DOI : 10.3901/JME.2019.19.121

柔性支承下的大型离心压缩机转子振动特性*

杨树华^{1,2} 胡 永¹ 肖忠会¹ 张 程¹ 太兴宇^{1,3}

(1. 沈阳鼓风机集团股份有限公司 沈阳 110869;

2. 大连理工大学能源与动力学院 大连 116024;

3. 清华大学机械工程学院 北京 100084)

摘要：支承刚度对转子系统的动力学特性具有重要影响。针对大型离心压缩机转子在高速平衡条件下和实际运行工况下的支承刚度差异导致的振动问题开展研究。由于高速动平衡机的摆架刚度较低，使得一些大型离心压缩机的轴承油膜刚度与支承刚度几乎相当，导致2阶弯曲临界转速大幅降低，从而使得转子振动超标，高速动平衡难以满足标准要求。结合实际案例分别进行不考虑支承刚度及带有动平衡机摆架刚度的转子动力学分析，并对轴承瓦块、轴承座、机壳、底座进行有限元分析，获得压缩机转子的基础刚度。结果表明，考虑支承刚度的转子2阶临界转速出现了11.1%~18.3%的下降，1阶临界仅下降3.6%~7.3%，与高速动平衡试验结果吻合较好，实际支承刚度因大于轴承刚度3.5倍，机械运转试验显示1阶临界、2阶临界转速未有实质性下降，且振动满足API617标准要求，与不考虑支承刚度的转子动力学分析结果基本一致。

关键词：柔性支承；支承刚度；离心压缩机；动力特性；转子振动

中图分类号：TG156

Rotor Vibration Analysis of Large-scale Centrifugal Compressor under the Flexible Support

YANG Shuhua^{1,2} HU Yong¹ XIAO Zhonghui¹ ZHANG Cheng¹ TAI Xingyu^{1,3}

(1. Shenyang Blower Works Group Company Limited, Shenyang 110869;

2. School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024;

3. School of Mechanical Engineering, Tsinghua University, Beijing 100084)

Abstract : The support stiffness is of significant influence on the dynamic characteristics of rotor system. The vibration caused by the support stiffness differences in high speed balancing and real operating conditions of large scale centrifugal compressor is studied. Due to the low stiffness of the swing of the high speed balance machine, the oil film stiffness of the bearing in some of the large scale centrifugal compressors is quite similar as the support stiffness which lead to the dramatic decrease of the second bending critical speed. Consequently, the rotor vibration is out of limits, and the high speed balancing could not meet the requirements of the standards. The rotordynamics analyses have been done respectively without considering the support stiffness and with the swing stiffness of the balance machine combined with real cases, and the FEA has been done on bearing pad, bearing pedestal, casing and baseplate to get the foundation stiffness of the compressor rotor. The results show that the second order critical speed of rotor taking the support stiffness into account decreased by 11.1%-18.3% while the first order critical speed decreased only by 3.6%-7.3% which fit the high speed balance results well. The real support stiffness should be higher than the bearing stiffness by 3.5 times, and the mechanical running test shows that the first order critical and the second order critical speeds do not decrease substantially and meet the requirements of API 617. The results are in consistent with the rotordynamic analysis results without considering the support stiffness.

Key words : flexible support ; support stiffness ; centrifugal compressor ; rotordynamic coefficient ; rotor vibration

* 国家自然科学基金(51876021)和《天然气液化用大型混合冷剂压缩机研制》项目(工信部联装[2014]500 号)资助项目。20180801 收到初稿，20190226 收到修改稿

0 前言

离心压缩机作为石油化工、煤化工、空分等领域的核心设备,其准确的转子动力学分析是保证机组安全可靠平稳运转的关键^[1-3]。随着能源和化工市场需求的不断扩大,机组大型化、高端化越来越普遍,大功率、高转速、高效率离心压缩机已逐渐替代原有低效率压缩机。另外,用户为降低成本,压缩机结构越来越紧凑,转速越来越高、转子跨距越来越大,这导致最大连续转速与2阶弯曲临界转速的隔离裕度越来越小^[4-5]。

