

文章编号:1671-6833(2017)04-0001-06

基于 ANSYS CFX 的汽轮机叶片气动性能优化模拟研究

周俊杰, 王 璞, 周金方

(郑州大学 化工与能源学院, 河南 郑州 450001)

摘 要: 以 125 MW 轴流式汽轮机某一冲动级叶片为研究对象, 利用商业软件 ANSYS CFX 对该级静动叶片的气动性能进行了三维数值模拟优化计算. 结果表明, 通过优化前缘和尾缘椭圆率、相对节距以及其级间配比等几何参数, 降低了表面压力差分布, 有效控制了二次流损失; 叶片等熵效率提高了 0.43%, 总压损失系数降低了 0.005 左右. 优化改进后, 叶片的气动性能得到提高, 降低了其能量损失, 增加了汽轮机效率.

关键词: 汽轮机; 叶片; ANSYS CFX; 数值模拟; 气动性能

中图分类号: TK26 **文献标志码:** A **doi:**10.13705/j.issn.1671-6833.2017.01.008

0 引言

电在当今国民经济各个部门领域中有着非常重要的作用. 目前, 主要采用煤、石油、天然气以及其他燃料燃烧产生蒸汽, 借助汽轮机将之转化为机械能驱动发电机发电. 近年来, 为了满足更为苛刻的高参数化(高压、高功率、高温等), 工况变更范围更宽和空间结构更紧凑等的需求, 汽轮机通流部分蒸汽的流动也变得更为复杂. 为了探求改善流动, 降低叶栅损失和提高效率等新方法, 国内外学者对其内部流动研究一直都没停止过.

Elbatsh^[1] 研究实验与数值模拟研究结果显示二次流受压力梯度沿叶高分布较大, 且叶根处通道涡远大于叶顶的, 所以减少环形叶栅的二次流损失的重点应该放在叶根处通道涡. Verpe^[2] 在验证数值模拟可靠的基础上, 利用数值模拟结果揭示了因进口剪切流引起的二次流而导致的尾缘涡流的形成. 刘云峰等^[3] 利用 NUMECA 软件分析了某 660 MW 机组中动叶片进汽侧中间体和围带倒圆角后高中低压的气动性能影响, 得出了低压部分倒圆角后收益最大, 中压最小. 陈远东^[4] 利用叶轮机优化设计平台 FINE/Design 3D 对喷嘴组进行了气动性能优化. 王喜华等^[5] 采用商业 CFD 软件 Numeca 分析技术, 分析了不同相对叶高下汽轮机的气动性能, 结果表明, 对于相对叶高

较小的调节级, 采用外端壁子午收缩后调节级效率有所提升. 石玉文等^[6] 采用商业软件 CFX, 对哈汽公司设计的汽轮机不同出口马赫数下大焓降动叶的气动性能进行了模拟分析, 得出了哈汽公司设计的大焓降动叶具有后加载特性, 出口马赫数越高, 后加载特性越明显. 王定标等^[7] 利用 ANSYS Workbench 软件对汽轮机流量性能进行了分析, 并通过数值模拟结果, 借助软件 BladeGen 对汽轮机末级静叶型线进行优化改进. 周俊杰等^[8] 利用 ANSYS Workbench 软件对凝汽式汽轮机叶片进行静、动联合数值模拟, 模拟结果表明, 优化后叶片表面压力系数分布曲线较理想, 叶片表面压差降低, 减小了径向二次流损失.

笔者主要通过商业软件 ANSYS CFX 对 125 MW 轴流式汽轮机某一冲动级的通流部分建立单流道模型并进行数值模拟, 对模拟得出的结果进行分析, 得出叶栅能源损失的来源, 然后结合叶片结构几何参数设计, 以提高蒸汽做工、等熵效率, 达到节能减排的目的.

1 数值模拟

CFX 软件是基于有限体积法, 具有精确的计算结果和丰富的物理模型, 例如化学反应、多相流、辐射与传热、可压缩或不可压缩的流体流动等, 广泛应用在能源化工、旋转机械及航空等重要

收稿日期:2016-11-09; 修订日期:2016-12-10

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51276173)

作者简介:周俊杰(1974—), 男, 河南太康人, 郑州大学副教授, 博士, 主要研究方向为数值计算技术及其在过程设备中的应用, E-mail: zhoujj@zzu.edu.cn.

