

正交化设计对大子午扩张涡轮紧凑过渡段的 流动性能影响*

付维亮, 杜玉锋, 孙恩博, 高杰, 郑群

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要: 为了降低大子午扩张涡轮端区二次流损失和流动损失, 同时降低过渡段缩短对涡轮性能的影响, 对具有大子午扩张低压涡轮过渡段的紧凑过渡段设计进行气动分析, 设计的紧凑型过渡段径向长度减小了30%, 分析涡轮带原始过渡段和缩短后的紧凑型过渡段的气动性能和流场状态。并对涡轮静叶采用正交化设计, 初步探索正交化设计对大子午扩张涡轮紧凑过渡段的流动性能的影响。研究发现, 紧凑型的过渡段增加了气动损失, 但涡轮静叶采用正交化设计后, 整体效率提高了1.32%; 正交化设计也能够改善叶片表面的压力分布, 吸力面低压核心区从两个减少到一个; 流道出口损失降低, 涡轮整体气动性能提高。

关键词: 低压涡轮; 过渡段; 叶片; 流动性能; 气动性能; 正交化设计

中图分类号: V231.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4055 (2021) 06-1276-09

DOI: 10.13675/j.cnki.tjjs.200025

Effects of Orthogonal Design on Flow Performance of Compact Transition Section of Large Meridional Expansion Turbine

FU Wei-liang, DU Yu-feng, SUN En-bo, GAO Jie, ZHENG Qun

(School of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin 150001, China)

Abstract: In order to reduce secondary flow loss and flow loss in the end-wall of large meridional expansion turbines, and reduce the influence of shortening transition section on turbine, aerodynamic analysis is carried out on the design of the compact transition section with large meridional expansion of the low-pressure turbine transition section, and the radial length of the compact transition section is reduced by 30%, and the aerodynamic performance and flow field state of the original turbine transition section and the shortened compact transition section are analyzed. In addition, the orthogonal design is adopted for the static turbine blade, and the effects of the orthogonal design on the flow performance of the large-meridian expansion turbine compact transition section are preliminarily explored. The study found that the compact transition section increased aerodynamic loss, but the overall efficiency increased by 1.32% after the turbine stator blade was designed with the orthogonal design. The orthogonal design can also improve the pressure distribution on the blade surface. The low-pressure core area on the suction surface is reduced from two to one. The exit loss of the flow passage is reduced and the

* 收稿日期: 2020-01-14; 修订日期: 2020-04-16。

基金项目: 国家自然科学基金 (51779051; 51979052); 航空动力基金 (6141B09050392)。

作者简介: 付维亮, 博士生, 研究领域为叶轮机械气动设计研究。E-mail: fwl666661@163.com

通讯作者: 高杰, 博士, 教授, 研究领域为叶轮机械气动热力学。E-mail: gaojie_d@hrbeu.edu.cn

引用格式: 付维亮, 杜玉锋, 孙恩博, 等. 正交化设计对大子午扩张涡轮紧凑过渡段的流动性能影响[J]. 推进技术, 2021, 42(6): 1276-1284. (FU Wei-liang, DU Yu-feng, SUN En-bo, et al. Effects of Orthogonal Design on Flow Performance of Compact Transition Section of Large Meridional Expansion Turbine [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2021, 42(6):1276-1284.)

overall aerodynamic performance of the turbine is improved.

Key words: Low-pressure turbine; Transition section; Blade; Flow performance; Aerodynamic performance; Othogonal design

1 引言

在燃气轮机的低压涡轮和动力涡轮中,为了得到高的列载荷,涡轮叶片普遍采用大转角设计,导致了高叶型损失。文献[1-2]通过实验和数值研究,得到通过增大涡轮子午通道扩张角可以有效减小叶型转折角的结论,这使得船舶燃气涡轮普遍具有大扩张通道特性。大子午扩张流道会造成端壁处强烈的二次流损失。此外,为了减小涡轮尺寸和重量,采用紧凑型过渡段设计必然使涡轮端壁处分离增强,造成更严重的流动损失。因此有必要提出一种能够有效降低大子午扩张涡轮过渡段端区损失的方法。

为了减小燃机的整体尺寸和重量,紧凑型过渡段成为不可避免的结构。美国航空航天局希望航空发动机能够达到极高的效率(超高效发动机计划希望尽可能地缩短过渡段当做一种提高发动机性能的方法);欧盟国家联合发起了AIDA研究计划,该计划的目的是将涡轮和压气机的过渡段缩短20%,径向偏移增大20%,将发动机质量减轻1%~2%,使燃气轮机的单位耗油量下降1%,达到CO₂排放下降2%的目标^[3]。除了涡轮过渡段的几何造型会影响它的气动性能外,涡轮过渡段的进口来流的情况是影响涡轮过渡段气动性能与过渡段内部流动的重要因素,因此有必要对过渡段上游的叶型进行控制,从而提高过渡段的整体气动性能。

对大子午扩张过渡段上游的低压涡轮二次流产生的原因和二次流结构进行详细的了解有助于控制措施的采取。文献[4]通过详细的数值模拟研究,得出以端区损失在轴流式涡轮损失中约占1/3的结论。唐洪飞等^[5-6]对大子午扩张涡轮静叶进行全三维数值模拟和流动控制分析。通过对根部型线的细致研究发现,优化后栅前流量沿径向的分布更加合理。原始流道中存在顶部来流分离的情况,优化后顶部流动分离的情况明显好转。

通过改型和优化现有的涡轮叶片,尽可能减少端区二次流的损失,能够通过控制端区流动的方式来降低端区涡系对流动的影响^[7-8]。许多数值和实验研究都证明了前掠叶型的优势。国内的王仲奇院士提出了“附面层迁移理论”,认为前掠使得叶栅两端区高损失区域内的低能流体被“吸”入主流,从而

