

毫米级微型透平的气动优化设计研究

付雷, 石炎, 邓清华, 丰镇平

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 对叶轮直径为 10 mm 的微型透平进行了 3 种叶轮型线设计, 并应用数值模拟进行了分析比较. 主要考察 3 种方案气动性能的优劣, 以此研究毫米级微型透平设计时适用的基本型线. 在此基础上对设计方案 3 进行了气动优化设计, 研究了提高毫米级微型透平总-静效率的可行方法. 结果表明: 在 3 种设计方案中, 叶轮叶片中弧线向反旋转方向弯曲的方案 3 更适于高速运行, 具有较高的效率与功率, 是最优的设计方案; 随着膨胀比增大, 毫米级微型透平的余速损失增加, 如追求高的总-静效率, 需要选取较低的膨胀比; 毫米级微型透平的尾管进出口面积比对透平总体性能有较大的影响, 在热力设计时不应忽略, 尾管进出口面积比在 1 左右时, 透平总-静效率最高.

关键词: 毫米级微型透平; 数值模拟; 叶轮型线

中图分类号: TK124 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2009)01-0015-05

Aerodynamic Design and Optimization of a Radial Inflow Millimeter-Scale Turbine

FU Lei, SHI Yan, DENG Qinghua, FENG Zhenping

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Three kinds of rotor profiles of a radial inflow millimeter-scale turbine with a rotor diameter of 10 mm were designed and analyzed with numerical simulation. Their aerodynamic performances were compared and a suitable basic profile was selected. Then redesign and optimization of the profile selected were performed to enhance the total-static efficiency. The results indicate that the profile whose camber line turns to the negative rotating direction is the best one and can be adapted to the higher rotational speed with higher shaft power and efficiency. The leaving velocity loss of the millimeter-scale turbine increases with the increase of expansion ratio. The lower expansion ratio should be chosen if the high total-static efficiency is mainly considered in the design process. The ratio of inlet area to exit area of the diffuser has significant influence on the overall performances of millimeter-scale turbines, and the maximum total-static efficiency will be achieved when the area ratio is around 1 : 1.

Keywords: millimeter-scale turbine; numerical simulation; rotor profile

在众多形式的能源设备中, 微型燃气轮机由于同时具有较高功率密度和能量密度而受到人们的青睐^[1]. 近年来, 随着微加工技术的进步与发展, 毫米级微型透平的实现已成为可能.

凭借先进的微机电系统(MEMS), 美国麻省理工学院早年就对微型透平进行了深入研究^[1], 设计出叶轮直径为 4.2 mm 的纯径向透平^[1-2]. 美国斯坦

福大学与比利时鲁汶大学分别设计出叶轮直径为 12 mm^[3]和 10 mm 的轴流式微型透平^[4]. 日本东北大学^[5]及东京大学^[6-7]也进行了径向-轴流式微型透平的研究, 其叶轮直径分别为 10 mm 和 40 mm, 而且日本东北大学的微型透平现已成功运行, 达到 900 000 r/min 的超高转速.

当前毫米级纯径向微型透平由于受结构尺寸限

制而效率较低,因此设计应侧重于功率. 本文在西安交通大学叶轮机械研究所气动研究组前期工作^[8]的基础上,应用计算流体动力学商用软件 NUMECA-FINE/Turbo 在级环境下对 3 种微型透平设计方案分别进行了分析与比较,最后对方案 3 进行了多方面的改进与研究,使方案 3 较大幅度地降低了余速损失,提高了微型透平的总-静效率,并对其中一些关键参数进行了分析与讨论,为毫米级微型透平的研发获得了一些有参考价值的结论.

1 向心透平的基本参数

本文进行方案比较所研究的 3 种向心透平的基本参数如表 1 所示,与其相对应的结构如图 1 所示.

表 1 3 种设计方案的基本参数

参 数	方案 1	方案 2	方案 3
T_0/K	700	700	700
ϵ	4.7	4.7	4.7
$n/\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	400 000	800 000	800 000
$Q/\text{g} \cdot \text{s}^{-1}$	4.2	2.8	4.0
D/mm	10	10	10
H/mm	0.6	0.6	0.6
P/W	368	385	505
$\eta_{\text{t}}/\%$	71.8	73.9	82.5

注: T_0 为进口总温度; ϵ 为膨胀比; Q 为流量; D 为叶轮直径; H 为叶片高度; P 为输出功率; η_{t} 为总-总效率.

