

微型离心压气机热效应评估模型及应用

李志平^{1,2}, 孟 博^{1,2}, 景晓东^{1,2}

(1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院
航空发动机气动热力国家级重点实验室, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191)

摘 要: 基于微型离心叶轮非绝热边界假设, 通过对其内部实际换热过程的详细分析, 合理将叶盘、叶片换热等效为环肋、直肋换热, 重构了微型离心叶轮的换热过程; 根据导热微分方程和肋片散热方程, 对叶轮内部热传导及对流换热过程控制方程进行了适应性修正; 采用全三维数值模拟与模型预估结果进行对比, 结果表明: 较之零维热网络模型, 该模型能够将预估精度至少提高 4%; 原有只在三维仿真阶段考虑热边界影响的非绝热压气机设计方法相比, 结合了该模型的设计方法, 可将各自最佳效率点压比和效率分别提高 11% 和 30%, 同时, 设计周期降为原有方法的 14.3%。

关 键 词: 微型离心压气机; 热效应; 微尺度气动热力学; 流热耦合; 非绝热压气机

中图分类号: V231.1

文献标志码: A

Research on micro centrifugal compressor heat transfer effect estimation model

LI Zhiping^{1,2}, MENG Bo^{1,2}, JING Xiaodong^{1,2}

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China)

Abstract: For non-adiabatic boundary condition of micro-centrifugal-impeller, after heat transfer process was analyzed in the micro-centrifugal-impeller, the disk and blade were treated as annular and straight fins respectively, then a new math model was built to describe the phenomenon in it; the model was modified for actual situation based on differential equations of heat conduction and thermal equation of fins; after 3-D numerical simulation validation, the model showed that, at least, 4% accuracy improvement was achieved compared with zero-dimension-network-model; compared with old design philosophy, which only assessed heat addition effect by numerical simulation, the new one, with the help of our model, can improve 30% efficiency and 11% total pressure ratio, and cut the design cycle down to 14.3%.

Key words: micro centrifugal compressor; heat transfer effect; micro thermodynamics; thermally coupled flow; non-adiabatic compressor

收稿日期: 2018-10-19

基金项目: 国防基础科研项目(B2120132006)

作者简介: 李志平(1975—), 男, 副教授, 博士, 主要从事叶轮机气动力学及微流体力学的研究。

引用格式: 李志平, 孟博, 景晓东. 微型离心压气机热效应评估模型及应用[J]. 航空动力学报, 2019, 34(7): 1577-1585. LI Zhiping, MENG Bo, JING Xiaodong. Research on micro centrifugal compressor heat transfer effect estimation model[J]. Journal of Aerospace Power, 2019, 34(7): 1577-1585.

符号表

r_1	轴承台半径	κ	轮盘材料导热系数
r_2	连接轴等效半径	P	换热微元体截面周长
r_3	压气机叶轮半径	A_c	换热微元体截面面积
r_{01}	叶轮叶片前缘半径	δ	轮盘厚度
r_{02}	叶轮叶片尾缘半径	Φ_s	微元体总散热量
δ	叶轮轮盘厚度	$\dot{\Phi}$	等效热源项
L_1	轴承台高度	T_∞	主流空气平均温度
L	连接轴长度	Q	换热量；
H	叶片高度	h^*	进口滞止焓
T	温度	η	效率
T_1	热端温度	η_{adb}	绝热效率
r	半径	π	压比
φ	圆周角度	π_{adb}	绝热压比
β	叶片叶型角	γ	比热比
α	平均表面传热系数	$\dot{m}$	流量
z	轮盘厚度方向,正向竖直朝上	$\dot{m}_{adb}$	绝热流量

微小型无人机、机器人等微小型动力机械的发展越来越受到世界各国的广泛关注,其质量、载荷、航程等核心指标的提升均受制于动力系统性能的提升^[1-2]。因此,围绕如何设计一种体积小、质量轻、性能优越的动力单元,国内外已有众多研究机构展开相关工作^[3-10]。

在众多动力方案中,采用离心压气机的微小型燃气涡轮发动机结构紧凑、续航能力强、适用性广,在保有高功率密度特性的同时仍具有较高能量密度,其能量密度理论上至少是传统锂电池的4倍,是目前的研究热点^[11-15]。但是,尺度的缩小也给离心压气机设计带来了诸如绝热壁面假设失效、发动机内部流动雷诺数降低、黏性力影响变大等新问题^[16-19]。而其中又尤以非绝热边界的热效应问题对微型离心压气机整机性能的影响最为突出^[20]。美国麻省理工学院(MIT)已有研究工作表明,采用硅材料的厘米级燃气涡轮发动机,其整机功率范围约为10~100 W,离心压气机换热功率范围则达到30~200 W^[11,21-24],压气机内部换热量与发动机整机功率在同一量级^[12,25-28]。极端情况下,由换热引起的附加效率损失甚至达到25%以上,离心压气机绝热效率难以超过50%,发动机整机基本没有正功输出^[25]。由此可见,如果不能解决传热效应的影响,微型燃气涡轮发动机的研制与工程应用将难以实现。