领域,其中 CFX 在旋转机械领域上的使用尤为广泛. CFX 为用户提供多种计算模块,能够使旋转机械的模拟更加精确.

1.1 数学模型

汽轮机单流道内的流体流动符合质量、动量和能量方程. 它们的控制方程^[9]分别为

质量守恒方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u}) = 0, \quad (1)$$

式中: ρ 为流体密度, kg/m^3 ; t 为时间, s ; \mathbf{u} 为速度矢量.

动量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} \mathbf{u}) - \frac{\partial \rho}{\partial x} + S_u; \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{u}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} \mathbf{v}) - \frac{\partial \rho}{\partial y} + S_v; \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{w})}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{w} \mathbf{u}) = \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} \mathbf{w}) - \frac{\partial \rho}{\partial z} + S_w, \quad (4)$$

式中: \mathbf{u} 、 \mathbf{v} 、 \mathbf{w} 为速度矢量在 x 、 y 、 z 方向的分量; μ 为动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; S_u 、 S_v 、 S_w 为动量守恒方程的广义源项.

能量守恒方程:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{u} T) = \operatorname{div}\left(\frac{k_1}{c_p} \operatorname{grad} T\right) + S_T, \quad (5)$$

式中: c_p 为流体的比定压热容, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; T 为流体的温度, K ; k_1 为流体的传热系数, $\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$; S_T 为黏性耗散项.

1.2 物理模型

研究对象为 125 MW 轴流式汽轮机某一冲动级汽轮机叶片. 该级静叶片为 TC-1A 型叶片, 其几何参数: 节圆直径 950 mm, 节距 38 mm, 相对节距 0.80, 叶高 52 mm, 进汽角 $\alpha_0 = 29^\circ 30'$, 数量为 79. 该级动叶片为 HQ-1 型叶片, 其几何参数: 节圆直径 951 mm, 节距 22.4 mm, 相对节距 0.73, 叶高 55 mm, 进气角 $\beta_1 = 78^\circ$, 数量为 133.

1.3 模型建立及网格划分

由于汽轮机叶片是周期性均匀分布的, 则汽轮机内部流场也呈现周期性分布, 为了节省计算时间, 对模型进行简化, 只对单个动静叶之间的流场进行了分析, 模型如图 1 所示.

Gambit 软件不仅具有全面三维几何建模能力, 而且还可以导入大多数 CAD/CAE 软件所建立的几何和网格. 导入过程中可以自动修补几何功能, 以保证几何的高质量. 笔者选择了 Gambit 软件对所建模型进行了网格划分. 采用 TGrid 的

网格划分方式, 对动静叶进行了网格划分. 总网格数为 1 341 816, 如图 2 所示.

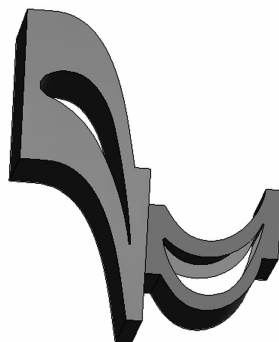


图 1 汽轮机单流道模型

Fig.1 The model of steam turbine single channel

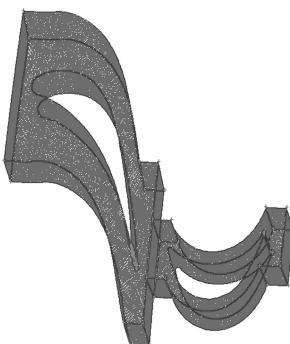


图 2 汽轮机网格划分

Fig.2 Meshing of steam turbine

1.4 工质属性及边界条件划分

为了与实际状况更加吻合, 采用了平衡态的水蒸气. 在 CFX 软件自带的材料库中, 分别选取单相水和水蒸气, 然后通过设置参数的方式建立平衡态的水蒸气. 选取的单相水和水蒸气最高温度设置为 800 K, 最低温度为 273.15 K; 最高压力为 9.5 MPa, 最低压力为 7.5 MPa.

在边界条件设置上, 由于工质为平衡水蒸气, 考虑到稳定性, 选用 P-Total Inlet、P-Static Out 为边界条件, 交界面设置为 Frozen Rotor, 来流方向垂直于进口截面. 进口总压 9.3 MPa, 出口静压 8.1 MPa, 进口总温 760 K.

