

文章编号: 1673-5196(2020)05-0073-05

叶轮转子-轴承-干气密封系统模态分析及谐响应分析

张伟政, 林 智, 丁雪兴, 吴传扬

(兰州理工大学 石油化工学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 以“叶轮转子-轴承-干气密封”系统的动态特性为研究对象, 利用软件 ANSYS 建立有限元模型, 对系统进行满载条件下模态分析, 得到该系统各阶固有频率和振型, 对该系统进行空载条件下模态分析, 对比上述两种固有频率发现: 工况下干气密封系统及叶轮转子所受的力降低了系统固有频率。以系统不平衡量为体载荷, 通过谐响应分析方法得到系统的稳态不平衡响应曲线。

关键词: 干气密封; 模态分析; 谐响应分析

中图分类号: TQ051; TH113.1 **文献标志码:** A

Modal analysis and harmonic response analysis of impeller rotor-bearing-dry gas seal system

ZHANG Wei-zheng, LIN Zhi, DING Xue-xing, WU Chuan-yang

(College of Petrochemical Technology, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: Taking dynamic characteristics of a large system “impeller rotor-bearing-dry gas seal” system as a research object, a finite element model has been established by adopting ANSYS software. The model is used to analyze the gas sealing system under full load condition, and natural frequencies and vibration modes in various stages are obtained. The modal analysis of the system under non-loading condition is then carried out, and the natural frequencies under above two conditions are compared and analyzed with each other. Compared with the above two natural frequencies, it is found that the force acting on the dry gas sealing system and the impeller rotor reduces natural frequency of the system. Finally, taking the unbalance of the system as body load, the steady-state unbalanced response curve of the system can be obtained by a harmonic response analysis method.

Key words: dry gas seal; modal analysis; harmonic response analysis

随着旋转机械在实际应用中日益向大尺寸、高参数方向发展, 流体介质与转轴之间的流固耦合作用越来越显著, 已经严重危害到转子系统的稳定性。以干气密封作为机封的压缩机中, 干气密封及叶轮转子在工作环境下的受力和轴承旋转支持刚度对压缩机系统的振动会有很大的影响。干气密封结构可承受一定设计许可范围内的振动, 但长时间的振动引起的疲劳损伤及喘振不能忽视, 严重时会使干气密封失效, 压缩机不能正常运转。因此压缩机系统的有限元建模、模态分析及谐响应分析正是系统动态特性分析的重要组成部分和进一步动力学分析的基础。

Wang 等^[1]把主轴考虑为瑞利梁模型, 把角接触球轴承视为径向和倾斜弹簧和阻尼器, 其建立的有限元模型说明了附加的倾斜特性对高阶振动模态有重要影响。Kosmatka^[2]基于 Hamilton 原理建立了二维 Timoshenko 梁模型, 并进行了轴向力作用下梁的稳定性分析和振动分析。罗筱英等^[3]研究了结构参数对砂轮主轴系统动态性能的影响, 研究表明支撑刚度对模态影响较大, 刚度的增加使得第一阶固有频率较大幅值地提升, 而支撑跨距对模态的影响相对较小。俞树荣等^[4]分析了螺旋角对干气密封系统稳定性的影响, 并给出了使系统稳定的螺旋角的范围。彭旭东等^[5]基于完全析因设计方法, 考虑干气密封的动压效应以及轴向气膜稳定性, 对中低压螺旋槽几何结构参数进行了优化。张伟政等^[6-8]求

收稿日期: 2019-05-20

基金项目: 甘肃省自然科学基金(18JR3RA145)

作者简介: 张伟政(1978-), 男, 甘肃白银人, 博士, 副教授。

解了气膜与静环的振动微分方程,并且探讨分析不同槽型参数对静环振动的影响规律.丁雪兴等^[9]建立了气膜-密封环系统轴向振动模型,考虑热耗散变形条件下,在轴向上进行振动稳定性动力学分析.尽管转子-轴承及干气密封动力学已取得了不少成果,但以转子、轴承、干气密封系统组成的大系统的动力学方面的研究较为匮乏.因此,该领域的研究显得尤为重要.