一般地,对于离心压缩机转子动力学分析,仅考虑支承轴承的油膜刚度,忽略压缩机定子和基础所带来的支承刚度对转子动特性的影响。美国石油协会(API)标准规定^[6-7],在0~150%最大连续转速内,若基础结构刚度小于或等于3.5倍的轴承刚度,则在动力学模型中需要考虑基础刚度的影响。

基础的柔性若超过轴承油膜的柔性,将极大影响转子的动力特性^[8],特别是超临界的离心压缩机转子,将很大程度降低1阶弯曲及2阶弯曲的临界转速^[9-10]。NICHOLAS等^[11]对四个转子分析对比发现,忽略柔性基础的作用,将导致一阶弯曲临界转速的误差在14~21%之间,2阶弯曲临界转速的误差可高达40~88%。若设计初期,2阶弯曲与最大连续转速的隔离裕度不够大,将很可能使得机组无法正常运转^[12]。

考虑柔性支承下的转子动力学分析,其柔性支承的第一级为轴承油膜刚度阻尼系数,若支承轴承为可倾瓦结构型式,则柔性支承的第二级为轴承瓦块及瓦块支点,柔性支承的最后一级是瓦块支点以下的所有结构,包括轴承座、机壳、底座及基础,柔性支承同样可由8个主刚度阻尼及交叉耦合刚度阻尼系数组成,另外再考虑支承质量^[13]。

本文以某大型离心压缩机为研究对象,针对其在高速动平衡过程中遇到的振动问题,通过对比考虑和不考虑基础刚度下的转子横向振动分析结果,发现基础弹性会导致2阶临界转速前移,从而导致振动过大,使得高速动平衡无法通过。而通过该机组实际支承结构(轴承座、机壳和底座)刚度的计算可知,其实际支承刚度大于油膜刚度的3.5倍,机械运转试验显示该转子运转良好。

1 刚性基础转子横向振动分析

以某大型离心压缩机为例,该机组额定转速

4 066 r/min,汽轮机驱动,转子跨距5 000 mm,长径比 L/D 为10.2,由6级叶轮组成,如图1所示。转子轴颈直径为280 mm,径向轴承为五瓦块可倾瓦轴承,瓦宽196 mm,瓦块包角 60° ,瓦块中间偏置,瓦间支承。

图1 某大型离心压缩机转子实物图

1.1 转子无阻尼临界转速分析

针对转子-轴承系统进行横向振动分析,转子模型如图2所示。

图2 转子模型图

为了解转子基本动力特性,进行转子无阻尼临界转速分析,如图3所示。无阻尼临界转速图给出了转子在不同支承刚度下的前4阶临界转速变化曲线。图中, K_{bxx} 和 K_{byy} 为不考虑基础下的转子支承刚度曲线,即油膜刚度; K_{sxx} 和 K_{syy} 为考虑基础下的转子支承刚度曲线。

图3 无阻尼临界转速图

从图3中可知,转子跨过1阶临界转速,属于柔性转子,且转子最大连续转速与2阶弯曲临界转

速的隔离裕度较小。对于不考虑弹性基础的转子系统,轴承支承刚度为 9.5×10^8 N/m 下的前 4 阶转子模态如图 4 所示。

图 4 转子前 4 阶振型

1.2 不平衡响应分析

为最大化激发转子振动,可根据转子前两阶模态振型施加不平衡激励至转子最大变形处。

两种激励工况下非驱动侧轴承附近的伯德图如图 5a、5b 所示。激励工况 1 下的转子 1 阶临界转速为 1 578 r/min,放大因子为 11.58,转速范围内的振幅值约为 $2 \mu\text{m}$ 。激励工况 2 下的转子 2 阶临界转速为 5 550 r/min,放大因子为 5.03。

表 1 为不平衡响应校核表,从表中可知,1、2 阶临界转速的隔离裕度均满足 API 617 标准要求,但 2 阶弯曲临界转速的裕度并不大。

(a) 激励工况1

图 5 转子不平衡响应曲线

表 1 转子不平衡响应校核

工况	临界转速 /(r/min)	放大 因子	隔离裕度(%)		振动幅值/ μm	
			实际	要求	实际	要求
1	1578	11.58	44.6	15.3	2.4	41.9
2	5550	5.03	30.0	22.2	8.5	

