

耦合传热对超微型燃气轮机旋转部件性能的影响*

姚雪睿¹ 徐孟娟² 刘钊¹ 丰镇平¹

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安)

摘要: 为揭示超微型燃气轮机转子内部轴向传热对旋转部件气动性能的影响机制, 并评估内部冷却结构对转子性能的恢复作用。本文采用流热耦合方法对一台 350 W 超微型燃气轮机转子开展流动与传热的数值模拟, 对比分析了内部传热及轴内冷却对部件性能的影响。结果表明: 内部传热使离心压气机压比下降 5.56%, 效率降低 3.05%, 向心透平输出功率下降 10.96%, 效率降低 2.47%, 但传热同时在一定程度上稳定了压气机与透平内部的流动结构, 减小了流动损失。施加内部冷却结构后, 压气机压比与效率分别提升 1.13% 与 0.98%, 透平输出功率升高 2.90%, 效率提高 0.10%, 悬臂轴温度降幅达 45.1%。基于传热带来的流动稳定效应, 提出在设计中适当采用更高叶片载荷的设计思路以补偿因传热导致的做功能力衰减; 内部冷却结构能有效降低悬臂轴温度, 改善轴承工作环境, 为超微型燃气轮机在紧凑条件下的长期稳定运行提供有效的热防护方案。

关键词: 超微型燃气轮机; 离心压气机; 向心透平; 流热耦合; 数值模拟

中图分类号: TK47 **文献标志码:** AA

文章编号: 0253-987X(XXXX)XX-0001-17

Conjugate Heat Transfer on the Performance of Rotating Components in Ultra-Micro Gas Turbines

YAO Xuerui¹, XU Mengjuan², LIU Zhao¹, FENG Zhenping¹

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

2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To reveal the influence mechanism of internal axial heat transfer within the rotor on the aerodynamic performance of rotating components in an ultra-micro gas turbine, and to evaluate the performance recovery effect of an internal cooling structure, a conjugate heat transfer method was employed to numerically simulate the flow and heat transfer in a 350 W ultra-micro gas turbine rotor. The effects of internal heat transfer and in-shaft cooling on component performance were comparatively analyzed. The results indicated that internal heat transfer reduced the centrifugal compressor pressure ratio by 5.56% and efficiency by 3.05%, and decreased the radial turbine output power by 10.96% and efficiency by 2.47%. However, the heat transfer also stabilized the internal flow structures of the

收稿日期: XXXX-XX-XX. 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52276037)

compressor and turbine to a certain extent, thereby reducing flow losses. With the implementation of the internal cooling structure, the compressor pressure ratio and efficiency were increased by 1.13% and 0.98%, respectively, the turbine output power was raised by 2.90%, and the turbine efficiency was improved by 0.10%. Notably, the temperature of the cantilevered shaft was reduced by 45.1%. Based on the flow stabilization effect induced by heat transfer, a design strategy of appropriately adopting higher blade loading was proposed to compensate for the power output degradation caused by heat transfer. The internal cooling structure was shown to effectively lower the cantilevered shaft temperature and improve the bearing operating environment, thereby providing an effective thermal protection scheme for the long-term stable operation of ultra-micro gas turbines under compact configurations.

Keywords: ultra-micro gas turbine; centrifugal compressor; radial inflow turbine; conjugate heat transfer; numerical simulation

超微型燃气轮机是微型能源系统的重要组成部分。自麻省理工学院首次提出了基于微机电系统技术的微型燃气轮机概念以来^[1-2], 该领域实现了发电装置的高度集成与微型化, 其整体尺寸可达厘米级别, 关键部件的特征尺寸则为毫米级。目前, 大多数无人机以及其他便携式电子设备仍以锂离子电池作为电源, 但其能量密度难以突破 $250 \text{ W} \cdot \text{h} / \text{kg}$ 。相比之下, 常见碳氢燃料的能量密度约为 $12\,000 \text{ W} \cdot \text{h} / \text{kg}$, 凭借远超锂离子电池的功率密度与能量密度, 超微型燃气轮机在便携电子设备、无人机推进等领域展现出广阔的应用前景^[3]。

然而, 要实现其巨大的应用潜力, 必须克服一系列由尺寸缩小引发的问题。微型燃气轮机因其结构紧凑, 通常具有更薄的壁面以及更小的透平-压气机间距, 这使得其内部传热环境显著不同于大型机器。尽管流体温度和速度条件相似, 但由于其特征尺寸极小, 粘性力作用增强, 内部传热系数可达大型设备的三倍以上。这种由“尺寸效应”带

来的传热强化, 使得高温部件(透平)向低温部件(压气机)的热交换量急剧增加, 对整机性能产生了不可忽视的影响。该问题最早在小型透平增压器中被认识和研究, 研究指出热透平和冷压气机之间的距离可能对流动条件产生显著影响^[4], Gong等^[5]的研究表明, 微型燃气轮机因其极低的运行雷诺数, 呈现出与传统尺度透平机械截然不同的设计特征, 主要表现为表面摩擦与传热效应的大幅增强。因此, 传统设计方法已不适用于微型透平。须构建能够充分考虑上述差异的新设计框架。Ribaud^[6]针对传热效应占据主导地位的微型发动机, 建立了超微型透平的热力学运行模型, 并在不同工况下开展了应用分析, 提出了若干提升性能的指导原则。Van den Braembussche^[7]总结了燃气轮机的尺度缩小带来的主要问题, 包括雷诺数的剧烈变化, 热端与冷端部件之间的大量热传递, 以及由材料与制造工艺限制所引发的小型化几何约束。Verstraete等^[8]对微型燃气轮机内部热传递及其对性能的

影响进行了数值研究。并开发了耦合热传递求解器,以量化热传递过程并揭示其形成机制。该求解器将转子和定子内部的三维导热计算与径向压气机、透平及定子转子间隙内的三维流场计算相结合。

