

DOI: 10.19666/j.rlfed.202212288

二氧化碳和水蒸气在叶栅通道内的 流动特性对比

杨国英¹, 邓清华¹, 徐伯洲¹, 张永海², 李军¹, 丰镇平¹

(1.西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049;

2.西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054)

[摘要] 为探究二氧化碳和水蒸气工质在透平叶栅中损失特性的异同, 采用数值方法研究了2种工质在轴流透平静叶栅以及级内的流动特性, 获得了亚音速条件下透平级高效运行的最佳马赫数。结果表明: 随着马赫数增大, 流动损失先增大后减小; 当马赫数较低时, 扩压段范围较大且易回流, 使得壁面边界层增厚并分离, 总体流动损失增大; 当马赫数较高时, 通道内二次流强度较大, 且在叶片尾缘附近产生激波, 其流动损失主要源于二次流和激波; 与水蒸气相比, 二氧化碳的动力黏度略大, 密度约是水蒸气的2倍, 在相同马赫数时其主流速度较低, 边界层较厚, 因此在马赫数较低时其壁面摩擦损失较大, 总体损失较大; 马赫数低于0.30时, 以二氧化碳为工质的透平级总总等熵效率较低, 马赫数高于0.50时, 二氧化碳的效率略高于水蒸气; 在叶型最佳出口马赫数约为0.60时, 2种介质在级环境下的总总等熵效率均达到最高。该研究结果将为进一步提高水蒸气和二氧化碳轴流透平的设计水平以及深入理解不同介质在透平级内的流动特性提供参考。

[关键词] 水蒸气; 二氧化碳; 透平级; 马赫数; 流动特性

[引用本文格式] 杨国英, 邓清华, 徐伯洲, 等. 二氧化碳和水蒸气在叶栅通道内的流动特性对比[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 52-62. YANG Guoying, DENG Qinghua, XU Bozhou, et al. Comparative study of flow characteristics between carbon dioxide and steam in cascade passage[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 52-62.

Comparative study of flow characteristics between carbon dioxide and steam in cascade passage

YANG Guoying¹, DENG Qinghua¹, XU Bozhou¹, ZHANG Yonghai², LI Jun¹, FENG Zhenping¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;

2. Xi'an Thermal Power Research Institute Co. Ltd., Xi'an 710054, China)

Abstract: In order to explore the similarities and differences of the loss characteristics of carbon dioxide and steam in turbine cascades, the flow characteristics of the two kinds of working fluids in stator cascade and stage were studied by numerical methods. And the optimal Mach number for efficient operation of turbine stage under subsonic condition was obtained. The results show that with the increase of Mach number, the flow loss first increases and then decreases. When the Mach number is lower, the diffuser has a large range and is easy to backflow, which makes the wall boundary layer thicken and separate, and increases the overall flow loss. When the Mach number is higher, the strength of the secondary vortex in passage is larger, and the shock wave will be generated near the trailing edge of blades. The reason for the larger flow loss is the secondary flow and shock wave. Compared with steam, the dynamic viscosity of carbon dioxide is slightly higher, and its density is about twice that of steam. Under the same Mach number condition, the mainstream velocity is lower, the boundary layer is thicker, and the overall loss is larger. When the Mach number is lower than 0.30, the total-total efficiency of turbine stages with carbon dioxide is

收稿日期: 2022-12-09 网络首发日期: 2023-04-27

基金项目: 国家自然科学基金联合基金资助项目(U20A20303); 国家重点研发计划资助项目(2017YFB0601804)

Supported by: National Natural Science Foundation of China (U20A20303); National Key Research and Development Program of China (2017YFB0601804)

第一作者简介: 杨国英(1997), 男, 博士研究生, 主要研究方向为超临界二氧化碳轴流透平优化设计, gyyang_xjtu@outlook.com。

通信作者简介: 邓清华(1975), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为叶轮机械气动热力学, qhdeng@mail.xjtu.edu.cn。

lower. While the Mach number is higher than 0.50, the efficiency of carbon dioxide is slightly higher than that of steam. When the optimal outlet Mach number of blade is about 0.60, the efficiency of both is the highest. The research results will provide a reference for further improving the design level for axial flow turbines of steam and carbon dioxide, and further understanding the loss characteristics of different medium in turbine stage.

Key words: steam; carbon dioxide; turbine stage; Mach number; flow characteristics

汽轮机是目前火电、核电以及太阳能热发电等系统中的核心动力设备^[1],其发展起步较早,内部流动特性的数值以及实验研究已经相当深入^[2-5]。提高进汽压力和温度是提升汽轮机效率和功率的有效措施,其进汽参数目前已提高到超临界和超超临界参数,如一些大型超超临界机组,二次再热温度达到 600~630 °C,压力达到 31~35 MPa^[6]。不仅如此,美国、日本、欧洲以及中国的一些科研人员正着力研发 700 °C 超超临界汽轮机^[7]。过高的进汽参数使得汽轮机级数增加,总体尺寸也会过大,为了减小级数,常采用高负荷叶片,这就使得每级出口的马赫数较高,一般 0.8 左右,甚至更高。

二氧化碳具有较低的临界温度,较适中的临界压力,而且密度大、黏性低^[8]。早在 20 世纪 60 年代,Angelino^[9]和 Feher^[10]就发现了以二氧化碳为工质的热力循环可以大幅减小部件尺寸,并提高循环效率。随着科学技术的发展,在火电、核电以及太阳能热发电等系统中,超临界二氧化碳(S-CO₂)动力循环逐步从实验室原理样机试制阶段走向工业示范^[11-14]。

透平为 S-CO₂ 布雷顿循环的关键部件,近些年受到了国内外学者的广泛关注。徐前^[15]利用计算流体力学软件模拟了一个直叶片透平级内的流动状况,发现损失较大的位置为静、动叶尾缘处,且动叶内的损失大于静叶内的损失。Peng 等人^[16]分别采用 CFturbo 和 ANSYS/CFX 软件进行设计和数值模拟了不同轴流透平结构在设计工况和变工况下的流速、应力状况。结果表明,轴流透平转速、进口温度、质量流量对透平内流场分布有不同的影响。韩万龙等^[17]研究了 S-CO₂ 透平叶栅端壁附近分层流动现象,采用数值模拟方法展示了端壁附近不同周向和轴向截面上的流场细节,揭示了 S-CO₂ 透平叶栅端壁附近流体分层流动的机理。Ying 等人^[18]采用三维瞬态黏性流动模拟方法研究了一台百千瓦级 S-CO₂ 轴流透平的流动状况,发现 S-CO₂ 透平的展弦比和叶顶间隙等几何参数对涡流流型有显著影响。王智等^[19]通过数值模拟研究了压比、进口总温和转速对透平流量、效率以及功率的影响,结果表明,对透平效率影响最大的是压比,转速变化的

