

文章编号: 1000 8055(2010)05-1110-07

改进型微型扩压器设计方法

陈 杰, 黄国平, 梁德旺

(南京航空航天大学 能源与动力学院 微型发动机研究所, 南京 210016)

摘 要: 在某直径 6 cm 级的微型涡轮发动机 MJS1 研制中微型扩压器方案得到了改进, 改进型微型扩压器由完整的主叶片和通道后部的分流叶片构成, 可以避免气流的强烈掺混, 降低转弯段内气流速度, 减小流动损失. 介绍了这种扩压器的设计方法, 采用数值模拟的方法研究了设计参数通道面积和叶片角分布对扩压器性能的影响. MJS1 最佳的改进型扩压器具有上凸的通道面积分布和接近线性的叶片角分布, 该扩压器在压气机级中工作时总压恢复系数接近 0.9.

关 键 词: 改进型; 微型扩压器; 设计方法; 数值模拟; 总压恢复系数
中图分类号: V231.3 **文献标识码:** A

Study of the design method of an improved micro diffuser

CHEN Jie, HUANG Guo ping, LIANG De wang

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

Abstract: The improved micro diffuser was suggested in the design of a 6 cm diameter micro turbine engine MJS1. The improved micro diffuser, which is composed of the full blades and splitters in the passage rear, can avoid significant mixing of airflow and air velocity of annular turning bend while reducing Mach number losses. The design method of the improved diffuser was put forward in this paper. The effects of passage area and blade angle on the diffuser characteristic were studied by using the computation fluid dynamic code NAPA. The diffuser has higher performance when the passage area distribution is convex and the blade angle is nearly linear. The calculation results show that the total pressure recovery coefficient of the improved diffuser can approach 0.9, when it is operated in the centrifugal compressor stage.

Key words: improved; micro diffuser; design method; numerical simulation;
total pressure recovery coefficient

微型涡轮发动机(micro turbine engine, 简称 MTE)可作为微小型导弹、无人机、未来单兵飞行器 等飞行器的推进动力, 也可作为发电装置以及 大飞机辅助动力装置等, 国内外正对 MTE 进行 着广泛的研究^[1-5]. 叶片式扩压器将动能转化为压 力能的比率可以高于无叶扩压器所能达到的最大

值, 这使得减小扩压器流路长度和出口直径成为 可能, 所以叶片式扩压器广泛地应用于微小型涡 轮发动机^[1-5].

常用单级叶片式扩压器包括了径向叶片式扩 压段、无叶转弯段、轴向扩压整流段三个主要部 分, 其工作特点是: 气流在径向扩压器内以较大的

程度扩压;流出径向叶片段后掺混并在子午面上往轴向转折;最后在轴向扩压整流段内气流大角度转折,与此同时附面层和二次流也不断发展.这样的工作特点使得扩压器内的流动往往是复杂、非定常的,具有较大的损失,已有不少研究者发表了这方面的成果(如:文献[6-7]).将叶片式扩压器应用于微型涡轮发动机时性能又有所降低,如文献[7]中所公布的一台100 kW微型燃气轮机的直径28 cm的扩压器总压恢复系数约0.767,采用多目标进化算法和计算流体力学优化后总压恢复提高至约0.888^[8].微型化使得扩压器内损失增大的原因有:

- 1) 微型扩压器流道尺度减小,雷诺数降低,使得黏性作用加强;
- 2) 微型发动机压气机最大直径和长度受到严格限制,而同时高压比、高效率需要增加叶轮直径,从而导致微型发动机扩压器的流路很短,流道曲率大,通道扩张程度大,流动逆压力梯度大;
- 3) 微型扩压器流道面容比大,边界层占过流截面的比例大,使得摩擦损失随着尺寸的减小而增大;
- 4) 随着尺度减小,零部件的加工精度显著减小,加工误差引起的流动损失逐渐增加.