在现有材料和工艺技术条件下,要完全隔绝传热对毫米级离心压气机的影响是不可能的。因此,如何合理评估微型离心压气机热效应与性能之间的关系,发展微型离心压气机设计方法,就成

为微型燃气涡轮发动机研制的关键所在。当前,相关研究工作的思路大致可归纳为三类:第一类是通过建立零维热网络分析模型,从总体性能角度建立起发动机内部换热量和流动参数和材料属性之间的关系^[28];第二类是通过三维数值仿真方法,获得压气机内部流场细节和性能参数^[25,29-30];第三类则是通过实验方法,获得不同换热量情况下的特定型号压气机性能曲线,进而建立换热量与该型压气机各参数之间的经验关系式。上述三类方法虽然从不同层面描述了非绝热离心压气机热边界与气动性能之间的关系,但均是基于经验总结或数值仿真,未对微型离心压气机热效应的物理机制进行探讨,缺乏压气机几何参数与热效应之间关系的通用定量分析模型,导致现有微型压气机一维气动设计是指标做过热效应修正的绝热设计,其结果不反映换热量与几何参数的耦合关系。同时,在现有设计体系中,换热对性能影响的评估主要依靠数值仿真,这对仿真边界条件的给定、计算机性能都提出了更高要求。最后,在设计指标合理的前提下,理论上满足要求的压气机构型并不唯一,现有方法只能保证其结果是满足要求的,但难以保证设计结果即为最优构型。

综上,建立在已有研究工作基础上的微型离心压气机设计方法依然存在不足。如何在深入分析微型离心压气机内部换热机理的基础上,建立起换热量与几何、气动参数之间的通用控制方程,是微型离心压气机设计体系的核心与关键,该控制方程的精度和准确度对设计结果的优劣具有决定性影响。

为解决微型离心压气机等熵绝热假设不成立、且缺乏合理热效应评估方法的问题,本文在分析微型离心压气机内部换热机理的基础上,建立了微型离心压气机热效应评估模型,对微型压气机内部换热量和温度分布情况进行预测。

1 毫米级离心压气机的换热过程及控制方程

微型离心压气机热效应问题本质上是由于尺寸缩小导致发动机内部冷热端之间热屏障距离变短,但冷热端部件的温差却与常规尺寸发动机几乎一样,从而导致热量从热端通过连接轴快速传递到压气机,从而导致压缩系统增压能力和绝热效率都大幅降低^[4,30]。特别是对基于 micro-electro-mechanical system(MEMS)工艺为基础的微型燃气涡轮发动机而言,其特征尺寸已缩小到毫米级,热效应对其压缩部件性能的影响高达 20% 以上^[9,28],针对其设计开展传热效应的模型描述和传热量评估尤为重要。

1.1 换热过程分析

在典型的微型离心压气机内部(结构如图 1 所示),热量首先通过热传导和热辐射的方式由热端快速传递到压气机的转、静子部件,然后再通过强对流换热和热辐射传递到压缩空气中,这不仅可以减小压气机增压能力,也会导致效率的急剧下降。由文献[29]可知,在所有热量传递通路中,由于压气机叶轮气流马赫数接近 1,叶轮换热主要以强对流换热为主,其换热量约占总换热量的 95%~97%,而其他热通路换热量则仅占 3%~5%。据此,本文在实际换热评估过程中,也近似忽略热辐射的影响,主要考虑对流换热的影响。

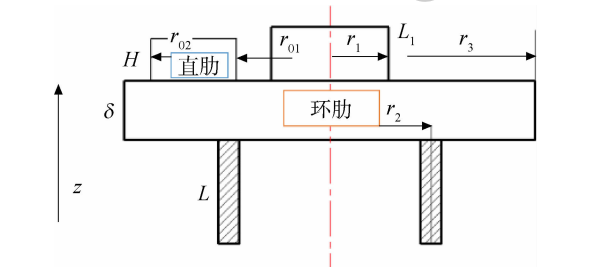


图 1 毫米级离心压气机结构示意图
Fig. 1 Sketch of millimeter-scale centrifugal compressor

在现有微型离心压气机设计过程中,通常采用等温体假设估算总换热量,计算结果存在较大误差。为了更为准确的评估热效应对微型离心压

气机的影响,需进一步细化其传热过程并实现换热量的准确计算。根据微型离心叶轮的几何结构特征及轮盘温度梯度变化规律,其换热过程可分为轴盘的热传导、叶轮轮盘与叶片与主流的对流换热两个阶段(如图 2 所示),为便于分析,可做如下近似假设:

- 1) 由于空心轴端面面积远小于叶轮表面积,可将轴与轮盘之间的接触等效为线接触,等效接触半径为 r_2 。
- 2) 将叶轮中心凸台和轮盘近似等效为环肋的强制对流换热。
- 3) 将离心叶轮叶片近似等效为直肋的强制对流换热。