为应对微尺度下的强传热挑战,学者围绕压气机与透平部件开展了大量研究。在压气机方面,学者们从耦合传热分析方法、热损失影响及低雷诺数效应等角度展开了系统探索。Lei^[9]提出了一种将离心压气机一维流动模型与轴对称耦合传热求解器相结合的分析方法,在保证精度的同时降低了计算成本。Verstraete等^[10]研究了热损失对小型离心压气机性能的影响,并开发了考虑传热效应的一维设计程序。Ma和Xi^[11]通过对比等温与绝热壁面条件,发现雷诺数降低会导致边界层增厚和尾流区域扩大。沈煜欣和刘建军^[12]对厘米级压气机的数值模拟表明,在相同输入功下等温传热条件导致流量减少7.53%,总等熵效率下降约25.4%。Cui等^[13]通过数值模拟量化了固体与流体表面的热传递过程,引入热损失概念表征轴功耗散,量化了热传递对离心压气机级性能的影响。赵琛杰等^[14]综合运用流热耦合数值方法与实验手段,分析了强换热条件下压气机内部的温度分布特征。Xiong等^[15]在低温离心压气机设计中,考虑了叶轮轮毂与轴向流道的热泄漏,并据此调整了设计参数。

与压气机相似,透平部件同样受到

传热效应的显著影响。Onishili等^[16]对100 W级微型向心透平的数值模拟表明,传热会导致透平实际工作流量偏离设计值。龚建波等^[17]建立了非绝热工况下的热力学模型,提出了适用于该条件的效率定义,指出传统测量效率难以反映真实气动性能。周琨等^[18]建立了透平气动性能随传热量变化的一维模型,分析了不同传热量下的流动变化规律。边磊等^[19-20]系统探讨了传热对透平气动性能的影响,发现传热增强会导致效率显著降低,并在此基础上提出了考虑壁面传热效应的设计方法。Watanabe^[21]的数值模拟表明,传热会降低导叶出口绝对速度,使动叶进口相对气流角偏离设计值。刘洲洋等^[22]针对超临界二氧化碳透平的研究发现,耦合传热条件下透平轴功率与等熵效率均明显下降。此外,Wiesche^[23]通过实验研究了透平输出功率随传热量变化的规律,刘传凯和李艳茹^[24]则建立了耦合传热与低雷诺数效应的整机性能仿真模型,实现了部件传热与整机特性的动态模拟。

上述研究通过理论建模、数值模拟和实验手段,深入分析了传热对超微型燃气轮机压气机与透平性能的不利影响,为发展适应微尺度物理效应的新设计方法奠定了基础。目前针对超微型燃气轮机传热特性的研究,大多将压气机和透平作为独立的部件进行分别探讨。然而,整机转子作为一个连续的、导热的实体,在实际运行中存在着从透平侧向压气机侧的轴向传热。这种跨区域的

整体传热过程,使压气机与透平的性能相互耦合,进而共同影响整机的气动特性与热效率。因此,将超微型燃气轮机转子视为一个传热整体进行研究,对于准确理解并优化其综合性能至关重要。目前,将转子视为传热整体、系统揭示轴向传热对压气机与透平性能耦合影响机制的研究,仍较为欠缺,尚未得到系统开展。

因此,本文立足于整体转子视角,采用流热耦合数值方法,分析转子内部轴向传热对压气机与透平性能的影响,定量评估传热对二者气动性能的劣化程度。在此基础上,提出了一种针对转子的内部冷却设计方案以抑制轴向传热,并通过数值对比验证了该结构在保障轴承工作环境与恢复系统整体性能方面的有效性。

1 几何模型和数值方法

1.1 几何模型

所采用几何模型来自课题组设计的350 W超微型燃气轮机系统中的悬臂式整体转子,超微型燃气轮机系统示意图如图1所示,压气机和透平构成整体转子,与发电机集成于同一轴系上。预混后的空气与燃料经进气道径向流入离心压气机,完成压缩过程后进入燃烧器,生成的高温工质流经向心透平导叶,进入透平段膨胀做功,驱动发电机转子旋转发电。为系统研究转子内部轴向传热对超微型燃气轮机系统性能的影响,并量化评估冷却设计的有效性,选取整体

转子以及压气机与透平为研究对象,现定义三个对比计算模型如下:

1、绝热条件下的流动计算

开展压气机与透平通流在绝热条件下的流动计算,旨在获取微型燃气轮机系统在无传热损失时的理论性能上限,作为评估实际传热所引起性能下降的基准参照。

2、实心转子耦合传热计算

实心转子耦合传热计算为无任何主动冷却措施的基础工况。其固体域几何模型如图2(a)所示,转子内部为实心结构。

3、内冷转子耦合传热计算

为抑制转子轴向传热,在基准模型上引入了主动冷却设计,其几何模型见图2(b),其内部设有中空冷却流道,并在主轴区域及压气机与透平交界的传热关键路径上分别布置了冷却肋片。其中,轴区肋片主要用以降低轴温,保障轴承运行环境;而压气机-透平交界区的肋片,因其位置邻近燃烧室高温区,且处于透平(高温侧)与压气机(低温侧)交界的传热关键路径上,该区域热流密度大、轴向传热最为显著。在此处布置肋片可有效强化冷却,阻断高温向低温部件的热传递,从而抑制因传热引起的性能衰减。

对于耦合传热计算,在转子固体域模型的基础上。建立了包含离心压气机进气道,叶轮,扩压器以及向心透平静叶、动叶轮、出口域的全流道流体域。此外,在内冷转子耦合传热计算中,设

有内部冷却流体域,对于实心转子耦合传热计算,该区域为固体材料。出口流域连接透平流域与内部冷却空腔流域,可捕捉由于透平出口高速低压流体对内部冷却流的夹带效应。计算域示意图与几何尺寸如图3所示:

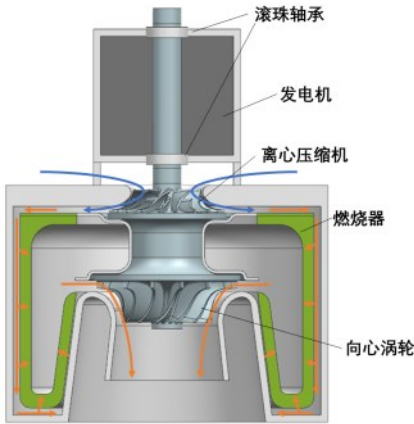
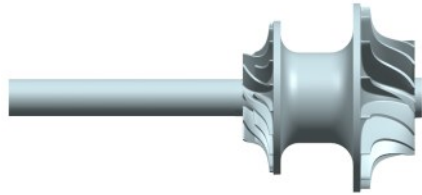


