

大型汽轮机汽流激振研究现状及展望

骆名文¹, 李俊¹, 祁小波², 杨彦磊¹

(1. 华中科技大学能源与动力工程学院, 湖北武汉 430074; 2. 黄冈职业技术学院机电工程系, 湖北黄冈 438002)

摘要:分析和总结了大型汽轮机汽流激振的产生机理及特征,对国内外汽流激振研究概况作了介绍,并重点对效率系数 β 的取值进行了介绍和分析,认为 β 值与偏心、叶顶间隙、叶距、叶片进出口相对汽流角及升力系数等诸多因素相关,且取值跨度较大。从加大转子刚度、增大系统阻尼和减小汽流激振力等方面对汽轮机汽流激振的预防及消除措施进行了总结,最后从效率系数 β 的取值、非线性动力学问题的求解、汽封的形式、叶片激振力的优化及轴系稳定性等 5 个方面对大型汽轮机汽流激振的研究存在的问题及今后的研究方向做了展望。

关键词:汽轮机; 汽流激振; 间隙激振; 自激振动

中图分类号: TK268

文献标识码: A

1 前言

随着汽轮机蒸汽参数的不断提高,产生的汽流激振力也会随之增大,汽流激振问题也必将会越来越严重,最终影响汽轮机的安全运行。因此,加强大型汽轮机组汽流激振的研究也显得非常重要。

汽流激振是由工作介质蒸汽诱发的振动,在高参数和大容量的汽轮机上表现尤为突出。国内外汽轮发电机组运行经验表明,现代大型汽轮机的高中压缸转子容易发生蒸汽激振,致使轴系失

稳。对于大型汽轮机来说,由于轴承油膜不稳定的影响、汽封腔内压力周向有变化以及通流部分蒸汽的干扰等叠加在一起,增加了汽流激振的研究难度。

2 汽流激振的机理

目前,根据国内外的研究结果,汽轮机汽流激振力通常被认为来自以下 3 个方面。

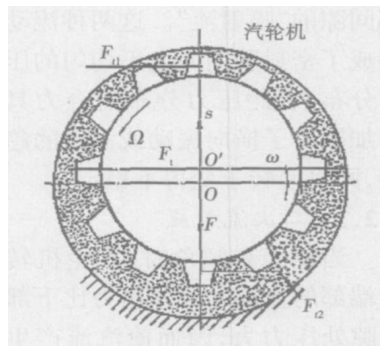


图 1 叶顶间隙激振力

2.1 叶顶间隙激振力

叶轮偏心旋转时会磨损汽封,使叶顶间隙沿圆周方向分布不均,叶顶间隙小的一侧工作效率高,因而汽流作用于叶片上的横向力较大;同理,叶顶间隙大的一侧汽流横向作用力小。于是同级叶片上作用的汽体力除合成扭矩外,还有作用于转子轴心的横向力,它将促使转子涡动,如图 1 所示。研究表明,叶顶间隙激振

力大小与叶轮的级功率、偏心距、蒸汽密度成正比,与动叶的平均节径、高度和工作转速成反比。由此可知,间隙激振易发生在汽轮机大功率区段及叶轮直径较小和短叶片的转子上,即高参数大型汽轮机的高中压转子上。

2.2 汽封汽流激振力

由于转子的动偏心,引起轴封和隔板汽封内蒸汽压力周向分布不均匀,产生垂直于转子偏心方向的合力,从而造成高压转子涡动,其主要由下列几种效应引起。

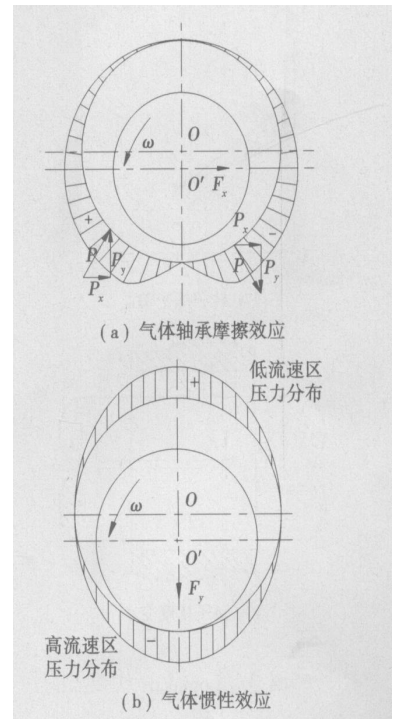


图 2 气体轴承效应

收稿日期: 2006-04-03; 修订日期: 2006-08-01

基金项目: 湖北省自然科学基金资助项目(2002AB003)