假定从涡轮经连接轴传递到压气机的总换热量为 Q ,设轮盘中心部分的轴承台与气流的换热量为 Q_1 ,通过叶轮表面 $r_1 \sim r_2$ 环面部分的换热量为 Q_2 ,通过叶轮表面 $r_2 \sim r_3$ 环面部分的换热量为 Q_3 ,通过叶片的换热量为 Q_4 ,则有

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \tag{1}$$

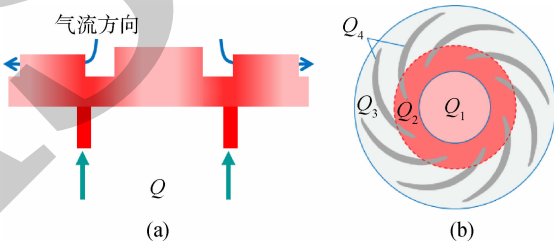


图 2 毫米级离心压气机叶轮内部换热过程示意图
Fig. 2 Internal heat transfer process of millimeter-scale centrifugal compressor

由此可知,总换热量可分解为轴承台、内轮盘、外轮盘、叶片 4 个部分的强制对流换热($Q_1 \sim Q_4$)。各部分换热与压气机内部气动相关几何参数、纯结构几何参数的相关度不一,例如, Q_3 只与叶型角等气动几何参数相关。同时,换热量又均与导热系数、表面传热系数密切相关,而上述两参数又分别由材料属性和压气机内部气动参数决定。因此,微型离心压气机内部各换热量大小和分布与压气机本身几何参数、材料属性及内部流动气动参数耦合相关,关系如图 3 所示。故而,在评估热效应时需综合考虑各相关因素。

通过简化分析,热效应带来的总换热量为 Q 被分解为 $Q_1 \sim Q_4$ 等四个分量,总体热效应评估被简化为 $Q_1 \sim Q_4$ 单个换热分量的求解,具体过程如见下文。

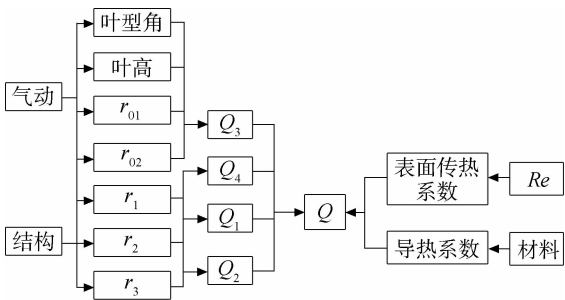


图 3 换热量与影响参数关系示意图

Fig. 3 Functional diagram of heat transfer parameters

1.2 换热过程控制方程

在整个热通路中,热量首先是从热端通过轴向压气机传导,在忽略辐射耗散损失的情况下,该过程可近似为一维热传导过程,通过式(2)可计算得到连接轴内部的温度 T 分布规律

$$T = -\frac{Q}{\pi \kappa r_2^2} z + T_1 \tag{2}$$

式中 T_1 为热端部件温度, Q 为总换热量, r_2 为连接轴等效半径, κ 为轴所用材料的导热系数, z 正向如图 1 所示。

当热量传递到压气机叶轮后,主要通过轴承台圆周面、轮盘上表面和叶片表面与主流空气进行对流换热。轮盘上表面散热情况可类比环肋散热情况,其散热微元体如图 4 所示,该过程可通过引入式(3)~式(7)所示的柱坐标系下稳态导热微分方程进行求解。

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\kappa r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{\Phi} = 0 \tag{3}$$

$$\Phi_s = (P dr) \alpha (T - T_\infty) \tag{4}$$

$$P = \frac{2 dr}{\cos \beta} \tag{5}$$

$$\dot{\Phi} = -\frac{\Phi_s}{A_c dr} \tag{6}$$

$$A_c = P \delta \tag{7}$$

由于毫米级离心压气机叶轮轮盘厚度 δ 与轮

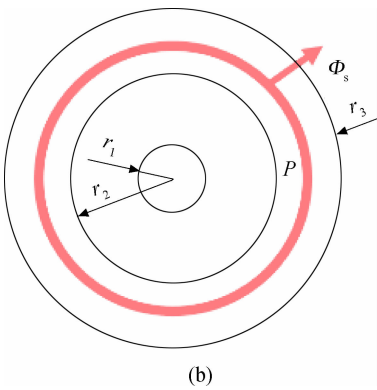
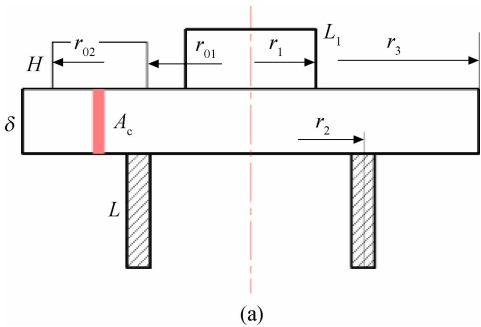


