

离心叶轮机械内部流动的研究进展*

刘瑞韬 徐忠

西安交通大学流体机械研究所, 西安 710049

摘要 随着测量技术及数值算法的不断进步, 叶轮机械内部流动研究有了很多新的进展. 本文就半个世纪以来离心叶轮机械内部流动的实验及数值模拟研究进行了评述, 根据作者掌握的文献, 着重在以下几方面展开综述: 叶轮内部流动、叶顶间隙泄漏流动、扩压器内部流动及叶轮与扩压器相互作用的非稳态流动等等. 文中分别阐述了国内外学者在上述流动研究方面的主要成果, 指出了这些研究的特点及其不足, 分析了我国在这些领域与国际水平的差距, 并结合作者自己的研究工作对离心叶轮机械内流研究提出了建议.

关键词 离心叶轮机械, 间隙泄漏, 非稳态流动, 研究进展, 内部流动

1 引言

离心叶轮机械广泛应用于各行各业, 它消耗着大量能源^[1]. 因此提高离心叶轮机械研究和设计水平, 对国民经济的发展及节约能源将产生重要的影响. 研究过程表明, 要想提高其效率、扩大其工况范围、提高其安全性, 必须对离心叶轮机械内部流动进行深入的了解与研究. 实验研究及数值模拟是探索叶轮机械内部流动规律的重要方法. 了解基本流动过程、模化流动物理过程和发展相关的设计计算方法需要进行深入细致的实验研究, 数值模拟算法的可靠性、结果的准确性也迫切需要实验提供大量客观、可靠的数据给予验证. 而随着计算机软、硬件的发展, 数值模拟也越来越多地应用到流体机械内流研究中, 再加之一些叶轮机械内部流动实验研究的代价高甚至不可能, 流体机械内流的数值计算愈发受到重视. 长期以来有大量的人力、物力投入到实验及数值模拟研究中, 并取得了令人振奋的成果, 尤其是随着测量技术及数值算法的不断进步, 叶轮机械内部流动研究又有了很多新的进展. 本文是在近半个世纪来国内外学者研究工作的基础上结合作者自己的研究工作写成的. 本文将分别从以下方面对近年来离心叶轮机械内部流动的研究进行综述: 叶轮内部流动、叶顶间隙流动、扩压器内部流动、叶轮与扩压器

相互作用的非稳态流动等.

2 叶轮内部流动

叶轮是离心叶轮机械的心脏, 它负责由欧拉透平机械方程所描述的能量传输过程. 离心叶轮内部流动很复杂, 一般说来是三维的湍流流动, 由于受叶轮旋转和表面曲率的影响还伴有脱流、回流及二次流现象, 从而使得叶轮内气体的流动变得极为复杂. 是流体工程中较难的试验研究和数值计算的问题之一. 叶轮内部流动的好坏决定着整级乃至整机的性能和效率^[2], 因此国内外学者为了了解叶轮内部的真实流动状况、改进叶轮设计以提高叶轮的性能和效率, 针对离心叶轮做了大量的基础及试验研究.

早期研究人们总是假设叶轮出口处流动是稳态的、对称的, 但试验表明^[3,4]: 叶轮出口的速度是不均匀的, 进而导致扩压器内部流动是非稳态的、非对称的流动. Acosta 于 1957 年对低转速的离心叶轮机械叶轮内部流场进行了试验研究^[5], 给出了定量的试验结果. 1960 年 Dean 根据上述的试验结果提出了二维“射流-尾迹”模型理论^[6]. Johnston 认为叶轮出口处的非稳态不对称流动在下游很短距离内会迅速混合消失^[7]. D. Eckardt 于 1975 年用激光测量系统对叶轮外径速度达到 300 m/s 的低压比离心式压缩机叶轮后尾流区域进行了详细的测量^[8], 从理论上

收稿日期: 2002-11-25, 修回日期: 2003-09-15

* 国家自然科学基金资助项目 (59876028)

验证了上述射流 - 尾迹流动理论. 此外 D. Eckardt 还通过这次试验首次验证了由 Lennemann 提出的二次流模型的主要观点^[9]. 同年, Howard 与 Kittmer 分别对一闭式叶轮及半开式叶轮的内部流场进行了测量^[10], 结果显示闭式叶轮与半开式叶轮内部主流方向的速度分布基本相似, 但在垂直于主流方向的截面上半开式叶轮中由于叶顶间隙流潜入流道, 导致截面上速度分布与闭式叶轮的截面速度分布有很大不同. 随着测试技术的进步, 双焦距激光测速仪开始被应用到离心叶轮机械的测试中. 1976 年, D. Eckardt 使用当时最新的双焦距激光速度仪 L2FV 对一高转速的离心压缩机叶轮进行了详细的测量^[11], 试验中的叶轮外径速度达到了 400 m/s. 在这次试验中, 他对叶轮进口到出口的 5 个典型截面上的速度分布进行了详细研究, 结果清楚地表明该叶轮轮盖 / 吸力面交界处尾迹流动的形成和发展过程, 进一步证实了尾迹区的存在. 图 1 给出了文献 [11] 中叶轮出口处通流速度的分布曲线, 从图中我们可以清楚地看到典型的“射流 - 尾迹”曲线. 这次试验, D. Eckardt 测出了子午方向、圆周方向的速度分布, 但由于测量条件的限制, Eckardt 没能给出沿叶高方向的速度分布.

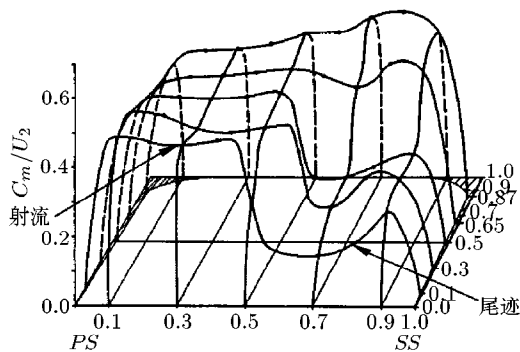


图 1 Eckardt 叶轮出口处通流速度分布^[11]

1980 年 M. W. Johnson 详细测量出了叶轮从进口到出口 5 个截面上的三维速度分布^[12] (截面位置参见图 2) 及旋转滞止压力 ($p^* = p + \rho W^2/2 - \rho \omega^2 r^2/2$, 其中 p 为静压, W 为相对速度, r 为半径, ρ 为密度, ω 为旋转速度) 分布. 后来这个试验叶轮成为众多叶轮机械数值模拟程序的验证算例. 该试验结果表明具有较低旋转滞止压力的流体沿叶片从轮盘向轮盖输运, Johnson 认为这个输运过程对叶轮尾迹流动的形成起决定性作用. 根据该试验结果, 作者还分析了叶轮中二次流形成原因. Ash 与 Ellis 分别对混流闭式叶轮、半开式低速叶轮内部流动进行了试验测量, 同样观察到了明显的二次流图形^[13,14].

在叶轮尾迹的形成过程中, 流道曲率和叶轮的旋转是 2 个重要的因素^[15,16]. 我们可以用罗斯比数 ($Ro = W/\omega R_n$, 其中 R_n 是子午平面中叶轮通道的曲率半径) 来表示它们对叶轮尾迹影响的程度^[12]. 在低罗斯比数的叶轮中, 叶轮内部流动主要受叶轮旋转的支配, 尾迹流将出现在吸力面; 在高罗斯比数的叶轮中, 流道曲率对尾迹流起主要作用, 这时尾迹流将出现在叶轮出口的轮盖侧. 在上述 D. Eckardt 及 Ghost 叶轮试验中, 观察到的尾迹流均出现在叶轮轮盖和吸力面交界的角形区域. 表明叶轮旋转和流道曲率对尾迹流的形成有相同的影响.

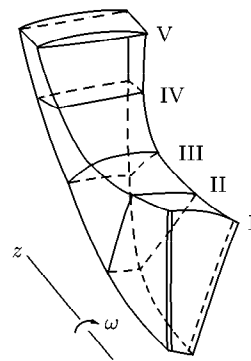


图 2 Ghost 叶轮测量截面^[12]

在文献 [12] 基础上, 1983 年 Johnson 与 Moore 对不同流量下 Ghost 叶轮的内部流场及压力场进行了测量^[17], 分析了流量对叶轮尾迹位置的影响: 小流量时, 尾迹位于吸力面; 设计流量时, 尾迹位于吸力面与轮盖交界处; 大流量时, 尾迹位于轮盖侧. 接着, Johnson 与 Moore 又详细分析了该离心叶轮内部的二次流混合损失^[18]. 1981 年, 在 Eckardt 试验台的基础上, Krain 将叶轮的叶片数从 20 个增加到 28 个, 并采用了长短叶片的结构, 利用 L2VF 测量技术重新对该叶轮进行了试验测量^[19]. 试验结果表明叶轮 2 个通道中的流动情况不同, 和左通道的相比右通道的尾迹区发展的更充分. 和以前的测量结果^[20] 相比较, 该试验结果中的尾迹占据了更大的流道面积, 最小速度点也移向了流道中央. 他认为由于叶片数增加而导致的叶片摩擦力增大是尾迹增强的主要原因. 1985 年, Harada 分别对半开式叶轮与闭式叶轮的综合性能进行了测量研究^[21], 他认为在小流量工况下闭式叶轮具有较低的性能, 而且闭式叶轮的稳定工况范围也比半开式叶轮的稳定工况范围要窄. 1988 年, Krain 使用当时已广泛应用的激光测量系统对一高亚音速半开式后弯叶轮进行了实验测量^[22]. 实验给出了 6 个不同流道截面子午速度及相对气流角分布, 比较完整地揭示了整个叶轮内部的流动特点. 试验结果表明叶轮内部扭曲的旋涡流

动严重影响叶轮的综合流动特征, 叶轮内部的这种旋涡流动也导致了扭曲的通流模式及二次流结构. 1989年, Krain 在文献 [22] 的基础上, 对该叶轮进行了三维黏性流场分析, 并和实验结果进行对比分析 [23]. 值得提到的是, 该文献公开发表了 Krain 叶轮的叶片型线坐标, 为其他研究者数值分析实验叶轮内部流动提供了可能 [24~29], 从而扩大了该半开式叶轮试验数据的参考价值. 1989年 Kjork 与 Lofdhl 用热线探针针对一离心风机叶轮进行了试验测量 [30], 和以前类似的试验相比, 这次试验结果除了给出叶轮内速度分布, 还给出了旋转叶轮通道其中 5 个雷诺应力的分布规律.

