

文章编号:1671-6833(2010)05-0001-04

汽轮机末级变工况三维数值模拟与叶型改进设计

王定标, 雷凤林, 向 飒, 张 军

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘要: 针对 25 MW 凝汽式汽轮机整机效率较低的现状, 基于 ANSYS Workbench 平台, 采用数值计算方法对汽轮机流量从 7.81 ~ 28.04 kg/s 的 7 种工况下的性能进行了分析, 并对静叶进行了改进, 将末级的数值模拟结果与热力计算参数比较。结果表明: 出口静温与设计值吻合较好, 效率与轴功率均稍大于设计值, 但变化趋势是一致的; 末级内部流场分析表明, 原叶型变工况适应性较好, 流场分布较合理; 根据模拟结果, 对末级静叶型线使用 BladeGen 进行了修改, 修改后使末级的等熵效率提高了 1.32%。

关键词: 汽轮机; 数值模拟; 压力系数; 叶型改进; ANSYS

中图分类号: TK262

文献标识码: A

0 引言

汽轮机在运行中由于受到当地大气压、循环水入口温度、蒸汽初参数、汽轮机负荷等影响, 常处于变工况下运行。变工况运行对其经济性会产生明显的影响, 尤其是在末几级偏离设计工况较大的情况下。因此, 国内外汽轮机制造厂家都非常重视汽轮机末级的设计及其变工况性能的研究^[1-2]。杨建道^[3]对某空冷 50 MW 机组低压缸末三级进行了变工况三维黏性数值模拟。蔡蕾等^[4]利用三维黏性非定常数值模拟的方法对汽轮机末级的设计状态和高背压条件下内部流动进行模拟, 并分析了设计状态和高背压条件下非定常流动机理。竺晓程等^[5]对低压缸通流部分在不同工况下内部流动进行了数值模拟。目前关于小型凝汽式汽轮机的研究报道非常少, 但是该类型机组还大量存在于企业中, 研究该部分机组的性能具有重要的意义。

25 MW 凝汽式汽轮机是我国早期设计制造的, 该机型表现出技术老化、热效率偏低、事故率高、运行成本高等弱点。笔者在 ANSYS Workbench 平台下, 运用计算流体力学 (CFD) 技术, 对 25 MW 凝汽式汽轮机的末级在 7 种工况下的内部流动进行了数值模拟, 并根据模拟结果使用 BladeGen 对静叶型线进行改进, 以提高机组的运行效率。

1 汽轮机末级变工况模型与求解

1.1 控制方程^[6-7]

汽轮机内部流动是三维可压缩的黏性流动, 需要考虑质量、动量和能量守恒方程, 以及相应的湍流模型。

(1) 质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

式中: ρ 为密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; u_i 为 i 方向上的速度分量 ($i = 1, 2, 3$), m/s ; x_i 为 i 方向上的坐标。

(2) 动量守恒方程:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho F_i \quad (2)$$

式中: u_j 为 j 方向上的速度分量 ($j = 1, 2, 3$), m/s ; x_j 为 j 方向上的坐标 ($j = 1, 2, 3$); τ_{ij} 为偏应力张量, Pa ; p 为静压, Pa ; F_i 为体积力, N 。

(3) 能量守恒方程:

$$\rho \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} u_i u_i \right) + \rho \frac{dU}{dt} = \rho F_i u_i + \frac{\partial (p_i u_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \rho q \quad (3)$$

式中: U 为焓, J/kg ; p_i 为 i, j 表面上的压力 ($i, j = 1, 2, 3$), Pa ; T 为温度, K ; k 为流体的传热系数,

收稿日期: 2009-12-29; 修订日期: 2010-04-30

基金项目: 河南省重大公益性科研招标项目 (081100910100)

通讯作者: 王定标 (1967-), 男, 浙江杭州人, 郑州大学教授, 博士, 博士生导师, 主要从事能源利用及过程系统与装备的模拟优化, E-mail: wangdb@zzu.edu.cn.

$W/(m \cdot s)$; pq 为流体的内热源, W .

(4) 湍流模型采用 $k - \epsilon$ 模型.

1.2 物理模型

采用某 25 MW 凝汽式汽轮机的末级, 对其 7 种工况进行数值模拟, 变工况参数见表 1. 该级静叶为等截面弯扭叶片, 动叶为变截面弯扭叶片. 静叶高度为 475 mm, 动叶高度为 485 mm. 静叶数目为 66 片, 动叶数目为 122 片. 由于叶栅流道具有周期对称性, 为简化模型, 计算中只考虑一个静叶和一个动叶. 图 1(a) 为末级流道计算模型.