降低了涡轮叶栅内的能量损失^[9]。Verelst等^[10]进行了几何参数对掠叶片的影响,得到掠叶片对动叶流动有一定改善作用。

正交叶片最初在增压压气机上展开应用,但还未有讨论正交化叶片对大子午扩张涡轮过渡段的流动性能影响的研究。这种设计对于高速旋转的涡轮的动叶,会增加叶片的离心并降低稳定性。所以,为了保证涡轮的强度,本文对低压涡轮静叶进行正交化设计,探究正交化设计对大子午扩张涡轮端区二次流损失和过渡段缩短后的影响。

2 数值模型

本文对带过渡段的大子午扩张低压涡轮单级进行数值模拟。静叶的流道子午特征是大扩张型,图1显示了子午通道,其中轮缘的子午线扩张比轮毂更明显。轮缘平均扩张角为22°,轮毂平均扩张角为7°,所以在上端壁处会有更强烈的二次流动。过渡段为子午大扩张型的,扩张角为25°。

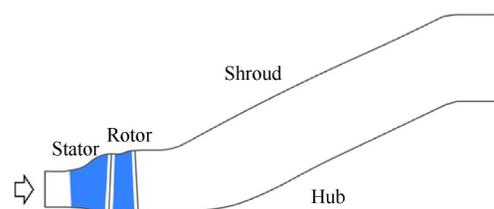


Fig. 1 Large meridional expansion turbine of transition section

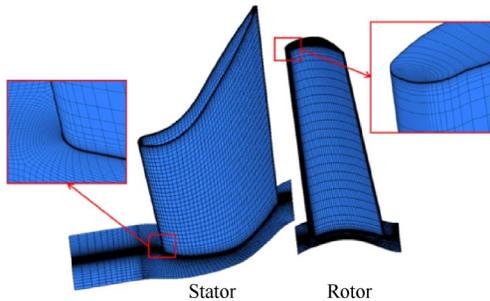
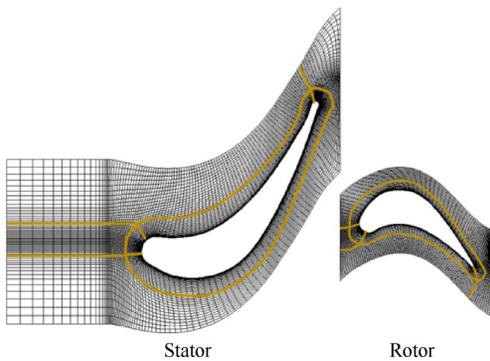
过渡段主要设计参数如表1所示。计算域为单叶片通道,周向应用周期性边界条件。本文中所有计算模型都采用相同的边界条件。此外,在所有的壁面上都设为无滑移边界条件。

2.1 网格划分及湍流模型选取

本文采用NUMACA软件的Autogrid 5模块划分结构化网格,如图2所示。其中,叶片通道采用O4H型网格拓扑结构,如图3所示。根据选取湍流模型的要求,对叶片表面边界层内网格进行加密,第一层网格厚度为1 μ m,除叶片前缘极小部分的区域外,叶片表面的壁面 $y^+ < 1$,满足湍流模型的计算要求。参考文献[11]对类似叶片进行详细研究,表明在靠近壁面的地方使用20层网格可以满足边界层捕获的要求,因此本文在近壁面处划分出20层网格。

Table 1 Boundary conditions of large meridional expansion turbines

Parameters	Value
Inlet total pressure/kPa	637.27
Inlet total temperature/K	1225.2
Exit static pressure/kPa	333.38
$c_p/(kJ/(kg \cdot K))$	1.004
Adiabatic index	1.4
Speed/(r/min)	7440
Angle of inlet and axial direction/(°)	23.15
Design mass flow rate/(kg/s)	63.26

**Fig. 2** Computational mesh domain of turbine**Fig. 3** Blade-to-blade grid view of the turbine

通过比较不同网格尺寸的原始叶片计算结果,以此来检查网格无关性。叶片网格节点数,总压损失系数和面积平均热流量见表2。当网格从 Mesh 2 细化到 Mesh 3 时,总压损失系数降低约 0.02%,质量流量增加 0.019%。网格 Mesh 3 到 Mesh 5 时,总压损失系数降低约 0.086%,质量流量减少 0.012%。因此,在合理利用计算资源的情况下,研究中网格节点总数为 532 万。同样,其它算例的网格点总数为 500 万~540 万。

数值计算使用商业流体计算软件 ANSYS CFX 17.0,使用时间推进法求解三维定常雷诺平均 N-S 方程组。采用中心差分格式,添加人工粘性项,时间项采用四阶 Runge-Kutta 法迭代求解。传热系数的预测受到近壁湍流模型的影响很大。研究表明,SST 湍

流模型显示了其捕获叶轮机中复杂流动的能力^[12],所以在稳态模拟中使用 SST 湍流模型。Zuckerman 等^[13]详细分析了 $k-\varepsilon$, $k-\omega$, SST 和 v^2-f 模型优缺点,分析结果显示 SST 模型结合了 $k-\varepsilon$ 和 $k-\omega$ 的优势,可以精确地捕捉边界层的精细流动。采用 $\gamma-Re_\theta$ 转捩模型进行计算,SST 模型在预测端壁二次流引起的叶片和端壁传热系数方面,相较于 v^2-f 和 $k-\varepsilon$ 模型表现更为突出^[14]。

Table 2 Grid-independent verification based on total pressure loss coefficient and mass flow rate of stator blades

	Number of mesh nodes	Loss coefficient c_p	Mass flow/(kg/s)
Mesh 1	3.09×10^6	0.1217	73.177
Mesh 2	4.26×10^6	0.1159	74.392
Mesh 3	5.32×10^6	0.1157	74.406
Mesh 4	6.16×10^6	0.1157	74.422
Mesh 5	7.34×10^6	0.1156	74.415

