

# 转速对可倒车涡轮鼓风损失及性能影响研究

蒋振宇, 赵天笑, 吴磊, 高杰

(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:**为研究涡轮反转鼓风损失的影响因素,掌握可倒车动力涡轮反转鼓风损失控制策略与控制方法,以某船用可倒车动力涡轮为例,建立了计算模型。在1.0工况下以正车涡轮额定转速 $n$ 为基础,分别计算了 $0.6n$ ,  $0.8n$ ,  $1.0n$ 和 $1.1n$ 转速下可倒车动力涡轮产生的鼓风损失,并对比分析了4种转速下可倒车动力涡轮的性能及鼓风损失的变化。同时,对比研究了不同旋向倒车涡轮的内部流场,分析鼓风损失对流场参数的影响。研究表明:机组正车运行时,倒车涡轮会产生鼓风损失,导致倒车级内流场参数出现异常;出口压力高于进口压力时,动叶栅的温升现象和输出功率为负; $1.1n$ 转速下因鼓风产生的损失最高,功率损失的占比也最高; $1.0n$ 转速工况下的效率较 $1.1n$ 转速工况低 $0.02\%$ ,但机组输出功率最高。

**关键词:**倒车涡轮;转速;鼓风损失;涡轮性能;温升

中图分类号:TK14 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2024.05.005

[引用本文格式]蒋振宇,赵天笑,吴磊,等.转速对可倒车涡轮鼓风损失及性能影响研究[J].热能动力工程,2024,39(5):42-49. JIANG Zhenyu, ZHAO Tianxiao, WU Lei, et al. Effect of the speed on blast loss and performance of reversible turbine[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(5): 42-49.

## Effect of the Speed on Blast Loss and Performance of Reversible Turbine

JIANG Zhenyu, ZHAO Tianxiao, WU Lei, GAO Jie

(College of Power and Energy Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001)

**Abstract:** In order to study the reverse blast loss influencing factors of the turbine and master the control strategy and control method of reverse blast loss of reversible power turbine, a calculation model was established by taking a marine reversible power turbine as an example. Under the working condition of 1.0, based on the rated speed  $n$  of ahead turbine, the blast losses caused by the reversible power turbine at the speeds of  $0.6n$ ,  $0.8n$ ,  $1.0n$  and  $1.1n$  were calculated respectively, and the performance of the reversible power turbine and the change of the blast loss at four speeds were compared and analyzed. At the same time, the internal flow field of the reversible turbine with different rotating directions was compared and the influence of the blast loss on the flow field parameters was analyzed. The research shows that when the unit is running ahead, the reversible turbine will produce blast loss, resulting in abnormal flow field parameters in the astern stage; when the outlet pressure is higher than the inlet pressure, the temperature rise of the moving cascade and the output power are negative; at  $1.1n$  speed, the loss caused by blast is the highest, and the proportion of power loss is also the highest; the efficiency under  $1.0n$  speed condition is  $0.02\%$  lower than that under  $1.1n$  speed condition, but the output power of the unit is highest.

**Key words:** reversible turbine, rotating speed, blast loss, turbine characteristics, temperature rise

收稿日期:2023-06-13; 修订日期:2023-07-17

基金项目:国家科技重大专项(J2019-II-0018-0039)

**Fund-supported Project:** National Science and Technology Major Project(J2019-II-0018-0039)

作者简介:蒋振宇(1998-),男,哈尔滨工程大学硕士研究生。

通信作者:高杰(1985-),男,哈尔滨工程大学教授。

## 引言

燃气轮机作为当今动力行业的领航者,自其诞生之日起就受到科研技术人员的广泛关注<sup>[1]</sup>。在航海行进中,船舶有时需要进行倒车操作,但作为理想的船用动力装置,燃气轮机中的涡轮部件无法直接倒转,成为燃气轮机倒车运行的技术瓶颈。多年来为解决燃气轮机在船舶中的倒车运行问题,耗费了诸多人力物力,至今未有一个理想选择<sup>[2]</sup>。

20世纪70年代初,美国通用电气公司进行了阻塞型直接可倒车燃气轮机的开发和测试。动力涡轮和倒车涡轮的背靠背布置使输出轴能够正/反向旋转<sup>[3]</sup>,但是其效率极低。Rucigay<sup>[4]</sup>研究了船用燃气轮机如何在没有外界辅助的情况下实现倒车功能。Bowen<sup>[5]</sup>研究了船舶推进中独立倒车涡轮概念的可行性。俄罗斯装备可倒车涡轮的船舶于1969年问世,安装在船两侧对转的燃气轮机使船几乎能绕“点”旋转<sup>[6]</sup>。1994年乌克兰的Romanov等人<sup>[7]</sup>对“SPA MASHPROEKT”隔流式可倒车动力涡轮做了相关介绍。