本文以叶轮转子、轴承、干气密封系统组成的大系统为研究对象,考虑到实际的大系统会受到干气密封结构及叶轮转子受力的影响,对叶轮转子-轴承-干气密封系统进行受力分析、预应力模态分析及谐响应分析,探求系统的动态特性.

1 叶轮转子-轴承-干气密封有限元模型建立

1.1 模型的简化

1) 干气密封结构主要由加载弹簧、O 形圈、静

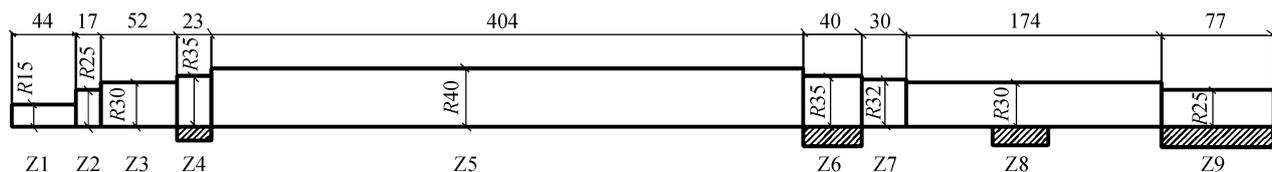


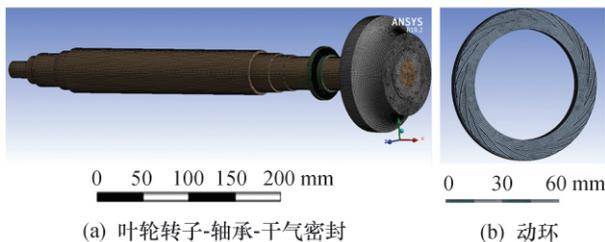
图 1 轴尺寸示意图
Fig. 1 Shaft size marks

应用三维建模软件 UG NX 建立系统简化模型,其主要参数见表 1 所列,将模型导入 Workbench 软件中,选用了自动法划分网格,单元大小为 5 mm;模型中的单元总数为 403 657,节点总数为 1 544 419,有限元模型如图 2 所示.

表 1 材料性能参数

Tab. 1 Material property parameters

部件	材料	密度/(kg·dm ⁻³)	杨氏模量/GPa	泊松比
动环	碳化硅	3.17	450	0.14
轴套	不锈钢	7.75	216	0.28
机械轴	结构钢	7.8	210	0.3
叶轮	不锈钢	2.7	70	0.33



(a) 叶轮转子-轴承-干气密封 (b) 动环
图 2 叶轮转子-轴承-干气密封有限元模型

Fig. 2 Finite element model for impeller rotor-bearing-dry gas seal system

环、动环等零件组成^[10].静环和加载弹簧被安装固定在静环座中,并依靠 O 型圈进行二次密封.动环依靠轴套固定在旋转轴上并随轴转动.但在压缩机正常运转时,密封处于平衡工作状态,动环与静环之间形成一层稳定的气膜,动静环之间不发生接触,即静环不随轴旋转.所以忽略静环对轴系系统模态的影响,将干气密封结构简化为轴套加动环.

2) 当压缩机正常运转时,由于叶轮的转速高,惯性大,叶片所受的力相比叶轮自身重力在模态分析中可以被忽略不计,所以将叶轮系统简化成圆盘转子模型.

3) 假设不考虑轴承的阻尼影响,只考虑轴承对轴系支承正刚度的作用,将轴承简化为弹簧支撑约束.

1.2 有限元模型建立

轴的尺寸^[11]如图 1 所示,在轴 Z4、Z6 部分加载轴承约束,在 Z8 部分放置干气密封系统,在 Z9 部分放置叶轮转子系统.

2 模态分析

2.1 边界条件

1) 轴承约束.