图 4 轮盘上表面散热微元示意图

Fig. 4 Thermal dissipation element of impeller surface

盘半径 r_3 之比通常小于 0.1,且整个结构为轴对称结构,故可忽略温度在轮盘厚度和角度方向的分布,即

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \tag{8}$$

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0 \tag{9}$$

整理合并式(3)~式(9),可得微型离心压气机轮盘表面温度分布微分方程(式(10))。

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) - \frac{\alpha}{\kappa \delta} (T - T_\infty) = 0 \tag{10}$$

叶片表面散热情况可类比翅片散热,可将叶片看作是一系列微元翅片的集合体,如图 5 所示。利用差分代替微分思想,只要微元翅片足够薄,就

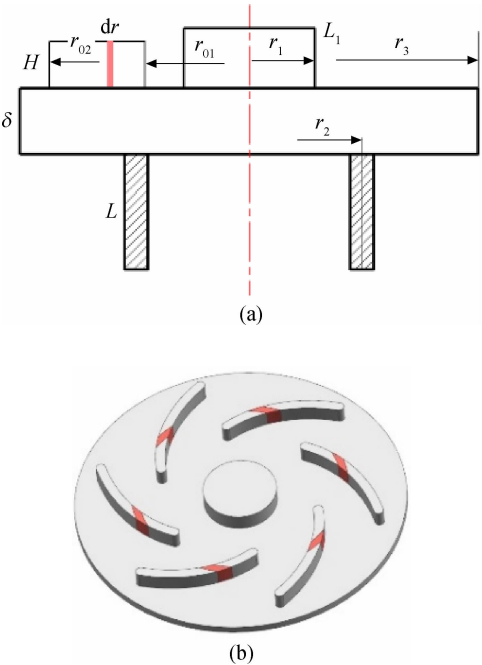


图 5 叶片表面散热微元示意图

Fig. 5 Thermal dissipation element of blade

可以用微元翅片集合体的整体散热代替叶片散热。

$$Q_{\text{blade}} = \frac{\alpha P}{\dot{m}} \tan(\dot{m} H) \cdot (T - T_{\infty}) \quad (11)$$

$$A_c = H \cdot dr \quad (12)$$

$$\dot{m} = \sqrt{\alpha P / (\kappa A_c)} \quad (13)$$

对单个微元翅片,其散热量可利用式(11)~式(13)模化,式中 Q_{blade} 为微元翅片与气流之间的换热量,其余参数定义与上文相同。

轴承台散热情况与叶片类似,在此不再重复。通过上述建模分析,我们可以分别获得不同换热分量($Q_1 \sim Q_4$)与压气机的几何、气动、属性特性的定量关系控制方程组,在给定合适的边界条件情况下,可以快速得到换热量大小和压气机内部温度分布情况,具体求解与分析见下文。

2 模型方程求解与结果分析

考虑微型离心压气机实际工况,在忽略辐射耗散等次要因素的前提下,上文所述控制方程的边界、定解条件如下:

- 1) 对于连接轴,其内外表面均为绝热壁面,其内部只有沿轴向的热流通过。
- 2) 叶轮盘上壁面边界条件为对流换热边界,其余壁面均为绝热壁面。
- 3) 叶片表面边界条件为对流换热边界。
- 4) 轴承台上壁面为绝热壁面,圆周边界条件为对流换热边界。

由于式(10)~式(13)没有解析解,所以控制方程的求解需要采用数值方法,在满足精度要求的前提下,采用差分之和代替积分的思路,求解方程组。通过上述步骤,可对微型离心压气机内部换热量做定量分析;同时,压气机中各特性参数对换热量的影响规律也可通过上述过程获得,微型离心压气机热管理工作也可借此开展。

为了验证上述微型离心压气机热效应评估模型的合理性,本文通过流热耦合仿真方法,对毫米级离心压气机进行数值仿真,并将仿真结果与模型预测结果进行对比。

通过与 MIT 实验结果对比验证了数值方法的可靠性,具体结果如图 6。模型参数和实验结果参考文献[12]。

数值仿真对象结构参数如表 1 所示,计算域网格如图 7 和图 8 所示。

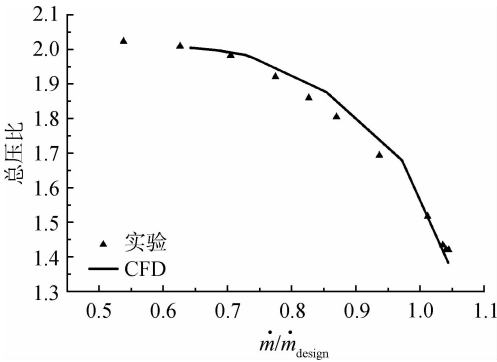


图 6 数值结果与 MIT 实验结果对比图
Fig. 6 Comparison between CFD results and MIT experiment results