作者简介: 李俊(1962-),男,湖北武汉人,华中科技大学副教授。

2.2.1 气体轴承摩擦效应

其压力分布如图 2(a)所示。

2.2.2 气体惯性效应

其压力分布如图 2(b)所示,有密封齿的动静间隙中,气体惯性效应比气体摩擦效应大。

2.2.3 Lomakin 效应

当转子与静子存在偏心时,大间隙处流体压力损失要比小间隙处压力损失大,如图 3(b)所示,从而使转子上作用有一恢复力 F_y ,如图 3(c)所示,导致转子挠度变小,进而提高了转子的临界转速。实验表明对于带有密封齿的气体密封,这种效应很小。

动而产生振动,则在任意一个子午平面内,密封齿相对于静子作振动。

2.2.5 螺旋形流动效应

进入迷宫密封中的汽流在进口预旋或转子摩擦带动下不仅有轴向流动,而且还有一定的周向分速度,即形成螺旋形的流动轨迹。当转子处于静态或动态偏心时,密封腔周向上的间隙将不均匀,造成该腔出口处形成不均匀的周向压力分布,在转子上形成一个合力,此力在转子位移垂直方向上的分力(即横向力)将激励转子作进一步涡动。

2.2.6 三维流动效应

在迷宫各腔的子午平面上存在两种形式的流动,即腔内作旋涡状的“中心流”和经过密封片顶部间隙的“喷射流”。这两种流动形成了密封腔周向上不均匀的压力分布,若此压力分布的合力具有加剧转子横向振动或涡动的趋势,则将使转子变得不稳定。

2.2.7 二次流效应

当转子有倾角时,汽轮机转子端部的上部间隙处压力比下部间隙处压力大,因而使汽流产生由上而下的流动,形成二次流,从而产生一个垂直于轴向的分力^[1]。

2.3 作用在转子上的不对称的静态蒸汽力

对于喷嘴调节的汽轮机,调节级进汽的不对称性导致的作用在转子上的作用力不对称,在某种工况下,可能会上抬转子。这样将影响轴颈在轴承中的位置,改变轴承的动力特性而造成转子运行失稳。

只有在上述 3 种力垂直于转子偏心的切向力之和大于转子轴承的油膜阻尼力的时候,这种振动才会被激发起来。

3 汽流激振的特征

(1)汽流激振属于自激振动,这种振动不能用动平衡的方法来消除。

(2)汽流激振易发生在汽轮机高压转子上,尤其是高参数大型汽轮机组的高压转子上。

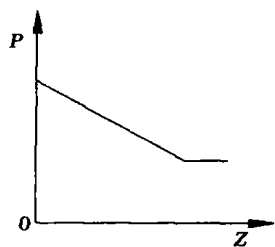
(3)汽流激振具有良好的再现性。汽流激振有一个门槛值,当负荷超过该值时,振动会急剧加剧;如果此时降低负荷,可以明显地减弱振动。