2 转子高速动平衡及原因分析

由于该转子为柔性转子,故根据 API 617 标准及合同要求,机组出厂之前,应进行高速动平衡试验及机械运转试验。高速动平衡试验之前,已经对主要单件转子(转轴、平衡盘、叶轮等)依次进行了低速动平衡,装配后的转子低速动平衡也严格满足 API 617 标准要求。

根据 API 617 标准,对于高速动平衡的转子振动验收标准,该压缩机最大连续转速下的振动速度应不超过 1.73 mm/s ,1 阶临界转速下的振动速度不超过 2.5 mm/s 。另外,为让过盈装配部件紧密贴合,转子应至少在跳闸转速下运转 5 min。

图 6 所示的高速动平衡机的最大承重为 20 t,

图 6 高速动平衡支承摆架实物图

允许最大轴颈直径为 350 mm, 最高转速可达 10 000 r/min, 可完全满足该大型离心压缩机转子的高速动平衡要求。通过查动平衡机操作手册, 该动平衡机摆架的支承刚度为 1×10^9 N/m, 考虑附加刚度后的支承刚度为 1.8×10^9 N/m, 摆架质量为 652 kg。

该压缩机转子进行高速动平衡试验时, 在 0 至额定转速区间, 振动速度较低, 1 阶临界转速处的振动速度仅 1.1 mm/s, 但转子从最大连续转速升至跳闸转速时, 振动速度快速上涨, 从 2 mm/s 上涨至 8 mm/s 以上, 且相位变化较大, 疑似 2 阶弯曲临界转速提前, 如图 7 的伯德图所示。采用摆架附加刚度后, 转子振动稍有改善, 但依然有快速上涨的趋势。该转子反复进行了多达 30 次以上的高速动平衡试验, 振动速度未有实质性的改善。由此可见, 不考虑弹性基础的转子横向振动分析与高速动平衡情况相差较大。

图 7 转子在高速动平衡机上的伯德图

图 8 为临界转速下势能分布情况, 轴承 1 为驱动侧径向轴承, 轴承 2 为非驱动侧径向轴承, 从图中可知, 1 阶弯曲临界振型主要由转子自身控制, 轴承占比仅为 13.26%, 而轴承在 2 阶临界转子振型的势能占比为 28.77%, 2 阶临界转速受轴承动特性影响更大。另外, 从图 4 可知, 在 0~150% 最大连续转速范围内, 油膜刚度在 1.0×10^9 N/m 附近, 并不能满足基础刚度大于油膜刚度 3.5 倍的条件。因此, 认为可能是由于动平衡机的摆架刚度过低导致转子高速动平衡试验无法满足要求。

一般地, 在机组产成后若要提高 2 阶弯曲临界转速, 相对简单可行的方案是加大径向轴承瓦块宽度, 这样可以提高油膜刚度, 使 2 阶临界转速增加。图 9 为本机组在不同宽径比(0.4~1.0)下的不平衡响应变化曲线, 从图中明显可知, 随着宽径比加大, 转子振幅下降明显, 临界转速也在相应增加。

(a) 1阶弯曲临界转速

(b) 2阶弯曲临界转速

图 8 振型势能分布

图 9 不同宽径比下的不平衡响应曲线

3 考虑弹性基础的转子横向振动分析

考虑动平衡机的摆架支承刚度对转子动力特性的影响, 将摆架支承系统简化为单自由度系统, 其质量和支承刚度分别为 M_s 和 K_s , 忽略摆架阻尼的影响。对于涡动频率为 ω 的谐波运动, 摆架的动刚度 K_d 表示为

$$K_d = K_s - M_s \omega^2$$

摆架系统和轴承系统的等效刚度 K_{eq} 可写为

$$K_{eq} = \frac{K_b K_d}{K_b + K_d} = \frac{K_b (K_s - M_s \omega^2)}{K_b + K_s - M_s \omega^2}$$