本文对微型离心压气机叶片式扩压器设计方案进行了改进,以改善其性能.改进的扩压器方案包括主通道间的大叶片和通道后部的分流叶片,可以避免气流进入转弯段后的强烈掺混,可以降低微型扩压器后部流动速度,从而有效地减小流动损失,有利于提高压气机级效率,增加微型发动机的性能.本文以MJ-S1扩压器为对象用自主开发的计算流体力学软件NAPA对微型斜流扩压器的设计方法以及主要设计参数对扩压器性能的影响进行了研究,并对设计所得扩压器的特性以及压气机级特性进行了计算与分析.

已有研究证明叶轮出口气流的气动参数以及性能参数的非均匀性在其下游快速衰减^[9-11],因此本文关于扩压器设计方法的研究不考虑叶轮而对扩压器独立进行,扩压器内流动和特性所受叶轮的影响在压气机级匹配中进行考虑,别的研究工作中已经验证了该方法的可行性^[8,12].

1 改进型微型扩压器设计

微型离心压气机扩压器的功能有两个方面:一个是将从叶轮出来的气流中动能转化为压力能;另一个是调整气流方向.本文以微型扩压器的

功能任务为出发点,参照离心叶轮的设计方法初步建立了包括一维参数估算、子午流道设计以及造型设计的设计方法.一维气动估算根据气动热力学关系以及进出口速度三角形进行,这里只对后两部分进行阐述.

1.1 扩压器子午流道设计

尺寸的减小使得微型扩压器流道曲率较大,因此本文通过对子午流道的设计控制微型扩压器子午面上径向转轴向的流道曲率.同时,对子午流道的设计可以改变常规离心压气机扩压器的叶片段(径向扩压段以及轴向扩压段)多数是等叶高分布的情况,通过变叶高的方法增加扩压器流道的可控性,从而使得微型扩压器通道可以在严格的尺寸限制下实现更大的扩张.子午流道设计中首先给出机匣(或轮毂)曲线,然后结合子午流道高度分布求出子午流道另一条型线.考虑子午流道机匣型线与扩压器外轮廓相关,本文采用直线1+圆弧+直线2的方法构成比较规则且便于制造的子午流道叶尖型线,在设计过程中对流道高进行优化调整后得到了图1所示结果.

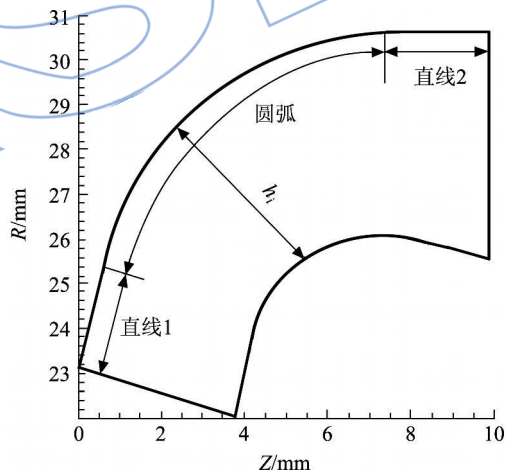


图1 扩压器子午流道

Fig. 1 Meridional channel of the diffuser

1.2 扩压器三维设计

扩压器是静止部件,其内部流动可看作由一系列叶片通道内的管道流动组合而成,微型扩压器减速扩压的功能本质上是通过流道面积增大实现的,所以改进型扩压器直接针对叶片通道进行设计(图2).通道的截面形状可以是矩形、圆形等任意形状,本文采用了两根圆弧和两根直线组成的四边形.三维设计中要输入的参数是通道截面积 A 和机匣、轮毂处的通道构造角(叶片角) β