图1 超微型燃气轮机概念设计图
Fig 1 Conceptual design diagram of an ultra-micro gas turbine

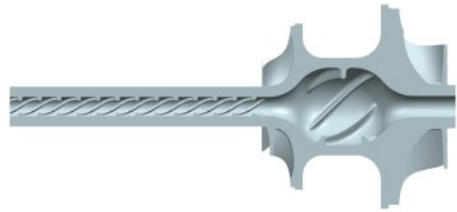
1.2 数值方法和边界条件

采用Ansys CFX软件求解雷诺时均

N-S方程进行定常计算。根据以色列理工学院的研究^[25],陶瓷转子在超微型燃气轮机中已通过实验验证可实现更高的效率和压比,因此转子材料选用陶瓷,其密度为 3.26 g/cm^3 ,热导率为 $16.7 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$,弯曲强度 883 N/mm^2 ,杨氏弹性模量 $294\,000 \text{ N/mm}^2$ 。



(a) 实心转子模型



(b) 带内冷流道转子模型剖面图

图2 固体域几何模型

Fig 2 The geometry of solid domain

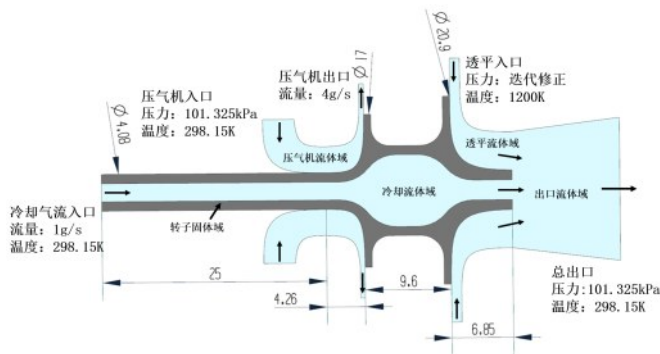


图3 计算域子午面示意图

Fig 3 Schematic diagram of the computational domain's meridian plane

数值模拟边界条件如表1所示,其共性条件为:转子以设计转速450 000 r/min运行,计算采用基于RANS方程的SST $k-\omega$ 湍流模型,压气机入口为环境条件,出口为质量流量边界条件;透平出口设定为环境背压。

绝热条件下,壁面设定为绝热,透平入口总压设为压气机出口总压的95%,以模拟未建模燃烧室的压降。对于耦合传热计算,在转子固体域和流体域间设置耦合交界面同时进行求解,交界面热通量守恒,对流项和湍流项均采

用高精度求解格式。考虑传热引起的压气机压比下降,采用迭代修正方法确定透平入口总压:先通过初始计算获得压气机出口总压,再施加5%的系统压降作为透平入口边界条件。转子中间轴部分与燃烧室隔离,参考文献数据,相同燃烧室出口温度下该区域温度范围约为600~750 K^[25],为进行保守估计,将其壁面设定为恒温边界条件,温度值取上限750 K。内冷转子耦合传热计算边界条件与上述一致,冷却流道入口流量为1 g/s,温度为环境温度。

表1 计算边界条件

Table 1 Computational boundary conditions

参数	绝热	实心轴	内冷轴
压气机流域入口温度(K)	298.15		
压气机流域出口质量流量(g/s)	4.0		
透平流域入口温度(K)	1200		
压气机流域入口/透平扩压段流域出口压力(kPa)	101.325		
透平流域入口压力(kPa)	235 629.45	迭代修正	
燃烧室隔离区壁面温度(K)		750	
内部冷却入口温度(K)			298.15
内部冷却入口流量(g/s)			1

1.3 网格无关性验证

为验证网格无关性,选取内冷转子耦合传热模型进行分析。计算域采用非结构四面体网格离散,为准确模拟转子与主流(压气机、透平)及内部冷却流体的换热特性,并提高周向参数的计算精度,本文在设计工况下开展全周数值模拟。

近壁面处流动复杂,且存在热量交换,为捕捉固体到流体域的边界层传

热,近壁面处进行网格加密,距壁面处第一层网格高度设置为 6×10^{-7} m,共15层,增长率为1.1,满足 $y^+ < 1$ 。图4为本文采用的计算域网格。

本文选取离心压气机总压比与等熵效率,透平输出功率和等熵效率作为网格无关性验证指标。对压气机和透平整体做了网格节点数为3869.53万、6276.85万、11039.56万和14526.98万的四套网格,图5给出了计算结果。由

图 5(a)可知,当网格节点数达到 6276.85 万后,压气机等熵效率及总压比具有网格无关性。由图 5(b)可知,当网格节点数达到 6276.85 万以后,继续增加网格对透平输出功率和等熵效率影响很小,表明其计算结果已达到网格无关。因此,后续对相同结构的计算均采用 6276.85 万的网格节点数;对于不同结构,则保持与最终网格一致的拓扑结构和布置方式,从而排除网格差异对性能对比结果的干扰。