(4)汽流激振的振动频率等于或略高于高压转子一阶临界转速,在大多数情况下,振动成份以接近工作转速一半的频率分量为

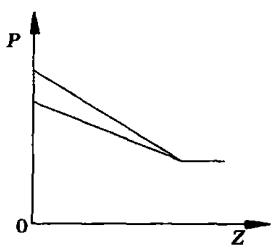
4 汽流激振的国内外研究概况

4.1 国外研究概况

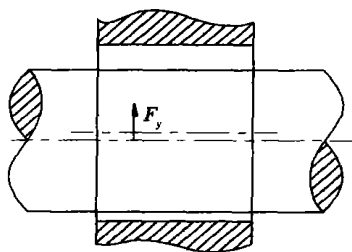
1940 年,美国 GE 公司生产的一台汽轮机,在试验中,首次发现了汽流激振现象^[2]。1958 年,德国的 Thomas 首先提出了间隙激振的基本理论,给出了汽轮机间隙激振力的计算公式^[3]。1965 年,美国的 J. S. Alford 在研究航空发动机稳定性时,提出了间隙激振力的计算公式,并指出了其中的效率系数 β 的取值范围及转子的涡动方向^[4],此时间隙激振才引起人们的足够重视,人们称该激振力为 Alford 力。1975 年德国的 K. Ulrichs 和 R. Wohlab,以及 1984 年美国的 J. M. Vance 进行过静偏心时作用于叶轮上的横向力的测试,证实了 Alford 力的存在并讨论了其引起的涡动方向。在 Thomas 和 Alford 提出的密封力分析模型中,都忽略了进口处的汽流周向速度,而这却是



(a) 转子静子同心



(b) 转子静子偏心



(c) 转子挠度变小

图 3 Lomakin 效应

2.2.4 Alford 效应

在一密封装置中有两道密封齿,如果两道密封齿与静子之间的距离不相同,则密封前、中、后的压力不同。若转子因受初始扰

产生交叉切向力的首要因素^[9]。20 世纪 80 年代, 前苏联学者研究了汽轮机转子汽封中的螺旋形效应, 发现高压汽轮机的密封间隙中的惯性效应远远大于摩擦效应。20 世纪 80 年代至 90 年代, 国外学者先后提出了密封气流激振的单控体、双控体、流线型和全三维模型, 并应用于大型汽轮机的设计与分析, 其中单控体和双控体模型由于较为简单, 工程上应用较为普遍, 但预测精度不高。波兰的 Agnes Muszynska 在 80 年代后期提出了一种反旋流措施^[6], 用以抵消腔内螺旋形的流动形态, 但结构复杂、设计制造难度较大。此外, 文献[7]还通过对由转子偏心引起的不均间隙中流场的研究, 讨论了气流激振和转子稳定性之间的关系。随后 D. W. Child 和 T. Iwatsubo 等人在密封静子上采用滚压浅圆孔或三角表浅槽、锯齿槽等形式, 用以增加密封对转子的阻尼, 但在消除密封中流体周向旋转的作用不大, 而泄漏量较普通迷宫密封却大很多。后来, C. H. Kim 又提出一种新的抗涡动的自喷式密封, 研究表明, 这种密封对消除气流进口预旋的作用较大, 但阻尼很弱^[9]。韩国的 Heung Soo Kim、Seung Jin Song 等人建立了不可压非粘滞性的叶顶间隙中的三维流场, 并讨论了因 Alford 力而产生涡动的方向及其对转子稳定性的影响^[8~10]。近几年应用计算流体力学方法求解密封内流场得到格外重视, Simple 算法被用于求解 $N-S$ 方程, J. Jeffrey Moore 应用 FORTRAN 程序, 建立了三维带偏心的模型, 计算得到了三维多齿密封流场, 将计算得到的泄漏量和转子动力特性系数与试验数据比较, 证明 CFD 模拟比经验公式

的结果更加精确^[11]。Toshio Hirano 等人通过 CFX-TASCflow 软件对汽轮机的隔板密封和压缩机的端盖密封进行了数值模拟, 得到了激振力, 并与采用整体流动模型的 Dynlab 程序的计算结果进行对比, 证明了 CFD 的计算精度, 但将耗费更多的计算时间^[12]。

4.2 国内研究概况

国内对于气流激振的研究起步较晚, 开始于 20 世纪 80 年代。首先, 上海发电设备成套设计研究所建立了单跨度柔性转子气流激振小型模化试验台, 提出了大型汽轮机组蒸汽激振刚度简化计算方法, 并对国产 200 MW 汽轮发电机组在气流激振情况下的稳定性和失稳转速进行了计算分析^[13]。90 年代, 山东工程学院柴山等人, 从流体动力学出发, 应用动量定理, 分别导出了汽轮机直叶片、短扭叶片、长扭叶片的间隙激振力计算公式^[14]。西安交通大学朱宝田、吴厚钰提出了通过谐波分析定量确定各阶谐波激振力的一整套力学模型和数值计算方法, 给出了各阶谐波激振力与其主要影响因素之间的关系^[15]。清华大学陈佐一提出了用振荡流体力学方法求解汽封流场、稳定性及确定动力特性系数和叶片激振力的新方法, 并将该方法得到的汽封动力特性系数与双控体模型进行比较, 证明了该方法大大优于双控体模型的方法^[16]。西安交通大学鲁周勋、谢友柏等人研究了气流激振对整个轴系稳定性的影响^[17]。西安交通大学孙启国对间隙环流流场进行了研究, 讨论了其中的流体激振力对偏心转子动力特性的影响^[18]。华中科技大学的丁学俊等人利用 B. Lakshminarayana 公式推导了一

