

文章编号: 1000-8055(2008)05-0889-06

高比转速斜流叶轮流场分析

高 星, 刘宝杰

(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重点实验室, 北京 100083)

摘 要: 以两个高负荷、高比转速离心叶轮与斜流叶轮为例, 采用数值模拟的方法, 在级环境下分析了两种叶轮的总体性能, 以及内部流动机理. 计算结果表明在高比转速情况下, 斜流叶轮有利于减弱叶尖泄漏损失, 改善叶轮出口均匀性, 提高叶轮效率和级效率.

关 键 词: 航空、航天推进系统; 斜流叶轮; 离心叶轮; 高比转速; 叶尖泄漏

中图分类号: V231.3 文献标识码: A

Analysis of flow in a high specific speed mixed flow compressor

GAO Xing, LIU Bao-jie

(National Key Laboratory on Aero-engines, School of Jet Propulsion,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China)

Abstract: Two high specific speed centrifugal and mixed flow compressors were analyzed numerically using 3D viscous code. The overall performance and flow mechanism of two impellers were also analyzed. The results show that there are similar flow structures in two impellers' inducers. Mixed flow compressor achieves better performance and lower tip leakage loss, and flow field at outlet is more uniform in mixed flow impeller than centrifugal impeller.

Key words: aerospace propulsion system; mixed flow impeller; centrifugal impeller; high specific speed; tip leakage

离心压气机具有结构紧凑、压比高、可靠性高、制造方便、成本低廉、工艺性好、较宽的稳定工作裕度等优点, 所以在涡轴和小型涡喷/涡扇发动机上得到广泛应用. 目前涡轴和小型涡喷/涡扇发动机上广泛采用轴流与离心压气机组成的组合压气机以及两级离心压气机的结构形式. 与组合压气机相比, 两级离心压气机结构更加简单, 制造成本更低, 具有更宽的裕度与更好的防外物打伤能力, 是一种先进的压气机结构形式^[1]. 然而, 随着发动机功率不断提高, 设计流量不断加大, 同时由于结构等具体设计要求的限制, 双级离心压气机的第一级设计比转速不断加大, 这就给设计带来

了巨大的难度. 比转速是离心/斜流压气机设计中重要的无量纲参数, 定义如下:

$$N_s = \omega Q^{0.5} / H^{0.75}$$

式中, N_s 比转速
 ω 角速度
 Q 容积流量
 H 等熵升

当比转速 N_s 在 0.7~0.8 附近时, 离心压气机效率最高. 当比转速大于 0.8, 随着比转速的增加进口激波损失, 叶尖泄漏损失明显增加, 导致压气机效率急剧下降^[2]. 斜流压气机是介于离心压气机与轴流压气机之间的压气机形式, 兼有离心

收稿日期: 2007-04-24; 修订日期: 2007-09-19
基金项目: 航空支撑基金项目(04B51004)
作者简介: 高星(1980-), 男, 河北唐山人, 博士生, 主要从事离心/斜流压气机气动设计及内部复杂流动研究.

压气机高压比, 工作范围广和轴流压气机大流量、高效率的优点, 尤其是在高比转速情况下表现出比较优越的性能, 因此成为目前研究的一个热点.

高比转速离心叶轮通道狭长、子午流道折转迅速、内部流动非常复杂, 当前关于高负荷离心叶轮内部复杂流动的准确认识主要源于各种激光测量结果^[3-6]. 随着载荷与流量的加大, 叶轮进口叶尖相对马赫数不断加大, 使得激波损失、激波与边界层、激波与叶尖泄漏相互作用的损失急剧增加. 在离心压气机中, 以上损失占有非常重要的地位, 这些损失的增加, 导致了叶轮效率的急剧下降^[3, 6, 7-8]. 高比转速离心压气机由于流量比较大, 需要保持比较大的进口面积, 因此子午流道的转折更加迅速, 内部流动更加复杂, 在出口处形成非常明显的尾迹-射流结构, 由于出口流场的强不均匀性, 给径向扩压器的设计带来难度, 因此影响整级压气机的效率. 由于斜流压气机能够在保证出口切线速度的前提下, 有效减小子午流道的气流转折, 所以在高比转速情况下对于改善叶轮叶尖流动具有明显的优势. 虽然斜流压气机的研究从 50 年代就已经开始, 但是由于计算和实验手段的限制, 高比转速的斜流压气机性能并不理想^[9]. 当前, 日趋成熟的 CFD 技术为高比转速离心/斜流叶轮的研究提供了先进手段, 借助于先进的 CFD 计算方法, 现在已经能够定性地模拟跨声离心叶轮内部的各种流动结构及其主要流动机制^[3-6]. 计算手段的进步, 使得我们可以采用计算的方法对斜流叶轮内部流动进行详细的分析, 为高负荷、高比转速离心/斜流压气机的设计提供必要的技术手段.