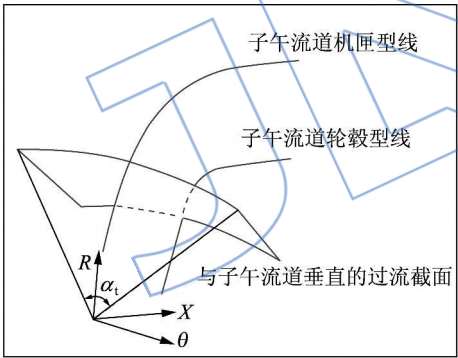
沿子午流道方向 m 的分布. 任取子午通道上一位置处 i , 此处子午通道高为 h_i (见图 1), 则叶片厚度可以根据 h_i 回转面面积、该处通道截面面积 A_i 以及通道数求得. 那么, 位置 i 处, 通道截面机匣 (用下标 t 表示) 或轮毂 (用下标 h 表示) 处圆弧的扇形角 $\alpha_{i, t(h)} = \frac{2\pi}{\text{通道数}} - \frac{\text{叶片厚度}}{R_{i, t(h)}}$ (如图 2(a) α_i 所示). 这样可以求得子午流向任意位置的通道截面.

扩压器调整气流方向的任务是通过流道的转折实现的, 本文通过优化机匣和轮毂处的通道构造角 (叶片角) β 分布来控制通道内的流动转折和出气流动角. 经过以上的过程垂直于子午面的沿程通道截面就都被确定了 (图 2(a)). 根据机匣和轮毂处的通道构造角 (叶片角) β 分布, 空间三维流道机匣和轮毂处的中线 (图 2(b)) 就可由下式确定

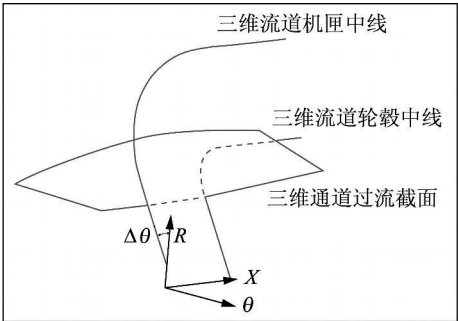
$$\frac{d\theta}{dm} = \frac{\tan\beta}{R}$$

式中 θ 为柱坐标系下的角坐标.

可设由子午流道生成通道中线 (机匣或轮毂) 时任意位置 i 处 θ 坐标增加了 θ_i , 那么位置 i 处的



(a)



(b)

图 2 微型扩压器改进方案通道生成示意图
Fig. 2 Creation of a passage for an improved micro diffuser

通道截面轮廓线的 θ 坐标也增加 θ_i , 则得到扩压器三维通道的截面线, 由进口到出口的所有截面就构成了一个完整的扩压器三维通道. 相邻通道的间隔形成了扩压器的叶片, 叶片厚度需要根据结构和强度的要求进行检查.

微型扩压器叶片通道内流动曲率、扩压度都比较大, 而且雷诺数低、黏性影响大使得附面层增长快, 所以在叶片通道内二次流、横向流甚至分离更为明显. 为改善叶片通道内流动, 本文在扩压器的设计中采用了分流叶片. 分流叶片是截取并减薄扩压器主叶片上指定流向位置到出口的部分所得, 分流叶片设置在主叶片通道中部.

2 数值计算网格及条件

本文流场数值模拟采用南京航空航天大学自主开发的全三维黏性计算流体力学软件 NAPA, 该软件计算准确度已在进气道、叶轮机械、飞机以及汽车等内外流流场的数值模拟中得到验证.

本研究中扩压器计算区域为包括主叶片和分流叶片的一个通道周期. 其网格在扩压器设计程序中自动生成. 计算域网格主要分为三个子域, 即无叶扩压段、叶片通道、出口延伸段. 叶片通道又以分流叶片前缘所在圆周一为边界分为前后两部分, 共计 12 块 (图 3). 轮毂、机匣以及叶片表面采用无滑移的壁面, 整个计算域的周向边界为周期条件, 通过出口静压、进口气流角调节扩压器的工况. 本文在对设计参数研究过程中, 数值模拟是以上述计算条件进行, 考虑扩压器工作状态受叶轮出口流场的影响, 所以在扩压器设计的后期进行了压气机级匹配方面的工作.