2 叶片气动性能分析及改进

2.1 叶片型线分析及改进

2.1.1 静叶片前缘和尾缘优化改进

原静叶叶型的椭圆率为 1, 因此, 在原有静叶叶型的椭圆率附近调试, 最终确定静叶片前缘椭圆率为 2, 后缘椭圆率为 0.2, 如图 3 所示. 由于修改的叶型为静叶栅, 其气动性能评价为静叶片表

面压力分布曲线,如图 4 所示.

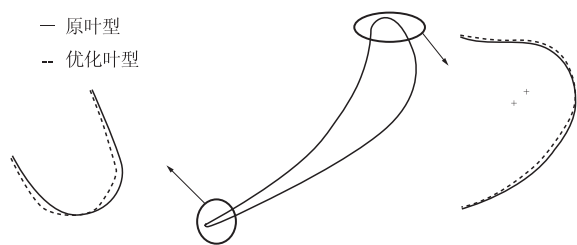


图 3 静叶前缘、尾缘前后改进对比图

Fig. 3 Comparison chart of leading edge and trailing edge of stator before and after improvement

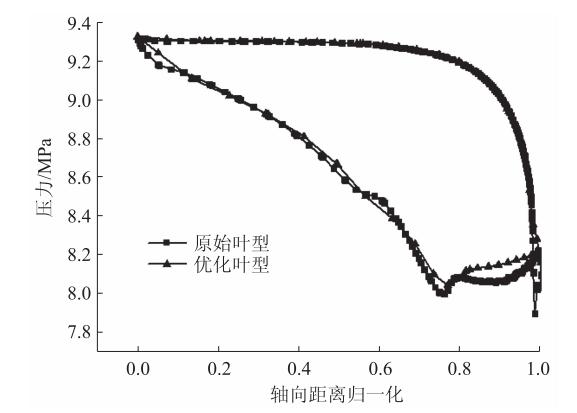


图 4 静叶表面压力分布曲线

Fig. 4 The static pressure distribution curve in the surface of stator

由图 4 可以看出,静叶片整体的压力分布曲线是相同的,但优化改进后,从静叶片尾缘处可以看出转折点由原来的 76% 弦长处往后移至 80% 弦长处,扩压程度有所减少,并且较原静叶片弦长 10%、55% 处吸力面压力梯度变化更平缓,降低了静叶片的能量损失. 静叶片原叶型喷嘴效率为 93.91%,在改进叶片的前缘和尾缘后,喷嘴效率为 94.50%,提高了 0.59%.

2.1.2 动叶前缘和尾缘优化改进

汽轮机叶栅能量损失主要发生在动叶,因此,通过改变椭圆率来改进动叶前缘、尾缘,以提高等熵效率,在原有叶型的椭圆率上进行修改,最终调整椭圆率为 2. 改进前后的动叶前缘、尾缘如图 5 所示.

图 6 给出了动叶表面压力分布曲线. 由图 6 可以看出,动叶吸力面较原叶型具有较好的顺压压力梯度,且保证动叶进口与出口处的压力差值较小. 这样可以减少动叶出口处的余速损失,增加推动力,使蒸汽动能更多地转换成机械能. 动叶片前缘和尾缘处的压力分布曲线局部放大图如图 5 所示,动叶吸力面的转折点由 78% 往后推至 80%. 动叶的前缘和尾缘的压力面和吸力面的压

力波动有所减轻,降低了动叶的端部损失.

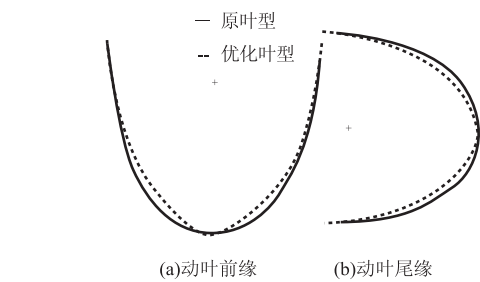


图 5 动叶前缘、尾缘前后改进对比图

Fig. 5 Comparison chart of leading edge and trailing edge of rotor before and after improvement