在主轴的轴承安装位置处沿圆周方向均布 4 个弹簧单元来模拟轴承的弹性支承^[12],其中弹簧单元外端施加固定约束,内端接触主轴处施加轴承刚度.本文采用角接触球轴承,根据经验公式^[13]可知,角接触球轴承的径向刚度为

$$K = 0.118 \times 10^4 (D_w F Z^2 \cos^5 \alpha)^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

带入轴承参数,滚动体个数 Z 为 19,滚动体直径 D_w 为 22.25 mm,初始接触角 α 为 32.5°,径向力 F 为 1 000 N,可得 $K = 176 957.436 9 \text{ N/mm}$.

2) 干气密封结构受力分析

当系统旋转时,密封气体将切向吸入(泵吸作用)动环槽槽内,气体沿着槽向槽根部运动.由于受到密封堰的阻碍,气体做减速流动并被逐渐压缩.在此过程中,气体压力升高,即产生了流体动压力.当压力达到一定数值时,把具有挠性支承的静环从动环表面推开,从而使密封面之间始终保持一层气膜.

当系统正常工作时,动环和静环之间会形成一层稳定的气膜. 本文将干气密封结构受力简化为动环的槽面受到气膜力以及背面受到均布载荷力,如图 3 所示.

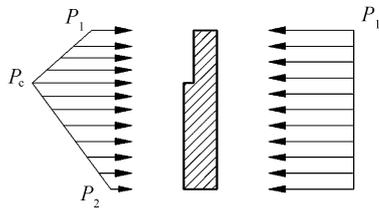


图 3 动环受力分布

Fig. 3 Illustration of dynamic ring force distribution

取 $P_1 = 1 \text{ MPa}$, 则 $P_c = 1.2, P_1 = 1.2 \text{ MPa}$, $P_2 = 0.1 \text{ MPa}$.

3) 叶轮受力

在工作状态下,叶轮由主轴驱动做高速旋转,并将扭矩传递给叶轮. 因此叶轮的表面会承受有主轴传来的扭矩. 由公式

$$T = 9\,500 \frac{P}{n} \quad (2)$$

本文取 H130-6.4/0.95 型号的离心式压缩机,其工作额定功率 P 为 664 kW,工况下转速 n 为 16 500 r/min. 将上述数据带入式(2)得 $T = 384.32 \text{ N}\cdot\text{m}$.

2.2 满载下模态分析结果

对于系统满载条件下的模态分析,在系统轴施加了轴承约束;在动环槽面施加一个线性力,背面施加一个均布载荷;在叶轮转子处施加一个扭矩. 求解得前六阶频率分别为 21.741、232.78、253.46、304.32、684.28、830.42 Hz. 由于系统的五阶固有频率为 684.28 Hz,其临界速度已远远超出了系统的设计工作转速(16 500 r/min)范围,故五六阶固有频率对系统影响可忽略,其振型不做研究. 前四阶振型图如图 4 所示.

系统二、三阶固有频率极为相近,系统在这段频率区域极易发生共振现象. 分析其振型图,系统一阶振型表现为叶轮转子振动幅值最高,干气密封系统也发生了振动,整个系统振动幅值随 x 轴的负方向递减,但没有发生弯曲振动. 二阶振型表现与一阶相似,振幅都随 x 轴负方向递减,区别在于二阶振型叶轮转子顶部振动幅值最高,系统的振幅的递减直到右端轴承处停止,且轴其他部位的振动相对较弱. 三阶振型表现为叶轮转子底部振动幅值最大,整个轴系都发生了振动. 四阶振型图显示振幅最高出依旧在叶轮转子顶部,但区别前三阶,两轴承间轴段发生了轻微弯曲振动.