个包括叶栅和流动参数的新的效率系数计算方法并进行了验证, 该方法计算的 β 值压气机及风机比较准确^[19]。此外, 丁学俊等人还应用 Fluent 软件计算迷宫间隙、齿厚、空腔深度、不同齿型、齿角对迷宫密封流场和流动参数对泄漏量的影响, 并分析了齿角对动力特性的影响^[20~21]。北京化工大学何立东与哈尔滨工业大学夏松波等人提出了转子与汽封流体进行流固耦合分析的方法, 建立了描述转子密封系统气流激振的三维转子密封非线性流固耦合理论模型, 揭示了气流激振的非线性本质^[22]。东南大学黄典贵、李雪松等人对迷宫汽封内的气流激振力进行了全三维非定常粘性流体的分析, 并就迷宫汽封齿型对转子动力学系数的影响进行了研究^[23]。东南大学杨建刚等人采用了将转子位移分解为静位移与动位移的方法, 并从这个角度分析了气流激振对转子稳定性的影响, 认为传统的没有考虑动偏心的计算结果是不准确的^[24]。也有一些学者采用 Lyapunov 稳定性分析方法, 对汽轮机转子气流激振下的稳定性进行了研究, 但目前还局限于低维系统的分析, 还无法应用于高维的实际转子系统^[5]。北京航空航天大学的晏砺堂通过实验并分析得出, 在压气机中由叶顶间隙产生的激振力推动叶轮转子反向涡动, 而在汽轮机当中则刚好相反^[25]。此外, 石油大学的魏统胜和浙江大学的沈庆根等也对迷宫汽封引起的气流激振进行了一些实验研究。

值得注意的是, 由偏心引起的叶顶间隙激振力的计算精度取决于效率参数 β 的准确性。Alford 认为对于汽轮机 β 的值在 1.0~1.5 之间, 对于压缩机在不

发生失速时也在 1.0~1.5 之间,失速时 β 会有较大增加; Vance 的试验结果可以看出 β 在 1.8~2.4 之间变化; J. Colding Jorgensen 认为 β 在正常运行范围内与 λ (λ 为全周间隙的单位增加而引起的级效率降) 同一数量级, 而 λ 通常为 2.0 左右, 但当汽流的轴向速度远小于失速时的轴向速率时, β 将为负值; Ehrich 认为 β 值与运行条件密切相关, 在级的正常运行线附近 β 在 -0.71~0.72 之间, 在级的设计工况点附近 β 在 -1.25~0.08 之间; 在失速时 β 在 -3.36~-1.16 之间 (负号表示反向涡动)。华中科技大学丁学俊等人通过计算认为对于一般的流体机械 β 在 0.53~5.63 之间, 对于汽轮机 β 在 0.82~8.09 之间, 其中叶片载荷系数对 β 的影响较大, 与叶顶间隙 δ 成线性关系, 而偏心 e 的影响则较小^[26]。目前, 国内学者普遍认为 β 与偏心、叶顶间隙、叶距、叶片进出口相对气流角及升力系数等诸多因素相关, 并不是一个常数。在效率系数 β 值的选取上, 大部分还是以 Alford 给出的数值为参考。

5 防止汽流激振的措施

根据汽流激振的机理, 结合轴系稳定性理论及现场机组实例的分析、处理经验, 消除和减少大型汽轮机汽流激振故障的主要措施可以总结为: 增强转子刚度、增大系统阻尼和减小汽流激振力, 其具体措施有如下几条。

5.1 增加高压转子刚度

通过改变转子结构的几何尺寸、缩短轴承之间距离, 可以提高汽轮机高压转子的刚度。

5.2 增大系统阻尼

采用稳定性更好的轴承, 如采用可倾瓦轴承, 以减少油膜交叉项与间隙激振力的耦合; 增加轴瓦阻尼, 如减小轴承长径比, 减小轴承顶隙, 采用粘度较大的润滑油; 增大轴承预载, 如提高标高增大轴承比压; 增设挤压油膜阻尼器等。

