

DOI: 10.19666/j.rlfed.202208231

# 超临界二氧化碳轴流透平进排气壳体性能影响研究与验证

刘红丹<sup>1,2</sup>, 王磊<sup>1,3</sup>, 周东<sup>1,2</sup>, 但光局<sup>1</sup>, 李红智<sup>4</sup>, 何丹<sup>1,3</sup>, 邓德见<sup>1</sup>

(1.重庆江增船舶重工有限公司, 重庆 402263;

2.船舶与海洋工程特种装备和动力系统国家工程研究中心, 上海 201108;

3.船用涡轮增压器研发重庆市工业和信息化重点实验室, 重庆 402263;

4.西安热工研究院有限公司, 陕西 西安 710054)

**[摘要]** 透平作为超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)布雷顿循环发电系统的核心设备之一, 目前缺乏针对机组整体性能的可靠评估与试验验证。针对某 S-CO<sub>2</sub> 机组轴流透平不同工况试验测试结果进行了仿真与测试的对比分析, 重点讨论了进排气壳体对机组性能的影响。研究表明: 采用的数值计算方法和综合考虑进排气壳体的计算模型能够较为准确地评估透平不同负荷工况性能; 与测试结果相比, 效率误差最大为 1.77 百分点, 流量误差最大为 5.6%。该透平动叶采取叶冠型式可降低泄漏掺混损失, 与普通叶顶间隙型式相比, 机组效率提升 1.4 百分点。有无进排气壳体的仿真结果显示, 透平机组(涡轮级+进排气壳体)效率与涡轮级效率相比, 最大降低了 2.9 百分点, 主要是由进排气壳体内部的流动损失造成。研究成果为后续 S-CO<sub>2</sub> 轴流透平设计与性能研究提供了技术支撑和依据。

**[关键词]** 超临界二氧化碳; 轴流透平; 非对称进排气; 叶冠; 试验测试

**[引用本文格式]** 刘红丹, 王磊, 周东, 等. 超临界二氧化碳轴流透平进排气壳体性能影响研究与验证[J]. 热力发电, 2023, 52(6): 135-145. LIU Hongdan, WANG Lei, ZHOU Dong, et al. Numerical investigation and verification on the inlet and exhaust housings of a supercritical carbon dioxide axial turbine[J]. Thermal Power Generation, 2023, 52(6): 135-145.

## Numerical investigation and verification on the inlet and exhaust housings of a supercritical carbon dioxide axial turbine

LIU Hongdan<sup>1,2</sup>, WANG Lei<sup>1,3</sup>, ZHOU Dong<sup>1,2</sup>, DAN Guangju<sup>1</sup>, LI Hongzhi<sup>4</sup>,  
HE Dan<sup>1,3</sup>, DENG Dejian<sup>1</sup>

(1.Chongqing Jiangjin Shipbuilding Industry Co., Ltd., Chongqing 402263, China;

2.National Engineering Research Center of Special Equipment and Power System for Ship and Marine Engineering, Shanghai 201108, China;

3.Key Laboratory of Marine Turbocharger Research, Chongqing Industry and Information Technology, Chongqing 402263, China;

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

**Abstract:** As the core equipment of supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) Brayton cycle, there is a lack of reliable evaluation and test verification of the overall performance. An in-depth simulation and performance analysis of one axial turbine are carried out, focusing on the impact of inlet and exhaust housings with experiment results for different operating conditions. The results show that the numerical calculation method and model are able to evaluate the performance at different load conditions more accurately. Compared with the test results, the maximum efficiency error is 1.77 percentage point and the flow rate error remains within 5.6%. The crown pattern can reduce leakage and mixing losses, and increase efficiency by 1.4 percentage point compared to the common top clearance pattern. Simulation results show that the efficiency of turbine unit is reduced compared to turbine stage, with a maximum reduction by 2.9 percentage point. The flow loss of inlet and exhaust housings is the main reason for the

收稿日期: 2022-08-25 网络首发日期: 2023-02-01

基金项目: 国家重点研发计划(2018YFB1501004-4)

Supported by: National Key Research and Development Program (2018YFB1501004-4)

第一作者简介: 刘红丹(1975), 男, 硕士, 研究员, 主要研究方向为热力机械, eastlhd@163.com。

reduction. The research results can provide technical support for the design and performance simulation of S-CO<sub>2</sub> axial turbines.

**Key words:** supercritical carbon dioxide; axial turbine; asymmetric inlet and exhaust housings; crown; experiments

近年来,超临界二氧化碳(S-CO<sub>2</sub>)布雷顿循环的研究受到广泛关注。针对透平这一循环发电系统的核心设备,国外众多研究单位开展了长期的研究工作,并进行了相应的试验测试。KAERI 实验室开发了 1 个 10 kW 级的简单无补偿 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿实验回路<sup>[1]</sup>,其向心涡轮初步运转在 30 000 r/min,涡轮进口温度 83 °C,压力 8 500 kPa,与设计工况相差较大。此后 KAERI 又建造并测试了 1 台轴流 S-CO<sub>2</sub> 透平。该透平可以在 205 °C/10 MPa 的透平进口工况下,连续运行 45 min,最大透平功率为 25.4 kW,最大发电功率 10.4 kW,循环热效率为 51%,但因透平的进出口状态不稳定,透平功率和发电功率波动较大。在 TIT 的实验中<sup>[2]</sup>,透平-压缩机组转速仅达到 55 000 r/min,远低于设计转速(100 000 r/min)。澳大利亚昆士兰大学的 Odabaee 等人<sup>[3]</sup>对 1 台功率为 100 kW、进口温度为 560 °C、膨胀比为 2.2 的 S-CO<sub>2</sub> 向心透平进行了气动分析,比较了采用 NIST 数据库的 RGP 物性表与拟合 S-CO<sub>2</sub> 气体状态方程进行数值计算结果的差异,证明了采用 NIST 数据库 RGP 物性表计算的有效性。昆士兰大学的 Rodney Persky 等<sup>[4]</sup>针对一系列应用范围的向心透平进行了数值模拟和实验探究,最后针对变工况特点对设计参数进行了鲁棒性优化。

与国外相比,国内 S-CO<sub>2</sub> 透平研究时间较短,目前仍主要停留在热力气动设计与数值仿真验证阶段。西安交通大学丰镇平等<sup>[5]</sup>完成了 15 MW S-CO<sub>2</sub> 单级轴流透平和 1.5 MW S-CO<sub>2</sub> 单级向心透平的设计工作,并进行了相关的 CFD 计算分析工作,对 S-CO<sub>2</sub> 透平部件的内流特性进行了深入的研究,同时对透平部件进行了强度校核计算,分析了透平部件的应力分布状况。西安交通大学王雨琦等<sup>[6]</sup>设计了部分进气度为 0.3 的向心 S-CO<sub>2</sub> 透平,透平功率 75 kW。在部分进气工况下,可以通过增大向心透平叶高,在流量减小时减少其流动损失,有助于提高透平的效率。李翔宇等<sup>[7]</sup>基于某项目 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环的热力参数,设计了一台 5 MW 级 S-CO<sub>2</sub> 向心透平,并采用 CFD 方法对设计工况和变工况进行数值模拟,最后开发了向心透平变工况性能预测程序,对比预测程序与数值模拟结果,分析所设计向心透平的变工况性能。周奥铮等<sup>[8]</sup>搭