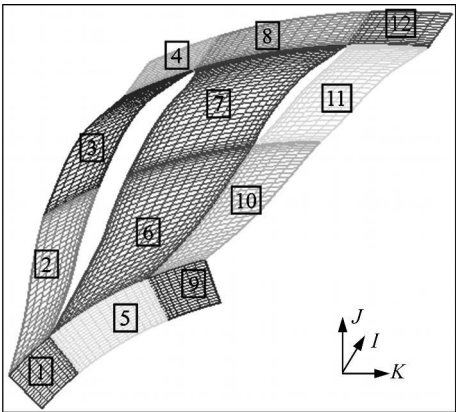


图 3 扩压器通道网格结构
Fig. 3 Grid for calculation

3 主要参数对微型扩压器性能的影响

前文介绍了改进的微型扩压器方案的特点,设计方法以及流场数值模拟网格生成和计算条件的设定等.在具备前文所述微型斜流扩压器造型手段的基础上,可以研究各参数对改进型微型扩压器性能的影响,建立设计参数的选取方法.本文以 MJ-S1 为对象初步研究了改进的扩压器中至关重要的两个设计要素(通道面积分布和构造角(叶片角)分布)的选取方法及各自对扩压器性能的影响.

3.1 通道面积分布

扩压器叶片通道沿流向的面积分布决定了动能转换为压力能的具体过程,并且通道的扩张角以及逆压力梯度强烈地影响着扩压器内的流动状态,所以这里首先研究了叶片通道面积分布对扩压器性能的影响.基于以下考虑本文构建了图 4 给出的不同类型的通道面积分布:

1) 如果气流能够较快地减小到较低的速度,就可以降低整个流道内的速度,从而减小摩擦损失和转弯段的局部损失.这可以通过上凸型面积分布实现(图 4 中 A_{c1} 和 A_{c2}).

2) 关于管式扩压器的研究已经证明两段扩压的管式扩压器效率略高于采用单一圆锥角方案.这样管式扩压器的初始扩压段是一个顶角较小的圆锥,随后的扩压段圆锥角有所增大,其通道面积沿流向先增加缓慢,然后再较快增加,在流速较低的后部区域提高动能转换为压力能的速度.基于这个经验本文设置了图 4 中 A_{c4} 和 A_{c5} 所示的下凹型面积分布.

3) 图 4 中另一方案 A_{c3} 的面积分布是线性增加.这是介于上述两者之间的面积分布方案,其通道扩张程度接近不变,流动参数在整个通道沿程的有可能实现稳定变化.

在扩压器进口气流角相同、马赫数相近的情况下,数值模拟表明 A_{c1} , A_{c2} , A_{c3} , A_{c4} , A_{c5} 扩压器方案总压恢复系数逐渐下降,即下凹、线性、上凸型通道面积分布的总压恢复系数逐渐升高.

上凸型通道面积分布的扩压器总压恢复系数较高的原因可以从流动损失的角度理解:上凸型面积分布的扩压器通道内流动先较快地减速,然后缓慢地减速扩压并进入转弯段,因此上凸型面积分布可以减小高速流体的流程和进入转弯段的

流速,这可以减小流动的摩擦损失和转弯段的局部损失,提高了扩压器总压恢复系数.但是前段减速扩压的梯度过大会增大前段的扩压损失甚至导致附面层分离,故前段面积的增加速度亦需小心控制.