当前关于高负荷斜流叶轮内部流动机理及其设计方法的研究还不是很多^[10], 国内这方面的研究就更少一些. 随着叶轮载荷的进一步提高, 比转速不断加大, 斜流叶轮必将得到更加广泛的应用, 基于目前对斜流压气机的研究不能够满足这一要求, 为此, 有必要对斜流叶轮内部流动机理做深入的研究. 本文采用自行发展的一套适用于离心/斜流压气机设计程序, 分别设计了一组高负荷、高比转速离心叶轮与斜流叶轮, 叶轮的设计比转速达到 0.96. 利用基于 Denton 程序发展的经过一定程度校验的离心/组合压气机三维 CFD 软件, 在级环境下对离心叶轮与斜流叶轮进口激波损失、叶尖泄漏, 出口流场均匀性的机理进行了深入的研究, 希望有助于深化对于高负荷、高比转速离心/斜流叶轮的认识.

1 计算方法

叶轮设计方法包括几何设计方法与气动设计方法, 对于高负荷的离心/斜流叶轮, 简单的几何设计方法已经不能够满足高负荷叶轮复杂的造型要求. 通过研究发现, 采用控制叶片负荷分布进行造型的气动设计方法能够有效控制叶轮表面速度分布, 在高负荷叶轮的设计中十分有效^[10]. 因此, 为了获得更高的性能, 本文采用了给定叶片负荷分布的气动设计造型方法, 离心叶轮和斜流叶轮的具体设计指标相同, 如表 1 所示.

表 1 离心/斜流叶轮具体指标
Table 1 Design parameter

比转	流量/ (kg/s)	总压 比	转速/ (r/min)	叶轮进口叶 尖半径/mm	叶轮出口 半径/mm
0.96	4.0	5.5	44 000	93	126

图 1 给出了两种叶轮的流道以及叶轮形状. 斜流叶轮采用接近离心叶轮的子午流道型线, 机匣与轮毂型线采用更大的曲率半径. 两种叶轮根部采用相同的后加载负荷分布形式, 计算分析表明采用叶根后加载的负荷分布能够有效控制叶轮二次流和叶尖泄漏, 提高叶轮效率. 由于负荷较

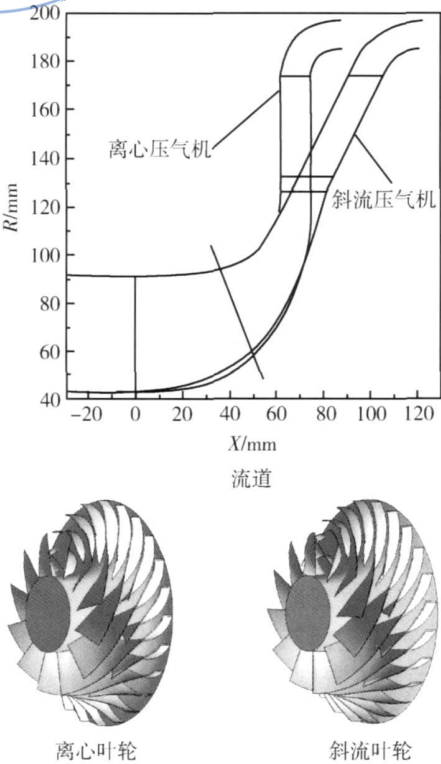


图 1 离心/斜流压气机流道与叶轮形状
Fig. 1 Flow passage and blade of centrifugal and mixed flow impellers