1991年, Hah 对一用 CAD 方法设计的高效、高压比的半开叶轮进行了试验研究与数值模拟 [31]. 与以前发现的射流 - 尾迹结构不同的是, 试验结果与理论分析表明该叶轮在设计工况、堵塞工况、失速工况下叶轮出口均得到了光滑过渡的速度分布曲线. 1991年, Rohne 与 Banzhat 利用 L2F 测量了后弯半开式叶轮出口的速度场 [32], 并将速度场与径向叶轮的叶轮出口速度场相比较, 对经典“射流 - 尾迹”理论进行了讨论. 1993年, Hathaway 等对 NASA 的一低转速离心叶轮内主流及二次流进行了详尽的研究 [33], 并利用 Dawes (1988) 求解平均雷诺应力 $N-S$ 方程的程序对该叶轮进行数值模拟, 将数值模拟结果和试验结果进行对比, 从试验测试与理论预测两方面给出了 LSCC 叶轮内部主流速度分布、二次流速度矢量图、沿叶高方向分布的气流角、叶轮出口射流 - 尾迹结构等. 同时数值模拟还给出了试验无法完全测量的流动物理现象, 如叶顶间隙泄漏流动等等. Abramian [34], Ubaldi 等 [35] 分别利用激光多普勒测速仪 (LDV) 对低速离心泵叶轮、半开式叶轮进行了详细测量, 给出了叶轮内部流动结构、速度分布、通流尾迹结构等, 给叶轮机械数值预测提供了详细的试验数据.

上述叶轮内部流动研究的侧重点各不相同, 但大都揭示出了叶轮出口附近的射流 - 尾迹结构, 分析了叶轮内部二次流的形成原因及发展规律, 对叶轮内部速度分布、涡系结构及损失产生等机理都做了详细研究, 为进一步提高叶轮性能打下了坚实基础.

在一些高压比、高效率的离心叶轮中, 使用分流叶片是非常普通的设计方法. 在大量的设计调查中确认采用分流叶片在进口段会减少叶片阻塞, 使更高的质量流量可以流经叶轮. 实验也表明分流叶片转子的实验性能在跨音速区跟不带分流叶片的叶轮一样好, 或者好于后者. 有多位研究者 [19,36~40] 都曾对带分流叶片的离心叶轮机械内部流动进行过研究, 在分流叶片设计及应用方面都做出了有益的工

作. 1992年 Miyamoto 等对带有分流叶片的闭式及半开式离心叶轮内部流场进行了详细的测量 [41], 并将测量到的速度场及压力场分布同无分流叶片的闭式及半开式离心叶轮进行了比较, 得出了如下结论: (1) 分流叶片存在时, 分流叶片上游跨叶片截面内的二次流现象明显减弱; (2) 分流叶片存在时, 闭式叶轮及半开式叶轮中被分流叶片分开的通道内总压系数及周向绝对无量纲速度均比无分流叶片存在时大; (3) 对于闭式叶轮与半开式叶轮, 分流叶片对静压系数的影响不同. 在半开式叶轮中, 分流叶片存在时 ($R \geq 0.75 R_2$) 的静压系数大于无分流叶片存在时的静压系数; 而闭式叶轮则相反. 作者也就叶片数及分流叶片位置对压缩机性能的影响进行了数值模拟 [42], 重点分析了分流叶片不同位置对压缩机性能的影响. 研究结果表明分流叶片偏向长叶片压力面一侧时可以有效提高叶轮效率. 分流叶片居中时, 沿流道的径向在长叶片压力面一侧的流速最低, 在那里容易出现倒流区. 分流叶片偏向长叶片压力面一侧时, 靠近长叶片压力面一侧的流道夹角减小, 从而使该通道中的减速得到了缓和. 另外, 随流道横截面上周向宽度的减小, 哥氏力引起的速度差也相应减小, 这就提高了沿径向部分且在长叶片压力面一侧的流速, 从而减小乃至消除了负速度区. 总之, 分流叶片的使用改善了叶轮进口的气流流场, 减少了叶道中二次涡流的影响, 从而提高了叶轮出口的滑移系数. 2002年, 刘瑞韬使用商业 CFD 软件就带分流叶片的工厂用离心压缩机进行了数值模拟 [43], 分析了叶轮左右 2 个通道内 (分流叶片压力面与主叶片吸力面间通道为右通道) 的流动情况, 并通过对比 2 个通道内速度、气流角等的分布规律, 分析了分流叶片对压缩机性能的影响. 结果表明: 2 个通道在叶轮出口截面上的速度分布都极不均匀, 右通道叶轮出口界面上的速度比左通道的变化要剧烈. 右通道轮盘侧速度大于左通道的, 而右通道轮盖侧的反向通流速度也大于左通道的. 这也从一定程度上反映了短叶片工作面和长叶片非工作面之间的通道内的流动情况比另一个差 [2].

到目前为止, 对于分流叶片还没有成熟的技术设计准则, 而且还有相当多的工作需要进行研究, 包括实验研究和数学模化. 在可能的情况下, 研究者应该用带和不带分流叶片的叶轮进行大量的实验以便了解这种有用设计的优点.

随着实验研究的深入, 离心叶轮机械内部的数值模拟工作也开始逐步展开. 1952年, 吴仲华教授发表叶轮机械的 S_1, S_2 两类流面通用理论, 对离心叶轮内部流动的数值模拟产生了深远的影响. 人们开始普遍使用 S_1, S_2 相对流面法来计算离心叶轮的内部流动, 出现了准三维和全三维势流计算. 此后, 一

些新的数值计算方法先后运用到离心叶轮内流的数值模拟中来。如流线曲率法和准正交面法等。20世纪70年代中期以前,离心叶轮机械内部流场的数值模拟大都基于无黏流体流动模型。该模型在离心叶轮机械内部流动模拟研究方面的应用取得了一定的成功^[44,45],对当时离心叶轮机械内部流动的研究和设计起到了很大的推动作用。但由于无黏假设改变了流体的物理属性,在数学上使流动方程发生了本质变化,对于黏性引起的各种流动现象,如离心叶轮出口的“射流-尾迹”结构、通道内黏性二次流动等现象显得无能为力^[10]。为了综合考虑叶轮内流的黏性、回流及旋涡对内部流动的影响,70年代末、80年代初开始出现边界层/势流迭代法将黏性的影响考虑在靠近壁面的边界层薄层内部,远离壁面的流动区域内黏性的影响则忽略不计。1980年,J. Moore和J. G. Moore就采用上述方法对Eckardt的试验叶轮进行了数值模拟^[46]。以今天的标准看来,当时网格非常粗,但他们还是定量的给出了叶轮出口的尾迹区。此外射流-尾流模型及涡量-流函数法都是该时期考虑黏性的数值解法。20世纪90年代开始,大容量、高速度计算机的出现以及并行化技术的发展,极大地推动了计算流体力学的发展。由于离心叶轮机械内流的三维性,以及叶轮旋转和表面曲率的影响,考虑湍流运动的叶轮内流计算方法正引起许多学者的兴趣,离心泵叶轮内流数值模拟进入了一个三维黏性数值模拟时期。通过直接求解雷诺时均方程,结合以湍流模型来计算叶轮内的三维黏性流动成为了离心叶轮机械叶轮内部流动数值模拟的主流。压力修正法是其中的典型代表。它是当前在离心叶轮机械方面湍流数值模拟中运用最为广泛,也很成功的方法。此外,时间相关法、拟可压法也都是比较常用的内流计算方法,有关叶轮机械内部流动数值计算方法的更多内容可以参考文献^[47~49]。

以上对叶轮内部流动的实验及数值研究侧重点不同,但从中我们可以了解到叶轮内部的流动规律:气流进入叶轮流道之后,边界层(动量显著不足的黏性切变层)便开始在所有叶片、轮盘和盖盘表面产生。当气流在叶轮内部从轴向变为径向时,边界层和核流都受到非常强的Coriolis力场的影响,从而在核流周围产生二次流,此流把低能流体从轮盘和轮盖壁以及从不稳定的压力面移到吸力面,导致靠近盖盘吸力面聚集低能流体,而靠近轮盘压力区则有高能流体聚集。从而进一步促成了叶轮尾迹的形成。叶轮尾迹的位置及强度则由罗斯比数决定:低罗斯比数时,叶轮内部流动主要受叶轮旋转的支配,尾迹流将出现在吸力面;高罗斯比数时,流道曲率对尾迹流起主要作用,这时尾迹流将出现在叶轮出口的轮盖侧。离开叶