建了 S-CO<sub>2</sub> 布雷顿循环与向心透平设计体系,选用第 4 代核反应堆中的钠冷快堆作为热源,完成了 S-CO<sub>2</sub> 简单回热布雷顿循环的系统设计工作;同时依据 S-CO<sub>2</sub> 向心透平设计体系,完成了 1.5 MW 级 S-CO<sub>2</sub> 向心透平的设计,并进行了变工况性能的 CFD 数值模拟,证明了 S-CO<sub>2</sub> 向心透平一维变工况预测的可靠性。王智等<sup>[9]</sup>以 S-CO<sub>2</sub> 为工质,设计了质量流量为 185 kg/s 的单级轴流透平,通过热力气动设计、叶片三维设计及数值模拟,研究了压比、入口总温和转速变化对透平等熵效率、输出功率和质量流量的影响。

进排气壳体是透平机组的关键部件,将直接影响机组的气动性能,而目前尚无针对 S-CO<sub>2</sub> 轴流透平壳体影响的研究发表。在其他透平领域中,近年来各学者针对各种类型透平的进排气壳体进行了相关的研究。Tanuma 等人<sup>[10]</sup>对汽轮机装置当中的损失来源进行了排列,排汽缸产生的气动损失排在第 2 位,其损失大小几乎等同于排在第 1 位的低压涡轮定子和转子叶片的损失。陶春德等<sup>[11]</sup>主要从排气蜗壳内流动和损失机理、涡轮和排气蜗壳之间流动的相互作用以及排气蜗壳和轴流涡轮耦合的数值研究方法等方面对排气蜗壳内部流场分布及其与涡轮流动相互作用的气动性能研究进展进行综述,重点梳理了二者流动的相互作用以及相关研究方法。薛文松等<sup>[12-13]</sup>采用实验测量和数值模拟的方法,研究了单独切向进气蜗壳和切向进气蜗壳耦合静叶结构的气动性能和流场特性,并且采用数值方法求解并分析了横向间距和截面形状对汽轮机切向进气蜗壳气动性能的影响。张立楠等<sup>[14]</sup>采用数值模拟的方法对涡轮增压器中的进排气蜗壳进行优化设计,提出进气蜗壳和排气蜗壳的优化方案,并与涡轮整机联合运算,对比分析了涡轮整机的性能。王健<sup>[15]</sup>数值研究了某汽轮机高压进气蜗壳的性能,及其对第 1 级叶片通流的影响。黄恩德等<sup>[16-17]</sup>研究了应用于燃气轮机的一种箱式排气蜗壳的气动性能,揭示了蜗壳内部流动损失的主要来源,并采用优化设计方法获得了非轴对称排气蜗壳设计方案。董雨轩等<sup>[18]</sup>探究了某燃气涡轮末级叶片造成的进气预旋对排气蜗壳气动性能的影响。

综上所述，对于 S-CO<sub>2</sub> 透平，目前缺乏针对机组整体性能的可靠评估与试验验证，国外测试机组均未达其设计工况，而国内主要停留在热力气动设计与数值仿真验证阶段。针对 S-CO<sub>2</sub> 透平进排气壳体的研究更是处于空白。在其他透平领域，国内外研究目前大多集中于单独的进排气蜗壳性能和优化，而对进排气蜗壳与涡轮级之间耦合的相互作用研究较少<sup>[19]</sup>。为此，本文针对某 S-CO<sub>2</sub> 轴流透平开展了基于试验测试结果的性能仿真研究和对比分析，重点针对进排气壳体对机组性能的影响进行了深入的研究与分析，为 S-CO<sub>2</sub> 轴流透平设计与性能研究提供了技术支撑和依据。

### 1 S-CO<sub>2</sub> 透平气动设计

#### 1.1 透平一维气动设计

该 S-CO<sub>2</sub> 轴流透平设计参数由系统热力学设计确定，具体参数见表 1，各阀门压力损失见表 2。

表 1 透平初始设计参数

Tab.1 The initial design parameter of turbine

项目	数值	项目	数值
介质	CO <sub>2</sub>	进口压力（绝对压力）/MPa	14.52
进口温度/℃	600	出口压力（绝对压力）/MPa	8.55
换算流量	1.575		

表 2 阀门压力损失

Tab.2 The pressure loss of valve

项目	涡前调节阀	涡前快速关断阀	涡后快速关断阀
压损/Pa	100 000	50 000	50 000

该透平流量相对较大，采用轴流方案以综合考虑透平效率、结构尺寸和转速等的影响。按照设计参数采用 Axial<sup>[20]</sup>软件进行一维气动设计。首先根据膨胀比、转速、流量和焓降等参数确定采用双级方案，级焓降平均分配。由于本透平在高压状态下运行，单位面积的轴向推力很大，为了控制轴向推力选择了较小的反力度。透平单级膨胀比较低，且反力度较低，因此子午通道扩张度较小；采用等中径结构设计，同时转子叶片选择带叶冠以抑制叶顶间隙泄漏流动，提高透平效率。在此基础上为了提高设计效率，开展了载荷系数、流量系数优化设计，最终方案一维设计参数见表 3。

表 3 一维设计参数

Tab.3 The 1D design parameter

项目	转速/(r·min <sup>-1</sup> )	级数	流量系数	载荷系数	反动度
数值	10 000	2	0.6	1.5	0.2

设计点载荷系数和流量系数在史密斯图<sup>[21]</sup>中位置如图 1 所示。

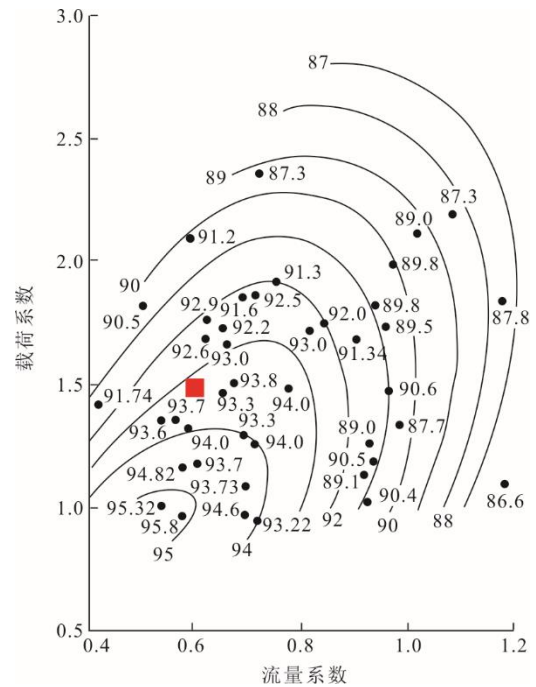


图 1 设计点在史密斯图中位置  
Fig.1 The design point in Smith chart

#### 1.2 透平三维气动设计

采用 Axcent<sup>[20]</sup>软件进行透平叶片和流道三维设计。由于叶片较矮，采用弯扭叶片对效率提升并不明显，且会造成加工制造成本的上升，因此在本设计中，4 排叶片均采用两截面造型。叶片截面采用多段贝塞尔曲线进行叶型控制，积叠方式采用重心积叠，最终方案叶型三维结构如图 2 所示。转子叶片叶顶采用叶冠+迷宫密封结构。

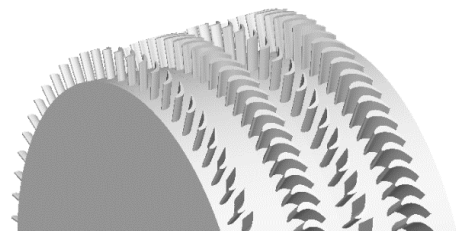


图 2 透平三维叶型  
Fig.2 The 3D geometry of turbine blade

#### 1.3 进排气壳体设计

进气壳体由进气管道与进气蜗壳组成，排气蜗壳由排气管道与排气蜗壳组成，分别如图 3、图 4 所示。进排气壳体设计参数见表 4。其中进排气壳体蜗壳整流型线由高阶贝塞尔样条曲线组成。首先，根据进排气壳体与涡轮级的结构匹配确定进出口几