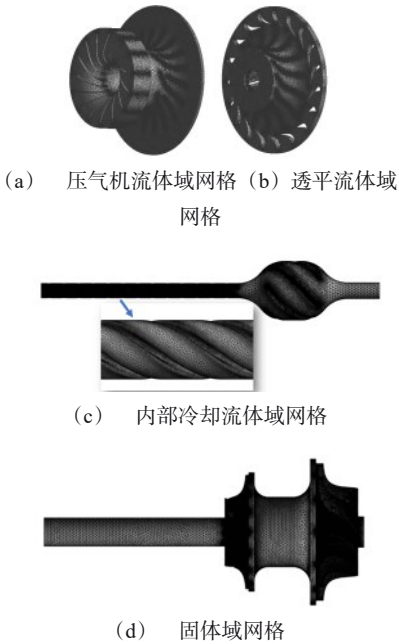


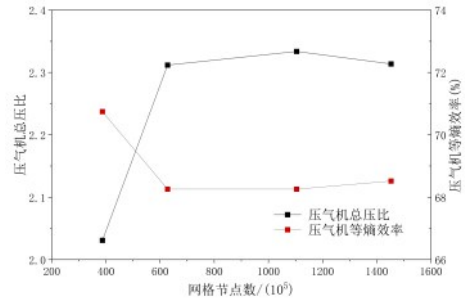
图 4 计算域网格

Fig 4 Meshing of computational domains

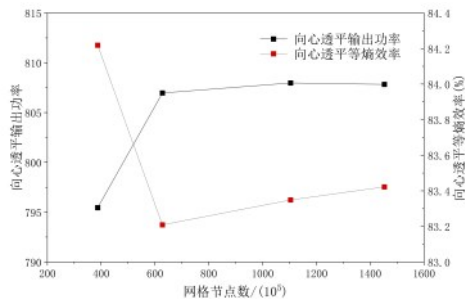
2 计算结果与分析

2.1 内部传热对系统及转动部件

性能的影响分析



(a) 压气机压比效率验证



(b) 透平输出功率和效率验证

图 5 网格无关性验证

Fig 5 Grid-Independence verification

2.1.1 考虑耦合传热对压气机性能影响

以绝热条件为基准,对比实心转子耦合传热条件下的压气机性能。结果表明压气机在耦合传热条件下的压比由绝热条件下的 2.45 降至 2.31,降幅 5.57%;耗功由 485.33 W 降至 474.76 W,降幅 2.18%;效率由 71.98% 降至 68.26%,降幅 5.17%。由此数据可见,在结构紧凑的超微型燃气轮机中,传热对压气机的影响不可忽略。

图 6 对比了绝热与耦合传热条件下压气机轮毂及叶片壁面的静压分布。两

种条件下动叶区域静压分布基本一致,表明壁面换热对该区域影响不显著。而在扩压器壁面,耦合传热条件下的静压上升更为平缓、出口静压更低。这是由于动叶区域传热导致气流熵增与总压损失,同时降低了扩压器入口马赫数,使流体可压缩性减弱、压力梯度减小。

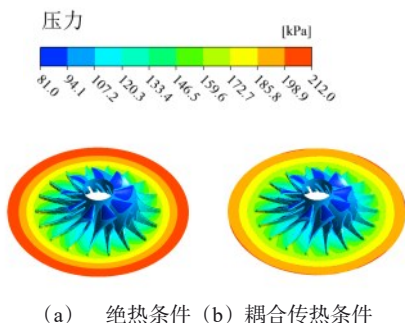


图6 压气机叶轮表面静压分布

Fig 6 Pressure distribution on the compressor impeller surface

图7对比了绝热与耦合传热条件下压气机轮毂及叶片壁面的温度分布。绝热条件下壁面温度从入口到出口平稳升高;耦合传热条件下,受高温侧轴向传热影响,动叶轮毂中段出现显著高温区。

图8给出了绝热与耦合传热条件下压气机叶轮50%叶高处的静压与静温沿流向分布。其中,绝热条件下为单流

道计算结果,表现为清晰的曲线,耦合传热计算为全流道计算结果,捕捉了各叶片间的真实差异,故以散点形式呈现。结合图6,两种条件下压力分布规律基本一致,耦合传热条件下静压在0.5流道长度后因总压损失向下偏移。结合图7,耦合传热条件下截面整体温度显著高于绝热工况,且沿流向分布规律变化明显:绝热条件下温度平缓上升,耦合传热条件下温度在约0.6流道长度前快速上升并达峰值,随后缓慢下降。

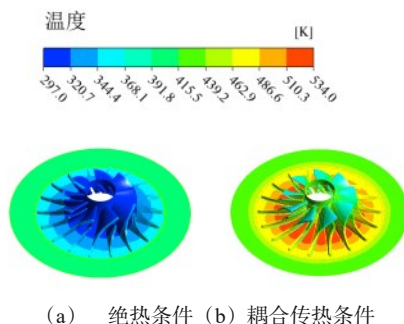


图7 压气机叶轮表面静温分布

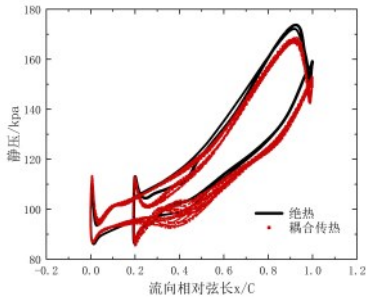
Fig 7 Temperature distribution on the compressor impeller surface

图9、10展示了压气机50%叶高处截面的马赫数分布图和熵产率分布图,其中采用的熵产率公式见式(1),可精确计算熵产分布,定位主要损失源。

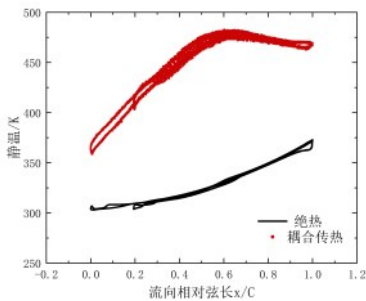
$$s_{gen}'' = \frac{0.09\rho\omega k}{T} + \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (1)$$

式中, ω 为湍流涡频率, k 为湍动能, ρ 为密度; μ 为动力黏度, u, v, w 分别为

x, y, z 方向的速度分量。



(a) 静压分布



(b) 静温分布

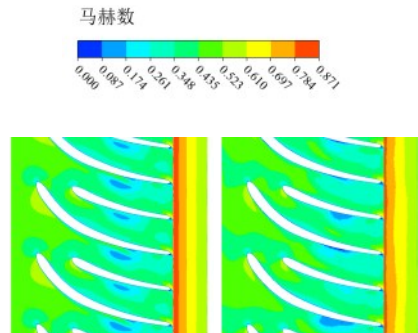
图8 压气机50%叶高截面静压与静温分布

Fig 8 Pressure and temperature distribution along the flow direction of the compressor at 50% blade height