轮的流动过程及进入后面扩压器的流动过程比较复杂,一般处理是建立一个有效的平均出口状态,进行一次出口混合计算。作为混合过程的直接结果,总压有了一个损失,而静压则增加,产生静压恢复。

随着测量技术的进步,人们对叶轮内部流流动的瞬态结构、流动图谱有了全新的认识,取得了可喜的成果,但和轴流叶轮机械相比,离心叶轮内部的流动更复杂,有关研究相对较少。尤其是离心叶轮内部损失机理特性、湍流模型、叶轮性能预估计算模型及工程应用、叶轮优化设计等方面仍需做进一步的研究。

3 叶顶间隙流动

现代叶轮机械高负荷的发展要求使得半开叶轮被广泛应用在工业压气机上。半开叶轮的显著特点是强度高,允许圆周速度高,单级就可以达到很高的压比。但由于半开叶轮在叶顶与机壳间存在间隙,会导致潜流损失。叶顶间隙与端壁的黏性作用形成了复杂的流动涡系,影响到叶道内主流及二次流流动,对离心叶轮机械性能产生较大的影响。因此,叶轮叶顶间隙流动机理一直是叶轮机械领域研究的一个热点。本文就离心叶轮机械中叶顶间隙流动模型、叶顶间隙泄漏涡与激波的相互作用及叶顶间隙流动中常用的数值分析模型等方面进行总结综述。

对叶顶间隙流动的研究方法大致分为3种:理论模型、实验研究及数值模拟。早期的研究由于实验条件落后及计算机水平的制约,叶顶间隙流动主要依靠理论模型分析。其中最具有代表性的是Rains在1954年建立的模型^[50],他认为叶顶间隙泄漏流动形成射流,黏性影响可以忽略不计,泄漏流动可以看作是理想的流经孔板流动,因此没有能量与动量上的损失。通过对叶顶间隙流动建立简化模型,Chen^[51],Nikolos等^[52]均认为泄漏涡运行轨迹与叶顶间隙无关。随着实验条件的改善和计算机水平的提高,目前离心叶轮机械叶顶间隙流动研究主要依靠实验和数值模拟相结合的方法。

1973年,Pampreen就收集了6种不同离心叶轮的数据^[53],通过分析发现不同叶轮效率下降与间隙之间的关系相当分散,且各叶轮效率与间隙之间关系变化的斜率不同。1976年,Eckardt对高速半开式叶轮的内部流场进行了实验研究^[11],给出了叶顶间隙存在时从叶轮进口到出口的五个典型截面上的速度分布。图3所示为该文献中发表的叶顶间隙存在时径向叶轮出口处二次流结构示意图。1979年,Mahimo对流动间隙对离心压缩机的影响进行了研究^[54],他发现当相对间隙由0.0125增加到0.125时整机平均性能下降约4%。

1981年 Ishida 及 Senoo 对由于离心鼓风机中由于叶顶间隙造成的压力损失进行了研究^[55], 分别测量了3种叶轮在7种不同间隙时盖侧的压力分布, 研究认为: 叶顶间隙造成的压力损失与相对速度减小引起的压升成正比. 由于叶轮入口附近相对速度减速明显, 当该处的间隙减小时可以明显提高机器性能. 此外他们还发现^[56], 间隙大小是影响间隙损失的重要参数, 但不是唯一因素. 使流体层沿压力梯度流动的力是影响间隙损失的另一个因素. 1987年, Senoo 及 Ishida 等对离心叶轮中由于叶顶间隙流动影响而引起的压缩机性能下降做了研究^[57]. 1985年, Harada 研究了间隙对离心压缩机综合性能的影响^[21], 他认为闭式叶轮的稳定工况范围比半开式叶轮的稳定工况范围要窄, 而且小流量区时半开式叶轮的性能优于闭式叶轮的性能. Engeda 对比转速分别为 0.33, 0.57, 0.83, 1.23, 1.51 的5个离心泵叶轮进行了研究^[58], 分析了叶顶间隙对离心叶轮性能的相对影响, 得出了有益的结论. 1988年, Krain 对高亚音速半开式后弯叶轮内部流场的 LDA 实验测量^[22,23] 不仅对认识其中的复杂流动有重要意义, 而且为以后的 CFD 数值模拟叶轮内部流动提供了比较详实的数据^[24~29]. 为了更好地分析间隙流动对叶轮内复杂三维流动的影响, 1989年 Farge 对低转速离心叶轮中的三维速度分布、静压及总压分布进行了测量^[59]. 结果表明诱导静压 (reduced static pressure) 分布几乎不受叶顶间隙影响, 而叶顶间隙的存在促使形成了靠近轮盖侧跨叶片方向压力梯度的减小, 同时叶顶间隙也改变了叶轮内部, 尤其是靠近轮盖侧的二次流结构.

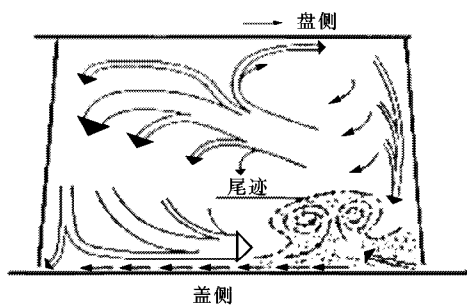


图3 二次流结构示意图

1990年, Ishida 等在他们研究工作的基础上^[55,56] 从引起叶顶间隙损失的第一个因素入手, 研究了不同叶顶形状对叶顶间隙损失的影响^[60]. 此后又通过对2个类型完全不同的叶轮进行实验, 分析了叶顶间隙对叶轮出口处二次流结构及叶轮输入功的影响^[61]. 1991年 Rohne 对一半开式叶轮进行了实验研究^[32], 重点比较了半开式离心叶轮出口处“射流

- 尾迹”结构与经典的射流 - 尾迹结构, 并对后者进行了修正. Engeda 在前人研究工作的基础上^[58], 对由于叶顶间隙引起的效率误差进行修正和预测^[62]. 80年代以后, 计算技术的发展使得叶轮机械内部的间隙泄漏黏性流动数值模拟成为可能, 国外学者做了大量有关叶顶间隙泄漏流动方面的数值模拟研究工作^[24,28,29,63~67]. 近几年来, 叶顶间隙泄漏流动的数值模拟和泄漏涡的机理研究已成为叶轮机械 CFD 的热门研究领域之一, 间隙泄漏流动的物理模型越来越复杂, 研究的程度越来越深入, 研究的算法渐趋成熟^[68]. 而近年不断出现的 CFD 商业软件, 如 Numeca, Fluent, CFX 等也为间隙泄漏流动的研究起到了推动作用. 对于数值研究叶顶间隙流动的计算方法主要有压力修正法和时间推进法. 在计算程序中处理叶顶间隙的方法也主要分为2种: 将叶顶间隙作为单独模块或者假设叶顶间隙上只有一个网格点. 后者计算处理时较简单, 但计算效果不佳; 前者计算更接近于实验值, 但网格划分复杂. 目前大多数商业 CFD 软件计算叶顶间隙流动时均采用前者.

国内方面, 有关离心叶轮机械叶顶间隙流动的研究才刚刚起步. 1997年黄建德使用动态探针对不同间隙半开式叶轮的进口流场进行测量^[69,70], 分析了不同叶顶间隙对叶轮回流发生的影响: 叶顶间隙越大, 叶轮进口回流的初始量就越大, 闭式叶轮与间隙量接近于零时的进口回流初始量基本相同. 叶轮进口附近的叶顶间隙对回流发生的影响最为显著. 1999年, 席光使用商业化 CFD 软件 Star-CD 对 Krain 叶轮进行了数值模拟^[25], 在网格构造中将叶顶间隙及叶道作为独立的网格块处理, 克服了以往此类研究中关于叶顶间隙流模拟方面的近似处理. 楚武利于 1999年推导了半开式离心叶轮间隙流动所产生的力及引起的损失, 建立了相应的压力损失及效率随时间变化的模型^[71]. 接着他通过实验研究, 得出了半开式离心叶轮间隙对效率及压力的影响和不同间隙下叶轮出口径向速度的变化规律^[72]: 间隙与效率之间的变化关系与压气机的运转条件有关, 间隙越大, 效率下降越多, 压力的下降也越大. 间隙对压力的影响通过2种形式体现, 一是通过间隙流动产生压力损失, 二是间隙流动减小了叶轮的输入功. 2000年, 赖焕新等对一种斜流风机叶轮在有无叶顶间隙条件下的三维黏性流场进行数值研究^[73], 结果表明叶顶间隙造成叶轮多变效率降低和出口流场不均匀程度加大. 2001年贾希诚等对间隙内的泄漏流动对三维黏性流场的影响进行了数值研究^[74], 分析了间隙大小及间隙形状对性能的影响, 为改进设计并合理利用间隙泄漏流动提供参考. 2001年, 刘立军用自己改进的 SIMPLEC 算法数值模拟了叶顶间隙泄漏流动