何参数；在此基础上，针对整流型线进行参数化建模与流动优化设计，获得最佳的整流型线；最后，对进排气壳体进行强度校核，完成进排气壳体设计。

构网格并且考虑叶冠结构，如图 8 所示。为保证所选湍流模型的计算精度要求，在固体壁面均添加了附面层网格，第 1 层网格尺寸为 0.000 3 mm。

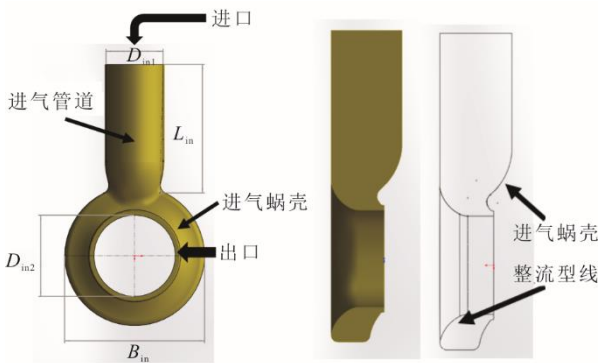


图 3 进气壳体结构尺寸示意

Fig.3 The structural dimensions of inlet housing

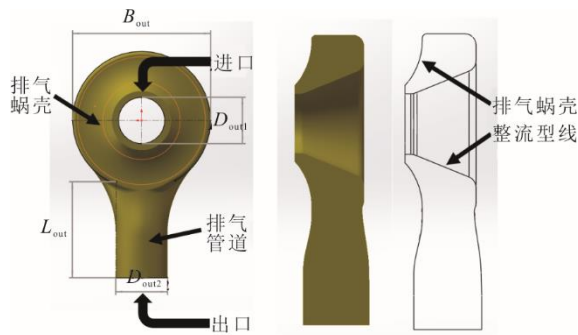


图 4 排气壳体结构尺寸示意

Fig.4 The structural dimensions of exhaust housing

表 4 进排气壳体设计参数 单位：mm

Tab.4 The design parameters of inlet and exhaust housings

项目	数值	项目	数值
进口管道直径 $D_{in1}$	245	排气蜗壳直径 $D_{out1}$	270
进气蜗壳直径 $D_{in2}$	271	排气管道直径 $D_{out2}$	300
进气管道长度 $L_{in}$	580	排气管道长度 $L_{out}$	510
进气蜗壳宽度 $B_{in}$	468	排气蜗壳宽度 $B_{out}$	400

## 2 S-CO<sub>2</sub> 透平数值仿真研究

### 2.1 数值计算方法及网格无关性验证

采用 NUMECA 软件求解 RANS 方程开展本文 S-CO<sub>2</sub> 透平三维仿真，湍流模型选取 SA 模型。为了提高计算准确度，工质采用 NIST 软件生成的针对超临界工况加密处理的 CO<sub>2</sub> 物性数据。设计工况边界条件为：透平进口总压 14.52 MPa，总温 600 °C；出口给定静压 8.55 MPa，转速为 10 000 r/min；固体表面设置无滑移绝热壁面；进气壳体、叶片排和排气壳体之间采用 Mixing Plane 模型。

透平整机网格如图 5 所示。其中进排气壳体采用非结构网格，如图 6 和图 7 所示；涡轮级采用结

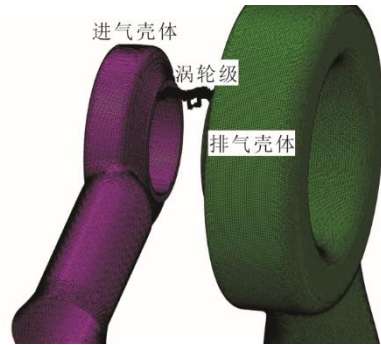


图 5 透平整机网格

Fig.5 The turbine mesh

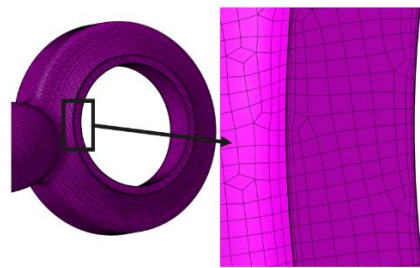


图 6 进气壳体网格

Fig.6 The inlet housing mesh

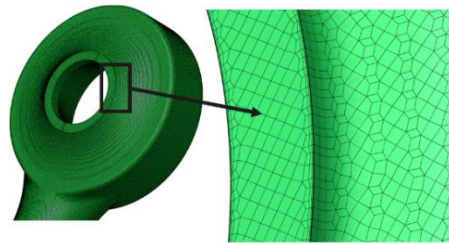


图 7 排气壳体网格

Fig.7 The exhaust housing mesh

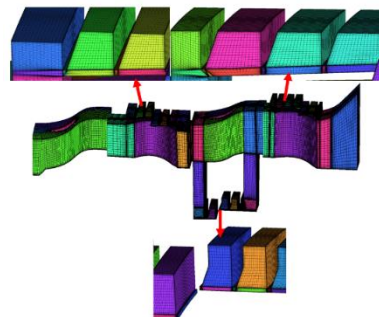


图 8 涡轮级网格

Fig.8 The turbine stage mesh

为了验证网格对计算结果的影响，在相同的拓扑结构下，生成了 4 套不同疏密程度的网格，网格

数量分别为 166 万、301 万、433 万以及 544 万。设计点计算结果如图 9 所示。由图 9 可见，当网格数量达到 301 万以上时，透平性能保持不变，说明网格达到无关性要求。为了使得计算结果更为精确，本文采用了 433 万网格进行计算分析。

