

弯度比对高负荷微型跨音轴流涡轮性能的影响分析

李俊,夏晨,黄国平

(南京航空航天大学 能源与动力学院,江苏 南京 210016)

摘要:在当前微型涡轮发动机中,其核心部件涡轮普遍存在单位级负荷较低现象,限制了发动机总体性能。为适应高性能微型涡轮发动机发展,开展高负荷微型跨音轴流涡轮设计与分析,采取CFD数值仿真方法研究弯度比叶型参数对性能的规律性影响。研究表明:单位级负荷增大会造成叶根气流分离变大,叶型损失和叶尖泄漏损失增加。低弯度比易造成前缘叶背分离及负载荷;高弯度比易造成尾缘分离及负载荷。当弯度比介于0.30~0.35之间时,该高负荷微型跨音轴流涡轮会呈现较好的性能和做功能力。

关键词:微型涡轮发动机;高负荷;流动损失;弯度比

中图分类号:235.1 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2022)03-0048-04

Influence of Camber Ratio on Performance of High-Load Micro Transonic Axial Turbine

LI Jun, XIA Chen, HUANG Guoping

(College of Energy and Power Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: In order to adapt to the development of high-performance micro-turbine engines, whose current micro-turbine engine with its low unit-level load core component turbine limiting the overall performance, high-load micro transonic axial turbines are designed and analyzed, and CFD numerical simulation methods are applied to study the influence of camber ratio on the regularity of performance. The results show that the increase of unit load will bring about the increase of airflow separation and the losses of both blade profile and the tip leakage. Low camber ratio is easy to cause separation of leading edge blade back and negative load while high camber ratio is likely to lead to trailing edge separation and negative load. When the camber ratio is between 0.30-0.35, the high-load micro transonic axial turbine presents better performance and power ability.

Keywords: micro turbine engine; high load; flow loss; camber ratio

0 引言

微型涡轮发动机作为一种高性能动力装置广泛运用于航空航天、发电等新兴领域。在微型涡轮发动机的研制中,作为输出功部件的涡轮部件是其重要核心部件之一。与常规涡轮发动机研制不同,微型涡轮发动机受制于尺寸、材料、结构等影响,往往采取单转子单级涡轮结构,涡轮叶片与轮毂、机匣往往采取一体化制造工艺。涡轮叶片较薄,难以采取主动控制手段和精细化叶型造型技术,这给微型涡轮发动机设计带来了困难与挑战^[1-5]。

如表1所示,轴流涡轮在当今中小型发动机中使用广泛,随着微型涡轮发动机尺寸的减小,其压气机部件受制于尺寸和级数的限制,所能提供给涡轮的总压降低,并且由于加工工艺和材料的限制,涡轮所承受的进口温度在1000 K~1200 K左右,难以进一步提高。两种现象造成在中小型涡轮中,单位级负荷普遍较低。

表1 中小型航空发动机性能参数

参数	(微) J-850	法国 TRI 60	美国 通用 J85	英国 罗罗威派尔
直径/mm	—	330	450	835
总增压比	2.7	4.0	8.3	5.6
涡轮进口总温/K	1 050	1 283	1 250	1 103
涡轮落压比	1.60	1.86	3.77(两级)	2.65(两级)
单位级负荷/ (kW/kg)	146.5	212.3	185.5(单级)	141.0(单级)

随着高性能微型涡轮发动机的发展,涡轮单位级负荷需求达到了220 kW/kg~260 kW/kg,以往微型涡轮难以满足此高负荷性能需求。提高涡轮输出功的方式主要有两种:提高涡轮进口温度和增加涡轮单位级负荷。由于微型发动机尺寸、工艺和材料的限制,进口温度难以进一步提高,所以提高涡轮单位级负荷就显得至关重要。因此,本文开展高负荷微型轴流涡轮叶型设计研究,着重研究其流动特性以及弯度比参数对其性能的影响。