随主流的输运和扩散过程^[75]。结果表明,叶顶泄漏流动严重影响叶轮内部流动,而且恶化了无叶扩压器和整级内部的流动和性能。2002年,刘瑞韬等使用商业CFD软件NUMECA对一带分流叶片的离心叶轮内部三维黏性流场进行数值分析^[76],研究了叶顶间隙流动与叶轮通道二次流的相互作用,揭示了叶顶间隙内部流动的分布规律。图4是半开式叶轮中通过叶顶间隙的流动示意图。接着,刘瑞韬等又分别对2个不同的半开式离心压缩机叶轮在不同叶顶间隙时的三维黏性流场进行了分析^[77],得出了压比和效率等主要叶轮参数随间隙值变化的情况,并与用经验公式预测的结果进行了比较。结果表明在一定范围内经验公式可以用在设计初期阶段来预估间隙带来的影响。更为可靠的设计方法是在进行变形分析的基础上进行流场分析,这将是一个迭代的过程,因为动态间隙、性能、变形三者相互关联。这样可以充分考虑到叶轮几何形状,周速,压比等因素对叶顶间隙损失的影响。

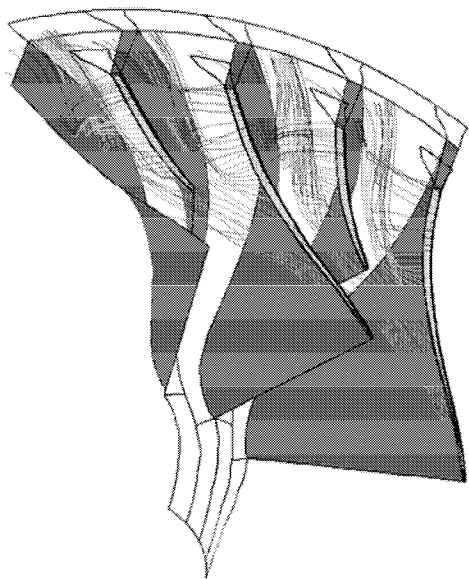


图4 半开式叶轮叶顶间隙流线分布

虽然叶顶间隙流动机理一直是近年来研究的热点,但由于间隙泄漏流动的复杂性,目前仍有很多问题亟待解决,对离心叶轮机械叶顶间隙流动的研究还不是很充分。相对于研究较多的轴流叶轮间隙,离心叶轮机械内部流动更复杂,间隙泄漏流动与主流的相互作用也更复杂。因此,离心叶轮机械叶顶间隙流动方面还有很多工作要做,对于今后该方向研究的主要内容应包括:叶顶间隙流动过程,叶顶间隙大小对离心叶轮机械旋转失速的影响,叶顶间隙流动中泄漏涡产生、发展的规律,叶顶间隙泄漏流动的产生机理、发展规律及其对叶轮主流、整级性能影响。此外,还

应该加强离心叶轮机械叶顶间隙流动方面实验和数值模拟的综合研究,改进叶顶间隙流动的模型,从而更好地应用于工程实际。

4 扩压器内部流动

离开离心叶轮的气流的动能相当于典型条件下总输入功的30%~40%。如果要设计有效的压缩级,这些动能必须有效地回收,而扩压器可以通过以下2种方法将动能转化为静压升:

(1) 气流流道面积增大使平均速度减小,并因此使静压增大。

(2) 平均流道半径的变化使得动能按照角动量守恒原则作角速度恢复。

上述2种方式都可以作为离心叶轮机械扩压器设计中的能量回收,但其中都会涉及到分离或者失速问题。因此设计师或者研究者不但要考虑获得压力回收的程度,而且还要考虑维持稳定运行的条件。为此,国内外学者对离心叶轮机械扩压器内部的流动进行了大量的研究,并取得了可喜的成就。为了方便起见,主要从以下3个方面进行叙述。

4.1 无叶扩压器内流流动

无叶扩压器的特点是结构简单、造价低、性能曲线平坦,稳定工况范围宽。因此在工程实际中得到广泛应用。早在1960年,Dean就在自己假定的模型理论上对无叶扩压器内部流动进行分析^[6],并将分析结果与实验结果相比较。虽然当时的模型理论没有考虑可压缩性及边界层增长引起的阻塞效应,但还是得到了令人满意的结果。1973年,B.X.里斯十分深入地讨论了无叶扩压器内流动的特点^[78]。他认为无叶扩压器内的流动,首先决定于起始段(直接位于叶轮后面的一段距离)的流动特点。由于叶轮出口处流动沿栅距的不均匀,再加上尾迹,所以扩压器进口处气流是不稳定的。深入到扩压器内部,流动不稳定性逐渐消失。他尤其提到在小平均气流角的宽扩压器中,壁面附面层会产生复杂的分离倒流现象,如图5所示。由于开始气流沿宽度不均匀,首先在轮盖侧壁面上产生分离倒流,然后随着远离叶轮,分离倒流转移到对面轮盘侧的壁面上。只有当一侧的附面层收敛以前,在另一侧附面层就已经产生分离倒流,上述现象才会发生。对于较窄的扩压器内,在扩压器进口一段不大的距离上,附面层就已经收敛,阻止了继续脱离,倒流区也就不会发生。

马林等分析了离心式压缩机无叶扩压器内部流场的特征^[79],在其基础上建立了无叶扩压器内部流动的数学物理模型。1984年,Inoue对无叶扩压器内部切向速度、径向速度、静压分布、总压分布作了

详细的测量^[80],并研究了在不同流量系数时速度、压力等的变化规律.实验结果表明当流量减小时,无叶扩压器中从叶轮出来的尾迹核心经吸力面从盖侧向盘侧移动,进而导致盘侧径向流动急剧减弱.随着流量继续减小,盘侧尾迹继续扩大,直至充满大部分的叶轮通道.此外实验中在无叶扩压器大半径处仍可以明显观察到周向不均匀性.

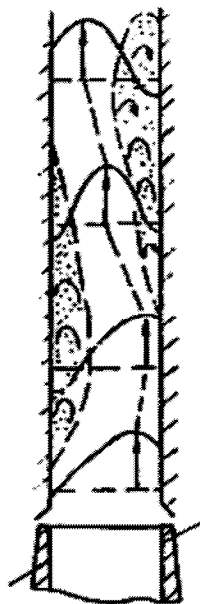


图5 无叶扩压器内部分离倒流现象

1992年,席光采用探针在3个不同工况下对一高效离心式压缩机三元叶轮出口及其无叶扩压器内部流场进行了详细测量和分析,给出了3个不同径向位置上速度场和压力场跨盘、盖的分布曲线^[81].实验结果表明,即使叶轮是高效三元叶轮,其出口流场仍很不均匀,因此只有采用三元扭曲的叶片扩压器才能更好地与叶轮匹配.1993年,周邦宁讨论了无叶扩压器内气流的流动损失和沿扩压器流道方向的参数变化^[82],结果表明计算及预测与实测一致.同年Pinarbasi对设计工况下无叶扩压器内8个不同截面上的速度进行了详细测量^[83],并给出了相应截面上气流角、紊动能等量的分布.扩压器进口附近的流场清楚地显示出叶轮的“射流-尾迹结构”,移动到无叶扩压器内部的后弯叶轮流动中典型的通道涡则由于扩压器中二次流动的消失而迅速衰减.接着Pinarbasi又在上述工作基础上对非设计工况下无叶扩压器内部三元流场进行了测量^[84].在各种流量下测量结果都表明了叶片尾迹是如何比通道尾迹混合得更快的.在大流量时,从叶轮出来的强烈二次流延缓了周向速度波动的混合过程.各种流量情况下最后一个测量面上的周向速度波动都可以忽略不计.

实验中测量出的切向及径向气流角分布可用来指导扩压器的设计.1998年Ubaldi用LDV测量了无叶扩压器的内部流场^[35],给出了从叶轮出来的高度扭曲流动在扩压器中的流动发展过程.同年Shin等的实验则重点研究了2种流量时旋转失速状态下无叶扩压器内部的非稳态流动^[85].1998年,Dou等根据三维边界层理论对无叶扩压器内部流动进行了分析^[86].根据他的理论分析,无叶扩压器内部逆流分离点的径向位置与进口气流角与雷诺数有关.2000年,刘立军对离心压气机无叶扩压器的内部流动进行了实验测量和数值分析^[87].实验在6种不同转速下进行,获得了径向速度、周向速度和静压恢复系数的分布规律.使用SIMPLEC算法结合 $k-\epsilon$ 湍流模型对该无叶扩压器内部流动进行数值模拟,计算结果与实验值基本吻合.结果表明:气流速度沿扩压器宽度方向的分布是盘侧高于盖侧,速度分布逐渐达到均匀;转速提高时,气流速度沿扩压器宽度方向的变化较小;压力恢复系数在无叶扩压器前段增长较快,后端增长缓慢.

常见无叶扩压器是由2个平壁构成的,有时为了减小损失也采用收缩型的无叶扩压器^[2],即 $b_4 < b_3$.此时气流方向角逐渐增大,气流路程缩短,摩擦损失减小;同时 $b_4 < b_3$ 也使扩压度减小,减小了分离损失.1987年Zhu Yingkang对5种不同壁面扩张角的无叶扩压器进行了实验研究^[88].结果表明当无叶扩压器的壁面扩张角取 $3^\circ \sim 5.5^\circ$ 时可以获得最好的压力恢复系数.2000年刘瑞韬等用SIMPLEC算法对不同壁面扩张角的无叶扩压器进行了数值模拟^[89].计算结果表明,无叶扩压器取不同壁面扩张角时,对叶轮内部流动影响不大,对扩压器内部流动有较大的影响.