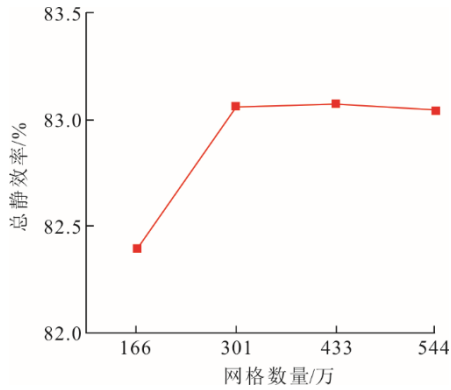


图 9 网格无关性验证结果  
Fig.9 The grid independence verification

### 2.2 S-CO<sub>2</sub> 透平机组性能测试对比分析

图 10 为透平开机升功率过程，图 11 和图 12 为针对该透平机组开机过程中 4 个工况开展的仿真与测试对比。

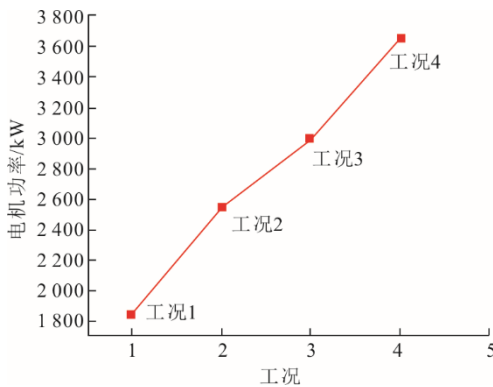


图 10 透平开机升功率过程  
Fig.10 The power-up process of turbine

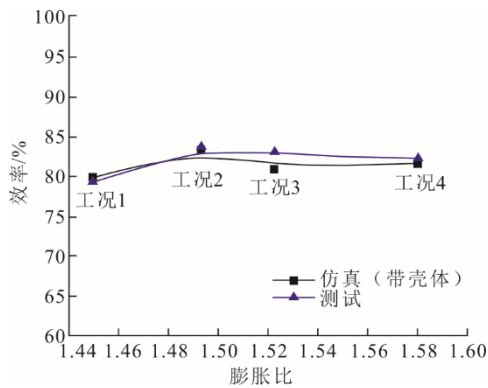


图 11 膨胀比-效率曲线对比  
Fig.11 The expansion ratio-efficiency curve

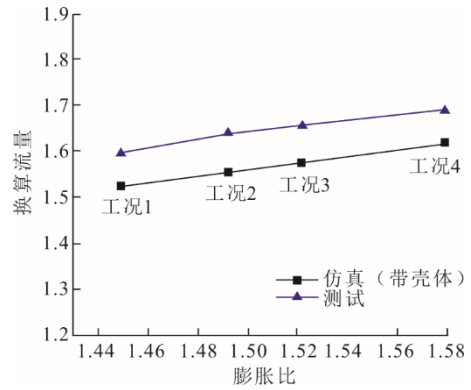


图 12 膨胀比-流量曲线对比  
Fig.12 The expansion ratio-flow curve

由图 11、图 12 可见，透平整机 CFD 仿真曲线能够较好地贴合测试结果，效率误差分别为-0.43 百分点、0.25 百分点、1.77 百分点和 0.54 百分点，测试与计算流量偏差稳定，流量误差最大为 5.6%。其中流量误差主要由几何模型简化、阀门管道损失估算、粗糙度影响和测试精度等造成。通过本次测试，机组性能达到预期设计目标，也首次基于测试数据验证了本文的 S-CO<sub>2</sub> 透平设计方法的可靠性。

### 3 S-CO<sub>2</sub> 透平叶顶泄漏影响研究

轴流透平动叶叶顶常规处理方式有叶顶不带叶冠结构（间隙结构）和带叶冠结构（叶冠+迷宫密封结构）2 种，具体如图 13 所示。对 2 种叶顶结构涡轮的性能进行了对比分析，叶尖间隙和密封间隙均为 0.5 mm，与叶高比值约为 3.0%。

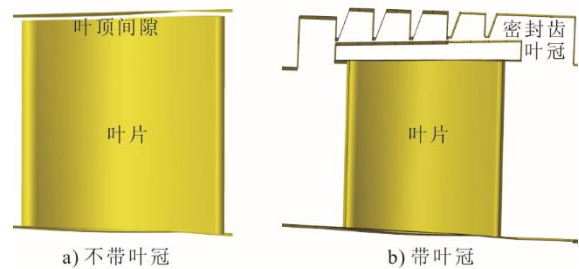


图 13 不带叶冠与带叶冠结构  
Fig.13 The geometry of rotor with and without crown

以首级动叶为例，针对不带叶冠与带叶冠 2 种结构，均使用 NUMECA/Autogrid5 生成结构化网格。壁面与间隙处进行了加密处理，不带叶冠叶顶间隙处使用 O 型网格处理，其中叶冠的迷宫密封与动叶顶部相连，为了保证高精度的数据传递，动叶采用 HOH 型网格拓扑结构，密封与动叶连接处网格节点一一对应，形成完全匹配交界面。2 种结构的网格如图 14、图 15 所示。

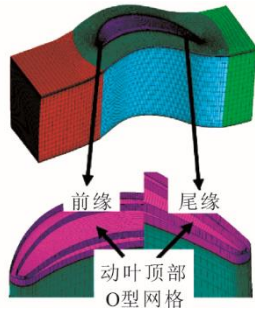


图 14 不带叶冠首级动叶计算区域与间隙网格细节  
Fig.14 The calculation area and grid details of first rotor without crown

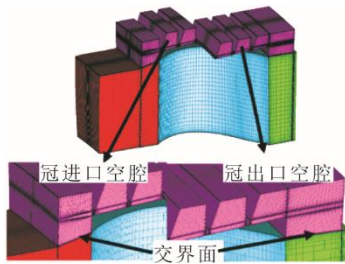


图 15 带叶冠首级动叶计算区域与网格细节  
Fig.15 The calculation area and grid details of first rotor with crown

采用相同的计算边界分别对透平不带叶冠与带叶冠结构进行仿真，结果见表 5。由表 5 可见，在相同的膨胀比下，带叶冠形式机组流量更小，效率更高，流量差异 1.2%，效率差异 1.4 个百分点。

表 5 不同叶顶处理方式仿真对比

Tab.5 The simulation comparison of different blade tip shape

项目	膨胀比	换算流量	总静效率/%
不带叶冠	1.522	1.594	84.1
带叶冠	1.522	1.575	85.5

图 16 为不带叶冠与带叶冠叶片顶部流线。由图 16 可见：对于带叶冠结构，叶顶间隙泄漏流通过叶冠顶部密封流向下流，汇入主流，叶片通道流动基本无影响；对于不带叶冠结构，由于叶片压力面与吸力面的横向压力梯度，泄漏流体从叶尖压力面侧进入叶顶间隙，从吸力面叶片最大厚度附近开始进入主流，并与主流掺混形成叶尖泄漏涡。不带叶冠结构和带叶冠结构叶尖泄漏流量分别为 3.96 kg/s 和 2.29 kg/s，分别占主流流量 5.5% 和 3.2%，带叶冠结构叶尖泄漏流量明显减少。

不带叶冠与带叶冠吸力面极限流线如图 17 所示。由图 17 可以看出，受叶尖泄漏流动的影响，2 种叶顶结构叶片顶部二次流结构和影响范围均有所差异。不带叶冠结构，叶片顶部存在叶尖泄漏流，

导致顶部二次流强度和影响范围增加，在叶片尾缘处，二次流约占叶高的 34%；带叶冠结构则无泄漏流动，叶片尾缘处二次流影响范围为叶高的 26%。

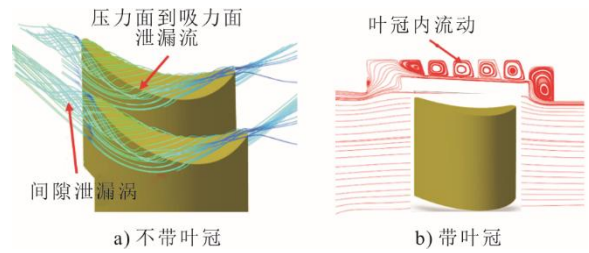


图 16 不带叶冠与带叶冠叶片顶部流线分布  
Fig.16 The streamlines distribution on top of blade with and without crown

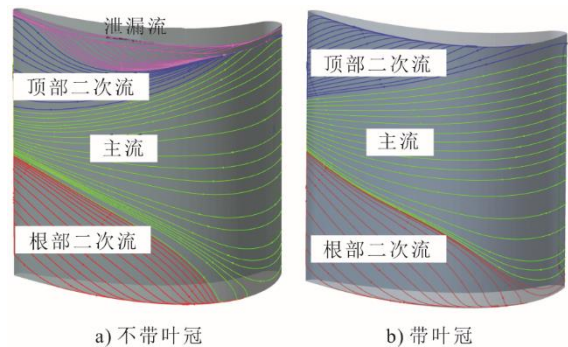


图 17 透平动叶吸力面极限流线分布  
Fig.17 The distribution of streamlines on rotor blade's suction surface