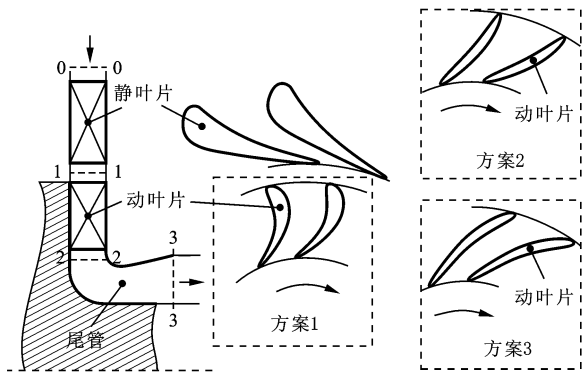
3 个设计方案中的静叶片型线相同. 设计方案 1 的叶轮型线为轴流透平中常用的动叶型线,期望能够在较低转速下满足设计要求,且轴系结构及支撑便于设计;方案 2 和方案 3 的叶轮转速高达 800 000 r/min,期望在满足设计要求的同时,获得较高的功率密度,这 2 个方案叶轮型线的区别主要在方案 2 的中弧线向旋转方向弯曲,而方案 3 的叶轮叶片中弧线向旋转方向的反方向弯曲.

2 数值计算与结果分析

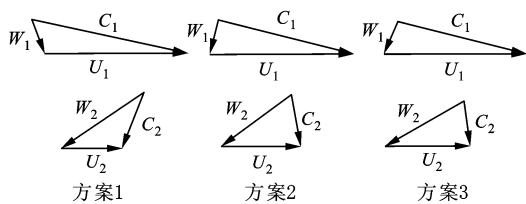
本文主要利用数值模拟进行 3 种微型透平设计方案的筛选和优化.

计算区域包括静叶片、叶轮和尾管. 计算域的剖分采用多块结构化网格,具体采用 H-O-H 型,在叶片表面、端壁、前缘及尾缘等复杂流动区域,对网格进行局部加密. 3 种方案采用相同的网格拓扑结构.

数值计算采用 EURANUS 求解湍流 Navier-Stokes 方程组,湍流模型应用 Spalart-Allmaras-方程模型^[9-10],基于时间推进的数值离散格式. 空间差



(a) 子午流道与叶片型线



(b) 级速度三角形

图 1 子午流道、叶片型线与级速度三角形示意图

分采用中心格式,应用全多重网格方法,结合变时间步长及残差光滑方法加快收敛速度. 计算时进口给定总温、总压及进口气流角,出口给定平均静压,采用绝热边界条件.

本文主要侧重的是设计方案的筛选和叶型的优化,因此数值计算时未考虑间隙的影响.

图 2 为 3 种设计方案的叶轮跨叶片中叶展马赫数分布. 从图 2a 可看出,在转速为 400 000 r/min 时气流开始在吸力面入口附近出现突然加速并随后发生脱流,主要是由于该叶轮叶片转折角较大造成的,这种叶轮型线只能运行在转速相对较低的工况下,转速提高后吸力面进口边附近的脱流将会更严重.

方案 2 的叶轮型线是在 800 000r/min 下的常规设计,由于转速较方案 1 高,因而中弧线弯曲程度较方案 1 小,比较平直,类似轴流压气机的叶片型线. 从图 2b 可以发现,来流冲角为负值,前缘附近压力面存在局部低速区,另外在吸力面出口段气流没有很好地沿叶片壁面流动,发生了小范围分离.

方案 3 的叶轮型线是一种非常规设计,叶片中弧线向反旋转方向弯曲,与压气机叶片中弧线弯曲方向相同. 这样设计是为更好地适应来流,而且不会在压力面产生低速区,适应微型透平直径小、转速超高的特点,这一点从图 1b 中也可看到. 与图 2b 相比,图 2c 显示来流基本不存在冲角,流场更加合理.