4.2 叶片扩压器内流流动

与无叶扩压器相比较,同样尺寸的叶片扩压器可以获得更大的压比及更高的效率,或者说对于同样的压比,叶片扩压器有更小的尺寸.叶片扩压器可以有效控制扩压器出口流动角,而这对配置下游蜗壳或回流器会很重^[90].叶片扩压器中由于叶片的存在,可能会导致扩压器喉部的阻塞,而且当变工况时冲击损失较大,效率下降明显,特别当冲角过大时,流道中容易产生严重的分离,会导致喘振的发生.当流量减小时,往往在叶片扩压器中首先出现流动严重恶化,而引起整机喘振.因此和无叶扩压器相比,叶片扩压器中的流动更复杂.

Inoue的研究表明,和无叶扩压器内部流动相似,受叶轮出口尾迹结构的影响,叶片扩压器进口处有明显的周期性的非稳定流动.但在扩压器叶片喉

部下游这种周期性的非稳定很快消失,因此扩压器出口观察不到周期性的非稳态流动. 1981年 Krain 对 Krain 叶轮进行研究的同时,也详细测量了楔形叶片扩压器内部的流动情况^[22]. 实验分析了叶片扩压器进口区域高度扭曲、非稳态的流动. 后来 Dawes 用数值方法对上述实验进行了实验模拟^[91],这也是作者所见到的第一个应用三维非定常黏性流动模型在整级的环境下对叶片扩压器内非定常流动进行数值研究的人. 数值研究结果证实了叶片扩压器前段存在明显的周期性非稳定性,而在扩压器喉部后段,这种非稳定性基本消失. 在扩压器后段盖侧、半叶高处数值模拟的流动现象与实验相当一致,而盘侧模拟结果和实验有较大区别. 1995年, Pinarbasi 等对由 19 个叶片的后弯叶轮与 16 个楔形叶片的叶片扩压器组成的低速离心压缩机内流动现象进行了实验研究分析^[92],结果表明在叶片扩压器前的无叶空间叶轮尾迹就迅速混合消失,即使叶轮出口处的速度分布呈现高度不均匀状态,扩压器叶片内部没有任何分离现象发生. 该文章作者认为扩压器内部扭曲叶片的使用对减小损失有利. 1995年,上海交大的杜朝辉等使用 TVD 格式对离心压气机扩压器内部三维流场进行计算^[93],并将结果和实验中叶片扩压器叶片表面的静压分布相比较,得出了叶片扩压器内部分布规律相似的压力分布. 1997年,刘小民等采用三孔探针沿扩压器轴向测量了跨盘-盖侧流场^[94],分析了中、小流量时扩压器内流动的变化. 研究结果表明,叶片扩压器内部流动是一个既扩压又均匀化的过程,随着流动向扩压器出口方向的发展,沿叶片吸力面侧低速流体区不断扩大,在小流量工况时靠近扩压器盘盖侧出现倒流,此时最容易引起离心压缩机工作性能失稳. 此后刘小民又通过分析叶片扩压器不同进口角度对性能的影响^[95],探讨了流动失速发生的位置及压缩机性能对叶片扩压器进口角度的响应. 作者认为在工程实际中,叶片扩压器进口零冲角的给定未必是恰当的,要得到高性能的离心压缩必须考虑叶轮与扩压器间的相互匹配. 1999年, Casartelli 对一亚音速叶片扩压器进行了数值模拟^[96],并使用逆命题设计软件对扩压器叶片进口形状进行重新设计,文中比较了 3 种叶片进口形状的叶片扩压器. 和测量结果相比,重新设计的叶片扩压器在增加压比、拓宽工况范围等方面存在有较大的优势. 同年 Casartelli 又对压缩机三维扩压器内部流动进行了数值模拟^[97]. 结果表明:扩压器内压力恢复系数分布主要为二维,叶轮出口尾迹及在无叶扩压器空间形成的二次流才导致了扩压器内部的三维流场.

2000年, Filipenco, Deniz 等就进口流场状况对扩压器性能的影响作了详细的分析研究^[98,99]. 2001

年, N. He 等^[100]研究了不同扩压器叶片数对离心压缩机的压比、效率及整级性能方面的影响,结果表明:当保持扩压器喉部面积及叶片前缘位置不变时,叶片数的增加导致喘振工况时叶片前无叶扩压器静压恢复系数的降低,尾迹结构变得更复杂,无叶扩压器内的速度分布更加扭曲、复杂,进而导致叶片扩压器流量范围变窄. 2002年,上海交大的张莉等使用 PIV 技术实现了扩压器内部的整场测量^[101],获得了叶片扩压器不同轴向位置处流场的实验结果. 她认为采用 PIV 技术测量扩压器内部流场的关键是选择合适的示踪粒子及双曝光时间间隔.

4.3 新型扩压器内流流动

无叶扩压器与叶片扩压器各有自己的优缺点,如何设计一种扩压器,使它既继承叶片扩压器的优点,又兼有无叶扩压器的长处,这是国内外研究者普遍关心的问题. 根据掌握的文献有 2 种方法可达到上述目的:减小扩压器叶片径向长度及叶片高度. 减小叶片径向长度扩压器称之为低充实度叶片扩压器 (low-solidity vaned diffuser, LSVD); 减小扩压器叶片高度的扩压器称之为半高扩压器 (half guide diffuser 或 partial-height vane diffuser).

低充实度叶片扩压器最早在 Senoo 的一个日本专利中出现^[102]. Kanek 等在不改变流量范围的情况下通过使用低充实度的叶片扩压器获得了比无叶扩压器更好的性能^[103]. 研究结果表明, LSVD 可以在设计流量下使效率增加 4%, 堵塞流量效率增加 2%. 他们认为 LSVD 更适用于低比转速的情况,这时 LSVD 可以增大流动角,减小流动路程,从而减小摩擦. Hayami 等的研究也表明了上述观点^[104]:在亚音速的离心压缩机中,叶片充实度为 0.69 的 LSVD 可以获得比无叶扩压器更好的性能. 低充实度的叶片扩压器也证明了在大范围的进口气流角及进口气流马赫数情况下可获得更好的压力恢复, Hayami 等研究发现冲角为 $-2^\circ \sim -3^\circ$ 时 LSVD 获得最大的压力恢复. 2000年, Engeda 在 3 种转速下对 8 个不同叶片充实度的叶片扩压器 (同一叶轮) 内部流动进行了实验研究^[105],结果表明当叶片充实度增加时,流动范围变宽,压力恢复系数提高.

而半高扩压器最早是由日本学者星野正和于 1985 年提出的^[106]. 这种扩压器的结构介于叶片扩压器和无叶扩压器之间,相当于扩压器叶高部分被切削的叶片扩压器,根据半高叶片扩压器的放置形式分为盘侧半高叶片扩压器和盖侧半高叶片扩压器. 1987年 Yoshinaga 等^[107]通过对盖侧半高扩压器内部流动进行研究后认为半高叶片扩压器能在轴向均匀流动,提高扩压器的压力恢复系数. 半高扩压器叶片的

最佳高度可取为 0.4 ~ 0.5 倍的扩压器宽度. 1997 年 Sitaram 等对离心压缩机中不同叶片高度的盘侧半高扩压器内部流动进行了实验测量^[108], 结果表明: 叶片高度 h/b 为 0.2 时能量系数最大; 叶片高度 h/b 为 0.3 时静压系数最高, 但在大流量时不均匀的尾迹区减小了静压系数. 2000 年刘立军对半高扩压器内部流动进行了数值模拟^[68], 结果表明半高扩压器有助于稳定级内的流动, 随着扩压器叶片高度的减小, 扩压器内部流动特性得到改善. 2002 年, 刘瑞韬等使用 NUMECA 软件对离心压缩机中不同叶片高度的盘侧半高扩压器内部流动进行了数值模拟. 对于扩压器叶片顶部间隙采取单独块进行网格划分, 其中半高扩压器高度 h/b 分别取值为: 0 (即无叶扩压器), 0.2, 0.3, 0.4, 0.6, 0.8, 1 (即叶片扩压器). 研究表明: 不同叶高时, 压缩机工况范围各不相同. 半高扩压器叶片高度 h/b 为 0.3 ~ 0.4 时, 静压系数最高. 作为进一步的研究, 需对不同叶高的扩压器进行 PIV 实验测量, 通过对实验结果的分析, 修正湍流模型, 从而更好地了解扩压器内部流动规律.

目前对低充实度叶片扩压器及半高叶片扩压器的研究还很不充分, 试验研究工作也较少. 而且就已有的研究工作来看, 所得出的结论也不完全一样, 表明对这类叶片扩压器的研究还处于起步阶段. 作为新型的、具有应用前景的扩压器, 国内外的学者应在这些新型扩压器上多做研究, 早日将这种既有叶片扩压器压升比大、尺寸小优点, 又兼有无叶扩压器稳定工况范围宽等长处新型扩压器应用于工程实际中去.