大, 比转速较高, 叶轮进口叶尖相对马赫数达到 1.36, 为了降低叶轮进口激波的波前马赫数, 减小激波损失, 在离心/斜流叶轮的进口均采用预压缩的负荷分布形式。

为了使计算更加接近实际工作状态, 计算中带有径向扩压器进行整级计算。计算采用了基于 Denton 程序发展的离心/组合压气机三维 CFD 软件, 新程序不但扩展了原有的计算功能, 而且改进了其掺混面和湍流模型等, 使得离心/组合压气机计算的收敛速度加快, 计算结果也更为可靠。

如图 2 所示, 网格采用简单 H 型网格, 通过在前后缘加密来刻画其几何形状, 但对于叶尖和离心叶轮常见的钝尾缘需要采用削尖处理。两种叶轮每个通道内网格数均为 $37 \times 175 \times 38$ (周向 $\times$ 流向 $\times$ 展向)。计算中采用了变叶尖间隙, 削尖处理后, 进口处的相对间隙为 0.6%, 出口处的相对间隙为 1.2%。

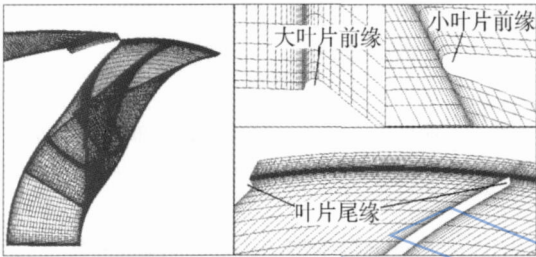


图 2 计算网格
Fig. 2 Computational mesh

2 结果分析

2.1 叶轮总性能的比较

图 3 给出了两种叶轮的性能曲线。两种叶轮都达到了设计要求的压比、流量, 并具有较宽的工作范围, 两者的压比-流量特性曲线比较接近, 但是斜流叶轮的效率显然高于离心叶轮的效率。在近设计点, 斜流叶轮的效率比离心压气机高出约 1%, 在靠近失速点时, 离心压气机效率下降较快, 斜流叶轮效率比离心叶轮高出接近 3%。从特性曲线可以看出, 斜流叶轮与离心叶轮相比拥有更高的效率, 尤其在小流量状态下, 斜流叶轮保持了较高的效率。

2.2 叶轮内部流场的比较

由于比转速较高, 叶轮进口叶尖相对马赫数达到了 1.36。过高的来流相对马赫数使得叶轮进口激波损失急剧增加。同时激波与边界层、叶尖泄漏的相互作用带来更大的损失。在高负荷离心叶轮中, 激波及其带来的相关损失是叶轮损失的主要部分, 这也正是高负荷、高比转速叶轮很难得到高效率的主要原因之一。为了减小叶轮进口激波

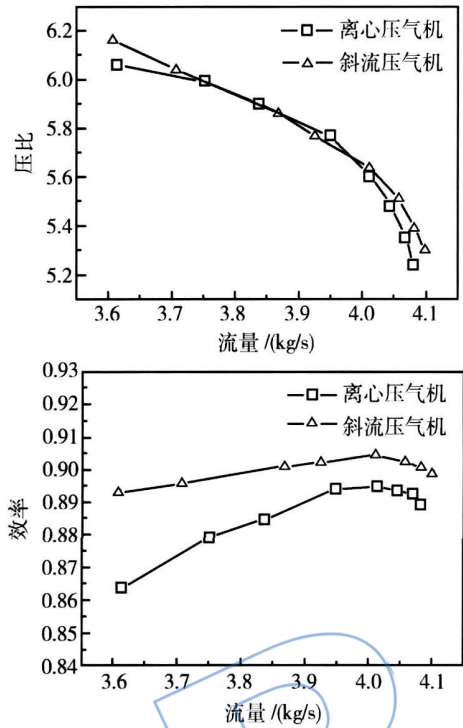


图 3 叶轮计算性能对比
Fig. 3 Performance of centrifugal and mixed flow impellers

的波前马赫数, 设计中在两种叶轮的进口叶尖均采用了预压缩的负荷分布形式。图 4 给出了两种叶轮在设计点进口叶尖相对马赫数的分布, 图中可以看出, 进口预压缩设计很好的控制了叶片吸力面的气流加速, 进而将进口激波的波前马赫数控制在合理的范围内。在进口处, 由于采用了相同的负荷分布形式, 同时两种叶轮的进口段子午流道比较相似, 都是类似于轴流的流道形式, 因此两种叶轮的流场结构非常类似。