对于定常计算,当动量方程、能量方程和湍流模型残差 $< 10^{-5}$ 数量级,进出口质量流量差相差 $< 0.1\%$ 时,可以认为计算收敛。此外,通过等熵效率判断迭代是否收敛,当 10 次迭代中等熵效率未超过 0.01%,认为方案是收敛的。

2.2 气动实验验证

关于跨声速大子午扩张涡轮的研究,目前还没有相关的公开实验研究。但是,公开文献中相似的涡轮叶片的实验结果可以作为数值模拟验证的依据,以确保数值计算预测的趋势和数值是准确的。牛津大学 Qureshi 等^[15]进行实验并预测了 MT1 涡轮导叶的气动和传热性能,并将数值模拟与实验数据进行比较,得到了合理的数值计算质量。其中 MT1 涡轮同为跨声速大转折角涡轮,因此,使用文献^[15]的数据进行实验验证。实验数据选择 90% 展向叶片等熵马赫数分布。本论文与 MT1 涡轮是在相同的拓扑结构、相同的网格设置、相同的湍流模型(SST)和相似的边界条件下进行模拟。图 4 显示了 90% 展向高度的等熵马赫数当前实验数据的比较,横坐标 z/c 表示叶片轴向弦长变化。数值模拟预测等熵马赫数的分布匹配效果非常好。对于叶片压力侧,数值结果与实验数据吻合良好。在中后吸力面部分,数值预测与实验略有不同。这个验证表明,本研究的数值模拟能够正确地预测跨声速叶片的气动性能。

2.3 紧凑型过渡段设置

本文是以涡轮原始过渡段为基础,提高低压涡轮

轮过渡段平均半径,减小轴向长度,从而达到紧凑过渡段设计。但是要保证低压涡轮和动力涡轮的相对位置不变。所以在设计超紧凑过渡段时要考虑如下约束条件:(1)低压涡轮出口(涡轮超紧凑过渡段入口)处机匣与轮毂半径不变且轴向位置不变。(2)动力涡轮入口(涡轮超紧凑过渡段出口)处机匣与轮毂半径不变。

为了抬高过渡段,将动力涡轮轴向平移 220mm,过渡段缩短后如图 5 所示。

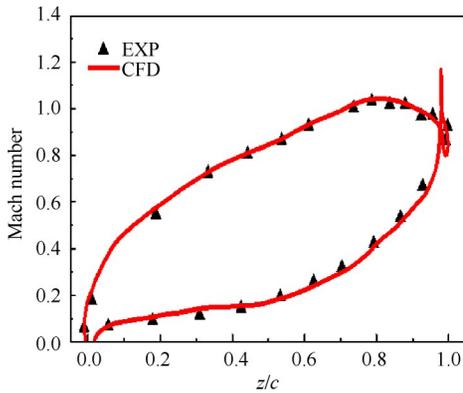


Fig. 4 Mach number at 90% span of stator

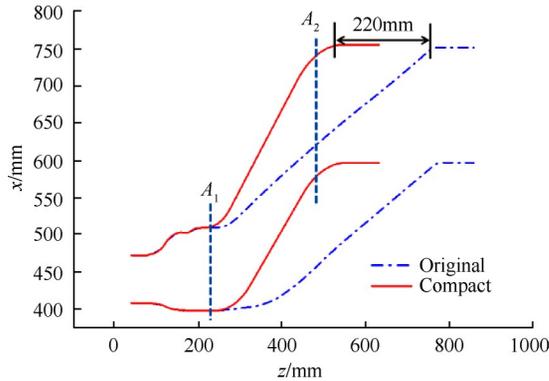


Fig. 5 Meridian face ratio of original and compact

缩短后的过渡段由于扩张角增加,流动分离进一步增加,必然会造成过渡段严重的流动损失。下面对原始流道与新流道进行通流计算,分析新流道的性能。

3 计算结果与分析

3.1 紧凑型过渡段气动分析

图 6 给出了原始流道和紧凑型流道中上端壁的静压系数沿流向的变化。

静压系数定义为

$$C_{ps} = \frac{p_s - p_{sA1}}{0.5\rho v_{A1}^2} \quad (1)$$

式中 p_s 是当地静压强, p_{sA1} 代表过渡段入口截面的平均静压强, ρ 是当地流体密度, v_{A1} 是截面 A_1 面积平均速度。从图 5 可以看出, A_1 截面位于 0.3 倍轴向位置。横轴为涡轮过渡段沿轴向的相对弦长,纵轴表示静压系数。从图 6 中可以看出,采用原型过渡段时,轴向位置从入口到 30% 相对弦长处,静压系数迅速增加;从 30% 到出口处,上端壁静压系数增长缓慢。从而导致原型流道后半段扩压效果降低。当采用紧凑型过渡段后,新流道中静压系数在入口到 20% 轴向弦长处静压系数大于原始流道此处的静压系数,此后虽然静压系数小于原始流道,但是从增长趋势来看,新流道内静压系数斜率更大,但增加更平稳,有助于改善上端壁的流动状态。

