

微型透平膨胀机转子动力学特性分析

宋笛¹,王铃玉²,张昊¹,王明月¹,孟波²

(1. 北京工业大学,北京 100124; 2. 北京石油化工学院,北京 102617)

摘要:某微型透平膨胀机在运行期间发生振动超标问题,对其轴系进行转子动力学计算,发现轴系设计不合理,需要将转子系统进行改进。基于传递矩阵法建立改进前、后两个轴系的转子动力学模型,对两个轴系分别进行临界转速以及不平衡响应的计算与分析,对计算结果进行比较,根据 API617 标准对轴系横向振动计算结果进行评估。改进后的轴系符合工作要求,为此类微型透平膨胀机的转子系统的设计提供参考依据。

关键词:微型透平膨胀机;动力学分析;临界转速;不平衡响应;API617

中图分类号:TH113 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2022)02-0046-03

Dynamic Analysis of Micro-turbine Expander Rotor

SONG Di¹, WANG Lingyu², ZHANG Hao¹, WANG Mingyue¹, MENG Bo²

(1. Beijing University of Technology, Beijing 100124, China;

2. Beijing Institute of Petrochemical Technology, Beijing 102600, China)

Abstract: An excessive vibration of a micro turbine expander occurred during operation, and its shafting design was found unreasonable by rotor dynamics calculation, requiring improvement on rotor system. Based on the transfer matrix method, the rotor dynamic model of the two shafting systems before and after the improvement is established, the critical speed and unbalance response of the two shafting systems are calculated and analyzed respectively, the calculation results are compared, and the lateral vibration calculation results of the shafting system are evaluated according to API617 standard. The result shows that the improved shafting system meets the working requirement and provides reference basis for designing of rotor system of micro turbine expander.

Keywords: micro-turbine expander; dynamic analysis; critical speed; unbalanced response; API617

0 引言

飞机环境控制系统对于飞行器来说是必不可少的航空配件,在民用飞机上它保障了舒适的座舱环境,在军用飞机上它则为外挂吊舱(如光电侦查吊舱)提供了良好的运行工况。“中国制造 2025”明确提出要推动飞机环控系统、航空装备的发展^[1]。微型透平膨胀机是飞机环境控制系统的关键部分,为了保证所需要的轴功率和制冷量,往往压比较高,转速也较高,因此加大了设计难度,而转子是透平膨胀机中唯一的高速运转部件,对膨胀机运行稳定性有很大影响^[2]。转子在运行时,存在共振转速、不平衡转子、转子失稳等不利于运行安全的因素,因此在设计转子系统时需进行转子动力学分析^[3]。

国内外学者在旋转机械转子动力学方面进行了大量的研究,取得丰富的成果。孟波等^[4]建立高速燃驱一拖二机组复杂转子-轴承-基座转子动力学模型,分析了复杂耦合支撑系统三种结构的动力学特性。邢印等^[5]基于 API684 对电机转子横向动力学特性进行分析,并对计算结果进行校核,完成了电机转子的动力学设计。沙粒子等^[6]采用 PCE 法建立局部连接刚度含不确定性参数的动

力学模型,研究了某涡轮增压的转子动力学模型,将结果与基准解进行了对比分析,验证了该方法的有效性。何朝辉等^[7]针对某高压离心泵转子系统,建立二维轴对称转子计算模型,对在不考虑密封且轴承完全刚性支撑、轴承无阻尼支撑的状态下进行临界转速计算,同时也计算了转子的频率响应,并与实验结果进行对比分析。但目前对于微型膨胀机转子系统在高速运转下的转子动力学分析较少。

本文基于某型号飞机环控系统微型透平膨胀机在试验阶段发生振动超标问题,通过改进轴系的跨度,使悬臂端缩短,并增加弹性支承的距离对轴系进行改进。本文基于传递矩阵法建立了改进前后的转子系统动力学模型,对两种转子系统的临界转速以及不平衡响应进行了计算,通过对结果进行对比,改进后的转子系统在工作状态下稳定性增加,可为以后此类微型透平膨胀机转子系统的设计提供参考依据。