为了更清楚地对比两种叶轮槽道中流场的区别, 在与轮毂、机匣型线近似垂直的方向截取 6 个截面进行分析, 具体位置如图 5 所示。

图 6、7 中给出叶轮在设计点与流向近似垂直的典型截面中相对马赫数与熵值的分布。两种叶轮在进口区域流场比较相似, 区别主要表现在叶轮的出口附近区域, 这是由于离心叶轮与斜流叶轮进口附近区域的流道基本一致, 只是在靠近出口的区域, 流道才产生了明显的不同。从熵值图中可以看出, 叶轮进口区域的损失主要来源于激波损失, 以及激波与边界层、叶尖泄漏相互作用带来的损失, 在叶轮流道中后部, 损失主要来源于叶尖泄漏。两种叶轮靠近机匣的区域, 由于叶尖泄漏的影响, 都存在一个低速流动区域。离心叶轮叶尖泄漏开始的位置比较早, 并且很快影响到靠近机匣表面的整个通道, 相比之下, 斜流叶轮泄漏起始位置比较靠后, 发展比较缓慢。在靠近叶轮出口区

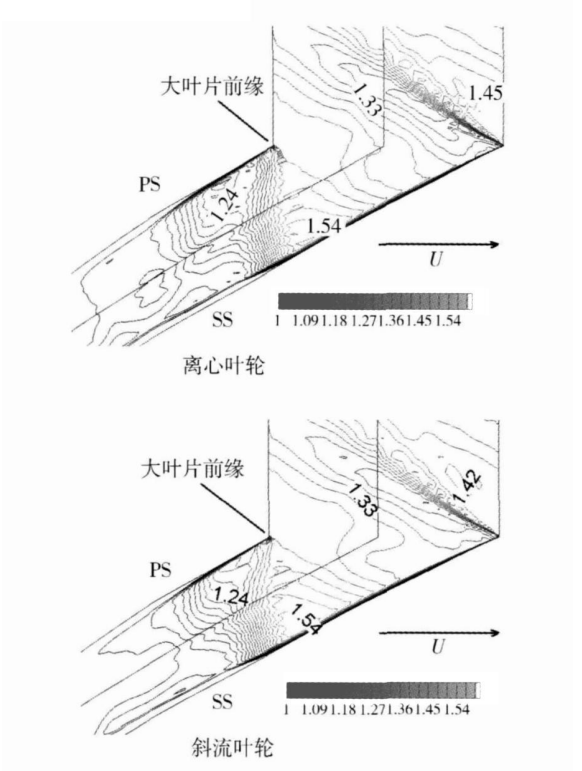


图 4 叶轮进口叶尖相对马赫数分布(设计点)
Fig. 4 Relative Mach number on near shroud surface (design point)

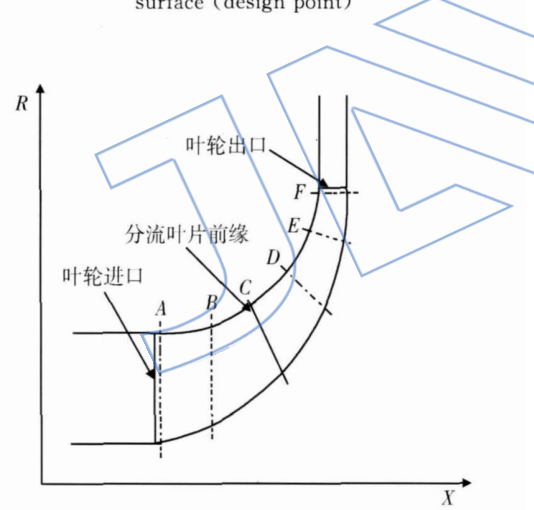


图 5 截面示意图
Fig. 5 Position of selected cutting planes

域,离心叶轮叶尖泄漏所产生的低速区与主流产生了非常强烈的掺混,尤其是在分流叶片与大叶片吸力面的通道内,叶尖低速区域几乎消失.斜流压气机在靠近叶轮出口区域,叶尖低速区与主流同样产生掺混,但相比之下比较平缓,并且主要表现在分流叶片与大叶片吸力面的通道内.从图 7 中可以看出,离心叶轮由于出口强烈的掺混,导致损失明显增加,与之相比,斜流叶轮在出口区域损失增加较慢.

