

文章编号:1000-8055(2011)03-0489-09

某微型发动机轴流涡轮与向心涡轮的气动性能及尺寸对比分析

夏 晨, 黄国平, 邱 建

(南京航空航天大学 能源与动力学院, 南京 210016)

摘 要: 为确定厘米级微型涡轮发动机在相对较大功率、流量需求时的涡轮形式, 基于某直径为 12 cm 的微型发动机样机开展研究. 估算了该样机整机环境下单级轴流涡轮的做功能力, 并按参数优选规律设计了一台微型轴流涡轮, 将之与该样机采用的微型向心涡轮对比, 分析了两种叶轮在功率、效率及尺寸质量方面的差别. 研究表明: 在先进微型发动机压比提高(>4)的情况下, 涡轮为了保持效率且满足压气机更高功率需求, 轴流式必须采用双级方案, 向心式单级即可满足要求; 在压气机压比为 4~6 条件下, 进一步对比双级轴流与单级向心方案的结果显示, 当流量小于 500 g/s 时, 向心式具有尺寸质量优势, 发动机能实现较高的推质比. 针对厘米级微型发动机, 在发动机压比较高且没有超出单级向心涡轮做功能力的范围时, 向心涡轮方案是更好的选择.

关 键 词: 微型涡轮发动机; 轴流涡轮; 向心涡轮; 压比; 数值模拟

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Comparison research on performance and size of micro axial turbine and radial turbine

XIA Chen, HUANG Guo-ping, QIU Jian

(College of Energy and Power Engineering,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The selection of an axial turbine or a radial turbine is a key problem for advanced micro-turbine engine with larger mass flow rate and power. A comparative research was completed to determine the suitable turbine form. For a micro-turbine engine of 12 centimeters diameter, one-dimension estimative model of axial turbine was established, and the output characteristic of axial turbine was analyzed. A micro axial turbine was designed, and the differences of power, efficiency, size and mass between the axial turbine and radial turbine were compared. The results indicate that: axial turbine has more compact size and lighter mass, but radial turbine has larger power. For an advanced micro-turbine engine, when the total pressure ratio of the compressor exceeds 4, a two-stage scheme is required for the axial turbine to provide enough power output, rather than one-stage for radial turbine. The comparison between two-stage axial turbine and one-stage radial turbine indicates that, radial turbine-stage has smaller size and mass when the flow rate is less than 500 g/s, and the total pressure ratio is 4~6, and the engine has a high thrust-mass ratio. So when a high pressure ratio is required but the power output of one-stage radial turbine isn't exceeded, the radial turbine has more advantages.

收稿日期:2010-01-31; 修订日期:2010-07-03

基金项目:国家自然科学基金(50576034); 基础预研项目

作者简介:夏晨(1981—), 男, 江苏江阴人, 博士生, 主要从事微型发动机的研究.

Key words: micro-turbine engine; axial turbine; radial turbine; pressure ratio; numerical simulation

微型涡轮发动机(micro turbine engine,简称MTE)作为一种新兴的动力装置,以其质量轻、功率大、能量密度高的特点,在国内外受到高度重视,在多个领域获得了应用^[1-2].洛克希德·马丁公司的“低成本自主攻击系统(LOCAAS)”,以Sundstrand公司的TJ系列MTE作为推进动力,质量约为45 kg,射程可达200 km^[3].美国Capstone公司、英国Bowman公司、日本石川岛播磨重工正积极研究功率为50~300 kW量级的微型涡轮机技术,希望应用于新型高效高能量密度电源系统^[4-5].国内南京航空航天大学、北京航空航天大学、中国航空动力机械研究所等都在开展MTE的相关研究^[6-8].

在当前的MTE中,单级轴流涡轮和单级向心涡轮均有采用,如:Sundstrand公司的TJ50直径为112 mm,采用向心涡轮,压比为5.2,推力可达258 N,耗油率为1.37 kg/(DaN·h),但发动机推质比仅为4.1(全系统)^[3];而Advanced Micro Turbine(AMT)公司的Pegasus直径为120 mm,采用轴流涡轮,压比为3.2,推质比可达5.5(全系统),但推力和耗油率分别是TJ50的66%和125%,而两者流量基本一致.由此可知,根据压气机压比及功率需求,可选用不同形式的涡轮,而涡轮形式的不同对发动机的推质比将带来明显影响.与轴流涡轮相比,向心涡轮单级落压比大、在小流量下能保持较高效率,一般用于微型发动机中,但目前微型发动机却存在两种涡轮并用现象,对于两者的取舍却没有明确的标准.为了进一步增加微型发动机推力,现阶段通过提高发动机流量来增加推力是较为容易实现的手段之一.增加发动机流量,涡轮流量及输出功率必然随之增大,在较大流量水平下,向心涡轮能否仍保持较高的效率是一个值得探讨的问题.在相同单位焓降和转速条件下,比转速可以表征体积流量的大小,Rodgers以效率最高和高比转速为目标分别设计了两台直径为16.5 cm的向心涡轮,两者比转速分别为0.62和1.07,高比转速叶轮静效率峰值比效率最高叶轮低5%,但通流能力是后者的两倍.该研究表明,向心涡轮在较大流量情况下,同样可以具有较高性能^[9].那么,在大流量状态下,向心涡轮与轴流涡轮的性能以及对发动机总体性能的影响又存在何种差异,值得深入研究.