1 轴系有限元动力学建模

由于离心压气机、冷却涡轮叶片叶型扭曲度较大,结构复杂,为保证模拟结果的准确性,将复杂结构模型视为附加盘加载到转子系统上。通过在叶轮轮毂上相对应的

基金项目:北京市自然科学基金资助项目(3182009)

第一作者简介:宋笛(1995—),男,河南漯河人,硕士研究生,研究方向为转子动力学。

叶片几何中心处添加相应的附加盘来准确表示对应的叶片。向心涡轮-离心压气机转子轴上共有 2 个附加轮盘,其质量和转动惯量如表 1 所示。

表 1 附加轮盘特性

轮盘编号	附加质量/kg	附件转动惯量/(kg·mm ²)
Disk 1(T)	0.010	3.74×10 ⁻⁶
Disk 2(C)	0.019	9.36×10 ⁻⁶

采用 Dyrobes-Rotor 专业转子动力学分析软件,建立了改造前、后的轴系机组整机有限元模型,如图 1、图 2 所示。改造前的转子长 162 mm,左、右轴承分别位于 27、37 号节点,为了使振动更稳定,缩短轴系到 145 mm,增加轴承之间的跨距,减少左右悬臂端,左、右轴承分别位于 25 号、35 号节点。

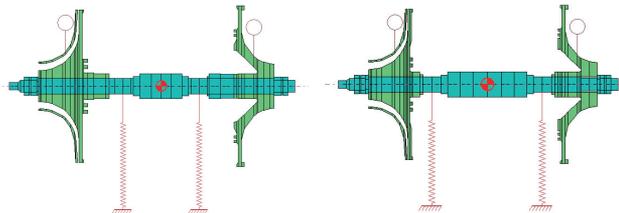


图 1 改进前轴系转子动力学模型

图 2 改进后轴系转子动力学模型

2 轴系动力学特性分析

2.1 轴系临界转速计算与分析

研究临界转速的目的,最重要的不是求解轴系在临界转速下运行发生了多大的动挠度,而是确定所研究的轴系各阶临界转速的数值,从而能够使轴系的工作转速避开它的任何一阶临界转速,以防止发生这类特殊的共振危害^[8]。

采用 Riccati 传递矩阵法,转子的第 i 个截面,其状态矢量为 Z_i ,它由截面的径向位移 X_i 、挠角 α_i 、弯矩 M_i 和剪力 Q_i 的幅值所组成,记作

$$Z_i = [X, \alpha, M, Q]_i^T \quad (1)$$

它与截面 $i+1$ 的状态矢量 Z_{i+1} 之间存在一定的关系,即

$$Z_{i+1} = T_i Z_i \quad (2)$$

其中 T_i 称为两截面之间构件的传递矩阵。当状态矢量有 r 个元素时, T_i 为 $r \times r$ 阶方阵,它的各元素可通过分析受力构件上的受力和变形关系求得。

$$T_i = B_i D_i \begin{bmatrix} 1 + \frac{l^3(1+\nu)(m\omega^2 - K_{sj})}{6EJ} & 1 + \frac{l^2(I_p - I_d)\omega^2}{2EJ} & \frac{l^2}{2EJ} & \frac{1+\nu}{6EJ} \\ \frac{l^2(m\omega^2 - K_{sj})}{6EJ} & 1 + \frac{l(I_p - I_d)\omega^2}{EJ} & \frac{l}{EJ} & \frac{l^2}{2EJ} \\ l(m\omega^2 - K_{sj}) & (I_p - I_d)\omega^2 & 1 & l \\ m\omega^2 - K_{sj} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

1) 转子在弹性支持下临界转速的计算
轴的支撑系统(包括基础或支承结构、底座、机构构

架和轴承箱等)与转子构成的转子-轴承系统的总刚度(有效刚度)小于转子刚度,即轴承降低了转子的刚度。因此,在设计转子-轴承系统时,必须注意转子刚度与轴承刚度的正确匹配关系,才能使轴承刚度的介入使得转子自然频率下降的幅度减缓。图 3-图 6 为改进前、后转子的一、二阶临界转速。