3 个设计方案的速比分别为 0.31、0.62 和

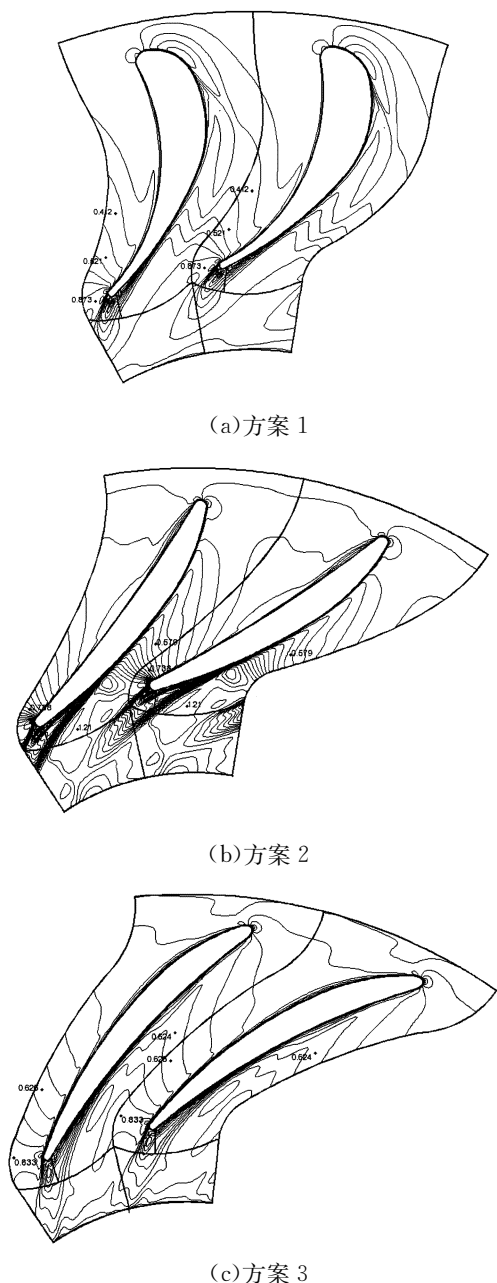


图2 3种设计方案的叶轮中叶展马赫数分布

0.62,反动度分别为0.55、0.65和0.65。3种方案的总体结果表明:方案1虽然转速较低,轴系结构及支撑便于设计,但是效率和功率均相对较低;方案2的叶轮叶片基本适应其较高的设计转速,但叶轮叶片来流有一定的负冲角,其效率和功率也较方案1有所提高;方案3的流场更加合理,其效率和功率较方案2有较大的提高,总-总效率超过80%,功率大于500 W。

方案3的总-总效率虽然已经达到较高水平,但是总-静效率仅为51.9%,余速损失很大,因此有必要对方案3进一步优化以降低余速损失。

3 方案3的改进及其结果分析

毫米级微型透平的总-静效率低,余速损失大是其一个主要特点。文献[1]给出的微型透平的总-静效率为60%,其中导向器损失占9%,叶轮损失占11%,余速损失占到了20%。微型透平叶轮的出口马赫数较高,尾管出口气流速度没有被利用,因而总-静效率较低。

鉴于设计方案3的总-静效率仅为51.9%,有些偏低,为此本文从以下几个方面对其进行改进。

高的功率密度需要高的膨胀比,如麻省理工学院的微型透平膨胀比高达5.4,在单级透平中很难将气流能量很好地利用,造成较高的尾管出口马赫数,因此基于方案3,本文降低了透平的膨胀比。

改变叶片出口角度对通道面积进行调节可在一定程度上控制出口速度的大小,同时通过调整叶轮叶片出口面积和尾管出口面积之间的关系,会改变气流在尾管中的速度变化,因此可通过调整叶片出口气流角和尾管进出口面积比,来降低余速损失。

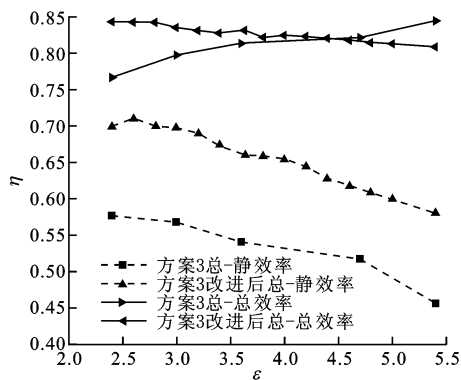
另外,微型透平的叶片高度较低,使得叶片展弦比较低,在方案3中叶轮展弦比仅为0.25,导致透平次流损失较大,因此可适当增加叶片高度,以提高透平效率。

本文通过降低透平膨胀比到3.6,增加叶高到1.0 mm,调整叶片型线、出口气流角及尾管进出口面积比,使得总-静效率达到65.8%,比原型提高了13.9%,余速能量得到了较好的利用。另外,总-总效率也有小幅的提高,达到了83.2%,在功率基本保持不变的情况下,流量减小到3.4 g/s,速比和反动度为0.65和0.6。

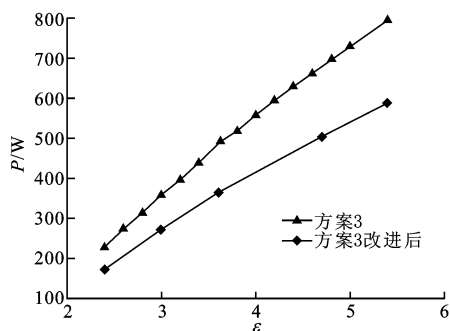
图3给出了方案3改进前、后效率和功率分别随膨胀比变化的比较。从图3a可看出,随膨胀比增加,余速损失增加,这也是本文在改进设计中采用降低膨胀比、减小余速损失、提高总-静效率思路的依据。从图3b可看出,对方案3改进后在流量减小的情况下,用较低的膨胀比达到了改进前的功率。