考虑到MTE中压气机需追求高压比、但效率很难达到高水平的现状,要求涡轮能够输出较大的功率来驱动压气机,为此选用单级做功能力强的向心涡轮较佳.考虑到提高发动机流量,选用通流能力强的轴流涡轮更合适.那么一台既需要较强做功能力又需要较高通流能力的涡轮,应该选用何种形式呢?本文以在研的某12 cm直径微型涡轮发动机涡轮部件为对象,针对轴流及向心两种形式涡轮展开了对比研究.

1 轴流涡轮做功能力理论估算

1.1 轴流涡轮理论估算模型的建立

在直径为12 cm样机MTE-D发动机的总体设计中,要求涡轮设计点落压比达到2.3,流量为0.4 kg/s,转速为125 000 r/min,单位轮周功 L_u 约为230 kJ/kg.在初步方案设计中,已获得了能够满足设计指标的向心涡轮.如在同样的设计条件下采用轴流涡轮结构,则轴流涡轮能否达到设计落压比还需进行验证,所以首先建立了轴流涡轮的理论估算模型,对轴流涡轮的做功能力进行简单的估算.

微型涡轮发动机具有其不同于一般发动机的特点:单转子单级涡轮结构,要求涡轮出口基本沿轴向排气,以减小叶轮余速损失;微型涡轮设计技术尚不完善,故超、跨声叶型设计方案不予考虑.因此,在建立轴流涡轮的理论估算模型时做了如下假设:①假设气体流动为绝能熵增流动过程;②假设轴流涡轮进口条件与向心涡轮相同,气动参数沿叶高均匀分布;③轴流涡轮采用进口等环量设计模型,以涡轮中径处为对象分析涡轮功率、效率等参数;④假定涡轮出口轴向排气;⑤假定涡轮转子进口马赫数小于1,出口马赫数不高于0.5.

在建立理论估算模型时,涉及到几个重要参数的选取,依据MTE-D发动机的总体设计要求并参照常规轴流涡轮设计准则,确定如下参数的取值范围^[10-11]:

载荷系数 $H_t = \Delta c_u / u_1 = c_{1u} / u_1 = 0.9 \sim 1.7$;

喷嘴环出口气流角 $\alpha = 15^\circ \sim 35^\circ$;

气流转折角 $\theta = 60^\circ \sim 95^\circ$;

涡轮进口总温 $T_1^* = 1100 \sim 1200$ K;

涡轮进口总压 $p_1^* = 3.0 \times 10^5 \sim 4.4 \times 10^5$ Pa;

$$\text{涡轮效率 } \eta_t = \frac{L_u}{\frac{\kappa}{\kappa-1} RT_1^* \left(1 - \frac{1}{\pi_t^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \right)}$$

给定转速,流量, L_u , H_t , T_1^* , p_1^* 和初始 α , 可以解得涡轮进口速度三角形, 通过多次迭代, 获得最终的 α 角及进口速度三角形. 给定气流转折角 θ , 即可获得涡轮出口速度三角形, 并求得涡轮落压比 π_t^* . 根据 L_u , T_1^* 和 π_t^* , 可以得到该叶轮的效率 η_t . 通过变换各参数值, 如 H_t , T_1^* , p_1^* , α 和 θ 等, 即可获得各参数对涡轮性能的影响规律, 估算轴流涡轮的做功能力, 并合理选取参数组合得到合适的涡轮设计方案.

1.2 整机环境轴流涡轮最大做功能力估算

图1、图2给出了不同载荷系数 H_t 时涡轮进口马赫数 Ma_1 及出口马赫数 Ma_2 随进口总压 p_1^* 的变化趋势. 由图1可知, 当单位轮周功为 230 kJ/kg 时, 为了使 Ma_1 小于 1, H_t 必须减小到 1.3 以下, 且此时进口总压的增加对 Ma_1 影响很小. 图2显示, 为了使涡轮出口气流在尾喷管中进一步加速, 产生推力, Ma_2 应保持较低数值(不宜超过 0.5), H_t 应当小于 1.1.

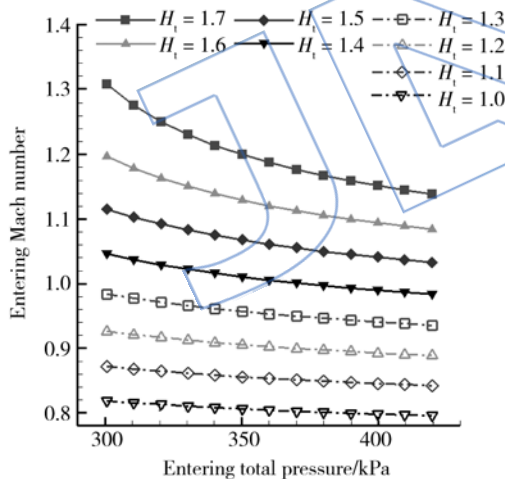


图1 进口马赫数随进口总压的变化

Fig. 1 Relationship of entering Mach number with entering total pressure

图3显示了不同载荷系数 H_t 下涡轮落压比及效率随气流转折角 θ 的变化关系. 对于单位轮周功达 230 kJ/kg 的单级轴流涡轮, 仅 H_t 在 1.0~1.1, θ 小于 70° 或 H_t 在 1.2~1.3, θ 大于 90° 的有限范围内才存在较高的性能. 但对于这两种情况, 叶轮进口相对速度接近垂直于额线, 转子出口叶片角均小于 30°, 远低于常规轴流涡轮中

的经验许用范围, 对叶轮制造精度提出极为严苛的要求, 加工难度很大, 实际无法实现.