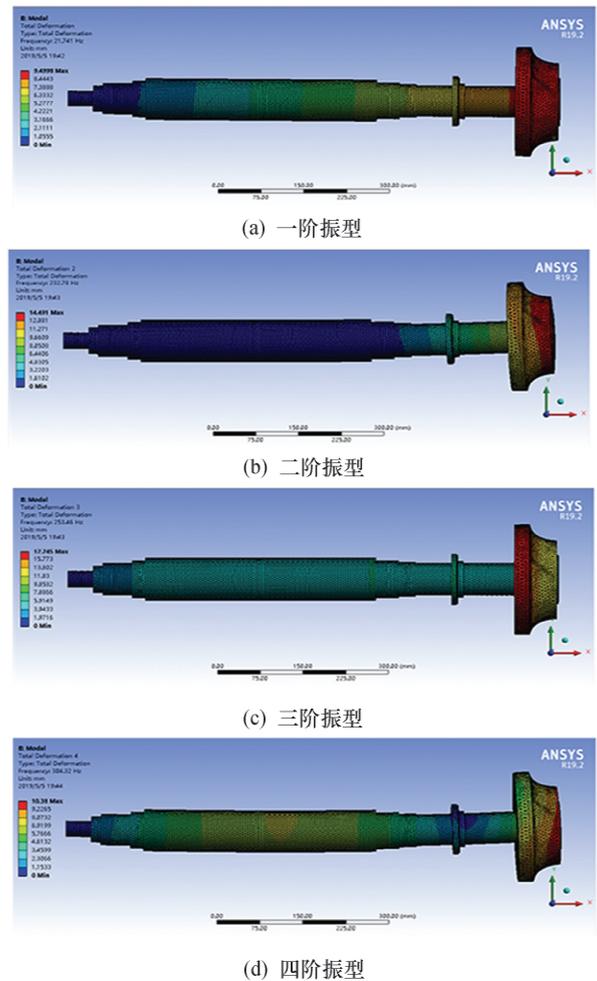


图 4 满载下系统前四阶振型

Fig. 4 The first four-modes of the system under full loading

2.3 空载下模态分析及对比分析

对于空载模态分析,只对系统施加了轴承约束. 由于系统只施加了轴承约束,轴承限制了 x 轴轴向和 y, z 轴的转动的自由度,使系统前四阶振动为刚体运动,为系统的刚体模态,固有频率几乎零(一阶为 0,二阶为 $4.036 \times 10^{-3} \text{ Hz}$,三阶为 0.948 Hz,四阶为 3.219 Hz),故忽略不计,从第五阶开始有频率值,当做第一阶模态. 前六阶频率分别为 154.36、393.89、675.67、922.37、922.78、979.13 Hz. 图 5 为系统空载与满载下固有频率比较折线图.

分析对比固有频率,由图 5 可知:满载下系统模态各阶固有频率值都小于空载下的各阶固有频率值,由此得出干气密封系统中的气膜力和叶轮转子的扭矩降低了系统固有频率,使系统固有频率区间大幅提前,提高了系统在工作升速中产生共振危险的几率;空载下系统前四阶出现了刚体运动,而满载下没有发生刚体运动,这说明了气膜力和扭矩的施加影响了系统自由度的约束,使系统从半正定系统变为正定系统.

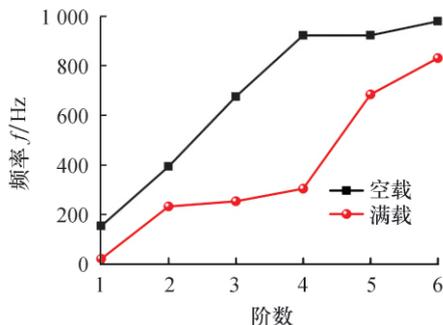


图 5 系统固有频率比较

Fig. 5 System natural frequency comparison

3 谐响应分析

3.1 系统不平衡量计算

叶轮转子-轴承-干气密封系统在转动过程中，处于一个温度场、流场、力场等多物理场耦合作用下的复杂工作环境，系统受到非定常压力场及不平衡的激励，会引起不平衡响应。以 ANSYS 谐响应分析来计算叶轮转子-轴承-干气密封系统的不平衡响应^[14]，在系统的有限元模型上添加偏心质量模拟系统的不平衡，以动平衡精度为依据计算不平衡量的许用值及偏心距。并以此为载荷进行谐响应分析。