表 1 汽轮机末级变工况参数
Tab.1 Variable conditions's parameters
in steam turbine's last stage

| 工 况 | 进气流量 $/(kg \cdot s^{-1})$ | 进口总 压/kPa | 进口总 温/K | 出口静 压/kPa |
|--------|------------------------------|--------------|------------|--------------|
| 1 | 7.81 | 5.57 | 307.97 | 3.28 |
| 2 | 11.80 | 8.18 | 315.11 | 3.81 |
| 3 | 15.33 | 10.62 | 320.17 | 4.33 |
| 4 | 18.79 | 13.13 | 324.42 | 4.90 |
| 5 | 23.89 | 16.86 | 329.59 | 5.84 |
| 6 | 26.02 | 18.42 | 331.47 | 6.32 |
| 7 | 28.04 | 19.89 | 333.12 | 6.79 |

1.3 网格划分

采用 TurboGrid 进行网格划分, 拓扑方式为 $H/I/C/L - Grid$. 经反复调试, 当静叶 $O - Grid$ 宽度因子设为 0.1 与动叶 $O - Grid$ 宽度因子设为 0.2 时, 静叶和动叶的网格质量最高, 最小单元面角均大于 30° . 静叶的网格节点数为 72 100, 单元数为 65 144, 动叶的网格节点数为 40 122, 单元数为 35 568. 图 1(b) 为静叶的网格模型.

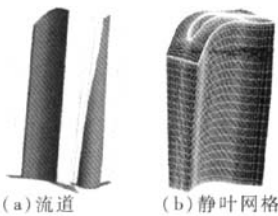


图 1 汽轮机末级模型

Fig.1 Model of steam turbine's last stage

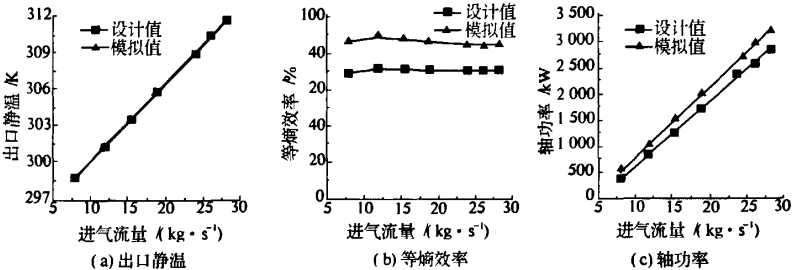


图 2 变工况下模拟结果与设计值的比较

Fig.2 Comparing simulation results with design value at Variable Conditions

1.4 边界条件与求解参数

求解参数采用 CFX - Pre 中的 Turbo mode 模板进行设置. 工质为平衡态的水蒸汽. 进出口边界条件采用给定进口总压、进口总温与出口静压的 $P - Total$ Inlet $P - Static$ Outlet 模式, 而动静叶交接面采用 Stage 模式, 具体参数见表 1. 壁面函数采用 no slip wall 方式, 动叶的旋转速度为 3 000 r/min, 对流方式 (Advection Scheme) 采用“高度求解 (High Resolution)”方式.

2 计算结果与讨论

2.1 模拟结果与设计参数的比较

图 2 为 7 种工况下出口静温、等熵效率和轴功率随进气流量的变化曲线. 从图 2(a) 可以看出, 出口静温与设计工况参数值吻合较好. 从图 2(b) 和(c)中可以看出, 模拟的等熵效率和轴功率均要大于设计值, 但其变化规律是一致的, 这主要是因为设计值考虑了摩擦损失与漏气损失等, 所以模拟结果大于设计值是正常的. 另外随着进气流量的增大, 等熵效率总体来说波动不大, 而轴功率与进气流量几乎是成线性关系, 说明本汽轮机末级设计的变工况特性良好.

2.2 流场分析

图 3 和图 4 表示流量为 7.81 kg/s 和 28.04 kg/s 时中部截面的速度矢量和流线图. 从图 3 中可以看出, 动静叶片加速都是在压力面的中后部, 体现出了后加载的特性; 整个流道的流线分布比较流畅, 并没有出现漩涡等. 从图 4 中可以看出, 叶根处速度比较大, 已为超音速流动; 叶顶处静叶的压力面和吸力面都存在流线吸附在一起的问题, 这主要是由于静叶顶部形状所导致的. 图 3 和图 4 还可以看出, 流量在 7.81 kg/s 和 28.04 kg/s 时速度矢量及流线图并没有多大的变化, 这充分说明该叶型变工况适应性很好.