5.3 减小蒸汽激振力

适当增大叶顶汽封的径向间隙; 限制推力轴承间隙以减小密封的轴向间隙; 调整转子在汽缸中的位置尽量减小偏心; 改变汽封结构和汽封布置; 在叶顶汽封和轴封间隙等处安装止涡装置或注入逆向蒸汽。干扰间隙内工质的周向流动, 减小蒸汽在汽封中的切向流动速度, 以减小汽流激振力; 改变进汽调节门的开启顺序或开启重叠度, 以改变作用在轴承上面的载荷角, 采用节流调节全周进汽和变压运行, 可以避免部分进汽产生的汽流激振力。

此外, 提高转子临界转速, 提高润滑油温也有利于抑制汽流激振。在设计阶段进行汽流激振影响下的轴系稳定性的计算分析, 以及良好轴系稳定性设计也是大型汽轮机避免汽流激振故障发生的基本保证。

6 展 望

引起汽流激振的因素很多, 也很不确定, 其产生机理也较为复杂, 流体与转子之间、各种影响因素之间相互耦合, 这些因素造成了研究汽流激振的困难。现阶段, 我们研究汽流激振大部分都是将其影响因素中的一项或两项拿出来考虑。故在今后的研究当中, 我们的主要研究方向将有以下几个方面:

(1) 当转子存在偏心时, Al-

ford 力的定量计算。当转子存在偏心时, 建立间隙内的流场模型, 找到效率系数 β 与偏心距之间的具体关系表达式, 从而精确地确定顶端间隙激振力。

(2) 转子发生汽流激振时, 实际上是转子和蒸汽相互耦合作用的结果, 此时, 转子的振动是一个非线性的过程。然而, 当前在考虑流固耦合时, 汽轮机轴系的非线性动力学问题的求解还没有行之有效的办法。这也必将是以后研究汽流激振的主要方向之一。

(3) 当转子有一定的偏心时, 在汽封内会产生激振力, 这也引起汽流激振的主要原因之一。然而, 当前我们工程上应用较多的单控体模型、双控体模型均较为粗糙, 预测和计算精度不高; 全三维模型、三维振荡流体力学模型较为复杂, 计算量大, 目前还不适用于工程应用。因此, 建立简单、准确、可靠的汽封内的流场模型, 也将是今后的主要研究方向之一。此外, 设计更为合理的汽封也是一个重要方面, 如可变间隙汽封、汽封腔内开孔、寻找最佳的汽封齿角的倾斜度、最佳汽封齿间距等。

(4) 汽轮机叶片激振力的优化。通过研究静叶尾迹、部分进汽、级前级后的抽汽和排汽对叶片激振力的影响, 从而调整流通部分几何参数达到优化叶片激振力的目的。

(5) 汽流激振严重的影响了汽轮机轴系的稳定性, 但是到目前为止, 我们还不清楚汽流激振力和轴系稳定性之间的具体关系。因此, 汽流激振下轴系稳定性的分析及提出汽流激振下轴系稳定性的合理判据也是我们未来努力的方向。

致谢:本文在写作过程中得到了湖南省电力试验研究所的黄丕维副所长、黄来工程师的指导,在此表示感谢。

参考文献:

[1] 丁学俊. 汽轮机中的间隙激振——一种值得注意的自激振动形式[J]. 热力发电, 1995(3): 24—36.

[2] 史进渊, 张汉英, 许楚镇. 国外大机组轴系重大事故综述[J]. 超临界技术信息跟踪, 1991(6): 1—12.

[3] THOMAS H J. Unstable oscillations of turbine rotors due to steam leakage in the sealing glands and the buckets[J]. *Bulletin Scientifique A J M*, 1958, 71: 223—236.

[4] ALFORD J S. Protecting turbomachinery from self excited whirl[J]. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1965(5): 333—344.

[5] 荆建平, 孟光. 超超临界汽轮机气流激振研究现状与展望[J]. 汽轮机技术, 2004 46(6): 405—410.