由图9知,耦合传热条件下,前缘局部高速区范围减小,表明叶片壁面的传热削弱了转子对来流气体的捕获能力,等效于降低了前缘的有效相对进口马赫数。同时,动叶吸力面中游的低速区范围明显减小,流动结构得到改善。这是由于壁面加热提升了近壁区流体分子动能,增强了其抵抗逆压梯度的能力,从而有效抑制了流动分离。此外,无叶扩压器入口马赫数降低,一方面因

叶轮内气体受热后温度升高、密度降低,使动叶出口总压与动能均低于绝热条件;另一方面气体温度升高提高了当地声速,而实际流速下降,与图6呈现的规律一致。

由图10可知,损失区域主要集中于叶片表面(边界层粘性耗散)、前缘撞击区及尾缘掺混区,自流道进口至出口呈逐渐增强趋势,吸力面损失高于压力面,此为通道二次流所致。值得注意的是:绝热模型中的熵产率整体水平偏高,且在后半段尤为显著。原因在于,压气机流道为强逆压梯度环境,流体本就有倒流和分离倾向,而耦合传热条件下,壁面加热使近壁流体形成密度分层:密度高的主流受离心力作用被甩向外径,密度低的近壁热流体则被压向内径。该分层抑制了边界层与主流的垂直掺混,有效推迟或消除边界层分离,从而使熵产率大幅下降。



(a) 绝热条件 (b) 耦合传热条件

图9 压气机50%叶高截面马赫数分布
Fig 9 Mach number distribution at 50% blade height in compressor

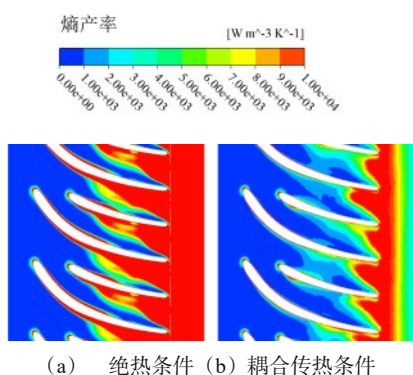


图 10 压气机50%叶高截面熵产率分布

Fig 10 Entropy generation rate distribution at 50% blade height in compressor

壁面摩擦系数是衡量边界层附着状态的核心无量纲参数，其定义为：

$$C_f = \tau_w / (0.5\rho v^2) \quad (2)$$

其中， τ_w 为壁面剪切应力， v 为当地主流速度。根据边界层理论，壁面摩擦系数的大小直接反映了边界层速度剖面的特征， C_f 值越大，表明近壁区速度梯度越大，流体“贴壁”越紧密，抵抗逆压梯度和流动分离的能力越强。因此， C_f 的数值大小及其沿流向的变化趋势，是定量评价边界层稳定性、诊断流动分离的可靠指标。

图 11 展示了压气机 50% 叶高截面处绝热与耦合传热条件下沿流向的叶片壁面摩擦系数分布。结果表明，耦合传热条件下的 C_f 整体显著高于绝热条件。主叶片从绝热的 2~3 提升至耦合的 10~30，增大约 5~10 倍；分流叶片从 0.8~1.5 提升至 10~30，增大约 10~20 倍。

这一数据验证了壁面加热对边界层的稳定作用。 C_f 增大表明近壁速度梯度增大，边界层抵抗逆压梯度的能力增强，结合图 9、10 中熵产率下降的损失降低结果，壁面摩擦系数的显著提升为“热分层效应抑制分离”提供了定量的力学依据，印证了前文所述“流动结构得到改善”的结论。

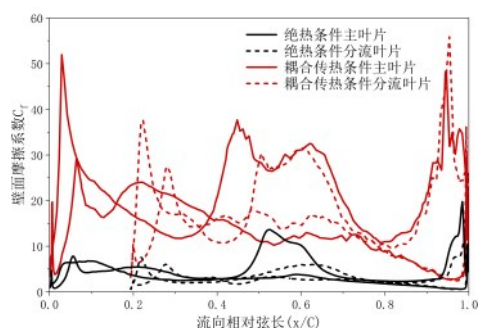


图 11 压气机 50% 叶高叶片壁面摩擦系数分布

Fig 11 Wall friction coefficient distribution at 50% blade height in compressor

综上，传热的影响主要有二：一是通过热分层效应改善流动、降低气动损失；二是通过提高气体温度、降低密度，削弱有效增压能力。这表明传统绝热设计方法会同时高估流动损失与增压潜力。上述结论可为压气机设计提供反向指导：由于传热使动叶后半段流动趋于稳定，可适当提高该区域叶片载荷以补偿密度下降造成的做功能力损失，如增大叶片中后部弯折角、适当减薄厚度；同时前部载荷宜适当降低以应对进口攻角变化，如前缘区域更平缓、优化

前缘半径。

2.1.2 耦合传热对透平性能影响

向心透平在耦合传热条件下的输出功率由绝热条件的 880.70 W 下降 96.50 W 至 784.20 W, 降幅 10.96%; 效率由 85.24% 降至 83.13%, 降幅 2.48%。这是由于工质向壁面放热, 部分热能未转化为机械功, 而是通过热交换传递至固体部件, 造成可用能量损失, 导致透平效率降低。

图 12 对比了绝热与耦合传热条件下透平轮毂及叶片壁面的静压分布。两种工况下壁面静压分布规律基本一致: 流道内静压分布均匀, 沿流动方向平缓下降, 无明显压力突变。可见换热对透平壁面静压分布影响不显著。

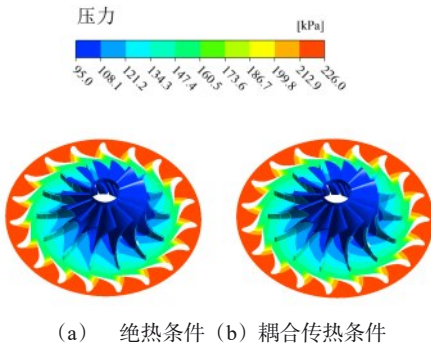


图 12 透平叶轮表面静压分布

Fig 12 Pressure distribution on the turbine impeller surface

图 13 对比了绝热与耦合传热条件下透平轮毂及叶片壁面的温度分布。绝热条件下, 壁面温度随工质膨胀做功沿流向平缓降低。受叶顶间隙泄漏流影

响, 部分低温流体由压力面迁移至吸力面, 导致吸力面叶根至叶顶温度梯度分布不均, 而压力面沿叶高方向温度基本一致。耦合传热条件下, 壁面温度梯度显著升高, 整体温度大幅降低。