影响次之,入口总温对于透平的效率影响较小。

透平效率与流动特性直接相关,研究其内部流动损失机制,对于透平设计优化具有重要意义。Denton^[20]讨论了透平损失的来源和影响,指出透平上下端壁附近存在着复杂的涡系结构,是损失的主要来源之一。Han 等人^[21]利用商用软件 CFX 对叶栅通道内的二次流和旋涡结构进行了数值研究。采用无量纲涡度分析方法研究了高压静叶栅对数层和粘性底层的流动特性。给出并分析了新的旋涡结构和旋涡的形成机理。AbdElDayem 等人^[22]采用多种湍流模型研究了使用 S-CO₂ 基混合物运行的轴流透平级的详细损失,不同湍流模型间的比较表明,在质量流量、功率输出和叶片载荷方面存在微小偏差,而在损失系数和反动度方面存在显著偏差。其还指出, $k-\varepsilon$ 模型给出了最高的损耗系数和最低的等熵效率,而大多数雷诺应力模型给出了较高的效率和较低的损耗系数。Salah 等人^[23]以空气、有机朗肯循环(ORC)和 S-CO₂ 透平的 3 个不同案例探索不同损失模型(即 Dunham 和 Come、Kacker 和 Okapuu、Craig 和 Cox 和 Aungier)对非常规工作流体的性能预测之间的偏差,发现所选损失模型导致不同的损失预测,特别是用于预测由于所有小尺寸设计模型的间隙引起的损失。

当前火电、核电以及太阳能热发电等系统中的工质仍然是常规工质水蒸气,然而对于二氧化碳工质在透平叶栅和级中的损失特性以及与常规工质水蒸气的比较,尚无相关的文献报道。针对此问题,本文采用数值方法分别模拟了水蒸气和二氧化碳在亚音速静叶栅通道内以及在 4 个反动度为 0.5 透平级内的流动特性,分析和比较了这 2 种工质在不同出口等熵马赫数条件下的流动特性,获得了亚音速条件下透平级高效运行的最佳马赫数。

1 几何模型及数值方法

1.1 计算模型及边界条件

鉴于二氧化碳密度大、透平通流尺寸小,所选静叶栅几何模型为直叶片,根径 450 mm,叶高为 20 mm,型线如图 1 所示,几何参数见表 1。基于不同出口马赫数透平级叶片的损失状况,本文采用相

同静叶栅型线, 通过调整动叶栅型线, 保证静叶和动叶出口马赫数一致, 反动度为 0.5。

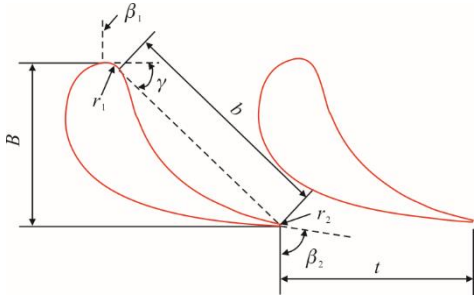


图 1 叶型参数
Fig.1 Blade geometry parameters

进口条件根据透平真实运行工况中的进口条件确定, 具体见表 2。出口给定静压, 使出口等熵马赫数在 0.2~1.0 范围内变化。二氧化碳工质最低出口压力为 8.21 MPa, 均处于超临界状态。

表 1 叶型几何参数
Tab.1 Blade geometry parameters

项目	数值
进口几何角 $\beta_1/(\circ)$	0
出口几何角 $\beta_2/(\circ)$	80.00
安装角 $\gamma/(\circ)$	45.28
弦长 b/mm	21.73
轴向弦长 B/mm	15.00
前缘半径 r_1/mm	2.50
尾缘半径 r_2/mm	0.25
节距 t/mm	17.57

表 2 数值计算边界条件
Tab.2 Boundary conditions of numerical calculation

项目	数值	
高压条件	进口总温/K	873.15
	进口总压/MPa	28.00
低压条件	进口总温/K	840.00
	进口总压/MPa	22.00

主要采用的数值计算软件为计算流体力学软件 NUMECA FINE/Turbo, 利用多重网格技术以及隐式残差光滑方法加速收敛, 扩散项空间差分格式为中心差分, 对流项为二阶迎风格式, 时间项的求解采用四阶龙格库塔法 (Runge-Kutta)。单通道定常计算, 壁面边界条件为无滑移绝热条件, 流体计算域两侧边界条件为旋转周期条件。

计算时, 水蒸气和二氧化碳工质均采用实际气体模型, 物性数据来自于 NIST Refprop 软件。

1.2 性能及特性分析方法

在静叶栅通道内, 采用流动效率表征总体流动

状况, 其定义如下:

$$\eta = \frac{h_1^* - h_1}{h_0^* - h_{1s}} \quad (1)$$

式中: h_1^* 为出口总比焓, kJ/kg; h_1 为出口静比焓, kJ/kg; h_0^* 为进口总比焓, kJ/kg; h_{1s} 为出口等熵比焓, kJ/kg。

在级或整机环境下, 采用总总等熵效率 (简称总总效率) 表征工质在叶栅通道中的能量转换效率, 其定义如下:

$$\eta_{it} = \frac{h_0^* - h_2^*}{h_0^* - h_{2s}^*} \quad (2)$$

式中: h_2^* 为出口总比焓, kJ/kg; h_{2s}^* 为出口等熵总比焓, kJ/kg。

采用总压恢复系数表征透平级内静叶流动损失, 总压恢复系数越小, 说明总压损失越大, 其定义如下:

$$\varepsilon = \frac{P_{\text{local},t} - P_{1s}}{P_0^* - P_{1s}} \quad (3)$$

式中: $p_{\text{local},t}$ 为当地总压, Pa; p_{1s} 为出口静压, Pa; P_0^* 为进口总压, Pa。

叶栅通道内存在着复杂的涡系, 是导致损失的原因之一。通过计算涡量以了解旋涡的强度和范围, 流向涡是本文关注点, 文中无量纲流向涡定义如下:

$$\omega_z = \frac{H}{U_0} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (4)$$

式中: H 为叶高, m; U_0 为来流速度, m/s; u 为 x 方向速度分量, m/s; v 为 y 方向速度分量, m/s。

1.3 网格无关性验证

本文采用 GCI^[24]方法进行网格无关性验证。GCI 方法的基本思路是选取 3 套尺寸相差较大的网格 (尺寸比例 $r=h_{\text{coarse}}/h_{\text{fine}}>1.30$, 其中 h_{coarse} 为较粗网格高度, h_{fine} 为较密网格高度) 计算目标变量值, 利用 3 种网格计算出来的结果递推出外推值, 然后计算外推值与最密网格结果的偏差, 如果偏差在一定范围内 (低于 10%), 则网格无关性验证完成。

以静叶栅为例, 采用 HOH 型结构化网格平剖分计算域, 距离壁面第 1 层网格厚度设置为 8×10^{-4} mm, y^+ 值约为 1, 满足本文采用的 SST $k-\omega$ 模型要求。对网格按照 $r=1.31$ 的比例进行加密, 计算网格如图 2 所示。网格数分别为 12 万、30 万和 80 万。以出口等熵马赫数为 0.5 时的高压边界条件、二氧化碳为

工质进行计算，不同网格的出口轴向速度沿叶高分布如图 3 所示。由图 3 可知，外推值与 80 万网格的计算结果比较接近，除上下端壁附近，曲线基本重合。不同网格出口轴向速度最大误差见表 3（记 12 万网格为 1，30 万网格为 2，80 万网格为 3），无论是外推值还是 GCI 值，最大误差均小于 10%。综上可知，用 80 万网格计算可得网格无关解。最终选用的网格数量相较于一般的叶栅流动（50 万左右）较多，主要原因是出口马赫数在 0.2~1.0 范围内变化，跨度大。当马赫数较高时，通道内流动复杂程度就会较高，需要相对较多的网格节点数来捕捉复杂的流动状况。