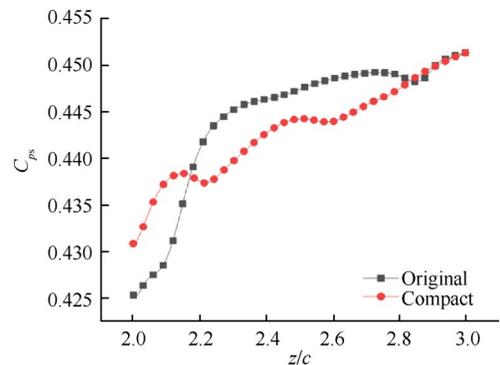


Fig. 6 Static pressure coefficient of shroud along the flow direction

为了解紧凑型过渡段对下一级动力涡轮的影响,有必要研究紧凑型过渡段出口的参数变化。图 7 给出了过渡段抬高前后出口气流角沿径向分布。其中,横轴为过渡段出口角,纵轴表示径向相对高度。通过对比可以发现,从轮毂到 20% 径向高度处,紧凑型过渡段出口气流角有所减小;从 20% 径向相对高度到上端壁,可以发现,新流道的出口气流角变化波动小,可以降低由气流掺混造成的损失,因此,抬高过渡段有利于改善动力涡轮的进气条件,降低掺混损失。同时在近上端壁处的气流角增加,有助于减小下一级的叶顶间隙损失。进一步优化过渡段,具有提高涡轮整体的气动性能的潜力。

为了研究紧凑型过渡段对通道出口损失的影响。图 8 给出了采用紧凑型过渡段前后出口的熵增分布情况。左侧图表示原型过渡段流道出口的熵增情况;右侧图表示紧凑型过渡段流道出口的熵增情况。通过图 8 可以看出,采用原型流道时,过渡段出口中间有一个明显的熵增区,即通道涡。上下部分熵增比较小,但是可以看出上端壁处存在一个明显

的脱落涡;采用紧凑型过渡段,流道抬高后,出口上端的熵增增加,脱落涡消失,中间部分比较大的熵增区面积减小,紧凑型过渡段流道出口的脱落涡集中在下端壁处。从熵增情况来看,采用紧凑型过渡段使整体出口损失增加,但是通道涡损失降低,通过优化可以进一步降低由于流动分离造成的损失。

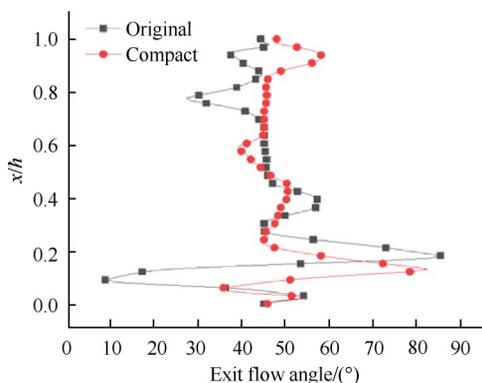


Fig. 7 Exit flow angle of transition section along the blade height

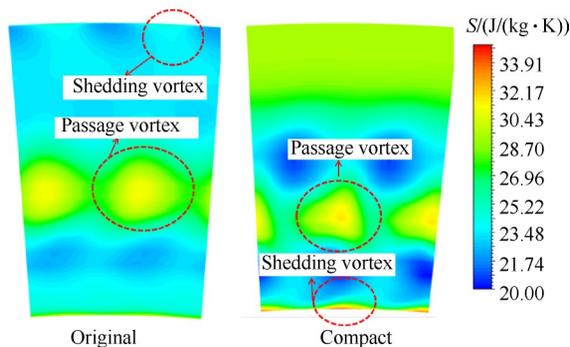


Fig. 8 Exit entropy increase of transition section

采用紧凑型过渡段后,总体性能参数对比见表3。本文的涡轮效率用1减去静叶、动叶和过渡段的总压损失之和得出。由表3可知采用紧凑型过渡段后整体效率降低了2.49%,缩短后的过渡段流量与原始流道的流量基本相同;过渡段缩短后膨胀比下降了0.023;比功也降低了8.15kJ/kg,做功能力稍有降低;功率降低了0.603MW。此外,采用紧凑型过渡段后并没有达到理论上的预期结果,初步分析造成涡轮性能下降的原因是过渡段缩短后,扩张角增加造成过渡段内气体分离增大,导致气动性能下降。

Table 3 Comparison of aerodynamic performance at transition section after modification

Parameter	Efficiency/ %	Mass flow/ (kg/s)	Specific energy/ (kJ/kg)	Power/ MW
Original	68.81	73.18	168.16	12.31
Compact	66.32	73.14	160.01	11.70

3.2 紧凑型过渡段静叶端区正交化设置

本文以紧凑型过渡段涡轮静叶为基准,采用商业软件NUMECA中AutoBlade软件包对原始叶型进行积叠线重新设计,本研究中遵循的定理如图9所示。本文设计是在原型的基础上进行的,对原型叶片模型进行参数化处理,并沿静叶前缘线进行积叠,叶片的径向积叠规律采用AutoBlade模块中的Bezier-Line-Bezier模式修改切向掠积叠线。图9中纵坐标表示叶高的无量纲变化,其中系数 e 为0.3,表示叶型在叶高方向上30%改变,设置 t 为0.5, $t \times e$ 表示切线相交位置,保证弯曲的弧线圆滑,有利于流动性能改善。端区正交化通过调整 α_1 角度实现,使 $\alpha_1 = 90^\circ$ 分别进行原型、正交化叶型计算。图10给出了原型和正交化叶型的直观三维显示。