[6] MUSZYNSKA A. Improvements of lightly loaded rotor/bearing and rotor/seal models [J]. *Journal of Sound Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 1988, 110: 129—136.

[7] MUSZYNSKA A. Whirl and whip rotor/bearing stability problems[J]. *Journal of*

Sound Vibration, 1986, 110: 3—7.

[8] HEUNG SOO KIM, MAENGYHO CHO, SEUNG JIN SONG. Stability analysis of a turbine rotor system with alford force[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 260: 167—182.

[9] SONG S J. Unsteady flow and whirl inducing forces in axial-flow compressors part I-Experiment[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(3): 433—445.

[10] SONG S J. Unsteady flow and whirl-inducing forces in axial-flow compressors part II-Analysis[J]. *Journal of Turbomachinery*, 2001, 123(3): 446—452.

[11] JEFFREY MOORE J. Three-dimensional CFD rotordynamic analysis of gas labyrinth seals[J]. *J Vib Acoust*, 2003, 125: 427—433.

[12] TOSHIO HIRANO, ZENGLIN GUO, GORDON KIRK R. Application of computational fluid dynamics analysis for rotating machinery part II: labyrinth seal analysis [J]. *J Eng Gas Turbines Power*, 2005, 127: 820—826.

[13] 史进渊, 孙庆. 超超临界汽轮机气流激振的研究[J]. 动力工程, 2003 23(5): 2620—2623.

[14] 柴山, 张耀明, 曲庆文, 等. 汽轮机间隙气流激振力分析[J]. 中国工程科学, 2001, 3(4): 68—72.

[15] 朱宝田, 吴厚钰. 汽轮机叶片激振力特性和计算方法的研究[J]. 西安交通大学学报, 1999, 33(11): 59—62.

[16] 陈佐一. 用振荡流体力学方法确定汽轮机叶片的气动激振力[J]. 汽轮机技术, 1996, 38(5): 283—288.

[17] 鲁周勋, 谢友柏. 迷宫密封中流场的有限差分模拟[J]. 应用力学学报, 1992, 9(3): 87—92.

[18] 孙启国. 间隙环流中同心涡动转子动特性的研究[J]. 机械强度, 2003, 25(1): 21—24.

[19] 丁学俊, 王刚. Alford力中效率系数的一种计算方法[J]. 华中科技大学学报, 2003, 31(4): 66—68.

[20] 丁学俊, 杨彦磊. 迷宫密封齿角对动力特性系数的影响[J]. 流体机械, 2005, 33(4): 16—19.

[21] 丁学俊, 杨彦磊. 迷宫密封流场与泄漏特性研究[J]. 流体机械, 2006, 34(4): 14—18.

[22] 何立东, 夏松波, 闻雪友. 关于密封间隙激振的一个非线性理论模型[J]. 润滑与密封, 1999(1): 11—13.

[23] 李雪松, 黄典贵. 迷宫气封三维非定常流场及转子动特性数值仿真[J]. 机械工程学报, 2003 39(4): 136—140.

[24] 杨建刚. 气流激振对轴系稳定性的影响分析[J]. 中国电机工程学报, 1998, 18(1): 35—42.

[25] 晏砺堂. 高速旋转机械振动[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.

[26] DING X J. Calculation method of efficiency factor in Alford's force [J]. *Proc IMechE*, 2006, 220: 169—177.

(何静芳 编辑)

新技术 新产品

可变几何动力涡轮应用的效果

《Теплоэнергетика》2006年2月号报导了具有可调节导向器的动力涡轮应用效果的研究结果。

该成果能用于热能动力工程和天然气输送系统的燃气轮机装置最有代表性的工况的调节,形成了在部分负荷以及寒冷季节的情况下应用动力涡轮可调节的导向器来提高燃气轮机工作效率。

对于固定式燃气轮机装置或运输式燃气轮机动力涡轮中等扇形的可调整级,在可以达到速度系数 ϕ 和 Ψ 的条件下,在 $\alpha_1=15^\circ\sim 25^\circ$ 范围内使 α_1 角(绝对流出角)减小几度,在 ρ (级的反动度)、 \overline{Ca} (流量系数)、 μ (级的载荷系数)和其它特性参数相应改变时,导致该级平均的内效率增加6%~8%。