1 高负荷微型轴流涡轮叶型设计与数值仿真

1.1 高负荷微型轴流涡轮叶型设计

本文以美国 NASA Lewis 研究中心^[6-10]某外径为 128 mm、设计落压比为 2.77 的微型跨音轴流涡轮作为基础叶型。根据某型微型涡轮发动机涡轮级气动性能需求:流量 1.187 kg/s,转速 78 000 r/min,进口总压 404 000 Pa,进口总温 1 150 K,效率 0.8,落压比 2.9,单位级负荷 241.8 kW/kg,开展高负荷微型跨音轴流涡轮叶型设计,修正后的叶型及其计算网格如图 1 和图 2 所示。

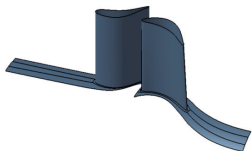


图 1 三维造型



图 2 计算网格

1.2 数值仿真结果

本文涡轮级计算网格通过 NUMECA 软件中的 Autogrid 5 模块生成,取单个叶轮通道作为计算域,转子叶尖间隙取 1%叶高,计算采用 H-O-H 网格,叶尖间隙采取蝶形网格。数值仿真计算采用 Fine/turbo 模块,采用 Euranus 求解器求解定常 Navier-Stokes 方程。湍流模型采取 S-A (Spalart-Allmaras) 模型;采用壁面绝热无滑移边界条件;空间离散采用 Jameson 有限体积中心差分格式;时间离散采用显示 4 阶 Runge-Kutta 法;同时使用多重网格技术和隐式残差光顺来加速收敛。该叶型性能参数由本课题组张远森^[11]根据试验边界条件进行数值仿真模拟,并与 NASA Lewis 试验结果进行对比,结果基本吻合,证明该软件数值模拟方法能够准确地模拟涡轮性能。根据图 3 的网格无关性校验结果显示,本文高负荷微型轴流涡轮的计算网格量在 150 万左右。根据表 2 所示,其模拟结果基本符合设计性能指标,单位级负荷略高于设计值,出口相对马赫数达到 1.02,具有跨音特征。

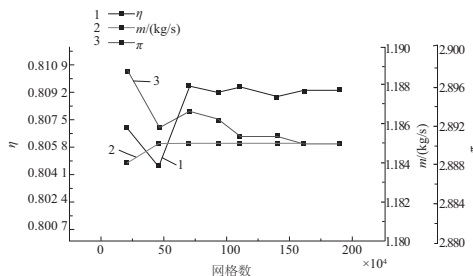


图 3 网格密度对数值仿真的影响

2 高负荷微型轴流涡轮流动特征分析

为了更好地分析高负荷微型跨音轴流涡轮和常规微型轴流涡轮在流场特点、损失特性上的区别,同时为了尽

量避免因为叶型不同而带来的差异性,本文选取张远森^[11]同样以 NASA Lewis 叶型作为基础叶型改型得到的微型轴流涡轮作为比较对象(其数值仿真结果为设计点落压比 2.3,效率 86.6%,相对叶尖间隙同样为 1%)。在两种涡轮叶型相对叶尖间隙尺寸相同的情况下,高负荷微型跨音轴流涡轮的落压比高于常规微型轴流涡轮,而效率却低于常规微型轴流涡轮。

表 2 高负荷微型跨音轴流涡轮数值仿真模拟结果

参数	设计指标	模拟结果
流量/(kg/s)	1.187	1.186
转速/(r/min)	78 000	78 000
进口总压/Pa	404 000	404 000
进口总温/K	1 150	1 150
出口总压/Pa	139 310	139 840
效率/%	80	81
落压比	2.90	2.89
单位级负荷/(kW/kg)	241.80	244.96
出口马赫数(绝对/相对)	—	0.71/1.02