5 叶轮与扩压器相互作用的非稳态流动

离心叶轮机械内部叶轮与扩压器的径向间隙较小, 叶轮出口的流动并未达到充分混合就进入了扩压器, 因此离心叶轮机械内部流场不仅在空间上极其复杂, 而且在时间上也表现为强非定常. 从叶轮流出的非均匀流动以非定常的形式向下游扩压器传播, 而扩压器叶片的存在又对上游的叶轮构成了一种非定常干扰. 这种流动的非稳态既影响了机器的效率、工况范围和运行稳定性等气动性能, 又对叶轮机械的强度寿命和可靠性等机械性能提出了更高的要求, 同时由于动静叶片排相互作用引起的流动不稳定性也是叶轮机械运行中噪声产生的主要根源^[68]. 尤其是近年来随着叶轮机械朝着高转速、小尺寸方向的发展, 叶轮与扩压器间的间隙也越来越小, 相互作用越来越复杂, 使得叶轮 / 扩压器间相互干扰所形成的非定常现象越发明显.

1982 年, Dring 等对转子与静子的相互作用进

行了实验研究^[109], 他们认为转子 / 静子间的相互作用分为 2 类: 势流效应及尾迹效应. 离心叶轮机械中叶轮出口尾迹的混合迅速, 且叶轮与扩压器间径向间隙较小, 所以在离心叶轮机械中势流与尾迹效应同等重要, 必须同时考虑, 从而使离心叶轮机械中动静相互作用的研究更加复杂^[110,111].

在离心叶轮机械中最早研究非稳态现象的学者是 Lennemann^[112], 但其着重研究分析了叶轮通道内的非稳态现象及其产生机理. 1984 年, Inoue 等对叶片扩压器内数个位置处的速度及壁面静压进行了非稳态测量^[80], 结果表明, 叶片扩压器中的瞬时流动结构可以分为稳态与非稳态两部分, 其中从叶轮出口到扩压器进口的区域内, 衰减很快的叶轮出口周向扭曲速度是主要的非稳态部分. 当扩压器与叶轮间距较小时, 扩压器对叶轮出口速度有明显的影响并在叶轮内产生回流. 1989 年, Arndt 等对离心泵内叶轮叶片与扩压器叶片间的相互作用进行了实验测量^[113], 结果发现叶片压力波动随叶轮叶片通道频率呈周期性变化. 达到压力最大值时吸力面的压力波动比压力面的波动大, 与泵内总压升同阶的最大值出现在叶片进口附近. 当径向间隙由 $1.5\%R_2$ 增加到 $4.5\%R_2$ 时, 扩压器前半部分叶片吸力面的压力波动下降了约 50%. 说明径向间隙减小时, 流动的非稳态性大大增加. 计算出的波动升力大于稳态升力, 使得叶片承受更大的周期性负荷. 在此研究基础上, Arndt 等又对叶轮与不同叶片扩压器间的相互作用进行了研究^[114]. 其中叶轮出口与扩压器进口径向间隙分别取为 $5\%R_2$ 和 $8\%R_2$. 研究结果表明: (1) 叶轮叶片压力波动最大值在叶片尾缘, 和扩压器配置无关; 扩压器叶片吸力面侧压力波动比压力面侧大; (2) 最大扩压器压力波动出现在叶片吸力面靠近前缘处; (3) 径向间隙由 $5\%R_2$ 增加到 $8\%R_2$ 时, 导致叶片吸力面前半部分压力波动的大幅度下降; (4) 增加扩压器叶片数目, 叶轮叶片压力波动明显下降;

1992 年, Kirtley 等用 CFD 方法对叶顶马赫数为 0.5 的模型级分析了叶轮 / 扩压器相互作用对上游流动的影响^[111]. 结果表明叶片引起的非定常性对扩压器叶片上游流场的影响比湍流的影响更大. 1996 年, Ubaldi 等通过对一半开叶轮及扩压器组成的模型级进行了详细测量^[115], 着重研究分析了叶片扩压器对上游叶轮流动产生的势流影响. 结果发现在叶轮出口的随机非定常速度和扩压器所引发的非定常速度相当, 其峰值达到了相对速度的 10%. 扩压器引发的非定常压力大约为叶轮压升的 8%, 延伸到上游叶轮内, 并随扩压器叶片距离的增大而减小. 同时由于叶片扩压器的存在, 导致叶轮出口流动发生径向速度及流线的扭曲. 1997 年, Fatsis 等使用求解

三维非稳态欧拉方程的数值模拟方法研究了离心叶轮对下游静压扭曲的影响^[116],数值模拟结果揭示了非稳态流场的机理. 1997年, Qin 等对离心泵内叶轮与叶片扩压器间相互作用进行了理论分析^[117],在他的假设下认为叶片扩压器内非稳态流动主要是由3种非稳态涡形成的:分布在叶轮与扩压器叶片上的边界涡及扩压器尾缘形成的自由涡.接着 Qin 等就蜗壳、流量及径向间隙等因素对下游压力波动的影响进行研究^[118].1999年, Justen 对不同离心压缩机叶片扩压器内的非稳态流动现象进行的实验研究表明^[119],受叶轮/扩压器非稳态相互作用影响的区域主要位于扩压器叶片吸力面前段空间.

2000年, Koumoutsos 等对一离心压缩机级内非稳态流动现象进行了数值模拟^[120].由于非定常作用区主要位于扩压器叶片靠近叶轮出口附近,因此该文对这一区域相互作用的流动模型进行了研究.根据 Rai 提出的模型方法^[121]使用 TASCflow 程序对 Krain 的离心压缩机^[19]进行数值研究,模拟结果与实验吻合一致.此外,文中还对由叶轮与扩压器叶片数目不等而提出的简化模型级整场计算问题进行了综述.接着 Shum 等也就叶轮/扩压器相互作用进行了数值研究^[122],当扩压器非常靠近叶轮时,减少的阻塞和滑移与增加的损失相抵消,存在一个最佳径向间隙可以获得最高的总压升.2001年, Engeda 研究了不同叶片扩压器对叶轮的非常影响^[123],认为叶轮机械中湍流、尾迹、进口速度扭曲及旋转失速、喘振等都能引起非稳态现象.文中给出了不同扩压器内不同频率的能谱图,形象地说明了扩压器内的非稳态流动现象.

随着测量技术的不断发展, PIV 技术也越来越多地出现在离心叶轮机械内部流场进行测量中. PIV 是一种可以同时获得流场中多点测量流体或粒子速度矢量的光学图像技术,主要通过记录流场中示踪粒子在很短时段内的位移来计算该粒子的速度. PIV 技术因其突破了单点测量的限制并具有可与 LDV 相比拟的精度和空间分辨率,集“可视化”与“定量测量”为一体,倍受研究人员的青睐.使用 PIV 技术进行叶轮内部复杂流动现象的测量成为其应用的重要方面.

1994年, Lehigh 大学的 Akin 和 Rockwell 使用二维 PIV 系统研究了离心泵内叶轮与扩压器间隙瞬态的尾迹结构和尾迹与叶片之间相互作用^[124,125].他们观测到涡的分布与叶轮尾迹的瞬态压力有关,从叶轮叶片尾部脱落的涡相互作用,会引起扩压器叶片前缘的非定常流动分离现象.1998年 Wernet 对离心压气机的扩压器进行了测量^[126].这些工作所测量的气流的速度范围在(200~350)m/s.2000年

Wernet 等发表了离心压气机的叶轮出口和扩压器入口处流场的测试结果^[127,128],该实验中叶轮叶尖处的速度已达490m/s.1999年, Sinha 对离心泵内叶轮与扩压器的相互作用进行了细致的研究^[129,130],对包括叶轮叶道内、叶轮与扩压器之间间隙内、扩压器叶道内以及蜗壳内的瞬时流动进行了二维 PIV 测量.结果表明流场中一系列的尾流占主导地位,这些尾流是由叶轮叶片、扩压器叶片以及延伸入蜗壳的非定常分离现象所产生的.扩压器叶片的边界层流动受到叶轮非定常流场的影响,产生强烈反应.叶轮的叶片方向对流动产生了直接和间接影响,直接影响包括叶片前缘的射流和叶尖顶隙的尾迹,间接影响包括扩压器叶道内的2种分离流.

国内方面,大量的非稳态研究是针对轴流叶轮机械,离心叶轮机械方面的研究还很少,而且为数不多的研究也都集中在数值模拟方面.1996年,苏莫明等首次推出了非稳态来流作用下环列叶栅叶片不稳定脉动力计算公式^[131].利用此方法确定了在叶轮叶片黏性尾迹作用下扩压器叶片上的不稳定脉动力.党政等数值分析了扩压器叶片安装角对离心式动静相干叶排内非定常流动的影响^[132].他认为存在一个最佳的静叶安装角,使得动静相干非定常流动特性最优.2001年,西安交通大学的刘立军等使用 RSIMPLEC 算法就离心压气机内由于叶轮与叶片扩压器的相互作用引起的非定常干涉流动对整级内部流动的非定常影响进行了深入研究^[133].他认为速度场的非定常特性主要表现在叶轮与叶片扩压器间的径向间隙范围内和扩压器的入口处,在叶轮和扩压器叶道内部衰减很快.而压力脉动同时向流道的上下游传播,在叶轮和扩压器内部流动仍具有显著的压力非定常脉动.计算结果还模拟了扩压器入口处运动涡系与扩压器叶片的相互作用及其周期性衍灭过程.中科院工程热物理所的赵晓路等引入确定应力模型和改进的计算域延伸方法计算了离心压气机内部流场^[134],实验结果和精确数值模拟均表明离心叶轮和叶片扩压器间的非定常干扰主要集中在无叶区和半无叶区,由于黏性和二次流的强烈掺混作用使得非定常干扰迅速衰减.上海交大的王彤等使用 PISO 算法对离心压缩机叶轮及扩压器内非定常流动进行了数值模拟^[135,136],并和时均测量结果进行了比较后认为,扩压器入口性能很大程度上受到叶轮与扩压器相对运动的影响,必须采用非定常算法来研究动静耦合问题,才能得到较好的结果.数值计算中为了获得任意动、静叶片数下的时间和空间周期性特征,很多学者针对动静干涉面上的信息传递发展了不同的处理方法.2002年 Rai 等使用 Domain Scaling 方法^[137]对离心压气机内部三维非稳态流场进行了数

值研究,详细分析了离心压气机内部非稳态流动规律.此外,清华大学的袁新、北航的邹正平等也对叶轮机械内部的非稳态流场进行了研究^[138~140].