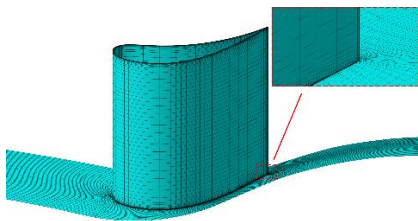


图 2 计算网格
Fig.2 Calculation mesh

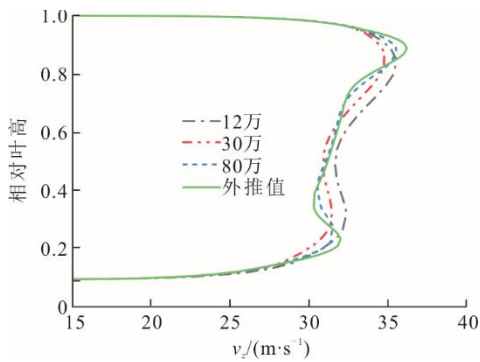


图 3 出口轴向速度沿叶高变化
Fig.3 Outlet axial velocity along blade height

表 3 不同网格出口轴向速度最大误差
Tab.3 Maximum error of axial velocity at outlet of different grids

误差	最大值/%	
	网格 2→网格 1	网格 3→网格 2
近似相对误差 e_a	9.21	9.54
外推相对误差 e_{ext}	8.32	8.63
密网格收敛指数 GCI_{ext}	9.06	9.25

为了进一步验证网格无关性，增加 60 万和 120 万 2 套网格。不同网格节点数下的出口轴向速度沿叶高分布如图 4 所示。由图 4 可知，当网格数达到 60 万以上时，出口速度基本趋于一致，但是 10% 和 90% 相对叶高附近，60 万网格的计算结果与 80 万和 120 万网格差别较大，而 80 万网格和 120 万网格差

别较小，最大相对误差仅为 0.7%，因此可以同样得出结论，80 万网格计算可得网格无关解。

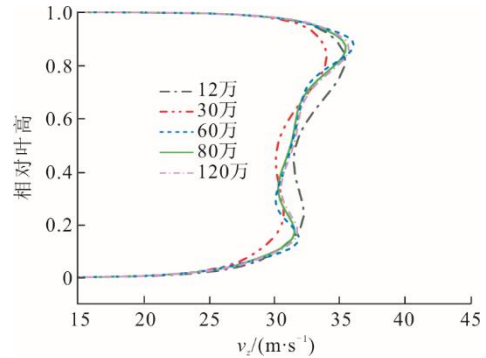


图 4 不同网格节点数对出口轴向速度影响
Fig.4 Effect of grid number on outlet axial velocity

1.4 湍流模型验证

基于文献[25]中静叶栅 0.9 相对叶高处的静压系数实验数据，验证 S-A、 $k-\epsilon$ Yang-Shih、V2F、SST $k-\omega$ 4 种湍流模型的预测精度，其结果如图 5 所示。其中静压系数定义为：

$$C_p = \frac{P_{local,s} - P_{1s}}{P_0 - P_{1s}} \quad (5)$$

式中： $p_{local,s}$ 为当地静压，Pa。

由图 5 可以看出，4 种湍流模型计算得到的结果与实验数据均有一定的偏差，但是偏差也均较小。相对而言，SST $k-\omega$ 模型得到的结果与实验值吻合得最好，可以判断出采用 SST $k-\omega$ 模型可以较为准确地模拟叶栅内部流场。

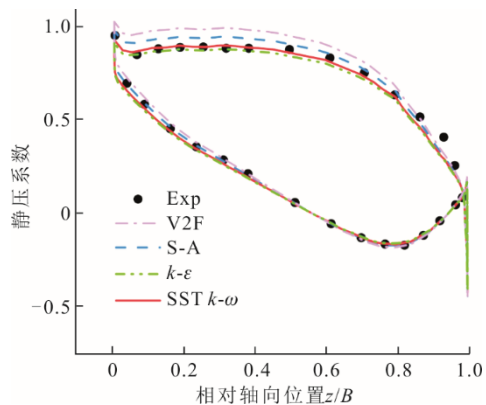


图 5 某叶高处叶片静压系数数值结果与实验结果对比
Fig.5 Comparison between numerical and experimental results of static pressure coefficient at one blade height

为进一步验证湍流模型的适用性，基于本文的静叶栅模型，在不同湍流模型下验证其静压系数分布曲线，结果如图 6 所示。可以看出，4 种湍流模型计算得到的结果相差较小。与前文类似的是，V2F

模型和 S-A 模型计算得到的结果与 SST $k-\omega$ 模型相比偏大, $k-\varepsilon$ 模型的结果偏小。因此, 结合图 5 和图 6, 本文选用 SST $k-\omega$ 模型进行数值模拟计算。

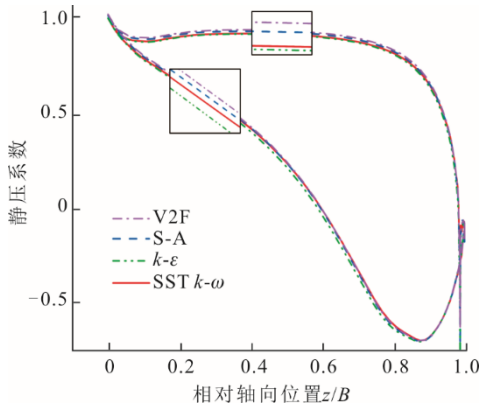
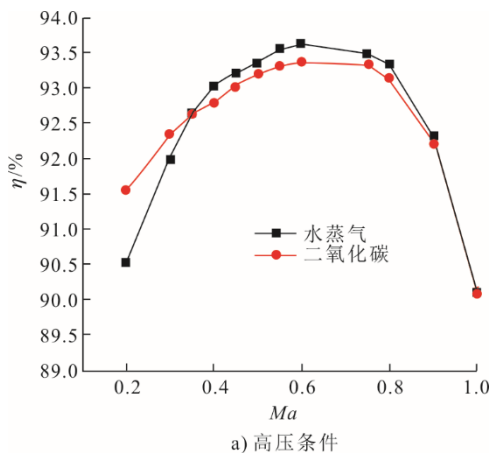


图 6 90%叶高处叶片静压系数数值结果对比
Fig.6 Comparison between numerical results of static pressure coefficient at 90% blade height