图 4 为马赫数云图。从图中可以看出,常规微型轴流涡轮流动状况良好,气流膨胀加速弱,无明显超音区,转子尾缘叶背有分离,转子叶尖前缘气流有较大正攻角,产生局部滞止区和叶背分离。而高负荷微型跨音轴流涡轮导向器叶根处流道面积小,“缩扩”特点鲜明,气流加速膨胀能力加强,尾缘叶背产生较强斜激波以及较大叶背分离,进而导致转子叶根前缘气流产生正攻角,造成较大叶背分离。转子叶尖前缘气流具有一定负攻角,有效阻止叶背分离,尾缘叶背处受叶尖泄漏流影响,产生较大气流分离区。

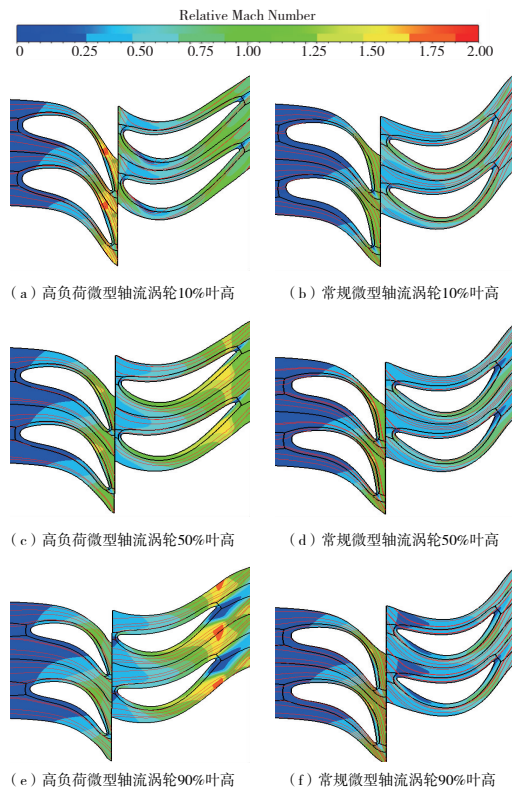


图 4 马赫数云图

从前面的分析可以看出,高负荷微型跨音轴流涡轮气流在流场中具有较高的流速以及较强的流动分离,这必然对其流动损失造成影响。为了更好地对其流动损失进行研究,需要将流动损失剥离出来。涡轮级流动损失

主要分为叶型损失、二次流损失、叶尖泄漏损失。本文采取 CFD 损失分离方法,将高负荷微型轴流涡轮和常规微型轴流涡轮流动损失分别剥离出来,其涡轮各项损失如表 3 所示。

表 3 涡轮各项损失

分类	总损失	叶型损失		二次流损失		叶尖泄漏损失	
		损失值	占总损失比值/%	损失值	占总损失比值/%	损失值	占总损失比值/%
常规	0.134 0	0.091 2	68.1	0.032 8	24.5	0.010 0	7.5
高负荷	0.190 0	0.134 7	70.9	0.025 3	13.3	0.030 0	15.8

由表 3 可以看出,高负荷微型跨音轴流涡轮总损失值大于常规微型轴流涡轮,其中叶型损失高负荷微型轴流涡轮相比常规微型轴流涡轮差距最大,达到 0.043 5,高负荷微型轴流涡轮二次流损失略小于常规微型轴流涡轮,泄漏损失比常规微型轴流涡轮大 0.02,其中叶型损失为最大损失项。

从图 5-图 6 涡轮级沿程熵图可以看出,高负荷微型跨音轴流涡轮损失区域与强度均明显大于常规微型轴流涡轮,其主要集中于导向器叶根出口、转子叶根、转子叶尖处。结合图 4 及其流场分析可以看出,主要是导向器叶根分离、转子叶根正攻角引起的分离、叶尖泄漏增强、较强的激波损失等原因所造成的。而常规微型轴流涡轮无明显高熵区,其流动损失区域主要集中在静子叶背、转子叶背和转子叶尖处,整体流动状况良好。

