

高压压气机转子结构设计及改进方法

孙 勇^{1,2}, 张 亮^{1,2}, 徐 宁^{1,2}, 邓庆锋^{1,2}

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078;

2. 船舶与海洋工程动力系统国家工程实验室, 黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:为提高设计效率并快速得到适于工程在用的高压压气机转子结构,以改型设计方法为基础对某高压压气机转子结构进行了详细设计,同时对结构改进方法进行了一定的探索。采用叶-盘耦合系统循环对称结构算法及整体转子系统二维轴对称结构算法进行强度设计及改进,前轴颈最大应力下降最多达26%。其次进行支承结构设计,计算校核母型机轴承承载能力,结果表明:轴向力安全裕度最小为28%,轴承寿命大于100 000 h;给出2种调整鼠笼厚度的估算方法用以指导三维有限元计算,同时计算得到前支承刚度。通过二维有限元分析模型计算转子的临界转速,仅将后轴承支承位置沿压气机轴线向后移动7.5 mm,全运行工况转速与第2阶临界转速的安全裕度由18.5%提高到21.2%。

关 键 词:转子结构;强度设计;支承结构设计;转子动力学设计

中图分类号:TK474.8+12

文献标识码:A

DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.09.023

[引用本文格式]孙 勇,张 亮,徐 宁,等. 高压压气机转子结构设计及改进方法[J]. 热能动力工程,2021,36(9):179-187. SUN Yong, ZHANG Liang, XU Ning, et al. Design and improvement method for high-pressure compressor rotor structure[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(9):179-187.

Design and Improvement Method for High-pressure Compressor Rotor Structure

SUN Yong, ZHANG Liang, XU Ning, DENG Qing-feng

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code:150078; 2. National Engineering Laboratory for Marine and Ocean Engineering Power System, Harbin, China Post Code:150078,)

Abstract: To enhance the design efficiency and obtain the high-pressure compressor rotor structure with engineering utility quickly, a certain high pressure compressor rotor structure was designed in detail based on retrofit design method and the improved method of structure was explored. The cyclic symmetric structure algorithm of blade-disk coupled system and the 2D axisymmetric structure algorithm of overall rotor system were adopted to design and improve the strength, thus the max equivalent stress of front shaft journal dropped as much as 26%. Support structure design was carried out to calculate and check the loading capacity of prototype bearing, the results show that the minimum safety margin of axial force was 28% and the bearing life was beyond 100 000 h. Two kinds of estimation methods of the squirrel cage bar thickness adjustment were proposed to guide 3D FEA and obtain the front support stiffness by calculation simultaneously. The critical speed of rotor was calculated using 2D FEA model. The safety margin between the full operating rotating speed and the 2nd stage critical speed was increased from 18.5% to 21.2% only by moving the rear bearing support position 7.5 mm backwards along compressor axis.

Key words: rotor structure, strength design, support structure design, rotor dynamics design

引 言

随着国内船舶工业的迅速发展,燃气轮机负荷不断增加,对压气机压缩能力的要求也随之提高。从工程应用角度出发,选择一台优秀的母型压气机进行改型设计来获得更大压缩能力的机型,研发难度低、周期短,试验台改造量小、代价低,是船舶领域公认的燃气轮机动力装置发展的重要途径之一^[1]。改型设计后,对转子结构改变造成的不安全因素进行识别,从强度设计、支承结构设计及转子动力学设计 3 个角度进行结构详细改进设计,可以减少设计过程中的盲目性,缩短研发周期。

转子零件层面上的改进设计多集中于单一角度对设计方法的研究^[2-4],而建立整体压气机转子模型进行强度设计,可以进行零组件强度储备、破裂转速等的校核及尺寸改进等^[5-10]多方面研究。文献[11-12]对转子系统进行了动力学特性研究,包括临界转速分析、振型分析等。

本文以某高压压气机转子为例,对其结构进行完整而详细的设计及改进,快速获得了可工程实用的新结构。

1 转子结构总体设计及改进流程

压气机转子结构设计主要包括改型设计与改进设计两步骤。转子的改型设计需要与机组的总体性能、总体结构等要求相匹配,一般采用模化、加级或减级等方法实现,本文高压压气机转子结构改型设计采用模化方法。

结合工程经验,对转子结构设计中的主要内容进行筛选及整理,根据强度设计、支承结构设计及转子动力学设计过程中的必要逻辑顺序及相互作用关系,建立迭代设计流程。为减少迭代计算时间,对循环对称结构算法、二维轴对称结构算法等进行了实践及探索,提出了调整鼠笼厚度的快速估算方法及仅在全运行工况温度下计算前 2 阶临界转速,并仅通过改变跨距调整临界转速的工程计算方法。同时考虑到生产及运行成本,寻找转子重量及各性能指标间的最优解。总体改进设计流程如图 1 所示。