图 6 中可以看出,在靠近叶片压力面与轮毂

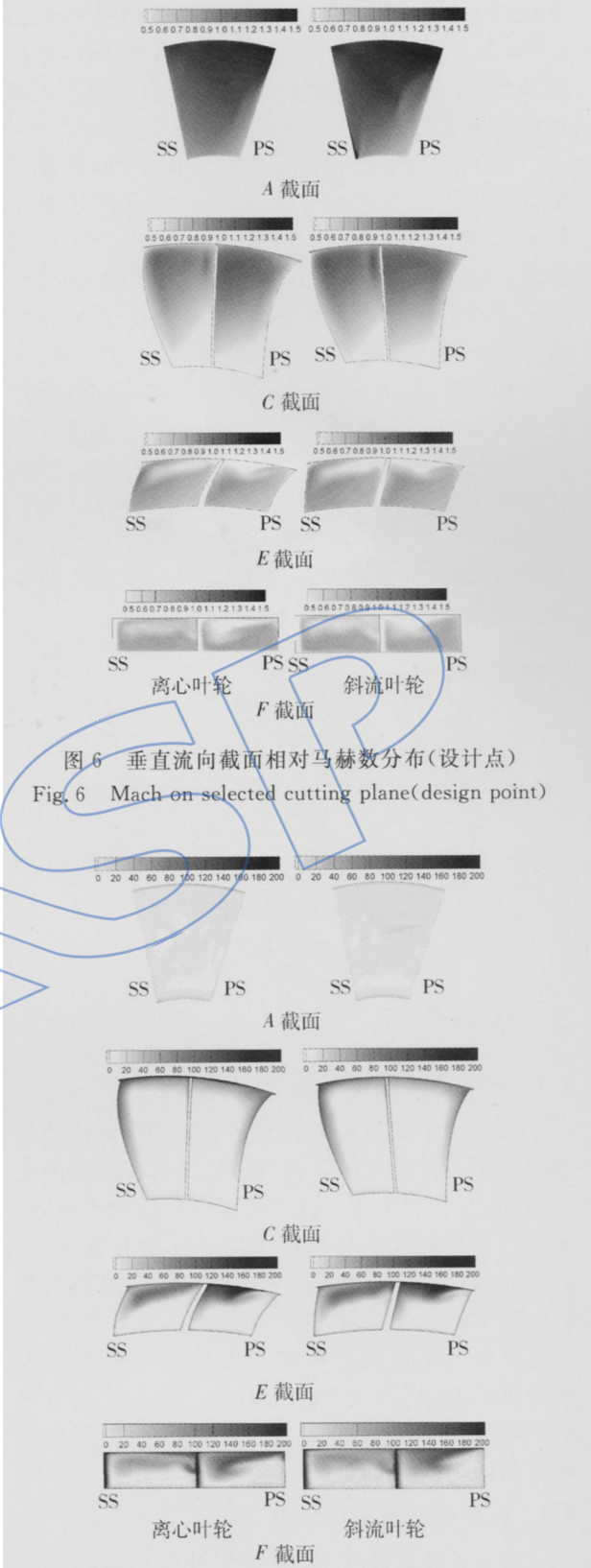


图 6 垂直流向截面相对马赫数分布(设计点)
Fig. 6 Mach on selected cutting plane (design point)