牛夕莹等人<sup>[8-13]</sup>针对涡轮反转问题,设计了一种可直接反转的双通道可倒车涡轮,并进行了相关研究。这种燃气轮机的倒车功能是通过可倒车涡轮实现的,双通道可倒车涡轮有内外两个流道,当燃气气流全部流经内层叶片时气流进入内流道,并对内流道正车涡轮叶片做功,输出功率。此时,倒车涡轮叶片反转,外流道倒车涡轮对气流做功,消耗功率,产生鼓风损失。而当燃气气流全部流经外层叶片时,气流进入外流道,气流对倒车涡轮叶片做功,输出功率。此时,正车涡轮叶片反转,内流道正车涡轮对气流做功,消耗功率,产生鼓风损失。显然,当机组运行时总会有内层或外层涡轮叶片处于反转状态。机组长期处于正车运行状态,倒车涡轮叶片会引起额外的鼓风损失,这部分损失会消耗功率,大大降低机组功率及效率。

本文主要研究不同转速对可倒车动力涡轮性能及鼓风损失的影响,对不同正车转速工况进行数值模拟,对比鼓风损失(损失功率的大小)变化情况,同时对倒车级不同旋向的内部流动、鼓风损失对流

场参数的影响以及一体化可倒车动力涡轮的总体性能进行分析。

## 1 数值方法

### 1.1 计算模型

对可倒车动力涡轮进行建模,并用计算流体力学软件CFX进行了数值模拟。可倒车动力涡轮计算模型如图1所示。可倒车动力涡轮由前端挡板、四级正车涡轮和单级倒车涡轮组成,其动力涡轮是双层结构:内层叶片为正车涡轮叶片,外层叶片为倒车涡轮叶片。倒车涡轮只有一级,其转子叶片位于四级涡轮首级转子叶片的顶部,两层叶片由中间环连接构成双层叶片<sup>[14]</sup>。双层叶片上下叶型相反,从而实现涡轮的反转,并通过涡轮盘与轴输出功率。该涡轮可以随着挡板的升降而正转或者反转,当挡板升起时从燃烧室出来的气体进入与四级涡轮相连的内通道,而内通道的结构与常规涡轮结构相同,外部输出由四级涡轮完成,实现涡轮正转正车运行。在实际工作过程中,挡板的密封性不会特别严,故而留有1 mm的缝隙,因此气流在来流的过程中可以经过1 mm的缝隙进入倒车流道。

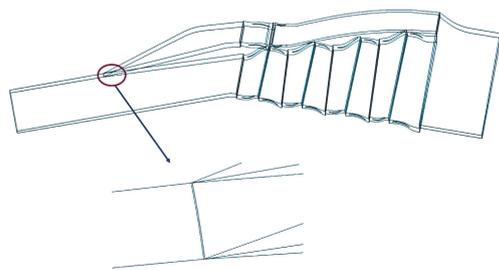


图1 可倒车动力涡轮计算模型

Fig. 1 Calculation model of reversible power turbine

### 1.2 边界条件

一体化倒车涡轮子午流道如图2所示,S1~S4代表4级正车涡轮静叶,R1~R4代表4级正车涡轮动叶,选择可倒车动力涡轮的进气段、正车级、倒车级及排气段为计算域。湍流模型影响着数值计算的精度,目前为止没有一种单独的湍流模型对所有工业问题完全适合<sup>[15]</sup>。由Menter<sup>[16]</sup>提出的SST  $k-\omega$ 湍流模型,可根据 $y^+$ 值的不同自动选择壁面函数法或壁面加强处理的方法,可较好地对流动开始和负

压力梯度条件下流体的分离进行预测。因此,本文选择 SST  $k-\omega$  湍流模型进行计算。

边界条件设置如下:壁面采用绝热无滑移条件,周向边界设置为周期性边界,动静叶交界面设置为混合交界面;进气段给定进口总温总压和来流方向;排气段给定出口平均静压;给定转速,工质为燃气。在设计工况下,设正车涡轮额定转速为  $n$ ,在不改变来流参数的情况下,对比研究  $0.6n, 0.8n, 1.0n$  和  $1.1n$  4种转速下可倒车动力涡轮产生的鼓风损失。