根据动平衡精度理论，有

$$m_{per} = M \times G \times \frac{60}{2\pi n} \times 10^3 \quad (3)$$

代入叶轮转子-轴承-干气密封系统设计参数：取动平衡精度 $G_{2.5} = 2.5 \text{ mm/s}$ 、设计工作转速 $n = 16\,500 \text{ r/min}$ 、系统总质量 $M = 30.21 \text{ kg}$ 、校正半径 $r = 208 \text{ mm}$ ，得系统的最大剩余不平衡量 m_{per} 为 0.21 g ，偏心距 e 为 $1.45 \mu\text{m}$ 。

系统因质量偏心所产生的力为

$$F = me\omega^2 \quad (4)$$

式中： m 为不平衡质量； e 为偏心距； ω 为转子的转速。

离心力 F 在叶轮转子轴截面中心上两个坐标方向的投影：

$$\begin{cases} F_x = me\omega^2 \cos \omega_1 t \\ F_y = me\omega^2 \sin \omega_1 t \end{cases} \quad (5)$$

即，将这个力近似看做作用在叶轮转子中心两个相互垂直方向上的两个简谐力，二者相位相差 90° 。

3.2 系统谐响应分析

利用 Workbench 模态叠加法进行谐响应求解分析。取系统在满载条件下，设定频率求解范围为 $0 \sim 275 \text{ Hz}$ ，运算次数为“275”，即每次求解间隔 1 Hz 。在系统叶轮转子轴截面中的两个垂直方向上添加简谐激振力，其幅值为 1.6 N ，相位分别为 0° 和 90° 。

分别取动环、叶轮、轴为响应体，得到谐响应曲线如图 6 所示。

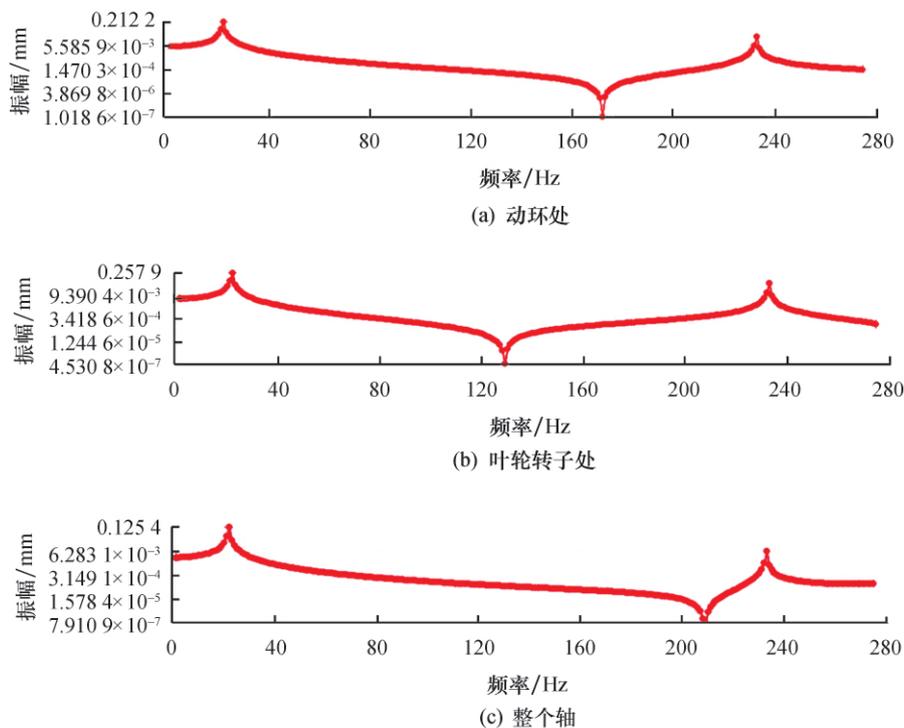


图 6 谐响应曲线

Fig. 6 Harmonic response curve

分析位移响应-频率曲线可发现:激振力在动环,叶轮转子,轴三个位置引起的响应基本一致,都在22 Hz和232 Hz附近处出现两个波峰,刚好对应系统满载条件下的第一阶和第二阶固有频率分布位置。此时,系统发生共振,响应幅值剧增。这符合了系统的动力学特性,也证明对系统固有频率计算的准确性。由于此时系统的不平衡振动响应剧烈,将面临安全隐患,工作时应避免转速接近这一频率区域,而在升速过程中,应加快通过这一振动带。