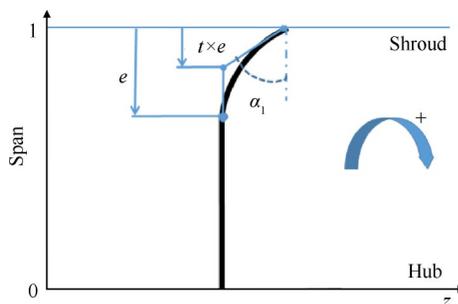


Fig. 9 Parameters of orthogonal design

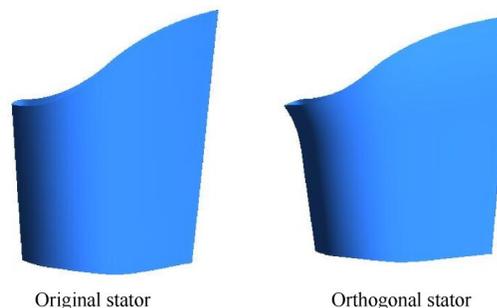


Fig. 10 Original stator and orthogonal design stator

3.3 紧凑型过渡段正交化结果分析

首先讨论上端壁正交化对静叶上端部流场的影响。图11给出了静叶95%叶高的静压分布。从图11中可以看出,正交化叶型端壁处的吸力面和压力面的压力分布相较于原始叶型得到了很好的优化。在原型叶片中,在距叶片不远处的吸力面上就形成了一个比较大的分离涡和一个小的分离涡,由于这个大的低能流体通道涡的存在,原始叶型的吸力面上很早便形成了较大的逆压梯度,而在正交涡轮中,这个位置是流动平稳的高能流体。在吸力面下游,原始叶型有一个很明显的通道涡,而且在尾缘及尾缘

后的流体能量较高,形成一段逆压梯度;而正交涡轮尾缘及尾缘后的流体能量较低,使得正交涡轮的吸力面形成流动平稳的正压梯度。在压力面,正交化叶型前缘部分的压力明显提高,降低了压力面的逆压梯度造成的损失,促进了上端壁的合理流动。

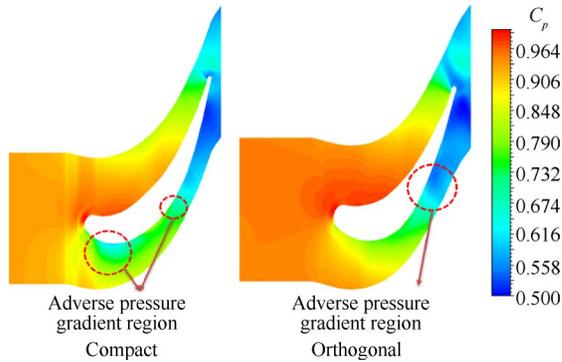


Fig. 11 C_p distribution of compact stator and orthogonal design stator at 0.95 span

正交化设计对静叶通道涡的影响可以由旋涡系统直观显示,本文选用 Q 准则方法识别旋涡中心并显示涡核位置。在 Meng 等^[16]的论文中将涡核定义为一个连通区域,表达式为

$$Q = -\frac{1}{2} u_{ij} u_{ij} \frac{1}{2} (\|\Omega\|^2 - \|M\|^2) \quad (2)$$

式中 Ω 和 M 是旋转和应变张量, Q 为正值时旋转是主导,克服应变和剪切。图 12 给出正交化设计叶片和原始叶片吸力侧涡量分布及其引起的熵增。正交化设计叶片的上通道涡位置沿上端壁后移且强度略有增加,下通道涡位置和强度基本无变化。相对于原始叶型,正交化设计叶片上通道涡的位置变化促使静叶吸力侧中后部半叶高位置处的熵增范围明显减小,且熵增沿着叶高向通道涡聚拢,仅在临近尾缘位置出现明显的高熵增。综上所述,正交化设计叶片 95% 叶高处叶片前缘位置分离涡消失的原因是

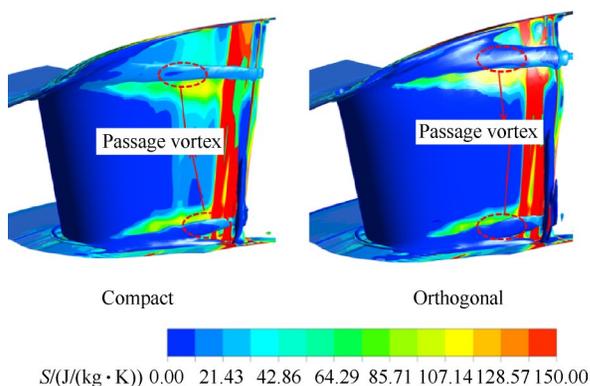


Fig. 12 Entropy increase of stator

通道涡后移,并且正交化设计叶片使静叶中后部熵增分布更为均匀,流体流动更为平稳。

进一步分析通道涡的影响,图 13 给出了静叶出口熵增情况。首先,由于静叶不需要像动叶一样为旋转留出顶部间隙,所以出口熵增比动叶小,熵增是由于出口处有两个明显的通道涡损失和脱落涡损失造成的。可以看到,静叶出口有两个明显的通道涡,比较原始叶型出口和正交化叶型出口,正交化涡轮的通道涡更接近相对叶高 20% 和 70% 处,通道涡的大小基本没有变化,通过出口处熵增情况看出,脱落涡的熵增明显下降,证明正交化设计可以有效降低脱落涡的流动损失。正交化叶片下方通道涡的熵增与原始叶片相比有所增加。因此可以看出,叶片正交化在静叶出口处主要减小了上端壁处的损失。

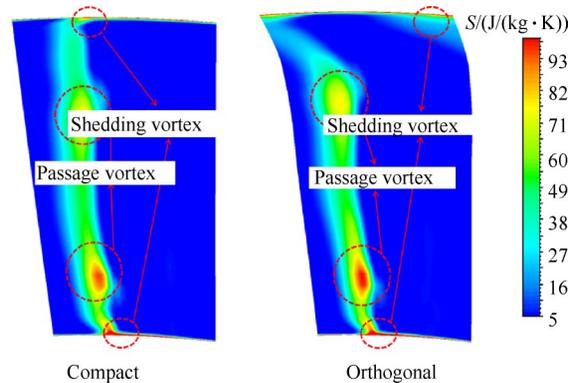


Fig. 13 Entropy increase of stator exit

为进一步探讨静叶出口的熵增情况,对静叶出口熵增进行量化分析。观察图 14,静叶出口熵增主要分布在 0.2 和 0.7 叶高位置。采用正交化设计的叶片的上通道涡强度略大于紧凑化设计的涡轮静叶出口熵增,并且上通道涡沿叶高方向上移与图 12 通道涡的分布吻合。临近端壁处的正交化设计叶片熵增小于原始静叶熵增。总体上看,正交化设计使得熵增在上下通道涡处的分布更加均匀。

