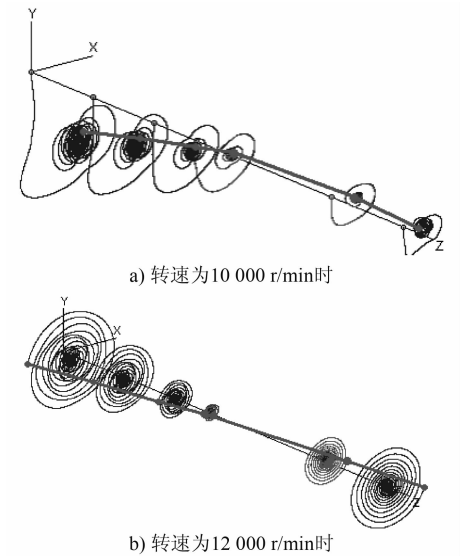


图11 转子线性时变响应分析

图 12 所示为压端轴承节点位置轴颈振动的线性时变响应分析。从图中可见：压端轴颈在 10 000 r/min 开始轻微波动，当转速达到 12 000 r/min 时，振动幅值已经明显发散，系统进入不稳定区。

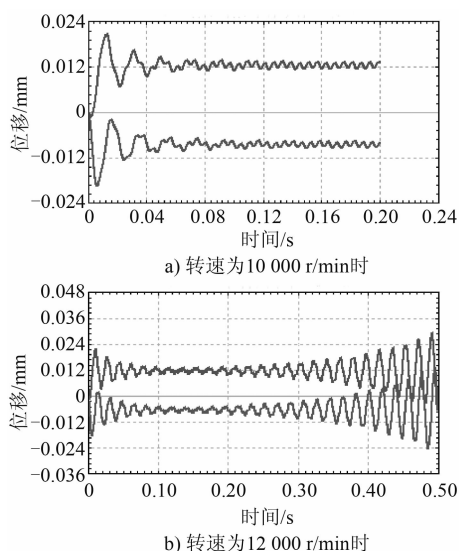


图12 压端轴承节点位置轴颈振动线性时变响应分析

图13所示的FFT分析结果表明：当转子转速为10 000 r/min时，同步振动为主要因素，低频振动幅值小于同步振动；当转子转速达到12 000 r/min时，低频的次同步振动远远大于同步振动，同步振动的迹象几乎消失，这说明不稳定的次同步振动占主导因素，系统处于不稳定状态。

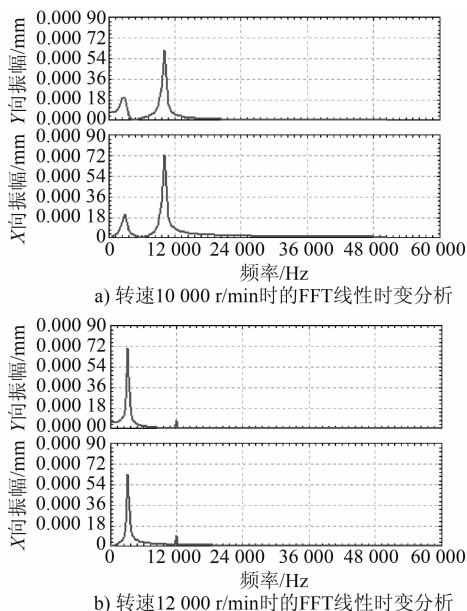


图13 转速：10 000、12 000 r/min时的FFT线性时变响应分析

2 浮环轴承-转子系统动态特性非线性分析

线性时变响应分析的结果认为：当系统转速超过12 000 r/min后，系统的涡动开始发散，系统将不能正常运行。但从实际情况考虑，当油膜涡动发生后，由于油膜厚度变小，油膜压力会增

强，轴颈涡动轨迹并不会无限制地发散，而有可能稳定在一个合理的可控的幅值范围内做回转运动。

DyRoBeS软件中浮环轴承-转子系统非线性计算的浮环转速比须事先给定，为0.54，这是一个比较大的值。系统在低转速或者设备启动初期浮环转速可能较大，但随着转速的提高，内外油膜温差逐渐增大，浮环转速比可能下降至0.3。