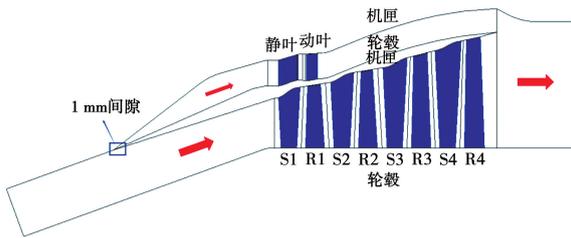


图2 可倒车动力涡轮子午流道示意图

Fig.2 Schematic diagram of meridional flow channel of reversible power turbine

### 1.3 网格划分

一体化可倒车动力涡轮网格划分如图3所示。

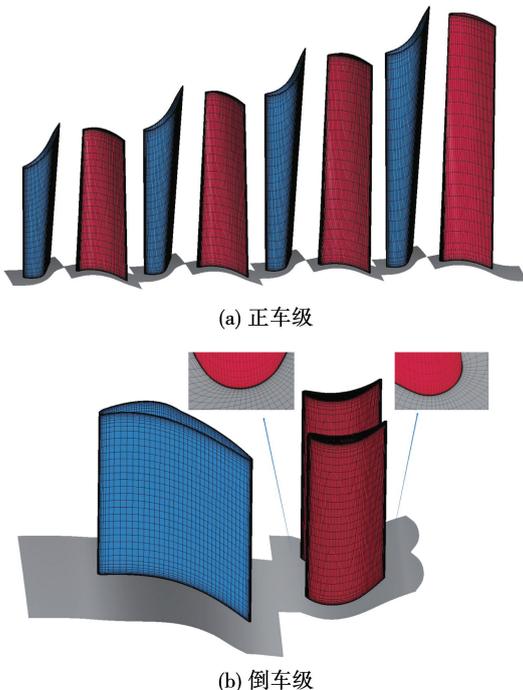


图3 一体化可倒车动力涡轮网格划分

Fig.3 Integrated reversible power turbine grid distributions

进气段与排气段在 ICEM 中完成结构化网格划分,进气段网格数为 29 万,排气段网格数为 11 万。正倒车级涡轮所用网格为 H-O-H 多块结构化网格,由 Numeca 软件中的 Autogrid 模块自动生成<sup>[17]</sup>。其中,倒车级网格数约为 260 万。由于首级动叶片为双层叶片结构,故倒车级动叶叶顶设置 0.5 mm 间隙。而正车级首级动叶不再设置叶顶间隙,正车级网格数约为 400 万。边界层网格层数为 15 层,第 1 层网格高度为 0.001 mm,  $y^+$  值小于 1。

### 1.4 网格无关性验证

选取几种不同密度网格,针对全转速工况进行定常计算,获得不同网格数量下的一体化倒车涡轮效率计算结果,如图4所示。从图4可以看出,随着网格数量的增加,效率趋于稳定,计算得到的数值对网格的依赖性逐渐减弱,当网格达到 860 万时效率基本不再随网格量的增加而改变,可认为 860 万以上的网格满足网格无关性要求。综合考虑现有计算资源空间,本文的计算模型都基于 860 万网格数进行计算。

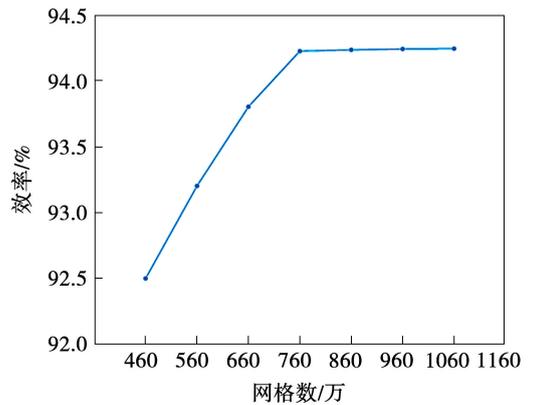


图4 网格无关性验证

Fig.4 Grid independence verification

### 1.5 数据处理

总-总效率的定义公式为:

$$\eta_{T-T} = \frac{1 - (T_{out}^*/T_{in}^*)}{1 - (p_{out}^*/p_{in}^*)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (1)$$

式中:  $T_{out}^*$ —出口总温, K;  $T_{in}^*$ —进口总温, K;  $p_{out}^*$ —出口总压, kPa;  $p_{in}^*$ —进口总压, kPa;  $\gamma = 1.4$ 。

牛夕莹等人<sup>[18]</sup>曾提出关于排气侧未完全封挡的倒车涡轮全三维鼓风损失确定方法,以功率作为鼓风损失衡量标准,功率的定义公式为:

$$P = \frac{2\pi Mn}{60\,000} \quad (2)$$

式中: $P$ —功率,kW; $M$ —涡轮动叶片扭矩,N·m; $n$ —转速,r/min。

折合流量定义公式为:

$$\bar{G} = G \sqrt{T_{in}^*}/p_{in}^* \quad (3)$$

式中: $\bar{G}$ —折合流量,kg·√K/(kPa·s); $G$ —进口流量,kg/s。

折合功率公式定义为:

$$\bar{P} = \frac{P}{\sqrt{T_{in}^*} p_{in}^*} \quad (4)$$

式中: $\bar{P}$ —折合功率,kW/(√K·kPa)。

折合鼓风机损失功率公式定义为:

$$\bar{P}_1 = - \frac{P_1}{\sqrt{T_{in}^*} p_{in}^*} \quad (5)$$

式中: $\bar{P}_1$ —折合鼓风机损失功率,kW/(√K·kPa); $P_1$ —正车运行时倒车级输出功率,kW。

## 2 结果与分析

### 2.1 倒车级鼓风机损失定量分析

由于倒车涡轮转动方向的特殊性,正车运行时倒车涡轮叶片处于反转状态。此时,倒车涡轮叶片引起额外的鼓风机损失。以功率作为损失的衡量标准,机组处于正车工况时,正车级输出功率为正,而倒车级产生与正车级相反的功率值,这部分功率值就可以衡量鼓风机损失。通过计算 4 种不同转速下的鼓风机损失,对不同转速条件下鼓风机损失进行了定量分析。此时,倒车级的功率输出为负值,而损失功率选取其绝对值进行定量比较。不同转速下倒车级鼓风机损失如表 1 所示。由表 1 可知,在转速为 0.6n 时鼓风机损失功率最小,而在最大转速 1.1n 时鼓风机损失功率最大。

表 1 不同转速下倒车级鼓风机损失

Tab. 1 Astern stage blast loss at different speeds

转速	折合鼓风机损失功率/kW·(√K·kPa) <sup>-1</sup>
0.6n	0.004 2
0.8n	0.011 1
1.0n	0.020 4
1.1n	0.028 2

涡轮中能量的损失伴随着熵的增加,熵的增加

是一个不可逆的过程。图 5 是倒车级动叶沿流向的熵增云图。从图 5 中可以看出,高熵增区域主要发生在 50% 叶高以上区域,且沿流向并没有明显减小的趋势。在 4 种不同的转速下,随着转速的增加,沿动叶流向的熵增也在增加,使得级内流动损失增加。

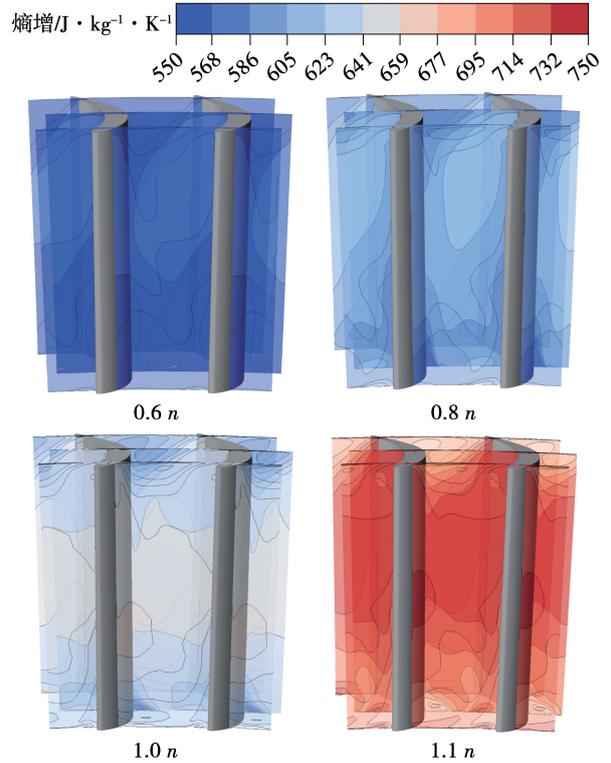


图 5 倒车涡轮动叶沿流向熵增云图

Fig. 5 Entropy increase cloud diagrams of reversible turbine rotor blade along the flow direction

图 6 为不同转速正车运行时倒车级在不同轴向位置处的熵增变化。

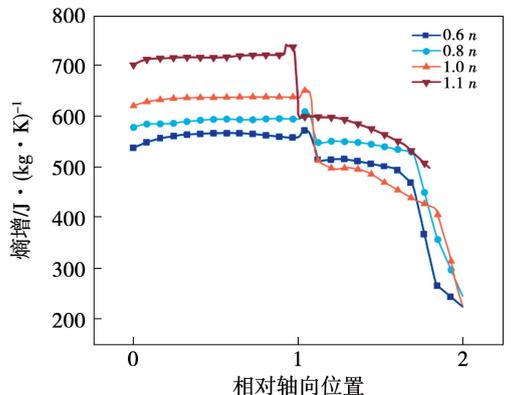


图 6 倒车级熵增沿轴向位置分布

Fig. 6 Distribution of entropy increase of astern stage along axial position

从图 6 可知,随着转速的增加,倒车级的熵增也增加,说明转速升高时倒车级内损失增加。在流体流出倒车涡轮动叶后进入流道内,熵增有一个下降的过程,在  $1.0n$  转速时下降趋势最明显,在动叶后流道内的损失较其他 3 种情况小。

由于倒车涡轮的特殊结构限制,正车运行时会造成倒车涡轮动叶栅内的流动紊乱。不同转速下倒车级湍动能云图如图 7 所示。高湍动能区主要分布在动叶的前缘附近,在动叶栅出口 20% 轴向弦长处湍动能也有较明显的升高趋势。在  $1.0n$  和  $1.1n$  高转速下,两处的湍动能值较低、转速较高,说明这两处流体流动稳定性较低转速差,这是造成损失偏高的主要原因。