另外,随膨胀比增加,功率增加,总-总效率与总-静效率均下降。为了保持较高的功率密度,改进后设计点的膨胀比为3.6,在该点的总-静效率值比其最高点低3%左右,但得到了功率的大幅提升。

图4是叶片型线改进前、后的比较,其中导向器型线的主要改进是在吸力面,其更加饱满与光顺,叶轮型线的主要改进是将叶片出口边向旋转方向弯曲,适应高速运转要求,且降低了出口马赫数。

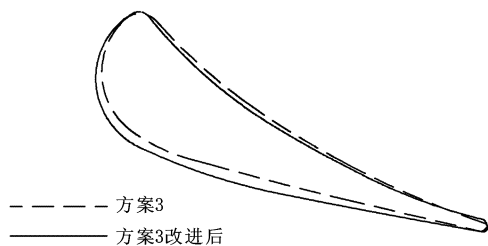


(a)效率特性

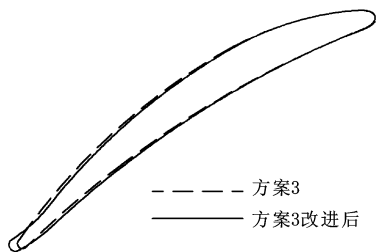


(b)功率特性

图3 改型前、后效率特性和功率特性比较



(a)导向器型线



(b)叶轮型线

图4 方案3改进前、后叶片型线比较

图5是方案3叶轮改进后的叶展马赫数分布。改进后叶片通道中的马赫数分布更加合理。

图6是导向器出口截面总压系数 C_{tp} 的子午平均值沿叶高的分布,其定义如下

$$C_{tp} = \frac{p_1^t - p_1^s}{p_0^t - p_1^s}$$

式中:上标 t 表示总, s 表示静。

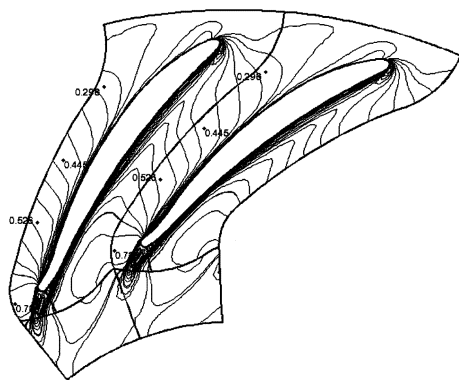


图5 方案3叶轮改进后的叶展马赫数分布

从图6中可看出,由于方案3展弦比较小,总压系数沿叶高方向波动较大,增加叶高后,总压系数沿叶高方向的分布趋于均匀。

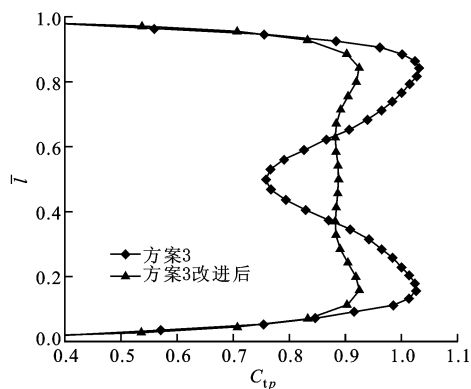


图6 总压系数沿叶高分布

图7为叶轮能量损失系数 Z_r 沿叶高的分布,其定义如下

$$Z_r = \frac{(p_2^s/p_{2w}^t)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - (p_2^s/p_{1w}^t)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1 - (p_2^s/p_{1w}^t)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