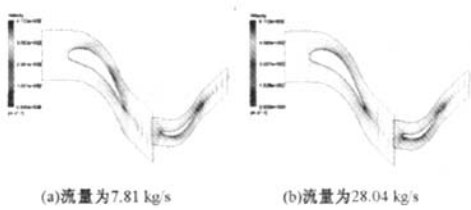


图 3 汽轮机末级的速度矢量

Fig.3 Velocity vector in steam turbine's last stage

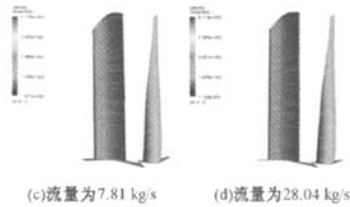


图 4 汽轮机末级的流线图

Fig.4 The streamline in steam turbine's last stage

3 静叶叶型改进

3.1 叶型改进方法

ANSYS Workbench 集成了专门适用于旋转机械的涡轮一体化分析系统(TurboSystem)。通过该分析系统,在 BladeGen 中修改参数化模型,通过更新功能(Update Project)能够快速获得计算结果,具有高度的自动化。

BladeGen 提供了两种叶片建模方式:Ang/Thk Mode 模式和 Prs/Sct Mode 模式。笔者采用 Prs/Sct Mode 模式,吸力面和压力面曲线采用节点数为 5 的多次样条曲线来建模。因为改变压力面与吸力面曲线上的任意一个节点坐标就能够导致曲线的变化,所以为了简化,可以只对中间节点做修改,对其节点坐标按照一定比例进行增减。在模拟中中间节点纵坐标增减值为 0.000 3,修改后的叶型通过 Update Project 功能就可以获得修改后的结果,而不需要重新进行网格划分与边界条件设置。

3.2 叶型改型结果分析

3.2.1 流场分析

图 5 为叶型修改前与修改后中部截面速度矢

量分布图。从图 5 可以看出,原叶型已经比较合理,在流道中并没有出现漩涡等,但是改进后的叶型速度最大值位置更加接近出口,能够获得更高的出口速度。

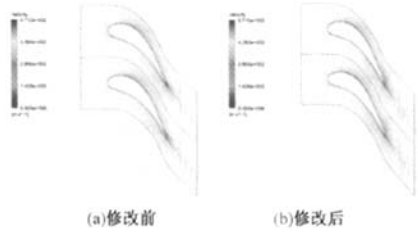


图 5 静叶中部截面速度矢量图

Fig.5 Velocity vector in the middle section of stator

3.2.2 压力系数分析

叶栅的气动性能一般采用叶型表面的压力系数分布曲线来评定^[8],压力系数定义为

$$C_p = \frac{p_i - p_1}{p_0^* - p_1} \quad (4)$$

式中: p_i 为叶型表面上任一点处的静压; p_1 为叶栅出口静压; p_0^* 为叶栅进口滞止压力。

图 6 为根部、中部和顶部截面的压力系数随轴向相对位置 X/B 的分布曲线图。从图 6(a) 可以看出,根部叶型修改后吸力面的压力降梯度比较平缓,吸力面的最低压力点往后推移并且扩压程度减弱,使叶型损失减小。从图 6(b) 可以看出,通过 BladeGen 修改叶型后,吸力面在轴向位置 0.6 处压力降梯度明显增大,到轴向位置为 0.85 左右出现了扩压段,但是由于出现位置比较靠后,流动损失已经较小,这是典型的后加载叶型的特点。从图 6(c) 中可以看到,顶部截面压力面首先是扩压,然后到轴向弦长 0.85~0.9 处突然出现急剧的降压,这是静叶顶部的特殊形状所导致的。叶型修改后,在轴向位置 0.7~1.0 处,吸力面的压力系数波动没有那么激烈,有利于减小损失。修改后,最大气动负荷分布均在各截面流道的中后部,体现出后加载叶型的特点。图 6 还体现出叶栅尾缘处气流比较紊乱,但是由于此时气流将要离开叶栅,所以对级效率的影响不大。