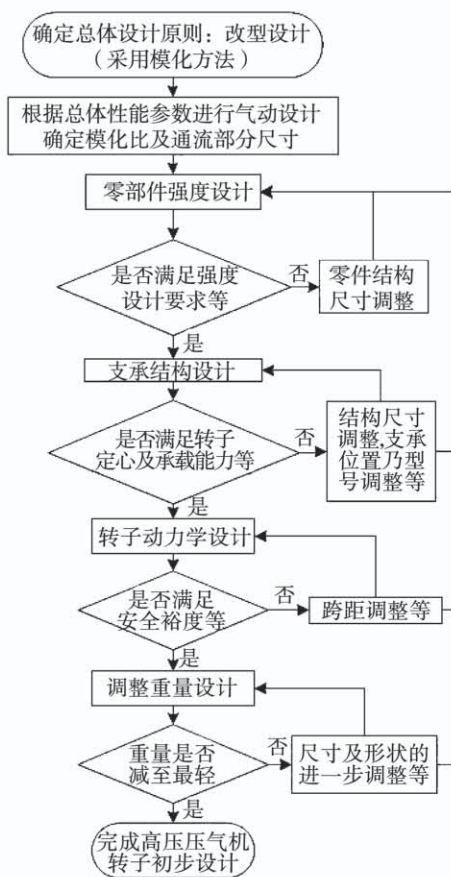


图 1 转子结构总体设计及改进流程

Fig. 1 The overall design and improvement process of rotor structure

2 设计及改进方法

2.1 强度

2.1.1 零件的强度设计

从零件强度设计及整体转子强度设计两个层次上进行高压压气机转子强度设计。考虑高温、高压、高转速的工作条件,针对关键零件,提出典型设计计算内容,通过强度设计保证其可靠性和耐久性。具体流程如图 2 所示。

以某级叶-盘结构为例,充分继承母型机榫根及榫槽的结构形式、配合尺寸及叶片个数等,只重新设计叶身结构。参照张亮等人^[2]、周传月等人^[13]的工作,取 1/47 耦合系统建立基本重复扇区模型,如图 3 所示。采用循环对称结构算法进行强度及振动计算,部分有限元计算结果如图 4 所示。

提取叶-盘耦合系统应力及振动特性计算结果,一般用于强度储备计算,安全间隙计算及振动安全计算等。具体应用如图 5 所示。

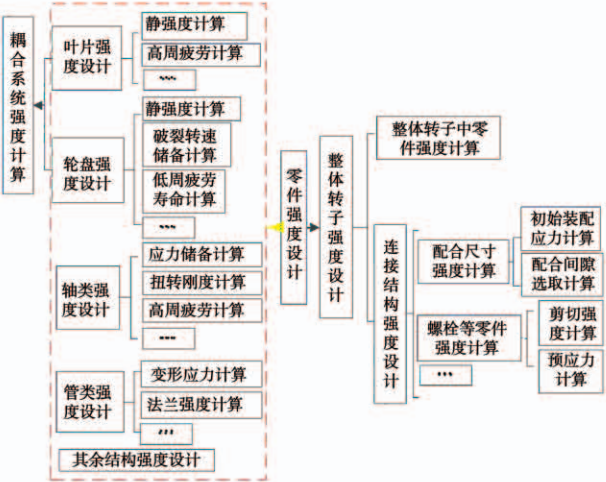


图2 强度设计流程

Fig. 2 The strength design process

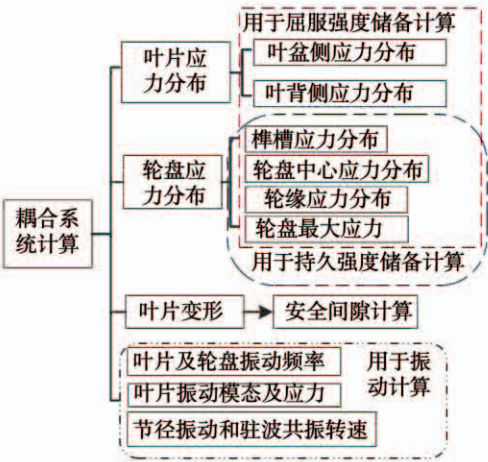


图5 强度振动计算结果应用

Fig. 5 Strength and vibration calculation results and application

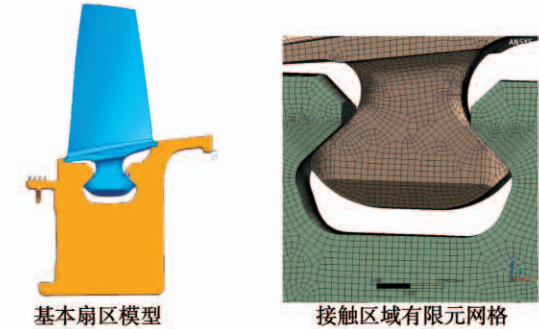


图3 基本扇区模型及接触区域有限元网格划分结果

Fig. 3 Basic sector model and finite element grid distribution result of contact zone