动叶通道 5 个截面熵分布如图 18 所示。

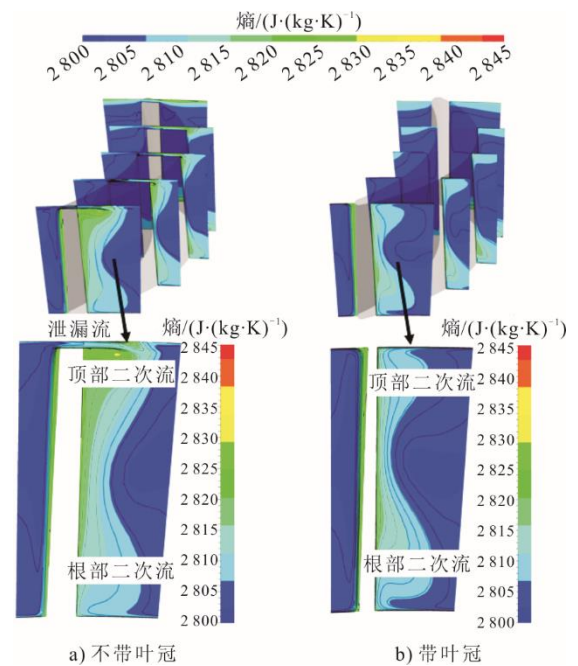


图 18 涡轮动叶截面熵分布  
Fig.18 The entropy distribution on the outlet of turbine blade

由图 18 可见，不带叶冠结构吸力面侧熵明显更大，该处流动损失更大。不带叶冠结构受叶尖泄漏高速射流的影响，高损失区主要在叶顶靠近机匣处，叶冠结构泄漏流完全进入冠内，未对叶顶流动造成影响，熵增较小，通道损失更小。透平总体性能可以从总压分布体现出来。采用总压系数进行分析，其定义为出口总压与进口总压之比。图 19 为动叶出口截面的总压系数分布。由图 19 可见，由于不带叶冠结构吸力面损失更大，出口总压更小。

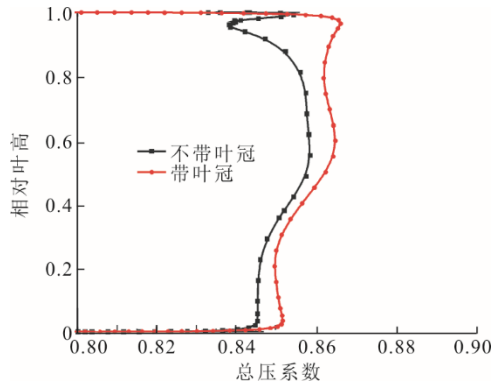


图 19 动叶出口截面沿叶高总压系数分布  
Fig.19 The total pressure coefficient at different height on the outlet of turbine blade

综上所述，带叶冠结构机组流量更小，损失更小，性能更为优越。

#### 4 S-CO<sub>2</sub> 透平进排气壳体影响研究

进排气壳体是 S-CO<sub>2</sub> 透平与进出口管道连接的关键部件，并对透平机组性能有较大影响，是进一步提高透平机组输出功率最有潜力的部件之一。透平机组（涡轮级+进排气壳体）与单独涡轮级效率对比如图 20、图 21 所示。由图 20、图 21 可见，透平机组（涡轮级+进排气壳体）效率与单独涡轮级效率相比，最大降低了 2.9 个百分点。下文分别针对进气壳体、排气壳体内部流动和涡轮级性能进行分析。

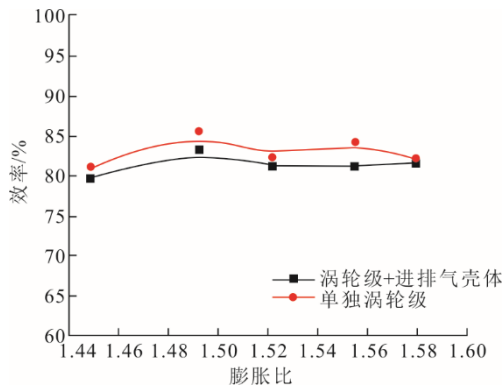


图 20 膨胀比-效率曲线对比  
Fig.20 The expansion ratio-efficiency curve

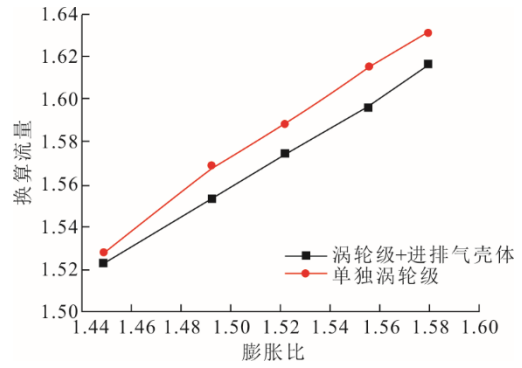


图 21 膨胀比-流量曲线对比  
Fig.21 The expansion ratio-flow curve

#### 4.1 进气壳体内部流动分析研究

图 22 为进气壳体整体三维流线分布，图 23 为进气蜗壳内典型截面流线分布。由图 22、图 23 可见：气流从进口流入进气管道，在进气蜗壳内由径向转为轴向流入涡轮级，进气壳体内部流场呈近似对称结构；进气管道内流速较低，流动较为顺畅，进气蜗壳内流动则较为混乱，具有较强的周向不均匀性；气流从进气管道进入进气蜗壳时由于管道收缩结构而导致气流流通面积减小，流速局部增加，进入进气蜗壳后大部分气流沿着壁面平滑的从出口流出，在进气蜗壳两侧形成涡旋流动，且距离进气管道越远，涡旋流动影响范围越大。

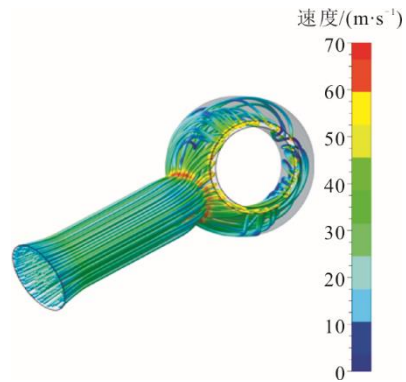


图 22 进气壳体三维流线  
Fig.22 The 3D streamlines of inlet housing

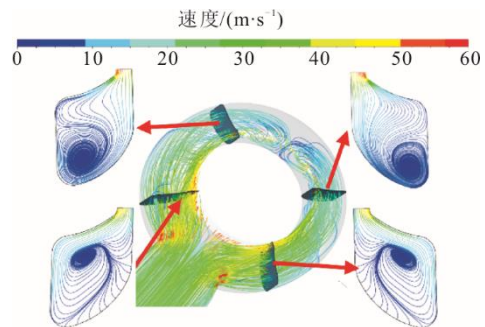


图 23 进气蜗壳典型截面流线分布  
Fig.23 The streamlines on typical cross-section of inlet volute

图 24 给出了进气壳体中截面总压与流线分布, 图 25 为进气壳体熵分布。由图 24、图 25 可见, 总压较低区域、流速较低区域和熵较高区域基本一致, 进气壳体内损失主要集中在进气管道靠近壁面处、进气管道与进气蜗壳连接处以及进气蜗壳内高速二次流动处。经计算, 进气壳体总压损失为 41.8 kPa, 其中进气管道总压损失 2.8 kPa, 进气蜗壳总压损失 39 kPa, 可见进气蜗壳内损失为进气壳体的主要损失。