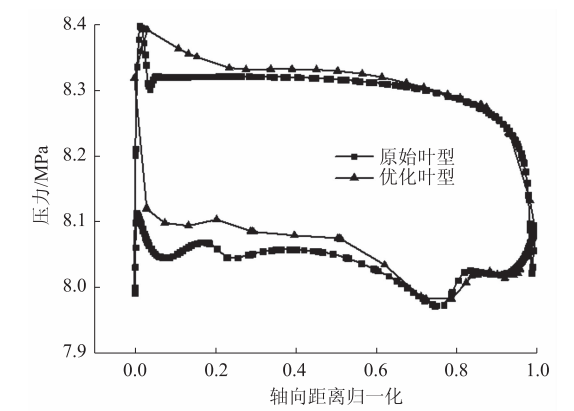


图 6 动叶表面压力分布曲线

Fig. 6 The static pressure distribution curve in the surface of rotor

图 7 为单流道通流中 50% 叶高处的熵值分布云图. 由图中可以看出,沿着叶片表面流向方向的熵值有所增加,但是其增加范围明显减少.

原始叶型的汽轮机等熵效率为 91.67%,改进后,其等熵效率为 92.10%,增加了 0.43%. 说明通过优化改进叶型的前缘和尾缘对汽轮机效率提高有一定的效果.

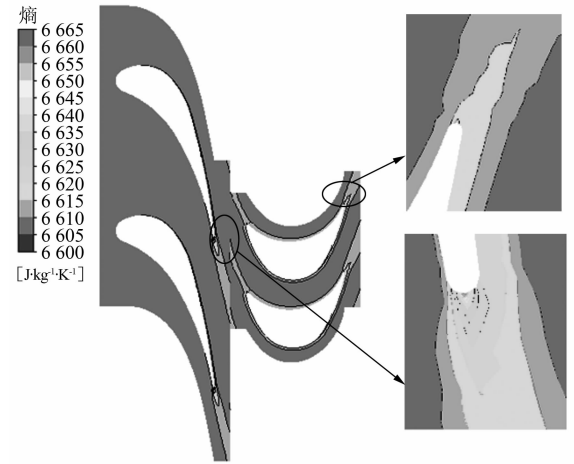


图 7 50% 叶高处熵值分布云图

Fig. 7 The entropy contours of the 50% span normalized

2.2 汽轮机叶栅相对节距分析及改进

一般冲动级叶栅较反动式叶栅对相对节距的变化更为敏感,冲动级叶栅的最佳相对节距 $\vec{t}_n = 0.55 \sim 0.72$,而本文中静动叶的相对节距分别为 0.80 和 0.73,已经超过了最佳节距的范围,因此需通过改变汽轮机静动叶片的数量来控制相对节距。

2.2.1 静叶栅相对节距的优化改进

通过每次减少叶栅距 3 mm,得到 4 组静叶栅相对节距,分别为 $\vec{t}_n = 0.740, 0.690, 0.638, 0.585$,对应的叶片数量分别为 85、91、98、107。通过模拟计算,求得这 4 组相对节距的静叶片的表面压力分布曲线,如图 8 所示。

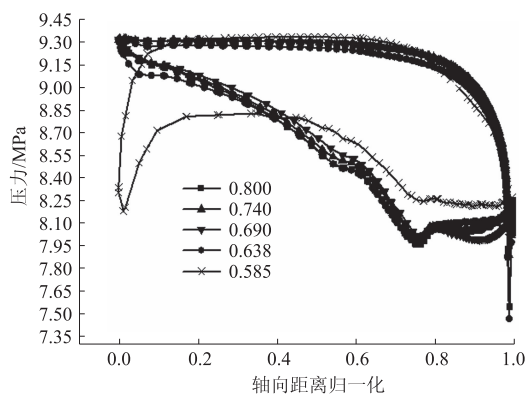


图 8 不同相对节距静叶表面压力分布曲线

Fig. 8 The pressure distribution curve of different relative pitch in the surface of stator

由图 8 可以看出,静叶片压力面的压力随叶栅相对节距的变化不大,前 3 组相对节距下的静叶片压力面的压力曲线基本是重合的,当相对节距为 0.585 时,静叶片压力面压力发生变化较大,这是因为冲动式叶栅对相对节距偏小的静叶片较为敏感。当静叶片相对节距为 0.638 时,静叶前缘出现了小范围的扩压现象,当相对节距降低到 0.585 时,其前缘出现了严重的扩压现象,吸力面的附面层将在静叶前缘发生分离,产生的扰流造成巨大的能量损失。相对节距为 0.800、0.740、0.690 时,静叶片吸力面的压力分布基本相同,但是当相对节距为 0.690 时,压力分布曲线的转折点较其他两种的靠后,且在出口处压力没有出现较大的波动,因此该汽轮机某一冲动级静叶片的相对节距较优值为 0.690。