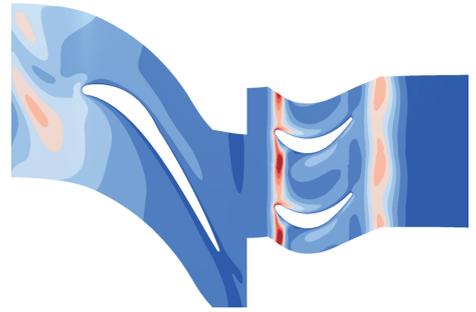
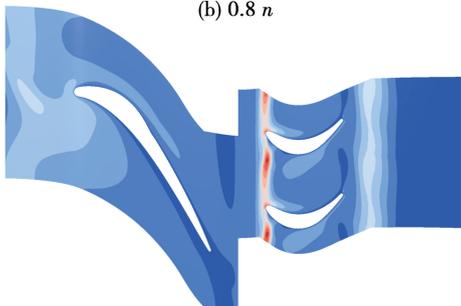
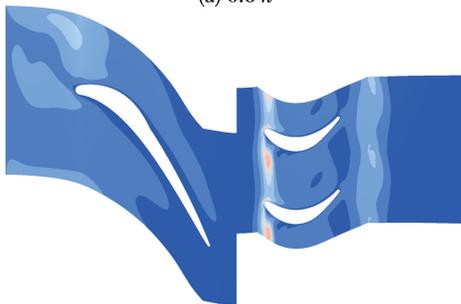


图 7 不同转速倒车级湍动能分布云图  
Fig. 7 Cloud diagrams of turbulent kinetic energy distribution in astern stage at different speeds

### 2.2 不同转速下倒车级流场分析

倒车涡轮不同旋转方向示意图,如图 8 所示。图 8(a)是倒车涡轮正转(涡轮机处于倒车工况)示意图,图 8(b)是倒车涡轮反转(涡轮机处于正车工况)示意图。对比分析不同旋向倒车级流场参数变化及鼓风损失对倒车级流场的影响。在本文的仿真计算中,并没有考虑倒车涡轮前后使用挡板。



图 8 倒车涡轮不同旋转方向示意图  
Fig. 8 Schematic diagrams of different rotation directions of reversible turbine

不同旋转方向倒车级 50% 叶高的马赫数分布如图 9 所示。倒车级正转(机组倒车运行)是其正常工作状态,倒车级反转(机组正车运行)是其非正常工作状态。由图 9 可知,正常工作时,倒车涡轮内部流动较复杂,气流以亚音速进入倒车级后,在静叶栅中迅速达到超音速,属于跨音速涡轮,由于动叶栅稠度较低,在动叶吸力面处会发生流动分离。在非正常工作状态下,在动叶栅内有较大的低马赫数区,而在动叶进口及出口处马赫数较高,在动叶前缘处马赫数突然降低,边界层增厚,这也是喘动能增加的原因。

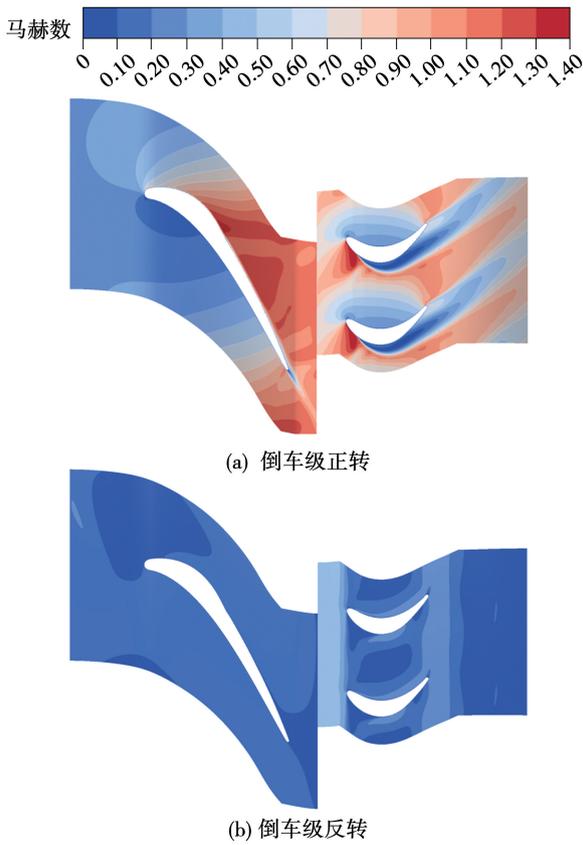


图 9 不同旋转方向倒车涡轮 50% 叶高马赫数分布  
Fig.9 Mach number distributions in 50% span of reversible turbine in different rotation directions