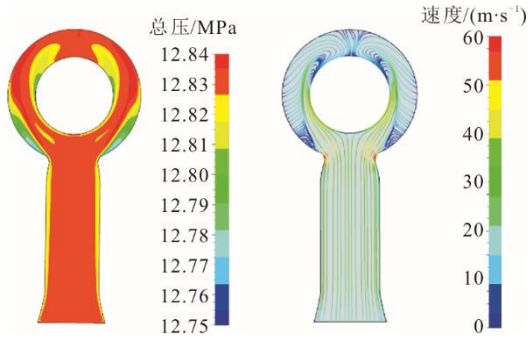


图 24 进气壳体中截面总压与流线分布  
Fig.24 The total pressure and streamlines on cross-section of inlet housing

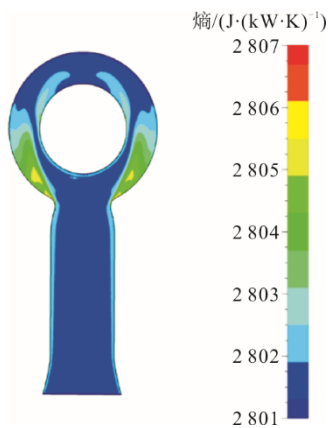


图 25 进气壳体熵分布  
Fig.25 The entropy distribution of inlet housing

图 26 为进气壳体典型的 12 个截面示意。

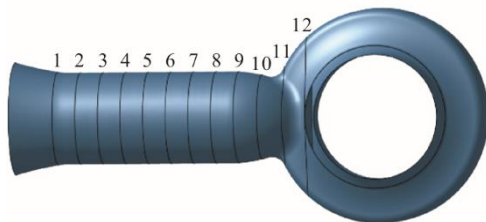


图 26 进气壳体典型截面示意  
Fig.26 The typical cross-section of inlet housing

图 27 为气流从进气管道到进入蜗壳内部典型截面总压损失系数曲线。由图 27 可见: 截面 1—截面 10 位置在进气管道内, 总压损失系数从 0.04 增

加至 0.18, 呈略有增加趋势, 气流在该段内损失主要为流动的摩擦损失; 截面 11 和截面 12 总压损失系数急剧上升, 分别达到 0.54 和 0.79, 这 2 处截面位于为管道与蜗壳连接处, 此处的流动损失为进气壳体的主要损失之一。

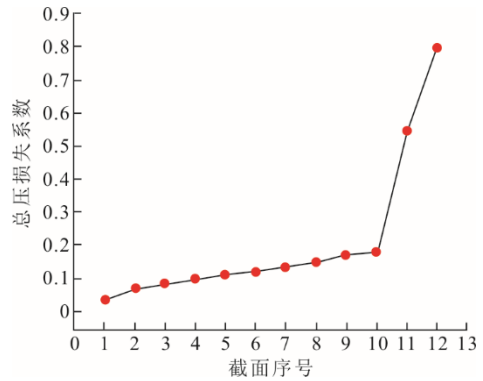


图 27 进气管道总压损失系数分布  
Fig.27 The total pressure loss coefficient of inlet duct

#### 4.2 排气壳体内部流动分析研究

排气蜗壳将透平末级的气流进行收集并将流动由轴向转化为径向, 保证透平排气顺畅的同时回收气流余速, 提升透平做功能力。图 28 与图 29 为排气壳体三维流线与中截面二维流线分布。

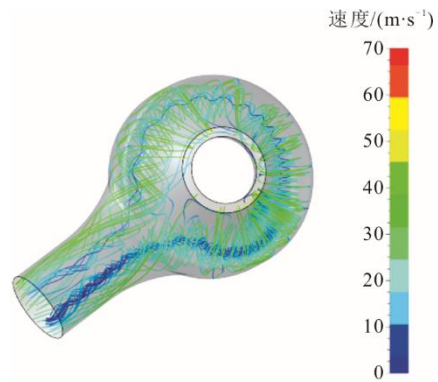


图 28 排气壳体三维流线  
Fig.28 The 3D streamlines of exhaust housing

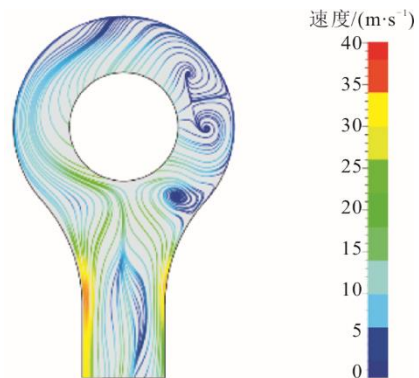


图 29 排气壳体中截面流线分布  
Fig.29 The streamlines on cross-section of exhaust housing

由图 28、图 29 可见，与进气壳体不同，排气壳体内部流动更加复杂，气流不仅在排气蜗壳内呈现涡旋流动，且在排气管道内由于惯性继续保持涡旋流动，且呈现非对称流动形态。排气蜗壳 4 个典型截面流线分布如图 30 所示。由图 30 可知，气流从涡轮级进入排气蜗壳后，在排气蜗壳内产生挤占整个截面的漩涡。

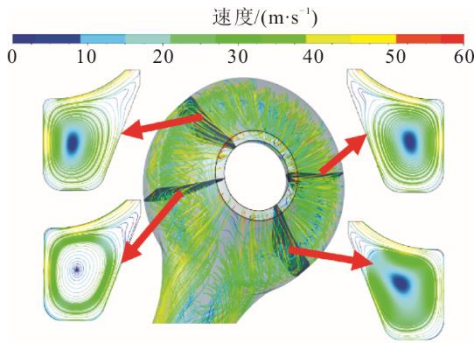


图 30 排气蜗壳典型截面流线分布  
Fig.30 The streamlines on typical cross-section of exhaust volute

图 31 为排气壳体中截面总压与熵分布。由图 31 可见，气流在排气蜗壳与排气管道内都存在较大的总压损失。经计算，排气壳体总压损失为 62.71 kPa，其中排气管道总压损失 21.85 kPa，排气蜗壳总压损失 40.86 kPa，排气蜗壳内损失相比更大。且与进气壳体相比，排气壳体的总压损失更大。

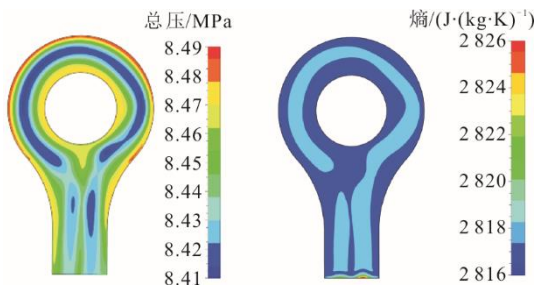


图 31 排气壳体中截面总压与熵分布  
Fig.31 The total pressure and entropy on cross-section of exhaust housing

从排气蜗壳至管道出口选取了一系列截面（图 32）进行总压损失系数统计，结果如图 33 所示。由图 33 可见，排气管道内总压损失系数呈持续增加趋势。蜗壳内截面 1—截面 7 总压损失系数从 0.62 增加至 0.83，增幅较大；排气管道内截面 8—截面 15 总压损失系数从 0.85 增加至 0.89，增加变缓；可见排气蜗壳内流动更为混乱，损失占比也较大。