式中:下标 w 表示相对数值; γ 为绝热指数。

从图7中可看出,改进后叶轮的能量损失系数沿叶高方向均有一定程度的减小。

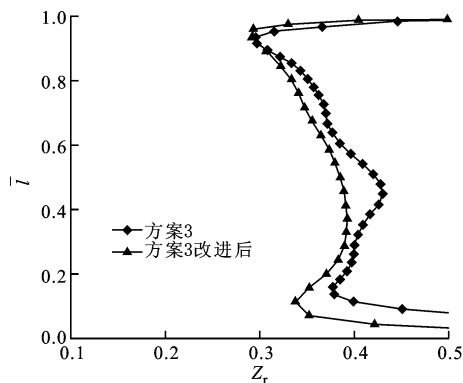


图7 叶轮能量损失系数沿叶高分布

在改进研究中发现,尾管进出口面积比对透平总体性能有较大影响. 4 个尾管进出口面积比的透平性能如表 2 所示:当面积比 S_{2-2}/S_{3-3} 接近 1 时,获得了最高的总-静效率. 这是因为当 $S_{2-2}/S_{3-3}<1$ 时,受结构限制,过小的叶高或过大的出口轮缘直径均会带来总-静效率较低;当 $S_{2-2}/S_{3-3}>1$ 时,透平总-总效率还会有所提高,但由于叶轮出口面积增大,造成尾管中气流加速,余速损失增大,总-静效率反而降低,这一点从连续方程也可得到;当 S_{2-2}/S_{3-3} 接近 1 时,气流不在尾管内膨胀,降低了余速损失.

表 2 尾管进出口面积比与总-静效率的关系

$S_{2-2} \cdot S_{3-3}^{-1}$	1. 234 2	0. 977 5	0. 891 7	0. 816 0
总-静效率/%	58. 6	65. 8	63. 1	59. 6

最终确定的毫米级微型透平三维实体如图 8 所示,目前试验台的初步结构设计已经完成,待制造完成后即可进行该微型透平的气动特性试验.

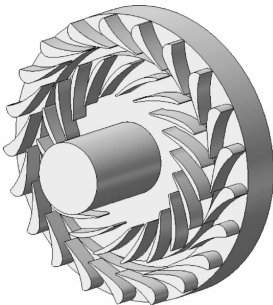


图 8 最终设计的毫米级微型透平三维实体

4 结 论

- (1)方案 1 的轴系结构及支撑简单,便于设计,但其叶轮叶片折转角较大,流动损失较大,效率较低,方案 2 叶轮型线的中弧线向旋转方向稍弯曲,适于高速运行.
- (2)方案 3 的叶轮型线的中弧线向反旋转方向弯曲,较方案 2 更适于高速运行,效率较高,是较优的毫米级微型透平设计方案.
- (3)在毫米级微型透平的运行范围内,随着膨胀比增大,余速损失增大,如追求高的总-静效率,需要选取较低的膨胀比.
- (4)尾管进出口面积比对微型透平总体性能有较大的影响,其面积比在 1 左右时,透平总-静效率

最高.

参考文献:

[1] EPSTEIN H A. Millimeter-scale, MEMS gas turbine engines [J]. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2004, 126(2):205-226.

[2] FRECHETTE L G, JACOBSON S A, BREUER K S, et al. Demonstration of microfabricated high-speed turbine supported on gas bearings[C]//Solid-State Sensor and Actuator Workshop. Hilton Head Island, South Carolina, USA; Transducers Research Foundation, 2000:43-47.

[3] KANG S, LEE S J, PRINZ F B. Size does matter, the pros and cons of miniaturization [J]. ABB Review, 2001, 1(2): 54-62.

[4] PEIRS J, REYNAERTS D, VERPLAETESN F, et al. A microturbine for electric power generation[J]. Sensors and Actuators: Physical, 2004, 113(1): 86-93.

[5] ISOMURA K, MURAYAMA M, YAMAGUCHI H, et al. Component development of micromachined gas turbine generators [C] // Technical Digest Power MEMS 2002. Piscataway, New Jersey, USA; IEEE, 2002:32-35.

[6] MATSUO E, YOSHIKI H, NAGASHIMA T, et al. Development of ultra gas turbines [J] Journal of the Japan Institute of Energy, 2005,84(3):192-199.

[7] MATSUURA K, KATO C, YOSHIKI H, et al. Prototyping of small-sized two-dimensional radial turbines [C]// Proceedings of the International Gas Turbine Congress 2003. Tokyo, Japan;IGTC, 2003:1-7.

[8] 付雷, 邓清华, 丰镇平. 厘米级微型燃机向心透平初步设计与数值分析 [C]//中国工程热物理学会第十三届学术会议论文集. 北京:中国工程热物理学会, 2007:350-355.

[9] KANG S. Numerical investigation of a high speed centrifugal compressor impeller [C] // Proceedings of ASME Turbo Expo 2005. Reno-Tahoe, Nevada, USA; ASME, 2005:813-821.

[10] ISOMURA K, MURAYAMA M, TERAMOTO S, et al. Experimental verification of the feasibility of a 100 W class micro-scale gas turbine at an impeller diameter of 10 mm[J]. Journal of Micromechanics and Micro-engineering, 2006, 16(9):254-261.

(编辑 王焕雪)