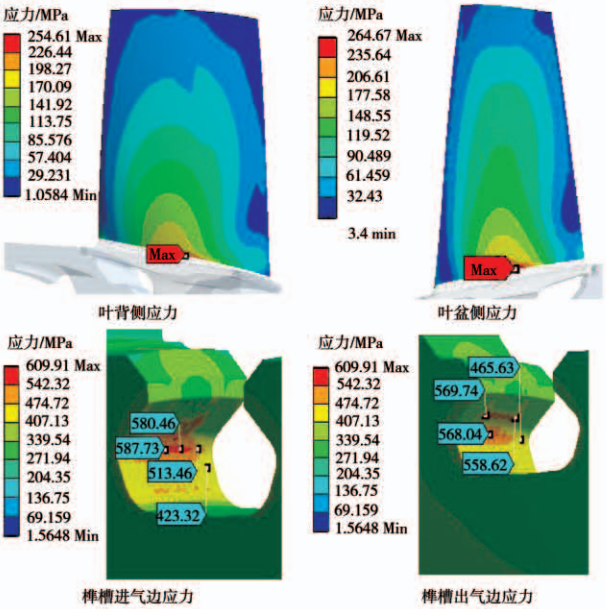


图4 强度计算结果

Fig. 4 Strength calculation results

2.1.2 整体转子强度设计

在整体转子强度设计中主要进行等效应力计算、应力分布分析及配合尺寸设计3项工作。根据等效应力计算结果首先进行整体转子状态下零件的屈服强度储备和持久强度储备考核,考核合格后,再进行周向、径向破裂转速储备考核。根据转子受力规律及零件结构特点,判别最大等效应力出现位置的合理性,对应力集中位置结构进行改进设计。充分参考母型机相似部位的配合关系,对所有连接配合尺寸进行校核,保证最大过盈量满足装配初始应力强度储备,使配合部位在整个工作过程中不松脱。

为进行整体转子等效应力计算,采用二维平面轴对称结构算法,建立整体转子连续模型,高压压气机转子模型共9级,为2点支承结构,在处理周向不连续的叶片排结构时,在叶片强度初步计算结果基础上得到各级叶片的质量及质心位置,通过一定厚度及截面形状的平面应力单元进行模拟。实践中通常选择叶片在周向方向上的投影形状作为初始截面形状,通过调整截面形状保证与叶片质心的径向及轴向位置相同。相比于采用全三维模型计算大大减少了节点及网格单元数量,计算时间锐减。图6为整体转子二维模型及计算得到的温度分布。表1给出了轮盘、轴颈强度储备初算结果。

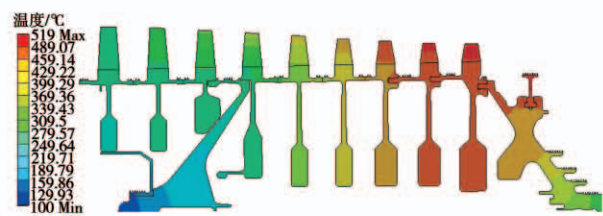


图 6 二维转子模型及温度分布

Fig.6 2D rotor model and temperature distribution

表 1 强度储备初算结果

Tab.1 Initial calculation results of strength reservation

零件	最大等效应力/MPa	屈服/持久强度储备系数
第 1 级轮盘	445.7	1.34/1.81
第 2 级轮盘	415.1	1.31/1.93
第 3 级轮盘	441.8	1.31/1.81
第 4 级轮盘	515.4	1.24/1.49
第 5 级轮盘	346.9	1.52/2.01
第 6 级轮盘	334.6	1.55/1.90
第 7 级轮盘	466.3	1.30/1.32
第 8 级轮盘	664.9	1.36/1.30
第 9 级轮盘	568.3	1.34/1.51
前轴颈	763.7	0.97/1.18
后轴颈	629.8	1.17/1.38

对高压压气机转子进行应力分析,由于其运行时转速高,零部件受离心力一般大于其他应力,受离心力作用,最大应力一般出现在盘心及内径位置。对强度储备较小的零件进行检查,前、后轴颈及第 4、7、8 级轮盘应力分布不符合该规律,出现了应力集中情况。图 7 为零件初算应力分布。

定义零件最大应力与心部应力比为 K 。在降低最大等效应力的同时考虑结构协调性及应力分布合理性,应至少保证改进后的零件最大应力及 K 值均应小于改进前,同时建议改进后 K 值不大于 1.1。根据初算时最大应力处的结构特点及配合限制,具体改进方法为调整圆角尺寸,优化连接部位长度尺寸,消除大曲率承力结构及优化平衡结构等。改进前后的部分结构对比如表 2 所示。