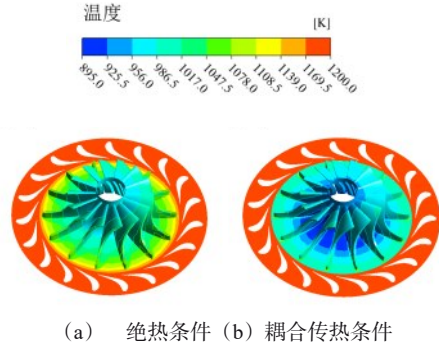


图 13 透平叶轮表面静温分布

Fig 13 Temperature distribution on the turbine impeller surface

图 14 给出了绝热与耦合传热条件下透平叶轮 50% 叶高处的静压与静温沿流向分布。两种工况下静压均沿流向稳定下降, 曲线形态相似, 表明壁面换热未改变气体在叶片通道内的核心膨胀过程。耦合传热条件下静压略高于绝热条件, 这是由于气体向低温壁面放热后局部密度增大所致。耦合传热条件下的静温则全程明显低于绝热条件, 因高温气体持续向壁面传热导致工质内能损失。

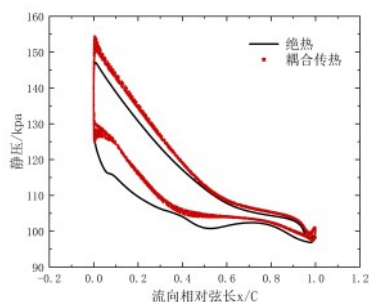
图 15、16 分别展示了透平 50% 叶高截面的马赫数分布和熵产率分布。由图 15 可知, 绝热条件下叶片前缘附近出现低速区, 而耦合传热条件下该低速区范围有所减小。相应的, 图 16 中耦

合传热条件下的总体熵产率显著低于绝热条件,原本呈现的高损失集中区域明显变小。这是由于向心透平内为顺压梯度,此种情况下的核心损失源,是高速剪切流中极高的速度梯度带来的粘性摩擦耗散,以及主流与壁面、尾迹之间的湍流掺混。在此条件下,传热带来的影响和压气机中有所不同:低温壁面通过对近壁区气体冷却,使其密度增大、粘度降低,从而增强了边界层流动的稳定性的,有效抑制了边界层的增厚与发展,进而削弱了流动分离趋势并降低不可逆损失。

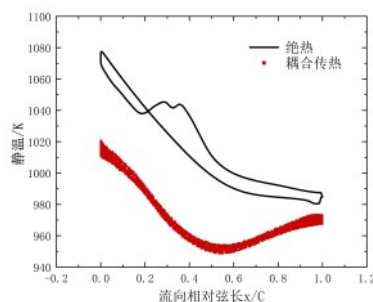
图 17 展示了透平 50% 叶高截面处绝热与耦合传热条件下沿流向的叶片壁面摩擦系数分布。结果表明,耦合传热条件下的 C_f 整体高于绝热条件。绝热条件下 C_f 主要为 10~15,而耦合传热条件下 C_f 提升至 20~50 的范围,增大约 2~3 倍。该结果与图 15、16 相印证, C_f 增大意味着近壁速度梯度增大,边界层速度剖面更加饱满,此为冷却抑制边界层增厚与发展的有力证据。

总体而言,壁面冷却对向心透平性能的影响具有双重性:一方面通过改善边界层状态、抑制湍流掺混降低流动损失;另一方面部分工质内能通过热交换传递至壁面,造成可用焓降损失,导致输出功率与效率下降。因此需在冷却效果、气动性能与结构寿命间取得平衡。根据冷却对流动的稳定效果,透平设计可采用更高叶片气动负荷与更大气流折转角以提升单级做功能力,潜在分离风

险可由冷却形成的稳定低温边界层抑制,从而确保高负荷叶型的气动可行性,实现更高功率密度。



(a) 静压分布



(b) 静温分布

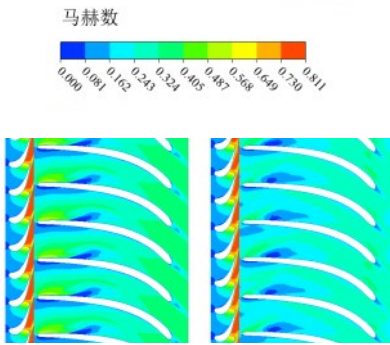
图 14 透平 50% 叶高截面静压与静温分布

Fig 14 Pressure and temperature distribution along the flow direction of the turbine at 50% blade height

2.1.3 耦合传热对系统整体性能的影响

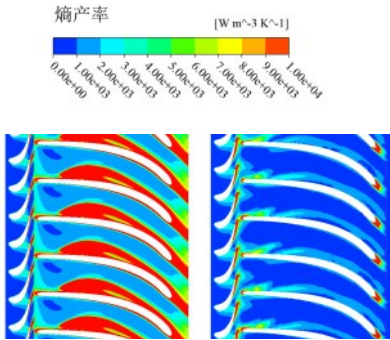
为评估传热对系统性能的影响,对比绝热条件与耦合传热条件下的计算结果。设计工况下,绝热条件系统净输出功率为 389.70 W,耦合传热条件下下降至 333.65 W,降幅 14.38% (56.05 W),表明内部传热对超微型燃气轮机性能产

生的显著负面影响,是导致其实际输出功率低于理论设计值的主要根源。



(a) 绝热条件 (b) 耦合传热条件

图 15 透平 50% 叶高截面马赫数分布
Fig 15 Mach number distribution at 50% blade height in turbine



(a) 绝热条件 (b) 耦合传热条件

图 16 透平 50% 叶高截面熵产率分布
Fig 16 Entropy generation rate distribution at 50% blade height in turbine