不同旋转方向倒车级 50% 叶高压力分布如图 10 所示。观察发现,正车运行(倒车级反转)时,倒车涡轮动叶喉部还会出现负压区;而倒车运行(倒车级正转)时,压力参数表现正常,动叶吸力面处出现局部低压区,考虑是流动分离带来的影响,造成一定的压力损失。图 11 是不同旋转方向倒车级压力沿流向分布图。由图 11 可知,在倒车级非正常运转时,涡轮出口压力大于进口压力。

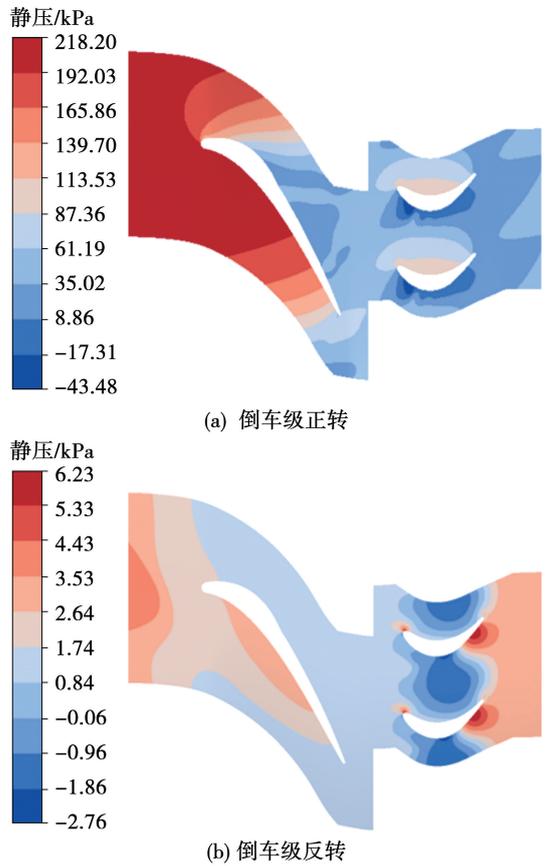


图 10 不同旋转方向倒车涡轮 50% 叶高压力分布  
Fig.10 Pressure distributions in 50% span of reversible turbine in different rotation directions

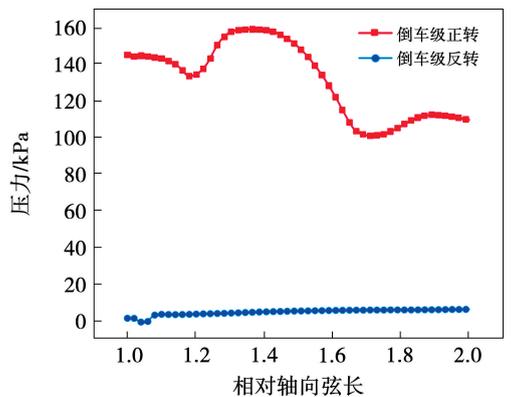


图 11 不同旋转方向倒车涡轮压力沿流向分布  
Fig.11 Pressure distribution of reversible turbine in different rotation directions along the flow direction

不同旋转方向倒车涡轮 50% 叶高温分布如图 12 所示。可以看到,正常运行时,动叶前缘吸力面处出现低温区,涡轮进口温度大于出口温度,由于流动分离,动叶尾缘出现高温尾迹。非正常运行时,在动叶栅中气流温度骤升,产生明显的温升现象,且上升幅度较大。

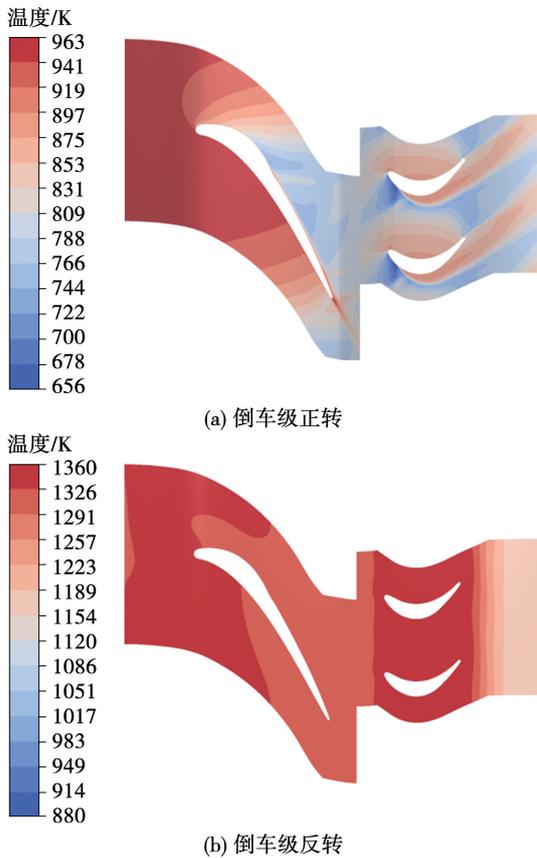


图 12 不同旋转方向倒车涡轮 50% 叶高温分布  
 Fig. 12 Temperature distributions in 50% span of reversible turbine in different rotation directions