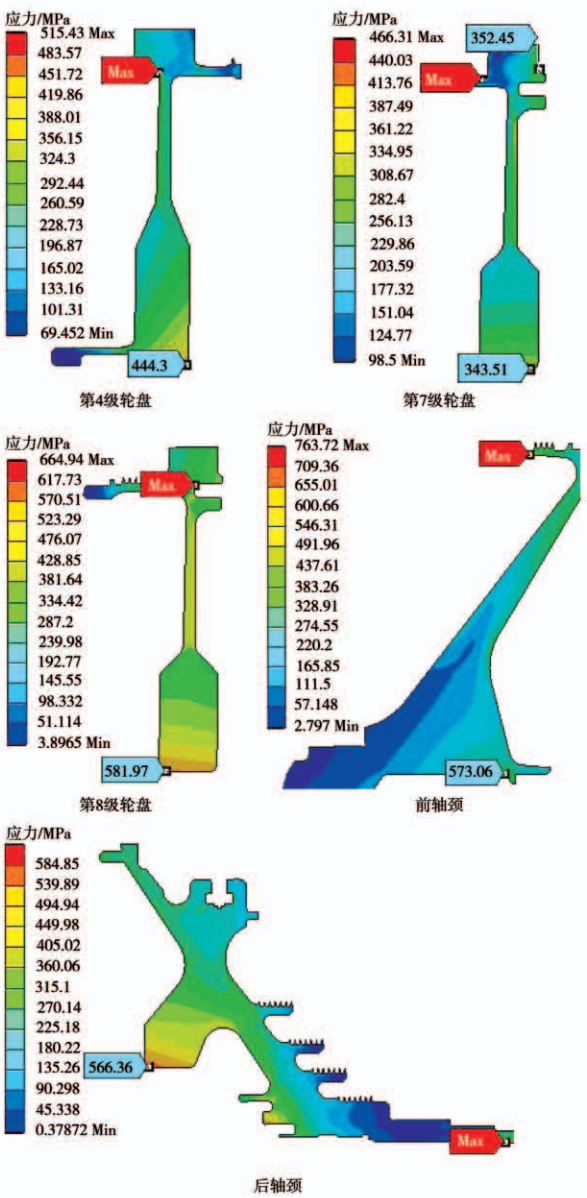
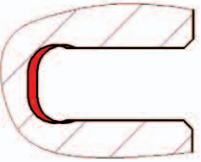
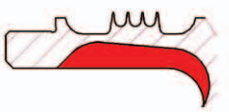
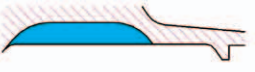
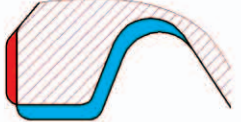


图 7 零件等效应力分布初算结果

Fig.7 Initial calculation results of equivalent stress distribution

以强度储备最低的前轴颈为例,经过结构改进,最大等效应力下降了 26%, K 值由 1.33 降低至 1.11,虽然最大应力位置仍在轴肩处,但是最大等效应力大幅下降,应力分布更加合理。第 4、7 及 8 级轮盘及后轴颈最大应力位置变为盘心及内径处,此时 $K=1$ 上述 4 个零件的最大等效应力分别下降了 8%,22%,10% 和 9%。转子最小屈服强度及持久强度储备分别提高 1.28 和 1.45。校核所有轮盘的周向破裂转速和径向破裂转速储备,最小值分别为 1.42 和 1.68,满足设计要求。

表 2 最终结构优化方案
Tab 2 Final structure optimization scheme

位置	改进结构
第 4 级轮盘圆角	
第 7 级轮盘圆角	
第 8 级轮盘连接位置	
前轴颈上止口	
前轴颈下止口	
后轴颈平衡结构	

注:浅色区域为材料减少区域;深色区域为材料增加区域

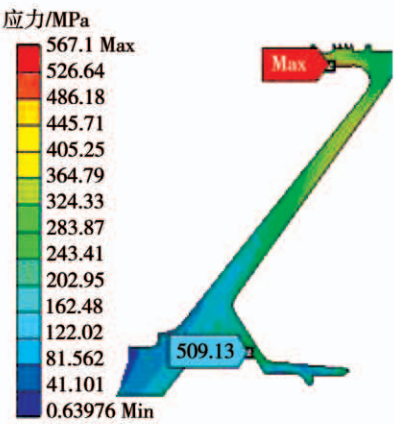


图 8 改进设计后的前轴颈应力分布

Fig. 8 Front shaft journal stress distribution after design improvement

高压压气机转子配合位置较多,配合位置受力情况较为复杂。如轮盘及轴颈连接处传递较大扭矩,一般采用过盈配合设计,最大过盈量应满足装配初始应力强度储备;为降低连接销钉或螺栓切向承载,整个工作过程中配合部位不允许松脱,由于金属