2.2 轴内部冷却对系统性能的影响

为验证内部冷却的影响,将实心轴耦合传热计算结果与内冷轴耦合传热计算结果进行对比,结果见表2。

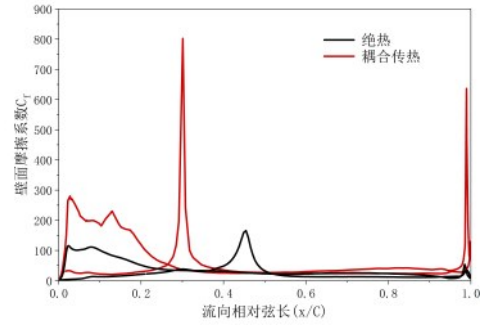


图 17 透平 50% 叶高叶片壁面摩擦系数分布

Fig 17 Wall friction coefficient distribution at 50% blade height in turbine

为了量化转动部件区域传热影响,采用基于能量守恒的净传热功率作为评估指标。其表达式为

$$q = m \cdot \Delta h_t - W \quad (3)$$

式中, m 为工质质量流量, Δh_t 为叶轮流道进出口总焓差, W 为转子对压气机内工质所做机械压缩功或透平输出功。其值均由 CFD 计算得到,根据式(3),可计算得到透平和压气机的传热功率。

由表2可知,引入内部冷却后,压气机压比均提升约 1.13%,效率从 68.26% 提高至 68.93%,相对提升约 0.98%。这表明内部冷却通过降低壁面温度,减轻了工质预膨胀与流动分离,使压缩过程更接近绝热。压气机叶轮传热功率从 78.25 W 大幅降至 57.91 W,降幅达 26.00%。表明冷却有效阻隔了来自透平的高温热流。

透平输出功率由 784.20 W 提高至 806.97 W,增幅 2.90%,主要得益于上游压气机性能改善带来的入口总压增

加;透平效率仅微增0.10%,叶轮散热功率由54.09 W略升至54.62 W,表明冷却未显著改变透平散热状态。

燃烧器区域隔离壁面热通量由28.82 W提升至51.37 W,增幅78.00%。在隔离壁面为恒定壁温边界条件下,该热通量的提升直接反映了固体壁面与内部冷却介质间换热强度的增强。预示实际工况下该处壁温将相应降低。

而轴温从166.29 °C大幅降至91.36 °C,降幅高达45.10%,这是冷却设计最直接的成效,这说明该冷却设计对于保障轴承运行环境有着重要意义。

表2 实心轴和内冷轴计算结果性能参数比对

Table 2 Comparison of performance parameters between solid shaft and internally cooled shaft

参数名称	实心轴	内冷轴	增益
压气机出口总压(kPa)	234248	236898	1.13%
压气机压比	2.3118	2.3380	1.13%
压气机耗功(W)	474.76	477.27	0.53%
压气机效率(%)	68.26	68.93	0.98%
压气机叶轮传热功率(W)	78.25	57.91	26.00%
透平输出功率(W)	784.20	806.97	2.90%
透平效率(%)	83.13	83.21	0.10%
透平叶轮传热功率(W)	-54.09	-54.62	0.98%
燃烧器隔离壁面热通量(W)	28.82	51.37	78.00%
内部冷却结构吸热量(W)		44.28	
轴温(°C)	166.29	91.36	45.10%

图18对比了实心轴与内冷轴的固体域温度分布。两种条件下转子最高温度均为1018.00 K,出现在透平进口;最低温度由357.50 K降至303.40 K。冷却效果在悬臂轴区域最为显著,而从压

气机延伸至透平的固体域内温度变化有限,仅透平出口区低温范围稍有扩大。这是由于透平与压气机间轴向距离短、传热路径紧凑,且中间区域外壁受燃烧室高温边界制约,对冷却敏感性较低。

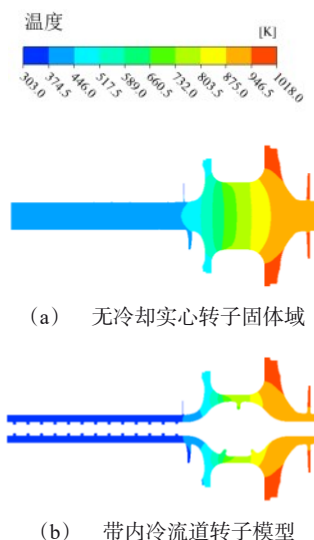


图18 固体域温度分布

Fig 18 Solid domain temperature distribution

3 结论

采用流热耦合方法,研究了内部传热及轴内冷却对350 W超微型燃气轮机转动部件性能的影响。通过对比绝热与耦合传热条件,揭示了传热对压气机与透平气动性能的影响;进一步对比实心轴与内冷轴的性能差异,评估了内部冷却在转子热管理与性能恢复方面的作用。

1、传热使系统输出净功由绝热条件下的389.70 W降至333.65 W,降幅

达 56.05 W, 表明传热效应会显著降低系统性能。

2、耦合传热条件下, 压气机压比降至 2.34、等熵效率降低 3.05%。工质吸热导致密度降低是性能下降的主要原因, 而传热通过热分层效应稳定边界层、抑制分离, 进而降低叶片流道内熵产率。这一现象为设计提供了新思路: 可适当提高动叶中后部载荷, 以补偿密度下降造成的增压能力损失。

3、耦合传热条件下, 透平输出功率下降 69.50 W、等熵效率降低 2.03%。工质向壁面放热导致做功能力下降, 但传热使近壁流体密度增大、粘度降低, 增强了边界层稳定性、降低了流动损失。利用该稳定效应, 设计时可采用更高气动负荷与更大气流折转角, 以提升做功能力。

4、内部冷却设计取得明显改善: 压气机压比与效率分别提升 1.13% 与 0.98%, 透平输出功率提升 2.90%; 轴温由 166.3 °C 降至 91.4 °C, 降幅达 45.1%。冷却实现了高效的转子热防护与轴向传热抑制, 为系统机械安全与运行稳定性提供了保障。