表 1 数值仿真对象结构参数表
Table 1 Geometrical parameters of simulation cases

参数	数值
r_2/r_1	4.00
r_3/r_1	4.53
r_{01}/r_1	2.14
r_{02}/r_1	3.15
δ/mm	0.20
L_1/mm	0.45
L/mm	2.00

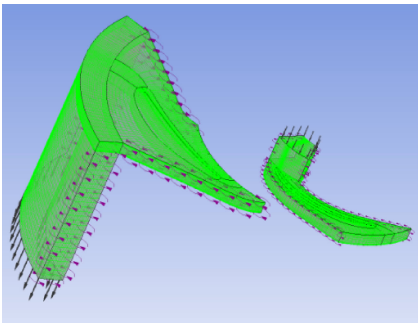


图 7 流体域网格示意图
Fig. 7 Mesh of fluid domin

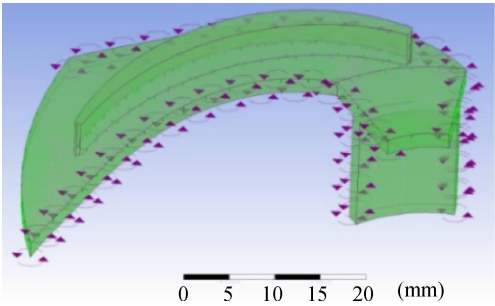


图 8 固体域网格示意图
Fig. 8 Mesh of solid domin

本文采用 CFX 软件进行强流固耦合计算,流体域选用理想气体,湍流模型为切应力输运(SST)模型;不失一般性,固体域材料选为铜,热端温度定为 700 K。在经过网格无关性验证后,网格数目如表 2 所示。

表 2 网格数目表
Table 2 Nodes of mesh

类型	网格数目
流体域	343 808
固体域	22 606

当压气机气动效率最高时,叶轮盘表面温度分布云图如图 9 所示,可以看出轮盘温度分布规律基本符合轴对称分布,且连接轴处温度最高,这与热量主要通过连接轴传导到压气机的分析一致。图 10 为叶轮盘上表面温度沿 r 向分布 CFD 模型对比图,从该图可看出本文建立的模型预测

结果与 CFD 计算结果基本吻合,只有在叶轮轮缘附近才有较大差异,此现象产生的原因应是叶轮出口流动混乱,掺混剧烈,导致局部换热增强,而模型并未考虑该情况。表 3 对比了仿真和模型计算得到的换热量定量分析结果,可以看出无论是总换热量还是局部换热量,本文所建立的模型的预估值与 CFD 计算结果之间的差异均不超过 5.25%。

表 3 CFD 模型计算所得换热量对比表
Table 3 Heat prediction comparison of model and CFD

参数	CFD	本文模型	相对误差/%
叶片散热量/W	14.97	15.8	5.25
其他表面散热量/W	31.18	32.0	5.23
总散热量/W	46.15	47.8	5.24

在给定合理边界条件的基础上,本文建立的微型离心压气机热效应评估模型可对各个换热分量进行计算。通过与流热耦合仿真结果对比分析可知,模型预测与 CFD 结果差别很小,相对误差在 5.25% 以内。

3 模型验证

本文建立的微型离心压气机热效应评估模型克服了零维热网络模型只能考虑气动参数影响规律的弱点,在深入分析非绝热离心压气机内部微尺度气动热力学规律的基础上,综合考虑了压气机结合、气动、材料属性等参数与热效应的关系,较之单纯零维热网络模型,预测结果更符合实际情况,如表 4 和表 5 所示。表 4 和表 5 为相同设计指标要求下,两型不同设计结果通过不同方法计算得到的设计流量点换热量对比表。

图 11 为这两型压气机结构示意图,两者关键参数对比如表 6 所示。由表 4 和表 5 可以看出,零维热网络模型的计算误差分别为 14% 和 34%,而本文评估模型相对误差只有 4.3% 和 5.2%,一

表 4 零维热网络模型预测换热量与流热耦合仿真
计算换热量对比表

Table 4 Heat prediction comparison of zero-dimension
network and simulation

参数	压气机 I	压气机 II
零维热网络预测值/W	50.08	50.08
三维流热耦合计算值/W	58.50	76.04
相对误差/%	14	34

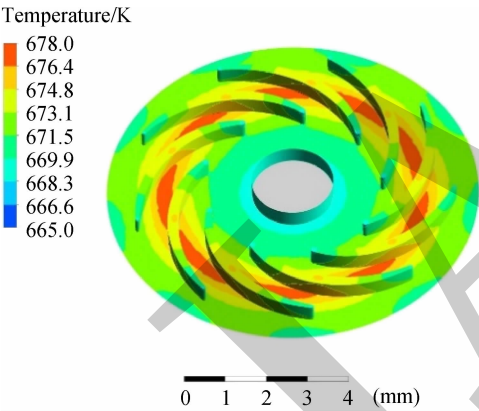


图 9 最高效率点叶轮盘上表面温度分布云图
Fig. 9 Static temperature contour of impeller surface
at optimal efficiency condition