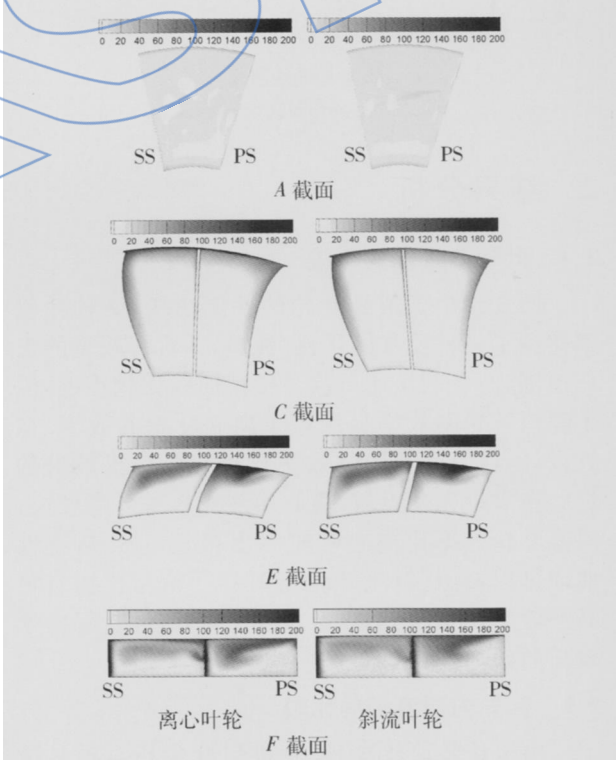


图 7 垂直流向截面熵值分布(设计点)
Fig. 7 Entropy on selected cutting plane (design point)

附近的角区,存在一个很大的低速区.在离心叶轮中,叶根的低速区明显大于斜流叶轮.这是压力面与轮毂曲面共同作用的结果,虽然叶轮的损失主

要来源于叶尖, 但是叶根低速区过大, 必将会带来一定的损失, 并且影响叶轮流场的均匀性以及叶根的二次流, 斜流叶轮很好的控制了叶根的低速区, 有利于减小损失, 抑制叶根的二次流动。

图 8 给出了设计点叶轮子午流道上周向平均的相对马赫数分布, 可以非常直观地看出斜流叶轮出现明显叶尖泄漏的开始位置比较靠后, 强度较小, 出口掺混较弱并且叶根的低速区较弱。这与斜流叶轮轮毂、机匣子午型线能够采用更大的曲率半径有密切的关系。

2.3 叶轮出口流场比较

图 9 给出了在设计点两种叶轮尾缘到扩压器前缘之间区域的周向平均速度矢量结果。两种叶轮在出口以后靠近机匣的区域都出现分离。离心叶轮几乎在叶轮尾缘处就出现了分离, 分离区域比较大, 而斜流叶轮的分离区域很小, 强度很弱。

图 10 中给出了近设计点两种叶轮出口截面上总温、总压以及绝对气流角周向平均值沿叶片展向的分布。图中可以看出, 斜流叶轮出口流动比离心叶轮分布更加均匀, 特别是在靠近叶尖区域。离心叶轮在靠近叶尖区域很大范围内总压偏小,

气流角明显比主流区域偏大, 而斜流叶轮叶尖影响的区域集中在靠近叶尖的较小范围内。叶轮出口总温、总压和绝对气流角沿展向的分布是影响扩压器设计的重要参数, 而决定离心/斜流压气机效率的一个非常重要的因素是叶轮与径向扩压器的匹配。均匀的出口来流能够减小扩压器设计的难度, 有利于提高压气机整体效率。

图 11 中给出了近失速点叶轮出口总温、总压以及绝对气流角周向平均值沿叶片展向的分布。可以看出, 叶轮靠近机匣表面的分离加大。离心叶轮出口分布变得更加不均匀, 靠近机匣处的总压与主流相比下降更加明显, 气流角在叶尖处的分布更加不均匀, 相比之下斜流叶轮变化较小。近失速状态下出口流动的强烈不均匀性, 必将影响扩压器的工作状态与稳定工作范围。尤其是在高负荷离心/斜流压气机中, 叶轮出口绝对速度较高, 径向扩压器在超跨声来流条件下, 对气流角非常敏感, 随着流量减小, 叶轮出口流场的剧烈变化必将导致压气机效率的急剧下降。因此采用斜流叶轮, 对于改善高负荷、高比转速压气机效率是有利的。