2.2.2 动叶栅相对节距优化改进

改变动叶栅数量来改变动叶片之间的相对节

距, $\vec{t}_n = 0.650, 0.561$,与之相对应的叶片数为 150、173。原叶片相对节距以及改进的两种叶片相对节距的动叶片表面的压力分布曲线对比图,如图 9 所示。

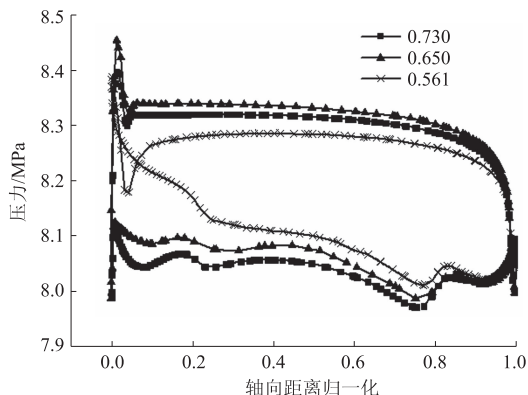


图 9 不同相对节距动叶表面压力分布曲线

Fig. 9 The pressure distribution curve of different relative pitch in the surface of rotor

如图 9 所示,相对节距为 0.561 时,动叶片表面压力分布较不理想,前缘压力波动比较大,以至于吸力面的压力大于压力面压力,发生了严重的二次流以及叶型能量损失。相对节距为 0.650 时,相对原叶型相对节距表面压力分布整体上移,在流道内蒸汽压力降低较少,使得流速增加比较缓慢,减少了余速损失。

2.3 静动叶栅级间配比对汽轮机性能优化影响

图 10 为动叶片不同高处的表面压力分布曲线。由图 10 可以看出,动叶片吸力面出现了极速扩压区,因此通过调整动叶进出口角来调整级间配比,达到优化改进动叶进口流动状况的目的。

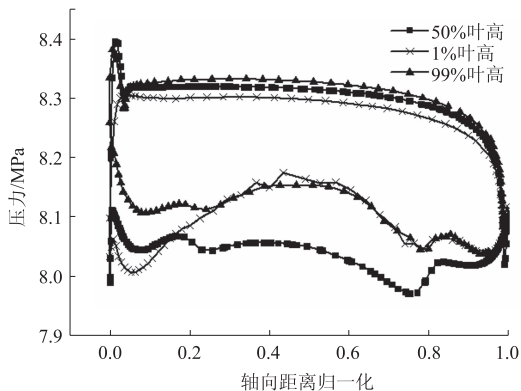


图 10 动叶不同叶高表面压力分布曲线

Fig. 10 The pressure distribution curve of different span normalized in the surface of rotor

笔者通过改变动叶叶型弧线方向来调整动叶进口角,以优化静动叶栅配比,改善动叶进口流动

状况.并且采用了总压损失系数来做为评价其动力性能好坏的指标.

总压损失系数表达式:

$$C_{pt} = \frac{2(P_{0i} - P_t)}{\rho_t c_t^2}, \tag{6}$$

式中: P_t 为流道内 1% 轴向弦长处的压力; P_{0i} 为进口滞止压力; c_t 为出口处的速度; ρ_t 为出口处的密度.

图 11(a)和图 11(b)给出了动叶截面总压损失系数分布云图.由图 11(a)中可以看出,在流向 $X/B = 1/3$ 截面上总压系数 ≤ 0.01 ,在叶片吸力面,叶根到叶顶总压系数最大值 ≤ 0.09 .由图 11(b)可以看出,在流向 $X/B = 2/3$ 截面上,叶片吸力面总压损失系数远大于 0.01,最大值接近于 0.4.主要原因是边界层分离造成二次流,使得总压损失较大.叶片吸力面沿流线方向上逐渐降低,因此越靠近叶片尾缘,压力与进口滞止压力差值越大,造成了总压损失系数增大.