从上面的研究中,我们可以得到一些相同或相似的规律:(1)扩压器叶片与叶轮之间径向间隙的减小会增强流动的非稳定性;(2)叶轮及扩压器叶片的安装角度对非定常流动产生重要影响;(3)叶片扩压器入口段的非稳态流动特征显著,但衰减迅速.通过对上述研究的分析,不难看出,动静相互作用的实验研究中仍然存在着不少令人困惑的问题^[141].

(1)尽管人们普遍认为扩压器叶片与叶轮之间径向间隙的减小会大大增强流动的非稳定性,但是定量的说明难以统一:Krain的实验中扩压器入口半径与叶轮出口半径比值为1.1:1,他观测到叶片扩压器对叶轮流场仅有微弱的影响.而在Sinha的实验中,叶轮与扩压器之间的径向间隙为叶轮半径的20%(扩压器叶片弦长的15.4%),却仍然观测到叶轮出口由势流效应所产生的非定常流的效应一直延伸至扩压器叶片的前缘.

(2)非稳态流动是否并不一定对叶轮机械级性能产生有害的影响^[94],以及能否考虑加以利用,这些问题的研究对优化叶轮机械性能具有重要意义.

(3)叶片扩压器入口段的非稳态流动特征显著,但衰减迅速.这种现象的原因也尚未得到明确的分析,有必要进一步研究.

6 结论

国内外学者通过对离心叶轮机械内部流动的研究,取得了可喜的成果,对离心叶轮机械内部的流动有了深刻的认识,大体可以总结如下:

(1)随着测量技术的进步,国内外学者通过理论及实验研究对叶轮内部的二次流动、射流-尾迹结构等流动现象的产生机理、输运过程有了比较清晰的认识,叶轮流道曲率及叶轮旋转是产生上述现象的最基本因素.通过理论分析、实验研究、数值模拟等方法分析了叶轮内部各种损失产生的机理.

(2)叶轮间隙泄漏改变了叶轮内部三维流动结构,也影响到整机性能;叶顶间隙增加压缩机性能下降.此外间隙大小及叶轮叶片两侧压力差是影响间隙损失大小的主要因素.

(3)受叶轮出口速度的影响,无叶扩压器内部是非稳态、非对称的流动;在小平均气流角的宽无叶扩压器中,壁面附面层会产生复杂的分离倒流现象,并出现分离倒流从扩压器盖侧到盘侧的转移.采用收缩型的无叶扩压器可以降低摩擦损失及分离损失.

(4)叶片扩压器前半段存在明显的周期性非稳定

状态,到扩压器后半段这种非稳定性基本消失.基于叶轮出口不均匀的速度场,建议采用三元扭曲的叶片扩压器以更好与叶轮匹配.

(5)新型半高叶片扩压器及低充实度叶片扩压器可以有效综合2种传统扩压器的优点.

(6)势流效应及尾迹效应是离心叶轮机械中叶轮/扩压器相互作用产生非稳态现象的2个同等重要的原因.在扩压器前端的无叶空间及扩压器叶道前段,非稳态流动特性显著,但衰减迅速.扩压器通道内吸力面侧非稳态性较压力面侧强.

(7)叶轮出口与扩压器进口间径向间隙减小时,流动的非稳态性大大增加,但存在最佳间隙及最佳的扩压器叶片安装角以使动静相干非定常流动特性最优.

在叶轮机械内部流动研究过程中取得了可喜进展的同时,我们也要清楚地看到在叶轮机械内部流动问题的研究中仍存在不少问题,例如:叶顶间隙大小与叶轮效率间的定量关系难以说明;叶轮出口与扩压器进口径向间隙与流动非稳态性间的定量说明难以统一;叶片扩压器进口段非稳态流动特性显著,但衰减迅速,对其原因也尚未明确研究;离心叶轮机械内部实际气体的数值模拟工作等也需要进行研究等等.此外,文献[95]认为工程实际中叶片扩压器进口零冲角的给定未必恰当等.这些问题均尚待做更深入地研究.

参考文献

- 1 王尚锦.离心压缩机三元流动理论与应用.西安:西安交通大学出版社.1991
- 2 徐忠.离心式压缩机原理.北京:机械工业出版社.1990
- 3 Fischer K, Thoma D. Investigation of the flow conditions in a centrifugal pump. *Trans ASME*, 1932, 54: 141~153
- 4 Hamrick J T. Some aerodynamic investigations in centrifugal impellers. *Trans ASME*, 1956, 78: 591~602
- 5 Acosta A, Bowerman R. An experimental study of centrifugal-pump impellers. *Trans ASME*, 1957, 79: 1821~1839
- 6 Dean R, Senoo Y. Rotating wakes in vaneless diffusers. *ASME Journal of Basic Engineering*, 1960, 82: 563~574
- 7 Johnston J P, Dean R C. Losses in vaneless diffusers on centrifugal compressors and pumps. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1966, 88(1): 137~155
- 8 Eckardt D. Instantaneous measurements in the jet-wake discharge flow of a centrifugal compressor impeller. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1975, 97(3): 337~345
- 9 Lennemann E, Howard J H G. Unsteady flow phenomena in rotating centrifugal impeller passage. *ASME Journal of Engineering for Power*, Series A, 1970, 92(1): 65~72
- 10 Howard J H G, Kittmer C W. Measured passage velocities in a radial impeller with shrouded and unshrouded config-

- urations. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1975, 97(2): 207~213
- 11 Eckardt D. Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal compressor impeller. *ASME Journal of Fluid Engineering*, 1976, 98(3): 390~402
 - 12 Johnson M W, Moore J. The development of wake flow in a centrifugal impeller. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1980, 102: 382~389
 - 13 Ash J E. Measurements of relative flow distributions in mixed flow impellers. ASME Paper 1956. 56-A-205
 - 14 Ellis G O. A study of induced vorticity in centrifugal compressors. *ASME*, Series A, 1964, 1: 428~441
 - 15 Anand A K, Lakshminarayana B. An experimental study of three-dimensional turbulent boundary layer and turbulence characteristics inside a turbomachinery rotor passage. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1978: 100(4): 676~690
 - 16 Moore J. A wake and an eddy in a rotating, radial-flow passage. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1973, 95: 205~219
 - 17 Johnson M W, Moore J. The influence of flow rate on the wake in a centrifugal impeller. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1983, 105: 33~39
 - 18 Johnson M W, Moore J. Secondary flow mixing losses in a centrifugal impeller. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1983, 105: 24~32
 - 19 Krain H. A study on centrifugal impeller and diffuser flow. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1981, 103: 688~697
 - 20 Eckardt D. Flow field analysis of radial and backswept centrifugal compressor impellers. part 1: flow measurements using a laser velocimeter. ASME Paper 87-95, 1980
 - 21 Harada H. Performance characteristics of shrouded and unshrouded impeller of a centrifugal compressor. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1985, 107: 528~533
 - 22 Krain H. Swirling impeller flow. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1988, 110: 122~128
 - 23 Krain H, Hoffman W. Verification of an impeller design by laser measurements and 3D-viscous flow calculations. ASME Paper 89-GT-159, 1989
 - 24 Kang S, Hirsch Ch. Influence of tip leakage flow in centrifugal compressor. In: 3rd ISAIF, Beijing, 1996
 - 25 席光, 王尚锦. 半开式离心式压气机叶轮三维流场数值分析, *西安交通大学学报*, 1997, 31(2): 90~96
 - 26 Clayton R P, Leong W. A numerical study of the three-dimensional turbulent flow in the impeller of a high speed centrifugal compressor. ASME Paper 98-GT-49, 1998
 - 27 Yang C, Li Zhigang, Jiang Zikang. Numerical investigation of a high-speed centrifugal compressor impeller. *Tsinghua Science and Technology*, 1999, 4(4): 1678~1682
 - 28 Hirsch Ch, Kang S, Pointer G. A numerically supported investigation on the 3D flow in centrifugal impeller, Part I: the validation base. ASME Paper 96-GT-151, 1996
 - 29 Hirsch Ch, Kang S, Pointer G. A numerically supported investigation on the 3D flow in centrifugal impeller, Part II: second flow structure. ASME Paper 96-GT-152, 1996
 - 30 Kjork A, Lofdahl L. Hot-wire measurements inside a centrifugal fan impeller. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1989, 111: 363~368
 - 31 Hah C, Krain H. Secondary flows and vortex motion in a high-efficiency backswept impeller at design and off-design conditions. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112: 7~13
 - 32 Rohne K H, Banzhaf M. Investigation of the flow at the exit of an unshrouded centrifugal impeller and comparison with the "classical" jet-wake theory. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991, 113: 654~659
 - 33 Hathaway M D, Chriss R M, Wood J R. Experimental and computational investigation of the NASA low-speed centrifugal compressor flow field. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1993, 115: 527~542
 - 34 Abramian M, Howard J H G. Experimental investigation of the steady and unsteady relative flow in a model centrifugal impeller passage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1994, 116: 269~279
 - 35 Marina, Ubaldi. Detailed measurements within the impeller and the vaneless diffuser of a centrifugal turbomachine. *Experimental Thermal and Fluids Science*, 1998, 17: 147~155
 - 36 李良明. 带分流叶片的离心压缩机叶轮三元流场计算. *风机技术*, 1989, 2: 14~27
 - 37 屠仁涌. 带长短叶片离心叶轮的三元流场. *上海交通大学学报*, 1988, 22(4): 105~109
 - 38 赵晓路. 含分流叶片离心压气机叶轮内部流场全三元数值模拟. *工程热物理学报*, 1996, 17(1): 31~35
 - 39 罗晟, 蔡兆麟. 变叶片数和长短叶片结构对离心叶轮内三维黏性流场的影响. *风机技术*, 2000, 6: 27~31
 - 40 李磊, 华耀男. 具有分流叶片的离心式压气机 S1 流场计算. 见: 工程热物理编委会. 中国工程热物理学会热机气动热力学学会会议论文集, 北京: 科学出版社. 1993. 7
 - 41 Miyamoto Hiroyuki, Nakashima Yukitoshi. Effects of splitter blades on the flows and characteristics in centrifugal impeller. *JSME International Series II*, 1992, 35(2): 238~246
 - 42 刘瑞韬. 徐忠, 叶片数及分流叶片对离心压缩机性能的影响. 见: 工程热物理编委会. 中国工程热物理学会会议论文集, 上海: 科学出版社, 2003-10, 2003. 23~26
 - 43 刘瑞韬, 徐忠. 含分流叶片的离心压缩机级内三维黏性流场数值分析. *应用力学学报*, 2003, 20(4): 43~48
 - 44 Alder D, Krimerman Y. On the relevance of inviscid subsonic flow calculations to real centrifugal impeller flow. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1980, 102(1): 78~84
 - 45 Alder D. Status of centrifugal impeller internal aerodynamics, part1: inviscid flow prediction method. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1980, 102(3): 728~737
 - 46 Moore J, Moore J G. Three-dimensional viscous flow calculations for assessing the thermodynamic performance of centrifugal compressors—study of the Eckardt compressor. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1981, 103:

- 47 阎超. 流体机械内部流动数值计算方法的新进展 (一). 流体机械, 1994, 22(8): 35~38
- 48 阎超. 流体机械内部流动数值计算方法的新进展 (二). 流体机械, 1994, 22(9): 33~37
- 49 赵斌娟, 王泽. 离心泵叶轮内流数值模拟的现状和展望. 农机化研究, 2002, 3: 49~52
- 50 Rains D A. Tip clearance flows in axial flow compressors and pumps. California Institute of Technology. Hydro-dynamics and Mechanical Engineering Lab, Report No.5, 1954
- 51 Chen G T, Greitzer E M, Tan C S, Marble F E. Similarity analysis of compressor tip clearance flow structure. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1991, 113(2): 260~271
- 52 Nikolos I K, Douvikas D I, Papaoliou K D. Theoretical modeling of relative wall motion effects in tip leakage flows. ASME Paper 95-GT-88, 1995
- 53 Pampreen R C. Small turbomachinery compressor and fan aerodynamic. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1973, 95(7): 417~431
- 54 Mashimo T, Ariga I. Effects of fluid leakage on performance of a centrifugal compressor. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1979, 101(7): 1017~1039
- 55 Ishida M, Senoo Y. On the pressure losses due to the tip clearance of centrifugal blowers. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1981, 103(2): 271~278
- 56 Senoo Y, Ishida M. Pressure loss due to the tip clearance of impeller blades in centrifugal and axial blowers. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, 1986, 108: 32~37
- 57 Senoo Y, Ishida M. Deterioration of compressor performance due to tip clearance of centrifugal impeller. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(1): 55~61
- 58 Engeda A, Rautenberg M. Comparisons of the relative effect of tip clearance on centrifugal impeller. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1987, 109(3): 545~549
- 59 Farge T Z, Johnson M W, Maksoud T M. Tip leakage in a centrifugal impeller. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1989, 111: 244~249
- 60 Ishida M, Ueki H, Senoo Y. Effect of blade tip configuration on tip clearance loss of a centrifugal impeller. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(1): 14~18
- 61 Ishida M, Senoo Y, Ueki H. Secondary flow due to the tip clearance at the exit of centrifugal impeller. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112(1): 19~24
- 62 Engeda A. Correlation and prediction of efficiency of centrifugal pumps due to tip clearance effects. *Proc Instn Mech Engrs*, 1995, 209: 111~114
- 63 Bansod P, Rhie C M. Computation of flow through a centrifugal impeller with tip leakage. AIAA Paper 90-2021, 1990
- 64 Basson A H, Kunz R F, Lakshminarayana B. Grid generation for three-dimensional turbomachinery geometries including tip clearance. *Journal of Propulsion and Power*, 1993, 9: 59~67
- 65 Basson A, Lakshminarayana B. Numerical simulation of tip clearance effects in Turbomachinery. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1995, 117: 348~359
- 66 Kang S, Hirsch Ch. Numerical investigation of the three-dimensional flow in NASA LSCC impeller. In: 4th ISAIF, Dresden, Germany, 1999
- 67 Kang S, Hirsch Ch. Effects of flow rate on the development of three-dimensional flow in NASA LSCC impeller based numerical solutions. ISABE Paper 99-7225, 1999
- 68 刘立军. 离心压气机级内非定常黏性流动的数值分析与实验研究: [博士论文]. 西安: 西安交大流体工程系, 1999
- 69 黄建德. 开式和闭式离心泵进口回流的研究. 工程热物理学报, 1997, 18(1): 43~47
- 70 黄建德. 离心泵叶轮参数对进口回流的影响. 工程热物理学报, 1998, 19(4): 449~453
- 71 楚武利, 刘志伟. 间隙对半开式离心叶轮性能影响的理论预测. 推进技术, 1999, 20(1): 46~49
- 72 楚武利, 刘志伟. 间隙泄漏对半开式离心叶轮性能影响的实验研究与分析. 推进技术, 1999, 20(3): 69~72
- 73 赖焕新, 康顺, 谭春青. 有无叶顶间隙条件下斜流风机叶轮内部三维流动的数值研究. 航空动力学报, 2000, 15(1): 17~21
- 74 贾希诚等. 叶轮机械中叶顶间隙形态对气动性能影响的数值研究. 工程热物理学报, 2001, 22(4): 431~434
- 75 刘立军, 徐忠, 张玮. 叶顶间隙泄漏时离心压气机模型级内流动的数值模拟. 西安交通大学学报, 2001, 35(9): 908~913
- 76 刘瑞韬, 徐忠. 含长短叶片半开式叶轮的离心压缩机级内三维黏性流场数值分析. 应用力学学报, 2003, 4
- 77 刘长胜, 刘瑞韬, 秦国良. 叶顶间隙对叶轮性能影响的数值分析. 风机技术, 2003, 1: 7~9
- 78 B Φ里斯. 离心压缩机械. 北京: 机械工业出版社. 1986
- 79 马林, 姚承范. 无叶扩压器中恒定流的损失预测. 西安交通大学学报, 1988, 22(1): 71~79
- 80 Imoue M, Cumpsty N A. Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 1984, 106: 455~467
- 81 席光, 王尚锦. 离心式叶轮出口及其无叶扩压器内部流场的实验研究. 工程热物理学报, 1992, 13(2): 91~96
- 82 周邦宇. 离心式压缩机无叶扩压器内部流动分析. 风机技术, 1993, 5: 21~25
- 83 Pinarbasi A, Johnson M W. Detailed flow measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1994, 116: 453~461
- 84 Pinarbasi A, Johnson M W. Off-design flow measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1995, 117: 602~610
- 85 Shin You Hwan, Kim Kwang Ho, Son Byung Jin. An experimental study on the development of a reverse flow zone in a vaneless diffuser. *JSME International Journal*, 1998, Series B.41(3): 546~555
- 86 Dou H S, Mizuki S. Analysis of the flow in vaneless diffusers with large width-to-radius ratios. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1998, 120: 193~201

- 87 刘立军, 徐忠. 离心压气机无叶扩压器内部流动的试验测量和数值分析. 西安交通大学学报, 2001, 35(3): 270~274
- 88 Ying Z, Kang S, Sjolander A. Effect of geometry on the performance of radial vaneless diffusers. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1988, 109: 550~556
- 89 刘瑞韬, 徐忠. 不同无叶扩压器壁面扩张角下离心压气机级内流动数值模拟. 水动力学研究与进展, 2004, 19(1)
- 90 刘德福译. 离心压缩机设计与性能. 北京: 机械工业出版社. 1990
- 91 Dawes W N. A simulation of the unsteady interaction of a centrifugal impeller with its vaned diffuser: flow analysis. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1995, 117: 213~222
- 92 Pinarbasi A, Mark, