

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2016.10.011

驱动合成气压缩机用工业汽轮机设计分析^{*}

郑飞逸,何大江,陈 锋,牛春燕,林 炯,吴 腾

(杭州汽轮机股份有限公司,浙江 杭州 310022)

摘要:针对某化工企业用合成气汽轮机高参数、高转速、高功率等要求的问题,基于透平热力学理论,提出了一种反动式工业汽轮机设计方案。使用透平强度理论对汽轮机直叶片的应力进行了详细计算,使用有限元分析对调节级叶片、末级扭叶片的应力进行了详细研究,使用转子动力学理论对汽轮机转子 4 种不同振型的不平衡响应振动进行了详细分析。利用动平衡机对转子进行了高速动平衡试验,同时通过汽轮机空负荷试验,检查了转子的实际振动情况。试验结果表明,汽轮机的功率与转速均满足用户的要求,叶片的应力在许用范围之内,叶片强度满足要求,转子的临界转速具有足够的避开余量,转子的振幅不超过 25 μm ,符合 API612 的要求;该设计方案可满足用户的要求,能广泛满足合成气压缩机的驱动需求。

关键词:工业汽轮机;叶片;强度分析;转子动力学

中图分类号:TK26;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2016)10-1213-05

Design and analysis of industrial steam turbine for driving synthesis gas compressor

ZHENG Fei-yi, HE Da-jiang, CHEN Feng, NIU Chun-yan, LIN Jiong, WU Teng

(Hangzhou Steam Turbine Co., Ltd., Hangzhou 310022, China)

Abstract: Aiming at the high parameters, high rotor speed and large capacity requirements for industrial steam turbine for one chemical enterprise to drive synthesis gas compressor, a steam turbine design scheme was put forward based on the turbine thermodynamic theory. The stresses of the straight blades were calculated based on the turbine strength theory. The control stage blades and the twisted blades were analyzed based on the finite element analysis. The rotor vibration responses of four different mass imbalances were analyzed carefully with the rotor dynamics procedure. The rotor actual vibration was checked with high speed dynamic balance test and no load test. The results indicate that the power and rotate speed can meet the requirements of customers. The stresses of the blades are within the allowable stress ranges, and the stress requirements are satisfied. The critical rotor speeds are enough away from the working speed. The amplitude is less than 25 μm , which meets the API612. In brief, the design scheme satisfies the requirements of customers, and can be widely used to drive synthesis gas compressor.

Key words: industrial steam turbine; blade; stress analysis; rotor dynamics

0 引 言

合成气是一种以一氧化碳和氢气为主要组分的化工原料气体,用途非常广泛。目前的合成气生产装置均是以大型化发展为主,驱动合成气压缩机用汽轮机(以下简称:合成气汽轮机)的功率一般在 $10^4 \text{ kW} \sim 2 \times 10^4 \text{ kW}$ 之间,为了提高压缩机的效率,要求汽轮机

的转速越高越好,一般在 10^4 r/min 以上。为满足驱动压缩机的要求,合成气汽轮机具有高参数、高转速、高功率等特点,它的设计难点在于:①工作转速太高而且工作转速变化范围大,转子的临界转速必须具备足够的避开余量;②为增加转子的刚性,转子的总长尽量缩短,导致汽轮机叶片级数较少,每一级叶片的功率很大,对叶片的强度、效率要求很高。

为解决上述难题,行业技术人员对叶片流场、强度

收稿日期:2016-05-27

基金项目:浙江省科技厅优先主题重大工业资助项目(2008C101063)

作者简介:郑飞逸(1982-),男,广西宾阳人,主要从事动力机械的研究设计工作。E-mail:zhengfy@htc.net.cn

的研究以及对转子振动的研究十分重视。Kyoichi Ikeno^[1]对汽轮机调节级叶片在高温高压状态下的动应力问题进行了详细的研究。Kazuaki Iwata^[2]对阻尼结构扭叶片的流场、振动进行了详细的研究。屈焕成等^[3-4],谢永慧等^[5]对调节级叶片、末级扭叶片在复杂流动状态下的应力、振动进行了详细的研究。徐志明等^[6]对汽流激振力与转子临界转速的关系进行了详细的研究。蓝吉兵等^[7]对高转速汽轮机转子的稳定性进行了详细的研究。

由于合成气汽轮机的技术难度较大,长期以来国内大型化工企业的合成气汽轮机多采用国外进口产品^[8]。根据文献[9]的介绍,有国内企业对进口合成气汽轮机实施过通流结构改造的案例。近年来,国家发改委多次组织相关企业和各大院校的专家学者召开重大工程装备技术研讨会,确定由国内企业进行合成气汽轮机的研发设计工作^[10]。

本研究针对某化工企业合成氨改造工程用合成气汽轮机的要求,基于透平热力学理论提出一种反动式工业汽轮机设计方案,并使用有限元分析方法、转子动力学理论、动平衡试验方法对该汽轮机的强度、振动进行分析、试验,证明本研究提出的设计方案满足API612^[11]以及用户提出的相关要求,能广泛满足合成气压缩机的驱动需求。

1 汽轮机设计方案

1.1 汽轮机技术参数及结构特点

本研究介绍的合成气汽轮机蒸汽参数如表 1 所示。

表 1 蒸汽参数		
	正常工况	额定工况
进汽压力 $p_0/\text{MPa(a)}$	8.93	9.13
进汽温度 $t_0/^\circ\text{C}$	520	530
抽汽压力 $p_1/\text{MPa(a)}$	1.5	1.6
排汽压力 $p_2/\text{MPa(a)}$	0.013	0.025

汽轮机动力输出要求为前、后轴头分别驱动低压、高压压缩机。汽轮机的主要结构特点为:汽缸分为进汽缸和排汽缸,两者通过垂直法兰面相连接,整个汽缸有水平中分面,上、下缸通过法兰面和螺栓连接。汽轮机径向轴承为可倾瓦轴承,推力轴承为自平衡式金斯伯雷(Kingsbury)推力轴承。汽轮机转子为整锻钢结构,调节级为冲动式直叶片,中间压力级为反动式直叶片,低压级为扭叶片,均为不调频叶片。汽轮机中间设有一个蒸汽溢流口和一个可调抽汽口,用于控制抽汽量,满足生产工艺用汽需求。

功率转速如表 2 所示。

表 2 功率与转速

	正常工况	额定工况
功率 P/kW	11 960	14 465
转速 $\omega/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	10 600	10 880
运行转速范围 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	8 160 ~ 11 424	

汽轮机的本体结构如图 1 所示。

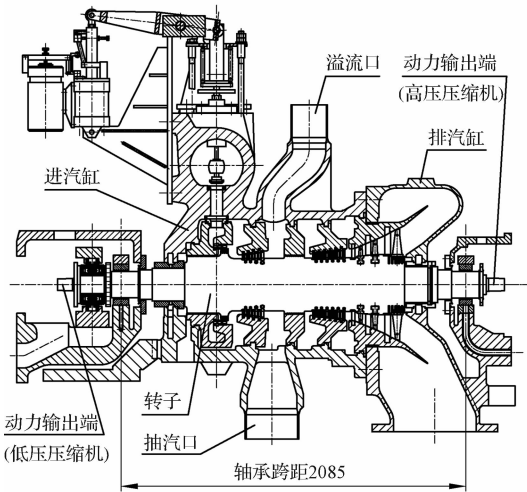


图 1 汽轮机本体结构图

1.2 汽轮机热力流设计

根据透平热力学理论^[12],必要的热力计算公式如下:喷嘴临界流量计算公式为:

$$G_{cr} = 0.647\mu A_{cr} \sqrt{p_0/V} \tag{1}$$

汽轮机有效功率为:

$$N = G \cdot h_s \cdot \eta_i \tag{2}$$

式中: G_{cr} —喷嘴临界流量, p_0 —新蒸汽压力, V —新蒸汽比容, μ —流量系数, A_{cr} —喷嘴通流面积, G —蒸汽总流量, h_s —汽轮机有效焓降, η_i —汽轮机相对内效率。

根据热力计算得出汽轮机的通流部分,它由 1 个调节级、10 个直叶片压力级、3 个扭叶片级组成,相关通流结构如图 1 所示。

1.3 叶片强度分析

汽轮机的动叶片在高速转动时产生很大的离心力,同时还要承受高速汽流产生的作用力,因此对叶片的强度研究、防止叶片断裂必须十分重视^[13-14]。

压力级直叶片采用 T 型叶根结构,透平强度理论将其当成一端固定的悬臂梁来研究^[15]。根据杭州汽轮机股份有限公司的设计原则,压力级直叶片的强度校核公式为:

$$\sigma_{\text{sum}} = \sigma_{bd} + \sigma_{zc} + \sigma_{bc} \leq \sigma_{\text{zul}} \tag{3}$$

式中: σ_{sum} —叶片总应力, σ_{bd} —汽流弯应力, σ_{zc} —离心力引起的拉应力, σ_{bc} —离心力引起的弯应力, σ_{zul} —材料允许的应力值。

汽轮机压力级直叶片的强度数据如表 3 所示。

表 3 压力级直叶片强度数据

	$\sigma_{\text{sum}}/\text{MPa}$	$\sigma_{\text{zul}}/\text{MPa}$
第 1 级	140.2	199.9
第 2 级	163.4	213.9
第 3 级	158.6	226.3
第 4 级	178.7	239.6
第 5 级	97.1	234.7
第 6 级	101.3	223.8
第 7 级	112.9	230.8
第 8 级	121.4	237.1
第 9 级	141.1	243.1
第 10 级	158.9	249.9

由表 3 可知,直叶片的应力均在允许范围之内,其强度满足要求。

调节级叶片、末级扭叶片采用叉形叶根、锥销装配结构,它们的应力状态比较复杂,本研究使用有限元分析方法对其进行强度分析,结果如图 2、图 3 所示(单位:MPa)。

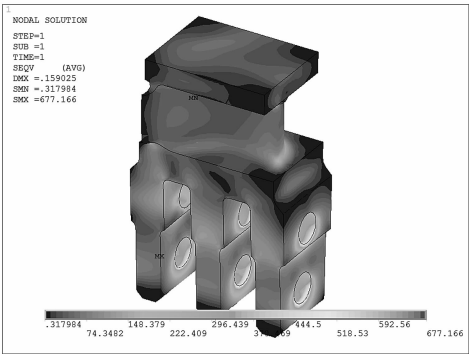


图 2 调节级叶片应力图

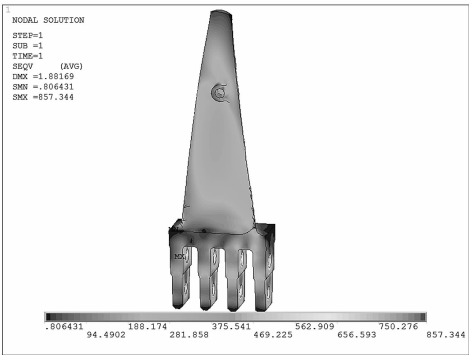


图 3 末级扭叶片应力图

文献[16]的研究显示,传统的零部件强度校核方法,不适用于有限元计算结果的安全性评价。文献[17]的研究显示,应力集中部分承受非振动载荷时,计算的局部最大应力允许达到 2 倍屈服极限,但不能超过 2 倍屈服极限。根据图 2、图 3 的计算结果,调节级叶片、末级扭叶片的局部最大应力值分别为 677.1 MPa 和 857.3 MPa,叶片对应的 2 倍屈服极限分别为 906 MPa 和 1 020 MPa,叶片强度满足要求。

1.4 汽轮机转子动力学分析

汽轮机转子的设计除了满足热力通流效率要求、保

证有足够的强度之外,还必须考察转子的动力学特性,避免在运行过程中出现共振现象而危及机组的安全运行。在工业汽轮机行业内,API612 是国际上普遍采用的转子动力学分析和评价标准,它采用的分析方法为:通过施加按某阶振型的不平衡质量 M ,以激起该阶振型的不平衡响应,并通过计算一定转速范围内不平衡响应的振幅 A ,由共振峰值位置得到该阶振型的临界转速。

根据转子动力学理论^[18],转子-支承系统的振动微分方程为:

$$M\ddot{u} + (C + G)\dot{u} + Ku = F \tag{4}$$

式中: M —质量矩阵, C —阻尼矩阵, G —陀螺矩阵, K —刚度矩阵, u —响应位移矢量, F —不平衡量引起的激振力。

本研究使用杭汽专用的转子振动程序进行计算,程序采用传递矩阵法进行求解,转子的振动响应曲线如图(4~7)所示。

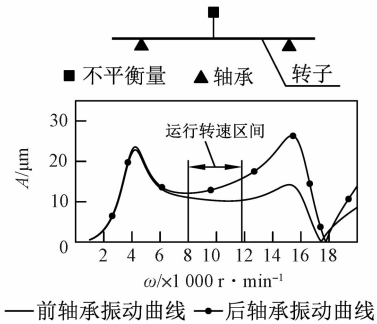


图 4 中间加不平衡量时的转子振动曲线

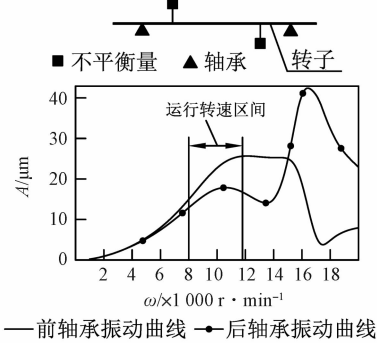


图 5 两端加反相不平衡量时的转子振动曲线

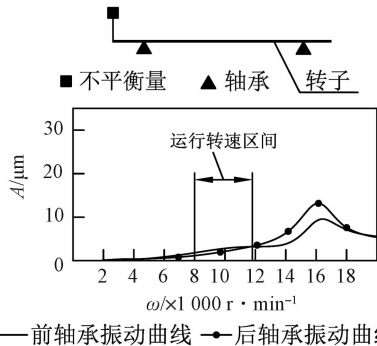


图 6 左端加不平衡量时的转子振动曲线

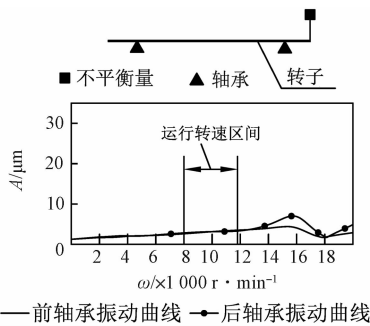


图 7 右端加不平衡量时的转子振动曲线

为保证转子安全运行,API612 规定转子的临界转速必须有足够的避开余量,根据 API612 提供的公式,计算出转子的避开转速范围为 7 752 r/min ~ 14 750 r/min,即在此范围之内不能出现临界转速。

根据图(4~7)可知,转子的临界转速满足 API612 的要求。

2 汽轮机转子运转试验及结果分析

根据 API612 以及 NEMA SM23^[19] 规定,汽轮机必须在运行转速范围内进行动平衡试验和空负荷试车试验,以检验汽轮机的一般运转情况和转子振动情况等。

本研究试验使用的动平衡机为德国 Schenck 8T 动平衡机,如图 8 所示。



图 8 动平衡机

其主要特点为使用周向等刚度的支架,在真空室中将转子驱动到所需的平衡转速进行测量、平衡;操作人员通过测量轴承振动烈度或轴振幅,通过各种平衡方式使被平衡转子达到设计要求的平衡精度。

动平衡试验时转子的振动曲线如图 9 所示。

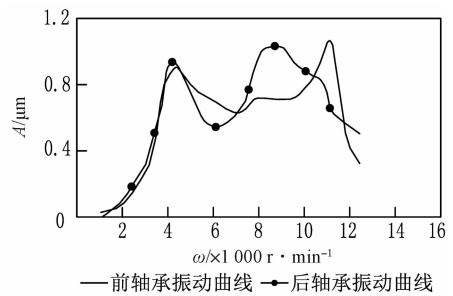


图 9 转子动平衡试验振动曲线

空负荷试车试验时转子的振动曲线如图 10 所示。

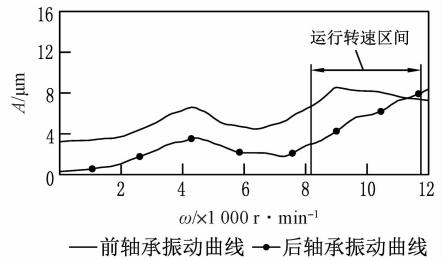


图 10 转子空负荷试验振动曲线

API612 规定转子在最高连续转速或规定运行转速范围内的任何其他转速下,转子对应每个径向轴承面上的振幅峰值不能超过 25 μm。图 9 显示,转子在高速动平衡试验时的振幅非常小,远远小于 25 μm。图 10 显示,转子在空负荷试验时,最高转速范围之下任一转速对应的振幅均小于 25 μm。试验结果表明转子的振动满足 API612 的要求。

3 结束语

随着合成气生产装置的大型化发展,为满足合成气压缩机的驱动需求,合成气汽轮机具有高参数、高转速、高功率等特点,这对汽轮机的热力设计、叶片强度、转子振动提出了很高的要求。

本研究针对合成气汽轮机特殊要求的问题,提出一种反动式工业汽轮机设计方案,通过使用透平强度理论、有限元分析对汽轮机叶片的强度进行了研究,使用转子动力学理论对转子的振动进行了研究,并通过进行高速动平衡试验和空负荷试车试验,验证了叶片的强度、转子的振动均符合要求,表明本研究的设计方案满足 API612 以及用户提出的相关要求,为解决该类问题提供了一种新的思路。

(下转第 1267 页)

本文引用格式:

郑飞逸,何大江,陈 锋,等. 驱动合成气压缩机用工业汽轮机设计分析[J]. 机电工程,2016,33(10):1213-1216,1267.

ZHENG Fei-yi, HE Da-jiang, CHEN Feng, et al. Design and analysis of industrial steam turbine for driving synthesis gas compressor[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2016,33(10):1213-1216,1267.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>