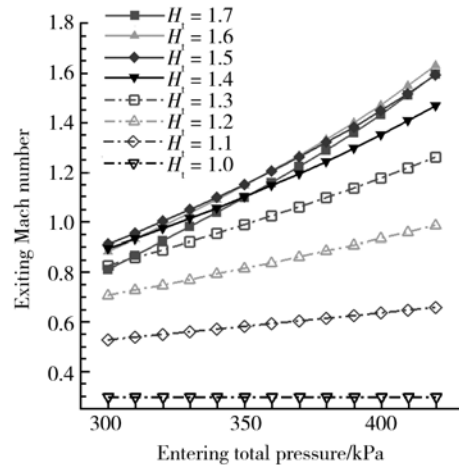


图2 出口马赫数随进口总压的变化

Fig. 2 Relationship of exiting Mach number with entering total pressure

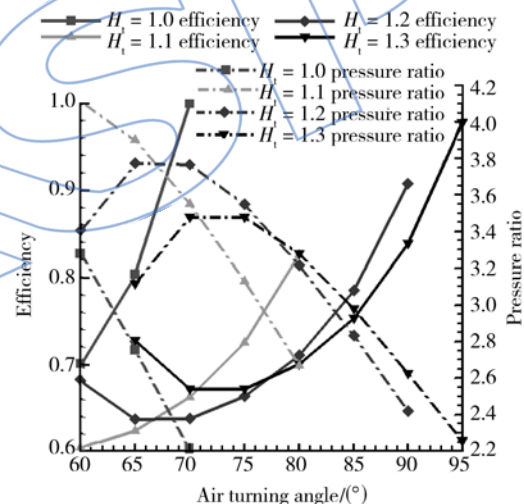


图3 涡轮落压比及效率随气流转折角的变化

Fig. 3 Relationship of turbine pressure ratio and efficiency with air turning angle

在 MTE-D 整机环境下, 依据上述分析结果, 通过对各参数的优选组合发现, 并没有合理的方案可使单级轴流涡轮的轮周功达到 230 kJ/kg. 取 H_t 为 1.3, θ 为 95° 时, 单级轴流涡轮落压比约 2.2, 效率约为 0.9, 该方案是在 MTE-D 整机环境下, 单级轴流涡轮所能获得的最大功率. 如欲在 MTE-D 整机环境下采用单级轴流涡轮满足压气机功率需求, 其可行的方式是提高涡轮进口的总温、马赫数或轮缘线速度, 但这样两种形式涡轮将不具备可比性.

2 针对某参考涡轮的微型轴流涡轮改型设计

通过上节对各参数的分析可知,在 MTE-D 整机环境下,单级轴流涡轮的最大落压比约为 2.2,无法达到设计指标.但是,理论估算将三维复杂流动进行了简化,主要根据中径处的气动参数推算出涡轮的落压比及效率,但事实上轴流涡轮各叶高截面的做功能力存在很大偏差.在等环量加功前提下,若中径处加功量与向心涡轮一致,则轴流涡轮叶尖切线速度将远大于向心涡轮,而叶根流速远大于叶尖,这将引起轴流涡轮的强度问题并使导向器设计难度增加.因此上节的理论估算与实际情况还存在一定差别.为了精确对比该条件下两种形式涡轮的性能差异,分别对轴流涡轮与向心涡轮进行三维数值模拟.

在性能对比中,向心涡轮采用 MTE-D 发动机现有向心涡轮方案,轴流涡轮必须针对整机要求设计.为了降低轴流涡轮的设计难度,以南京航空航天大学微型发动机研究所的直径为 11 cm 样机 MTE-A 发动机中直径为 66 mm 轴流涡轮为原型进行改型设计.在轴流涡轮改型设计中,与理论估算一样,假设涡轮转子进口条件与向心涡轮相同,且气动参数沿叶高均匀分布.为确保两者流量一致,提出以下两种缩放方案:方案 A,确保轴流涡轮轮毂比不变,将原型涡轮放大使进口面积与向心涡轮一致;方案 B,保证轴流涡轮与向心涡轮进口叶尖直径及进口面积相等进行缩放.为使缩放后的涡轮各叶高截面进口攻角状态与原型设计状态一致,调整相应叶高截面的叶片安装角.

根据上述方案,将直径为 66 mm、轮毂比为 0.667 的 MTE-A 轴流涡轮进行放大,表 1 显示了两种改型设计方案尺寸对比.

表 1 两种轴流涡轮方案尺寸对比
Table 1 Size adjust of axial turbines

	原型	方案 A	方案 B
直径/mm	66	71.1	78
	23.5	25.3	30.0
对应叶高截面/mm	28.0	30.1	34.2
	32.8	35.3	38.8
	59.4	59.7	73.0
进口气流角 $\beta/(^\circ)$	70.6	73.4	86.8
	84.4	89.5	102.1

3 涡轮数值模拟软件的校验

3.1 校验对象、网格及计算设置

对向心涡轮和轴流涡轮的数值模拟采用南京航空航天大学内流研究中心自主开发的三维全黏性湍流计算软件 NAPA 进行.由于 CFD (computational fluid dynamics) 软件对涡轮流场模拟的准确性将显著影响对比结果,所以 NAPA 软件对涡轮流场计算的准确性必须先进行校验.由于向心涡轮相较轴流涡轮额外受到哥氏力的作用,内部流动更为复杂,故校验主要针对向心涡轮进行.

以 NASA (National Aeronautics and Space Administration) Lewis 研究中心一台直径为 150.4 mm、叶片数为 12、叶尖间隙为 0.3 mm 的向心涡轮为校验对象.其涡轮级试验条件如下:转速为 33 260 r/min,进口总压为 137 900 Pa,进口总温为 322.2 K,流量为 0.237 2 kg/s^[12].由于文献[12]中仅提供了涡轮转子的造型数据,故数值校验只能针对转子进行.选取单个叶轮通道为计算区域,以导向器出口截面为转子计算入流边界,其进口入流条件根据设计点各典型气动截面参数分布进行折算,为:转速为 33 260 r/min,进口总压为 131 456 Pa,进口总温为 322.2 K,进口马赫数为 0.776.计算考虑叶尖间隙影响,但为了降低网格划分的难度,对叶尖进行了削尖处理,计算采用 H 型结构化网格,网格结构如图 4 所示.

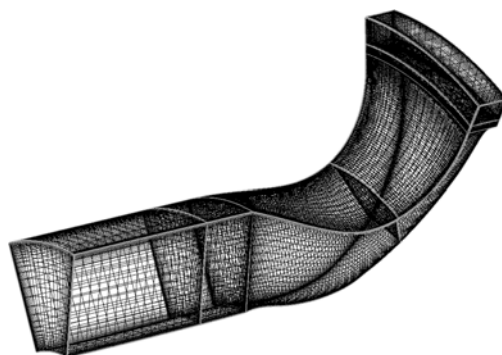


图 4 校验用向心涡轮计算网格结构

Fig. 4 Grid of the radial turbine for validating calculation

计算中,根据涡轮转子的流动特征,在时间方向使用显式差分格式,在求解定常解时使用了优化系数的 Runge-Kutta 多步格式.为促进计算收敛,使用了当地时间步长、隐式残值光滑、多层网格加密等加速收敛技术.使用有限体积法求解空

间项,黏性通量的计算采用传统的中心差分,采用 Baldwin/Lomax(B/L)湍流模型计算湍流黏性,对流通量的计算使用了旋转坐标系下的 MUSCL (monotonic upstream-centered scheme for conservation laws) 格式. 计算考虑了网格密度以及格式精度的影响. 表 2 显示了 10 种数值校验方案.

表 2 数值校验方案
Table 2 Numerical testing schemes

方案	网格数/万	插值格式
A1	14	1 阶 MUSCL 格式
B1	33	1 阶 MUSCL 格式
C1	72	1 阶 MUSCL 格式
D1	116	1 阶 MUSCL 格式
E1	172	1 阶 MUSCL 格式
A2	14	2 阶 MUSCL 格式
B2	33	2 阶 MUSCL 格式
C2	72	2 阶 MUSCL 格式
D2	116	2 阶 MUSCL 格式
E2	172	2 阶 MUSCL 格式

3.2 校验结果分析

图 5 显示了 6 种方案叶尖拟 S_1 流面马赫数云图. 网格密度及格式阶次对流场结构的捕捉精度影响较大. 针对 1 阶 MUSCL 格式, 网格较疏时, 低马赫数区出现在通道中部, 而网格较密时, 低马赫数区靠近吸力面, 且范围较大, 网格数达到 116 万后流场结构基本保持不变. 2 阶 MUSCL

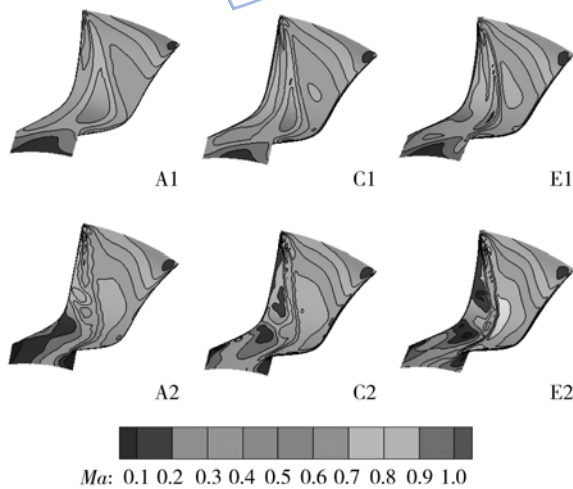
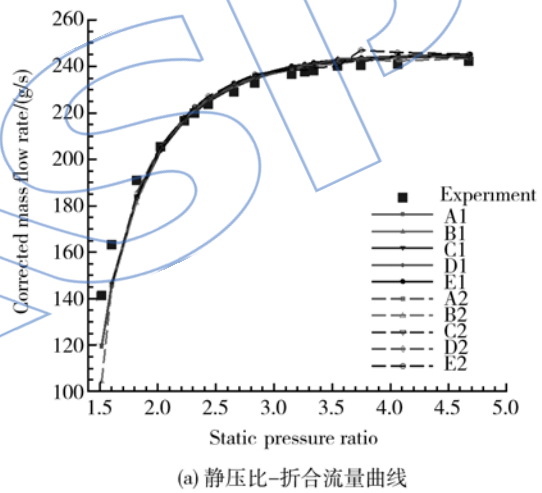