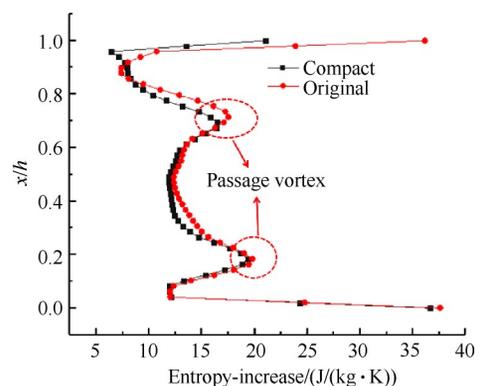


Fig. 14 Entropy increases at the stator exit

静叶出口气流角对下一级的动叶气动性能起到关键性作用。因此,图15是静叶出口气流角的径向分布。从图15中可以看出,从叶根到20%叶高处,气流角基本相同;从20%叶高到70%叶高处,正交化叶型出口气流角减小,从70%叶高到叶顶处,正交化叶型出气角比原始叶型大。通过图13中熵增云图中可以看出,在出口,叶栅的中间部分有两个明显的通道涡,由于通道涡的存在,气流不能充分偏转,造成原型在此位置较正交化叶型气流角偏大。叶片的正交化影响了叶片顶端到80%叶高处的出口气流角,叶顶到80%叶高位置出气角增幅比较大,但是正交化叶型中部气流角减小说明中间部分的通道涡强度减弱,降低了静叶的流动损失。顶部出气角增加虽然会造成静叶的通道涡增大,增加静叶的损失,但是从整体来看,静叶的正交化设计能够有效降低因抬高过渡段带来的总压损失系数的增加。

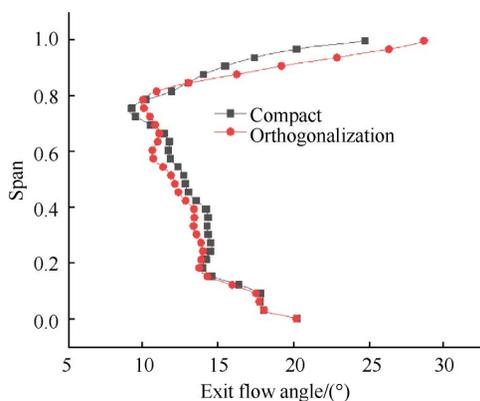


Fig. 15 Exit flow angle of stator along different span

图16给出了优化前后涡轮过渡段中静压系数沿流向的变化。横轴为涡轮过渡段沿轴向的相对弦长,纵轴表示压力系数。从图中可以看出,当低压涡轮静叶采用原始叶型时轴向位置10%到20%,45%到60%位置几乎没有扩压过程,从而导致后半段过渡段扩压效果降低,流动不充分,损失增加;当低压涡轮静叶采用正交化设计后,过渡段的静压系数沿轴向均匀增加,而且从60%轴向位置开始,采用正交化设计的过渡段静压系数要大于采用原始叶型的过渡段,可以预测采用正交化设计的涡轮过渡段末端流体的流动情况要优于使用原始叶型的涡轮过渡段。采用原始叶型的涡轮由于过渡段后半段扩压能力较低,容易发生分离,造成损失比较大。

采用紧凑型过渡段会对下游进口条件产生相应的影响,为了讨论这种影响,图17给出了正交化设计前后过渡段出口处气流角沿径向分布。其中,横轴

为过渡段出气角,纵轴表示径向相对高度。从图17可以看出,采用正交化叶型后,过渡段出气角的优化效果非常明显,首先,相对叶高10%到30%部分正交化叶片出气角略微减小,30%到50%相对叶高,正交化叶片出气角比原始叶片大;从50%相对叶高到顶部,正交化叶片的出气角比原始叶片更均匀更接近轴向。所以,从整体来看,正交化设计使过渡段出口气流更接近轴向,进一步降低因为掺混造成的流动损失,改善下游动力涡轮的进气条件,有利于提高涡轮整体的气动性能。对比图16的静压系数变化趋势,说明掺混损失的降低是出口总压损失降低的重要原因之一。

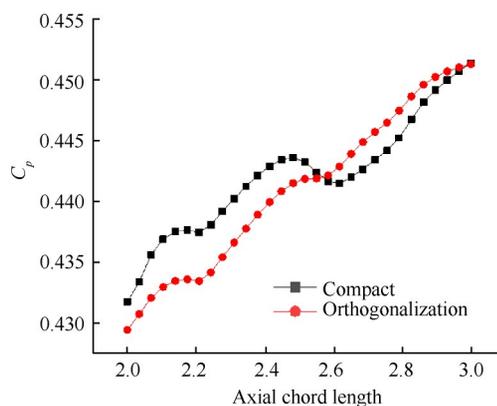


Fig. 16 C_p distribution along the flow direction at transition section

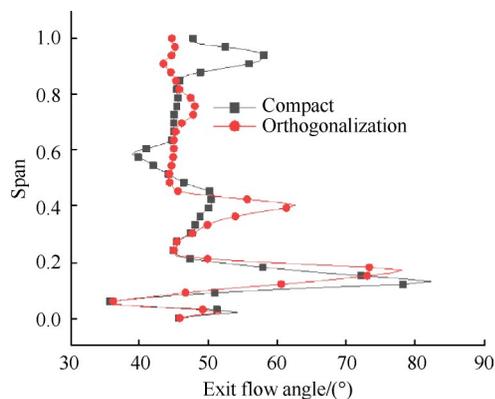


Fig. 17 Exit flow angle along different span at transition section

进一步探讨正交化设计前后对过渡段的影响,图18中给出了正交化前后紧凑型过渡段进口熵增分布情况。通过图18可以看出,原始叶型设计过渡段存在上下通道涡和泄漏涡。而正交化设计使上通道涡的强度降低,所引起的熵增区域明显缩小。同时来自上游涡轮动叶叶顶间隙的泄露涡强度降低。大体上讲,正交化设计可以有效地降低过渡段进口熵增,这对减少过渡段压力损失具有积极作用。图19给出