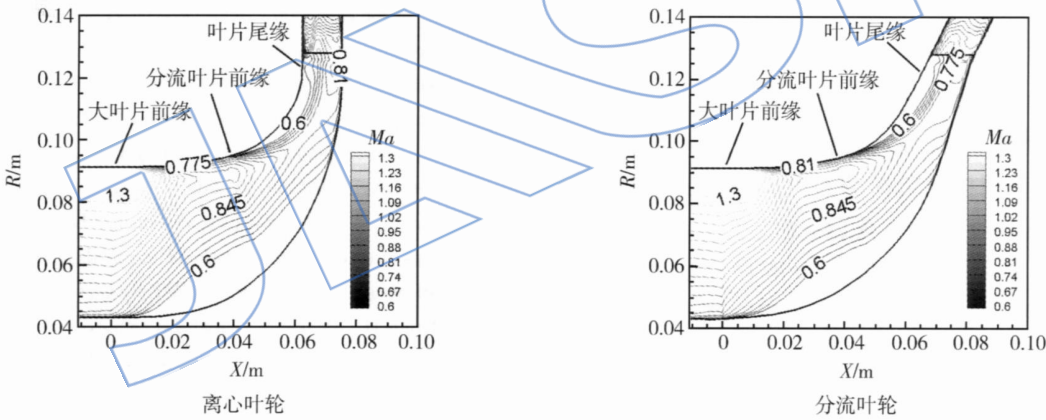


图 8 叶轮子午流道周向平均相对马赫数(设计点)

Fig. 8 Circumferentially averaged Mach number distribution (design point)

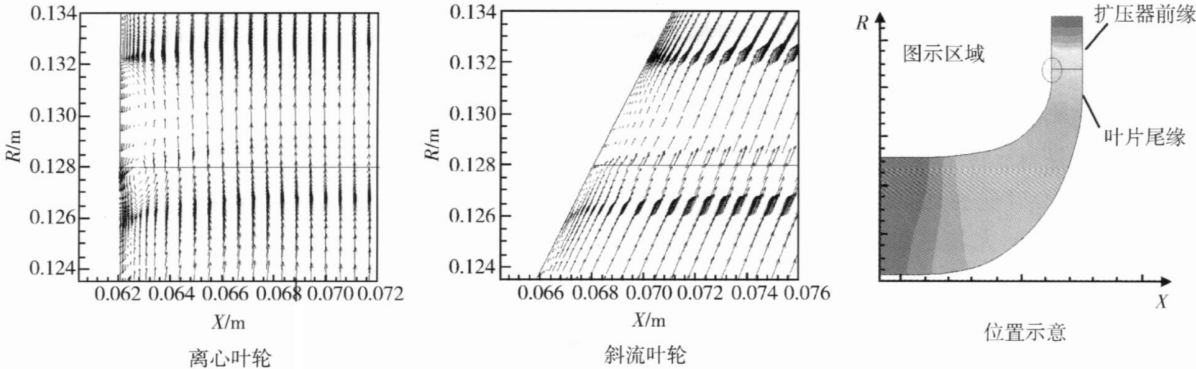


图 9 叶轮出口近机匣区域周向平均速度矢量(设计点)

Fig. 9 Circumferentially averaged velocity vector on outlet (design point)

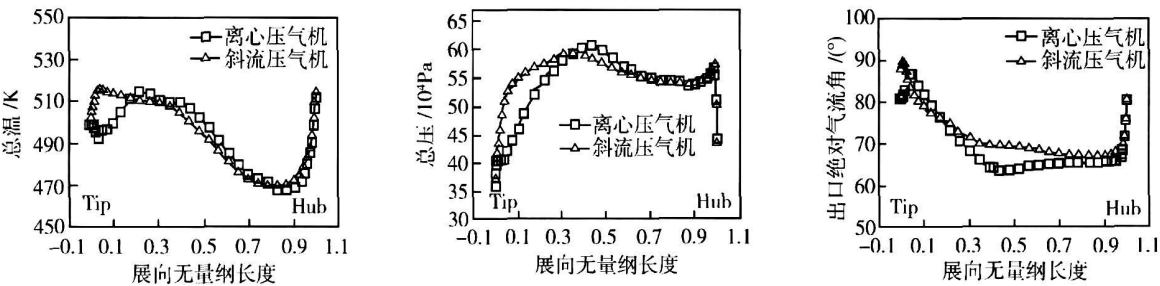


图 10 近设计点叶轮出口总温、总压和气流角分布

Fig. 10 Total temperature, total pressure and flow angle on outlet (design point)