2.1 非线性时变响应分析

图14为系统转速为15 000 r/min，浮环转速比为0.54时，轴颈振幅的非线性时变响应分析。从图中可看出：1 s时压端浮环轴承轴颈整体振动半径幅值大约为0.056 mm，小于名义间隙0.107 5 mm，轴颈等效偏心率约为0.52；涡端浮环轴承轴颈的整体振动半径幅值大约为0.060 mm，且有继续收敛的可能，轴颈等效偏心率约为0.56。整个振动幅值随计算时间呈可控的周期振动。

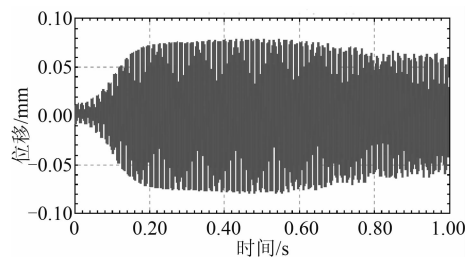


图14 系统转速15 000 r/min、 $\delta=0.54$ 时，轴颈振幅的非线性时变响应分析

转子系统FFT分析（图15）结果指出：系统低频的次同步振动幅值远大于同步振动幅值，同步振动的迹象几乎消失。这说明不稳定的次同步振动占主导因素，系统处于不稳定状态，这与线性分析所得到的结论相同，但振动幅值在可控范围内。

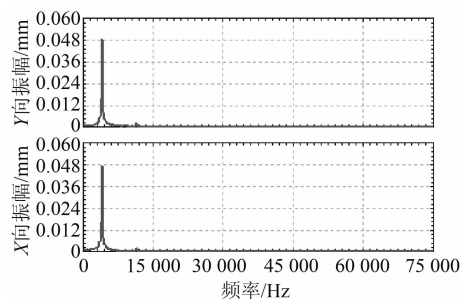


图15 转子系统FFT分析（转速15 000 r/min）

图16给出了系统在11 000 r/min和15 000 r/min， $\delta=0.54$ 下转子姿态的模拟结果。该结果与线性分析的结论一致，即当转速低于12 000 r/min时，系统处于相对稳定的姿态；当转速大于12 000 r/min时，系统开始出现不稳定的涡动。

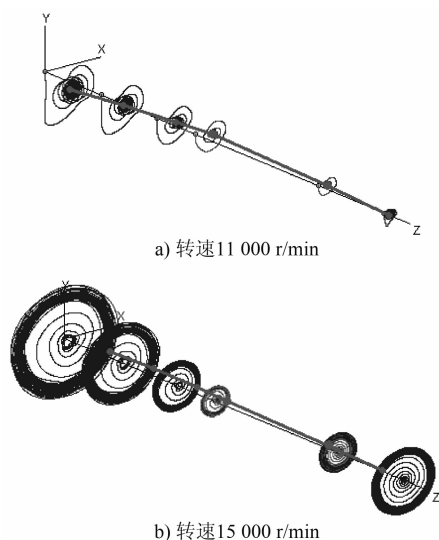
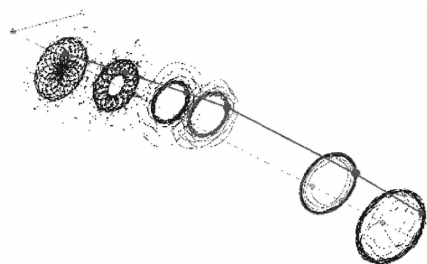
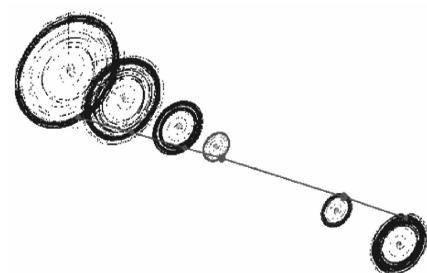