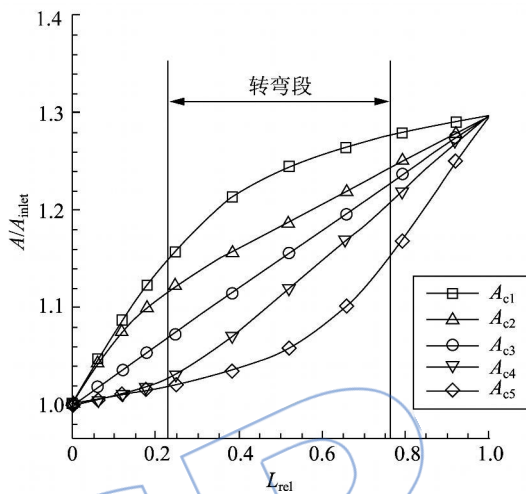


图 4 叶片通道面积沿程分布

Fig.4 Distributions of frontal area

附面层在减速流动中增长发展得更快,通道面积增长先慢后快的分布形式可以削弱流动上游的减速,减缓附面层在上游的发展,降低附面层分离的可能和流动损失,从而使得管式扩压器获得高性能.但是,管式扩压器是在径向面上完成气流动能和压力能转化的,而微型扩压器没有足够的径向空间让气流减小到足够小的速度后再进行往轴向的转折,而较高的流速在转弯段内造成了非常大的局部损失,这样的局部损失超过了在逆压力梯度作用下附面层快速发展引起的损失,所以使管式扩压器获得了高效率的下凹的面积分布形式在这里反而导致微型扩压器性能最低.

3.2 叶片角分布

叶片角分布决定了扩压器叶片的扭转,影响着动能与压力能的转化,同时决定了叶片通道内气流在回转面上偏转,强烈地影响着通道内流动状态.本节研究了叶片角分布类型对扩压器性能的影响,并在此基础上用流场数值模拟的方法对 MJ-S1 扩压器的叶片角分布进行了优选设计.

本文对比分析了三种叶片角分布类型(如图 5 所示):①从气流转折的角度分析, B_{c1} 先缓慢后较快变化的叶片角分布可以避免进口段高速气流大角度转折,减小气流偏离叶片吸力面的风险;

②扩压程度前大后小的方式可以获得较高的扩压器性能已在前文得到证明, 所以本文设计了叶片角变化先快后慢的 B_{c2} , 这样是为了增大前段载荷使气流较快地减速扩压; ③ B_{c3} 从进口到出口变化均匀比较接近线性, 这是避免气流局部转折偏大的折中方案.

回流区占据了扩压器轴向段近 1/4 通道从而减小了有效流通面积, 使得扩压器后段变为收缩通道气流加速减压, 因此在主流区域流动均匀, 也导致了扩压器的流通能力下降(各方案中 B_{c1} 方案的流量最小).

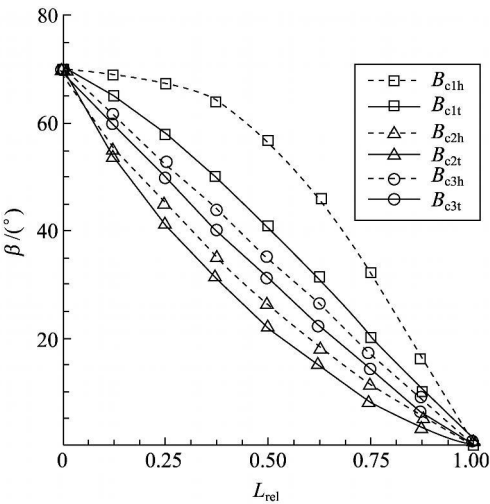


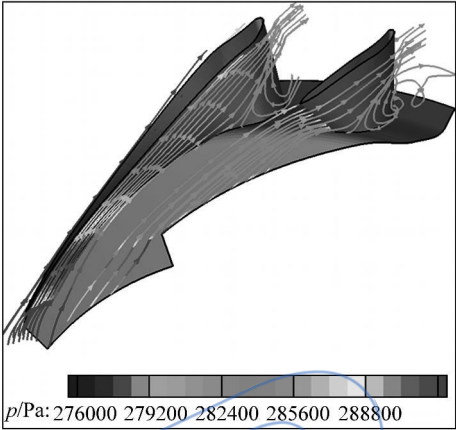
图 5 叶片角分布
Fig. 5 Distributions of passage angle

在相同的进出口条件下采用 NAPA 对三类方案进行流场数值模拟, 所得性能参数如表 1 所示. 比较可知, 通道叶片角分布接近线性的 B_{c3} 的总压比和流通能力都高于另外两个方案, 流场分析可以解释这个结果.