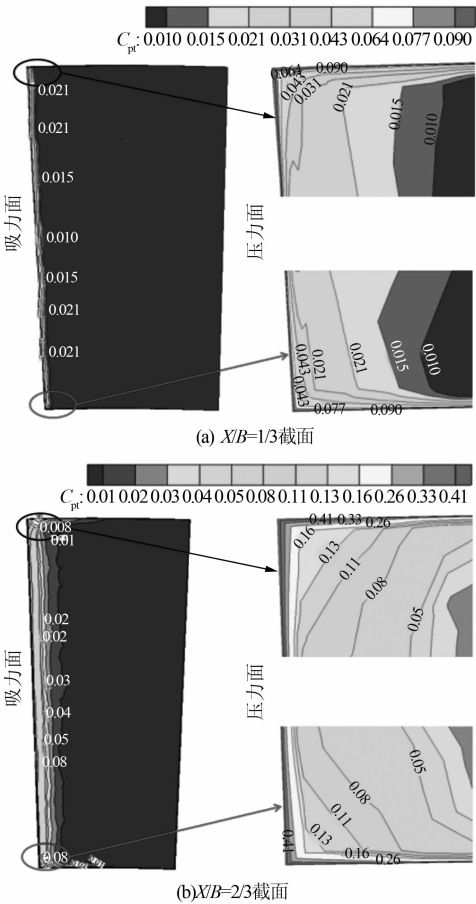


图 11 流向截面上总压系数分布云图

Fig. 11 The contour of the total pressure coefficient of flow section

改变动叶进口角来调整静动叶级间的配比,得到截面吸力面上的总压损失系数沿叶高方向分布曲线.图 12(a)与图 12(b)分别是在流向 $X/B = 1/3$ 与 $X/B = 2/3$,动叶吸力面总压损失系数曲线

图.由图 12(a)和图 12(b)中可以看出,通过静动叶片级间配比优化,动叶截面总压损失系数随叶高的变化趋势相似,但总压损失系数降低,总体减少 0.005 左右.总压损失降低说明蒸汽做功的能力得到了提高.

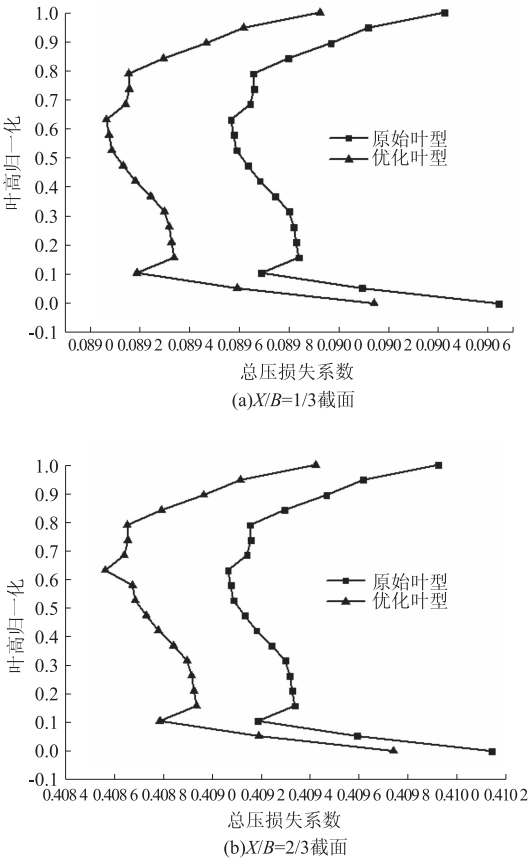


图 12 沿流向动叶吸力表面总压损失系数曲线

Fig. 12 The total pressure coefficient of rotor suction surface along flowing

图 13 和图 14 为动叶入口角调整前后的子午面速度分布云图.由图 13、14 可以看出,优化后叶型子午截面速度最大值为 130 m/s 左右,原叶型子午面速度最大值为 125 m/s 左右,优化后子午面速度增大.蒸汽流速增大可以减弱边界层在叶片表面上的厚度,从而减小边界层摩擦损失,避免较厚的附面层分离造成二次流损失.由式(6)推断出,蒸汽流速增大,叶片的总压损失系数会随之减少.

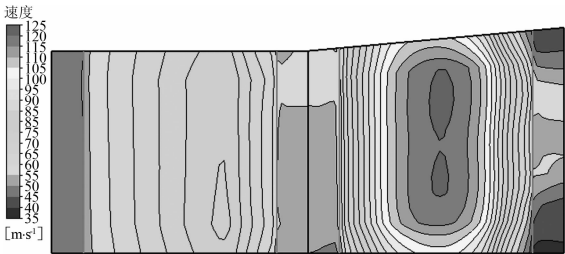


图 13 原叶型子午面速度云图

Fig. 13 Meridian velocity contour of the original blade meridian

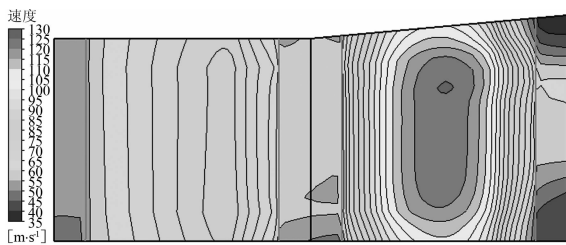


图 14 优化后叶型子午面速度云图

Fig. 14 Meridian velocity contours of blade meridian after optimization

3 结论

(1)通过改变静动叶片的椭圆率来达到优化改进的目的.模拟结果表明,静叶片前缘椭圆率为2,尾缘椭圆率为0.2时,其喷嘴效率由原来的93.91%提高到94.50%;动叶前缘尾缘椭圆率为2时,其汽轮机等熵效率由原来的91.67%提高到92.10%.

(2)通过改变静动叶片的数量来改变其相对节距.模拟结果表明,静叶片相对节距为0.690,动叶片相对节距0.650时,表面压力分布整体上移,在流道内蒸汽压力降低较少,使得流速增加比较缓慢,减少余速损失.

(3)通过改变动叶进口角大小来改变静动叶级间配比,模拟结果表明,沿流向界面 $X/B=1/3$ 和 $X/B=2/3$,总压损失系数都有所降低,总体减少0.005左右,说明优化静动叶级间对比对提高

汽轮机气动性能有一定效果.

参考文献:

- [1] ELBATSH H M. Effect of the radial pressure gradient on the secondary flow generated in an annular turbine cascade[J]. International journal of rotating machinery, 2012(3): 1-13.
- [2] VARPE M K. Investigation of the shear flow effect on secondary flow and losses in a low speed axial flow compressor cascade[J]. International journal of gasturbine, 2014, 6(2): 17-26.
- [3] 刘云峰,郭魁俊,张宏涛,等. 动叶片中间体和围带进汽侧倒圆角对气动性能影响研究[J]. 汽轮机技术, 2015, 57(1): 21-22.
- [4] 陈远东. 汽轮机调节级喷嘴组气动优化设计[J]. 汽轮机技术, 2015, 57(4): 251-254.
- [5] 王喜华,钟刚云,吴其林,等. 子午流道最调节级气动性能影响的三维数值研究[J]. 东方汽轮机, 2014, 6(2): 12-17.
- [6] 石玉文,韩万龙,韩万金,等. 马赫数对大焓降动叶气动特性影响的数值研究[J]. 汽轮机技术, 2014, 56(1): 1-5.
- [7] 王定标,雷凤林. 汽轮机末级变工况三维数值模拟与叶型改进设计[J]. 郑州大学学报(工学版), 2010, 31(5): 1-4.
- [8] 周俊杰,王梅玲. 汽轮机叶型的三维数值模拟及优化[J]. 郑州大学学报(工学版), 2015, 36(1): 49-53.
- [9] 周云龙,郭婷婷. 高等流体力学[M]. 北京: 中国电力出版社, 2008.

Study on Numerical Simulation of the Steam Turbine Blade Aerodynamic Performance Optimization Based on ANSYS CFX

ZHOU Junjie, WANG Pu, ZHOU Jinfang

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

Abstract: The analysis was held with the 125MW axial flow steam turbine impulse stage blade. The three-dimensional numerical simulation and optimization were conducted by using the commercial software ANSYS CFX. The results showed that the pressure distribution of blade surface reduced, and the radial secondary flow loses was controlled effectively, with optimizing the structure geometric parameters such as ellipticity of the leading edge and trailing edge, relative pitch, inter-stage ratio, and so on. Isentropic efficiency increased by 0.43%, the total pressure loss coefficient decreased about 0.005. After the optimization, the aerodynamic performance of the blade increased, and the energy loss in the blade decreased and the efficiency of steam turbine increased.

Key words: steam turbine; blade; ANSYS CFX; aerodynamic performance; numerical simulation