式中, K_b 为轴承刚度。

考虑弹性基础的转子计算模型如图 10 所示。

图 10 带有弹性支承模型的转子-轴承-支承系统

对摆架支承刚度分别为 1.0×10^9 N/m 及 1.8×10^9 N/m 情况下的不平衡响应进行分析，输出轴承附近振动探测点处的不平衡响应曲线，如图 11 所示。从图中可知，相对于此前不考虑支承刚度的临界转速，考虑动平衡机摆架刚度(有/无附加刚度)的 1 阶临界转速仅下降 3.6%~7.3%。而 2 阶临界转速大幅下降至最大连续转速附近：不考虑摆架附加刚度的 2 阶临界转速可下降 18.3%，且振幅值大幅增加，若考虑附加刚度，2 阶弯曲下降 11.1%，且振幅值也大幅下降，这与高速动平衡结果基本吻合。具体不平衡响应校核结果见表 2。

图 11 不平衡响应曲线

表 2 转子不平衡响应校核

支承刚度 /(N/m)	激励 工况	临界转速 /(r/min)	放大 因子	隔离裕度(%)		振动幅值/ μm	
				实际	要求	实际	要求
1.0×10^9	1	1463	15.50	48.6	15.8	4.8	
	2	4514	6.86	5.7	23.8	48.4	41.9
1.8×10^9	1	1521	14.16	46.6	15.7	5.1	
	2	4917	5.96	15.2	23.2	21.1	

4 机组实际基础支承情况分析

实际产品的基础支承刚度与动平衡机的柔性摆架刚度差别较大，为准确获得实际产品的支承刚度数值，对底座，压缩机壳，轴承座，轴承瓦体等结构进行三维建模，如图 12 所示。

图 12 整体三维模型

采用通用有限元软件 ANSYS 对几何模型进行网格划分。网格单元为 Solid187，材料弹性模量为 200 GPa，泊松比 0.3，材料密度 7 850 kg/m³。

对底座地脚螺栓孔位置固定约束，垫片位置约束竖向自由度。为获得竖向刚度及横向刚度，分别在轴承中心竖直方向和水平方向施加单位力。

经有限元静力计算，得到不同工况下的轴承座变形量，并最终计算得到轴承座竖直方向和水平方向的支承刚度，结果如表 3 所示。从表中可知，竖直方向的支承刚度约为轴承油膜刚度的 4.5 倍，水平方向的支承刚度约为轴承油膜刚度的 90 倍，都大于 API 617 规定的 3.5 倍，故无须考虑实际产品支承刚度对转子动力特性的影响。

表 3 基础刚度计算结果

载荷边界条件	变形量/ $\times 10^{-8}\text{mm}$	支承刚度/ $(\times 10^9\text{N/m})$
竖直	21 ~ 22	4.5 ~ 4.8
水平	8.3 ~ 1.6	63 ~ 120

5 机械运转试验

从上述分析可知，采用实际产品轴承及底座将可避免转子 2 阶弯曲临界转速大幅提前，故不再继

续进行高速动平衡试验, 直接进行机械运转试验。

机械运转显示, 转子振动非常稳定, 从转子振动历史趋势图 13 中可知, 振动幅值在 $20\ \mu\text{m}$ 以下, 且从最大连续转速升至跳闸转速时, 振动并没有实质增加, 满足 API 617 标准。从频谱图 14 中可知, 工频处的振动幅值仅 $3.2\ \mu\text{m}$, 说明机械不平衡量极小。另外, 低频成分及倍频成分较大, 但由于整体振动较低, 未做进一步处理。

图 13 振动历史趋势图

图 14 转子振动频谱图

6 结论

(1) 本文结合实际案例, 通过转子动力学分析, 转子高速动平衡试验, ANSYS 有限元分析, 厂内机械运转试验等手段, 分析研究了柔性支承下的大型离心压缩机转子动力特性。

(2) 考虑动平衡机摆架支承刚度, 当轴承油膜刚度与摆架刚度相当时, 1 阶弯曲临界转速变化较小, 而 2 阶弯曲临界转速将大幅提前, 且振幅值也将大幅增加, 与高速动平衡试验情况相符。