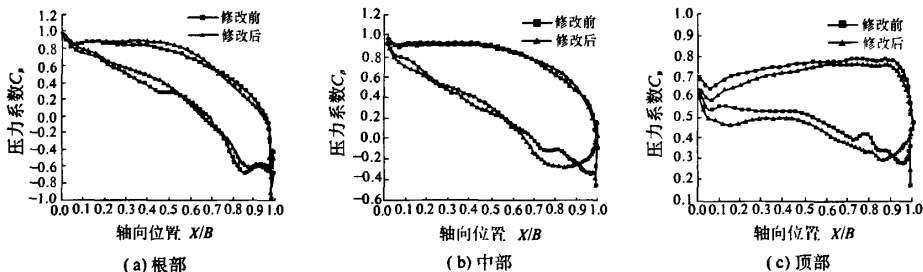


图 6 压力系数分布曲线

Fig.6 The pressure coefficient distribution curve

3.2.3 等熵效率

等熵效率反映蒸汽做功的能力大小,表示为有效焓降 Δh_i 与实际焓降 Δh_i^* 的比值: $\eta_0 = \Delta h_i / \Delta h_i^*$ [9]。图7为静叶在轴向位置 $X/B = 0.7$ 处的等熵效率沿叶高方向的变化曲线。图中可以看出,修改前、后等熵效率沿叶高方向的变化趋势基本上是一致的,修改后的等熵效率得到提高,这是因为静叶各截面的型线一样,而各截面的型线修改方式都是一样的。静叶修改后,末级的等熵效率提高了1.32%。

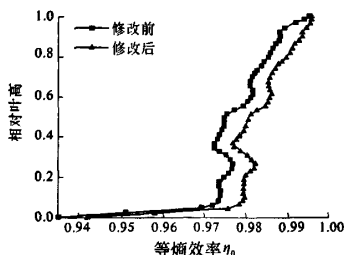


图7 静叶在 $X/B = 0.7$ 处的等熵效率 η_0 。
Fig.7 Distribution of isentropic efficiency
in the stator's $X/B = 0.7$ section

4 结论

(1)模拟结果表明,出口静温与设计值吻合较好,效率与轴功率均稍大于设计值,但变化趋势是一致的,这主要是由于在模拟过程中没有考虑摩擦损失与漏气损失等。

(2)内部流场的分析结果表明,原叶型设计较为合理,叶型的变工况适应性较好,在流道中没有出现明显的漩涡等;流量从7.81 kg/s变化到

28.04 kg/s时,内部流场变化的只是数值的大小,而变化的趋势是一致的。

(3)使用 BladeGen 对末级静叶型线修改后,末级的等熵效率提高了1.32%。

参考文献

- [1] 赵宁. 汽轮机变工况下流量与压比关系及热力参数应达值研究[D]. 石家庄: 华北电力大学动力系, 2008.
- [2] 吴艳春. 工业汽轮机变工况运行的研究及试验[J]. 煤化工, 2007(2): 58-60.
- [3] 杨建道. 空冷50MW机组低压缸变工况三维流场数值分析[J]. 热力透平, 2007, 36(1): 53-56.
- [4] 蔡蕾, 郑宁, 程洪贵. 汽轮机末级三维非定常流动数值模拟[J]. 北京航空航天大学学报: 自然科学版, 2005, 31(2): 206-211.
- [5] 竺晓程, 王红涛, 周代伟, 等. 汽轮机低压缸变工况特性的数值研究[J]. 热力透平, 2008, 37(1): 51-53.
- [6] 王福军. 计算流体动力学分析[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [7] 王定标, 谢文, 周俊杰. 汽轮机叶型的气动性能三维数值分析及优化[J]. 核动力工程, 2010, 31(2): 98-102.
- [8] WAGNER W, COOPER J R, DITTMANN A, et al. The IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam[J]. Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, 2000, 122(1): 150-182.
- [9] 葛天聪. 汽轮机原理[M]. 北京: 中国电力出版社, 1990.

Three-dimensional Simulation of Variable Condition in Steam Turbine Last Stage and Improvement of Blade

WANG Ding-biao, LEI Feng-lin, XIANG Sa, ZHANG Jun

(School of Chemical and Energy Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: This paper analyzed the performance in variable conditions and improved the stator with numerical method in ANSYS Workbench according to 25MW condensing steam turbine's low efficiency. By comparing the last stage's simulation results with the design data, the results show that exit static temperature agrees with the design value, and both stage isentropic efficiency and shaft power are larger than the design value, but the trend is consistent. By analyzing the internal flow in the last stage, it shows that the original blade adapts to variable condition very well and the flow is reasonable. Then the last stage's stator is modified with BladeGen, and the isentropic efficiency in the last stage is improved by 1.32%.

Key words: steam turbine; numerical simulation; pressure coefficient; improvement of blade; ANSYS