了正交化前后紧凑型过渡段出口的熵增分布情况。通过图19可以看出,采用原始叶型时,过渡段出口上端有一个损失比较大的熵增区,而采用正交化叶型后的过渡段出口上端的熵增明显降低,说明采用正交化叶型后,过渡段出口上端的高能流体明显减少,进而也能解释过渡段出口损失减少,总压损失系数降低的原因。同时,采用正交化叶型后,过渡段出口中部熵虽然有所增加,但是通过图16可以发现,采用正交化叶型后,过渡段出口熵分布比采用原始叶型的过渡段出口熵分布更加均匀,说明采用正交化后出口流体能量分布更加均匀,正交化叶型改善了过渡段流道中流体的流动,使过渡段中流体能量分布更加均匀。使用原始叶型熵增较大的原因初步分析是靠近过渡段出口的流道转角处流体分离严重,导致上端流体能量损失严重。

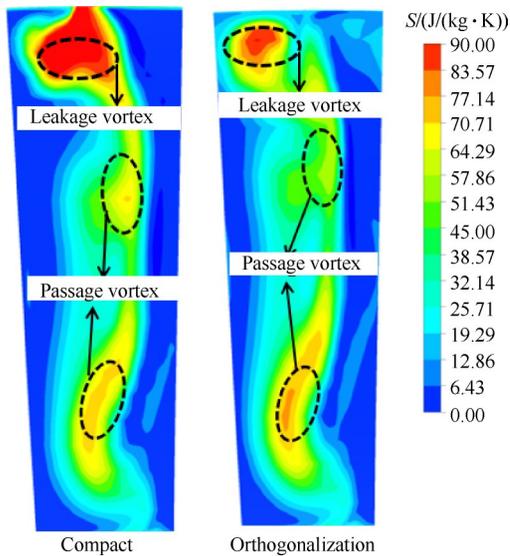


Fig. 18 Entropy increase distribution at the inlet of transition section

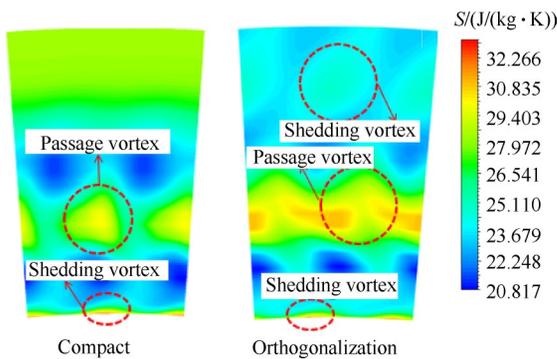


Fig. 19 Entropy increase distribution at the exit of transition section

图20给出了正交化前后过渡段出口总压损失系数沿叶高的分布情况。黑色线代表叶片正交化前过

渡段出口总压损失系数沿叶高的分布;红色线代表叶片正交化后过渡段出口总压损失系数沿叶高的分布。其中,横轴是总压损失系数,纵轴是过渡段径向位置的百分比。从图中可以清晰地看出正交化之前,过渡段出口总压损失系数在0.56~0.58,叶片正交化设计后,过渡段出口总压损失系数整体下降至0.47~0.49。过渡段出口总压损失系数降低,故过渡段出口总损失降低,超紧凑过渡段的性能得到比较大的提升。

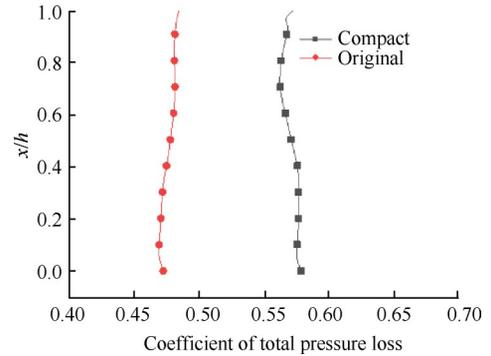


Fig. 20 Total pressure loss at transition section exit along the blade height

图21为靠近紧凑型过渡段出口转角处A₂截面的熵分布。通过左图可以看出,采用原始叶型流道上方存在能量比较高的高能流体,说明由于缩短过渡段,靠近出口处的转角角度过大,造成了严重的分离现象;采用正交化叶型后,通过右图可以看出,转角处流道上方的流体能量明显下降,这说明采用正交化叶型后有效地抑制了采用原始叶型时过渡段出口处严重的分离现象。

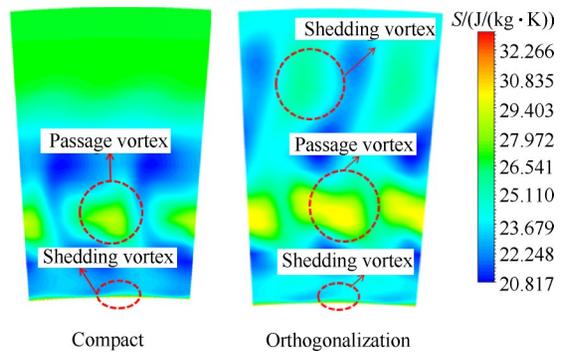


Fig. 21 Entropy distribution at A₂ face of the compact and orthogonalization

表4给出的是数值计算的总体结果。从表4中可以看出,紧凑型过渡段采用正交化叶型前后,流量相比有所增加,正交化过渡段的流量提高了0.12%,流量的变化可以忽略不计。在此情况下,正交化后过渡段涡轮效率较参数化叶型增加了1.32%,提升了2.0%;正交化过渡段涡轮的膨胀比相比于原始叶型