材料的热膨胀特性,仅需在最大工况时按最小过盈量或最大间隙进行计算。图 9、图 10 给出部分连接位置在工作状态下的配合关系及装配初始应力计算结果。

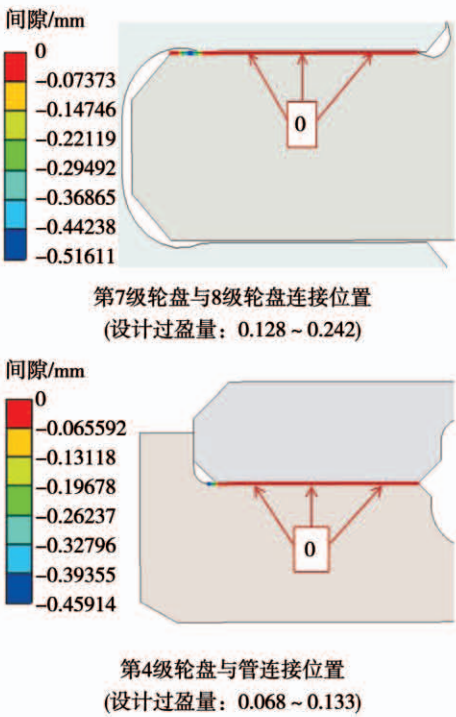


图 9 工作状态配合间隙(0 – 不分离;负值 – 间隙)

Fig. 9 Fit clearance under working condition
(0 – no separation; minus-clearance)

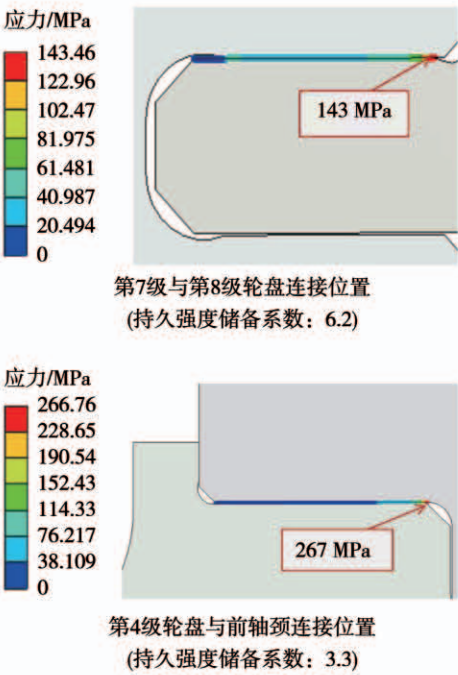


图 10 初始装配应力计算

Fig. 10 Initial assembly stress calculation

2.2 支承结构

支承结构设计工作分为 3 大部分:支承布置方案设计,包括支承数量、跨距和轴承选型等;轴承受力及寿命分析;鼠笼结构设计及改进,设计流程如图 11 所示。为充分继承母型机的良好性能和结构合理性,原则上不改变支承数量及轴承形式,但须对母型机轴承进行承载能力及寿命校核。母型机前支承为鼠笼与径向止推滚珠轴承组合弹性支承,后支承为滚柱轴承支承,计算时需考虑轴承滚道变形^[14]。

以高压前支承滚珠轴承为例,设计要求最大接触应力小于 2 000 MPa,寿命 $L_{10} > 100\,000\text{ h}$ 。充分考虑机组运行时的不确定性,在径向力、轴向力均超载 15%、转速超速 10% 时,计算得到最大接触应力为 1 315 MPa, $L_{10} > 100\,000\text{ h}$,满足设计要求。校核使滚珠超出挡边的极限轴向力,以及产生过度接触应力的极限轴向力及短间接触极限轴向力^[15],轴向力安全裕度最小为 28%,判断母型机滚珠轴承可沿用。

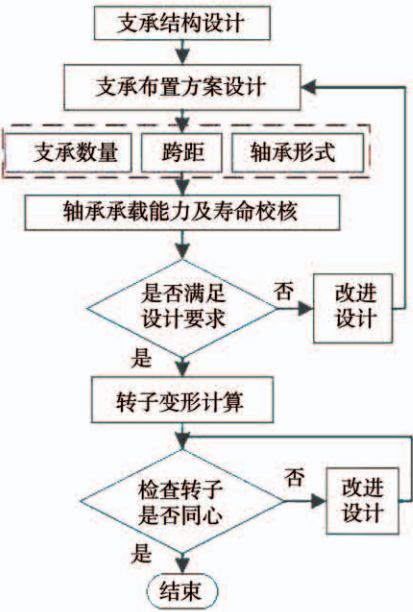


图 11 支承结构设计流程

Fig. 11 The support structure design process

转子前支承受力较母型机增加约 20%,为保证转子同心,考虑结构限制及加工工艺变动难度确定优先调整笼条厚度。根据文献[3]提供的修正公式估算笼条调整尺寸并通过三维有限元仿真计算进行