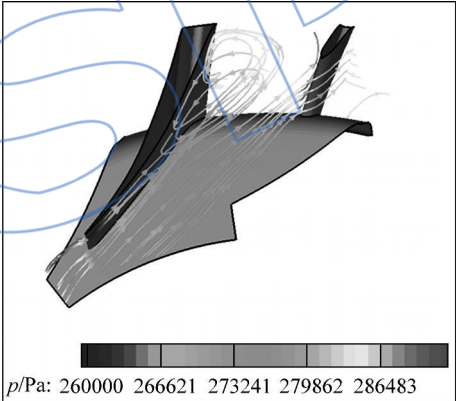
表 1 三类叶片角分布扩压器方案性能
Table 1 Performance of diffusers with different passage angles distribution

方案	相对总压恢复系数	相对流量
B_{c1}	1	1
B_{c2}	0.998 9	1.303
B_{c3}	1.008 6	1.765 4

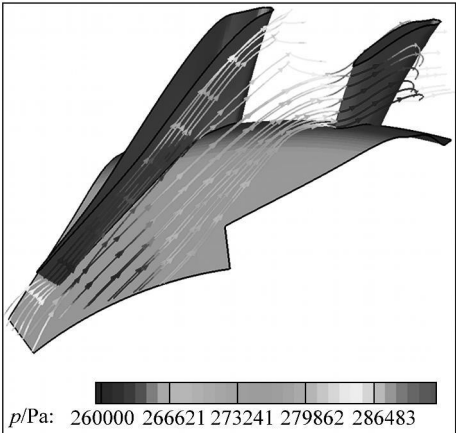
图 6 给出三类方案叶片表面的体流线以及通道流向压力分布. B_{c1} 内多数区域流动均匀, 流线比较贴合叶片表面, 但是在流道较后部的叶根形成了很大的回流区. 该方案后部叶片角变化较快即流动转折角很大, 同时子午流道后部扩张并在叶根形成凸面(图 6(a)), 这两个不利因素同时聚集于通道后部造成了后部叶根处的大回流区.



(a) B_{c1}



(b) B_{c2}



(c) B_{c3}

图 6 三类叶片角分布方案扩压器内流场
Fig. 6 Flow field in diffusers with different passage angles distribution

B_{c2} 方案的前部叶片角变化很快, 主叶片前部叶背形成了较大的正曲率, 气流流经此处得到较大程度的加速在叶背前部附近形成低压区, 低压区后流动就承受了很大的逆压力梯度, 因而在主叶片后部叶背上形成一个大分离区(图 6(b)). 气流分离导致较大的流动损失, 同时造成了整个通道内压力分布变化不均匀进一步扰乱了流场, 所以该方案表现出来的总压恢复系数最低(如表 1 所示).

从图 6(c) 可以看出 B_{c3} 方案流动、压力变化均匀, 所以其总压恢复系数高、流通能力强. 从总体性能(表 1) 以及内部流场(图 6) 可以得到 B_{c3} 方案较为优越的一致结论, 但是在 B_{c3} 的出口近叶根处存在少量流线脱离了叶片的约束偏离叶片表面.

4 MJ-S1 扩压器特性研究

图 7 给出了本文设计所得直径 6 cm 级扩压器的总压恢复系数特性. 任一来流气流角下随着扩压器进口马赫数 Ma_1 的增加、扩压器内的流速增加、流动损失增加, 导致总压恢复系数(图 7 纵坐标 η) 减小. 当进口气流角(相对于子午面) 较小时, 通道进口的迎风面积较大, 通道的实际面积增加比例较小, 扩压器的减速扩压能力下降使得通道内平均流速较高, 故流动损失较大, 同时扩压器工作于负攻角状态叶片压力面附近流动的损失也较大; 当进口气流角较大时, 虽然通道进口的迎风面积减小, 通道的面积增加比较大, 但是较大的正攻角导致了通道后部靠近吸力面的位置形成了很大的分离区, 使得实际有效的面积增加比大幅度减小, 气流分离及其对通道堵塞引起的主流加速都使得损失增加. 在以上两个方面因素的作用下,

扩压器形成了图 7 所示的对进口气流角(攻角) 较为敏感的特性.