参考文献

- [1] EPSTEIN A H, SENTURIA S D. Macro Power from Micro Machinery[J]. Science, 1997, 276(5316): 1211-1211.
- [2] EPSTEIN A H. Millimeter-Scale, Micro-Electro-Mechanical Systems Gas Turbine Engines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(2): 205-226.
- [3] LI J, LI Y. Micro gas turbine: Developments, applications, and key technologies on components[J]. Propulsion and Power Research, 2023, 12(1): 1-43.
- [4] RAUTENBERG M, MALOBABIC M, MOBARAK A. Influence of heat transfer between turbine and compressor on the performance of small turbochargers [C]. 1983 Tokyo International Gas Turbine Congress. 1984, 2: 567-574.
- [5] GONG Y, SIRAKOV B T, EPSTEIN A H, et al. Aerothermodynamics of micro-turbomachinery[C]. ASME Turbo Expo 2004, GT2004-53877, 2004.
- [6] RIBAUD Y. Internal Heat Mixing and External Heat Losses in Ultra Micro Turbines [C]. International Gas Turbine Congress 2003 Tokyo, IGTC2003-OS-109, 2003.
- [7] VAN DEN BRAEMBUSSCHE R A. Micro gas turbines – a short survey of design problems[R]. RTO-EN-AVT-131. Neuilly-sur-Seine: NATO Research and Technology Organisation, 2005: 1-2.
- [8] VERSTRAETE T, ALSALIHI Z, VAN DEN BRAEMBUSSCHE R A. Numerical study of the heat transfer in micro gas turbines[J]. Journal of turbomachinery, 2007, 129(4): 835-841.
- [9] LEI V M, KAWAKUBO T. A fast method for conjugate heat transfer analysis of centrifugal compressor[C]. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition. 2007, 43025: 699-706.
- [10] VERSTRAETE D, HEWAKURUPPU Y. Impact of heat transfer on centrifugal compressors of micro turbines[C]. ASME 2012 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2012-89189, 2012.

- [11] MA Y, XI G. Effects of reynolds number and heat transfer on scaling of a centrifugal compressor impeller[C]. ASME Turbo Expo 2010, and Air, GT2010-23372, 2010.
- [12] 沈煜欣, 刘建军. 考虑热传导的微型离心压气机设计与数值分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(4): 897-901.
SHEN Y X, LIU J J. Design and numerical simulation of the effect of heat transfer on the micro centrifugal compressor performance[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(4): 897-901.
- [13] CUI M, HOHLWEG W. Numerical and experimental investigation of heat transfer in a low flow single stage centrifugal compressor[C]. ASME Turbo Expo 2016, GT2016-57710, 2016.
- [14] 赵琛杰, 王鹏霄, 祁明旭, 等. 复杂换热条件下离心压气机内部传热特性研究[J]. 工程热物理学报, 2021, 42(7): 1719-1725.
ZHAO C J, WANG P X, QI M X, et al. Heat transfer characteristics of a centrifugal compressor under complex heat transfer conditions[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2021, 42(7): 1719-1725.
- [15] XIONG J, ZHANG Y, GUO P, et al. Design of Cryogenic Centrifugal Compressor Stages With Heat Transfer Considerations [C]. ASME Turbo Expo 2019, GT2019-90614, 2019.
- [16] ONISHI T, BURGUBURU S, DESSORNES O, et al. Numerical design and study of a mems-based micro turbine [C]. ASME Turbo Expo 2005, GT2005-68168, 2005.
- [17] 龚建波, 林峰, 徐纲, 等. 非绝热小燃机热力学模型分析[J]. 工程热物理学报, 2009, 30(10): 1643-1647.
GONG J B, LIN F, XU G, et al. Analyse of a thermodynamic model of a non-adiabatic small gas turbine[J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2009, 30(10): 1643-1647.
- [18] 周琨, 边磊, 邹正平, 等. 壁面导热对微型向心涡轮性能及流动影响[J]. 推进技术, 2013, 34(9): 1248-1256.
ZHOU K, BIAN L, ZOU Z P, et al. Effects of Wall Heat Transfer on Performance and Flow for Micro Radial Inflow Turbine[J]. Journal of Propulsion Technology, 2013, 34(9): 1248-1256.
- [19] 边磊, 严泽想, 邹正平. 影响毫米级微型涡轮气动性能的若干参数[J]. 航空动力学报, 2012, 27(10): 2287-2296.
BIAN L, YAN Z X, ZOU Z P. Influence of Several Parameters on Aerodynamic Performance of Micro-Radial Turbine [J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(10): 2287-2296.
- [20] 丁超, 边磊, 邹正平. 计及壁面传热的微型向心涡轮气动设计探讨[J]. 北京航空航天大学学报, 2014, 40(7): 947-952.
DING C, BIAN L, ZOU Z P. Aerodynamic design of micro radial inflow turbine with wall heat transfer[J]. Journal of Beijing University of Aero-nautics and Astronautics, 2014, 40(7): 947-952.
- [21] WATANABE N. Numerical Analysis of 2.5 Dimensional Geometry Turbine Performance[J]. No. IGTC 2003 Tokyo OS-104. Tokyo, 2003.
- [22] 刘洲洋, 廖健鑫, 邓清华, 等. 工质与叶轮传热对超临界二氧化碳向心透平气动性能与流动特性的作用机制[J]. 西安交通大学学报, 2025, 59(5): 156-167.
LIU Z Y, LIAO J X, DENG Q H, et al. Action Mechanism of Heat Transfer between the Working Medium and the Impeller on

- Aerodynamic Performance and Flow Characteristics of Radial Inflow Turbines with Supercritical Carbon Dioxide[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2025, 59(5): 156-167.
- [23] WIESCHE S A D. A Mobile Test Rig for Micro Gas Turbines Based on a Thermal Power Measurement Approach[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(11).
- [24] 刘传凯, 李艳茹. 毫米级微型涡轮发动机性能仿真模型[J]. 北京航空航天大学学报, 2018, 44(7): 1430-1437.
- LIU C K, LI Y R. Performance simulation model of millimeter-scale micro turbine engine[J]. Journal of Beijing University of Aero-nautics and Astronautics, 2018, 44(7): 1430-1437.
- [25] BADUM L, PROCHASKA T, SCHWENTENWEIN M, et al. Ceramic and Metal Additive Manufacturing of Monolithic Rotors From SiAlON and Inconel and Comparison of Aerodynamic Performance for 300W Scale Microturbines[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2024, 146(2): 021006.