图 5 6 种方案计算结果拟 S_1 流面马赫数对比
Fig. 5 Mach number contour comparison of S_1 surface with six schemes

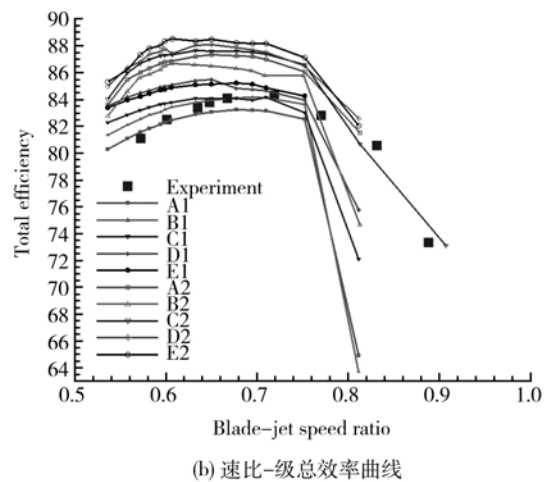
格式对吸力面局部高速区的捕捉较 1 阶格式更加精细, 叶背分离区的范围和结构更准确, 同时网格数达到 72 万后对流场结构影响较小.

图 6(a) 显示了计算得到的静压比-折合流量曲线与试验结果的对比. 不同网格密度及格式阶次对流量曲线的影响较小, 10 种方案计算得到的曲线变化趋势与试验结果一致, 且计算与试验结果的偏差很小, 基本保持在 $\pm 3\%$ 以内, 仅在静压比小于 1.5 时偏差达到 10% 左右, 此时叶轮内部存在严重分离.

图 6(b) 显示了计算得到的速比-级总效率曲线与试验结果的对比. 不同网格密度及格式阶次对效率曲线的影响较大. 针对 1 阶 MUSCL 格式, 随着网格密度的增大, 计算得到的效率值增加, 当网格密度增大到 114 万以上, 其结果基本保持不变. 针对相同网格密度, 当格式阶次提高时, 计算



(a) 静压比-折合流量曲线



(b) 速比-级总效率曲线

图 6 10 种方案计算结果与试验结果对比
Fig. 6 Comparison with calculation and experimental results

耗散减小,其效率值明显大于1阶结果,且不同网格密度对2阶 MUSCL 格式的计算精度影响要小于1阶结果.当网格密度很大时,计算收敛性较差,流量、效率曲线不是很光滑,波动较大.总的来说,小速比情况下计算效率高于试验值,而大速比情况下计算效率低于试验值.这是由于计算只模拟了转子部分,整级效率通过导向器设计点性能折合得到,存在一定偏差.

上述数值校验结果显示:NAPA 软件能够准确地模拟向心涡轮的内部流动,且准确度较高,在设计点附近计算结果与试验结果偏差不大于 $\pm 5\%$,仅在偏离设计状态很大的情况下(即通道内存在强分离流时)数值模拟结果与试验结果偏差较大.但该情况属于数值模拟的难点问题之一,目前还没有有效的解决方法.网格密度及格式阶次对 NAPA 计算精度有较大影响,采用2阶 MUSCL 格式能获得更准确的叶轮内部流场.对应于不同设计方案,流场对比结果对评判方案优劣非常重要,而相同计算设置可保证计算偏差的一致性,故采用合适网格密度的2阶 MUSCL 格式更合理.在本文后续工作中,为了在保证计算结果准确性的同时缩短计算机时,选用 C2 或 D2 方案最佳.

4 两种涡轮的性能及尺寸对比

4.1 数值模拟性能对比

在轴流涡轮与向心涡轮的性能对比中,轴流涡轮与向心涡轮均选取单个叶轮通道为计算域,采用 H 型结构化网格,不考虑叶尖间隙影响,网格密度参照数值校验方案 D2 设定,轴流涡轮为84万,向心涡轮为90万,计算网格结构与校验用网格类似.计算控制方程采用 Navier-Stokes (N-

S) 方程,采用 B/L 湍流模型计算湍流黏性,对流通量的计算使用旋转坐标系下的2阶 MUSCL 格式,其他参数设置与数值校验时一致.

为了确保两种涡轮性能的可比性,其进口入流条件保证一致,只是轴流涡轮进口为轴向入流,而向心涡轮为径向入流.入流条件设置如下:进口总压为 381710 Pa,总温为 1180 K,马赫数为 0.795,气流角为 25° (与额线夹角),设计转速为 125 000 r/min,上述参数均依据 MTE-D 整机环境确定.