综上所述,高负荷微型跨音轴流涡轮气流膨胀加速较快,气流分离加剧,激波干扰增强,流动损失较大,需要进一步研究叶型参数对其性能的规律性影响。

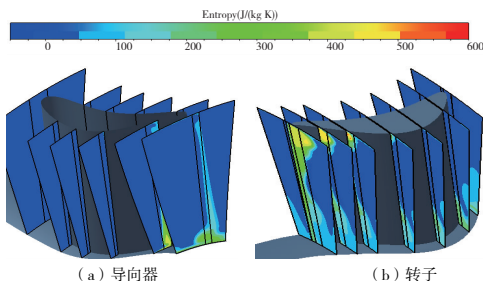


图 5 高负荷微型跨音轴流涡轮沿程熵图

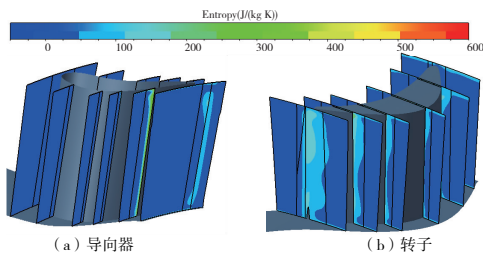


图 6 常规微型轴流涡轮沿程熵图

3 弯度比对高负荷微型跨音轴流涡轮性能影响

3.1 弯度比控制规律介绍

叶片的加载形式主要有前加载、均匀加载、后加载三

种形式。研究表明前加载形式有利于减弱气流分离,后加载可以降低激波干扰。在高负荷微型跨音轴流涡轮中,加载形式的影响值得做进一步的研究。修改叶片的加载形式一般通过修改其中弧线布置形式来实现,但对于在不同工况下、不同偏转角的叶型,其影响难以做规律性研究,因此本文通过定义弯度比参数来进行涡轮叶型的修改,并研究其对涡轮性能的影响。

图 7 为叶型弯度比参数化示意图,其中 α 为转子叶型几何偏转角, β 为转子叶型安装角,弯度比定义为: $\tau = \beta/\alpha$ 。将安装角和偏转角统一成无量纲参数弯度比,可有效避免不同工况对涡轮性能的影响,进而做规律性研究。

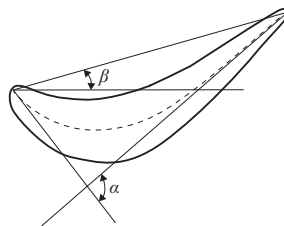


图 7 叶型弯度比参数化示意图

本文在保证转子轴向长度以及叶型其他参数不变的前提下,通过修改叶型安装角来实现弯度比 τ 变化。所研究基础叶型中的安装角 β 为 20.3° ,所有叶型叶中的几何偏转角 α 均为 58° ,即基础叶型的弯度比 τ 为 0.35。故本文选取弯度比 τ 在 0.007 8~0.551 7 之间开展研究。

3.2 弯度比对涡轮性能的影响

图 8 为不同弯度比转子叶中截面相对马赫数图。从图 8 可以看出,当弯度比 τ 较低时,如图 8(a)和图 8(b),转子前缘气流有较大的正攻角,叶背产生分离,并一直影响至转子出口;随着弯度比 τ 增加,如图 8(c)和图 8(d)正攻角逐渐削弱,叶背分离减弱,喉道后移,气流沿程加速比较均匀,流动状况较好;随着弯度比进一步增加,如图 8(e)和图 8(f),转子前缘产生负攻角,对叶背气流分离产生一定抑制作用,叶型曲率变化较大,造成流通面积下降,“缩扩”特点明显,气流后半段膨胀加速快,尾缘叶背附近产生斜激波,造成尾缘处气流分离加剧。

图 9 为不同弯度比下转子叶中的载荷分布图。由图 9 可以看出,随着弯度比的增加,叶型加载能力逐渐后移,在弯度比 $\tau=0\sim0.2$ 时,转子前缘至 20% 轴向弦长处产生较大的负载荷。这主要是由于当转子处于低弯度比下时,转子前缘造型下移,使得气流冲击转子滞止点在前缘