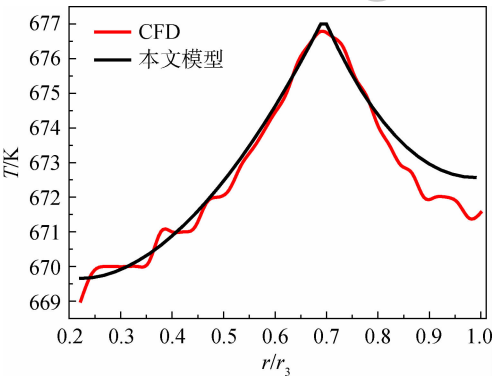


图 10 叶轮盘上表面温度分布 CFD 模型对比图
Fig. 10 Surface temperature prediction comparison
between model and CFD

表 5 热效应评估模型预测换热量与流热耦合仿真
计算换热量对比表

Table 5 Heat prediction comparison of model and simulation

参数	压气机 I	压气机 II
微型离心压气机热效应估 模型预测值/W	61.07	80.00
三维流热耦合计算值/W	58.50	76.04
相对误差/%	4.3	5.2

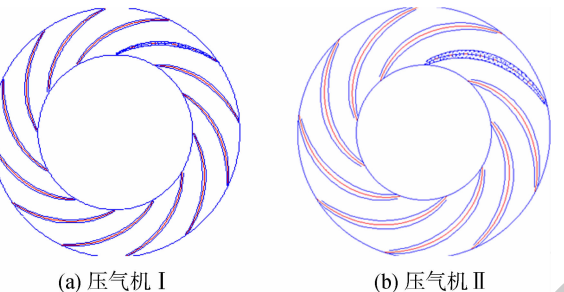


图 11 压气机二维结构示意图
Fig. 11 2-D structure of compressor

表 6 压气机关键参数对比表
Table 6 Key parameters of compressor

参数	压气机 I	压气机 II
半径/mm	3.8	4
叶片进口安装角/(°)	59	58
叶片出口安装角/(°)	69	73
叶片数/片	12	9
叶片相对厚度/%	100	200

维评估模型与三维仿真结果更靠近,误差更小。

除了预测不同结构压气机换热量之外,热效应评估模型还可以快速准确找到不同结构参数与换热量之间的关系,加速优化速度。图 12 为利用热效应评估模型获得的 r_2 大小与换热量的关系图,由图可以直观看出 r_2 大小与 $Q_1 \sim Q_4$ 及 Q 之间的关系,为压气机设计工作提供指导。同时,该模型理论上可在设计工作中遍历所有影响参数,找到最优参数组合,而原有设计方法是将结构寻优工作放在三维数值仿真阶段,在消耗大量资源的同时,其气动设计本质仍为绝热设计,所以实际实践中往往难以找到最优参数组合。图 13 和图 14 为针对相同设计要求,原有设计方法和结合了非绝热压气机边界一维评估模型的新设计方法最终设计结果性能对比图。图 13 横坐标为实际流量与原有方法设计结果最佳效率点流量之比,纵

坐标为实际压比与原有方法设计结果最佳效率点压比之比。图 14 横坐标与图 13 一致,纵坐标为实际效率与原有方法设计结果最佳效率点效率之比。两种方法耗时对比如表 7 所示,可以看出,结合了热效应评估模型的设计方法将最佳效率点压比和效率分别提高 11 % 和 30 %,同时,设计周期

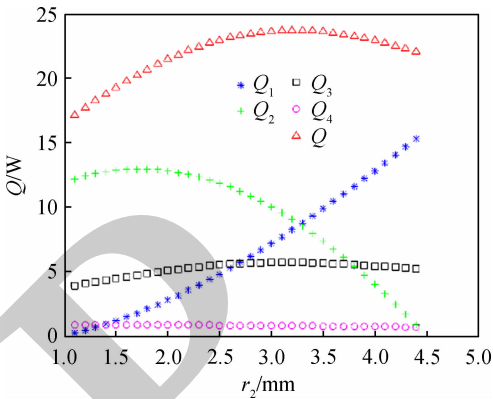


图 12 连接轴等效半径 r_2 与换热量关系图
Fig. 12 Relationship between heat transfer and r_2

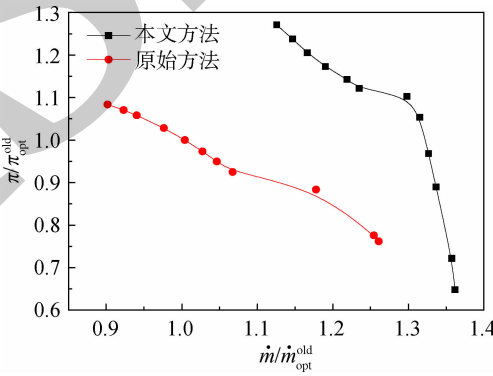


图 13 不同设计方法结果图(相对流量-相对压比)
Fig. 13 Performance prediction of the new and the old methods (relative flow rate-relative pressure ratio)