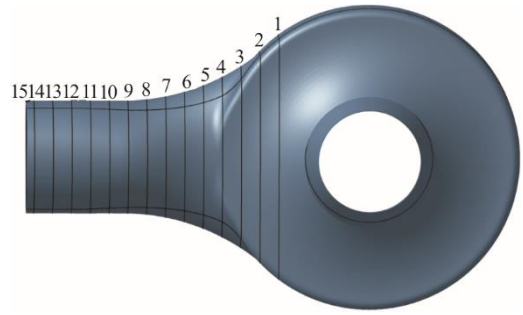


图 32 排气壳体典型截面示意  
Fig.32 The typical cross-section of exhaust housing

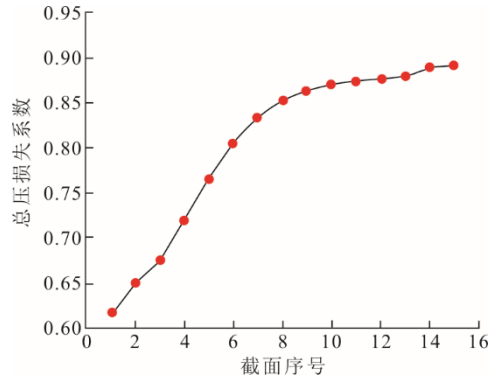


图 33 排气管道总压损失系数分布  
Fig.33 The total pressure loss coefficient of exhaust duct

### 4.3 进排气壳体与涡轮级的耦合影响研究

进气壳体出口和排气壳体进口与涡轮级进出口相连，进排气壳体流场的好坏直接对涡轮级进出口流动产生影响，进而对涡轮整机性能产生影响。

表 6 为 5 个工况涡轮级耦合进排气壳体与单独涡轮级计算的级效率对比，表 7 为相应膨胀比对比。

表 6 带壳体与不带壳体涡轮级效率计算结果对比  
Tab.6 Comparison of stages' efficiency results with and without housings

工况	涡轮级总静效率 (不带壳体) /%	涡轮级总静效率 (带壳体) /%	效率差别/百分点
1	82.01	81.92	-0.09
2	83.94	83.25	-0.69
3	82.22	81.76	-0.46
4	85.46	84.93	-0.53
5	80.88	80.86	-0.02

表 7 带壳体与不带壳体涡轮级膨胀比计算结果对比  
Tab.7 Comparison of stages' expansion ratio results with and without housings

工况	涡轮级膨胀比 (不带壳体)	涡轮级膨胀比 (带壳体)	膨胀比差别/%
1	1.579	1.571	-0.51
2	1.555	1.542	-0.84
3	1.522	1.515	-0.45
4	1.474	1.466	-0.54
5	1.449	1.445	-0.28

由表 6 可见，2 轮计算涡轮级效率相差在 0.69 百分点以内，对涡轮级性能影响较小，且总体呈小幅下降趋势，主要变化原因为进排气壳体使涡轮级膨胀比（表 7）发生变化。

透平首级静叶受到进气壳体的影响较大，而排气壳体与末级动叶耦合作用更为紧密，因此分别对进排气壳体对首级静叶和末级动叶的影响进行分析。图 34 为首级静叶不同叶高截面静压系数分布。静压系数定义为叶片表面静压与出口静压之比。由图 34 可见，有无进气壳体时静叶相对弦长 0~0.4 静压系数略有区别。相对弦长 0.5 至叶片尾缘静压系数基本相同，进气壳体对静叶的影响主要在静叶相对弦长 0~0.4 位置。且从叶根到叶顶进气壳体的对静叶的影响不同：对于根截面附近（20%叶高），进

气壳体使叶片表面压力略微增大；对于中截面和尖截面（50%和 80%叶高），进气壳体使叶片表面压力稍有减小。由此可见，进气壳体对不同叶高叶片进口静压分布的影响趋势各有差异。

图 35 为末级动叶表面静压系数分布。

由于排气壳体与动叶的相互耦合作用，末级动叶表面静压在整个弦长范围内都受到排气壳体的影响。有无壳体时，计算叶片表面静压分布规律基本相同。其中耦合壳体计算动叶 3 个截面表面静压系数均降低，且从叶片根截面到尖截面变化量逐渐减小。可见排气壳体使涡轮级出口静压降低，涡轮级做功增强，且根截面吸力面与压力面压差增大，截面做功能力略有提高，对改善低反力度设计根截面流动有利。

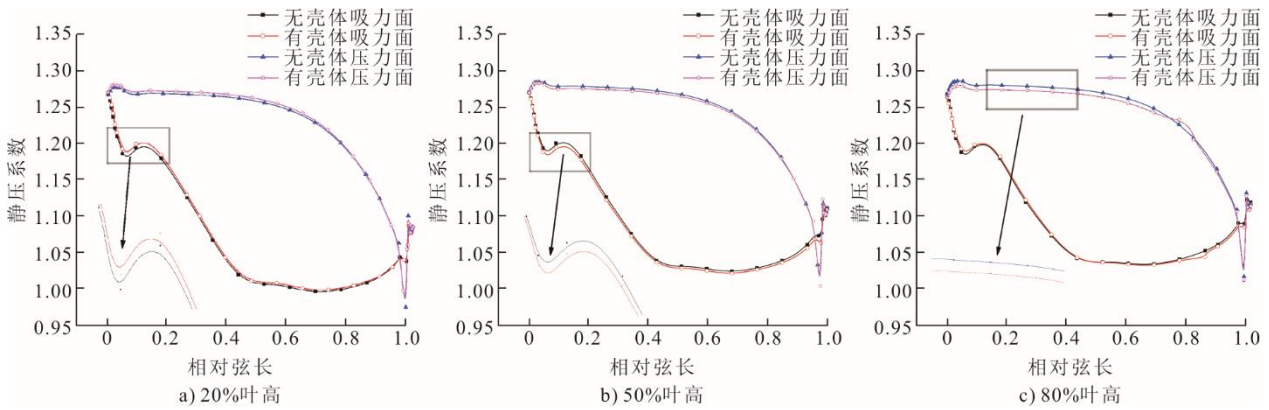


图 34 首级静叶表面静压系数分布

Fig.34 The static pressure coefficient on the first stage vane surface

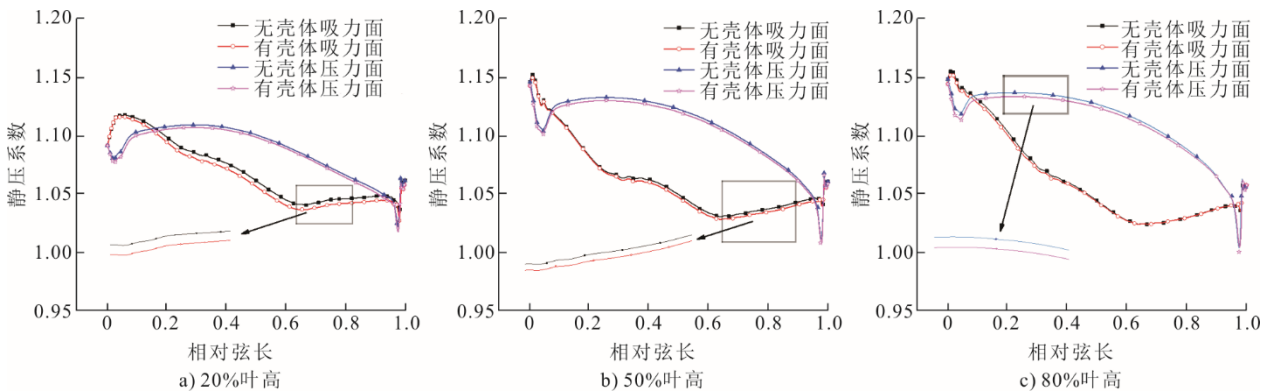


图 35 末级动叶表面静压系数分布

Fig.35 The static pressure coefficient on the last stage rotor surface

### 5 结 论

1) 基于试验测试数据验证了本文采用的 S-CO<sub>2</sub> 透平设计与性能仿真方法的可靠性，效率误差最大为 1.77 百分点，流量误差最大为 5.6%。