点靠下方,造成气流在吸力面和压力面加速不均匀,从而造成叶背处静压大于叶盆,产生负载荷。随着弯度比的增加,转子前缘滞止点上移,叶盆与叶背静压差降低,负载荷范围减小并消失。当转子弯度比 $\tau=0.45\sim 0.54$ 时,转子尾缘附近产生较大的负载荷。这主要是由于尾缘气流速度较高,产生较强的斜激波,气流经斜激波后减速且产生分离,造成叶背处速度低于叶盆,从而在尾缘处产生负载荷。

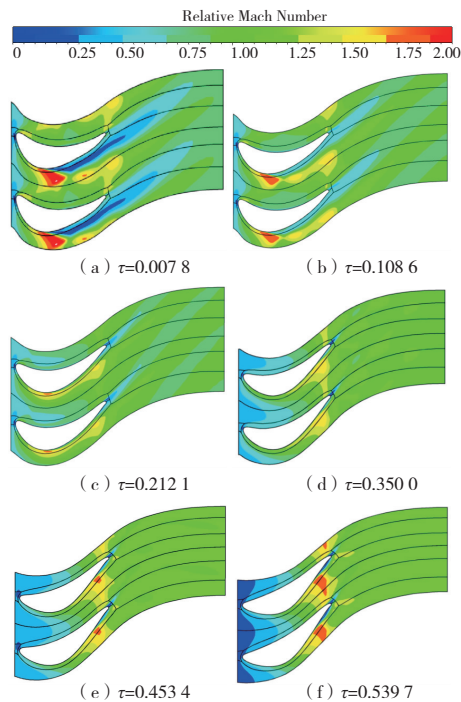


图8 不同弯度比转子叶中截面相对马赫数图

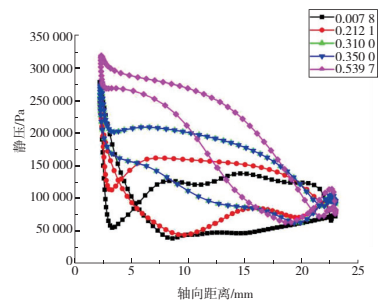


图9 不同弯度比下转子叶中载荷分布

从图10中的弯度比-流量曲线可以看出,随着弯度比的增加,流量先略微增加然后快速下降。这主要是由于在低弯度比下时,叶背分离严重,对主流道形成一定阻碍,随着弯度比的增加,叶背分离现象减弱,流量略微增加。但是,当弯度比进一步增加后,叶型曲率变化过大造

成流通面积快速下降,流量急剧下降。从弯度比-落压比和效率曲线可以看出,落压比随弯度比的增加先增加后降低。这主要是由于在低弯度比下正攻角和在高弯度比下尾缘斜激波均造成气流叶背分离,气流偏转不足,效率和做工能力均比较低。但由于在高弯度比时气流分离位置接近出口,对转子整体影响较小,效率降低较小。图11为弯度对作功能力的影响。从图11可以看出,随着弯度比的增加,其做工能力先增加后减小,这是流量、落压比、效率共同作用的结果。