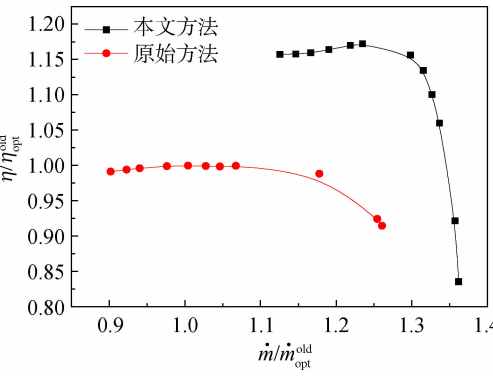


图 14 不同设计方法结果图(相对流量-相对效率)
Fig. 14 Performance prediction of the new and the old methods (relative flow rate-relative efficiency)

表 7 不同设计方法周期对比表
Table 7 Time consuming of the new and old methods

设计方法	周期/h
原始	4 200
本文	600

注:表中处理器主频为 2.8 GHz,内存为 4 GB。

仅为原有方法周期的 14%。性能提升的主要原因是原有设计方法的一维通流设计需要将设计参数通过式(14)~式(17)^[25]进行非绝热修正,该步骤关键参数 Q 需要通过三维数值仿真反馈获得,这样的步骤放大了三维仿真系统误差对设计结果优劣的影响,而且,原有方法的气动设计本质上仍为绝热设计,这两点因素的共同作用导致原有设计方法仅能保证设计完成的非绝热压气机满足性能要求,不能保证设计结果为最优解。而结合了微型离心压气机热效应评估模型的新设计方法可以在气动设计阶段就可进行热边界影响评估和结构参数优化工作,三维数值仿真只需对设计结果的性能进行校核,从而可以更快获得满足设计指标最优设计结果。虽然此时裕度有所下降,但仍在设计要求范围内。

$$q^* = \frac{Q}{h^*} \tag{14}$$

$$\eta = \eta_{\text{adb}} \frac{1}{1 + q^*} \tag{15}$$

$$\pi = \left[\left(\frac{1}{1 + q^*} \right) \left(\pi_{\text{adb}}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) + 1 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{16}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_{\text{adb}} \frac{1}{1 + q^*} \tag{17}$$

微型离心压气机热效应评估模型与原有热网格评估模型相比,在保证计算效率的同时,可获得更精确预测结果;同时,该模型可在气动设计阶段进行热效应预测工作,与原有设计方案在三维仿真阶段再进行优化工作相比,在保证预测精度的同时,节省了时间和计算资源。结合了热效应评估模型的设计方法在将最佳效率点压比和效率分别提高 11% 和 30% 的同时将设计周期降为原有方法的 14.3%。

4 结 论

本文针对微型离心压气机设计研究工作中存在的等熵绝热假设不成立,缺乏合理、有效热效应评估方法的问题,通过分析其内部实际换热过程,引入环肋、直肋简化假设,建立了换热过程控制模型,能够对微型离心叶轮轮盘表面温度分布进行

预估并对换热量进行预测,主要结论如下:

1) 在深入分析微型离心压气机内部微尺度气动热力过程的基础上,建立了描述微型离心压气机热效应的一维评估模型,通过与流热耦合仿真结果对比发现,在引入合理定解条件的基础上,该模型可以预测压气机叶轮表面温度分布,对微型离心压气机内部换热量的预测误差在 5.3% 以内。

2) 较之零维热网络模型,本文介绍的微型离心压气机热效应评估模型由于综合考虑了几何气动、材料特性等参数,能预测压气机轮盘、叶片等结构表面温度分布规律及散热情况,可将预测误差从不小于 10% 降低至不超过 6%,精度至少提高 4 个百分点,为非绝热压气机设计提供精度更高的参考换热量预估方法。

3) 较之原有在三维数值仿真阶段才分析换热量对性能的影响的设计方法,采用本文热效应评估模型的新设计方法设计周期更短。同时,由于避免了原有设计方法在气动设计阶段仍为绝热压气机设计的问题,新方法设计完成的压气机性能更优。设计实践表明,结合了热效应评估模型的设计方法在将最佳效率点压比和效率分别提高 11% 和 30% 的同时将设计周期降为原有方法的 14.3%。

参考文献:

[1] 黄国平,温泉,李博,等. 微型涡喷发动机顶层设计研究[J]. 航空动力学报,2003,18(6):832-838.
HUANG Guoping, WEN Quan, LI Bo, et al. Top level design of micro turbine jet engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2003, 18(6): 832-838. (in Chinese)

[2] 陈巍,杜发荣,丁水汀,等. 某微型涡喷发动机总体结构设计[J]. 航空动力学报,2010,25(1):169-174.
CHEN Wei, DU Farong, DING Shuiting, et al. General-structural design study of a micro turbojet engine[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(1): 169-174. (in Chinese)

[3] EPSTEIN A H. Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines[R]. ASME Paper GT2003-38866, 2003.