图 16 非线性时变响应转子姿态分析图

2.2 浮动套结构与系统的稳定性关系

上述分析表明: 非线性分析中指定的浮环转速比对于系统的稳定性有很大的影响。如图 17 和图 19 所示, 浮环转速比 $\delta = 0.3$ 时, 转子的涡动呈现向内收敛的趋势, 其振动幅值如图 21 所示, 偏心距为 0.01 mm , 振荡有收敛的趋势。而图 18 和图 20 所示浮环转速比 $\delta = 0.54$ 时, 转子呈现可控的准圆形涡动, 其涡动幅值如图 22 所示, 偏心距为 0.07 mm , 偏心率 0.65 。因此, 从稳定性角度出发, 设计时应倾向采用小的浮环转速比。

图 17 $\delta = 0.30$, $29\,000 \text{ r/min}$ 时转子姿态图 18 $\delta = 0.54$, $29\,000 \text{ r/min}$ 时转子姿态

从公式 (1) 出发, 设计时应取较大的浮环半径比 R_2/R_1 ; 而 L_2 与 L_1 从结构上被限制, L_2/L_1 几乎等于 1; μ_2/μ_1 项与 C_1/C_2 项则互相制约。通常

浮环设计选择浮环外径间隙大于内径间隙, 即 $C_2/C_1 > 1$, 这样浮环内油膜由于间隙小导致温度上升, 黏度下降, 结果是 μ_2/μ_1 项增大; 反之如果选择外间隙小于内间隙, 外油膜由于间隙小导致温度上升, 黏度下降, μ_2/μ_1 项减小。对于浮环间隙比的选择, 研究表明^[7]: 选择较大的间隙比 ($C_2/C_1 > 1$), 能够增加系统的稳定性, 反之将导致稳定性降低。如图 23 所示, 选择浮环内间隙大于外间隙, 即 $C_2/C_1 < 1$, 转子的压端浮环轴承发生油膜涡动, 偏心率达到 0.7 , 接近 1 , 而且压气叶轮段的涡动振幅超过物理间隙, 系统将不能正常运行。

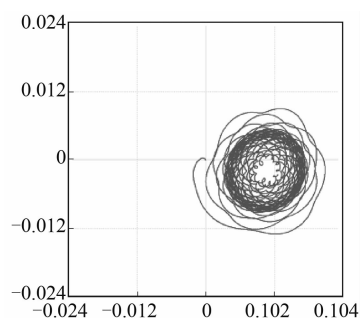
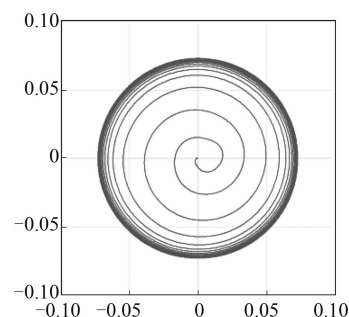
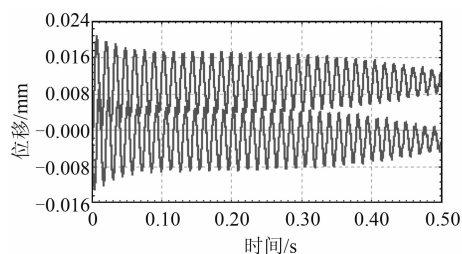
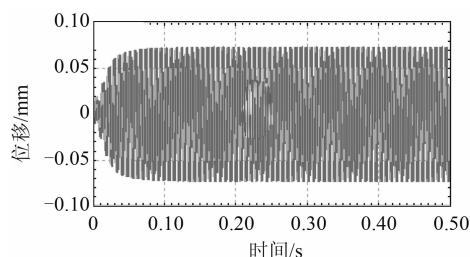
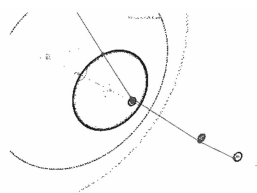
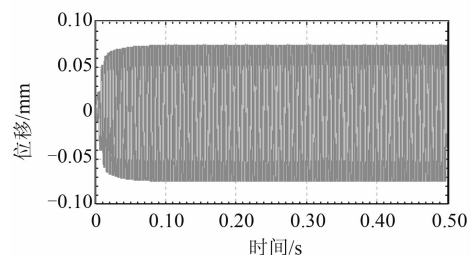
图 19 $\delta = 0.30$, $29\,000 \text{ r/min}$ 时轴颈质心轨迹图 20 $\delta = 0.54$, $29\,000 \text{ r/min}$ 时轴颈质心轨迹图 21 $\delta = 0.30$ 时轴颈振幅