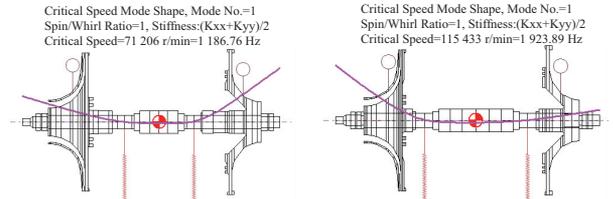


图 3 改进前转子一阶临界转速

图 4 改进后转子一阶临界转速

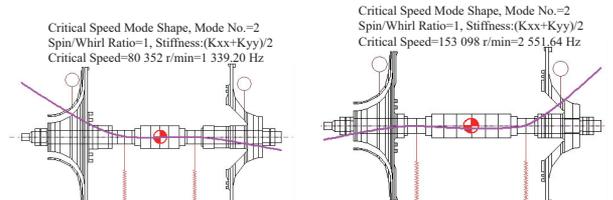


图 5 改进前转子二阶临界转速

图 6 改进后转子二阶临界转速

从图 3-图 6 可以看出:改进前的前两阶临界转速分别为 71 206 r/min、80 352 r/min;改进后前两阶临界转速分别为 115 433 r/min、153 098 r/min。改进后前两阶临界转速大幅提升,转子由柔性转子转变为刚性转子,转子系统可以有效避开微型膨胀机的临界转速。

2.2 转子系统的不平衡响应计算与分析

1) 轴系不平衡响应的计算与分析

对于跳闸转速的 0%~125% 速度范围内的各个临界转速,应该进行单独的阻尼不平衡响应分析(图 7-图 8)。

根据 API617 标准^[9],对于向心涡轮-离心压气机转子系统,不平衡量的施加应根据无阻尼振型的具体形状施加,从一阶临界转速计算的振型图分析,属于外伸的悬臂形状,故而施加的不平衡量应该根据悬臂端的质量计算而得(即轴颈处静载荷的计算值,施加在轴系上最大位移处)。对于本模型不平衡量取 0.25 g·mm,施加在图 7 的 1 号节点处。