综上,在倒车涡轮正常运行时,倒车级流场内各项参数正常,比如压力下降、温度降低等,而由于倒车涡轮动叶片数目的限制,会产生明显的流动分离。在机组正车运行时,倒车涡轮为非正常运转,由于反转产生的鼓风损失,涡轮内参数出现异常,比如压力升高(出口压力大于进口压力)、温度升高(动叶栅内的温升现象)、功率输出为负(消耗正车级输出功率,降低机组功率)等。

### 2.3 转速对一体化可倒车涡轮性能参数的影响

正车涡轮是技术相对成熟的四级动力涡轮,单级倒车涡轮位于首级正车涡轮顶部。考虑到实际挡板的密封并不会特别严,进口段留有 1 mm 间隙,会造成正车级的进气泄漏。同时,涡轮尾部存在一个略微大于四级涡轮出口的排气管道,从四级涡轮排出的气体有一小部分在涡轮出口顶部回流到倒车流道中,在涡轮出口顶部会出现回流涡影响到四级涡轮末级顶部气体的流动。进口泄漏、尾部回流以及外层倒车级反转鼓风所造成的影响不可忽略。

为了研究转速对可倒车动力涡轮总体性能的影响,针对一体化可倒车动力涡轮巡航工况进行定常数值模拟,分别计算 0.6n, 0.8n, 1.0n 和 1.1n 4 种转速下的折合流量、折合功率和效率。表 2 给出了 4 种转速下涡轮的性能参数。

表 2 可倒车动力涡轮性能参数

Tab. 2 Reversible power turbine performance parameters

转速	折合流量/ $\text{kg} \cdot \sqrt{\text{K}} \cdot (\text{kPa} \cdot \text{s})^{-1}$	正车级折合功率/ $\text{kW} \cdot (\sqrt{\text{K}} \cdot \text{kPa})^{-1}$	效率/%	倒车级折合功率/ $\text{kW} \cdot (\sqrt{\text{K}} \cdot \text{kPa})^{-1}$	折合输出功率/ $\text{kW} \cdot (\sqrt{\text{K}} \cdot \text{kPa})^{-1}$	损失功率 占比/%
0.6n	0.008 6	2.256	85.14	-0.004 2	2.251 8	0.190
0.8n	0.009 4	2.206	92.84	-0.011 1	2.194 9	0.506
1.0n	0.008 4	2.420	94.23	-0.020 4	2.399 6	0.843
1.1n	0.008 3	2.414	94.25	-0.028 2	2.385 8	1.170

由表 2 可知:随着转速的增加,折合功率呈先降低后增加的趋势,在 0.8n 至 1.0n 时上升趋势较明显,转速为 1.0n 时功率达到最大值;随着转速的升高,涡轮级的效率会升高,且转速升高越多,效率升高越快,当转速由 0.6n 提升至 0.8n 时效率也在大幅提升,而当转速达到 0.8n 及以上时效率的提升幅度很小;由于转速的变化,进出口的流量发生变化,导致流场和进口攻角的变化,使得整体的功率和效

率有所下降,转速在 0.8n 以上时效率偏差幅度并不是很大,转速在 0.6n 下与设计转速相比效率相差约 9 个百分点,此时效率的下降除了受转速的影响,可能还受到其他气动问题的影响。随着转速的增加,进口流量呈现先增加后减小的趋势,转速由 0.8n 提升至 1.0n 时流量下降幅度较大,说明转速的改变对涡轮机的进口流量存在一定的影响。

### 3 结 论

运用 CFD 方法对一体化可倒车动力涡轮正车运行时不同转速下产生的鼓风损失进行了研究,并分析对比了不同旋转方向倒车级内部流场,对倒车级产生的鼓风损失定量分析,得到以下结论:

(1) 机组正车运行时,倒车涡轮会产生鼓风损失,造成倒车级内流场参数出现异常,如出口压力高于进口压力、动叶栅的温升现象和输出功率为负等。

(2) 低转速工况下,损失占比相对高转速较小。  
1.  $1n$  转速下因鼓风产生的损失最高,功率损失占比也是最高,占比约为 1.17%。对比  $1.0n$  转速,效率差不大,损失占比较  $1.1n$  转速时低,为 0.843%,机组输出功率高。