系统在第一阶固有频率附近的响应幅值要大于第二阶固有频率附近的,说明在激振力幅值大小相同的条件下,系统在一阶固有频率区间运行时振动响应较大;谐响应曲线在越过前两阶固有频率后表现为随激振力频率的提升而下降的趋势,即由不平衡力引起的干扰振动随频率的提升而衰减。此时进入系统工作转速区间,其稳定性裕度也逐步提高,因此图6可定性地表明系统在升速过程中振动的响应趋势。

4 结论

1) 通过对叶轮转子-轴承-干气密封大系统满载条件下的预应力模态分析,得出其固有频率及振型。系统的工作转速不在固有频率区间内,但升速过程中应加速通过固有频率的振动带,避免发生共振。

2) 通过对比满载和空载条件下的固有频率可发现,动环上的气膜力及叶轮转子上的扭矩对系统固有频率起降低作用,使系统出现共振的几率变大。因此,为提高系统工作时的稳定性,应增加上述预应力对应的轴向力,提高轴承的刚度。

3) 在不平衡量作用下,当激振频率达到22 Hz及232 Hz时,系统会发生共振,并在22 Hz这一频

率区间振动响应达到最大。当激振频率越过这两阶固有频率时,整体位移响应曲线随频率增加而减小。

参考文献:

- [1] WANG W R, CHANG C N. Dynamic analysis and design of a machine tool spindle-bearing system [J]. *Journal of Vibration and Acoustics-Transactions of the Asme*, 1994, 116(3): 280-285.
- [2] KOSMATKA J B. An improved two-node finite element for stability and natural frequencies of axial-loaded Timoshenko beams [J]. *Computers & Structures*, 1995, 57(1): 141-149.
- [3] 罗筱英,唐进元. 结构参数对砂轮主轴系统动态性能的影响 [J]. *机械工程学报*, 2007, 43(3): 128-134.
- [4] 俞树荣,朱丽,丁雪兴,等. 干气密封气膜-密封环系统轴向振动动力稳定性分析 [J]. *振动与冲击*, 2012, 31(15): 101-104.
- [5] 彭旭东,江锦波,白少先,等. 中低压干气密封螺旋槽结构参数优化 [J]. *化工学报*, 2014, 65(11): 4536-4542.
- [6] 张伟政,俞树荣,丁雪兴,等. 螺旋槽干气密封系统轴向振动响应及结构优化 [J]. *排灌机械工程学报*, 2010, 28(3): 228-232.
- [7] 张伟政,俞树荣,丁雪兴,等. 干气密封系统角向摆动的稳定性及其振动响应 [J]. *振动与冲击*, 2011, 30(3): 96-99.
- [8] 张伟政,俞树荣,朱丽,等. 螺旋槽干气密封气膜特性的近似计算及试验研究 [J]. *润滑与密封*, 2010, 35(9): 44-46.
- [9] 丁雪兴,陆俊杰,刘勇,等. 热耗散变形下干气密封系统轴向振动稳定性分析 [J]. *振动工程学报*, 2016(1): 78-86.
- [10] 丁雪兴. 干气密封动力学 [M]. 北京:机械工业出版社, 2016.
- [11] 丁雪兴,吴媛媛,张伟政,等. 干气密封高转速试验台转子固有频率的计算及分析 [J]. *机械强度*, 2017(4): 18-22.
- [12] 马俊,司东宏,薛玉君,等. 高速双转子试验机主轴系统模态分析 [J]. *轴承*, 2017(9): 55-58.
- [13] 邢树鑫. 航空发动机轴间轴承试验机动静特性分析 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2007.
- [14] 任正义,周元伟,黄同,等. 电磁轴承支承下轴系转子模态及振动响应分析 [J]. *机械*, 2018, 45(9): 26-33.