表3给出了轴流涡轮以及向心涡轮的设计点性能.由表中数据可知,当轴流涡轮按方案 A 放大后,其流量接近设计目标,涡轮效率较原型基本保持不变,而涡轮落压比及轮周功虽有较大提升,但距目标值还有明显差距,即按方案1放大后的轴流涡轮做功能力不足.而方案 B 考虑到方案 A 中轴流涡轮的叶轮直径小于向心涡轮的状况,将轴流涡轮叶轮直径放大至与向心涡轮一样,并保持进口面积一致,此时涡轮落压比与方案 A 基本一致,但其他叶高截面加功量不足,仍无法达到设计目标.同时,由于叶轮直径改变较大,导致各典型气动截面叶型偏转较大,流场质量下降,使涡轮流量比方案 A 低了将近 10%,没有达到设计流量,致使涡轮输出功率尚低于方案 A.而 MTE-D 向心涡轮各性能参数基本满足设计目标.因此,若欲使轴流涡轮加功量达到向心涡轮水平,唯有增大叶轮直径、提高进口马赫数或总温,但这将超出材料上限,并带来导向器设计的难度.

由图7可知,落压比在 1.8~2.3 的范围内轴流涡轮的流量变化很小,效率保持在 0.88 以上,具有较高的性能,但此时涡轮已接近堵塞工况.随着涡轮出口反压的降低,流量及落压比有所增加,但涡轮效率下降明显,且出口反压较低,不利于涡

表3 轴流涡轮与向心涡轮设计点性能对比

Table 3 Performance comparison with axial turbine and radial turbine at design point

参数	轴流涡轮			向心涡轮	目标值
	原型	改型 A	改型 B		
流量/(kg/s)	0.269	0.391	0.358	0.408	0.4
落压比	1.78	2.12	2.16	2.31	2.33
效率	0.897	0.907	0.867	0.886	0.9
轮周功/(kJ/kg)	160	211	206	227	230
输出功率/kW	42.6	81.7	73.0	90.6	92.0

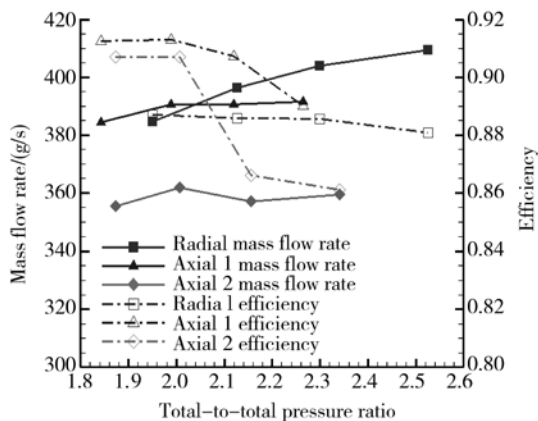


图7 轴流涡轮与向心涡轮特性对比

Fig. 7 Characteristics comparison with axial turbine and radial turbine

轮出口气流在尾喷管中的进一步加速膨胀,影响发动机推力。与轴流涡轮相比,向心涡轮特性曲线右移,具有明显的功率优势,且在落压比 $2 \sim 2.6$ 时向心涡轮的效率均保持在 0.88 以上,仅比轴流涡轮效率峰值低 2% ,但考虑到叶尖间隙对轴流涡轮效率造成的影响远大于向心涡轮,故向心涡轮的性能实际与轴流涡轮相差更小。在本方案给定的入流条件下,单级轴流涡轮难以达到方案所需功率,为了使涡轮输出足够的功率,必须两级轴流涡轮串联使用,或者单独提高轴流涡轮进口马赫数和总温或增大涡轮轮缘线速度。前者将增加发动机结构的复杂性,同时两种方案在尺寸质量各方面更具可比性;而后者使两种涡轮失去可比性,同时带来了微型高速叶型设计和涡轮强度等方面的难题。因此,在本文的探讨中,主要针对第一种情况进行讨论。

4.2 尺寸质量对比

基于CFD工具对向心涡轮及轴流涡轮进行尺寸质量对比时,有必要将涡轮导向器也列入考虑,因为导向器将显著影响涡轮部件的轴向尺寸。本文所分析的第一级导向器以MTE-A发动机的涡轮导向器为原型,根据涡轮转子的放大比例进行放大,而在估算第二级涡轮的尺寸与质量时,考虑到气体在第一级涡轮后已经膨胀,根据气体膨胀程度对第一级涡轮进行放大,获得第二级涡轮的尺寸质量。

放大得到的两级轴流涡轮的相关尺寸如表4所示。从表中数据可知,在相同流量的条件下,轴流涡轮的径向尺寸小于向心涡轮,因此单级轴流涡轮的质量具有较大优势,方案A中第一级涡轮