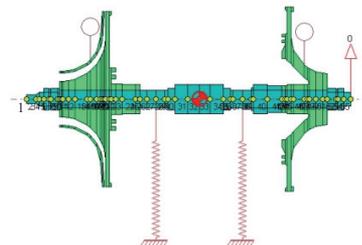


图 7 改进前向心涡轮-离心压气机转子不平衡响应计算模型

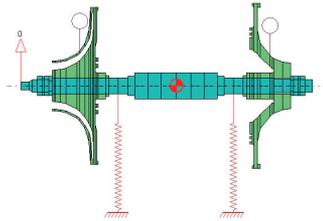


图 8 改进后向心涡轮-离心压气机转子不平衡响应计算模型

2.3 不平衡响应计算及分析

图 9-图 12 为改进前、后一阶不平衡响应的分析结果。

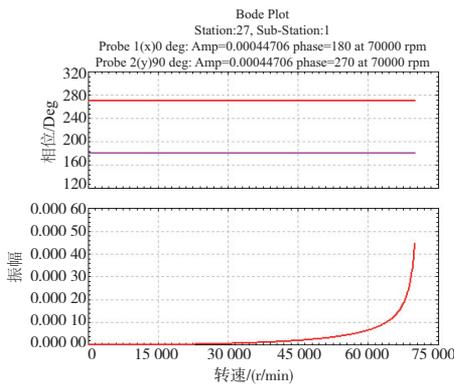


图 9 改进前转子一阶不平衡响应分析时左轴承处的响应

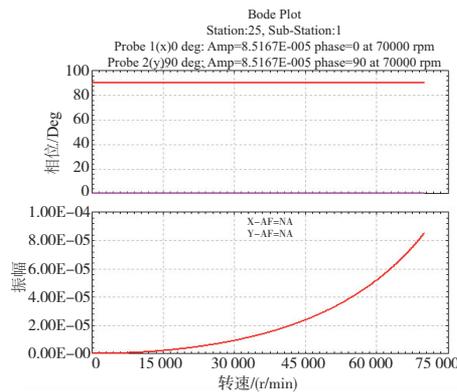


图 10 改进后转子一阶不平衡响应分析时左轴承处的响应

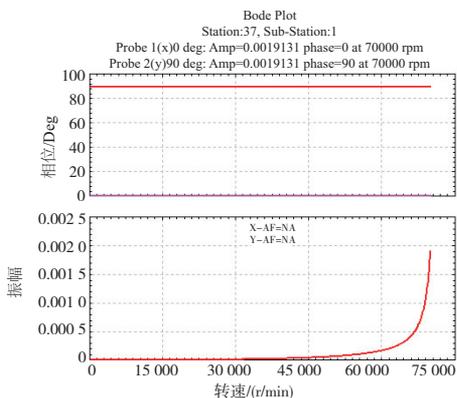


图 11 改进前转子一阶不平衡响应分析时右轴承处的响应

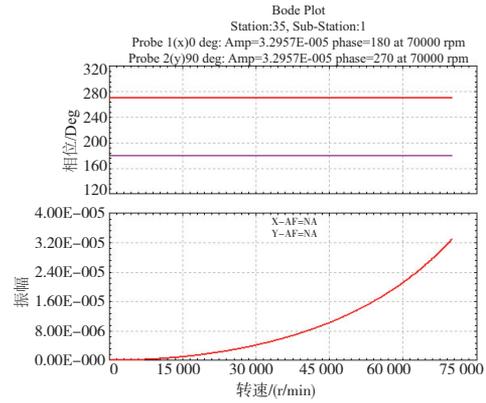


图 12 改进后转子一阶不平衡响应分析时右轴承处的响应

从图 9-图 12 可看出,0 到跳闸转速两轴承的不平衡响应计算结果显示改造前后左、右轴承在工作范围内无对应的 AF 值(放大因子),不需要进行隔离裕度计算,而改造后左、右两轴承处振动的峰峰值下降显著。

3 结语

1)从转子系统临界转速的分析结果可知:改进前的前两阶临界转速分别为 71 206 r/min、80 352 r/min;改进后的前两阶临界转速分别为 115 433 r/min、153 098 r/min;改进后前两阶临界转速大幅提升,转子由柔性转子转变为刚性转子;转子的稳定性增强。

2)轴系在改进后从 0 到跳闸转速之间左、右轴承处振动的峰峰值下降显著,有利于延长轴承寿命。

3)通过增大轴承跨度,缩短两侧悬臂端有助于增强转子系统的稳定性,可为此类微型膨胀机转子系统的设计提供参考。

参考文献:

[1] 工信部装备工业司.《中国制造 2025》解读之:推动航空装备发展[EB/OL]. [2020-10-20].
http://www.gov.cn/zhuanti/2016-05/12/content_5072767.htm, 2016.

[2] 侯予,陈纯正,熊联友,等.低温氦气体轴承透平膨胀机的设计[J].低温工程,2003(3):7-11,16.

[3] 王正.转动机械的转子动力学设计[M].北京:清华大学出版社,2015.

[4] 孟波,冷雪,温鹏昊,等.高速燃驱一拖二机组动力学特性分析[J].风机技术,2019,61(6):39-44.

[5] 邢印,张楠.基于 API 684 的电机转子横向动力学分析[J].风机技术,2019,61(4):67-76.

[6] 沙粒子,王晓伟,穆鹏刚.基于 PCE 法的某涡轮泵转子动力学特性不确定性分析[J].机械制造与自动化,2020,49(3):116-118.

[7] 何朝辉,雪增红,刘兴发,等.离心泵转子动力学计算分析[J].风机技术,2019,61(增刊 1):65-70.

[8] 顾家柳.转子动力学设计[M].北京:国防工业出版社,1985.

[9] API STD 617-2014. Axial and centrifugal compressors and expander-compressors[S].

收稿日期:2020-12-25