修正。 a_i 及 k_{si} 分别代表母型机鼠笼笼条厚度及刚度, b 为笼条截面宽度,则笼条厚度预期调整为:

$$a = \sqrt{\frac{-b^2 + \sqrt{b^4 + 4a_i^2 \left(\frac{k_s}{k_{si}}\right)^2 (a_i^2 + b^2)}}{2}} \approx 5.09\text{ mm} \tag{1}$$

或:认为鼠笼支承刚度与笼条厚度的平方成正比,则笼条厚度预期调整为:

$$a = a_i \times \sqrt{\frac{k_i}{k_{si}}} \approx 4.96\text{ mm} \tag{2}$$

建立鼠笼三维模型进行有限元仿真计算,仅 1 次将笼条厚度调整至 5 mm,鼠笼的变形如图 12 所示。计算得到转子偏心范围为 $-0.014\,8 \sim 0.025\,2\text{ mm}$ (负值代表沿重力方向),可认为转子由于自重产生的偏心已消除。按公式(1)、(2)估算笼条厚度的结果与有限元计算结果都非常接近,可应用估算结果指导建立三维有限元仿真计算模型。

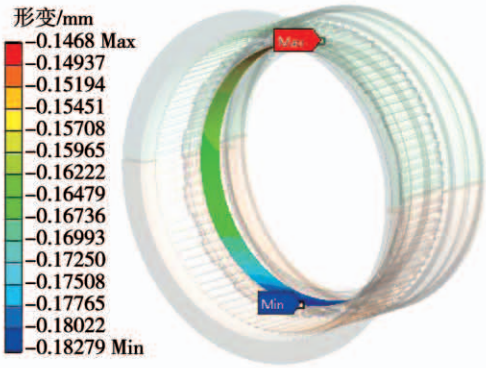


图 12 与轴承外环接触面沿重力方向变形

Fig. 12 Deformation of the contact surface of bearing outer ring along the gravitational direction

2.3 转子动力学

转子动力学设计最重要工作是调整临界转速以足够的安全裕度远离工作转速,同时开展不平衡响应分析及转子稳定性分析等。转子动力学设计流程如图 13 所示。

利用 Samcef/Rotor Dynamics 分析模块采用二维有限元分析模型计算转子的临界转速以减少运算时间。考虑温度的影响,选取各零件在不同工况温度时的材料属性,将其视为连续转子进行整体建

模^[16],如图 14 所示。生成二维轴对称单元 8 122 个,轴承单元 2 个,节点 6 660 个。前支承处轴承单元的刚度为组合式弹性支承的总刚度,可在支承结构设计阶段获得。

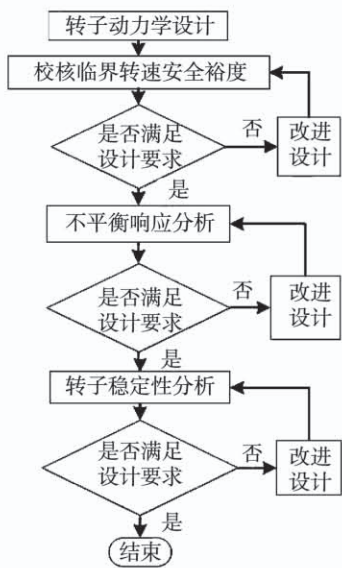


图 13 转子动力学设计流程

Fig. 13 The rotor dynamics design process

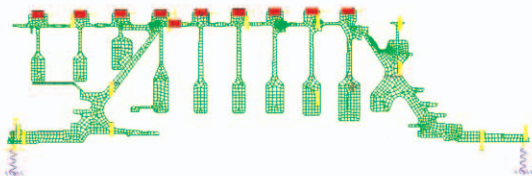


图 14 二维轴对称计算模型

Fig. 14 2D axisymmetry calculation model

高压压气机转子慢车转速为 6 800 r/min,全运行工况转速为 9 061 r/min,按设计要求高于全运行工况转速和低于慢车转速的临界转速,安全裕度至少是 20%。首先选取全运行工况温度时的材料属性计算转子临界转速,获得前 2 阶临界转速分别为 4 222.3 和 10 733.9 r/min。后者与全运行工况工作转速的安全裕度为 $(10\,733.9 - 9\,061) \div 9\,061 = 18.5\%$ 。计算得到的安全裕度不满足设计要求。

支承跨距变化改变了转子系统的整体刚度,进而影响到临界转速。该转子系统 2 阶临界转速对刚度较高的支承的轴向位置改变较为敏感,在小范围内可认为呈线性关系。如图 15 所示,将后轴承支承

位置沿压气机轴线向后移动 7.5 mm,仅涉及后轴颈支承位置及 1 处静子密封齿结构变动,同时可以取消一处套环零件结构,工程代价最小。计算得到新转子结构前 2 阶临界转速分别为 4 189.1 和 10 984.9 r/min,后者与全运行工况转速的安全裕度为: $(10\,984.9 - 9\,061) \div 9\,061 = 21.2\%$ 。

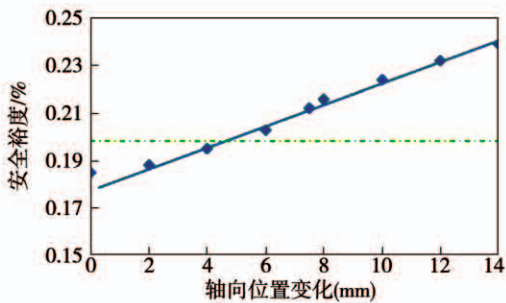


图 15 安全裕度与后支承轴向位置关系

Fig. 15 The relationship of safety margin and rear bearing axial position

选取慢车工况温度时的材料属性计算新转子临界转速,2 种工况温度差异主要集中在转子后半部分。计算得到新转子前 2 阶临界转速分别为 4 189.9 和 11 084.6 r/min,前者与慢车转速的安全裕度为 $(6\,800 - 4\,189.9) \div 6\,800 = 38.4\%$ 。两次计算得到的 1 阶临界转速相差 32.4 r/min,安全裕度计算值仅相差 0.49%。工程计算时,可仅按全运行工况温度给定材料属性,计算结果足够保证计算精度。

3 压气机运行稳定性试验验证

在鼠笼正式装机前,对其施加转子重力的等效载荷,检查鼠笼与轴承接触面沿受力方向变形。变形最大值为 -0.148 mm,最小值为 -0.186 mm,与计算结果吻合较好,安装好的转子偏心值 0.008 mm,满足装机要求。

在压气机运行稳定性试验全过程中,在性能指标达标的前提下,转子振动幅值相对较低,无零件损坏、轴承失效等情况出现。如图 16 所示,1 阶临界转速实测值与计算值对应较好(相差 1.6%);对试验后的压气机进行分解检查,叶片及轮盘等零件表

面无裂纹萌生,配合位置无压伤打滑,滚珠及滑道表面光滑,验证了流程的实用性。

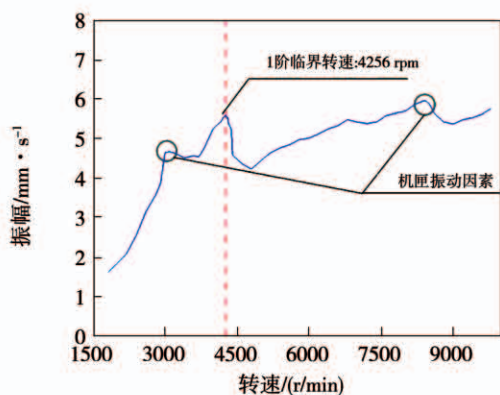


图 16 某次运行过程中转子振动幅值随转速变化

Fig. 16 Variation curves of rotor vibration amplitude with rotating speed during a certain operational process

4 结 论

对高压压气机转子结构详细设计及改进方法进行了研究,得出结论:

(1) 建立二维平面轴对称整体转子模型并应用平面应力单元模拟叶片结构进行转子强度设计,可快速获得强度计算结果,同时完成配合尺寸合理性校核,及时发现结构设计问题。

(2) 可以按鼠笼的支承刚度与笼条厚度的平方成正比的简化关系,估算笼条调整厚度保证转子同心,减少三维有限元计算迭代次数,从而减少计算时间。

(3) 工程计算高压压气机转子临界转速时,可采用二维有限元分析模型并仅按全运行工况温度给定材料属性,计算结果能够满足精度需要。

本文的研究方法及结论在压气机运行稳定性试验中得到了初步验证,可为工程设计提供参考。依据总体设计及改进流程,后续将对 2.3 中改进后的转子结构进一步进行优化,直至完成高压压气机转子结构的初步设计。

参考文献:

[1] 翁史列,王永泓,宋华芬,等.现代燃气轮机装置[M].上海:上海交通大学出版社,2015.

WENG Shi-lie, WANG Yong-hong, SONG Hua-fen, et al. Advanced gas turbine engines[M]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University Press, 2015.

[2] 张亮,初曙光,来亮,等.某燃气轮机压气机叶片振动特性研究[J].热能动力工程,2019,34(1):34-39.

ZHANG Liang, CHU Shu-guang, LAI Liang, et al. Vibration analysis of the compressor blade in a gas turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2019, 34(1): 34-39.

[3] 徐宁.舰船燃气轮机转子支撑系统动力学特性研究[D].哈尔滨:哈尔滨船舶锅炉涡轮机研究所,2011.

XU Ning. Research on the dynamics of rotor support system in marine gas turbine[D]. Harbin: Harbin Marine Boiler & Turbine Research Institute, 2011.

[4] 徐鹤山.发动机转动部件的应力分析和强度设计[M].北京:国防工业出版社,2015.

XU He-shan. Stress analysis and strength design for engine rotor[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2015.

[5] 苏廷铭.某小型发动机压气机转子结构设计研究[D].四川:电子科技大学,2011.