### 参考文献:

- [1] 蒋洪德. 加速推进重型燃气轮机核心技术研究开发和国产化[J]. 动力工程学报, 2011, 31(8): 563-566.  
JIANG Hongde. Promote heavy duty gas turbine core technology development and industrial application in China[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2011, 31(8): 563-566.
- [2] BUTLER E A. An axial flow reversing gas turbine for marine propulsion[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011, 89(1): 165.
- [3] 王国杰. 船用倒车涡轮流动特性及气动优化研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2021.  
WANG Guojie. The research on flow characteristics and aerodynamic optimization of marine reversible turbine[D]. Harbin: Harbin Engineering University, 2021.
- [4] RUCIGAY J C. Assembly and test of a direct reversing marine gas turbine[C]//ASME 1976 International Gas Turbine and Fluids Engineering Conference, New Orleans, Louisiana, USA, March 21-25, 1976.
- [5] BOWEN T L. Feasibility of an isolated reverse turbine concept for marine propulsion[C]//ASME 1979 International Gas Turbine Conference and Exhibit and Solar Energy Conference, San Diego, California, USA, March 12-15, 1979.
- [6] 郁顺旺, 牛夕莹, 张馨, 等. 可倒车涡轮双通道整体叶轮: CN205503192U[P]. 2016-08-24.  
YU Shunwang, NIU Xiyang, ZHANG Xin, et al. Reversible turbine dual-channel integral impeller: CN205503192U[P]. 2016-08-24.
- [7] ROMANOV V I, ZHIRITSKY O G, BELYAEV V E, et al. Spa "Mashproekt" reversible power turbines[C]//ASME 1994 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, The Hague, Netherlands, June 13-16, 1994.
- [8] 牛夕莹, 郁顺旺, 李国强, 等. 一种带有双层可转导叶的船用燃

- 气轮机可倒车动力涡轮: CN109505664A[P]. 2019-03-22.
- NIU Xiyang, YU Shunwang, LI Guoqiang, et al. A reversible power turbine with double-layer guide vanes for marine gas turbines: CN109505664A[P]. 2019-03-22.
- [9] 郁顺旺, 牛夕莹, 朱凯迪, 等. 一种可倒车燃气轮机动力涡轮的排气涡壳: CN109578141A[P]. 2019-04-05.  
YU Shunwang, NIU Xiyang, ZHU Kaidi, et al. Exhaust volute of a reversible gas turbine: CN109578141A[P]. 2019-04-05.
  - [10] 郁顺旺, 牛夕莹, 舒春英, 等. 一种可倒车动力涡轮转动机构系统: CN211038837U[P]. 2020-07-17.  
YU Shunwang, NIU Xiyang, SHU Chunying, et al. A reversible turbine rotating mechanism system: CN211038837U[P]. 2020-07-17.
  - [11] 牛夕莹, 郁顺旺, 李宗全, 等. 一种用于可倒车涡轮鼓风机损失试验的支承环: CN209908578U[P]. 2020-01-07.  
NIU Xiyang, YU Shunwang, LI Zongquan, et al. A support ring for the windage loss test of reversing turbine: CN209908578U[P]. 2020-01-07.
  - [12] 黎明, 朱凯迪, 郁顺旺, 等. 可倒车涡轮流通切换阀: CN205503196U[P]. 2016-08-24.  
LI Ming, ZHU Kaidi, YU Shunwang, et al. Reversible turbine flow switching valve: CN205503196U[P]. 2016-08-24.
  - [13] 郁顺旺, 牛夕莹, 朱凯迪, 等. 一种可倒车燃气轮机动力涡轮的排气涡壳: CN209308836U[P]. 2019-08-27.  
YU Shunwang, NIU Xiyang, ZHU Kaidi, et al. An exhaust volute of a reversible gas turbine: CN209308836U[P]. 2019-08-27.
  - [14] NIU Xiyang, LIN Feng, LI Weishun, et al. Gas-dynamics design of reversible turbine for marine gas turbine engine[C]//ASME Turbo Expo 2017; Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, North Carolina, USA, June 26-30, 2017.
  - [15] 李钰洁, 刘永葆, 贺星. 转速对涡轮叶顶间隙泄漏掺混的影响[J]. 燃气轮机技术, 2014, 27(3): 32-36.  
LI Yujie, LIU Yongbao, HE Xing. Effect of blade rotating speed on the mixing of tip clearance leakage flow in axial turbines[J]. Gas Turbine Technology, 2014, 27(3): 32-36.
  - [16] MENTER F R. Two equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications[J]. AIAA, 1994, 32(8): 1598-1605.
  - [17] 赵庆军, 王会社, 赵晓路, 等. 涡轮转速对无导叶对转涡轮流动特性的影响[J]. 工程热物理学报, 2007, 28(6): 925-928.  
ZHAO Qingjun, WANG Huishe, ZHAO Xiaolu, et al. Influence of rotor speed on flow characteristics in a vaneless counter-rotating turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2007, 28(6): 925-928.
  - [18] 牛夕莹, 郁顺旺, 李国强, 等. 排气侧未完全封挡的倒车涡轮全三维鼓风损失确定方法: CN109933909B[P]. 2022-06-28.  
NIU Xiyang, YU Shunwang, LI Guoqiang, et al. Method for determining the full three-dimensional blast loss of the reversible turbine with incompletely blocked exhaust side: CN109933909B[P]. 2022-06-28.