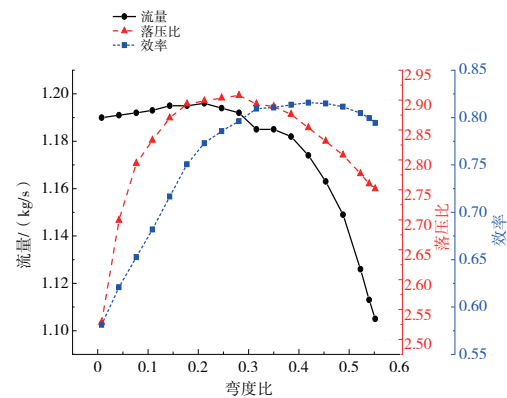


图10 弯度比对总体性能的影响

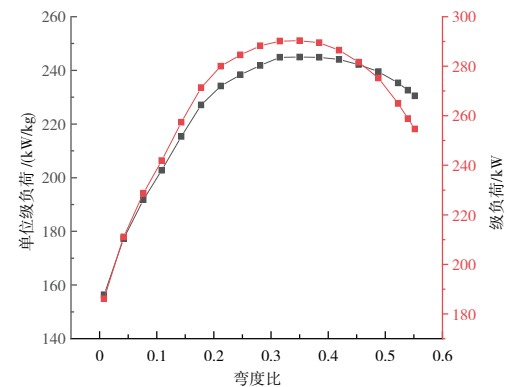


图11 弯度比对做功能力的影响

当弯度比 $\tau=0.42$ 时效率最高,选取其与基础叶型进行流动损失对比,可以分析弯度比对高负荷微型跨音轴流涡轮流动损失上的提升。如表4所示,相较于基础叶型,弯度比 $\tau=0.42$ 时总损失略有降低,其中叶型损失增加,主要是由于喉道缩小,使得尾缘附近流速加快,激波增强导致叶型损失增加;二次流损失和叶尖泄漏损失降低,主要是由于喉道后移,转子大部分流道中气流流速降低,环面附面层对主流阻碍降低从而降低二次流损失,叶尖泄漏量减少从而降低叶尖泄漏损失。

表4 不同弯度比下各项损失

弯度比	总损失	叶型损失		二次流损失		叶尖泄漏损失	
		损失值	占总损失比值/%	损失值	占总损失比值/%	损失值	占总损失比值/%
0.35(basic)	0.190 0	0.134 7	70.9	0.025 0	13.3	0.030 0	15.8
0.42	0.184 0	0.136 9	74.4	0.019 6	10.7	0.028 0	15.2

(下转第84页)

上,说明蠕变寿命已经进入到中后期(蠕变寿命损耗已超过 60%左右),需要引起使用单位的注意。

3)在试验过程中,发现试样发生蠕变断裂后(100%蠕变寿命),矫顽力会出现增大现象。这主要是由于断裂时材料发生了显著的塑性变形所致。但是在实际服役过程中,在发生蠕变断裂时,矫顽力如何变化,尚未得到相关数据,有待后续继续研究。

4)通过对 P22 材料的试验研究和现场测量验证表明,磁滞无损评估技术是一种有效的检验电站高温管道蠕变劣化的无损检测手段,本文只对 P22 材料进行了初步研究,线性关系中的 A、B 两位常数仍需大量试验去修正,其他材料的磁滞参数与蠕变损伤的关系,有待进一步研究。

参考文献:

- [1] 刘堂礼. 超临界和超超临界技术及其发展[J]. 广东电力, 2007, 20(1): 19-22, 50.
- [2] 唐飞,董斌,赵敏. 超超临界机组在我国的发展及应用[J]. 电力建设, 2010, 31(1): 80-82.
- [3] 钟万里,王伟,梁永纯,等. 超临界机组金属高温蒸汽氧

化[M]. 北京:中国电力出版社, 2010.

- [4] 张振宇,姚晨光. 我国超超临界燃煤发电技术及发展[J]. 沈阳工程学院学报(自然科学版), 2011, 7(1): 29-32.
- [5] 张静媛,刘明福. 关于超临界超超临界发电机组的发展[J]. 山西科技, 2006, 21(4): 7-8, 10.
- [6] 杨富,章应霖,任永宁. 新型耐热钢焊接[M]. 北京:中国电力出版社, 2006.
- [7] 冯砚厅. 超(超)临界机组金属材料焊接技术[M]. 北京:中国电力出版社, 2010.
- [8] 周顺深. 火电厂高温部件剩余寿命评估[M]. 北京:中国电力出版社, 2006.
- [9] 袁超,胡正飞,武艳君. 9Cr 马氏体耐热钢的组织性能分析和失效研究[J]. 金属功能材料, 2012, 19(1): 26-31.
- [10] DEVINE M K, JILES D C. Effects of high temperature creep on magnetic properties of steels (pipeline inspection) [J]. IEEE Transactions on Magnetics, 1992, 28(5): 2465-2466.
- [11] 辛甜,刘新宝,朱麟,等. 磁性测量的高温蠕变状态参数化表征[J]. 西北大学学报(自然科学版), 2016, 46(6): 852-856.