SU Ting-ming. Design and research on a minitype engine compressor rotor structure[D]. Sichuan: University of Electronic Science and Technology of China, 2011.

[6] 刘涛.组合压气机转子结构强度优化分析[D].南京:南京航空航天大学,2013.

LIU Tao. Research on the optimization about rotor's strength of combined compressor[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2013.

[7] 雷先华,江和甫,王旅生.整体压气机转子结构优化设计[J].航空动力学报,1997,12(1):40-42.

LEI Xian-hua, JIANG He-fu, WANG LYU-sheng. Optimization design of integral compressor rotor structure[J]. Journal of Aerospace Power, 1997, 12(1): 40-42.

[8] 施培丽,李海伟.燃气轮机鼓筒的热应力分析及结构优化[J].上海电气技术,2015,8(1):31-36.

SHI Pei-li, LI Hai-wei. Thermal stress analysis and structural optimization of gas turbine drum[J]. Journal of Shanghai Electric Technology, 2015, 8(1): 31-36.

[9] 夏杨,王海朋.某型涡喷发动机压气机结构改进[J].机械制造与自动化,2013,41(2):74-76.

XIA Yang, WANG Hai-peng. Structure improvement of compressor about a micro turbine engine[J]. Machine Building & Automation, 2013, 41(2): 74-76.

[10] 石清鑫,袁奇.某型燃气轮机透平转子的稳态温度场及应力场分析[J].振动与冲击,2010,29(S):110-113.

SHI Qing-xin, YUAN Qi. Analysis of temperature and stress fields

for a gas turbine rotor[J]. Journal of Vibration and Shock, 2010, 29(S): 110 – 113.

[11] 关 琦,金 鹤,新 力. 某型燃气轮机低压涡轮压气机转子动力学分析[J]. 舰船科学技术, 2010, 32(8): 127 – 132.

GUAN Qi, JIN He, XIN Li. Analysis on rotor dynamic of the low turbo-compressor[J]. Ship Science and Technology, 2010, 32(8): 127 – 132.

[12] 陈 曦,廖明夫,李全坤. 带套齿联轴器的转子系统动力学特性研究[J]. 推进技术, 2015, 36(7): 1069 – 1077.

CHEN Xi, LIAO Ming-fu, LI Quan-kun. Dynamic characteristics of a rotor system with a spline coupling[J]. Journal of Propulsion Technology, 2015, 36(7): 1069 – 1077.

[13] 周传月,邹经湘,闻雪友,等. 燃气轮机叶片 – 轮盘耦合振动特性计算[J]. 航空学报, 2000, 21(6): 545 – 547.

ZHOU Chuan-yue, ZOU Jing-xiang, WEN Xue-you, et al. Calculation of the blade disc coupled vibration characteristics of gas turbine[J]. ACTA Aeronautica et Astronautica Sinica, 2000, 21(6): 545 – 547.

[14] 陶春虎,钟培道,王仁智,等. 航空发动机转动部件的失效与预防[M]. 北京:国防工业出版社, 2008.

TAO Chun-hu, ZHONG Pei-dao, WANG Ren-zhi, et al. Failure analysis and prevention for rotor in aero-engine[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 2008.

[15] 滚动轴承分析:(原书第 5 版). 第 1 卷,轴承技术的基本概念[M]. 北京:机械工业出版社, 2016.

HARRIS T A, KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis fifth edition: essential concepts of bearing technology[M]. Beijing: China Machine Press, 2016.

[16] 梅 庆. 二维有限元模型在燃气轮机转子 – 支承系统临界转速计算中的应用[J]. 燃气轮机试验与研究, 2003, 10(3): 42 – 44.

MEI Qing. The critical speed analysis with SAMCEF/ROTOR using two-dimensional model[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2003, 10(3): 42 – 44.

(金圣迪 编辑)

(上接第 171 页)

[13] 赵行明,滕光蓉,段发阶,等. 叶尖定时旋转叶片振动测量新技术[J]. 测控技术, 2006, (3): 54 – 60.

ZHAO Xing-ming, TENG Guang-rong, DUAN Fa-jie, et al. New vibration measurement technique based on tip-timing for rotating blades[J]. Measurement & Control Technology, 2006, (3): 54 – 60.

[14] 艾延廷,张凤玲. 航空发动机转子叶片振动测量技术研究[J]. 仪器仪表学报, 2006, 27(6): 1242 – 1244.

AI Yan-ting, ZHANG Feng-ling. Study on rotor blade vibration measurement in aero-engine[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2006, 27(6): 1242 – 1244.

[15] 高 庆. 某系列发动机压气机转子叶片技术寿命研究[J]. 航空发动机, 2008, 34(3): 22 – 26.

GAO Qing. Investigation of rotor blade technology life for a series of aero engine compressor[J]. Aeroengine, 2008, 34(3): 22 – 26.

(丛 敏 编辑)