[4] DESSORNES O, LANDAIS S, VALLE R, et al. Advances in the development of a micro-gas turbine engine at onera [R]. ASME Paper GT2013-94005, 2013.

[5] PEIRS J, REYNAERTS D, VERPLAETSEN F. A micro-turbine for electric power generation[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2004, 113(1): 86-93.

[6] ISOMURA K, TANAKA S, TOGO S, et al. Development of micromachine gas turbines at tohoku university[R]. Micro Gas Turbines, RTO-EN-AVT-131, 2005.

- [7] SANGKYUN KANG E. Micro-scale radial-inflow compressor impeller made of silicon nitride-manufacturing and performance[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines Power, 2004, 126(2): 358-365.
- [8] MATSUURA K, KATO C, YOSHIKI H, et al. Prototyping of small-sized two-dimensional radial turbines[R]. Tokyo: International Gas Turbine Congress, 2003.
- [9] ISOMURA K, TERAMOTO S, TOGO S-I, et al. Effects of Reynolds number and tip clearances on the performance of a centrifugal compressor at micro scale[R]. ASME Paper GT2006-90637, 2006.
- [10] 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.
- [11] GROSHENRY C. Preliminary study of a micro-gas turbine engine[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 1995.
- [12] SHIRLEY G B. An experimental investigation of a low Reynolds number high Mach number centrifugal compressor[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 1996.
- [13] EPSTEIN A, SENTURIA S. Macro power from micro machinery[J]. Science, 1997, 276(5316): 1211.
- [14] EPSTEIN A, SENTURIA S, AL-MIDANI O, et al. Micro-heat engines, gas turbines, and rocket engines: the MIT microengine project[R]. AIAA 97-1773, 1997.
- [15] EPSTEIN A H, SENTURIA S D, ANATHASURESH G, et al. Power MEMS and microengines[R]. Chicago: IEEE Transducers'97, Conference, 1997.
- [16] MEHRA A. Computational investigation and design of low Reynolds number micro-turbomachinery[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 1997.
- [17] JACOBSON S A. Aerothermal challenges in the design of a microfabricated gas turbine engine[R]. AIAA 98-2545, 1998.
- [18] EPSTEIN A H, SENTURIA S D, WAITZ I A, et al. Micro-turbomachinery [M]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 1999.
- [19] WALTERS D S. Creep characterization of single crystal silicon in support of the MIT micro-engine project[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 1999.
- [20] EPSTEIN A H, JACOBSON S A, PROTZ J M, et al. Shirtbutton-sized gas turbines; the engineering challenges of micro high speed rotating machinery[R]. Honolulu, HI: 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, 2000.
- [21] LIU C. Dynamical system modeling of a micro gas turbine engine[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 2000.
- [22] PROTZ J M. An assessment of the aerodynamic, thermodynamic, and manufacturing issues for the design, development, and microfabrication of a demonstration micro engine[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 2000.
- [23] PENNATHUR S, PELES Y, EPSTEIN A. Cavitation at micro-scale in MEMS fluid machinery[R]. ASME IMECE 2002-33328, 2002.
- [24] JACOBSON S A, EPSTEIN A H. An informal survey of power MEMS[R]. Tsuchiura and Tsukuba, Japan: International Symposium on Micro-mechanical Engineering, ISMME2003-K18, 2003.
- [25] GONG Y, SIRAKOV B, EPSTEIN A, et al. Aerothermodynamics of micro-turbomachinery [R]. ASME Paper GT2004-53877, 2004.
- [26] SAVOULIDES N. Development of a MEMS turbocharger and gas turbine engine[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- [27] SIRAKOV B, GONG Y, EPSTEIN A, et al. Design and characterization of micro-compressor impellers[R]. ASME Paper GT2004-53332, 2004.
- [28] SIRAKOV B T. Characterization and design of non-adiabatic micro-compressor impeller and preliminary design of self-sustained micro engine system[D]. Cambridge, MA: Massachusetts Institute of Technology, 2005.
- [29] 李艳茹. 微尺度发动机性能建模与总体方案设计[D]. 北京: 北京航空航天大学, 2018.
- LI Yanru. Design and modeling of micro turbo engine[D]. Beijing: Beijing University Aeronautics and Astronautics, 2018. (in Chinese)
- [30] PARK J S, PARK S, KIM K M, et al. Effect of the thermal insulation on generator and micro gas turbine system[J]. Energy, 2013, 59: 581-589.

(编辑: 叶 青)