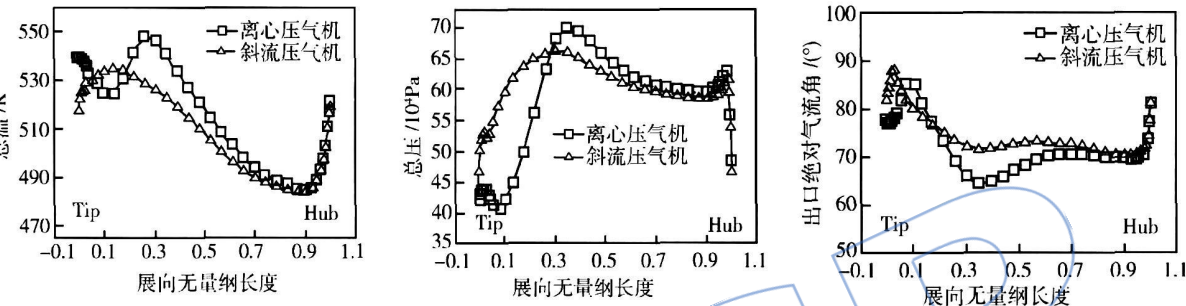


图 11 近失速点叶轮出口总温、总压和气流角分布

Fig. 11 Total temperature, total pressure and flow angle on outlet (surge point)

3 结 论

为了分析高负荷、高比转速离心/斜流叶轮的内部流动特点,总结高性能斜流压气机的设计规律,本文采用指定负荷分布气动设计方法设计了具有相同指标的高负荷、高比转速离心叶轮和斜流叶轮,并利用基于 Denton 程序发展的经过一定程度校验的离心/组合压气机三维 CFD 软件,在级环境下对两种叶轮内部流动进行了对比研究,得到的主要结论如下:

- 1) 在高负荷、高比转速跨声离心/斜流叶轮中,进口采用预压缩叶型,能够有效控制进口激波的波前马赫数,减小激波带来的损失;
- 2) 与离心叶轮相比,斜流叶轮叶尖泄漏起始位置更靠后一些,强度也相对弱一些,在叶轮出口段区域与主流的掺混损失也小一些。更低的泄漏及其掺混损失是斜流转子具有更高效率的主要原因;
- 3) 与离心叶轮相比,斜流叶轮能够得到比较均匀的出口流场,尤其是在近失速条件下,流场比较均匀。

参考文献:

[1] Palmer D L, Waterman W F. Design and development of an advanced two stage centrifugal compressor[J]. Journal

of Turbomachinery, 1995, 117: 205-212.

[2] Rodgers C. Specific speed and efficiency of centrifugal impellers[C]//Perform Predict of Centrifugal Pump and Compressor. Presented at Annu Int Gas Turbine Conf and Exhib, 25th and Annu Fluids Eng Conf, 22nd, New Orleans, LA, USA: 1980: 19F-200.

[3] Hah C, Krain H. Analysis of transonic flow fields inside a high pressure ratio centrifugal compressor at design and off design conditions[R]. ASME 99-GT-446.

[4] Krain H. Review of centrifugal compressor's application and development[R]. ASME GT2003-38971.

[5] Ibaraki S, Matsuo T, Kuma H, et al. Aerodynamics of a transonic centrifugal compressor impeller [R]. ASME GT 2002-30374, 2002.

[6] Higashimori H, Hasagawa K, Sumida K, et al. Detailed flow study of Mach number 1.6 high transonic flow with a shock wave in a pressure ratio 11 centrifugal compressor impeller[R]. ASME GT 2004-53435.

[7] Rodgers C. The centrifugal compressor inducer [R]. ASME Paper 98-GT-32.

[8] Rodgers C. High specific speed, high inducer tip Mach number centrifugal compressor[R]. ASME Paper 2003-38949.

[9] Monig R, Elmendorf W, Gallus H E. Design and rotor performance of a 5:1 mixed flow supersonic compressor[J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1993, 115: 565-572.

[10] Zangeneh M. On the design criteria for suppression of secondary flows in centrifugal and mixed flow impellers[R]. ASME Paper 97-GT-393.