在设计动力涡轮装有可调整导向器的燃气轮机装置时,热降和膨胀度取决于 \overline{F}_{CA} (可调整导向器出口截面相对面积)的关系。同时应该考虑到,在夏季以及在涡轮机效率降低时,应该将可调整导向器的喷嘴打开到相应于达到压气机最大转速的面积。

(吉桂明 供稿)

大型汽轮机汽流激振研究现状及展望= **The Status Quo and Prospect Concerning a Study on Steam Flow Excitations in Large-sized Steam Turbines**[刊, 汉] / LUO Ming-wen, DING Xue-jun, YANG Yan-lei (College of Energy Source and Power Engineering under the Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074), QI Xiao-bo (Electromechanical Engineering Department, Huanggang Polytechnic College, Huanggang, China, Post Code: 438002) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 551 ~ 555

The generation mechanism and characteristics of steam flow excitations in large-sized steam turbines are analyzed and summarized along with an overview of the general situation of the research on steam flow excitations both at home and abroad. Special emphasis is laid on an analysis concerning the selection of efficiency coefficient β . It is believed that the efficiency coefficient β depends on such factors as eccentricity, blade tip clearance, blade spacing, blade inlet and outlet relative steam-flow angle and lift force factor etc. and can take a wide range of values for selection. Measures taken for preventing and eliminating steam flow excitations in steam turbines are summed up from the perspective of increasing rotor rigidity, increasing system damping and decreasing steam flow excitation force etc. Finally, the problems existing in the study of steam flow excitations in large-sized steam turbines are discussed and a forecast of the future research trend is given from the standpoint of selecting the efficiency coefficient β , types of packing rings, solving non-linear dynamics problems, optimizing blade excitation forces and ensuring the stability of the shaft system etc. altogether five aspects.

Key words: steam flow excitation, clearance excitation, self-excited vibration, steam turbine

1 200 mm 末级超长叶片全三维工程设计的数值研究= **Numerical Study of a Full Three-dimensional Engineering Design of 1200 mm Super-long Last Stage Blades**[刊, 汉] / YANG Qi-guo (Harbin Steam Turbine Works Co. Ltd. Harbin, China, Post Code: 150046), HAN Wan-jin (College of Energy Science and Engineering under the Harbin Institute of Technology, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 556 ~ 560

With the adoption of a calculation program for a full three-dimensional viscous flow field and through an optimized matching of rotating and stationary blades as well as a rational selection of various aerodynamic parameters in flow passages, an engineering design of 1200 mm super-long last stage blades for a full-speed steam turbine unit has been successfully completed. The numerical verification of test results shows that the rear-loaded twisted and bent stator blades enable the steam flow in the passage to be accelerated uniformly, thus reducing the profile and secondary flow losses and providing rotor blades with optimized design schemes. The use of rear-loaded blade profiles at their lower half part of rotor blades and the use of specially designed supersonic blade profiles at their upper half part can reduce the losses caused by mutual reaction between shock waves and that between shock waves and boundary layers. **Key words:** full speed, super-long blade, full three-dimensional numerical simulation, design and study

基于 PLC 实现的火电厂小汽机保护控制系统= **PLC (Programmable Logic Controllers)-based Protection and Control System for Small-sized Steam Turbines at a Thermal Power Plant**[刊, 汉] / LI Da-zhong, NI Wei-qiang (Automation Department, North China Electric Power University, Baoding, China, Post Code: 071003), LI Jin-xian, GUO Zhao-wei (Datang Xuchang Longgang Power Generation Co. Ltd., Yuzhou, China, Post Code: 461690) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. — 2006, 21(6). — 561 ~ 564, 581

A new control system has been designed when instead of the original relay control logic a PLC (programmable logic controller) is adopted for the protection system of a small-sized steam turbine destined for the feedwater pump of a 300 MW unit. The system employed a double redundant CPU (Central Processing Unit) hot standby and double power supply design. As the hardware structure is simple and the control logic is realized by a trapezoid graphic software instead of the original relay control logic, the safety and reliability of the system has been greatly enhanced. In the meantime a small turbine emergency-trip first-out memory function is additionally designed in the control logic software, thereby providing a basis for fault analysis of the system. The on-site operation shows that the system can operate steadily and comply with relevant design requirements. **Key words:** thermal power plant, protection of small-sized steam turbines, PLC control