增加了0.017,膨胀比提升了0.79%;正交化过渡段涡轮比功增加了4.769kJ/kg,较原始化叶型提升了2.99%;功率方面,正交化过渡段涡轮功率达到了

12.049MW,较原始叶型增加了0.363MW,提升幅度达到了3.1%。所以正交化设计使涡轮的总体性能得到提升,做功能力增强。

Table 4 Comparison of performance parameters between compact and orthogonalization at transition section

Parameter	Efficiency/%	Mass flow/(kg/s)	Specific energy/(kJ/kg)	Power/MW
Compact	66.27	73.149	159.75	11.686
Orthogonalization	67.59	73.237	164.52	12.049

4 结 论

采用三维数值求解方法,对大子午扩张紧凑型过渡段进行详细的气动分析,并讨论了静叶正交化设计对紧凑型过渡段整体性能的影响,得出以下结论:

(1)紧凑型过渡段采用正交化设计后,进出口平均流量的变化可以忽略不计,整体效率提升1.32%,同时比功和功率也有所提高。

(2)正交化涡轮静叶片加载均匀,流动得到优化,压力分布更加合理;端区流动损失减小,正交化叶型后,通道涡的位置后移,降低叶片吸力侧前缘损失,半叶高处吸力侧熵增区域向通道涡聚拢,吸力侧熵增范围减小,在一定程度上减少了端壁因气流分离造成的损失。

(3)采用正交化后,紧凑型过渡段的静压系数沿轴向均匀增加;出气角接近轴向,改善了下游动力涡轮的进气条件;紧凑过渡段进口泄漏漏导致的熵增明显减小,出口总压损失和熵增均有所下降。

致 谢:感谢国家自然科学基金和航空动力基金的资助。

参考文献

- [1] Norris G, Dominy R G. Diffusion Rate Influences on Inter-Turbine Diffusers[J]. *Journal of Power and Energy*, 1997, 211(3): 235-242.
- [2] Norris G, Dominy R G, Smith A D. Strut Influences Within a Diffusing Annular S-Shaped Duct[R]. *ASME 98-GT-425*.
- [3] Giel P W. NASA/GE Highly-Loaded Turbine Research Program [C]. *Cleveland: AIAA Turbine Engine Testing Working Group Meeting*, 2008.
- [4] Gunaraj J, Hanson D, Hayes J, et al. A Comparison of Two Fan Stage Designs with Different Rotor Leading Edge Sweep[R]. *ASME GT 2014-27218*.
- [5] 唐洪飞, 颜培刚, 黄洪雁, 等. 大子午扩张涡轮的分离控制[J]. *航空学报*, 2009, 30(5): 825-831.
- [6] 唐洪飞, 黄洪雁, 韩万金. 大子午扩张涡轮过渡段的子午型线[J]. *推进技术*, 2009, 30(4): 439-445.
- (TANG Hong-fei, HUANG Hong-yan, HAN Wan-jin. Meridional Passage Contour of a Large Meridional Expansion Turbine [J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2009, 30(4): 439-445.)
- [7] 周恩来. 大子午扩张涡轮正交化设计及性能分析[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2016.
- [8] 孟福生, 高 杰, 郑 群, 等. 大子午扩张涡轮端区的流动传热及端区正弯效果的数值研究[J]. *推进技术*, 2019, 40(6): 1247-1255. (MENG Fu-sheng, GAO Jie, ZHENG Qun, et al. Numerical Study on Flow Heat Transfer and Positive Bending Effect in End Zone of Large Meridian Expansion Turbine[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2019, 40(6): 1247-1255.)
- [9] Wang Z Q, Lai S K, Xu W Y. Aerodynamic Calculation of Turbine Stator Cascades with Curvilinear Leaned Blades and Some Experimental Results [C]. *Bangalore: Symposium Paper of 5th ISABE*, 1981.
- [10] Verelst D R, Larsen T J. Load Consequences when Sweeping Blades—A Case Study of a 5MW Pitch Controlled Wind Turbine [R]. *Roskilde: Danmarks Tekniske Universitet, Risø Nationallaboratoriet for Bæredygtig Energi*, 2010.
- [11] Montomoli F, Adami P, Martelli F. A Fat-Volume Method for the Conjugate Heat Transfer in Film Cooling Devices [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 2009, 223(A2).
- [12] Balasubramanian R, Barrows S, Chen J. Investigation of Shear-Stress Transport Turbulence Model for Turbomachinery Applications [C]. *Reno: 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, 2008.
- [13] Zuckerman N, Lior N. Impingement Heat Transfer: Correlations and Numerical Modeling [J]. *Journal of Heat Transfer*, 2005, 127(5): 544-552.
- [14] Luo J, Razinsky E H, Moon H K. Three-Dimensional RANS Prediction of Gas-Side Heat Transfer Coefficients on Turbine Blade and Endwall [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2).
- [15] Qureshi I, Smith A D, Povey T. HP Vane Aerodynamics and Heat Transfer in the Presence of Aggressive Inlet Swirl [J]. *Journal of Turbomachinery*, 2013, 135(2).
- [16] Meng Fu-Sheng, Gao Jie, Zheng Qun, et al. Effect of Tip Clearance on Flow Field and Heat Transfer Characteristics in a Large Meridional Expansion Turbine [J]. *Energies*, 2019, 12(1).

(编辑:史亚红)