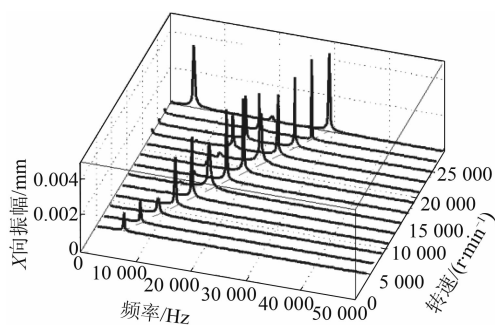
图 24 为 $\delta = 0.30$ 时非线性分析 FFT 瀑布图。可见: 在整个工作范围内存在不稳定的低频涡动, 但不平衡力造成的同步振动始终占据主导因素。因此, 在涡轮增压器的高速轻载浮环轴承-转子系统中允许不稳定低频涡动存在, 可通过精心设计轴承几何参数, 将其控制在工程应用允许的范围内, 而不对设备使用造成影响。

图22 $\delta=0.54$ 时轴颈振幅

a) 转子姿态



b) 压端轴承轴颈振幅

图23 转子姿态与压端轴承轴颈振幅
($\delta=0.3$, $C_2/C_1 < 1$)图24 $\delta=0.30$ 时非线性分析 FFT 瀑布图

3 结论

(1) 浮环轴承特殊的双层油膜结构具有优良的阻尼效果; 转子系统即使存在不稳定的低频涡动

也能够通过对轴承几何参数的设计将涡动控制在工程使用允许范围内, 使转子呈可控的有限幅度回转运动。

(2) 线性时变响应分析中对于系统的稳定性判断基本合理, 其预测结果与非线性时变响应分析所预测的不稳定转速范围基本吻合。因此在浮环轴承-转子系统初步设计阶段可以采用线性分析的方法进行稳定性判断。

(3) 关于浮环轴承的结构设计: 当系统转速达到 15 000 r/min, $\delta=0.54$ 时, 系统处于不稳定状态, 为增强其稳定性, 浮环半径比 R_2/R_1 和浮环外内间隙比 C_2/C_1 应尽量取较大值。这一非线性分析结论也与文献^[8-9]中关于优化区变大的趋势论证吻合。

参考文献

- [1] SHAW M C, MACKS F. Analysis and lubrication of bearings [M]. McGraw-Hill, New York, 1949.
- [2] ANDRES L S, KERTH J. Thermal effects on the performance of floating ring bearings for turbochargers [J]. Proc. Instn Mech. Engrs, Engineering Tribology. 2004, 218 (5): 437-450.
- [3] 代静. 涡轮增压器全浮环轴稳定性分析 [D]. 石家庄: 河北科技大学, 2015.
- [4] 岑少起, 于卫东, 李瑞珍. 超高速汽轮机动静压浮环轴承特性研究 [C]. 全国摩擦学大会, 2007.
- [5] 易圣先, 赵俊生, 殷琼. 浮环轴承结构参数对其动态特性的影响 [J]. 轴承, 2014 (3): 26-30.
- [6] 孙一休. 高速浮环轴承-转自系统特性分析 [D]. 郑州: 郑州大学, 2015.
- [7] TANAKA M, HORI Y. Stability characteristics of floating bush bearings [J]. Journal of Lubrication Technology, 1972, 94 (3): 256-259.
- [8] MOKHTAR M O A. Floating ring journal bearings: theory, design and optimization [J]. Tribology International, 1981, 14 (2): 113-119.
- [9] SCHWEIZER B. Dynamics and stability of turbocharger rotors [J]. Archive of Applied Mechanics, 2010, 80 (9): 1017-1043.