整级质量仅占向心涡轮级质量的 35% ,方案B中涡轮尺寸略大于方案A,其第一级涡轮整级质量有所增加,亦仅占向心涡轮级质量的 42% 。但是,由于单级轴流涡轮输出功率不足,必须采用两级串联来满足压气机的功率需求,这造成了轴流涡轮轴向尺寸的增加,而向心涡轮在采用了整体叶片式导向器后轴向尺寸相较两级轴流涡轮更加紧凑,向心涡轮整级轴向长度仅占两级轴流涡轮的 55% 。因此,采用两级轴流涡轮结构将增加发动机的轴向尺寸,由此带来转轴、轴套、机匣等部件的质量增加,将抵消轴流涡轮的部分质量优势。根据表4数据显示,当采用方案A时,涡轮级加上机匣、转轴长度增加造成的质量之总和为 574.8 g ,为向心涡轮级总质量的 95% ,质量优势已不明显,而方案B的总质量为 681.8 g ,为向心涡轮的 1.13 倍。也就是说,双级方案的微型轴流涡轮与单级微型向心涡轮相比在质量上的优势已不存在,在轴向尺寸上还明显偏大,而其两级串联的功率优势却没有得到充分发挥。

表4 两种方案的两级轴流涡轮与一级向心涡轮尺寸对比

Table 4 Size comparison with 2-stage axial turbine and 1-stage radial turbine

参数	轴流涡轮 方案 A	轴流涡轮 方案 B	向心 涡轮
一级转子叶尖直径/mm	71.1	78	78
最大直径/mm	92.6	101.6	110
叶轮轴向宽度/mm	52.7	52.7	34
一级涡轮质量/g	212	255	604
两级涡轮质量/g	523	630	
其他部件质量/g	51.8	51.8	
合计质量/g	574.8	681.8	604

由于MTE-D向心涡轮进口马赫数还有提高的裕度,假定其进口总温为材料上限为 1180 K ,进口马赫数为 0.9 ,效率为当前微型向心涡轮设计技术可能水准的 0.8 ,则单级向心涡轮的单位轮周功上限为 279.5 kJ/kg ,对应涡轮最大可实现落压比为 3.3 ,该功率输出对应压气机压比为 6.0 (假设压气机效率为 0.7 ,当前微型离心压气机主流水平),而对应的单级轴流涡轮的单位轮周功上限和最大可实现落压比分别为 259.8 kJ/kg 和 3 ,对应的压气机压比为 5.4 。那么,针对MTE-D发

动机流量水平,若要实现两级轴流涡轮的功率优势,压气机压比必须超过6,而目前微型离心压气机设计技术能达到的最大增压比仅为5.2左右(Sundstrand公司TJ50发动机),远低于该值。同时,根据轴流涡轮方案A的计算结果可知,两级轴流涡轮串联的单位轮周功理论上可达到400 kJ/kg量级,远远超过单级向心涡轮的上限。因此,在单级离心压气机负荷提高但提高幅度不大的情况下(压气机压比在4~6范围内),轴流涡轮需采用多级串联方式方能满足压气机功率需求,但轴流涡轮在尺寸质量方面比单级向心方案已不占优势,而转轴长度的增加必使发动机结构复杂化、转轴刚性变差,且两级轴流涡轮串联的功率优势却没有得到充分发挥。

上述分析基于MTE-D发动机整机环境,发动机流量较小,而轴流涡轮通流能力明显高于向心涡轮,因此下面针对大流量情况进行讨论。以涡轮转子为例,假设涡轮功率需求不变,若发动机流量增大为4倍,涡轮按几何相似处理,则轴流涡轮叶尖、叶根增大为2倍其进口截面积可增加到4倍,而向心涡轮必须直径和进口叶高同时增大为2倍,其进口截面积方可增加到4倍。当轴流涡轮放大时,由于雷诺数增大,黏性效应减弱,最佳叶片数将大于微型涡轮,其叶栅稠度会变大,为保证稠度最佳,叶片弦长需减小,即涡轮轴向尺寸无需等比增大2倍。由于该问题文献发表较少,无法进行精确的评估,所以暂且假设轴向尺寸增大为1.5倍进行讨论。那么轴流涡轮体积将增为原来的6倍,而向心涡轮转子由于流量需求其轴向尺寸必须增大为2倍,即体积将增大为原来的8倍。涡轮导向器的尺寸变化趋势和涡轮转子类似。参照表4数据可知,当发动机流量增大为4倍,轴流涡轮方案A质量将增加到3450 g,方案B质量增加为4090 g,轴向尺寸增大到79 mm,而向心涡轮质量将增大到4832 g,轴向尺寸也增大为68 mm,与两级轴流涡轮串联的长度比较接近,此时轴流涡轮的尺寸优势已相当明显。进一步估算可知,当流量增大为1.3倍时轴流涡轮方案B的质量与向心涡轮相当,即流量大于520 g/s后,轴流涡轮的质量优势将逐渐体现出来。相应地,若流量减小为1/2,则轴流涡轮方案A、B和向心涡轮的质量分别减小为270.8、321.2 g和213.5 g,此时向心涡轮具有明显的尺寸质量优势。

由上述分析可知,当压气机压比低于4时,选用单级轴流涡轮即可满足功率需求,且尺寸质量

较小,发动机推质比高,若不计加工精度问题,选用单级轴流涡轮更为恰当。当压气机压比为4~6时,若流量低于500 g/s,则向心涡轮尺寸质量较两级轴流涡轮有优势,此时微型发动机应选择单级向心涡轮,发动机结构简单,推质比高;若流量高于500 g/s,则向心涡轮尺寸质量优势消失,但由微发单转子单级涡轮的结构特性决定仍只能采用单级向心涡轮,此时发动机推质比较低。所以,向心涡轮的尺寸优势主要体现在小流量、大功率状态。