为了使得所设计的扩压器在整级环境中工作于较佳的状态, 在扩压器设计后期进行了扩压器与叶轮匹配调整的工作. MJ-S1 压气机级在设计点压比接近 3, 效率约 68%. 整级计算结果表明改进型扩压器的最终方案总压恢复系数为 0.892, 这与文献[8] 中优化过的扩压器总压恢复系数相当.

5 总 结

针对微型发动机的特点, 微型扩压器设计方案在直径 6 cm 级微型涡轮喷气发动机原理样机 MJ-S1 中得到了改进. 本文介绍了该型扩压器的设计方法, 采用初步建立的设计程序对 MJ-S1 扩压器进行了设计, 并研究了部分设计参数的选取方法.

叶片通道面积分布应在径向段形成稍大的扩压度, 尽量降低进入径向- 轴向转弯段的马赫数, 这样扩压器能够获得较高的总压恢复系数. 通过对叶片角分布的调整可以获得较好的内部和出口流动, 并避免局部大转折角, 可以减小损失.

改进的扩压器是高性能微型离心/ 斜流压气机较理想的方案, 总压恢复系数可接近 0.9, 采用本文的设计方法可以高效地设计出改进的高性能微型扩压器.

参考文献:

[1] Gerendás M. Development of a very small aero engine[R]. ASME Paper 2000 GT- 0536, 2000.

[2] 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.

[3] 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)

[4] Rodgers C. Microturbine cycle options[R]. ASME Paper 2001- GT- 0552, 2001.

[5] Chiang H. W. D, Hsu C. N, Huang Y. M. Dynamic performance of a small turbojet engine[J]. International Journal of Turbo and Jet Engines, 2003, 20(3): 195- 207.

[6] Bonaiuti D, Arnone A, Hah C, et al. Development of secondary flow field in a low solidity diffuser in a transonic centrifugal compressor stage[R]. ASME Paper GT- 2002- 30371, 2002.

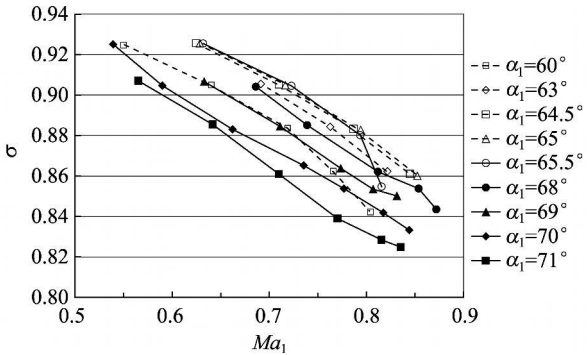


图 7 MJ-S1 扩压器特性
Fig. 7 Characteristic of MJ-S1 diffuser

- [7] Benini E, Toffolo A. Centrifugal compressor of a 100 kW microturbine: Part 2—Numerical study of impeller diffuser interaction[R]. ASME Paper GT2003-38153, 2003.
- [8] Benini E, Toffolo A. Centrifugal compressor of a 100 kW microturbine: Part 3—Optimization of diffuser apparatus [R]. ASME Paper GT2003-38154, 2003.
- [9] Casey M V, Eisele M, Zhang Z, et al. Flow analysis in a pump diffuser: Part 1—LDA and PTV measurements of the unsteady flow [J]. Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(4): 968(10 pages).
- [10] Muggli F A, Wiss D, Eisele K, et al. Unsteady flow in the vaned diffuser of a medium specific speed pump[R]. ASME Paper 96-GT-157, 1996.
- [11] Deniz S, Greitzer E M, Cumpsty N A. Inlet flow field conditions on the performance of centrifugal compressor diffusers: Part 2—Straight-channel diffuser[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 1-21.
- [12] Casey M V, Eisele M, Muggli F A, et al. Flow analysis in a pump diffuser: Part 2—Validation of a CFD code for steady flow[J]. Journal of Fluids Engineering, 1997, 119(4): 978 (7 pages).