(3) 考虑实际产品支撑系统, 包括轴承瓦块、轴承座、机壳、底座等结构, 有限元分析显示支承刚度较大, 大于 3.5 倍轴承油膜刚度。根据 API 617 标准要求, 可不考虑支承刚度对转子动力特性的影

响, 与厂内机械运转试验情况相符。

(4) 在压缩机设计阶段, 需提供动平衡支承刚度下的转子前 2 阶临界转速值, 以提前预判转子动平衡情况。

参 考 文 献

- [1] 赵玉成, 张亚红, 肖忠会, 等. 转子轴承系统高阶临界转速的识别[J]. 机械工程学报, 2002, 38(7): 107-110. ZHAO Yucheng, ZHANG Yahong, XIAO Zhonghui, et al. Identification of high-order critical speed to rotor bearing system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38(7): 107-110.
- [2] 李启行, 王维民, 齐鹏逸, 等. 转子轴承系统稳定性分析与识别方法[J]. 机械工程学报, 2014, 50(7): 54-59. LI Qihang, WANG Weimin, QI Pengyi, et al. Stability analysis and identification method for rotor-bearings system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(7): 54-59.
- [3] 孟继纲, 肖忠会, 李云, 等. 大型离心压缩机转子稳定性分析设计技术研究[J]. 风机技术, 2015(5): 36-41. MENG Jigang, XIAO Zhonghui, LI Yun, et al. Study on rotordynamic stability analysis and design for large centrifugal compressor[J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2015(5): 36-41.
- [4] 戴继双, 马辉, 孟磊, 等. 大型离心压缩机转子系统结构参数优化设计[J]. 机械与电子, 2009(8): 24-26. DAI Jishuang, MA Hui, MENG Lei, et al. Optimization design of structural parameters of rotor system in a large centrifugal compressor[J]. Machinery & Electronics, 2009(8): 24-26.
- [5] 杨林杰, 吴鲁纪, 李俞峰, 等. 整体式离心压缩机高速轴转子动力学分析[J]. 机械传动, 2016(9): 122-127. YANG Linjie, WU Luji, LI Yufeng, et al. Dynamic analysis of integral centrifugal compressor high speed shaft rotor[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2016(9): 122-127.
- [6] API Standard 617. Axial and centrifugal compressor and expander-compressor for petroleum, chemical and gas industry services[S]. 7th ed. Washington D.C.: American Petroleum Institute, 2002.
- [7] API Recommended Practice 684. Tutorial on rotordynamics: Lateral critical, unbalancing response, stability, train torsional and rotor balancing[M]. 2nd ed. Washington, D.C.: American Petroleum Institute, 2005.
- [8] BAI C, XU Q, WANG J. Effects of flexible support stiffness on the nonlinear dynamic characteristics and stability of a turbopump rotor system[J]. Nonlinear Dynamics, 2011, 64(3): 237-252.

- [9] NICHOLAS J C. Operating turbomachinery on or near the second critical speed in accordance with API specifications[C]// Proceedings of the 18th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, 1986: 47-54.
- [10] VAZQUEZ J A, BARRETT L E, FLACK R D. A flexible rotor on flexible bearing supports: Stability and unbalance response[J]. ASME Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123(2): 137-144.
- [11] NICHOLAS J C, BARRETT L E. The effect of bearing support flexibility on critical speed prediction[J]. ASLE Transactions, 1986, 29(3): 329-338.
- [12] IKENO K, SASAKI Y, KAWABATA R, et al. Measurement of dynamic performance of large tilting pad journal bearing and rotor stability improvement[C]// Proceedings of the 39th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, 2010: 20-30.
- [13] NICHOLAS J C, WHALEN J K, FRANKLIN S D. Improving critical speed calculation using flexible bearing support FRF compliance data[C]// Proceedings of the 15th Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, 1986: 69-78.
-
- 作者简介: 杨树华(通信作者), 男, 1972 年出生, 硕士, 教授级高级工程师, 沈鼓集团副总工程师。主要研究方向为流体机械、转子动力学。
E-mail: yshemail@sina.com
- 胡永(通信作者), 男, 1986 年出生, 工程师。主要研究方向为转子动力学、电磁轴承及故障诊断分析。
E-mail: huyong0887@163.com