5 结 论

本文以直径为12 cm微型涡轮发动机整机环境为条件,通过三维CFD和CAD(computer aided design)分析对比了单级轴流涡轮和单级向心涡轮的性能及尺寸差异,得到如下结论:

1) 在MTE-D整机环境下,采用MTE-A轴流涡轮缩放方式得到的单级轴流涡轮,其落压比为2.12,输出功率约为82 kW,无法满足压气机功率需求;而单级向心涡轮的落压比可以达到2.31,输出功率约为91 kW,向心涡轮具有明显的功率优势,且此时向心涡轮的效率与轴流涡轮水平相当,均为0.9左右。在MTE-D整机条件下,欲采用单级轴流涡轮,则其进口温度或进口马赫数必须大于向心涡轮,这将对部件设计技术和涡轮材料提出更高的要求。

2) 轴流涡轮在径向尺寸及质量方面具有较大优势,单级轴流涡轮级质量仅占向心涡轮级质量的35%。在压气机压比不高(小于4)、对涡轮单位做功能力要求不高(低于200 kJ/kg)时,采用轴流涡轮方案可以有效提高发动机推质比。

3) 在MTE-D整机环境下,若采用轴流涡轮,必须两级串联或采用针对性设计方能满足功率需求。两级轴流涡轮方案在质量及径向尺寸方面比单级向心涡轮已不具优势,且涡轮部件轴向尺寸大幅增加(为向心涡轮的1.8倍),使得发动机轴向长度变大,结构复杂,转子刚性变差。若采用针对性设计,则会涉及微型高速叶型设计、新型耐高温材料等新问题,设计难度较大,不易实现。

4) 基于当前微型涡轮发动机的设计水平,当压气机压比低于4时,采用单级轴流涡轮即可满足功率需求,且发动机质量较轻,具有较高的推质比;当压气机压比在4~6之间,采用向心涡轮功率优势更明显。若发动机流量小于500 g/s,则向心涡轮质量与两级轴流涡轮相当甚至更小,轴向

尺寸大幅减小,发动机结构更简单,成本更低,更体现 MTE 的特点,发动机具有较高的推质比;若发动机流量大于 500 g/s,则向心涡轮级没有质量优势,此时发动机推质比较低;单级轴流涡轮方案虽然具有尺寸质量优势,但其设计难度更大,依照当前微涡轮设计水平不易实现。

参考文献:

- [1] 刘大响,金捷. 21 世纪世界航空动力技术发展趋势与展望[J]. 中国工程科学,2004,6(9):1-8.
LIU Daxiang, JIN Jie. Development tendency and prospect of world aerospace power techniques in 21 century[J]. Engineering Science, 2004, 6(9): 1-8. (in Chinese)
- [2] 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)
- [3] Harris M M, Jones A C, Alexander E J. Miniature turbojet development at Hamilton Sundstrand: the TJ-50, TJ-120 and TJ-30 turbojets[R]. AIAA Paper 2003-6568, 2003.
- [4] Yang H S, Rho M S, Park H Y, et al. Permanent magnet high speed starter/generator system development directly coupled to gas turbine engine for mobile auxiliary power unit[R]. ASME Paper GT2004-53165, 2004.
- [5] Kang Y, McKeirnan R. Annular recuperator development and performance test for 200 kW microturbine[R]. ASME Paper GT2003-38522, 2003.
- [6] 梁德旺,黄国平. 厘米级微型涡轮喷气发动机主要研究进展[J]. 燃气涡轮试验与研究,2004,17(2):9-13.
LIANG Dewang, HUANG Guoping. Recent development and key techniques of micro-turbine in centimeter size[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2004, 17(2): 9-13. (in Chinese)
- [7] 梁德旺,黄国平. 厘米级微型涡轮喷气发动机发展现状及关键技术[R]. 北京:中国航空学会航空百年学术论坛动力学分论坛第五届动力年会,2003.
- [8] 黄治国,单鹏,王延荣. 微型涡喷发动机结构设计研究[J]. 北京航空航天大学学报,2004,30(3):206-209.
HUANG Zhiguo, SHAN Peng, WANG Yanrong. Structural design study of a micro-turbojet engine[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2004, 30(3): 206-209. (in Chinese)
- [9] Rodgers C. Review of mixed flow and radial turbine options[R]. AIAA Paper 90-2414, 1990.
- [10] 舒士甄,朱力,柯玄龄,等. 叶轮机械原理[M]. 北京:清华大学出版社,1991.
SHU Shizhen, ZHU Li, KE Xuanling, et al. Turbo machinery theory[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1991. (in Chinese)
- [11] 格拉兹曼. 涡轮设计与应用[M]. 老文雄,许海荣,蔡睿贤,译. 北京:国防工业出版社,1982.
Gelaziman. Turbine design and application[M]. LAO Wenxiong, XU Hairong, CAI Ruixian, trans. Beijing: National Defence Industry Press, 1982. (in Chinese)
- [12] McLallin K L, Haas J E. Experimental performance and analysis of 15.04-centimeter-tip-diameter, radial-inflow turbine with work factor of 1.126 and thick blading[R]. NASA Paper TP 1730, 1980.