2) 此 S-CO<sub>2</sub> 透平动叶叶顶采用叶冠型式可明

显降低叶顶泄漏量，减少掺混损失，与无叶冠结构相比，机组效率提升 1.4 百分点。

3) 透平机组（涡轮级+进排气壳体）效率与涡轮级效率相比，最大降低了 2.9 百分点，主要是由进排气壳体内部的流动损失造成。

4) 进气蜗壳内损失为进气壳体的主要损失，排

气蜗壳与排气管道都存在较大的流动损失。进排气壳对涡轮级性能影响较小,涡轮级效率相差在0.69百分点以内。

### [参考文献]

- [1] CHO J, CHOI M, BAIK Y J, et al. Development of the turbomachinery for the supercritical carbon dioxide power cycle[J]. *International Journal of Energy Research*, 2016, 40(5): 587-599.
- [2] UTAMURA M, HASUIKE H, YAMAMOTO T. Demonstration test plant of closed cycle gas turbine with supercritical CO<sub>2</sub> as working fluid[J]. *Strojarsvo*, 2010, 52(4): 459-465.
- [3] ODABAE M, SAURET E, HOOMAN K. CFD simulation of a supercritical carbon dioxide radial-inflow turbine, comparing the results of using real gas equation of state and real gas property file[J]. *Applied Mechanics and Materials*, 2016, 846: 85-90.
- [4] PERSKY R, SAURET E, BEATH A. Robust design and optimization OFA radial turbine within a supercritical CO<sub>2</sub> solar Brayton cycle[C]. *The fourth world congress of structural and multidisciplinary optimization*, 2015: 1-6.
- [5] 丰镇平, 赵航, 张汉桢, 等. 超临界二氧化碳动力循环系统及关键部件研究进展[J]. *热力透平*, 2016, 45(2): 85-94.  
FENG Zhenping, ZHAO Hang, ZHANG Hanzhen, et al. Research progress on supercritical carbon dioxide power cycle system and its power unit[J]. *Thermal turbine*, 2016, 45(2): 85-94.
- [6] 王雨琦, 施东波, 张荻, 等. 部分进气超临界二氧化碳向心透平气动性能研究[J]. *热力透平*, 2016, 45(3): 184-188.  
WANG Yuqi, SHI Dongbo, ZHANG Di, et al. Study on aerodynamic performance of a partial-admission supercritical carbon dioxide radial-inflow turbine[J]. *Thermal turbine*, 2016, 45(3): 184-188.
- [7] 李翔宇, 冯永志, 冀文慧, 等. 5 MW 超临界 CO<sub>2</sub> 向心透平设计及变工况性能分析[J]. *工程热物理学报*, 2019, 40(10): 2260-2265.  
LI Xiangyu, FENG Yongzhi, JI Wenhui, et al. Design and off-design performance analysis of 5 MW supercritical carbon dioxide centrifugal turbine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2019, 40(10): 2260-2265.
- [8] 周奥铮, 宋健, 任晓栋, 等. 超临界二氧化碳布雷顿循环及其向心透平的设计与分析[J]. *工程热物理学报*, 2019, 40(6): 1234-1239.  
ZHOU Aozheng, SONG Jian, REN Xiaodong, et al. The study and analysis of supercritical carbon dioxide Brayton cycle and its radial inflow turbine[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2019, 40(6): 1234-1239.
- [9] 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): 183-188.  
WANG Zhi, LIU Yali, KUANG Xuanyi. Analysis of off-design characteristics of supercritical CO<sub>2</sub> single-stage axial-flow turbine[J]. *Journal of Chinese Society of Power Engineering*, 2021, 41(3): 183-188.
- [10] TANUMA T, SASAO Y, YAMAMOTO S, et al. Numerical investigation of exhaust diffuser performances in low pressure turbine casings[C]//ASME Turbo Expo: Turbine Technical Conference & Exposition, 2011.
- [11] 陶春德, 高杰, 牛夕莹, 等. 排气蜗壳与轴流涡轮相互作用的气动性能研究进展[J]. *热能动力工程*, 2021, 36(10): 137-146.  
TAO Chunde, GAO Jie, NIU Xiying, et al. Advances in aerodynamics performance of the interaction between exhaust volute and axial turbine[J]. *Journal of Engineering for Thermal Energy and Power*, 2021, 36(10): 137-146.
- [12] 薛文松, 陈阳, 李军, 等. 汽轮机切向进气蜗壳气动性能研究[J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(1): 126-134.  
XUE Wensong, CHEN Yang, LI Jun, et al. Investigation on the aerodynamic performance of the steam turbine tangential admission volute[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(1): 126-134.
- [13] 薛文松, 李军, 陈阳, 等. 横向间距和截面形状对汽轮机切向进气蜗壳气动性能的影响[J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(7): 95-103.  
XUE Wensong, LI Jun, CHEN Yang, et al. Effects of transverse distance and cross section shape on aerodynamic performance of tangential admission volute of steam turbine[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(7): 95-103.
- [14] 张立楠, 李宏磊, 岳国强, 等. 涡轮增压器进/排气蜗壳结构优化与性能分析[J]. *内燃机工程*, 2021, 42(4): 39-53.  
ZHANG Linan, LI Honglei, YUE Guoqiang, et al. Structural optimization and performance analysis of intake and exhaust volute of a turbocharger[J]. *Chinese Internal Combustion Engine Engineering*, 2021, 42(4): 39-53.
- [15] 王健. 某汽轮机高压进气蜗壳流场的数值模拟[J]. *装备制造技术*, 2018(6): 123-125.  
WANG Jian. Numerical simulation on HP inlet of ultra supercritical steam turbine[J]. *Equipment Manufacturing Technology*, 2018(6): 123-125.
- [16] 黄恩德, 楚武利, 董玮. 一种涡轮排气蜗壳的优化设计[J]. *航空动力学报*, 2017, 32(2): 455-462.  
HUANG Ende, CHU Wuli, DONG Wei. An optimal design of a turbine exhaust volute[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2017, 32(2): 455-462.
- [17] 黄恩德, 楚武利. 非轴对称涡轮排气蜗壳优化设计[J]. *推进技术*, 2016, 37(10): 1839-1846.  
HUANG Ende, CHU Wuli. Optimization design of an asymmetry turbine exhaust hood[J]. *Journal of Propulsion Technology*, 2016, 37(10): 1839-1846.
- [18] 董雨轩, 李志刚, 李军. 预旋对燃气涡轮排气蜗壳气动性能影响的数值研究[J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(1): 116-124.  
DONG Yuxuan, LI Zhigang, LI Jun. Effect of preswirl on the aerodynamic performance of the gas turbine exhaust volutes[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(1): 116-124.
- [19] BURTON Z, INGRAM G L, HOGG S. A literature review of low pressure steam turbine exhaust hood and diffuser studies[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbine & Power*, 2013, 135(6): 062001.1-062001.10.
- [20] MOUSTAPHA H, COOLING A, ZELESKY M F. Axial and radial turbines[M]. USA: Concepts ETI, Inc.d.b.a.Concepts NREC, 2003: 1.
- [21] SMITHS F. A simple correlation of turbine efficiency[J]. *Aeronautical Journal*, 1965, 69(655): 467-470.

(责任编辑 刘永强)