收稿日期:2021-07-20

(上接第 51 页)

从综合性能和做功能力来看,弯度比在 0.30~0.35 之间时,该高负荷微型跨音轴流涡轮表现较好,能有效避免叶背分离、强激波、负载荷、流通面积变小等不利影响。

4 结语

本文通过数值模拟方法,根据高负荷微型涡轮发动机性能要求,设计出一款高负荷微型跨音轴流涡轮部件,对其流场特点、损失特性进行分析并研究弯度比对其性能影响,结论如下:

1)高负荷微型跨音轴流涡轮相比于常规微型轴流涡轮,其气流加速膨胀能力变强,导向器叶根叶背出口附近容易产生分离,转子进口叶根有较大正攻角及较强叶背分离,叶尖处间隙泄漏影响较强。

2)高负荷微型跨音轴流涡轮的总损失高于常规微型轴流涡轮,其叶型损失远高于常规微型轴流涡轮,占总损失的 70.9%;二次流损失略小,叶尖泄漏损失较大。无论在何种涡轮叶型中,叶型损失占比均超过一半。在高负荷微型跨音轴流涡轮中,损失主要集中于导向器叶根出口附近,转子叶根和叶尖后半段。

3)高负荷微型轴流涡轮随着弯度比的增加,前缘正攻角及叶背分离现象减弱、负载荷逐渐消失,在弯度比 $\tau=0.35$ 左右时具有良好的流场结构和加载表现,当弯度比进一步增加,尾缘受出口强激波影响形成叶背分离,尾缘出现负载荷。

4)随着弯度比的增加,流量、落压比、效率、做功能力均呈现先增大再减小的特点。但在低弯度比下,流量变化微弱,合适的弯度比可以降低其流动损失,提高效率。当弯度比在 0.30~0.35 之间时,该高负荷微型跨音轴流涡轮具有较好的性能表现和做功能力。

参考文献:

- [1] 崔之华. 小燃气轮机—燃气轮机的一个特殊领域[J]. 国际航空, 1986(3): 34.
- [2] 黄国平,温泉,李博,等. 微型涡轮发动机顶层设计研究[J]. 航空动力学报, 2003, 18(6): 832-838.
- [3] 吴怀宇,周兆英,熊沈蜀,等. 微型飞行器的研究现状及其关键技术[J]. 武汉科技大学学报(自然科学版), 2000, 23(2): 170-174.
- [4] HOLLINGUM J. Military look to flying insect robots [J]. Industrial Robot; an International Journal, 1998, 25(2): 124-128.
- [5] ASHLEY S. Palm-size spy planes[J]. Mechanical Engineering, 1998, 120(2): 74-78.
- [6] JEFFREY E. HAAS J E. Analytical and experimental investigation of stator endwall contouring in a small axial-flow turbine: II - stage result[R]. NASA Technical Paper, 1984.
- [7] JEFFREY E. HAAS J E, KOFSEY M G. Cold-air performance of a 12.766-centimeter-tip-diameter axial-flow cooled turbine [R]. NASA Technical Note, 1975.
- [8] JEFFREY E. HAAS J E, KOFSEY M G. Cold-air performance of a 12.766-centimeter-tip-diameter axial-flow cooled turbine: II - Effect of air ejection on turbine performance [R]. NASA Technical Paper 1018, 1977.
- [9] JEFFREY E. HAAS J E, KOFSEY M G. Cold-air performance of a 12.766-centimeter-tip-diameter axial-flow cooled turbine: III - Effect of rotor tip clearance on overall performance of a solid blade configuration [R]. NASA Technical Paper 1032, 1977.
- [10] EWEN J S. Investigation of the aerodynamic performance of small axial turbines [R]. ASME Journal of Engineer for Power, 1973; 326-332.
- [11] 张远森. 微型涡轮发电机双级轴流涡轮设计[D]. 南京:南京航空航天大学, 2012.

收稿日期:2021-02-09