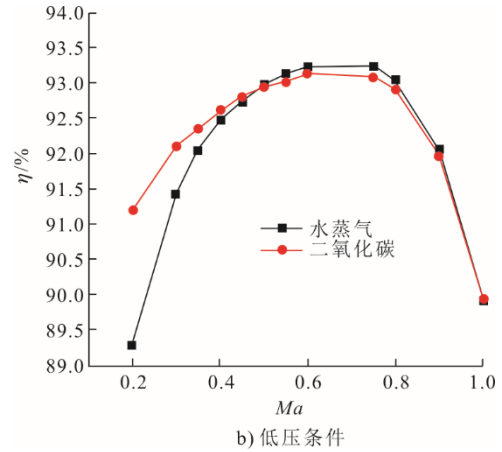
2 计算结果及分析

2.1 单个叶栅通道

本文首先研究了水蒸气和二氧化碳在静叶栅通道内的流动特性, 静叶流动效率随马赫数变化如图 7 所示。图 7a)和图 7b)分别为高、低压条件下的结果。由图 7 可以看出: 无论是高压条件还是低压条件, 随着出口等熵马赫数由 0.20 逐渐增大, 水蒸气和二氧化碳的流动效率均是先增大后减小, 至 0.60Ma 左右流动效率达到最高; 当马赫数较低时(高压条件马赫数低于 0.35, 低压条件马赫数低于 0.55), 水蒸气流动效率曲线变化较为平缓且高于二氧化碳流动效率, 说明相较于水蒸气, 二氧化碳为工质时对于马赫数的适应性较差; 马赫数较高时, 二氧化碳流动效率略高于水蒸气流动效率。总体来看, 水蒸气和二氧化碳最佳出口马赫数为 0.60 左右。



a) 高压条件



b) 低压条件

图 7 流动效率随马赫数变化
Fig.7 Variation of flow efficiency with Mach number

表 4 给出了水蒸气和二氧化碳工质的主要特征参数的对比, 在本文计算条件下二氧化碳动力黏度略大, 密度约是水蒸气的 2 倍。

表 4 主要特征参数
Tab.4 Main characteristic parameters

工质	边界	等熵马赫数	密度/(kg·m ⁻³)	动力黏度/(μPa·s ⁻¹)
高压条件	二氧化碳	进口	160.32	39.94
		0.2	157.09	39.73
		出口 0.6	134.76	38.23
	水蒸气	0.9	110.07	36.50
		进口	80.60	34.95
		0.2	78.98	34.66
	水蒸气	出口 0.6	67.65	32.51
		0.9	55.08	29.90
		低压条件	二氧化碳	进口
0.2	130.61			38.02
出口 0.6	111.98			36.71
水蒸气	0.9		91.26	35.15
	进口		65.12	32.90
	0.2		63.84	32.64
水蒸气	出口 0.6	54.66	30.68	
	0.9	44.44	28.26	

需要说明的是, 记叶片前缘点 $z=0$, 从叶片上游到下游取 $z/B=0, 0.20, 0.40, 0.60, 0.80, 1.00$ 和 1.05 共 7 组轴向截面展示内部流场。

图 8 给出了上端壁附近总压恢复系数及三维流线变化, 图 9 为 $z/B=1.05$ 截面总压恢复系数变化。由图 8 及图 9 可以看出, 当马赫数为 0.20 时, 叶栅通道内, 端壁和叶片表面附近总压恢复系数较小, 且范围较大, 尤其是出口附近。原因是叶栅进出口压比较小, 叶片通道内的扩压段较大, 流动阻力较

大。对于端壁和叶片表面附近，扩压段易回流，使得边界层增厚并分离，边界层区域的损失较大，流动损失增大。在叶栅出口处（图 9），上下端壁附近，边界层影响区域较大，损失较大；在尾迹区，尾迹边界层脱落以及掺混所产生的复杂涡系与端壁附近的边界层相互作用，使得主流高损失区域范围增大，总体结果是流动损失较大。当马赫数增大至 0.60 时，叶栅通道内，尽管通道涡强度增大，二次流损

失增大，但扩压段较小，流动阻力小且不易产生回流，对于通道涡以及边界层的流动分离有抑制作用，边界层影响区域减小，损失减小，总体结果是流动损失较小。当马赫数增大至 0.90 时，流速高，湍流度大，流动状况较复杂，二次流范围和强度均增大，且伴随激波损失等，主流区域损失增大，整体损失较大。因此，当马赫数逐渐增大时，边界层区域的损失逐渐减小，主流损失先减小后增大。

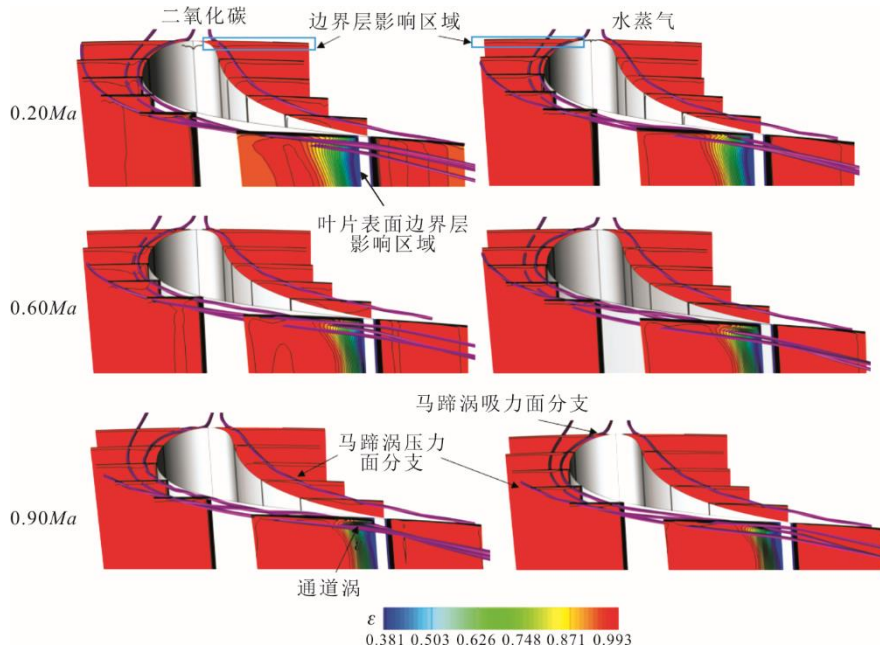


图 8 端壁附近总压恢复系数及三维流线
Fig.8 Total pressure coefficient and three-dimensional streamline near end wall

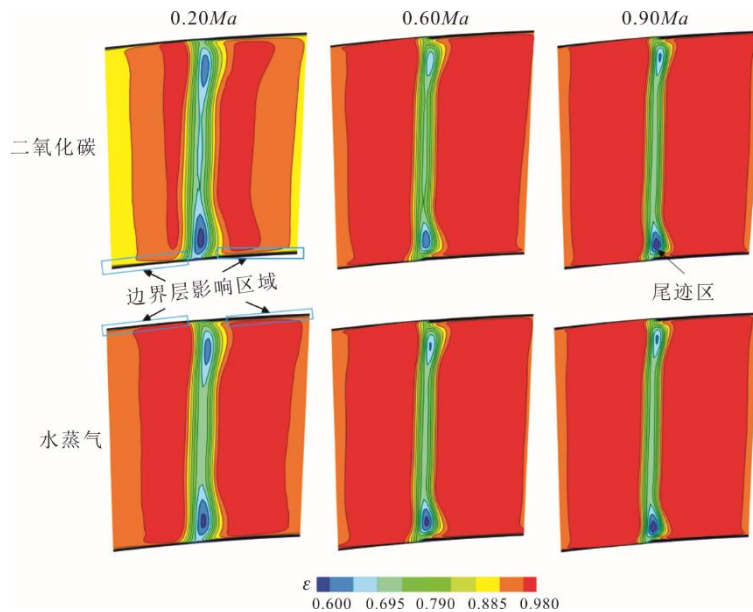


图 9 $z/B=1.05$ 截面总压恢复系数变化
Fig.9 Variation of total pressure coefficient of $z/B = 1.05$ section

结合表 4、图 8 和图 9，与水蒸气相比，马赫数较低时，二氧化碳的边界层较厚，边界层影响区域较大，损失较大，叶栅出口处的尾迹与端壁边界层的相互作用也使得主流高损失区域范围增大，因此总体损失较大；而马赫数较高时，边界层带来的壁面摩擦损失对总体流动损失影响较低，主要的损失是二次流损失，因此总体损失相差不大。马赫数为 0.60 时，总体损失最小，流动效率最高。

图 10 展示了通道内流向涡变化。由图 10 可知，随着马赫数增大，通道涡和分离涡的强度逐渐增

大。说明马赫数增大时，二次流损失增大。

另外，马赫数较高时，水蒸气为工质的叶栅通道内通道涡和分离涡的强度略高，这是水蒸气流动效率比二氧化碳略低的原因，同样也从侧面说明了此时壁面摩擦损失对总体流动损失影响较低。

综合图 8—图 10，无论工质是二氧化碳还是水蒸气，马赫数较高或者较低时，流动损失均比较大，马赫数为 0.60 时，叶栅通道内流动损失较小，流动状况较好。

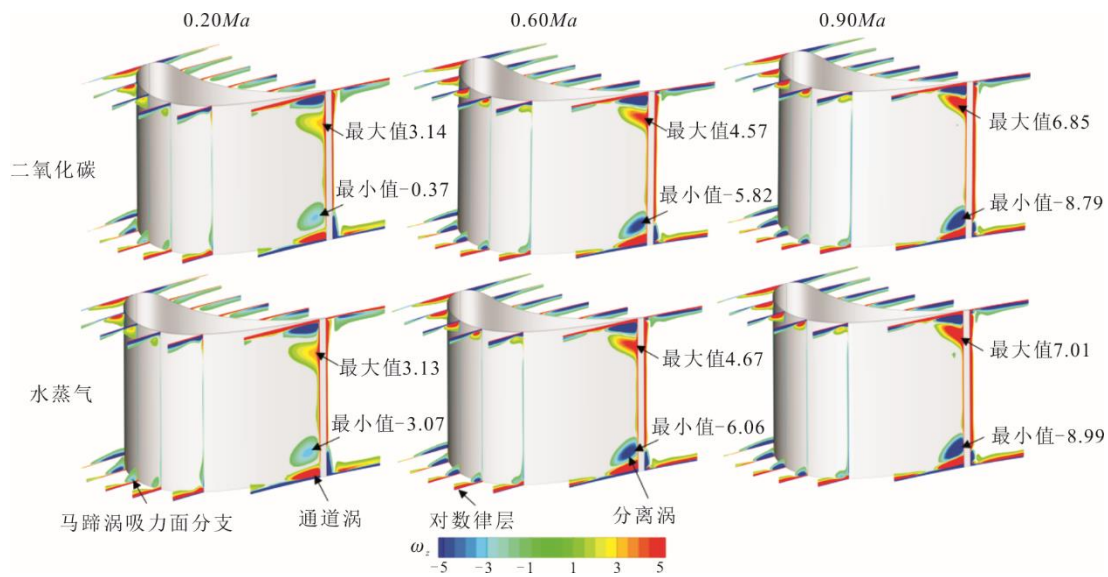


图 10 通道内流向涡变化

Fig.10 Variation of flow direction vortex in passage

2.2 透平级叶栅通道

静叶和动叶出口马赫数与级的反动度相关，因此其出口马赫数的一致导致反动度会与设计反动度不同。为研究水蒸气和二氧化碳在透平级内的流动特性，使静叶型线与前文相同，通过微调动叶（根径 450 mm，叶高 20 mm），设计了 4 个反动度为 0.5 的透平级，叶片出口马赫数分别为 0.30、0.50、0.60 和 0.75。表 5 和图 11 给出了不同马赫数叶型的动叶型线对比，其中 0.20 和 0.30 马赫数的动叶型线一致，主要调整了动叶的安装角、节距以及出口几何角。从表 5 和图 11 中均可以看出，叶型的调整不大，其中最大的为出口几何角，但 0.20 马赫数与 0.75 马赫数叶型间的差距也仅为 2.89°。根据 Ainley-Dunham 方法^[26-27]，叶型损失表示为：

$$\bar{\omega}_{p0} = \left\{ \bar{\omega}_{p\beta'_1=0} + \left(\frac{\beta'_1}{\beta'_2} \right)^2 \left[\bar{\omega}_{p\beta'_1=\beta'_2} - \bar{\omega}_{p\beta'_1=0} \right] \left(\frac{c_{\max}}{b} \right)^{\beta'_2} \right\} \quad (6)$$

式中： $\bar{\omega}_{p\beta'_1=0}$ 为进口气流角为 0 时的叶型损失系数，可按照相对栅距 t/b 和出口气流角查图 12 得出； $\bar{\omega}_{p\beta'_1=\beta'_2}$ 为冲动工作叶栅的损失系数，也可查图得出； β'_1 为进口气流角，°； β'_2 为出口气流角，°； c_{\max} 为叶型最大厚度，m； b 为弦长，m。

表 5 叶型几何参数
Tab.5 Blade geometry parameters

参数	0.20/0.30Ma	0.50Ma	0.60Ma	0.75Ma
进口几何角 $\beta_1/(\circ)$	0	0	0	0
出口几何角 $\beta_2/(\circ)$	76.14	75.07	74.25	73.25
安装角 $\gamma/(\circ)$	45.03	44.91	44.96	44.64
弦长 b/mm	21.44	21.53	21.51	21.53
轴向弦长 B/mm	15.00	15.00	15.00	15.00
前缘半径 r_1/mm	3.00	3.00	3.06	3.06
尾缘半径 r_2/mm	0.25	0.25	0.25	0.25
节距 t/mm	17.24	17.67	17.45	17.45
相对节距 t/b	0.80	0.82	0.81	0.81

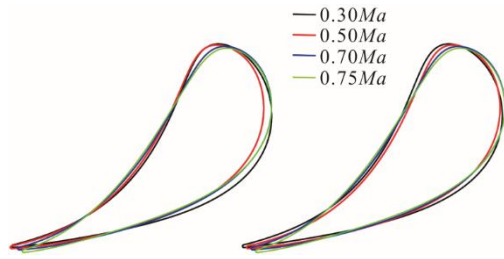


图 11 不同马赫数叶型的动叶型线
Fig.11 Rotor blade profile with different Mach number

图 12 为叶栅损失系数^[26-27]。文中攻角为 0，因此进口气流角与进口几何角一致为 0，则式中第 2 项略去，只需要查图 12 得出叶型损失。根据后文计算得出 0.30 马赫数动叶出口气流角为 76.47°，0.75 马赫数的气流角为 73.91°，相差 2.56°，根据图 12 插值查出，叶型损失系数相差仅 0.5%左右，因此叶型不同带来的损失变化较小。

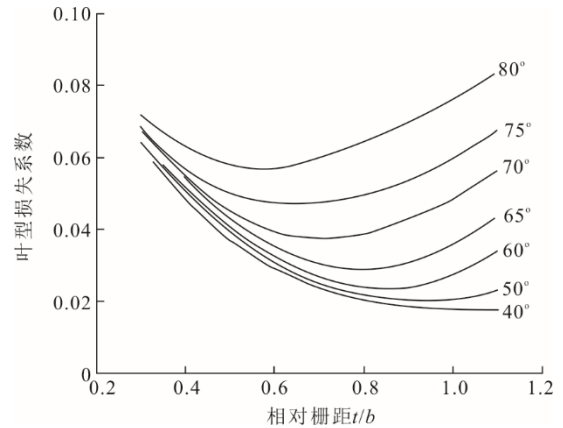


图 12 叶栅损失系数
Fig.12 Profile loss coefficient

级进口边界条件与前文静叶相同。图 13 展示了不同叶型下二氧化碳透平级中叶展处的马赫数云图，动静叶出口马赫数与设计马赫数同，且动叶进口冲角较小，说明速比合适。

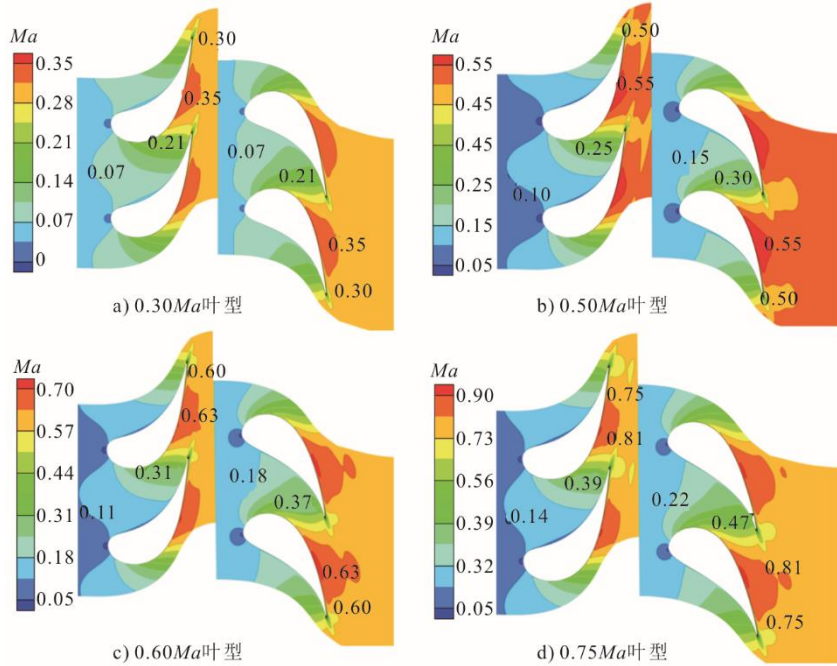


图 13 不同叶型下二氧化碳透平级中叶展处的马赫数云图
Fig.13 Mach number distribution of middle blade span at different blade types with carbon dioxide

不同出口等熵马赫数条件下的级总总效率如图 14 所示。值得注意的是，这里的马赫数为叶型最佳出口马赫数。前文已经提及，出口等熵马赫数不同时，对动叶进行了微调，因此叶型不同所带来的损失的影响较小。从图中可以看出，与静叶栅类似，当马赫数较低时，二氧化碳透平级的总总效率较低，与水蒸气效率相差较大，而当马赫数较高时，二氧化碳的效率略高于水蒸气的效率。

出口马赫数为 0.30 时，二氧化碳透平级的效率

比水蒸气的总总效率高，这主要是动叶内的损失导致的。工质经静叶膨胀后进入动叶，速度较高，二次流损失影响增强，此时二氧化碳和水蒸气的主流速度均相对较低，易受二次流影响。与二氧化碳相比，水蒸气的流速快、湍流度大、二次流较强，损失较大。

水蒸气和二氧化碳透平级的总总效率总体变化趋势均是随马赫数增大先增大后减小，出口马赫数为 0.60 时，总总效率最高。因此设计时，为了追求高效率，应将马赫数控制在 0.60 左右。而目前，

针对以水蒸气或二氧化碳为工质的透平级气动设计时，出口马赫数往往不是 0.60。对于二氧化碳透平，总体焓降较小，级数较少，平均每级的焓降较低，出口马赫数也较低，表 6 展示了部分文献中的二氧化碳透平参数。如张磊等^[28]报道的 4 级 S-CO₂ 透平，进口压力为 26.93 MPa，出口压力为 18.20 MPa，平均每级焓降仅为 16 kJ/kg 左右，动静叶出口马赫数约为 0.30 左右；对于水蒸气透平，总体焓降较大，如曹应飞等^[31]提到的汽轮机，经一次、二次再热后，总等熵焓降可达 2 000 kJ/kg，为了减小轴向总体尺寸，需减少级数，这导致每级焓降较大，出口马赫数较高，为 0.80 左右。如果将出口马赫数控制在 0.60 左右，对于二氧化碳透平，平均每级焓降增大，效率提升，级数减小，如初始为 8 级，则可降为 6 级，尺寸减小。对于水蒸气透平，效率得到提升，而因出口马赫数降低并不多，级数增加也较少，尺寸增加也不大。

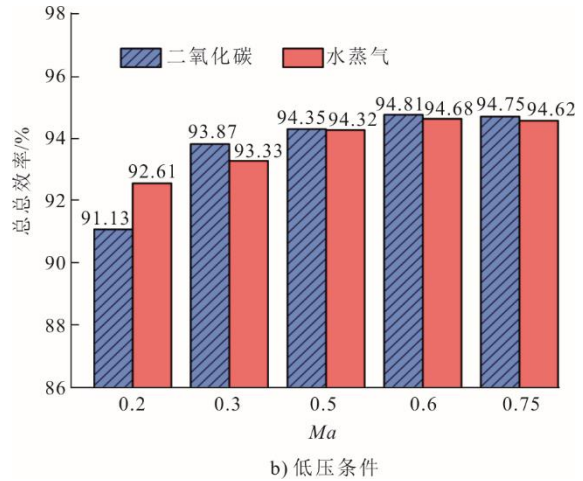
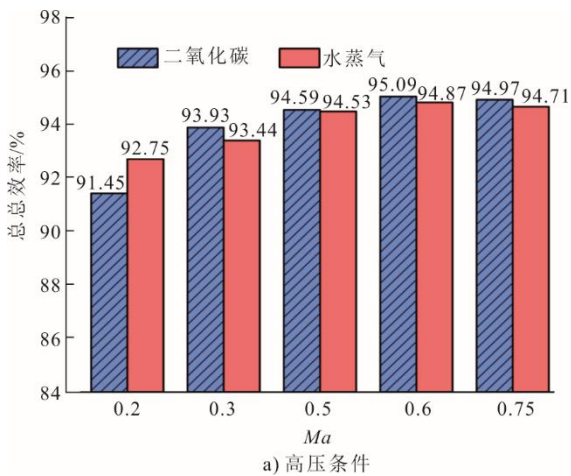


图 14 不同出口等熵马赫数下的级总效率
Fig.14 Total-total efficiency of stage at different outlet isentropic Mach numbers

表 6 部分文献中的二氧化碳透平参数
Tab.6 Carbon dioxide turbine parameters in some literatures

作者	功率/MW	级数	平均出口马赫数
AbdElDayem 等 ^[22]	120	4	0.40~0.50
张磊等 ^[28]	20	4	0.30~0.40
Kumaran 等 ^[29]	10	3	0.40~0.50
Han 等 ^[30]	5	2	0.30~0.50

综上，在进行水蒸气或二氧化碳透平级气动设计时，应尽量将出口马赫数控制在 0.60 左右。

与静叶内部流场类似，对于动叶，记叶片前缘点 $z=0$ ，动叶轴向弦长为 B_1 ，从叶片上游到下游取 $z/B_1=0、0.20、0.40、0.60、0.80、1.00$ 和 1.05 共 7 组轴向截面展示内部流场。图 15 为动叶通道内流向涡变化，图 16 为 $z/B_1=1.05$ 截面的流向涡。

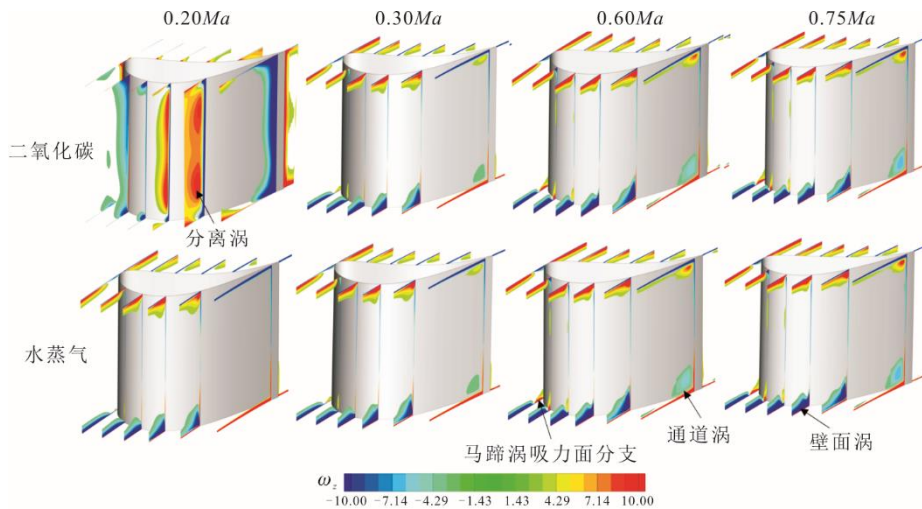
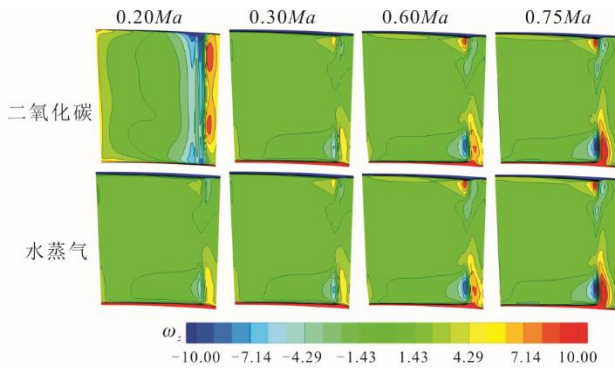


图 15 动叶通道内流向涡变化
Fig.15 Variation of flow direction vortex in rotor passage

图 16 $z/B_1=1.05$ 截面流向涡变化Fig.16 Variation of flow direction vortex of $z/B_1=1.05$ section

由图 15 和图 16 可以看出：以水蒸气为工质的动叶通道内，随马赫数增大，动叶通道中和出口处的二次涡强度均增大；出口马赫数高于 0.20 时，水蒸气透平级动叶出口处的二次涡强度较高，这对于高马赫数级损失的影响并不大，因此马赫数较高时，二氧化碳透平级的总总效率与水蒸气透平级的总总效率相差不大，而对于低马赫数时的影响较大，因此马赫数为 0.30 时，二氧化碳的总总效率与水蒸气的总总效率相比较为高。

当马赫数为 0.20 时，以二氧化碳为工质的动叶通道中位置附近产生了较大的分离涡，且扩散到了叶片下游，对出口尾迹也产生了影响，使得通道中以及出口处的二次涡强度急剧增大，二次流损失急剧增加，最终导致其总总效率远低于水蒸气透平级的总总效率。产生这种现象的原因是其壁面边界层较厚，中部附近叶片背弧的曲率较大，易发生边界层分离，在通道中部附近强度较大的马蹄涡诱导壁面边界层发生分离，产生分离涡并向下游扩散。

综合图 14—图 16 以及静叶流场的分析结果可知：当马赫数较低时，动叶中的流动损失较大；而当马赫数超过一定程度时，流动状况变得复杂，动叶中的流动损失较大，中间必然存在极小值，在 0.60 马赫数附近流动状况最佳，损失最小。

3 结 论

本文采用数值方法模拟了水蒸气和二氧化碳在亚音速静叶栅内的流动特性，并针对 4 个不同出口马赫数的反动度为 0.5 的透平级，分析了 2 种工质在级内的流动特性，主要获得结论如下。

1) 无论是二氧化碳还是水蒸气，在亚音速范围内，随着马赫数增大，叶栅通道内的流动损失先增大后减小，当马赫数为 0.60 时，流动损失最小。当

马赫数较低时，扩压段范围较大且易回流，使得壁面边界层增厚并分离，总体流动损失增大。当马赫数较高时，扩压段范围较小，但二次涡强度较大，损失较大，且叶片尾缘附近会产生激波损失，总体流动损失同样较大。

2) 在叶栅通道内，与水蒸气相比，二氧化碳动力黏度略大，密度约是水蒸气的两倍。马赫数较低时，边界层较厚，边界层区域损失较大，主流尾迹受边界层脱落影响，同样损失较大，因此总体损失较大；马赫数较高时，损失主要源于二次流，通道内以马蹄涡和分离涡为主的涡系强度以及范围均增大，流场分布差别较小，因此总体流动损失相差不大。

3) 在级环境下，当马赫数低于 0.30 时，二氧化碳透平级的总总效率较低，与水蒸气效率相差较大，而当马赫数高于 0.50 时，二氧化碳的效率略高于水蒸气，总总效率变化趋势也是随出口马赫数先增大后减小，出口等熵马赫数为 0.60 时，总总效率达到最高。因此，在进行水蒸气或二氧化碳透平级气动设计时，应尽量控制叶型最佳出口马赫数在 0.60 左右。

[参 考 文 献]

- [1] 史进渊, 李 军, 刘 霞, 等. 我国大型汽轮机技术研究进展与展望[J]. 动力工程学报, 2022, 42(6): 498-506.
SHI Jinyuan, LI Jun, LIU Xia, et al. Research progress and prospect of large capacity steam turbine technology in China[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2022, 42(6): 498-506.
- [2] 孙奇, 李军, 孔祥林, 等. 后加载和高负荷前加载叶型气动性能的试验研究[J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(1): 23-27.
SUN Qi, LI Jun, KONG Xianglin. Experimental investigations on the aerodynamic performance of the aft-loaded and fore-loaded turbine cascades[J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2007, 41(1): 23-27.
- [3] 胡琨, 马雪松. 2 种超超临界 660 MW 机组汽轮机比较[J]. 热力发电, 2010, 39(10): 6-9.
HU Kun, MA Xuesong. Comparison between two types of steam turbine for ultra-supercritical 660 MW units[J]. Thermal Power Generation, 2010, 39(10): 6-9.
- [4] RUBECHINI F, SCHNEIDER A, ARNONE A, et al. A redesign strategy to improve the efficiency of a 17-stage steam turbine[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2012, 134(3): 031021.
- [5] KIBSEY M D, SJOLANDER S A. Influence of Mach number on profile loss of axial-flow gas turbine blades[C]. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Seoul, South Korea, 2016.
- [6] 杨建道, 彭泽瑛. 上海汽轮机厂先进超超临界汽轮机的发展[J]. 热力透平, 2018, 47(2): 85-91.
YANG Jiandao, PENG Zeying. A review of developments of advanced technologies for USC steam turbines in STP[J]. Thermal Turbine, 2018, 47(2): 85-91.
- [7] 史进渊, 阳虹, 张宏涛, 等. 我国汽轮机产品的新进展

- 与发展方向[J]. 动力工程学报, 2021, 41(7): 542-550.
- SHI Jinyuan, YANG Hong, ZHANG Hongtao, et al. New progress and development direction of steam turbines in China[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(7): 542-550.
- [8] GIL L, OTÍN S F, EMBID J M, et al. Experimental setup to measure critical properties of pure and binary mixtures and their densities at different pressures and temperatures: determination of the precision and uncertainty in the results[J]. Journal of Supercritical Fluids, 2008, 44(2): 123-138.
- [9] ANGELINO G. Carbon dioxide condensation cycles for power production[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1968, 90(3): 287-295.
- [10] FEHER E G. The supercritical thermodynamic power cycle[J]. Energy Conversion, 1968, 8(2): 85-90.
- [11] WANG X X, LIU Q B, BAI Z, et al. Thermodynamic investigations of the supercritical CO₂ system with solar energy and biomass[J]. Applied Energy, 2018, 227(2018): 108-118.
- [12] WEILAND N T, LANCE B W, PIDAPARTI S R. SCO₂ power cycle component cost correlations from doe data spanning multiple scales and applications[C]. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Phoenix, Arizona, USA, 2019.
- [13] 孙瑞强, 杨凯旋, 王博, 等. 超临界二氧化碳燃煤发电系统低温余热回收的技术经济性优化[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 120-129.
- SUN Ruiqiang, YANG Kaixuan, WANG Bo, et al. Economic optimization of low-temperature waste heat recovery in supercritical carbon dioxide coal-fired power system[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 120-129.
- [14] 徐进良, 刘超, 孙恩慧, 等. 超临界二氧化碳动力循环研究进展及展望[J]. 热力发电, 2020, 49(10): 1-10.
- XU Jinliang, LIU Chao, SUN Enhui, et al. Review and perspective of supercritical carbon dioxide power cycles[J]. Thermal Power Generation, 2020, 49(10): 1-10.
- [15] 徐前. 超临界二氧化碳轴流式透平热力气动计算与分析[D]. 上海: 上海发电设备成套设计研究院, 2019: 1.
- XU Qian. Thermodynamic calculation and aerodynamic analysis of supercritical carbon dioxide axial turbine[D]. Shanghai: Shanghai Power Equipment Research Institute, 2019: 1.
- [16] PENG D, YUAN C Q, SUN Y W. Optimal design and steady-state characteristic analysis of high-speed S-CO₂ axial turbine blades[C]. Proceedings of the 2019 5th International Conference on Transportation Information and Safety(ICTIS). Liverpool, UK, 2019.
- [17] 韩万龙, 王月明, 丰镇平, 等. 超临界二氧化碳涡轮叶栅端壁附面层分层流动现象研究[J]. 热力发电, 2019, 48(2): 16-22.
- HAN Wanlong, WANG Yueming, FENG Zhenping, et al. Stratified flow phenomena of the endwall boundary layer in supercritical CO₂ turbine cascades[J]. Thermal Power Generation, 2019, 48(2): 16-22.
- [18] YING Q Y, ZHUGE W L, ZHANG Y J, et al. Vortex patterns investigation and entropy analysis in a small scale S-CO₂ axial turbine[J]. Energies, 2021, 14(19): 6112.
- [19] 王智, 刘亚丽, 匡轩毅. 超临界二氧化碳单级轴流透平变工况特性分析[J]. 动力工程学报, 2021, 41(3): 182-188.
- WANG Zhi, LIU Yali, KUANG Xuanyi. Analysis of off-design characteristics of supercritical CO₂ single-stage axial-flow turbine[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2021, 41(3): 182-188.
- [20] DENTON J D. Loss mechanisms in turbomachines[J]. Journal of Turbomachinery, 1993, 115(4): 621-656.
- [21] HAN W L, WANG Y M, FENG Z P, et al. Study on flow characteristics of a turbulent boundary layer and vortex structure of high pressure guide vanes in SCO₂ turbines[J]. Journal of Thermal Science, 2019, 28(3): 571-584.
- [22] ABDELDAYEM A, WHITE M T, SAYMA A I. Comparison of CFD predictions of supercritical carbon dioxide axial flow turbines using a number of turbulence models[C]. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2021.
- [23] SALAH S I, WHITE M T, SAYMA A I. A comparison of axial turbine loss models for air, SCO₂ and ORC turbines across a range of scales[J]. International Journal of Thermofluids, 2022, 15: 100156.
- [24] ISMAIL B C, URMILA G, PATRICK J R, et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications[J]. Journal of Fluids Engineering, 2008, 130(7): 078001.
- [25] 石玉文, 王振峰, 韩万金. 大焓降后部加载弯叶栅压力场与壁面流场特性的实验研究[J]. 实验流体力学, 2011, 25(3): 24-29.
- SHI Yuwen, WANG Zhenfeng, HAN Wanjin. Experimental investigation on pressure field and surface flow field characteristics of large enthalpy drop aft-loading curved turbine cascade[J]. Journal of Experiments in Fluid Mechanics, 2011, 25(3): 24-29.
- [26] AINLEY D G, MALHIESOA G C R. A method of performance estimation for axial flow turbines[R]. British: ARCR&M, 1951, 2974.
- [27] DUNHAM J, CAME P M. Improvements to the Ainley/Mathieson method of turbine performance prediction[J]. Journal of Engineering for Power, 1970, 92(3): 252-256.
- [28] 张磊, 乔加飞, 舒伟林, 等. 超临界 CO₂ 透平主流道及间隙流动特性分析[J]. 热力透平, 2022, 51(3): 184-190.
- ZHANG Lei, QIAO Jiafei, SHU Weilin, et al. Flow characteristics analysis of main flow channel and clearance in a supercritical CO₂ turbine[J]. Thermal Turbine, 2022, 51(3): 184-190.
- [29] KUMARAN R S, ALONE D B, NASSAR A, et al. Preliminary aerodynamic design of a S-CO₂ axial turbine[C]. Proceedings of the ASME 2021 Gas Turbine India Conference, 2021.
- [30] HAN W, ZHANG Y, LI H, et al. Aerodynamic design of the high pressure and low pressure axial turbines for the improved coal-fired recompression SCO₂ reheated Brayton cycle[J]. Energy, 2019, 179(15): 442-453.
- [31] 曹应飞, 乔朋博, 邓凌宇. 1 000 MW 超超临界汽轮机节能提效改造技术及应用[J]. 节能与环保, 2022(7): 89-91.
- CAO Yingfei, QIAO Pengbo, DENG Lingyu. Energy saving and efficiency improvement retrofit technology and application of ultra supercritical 1 000 MW steam turbine[J]. Energy Conservation & Environmental Protection, 2022(7): 89-91.

(责任编辑 邓玲惠)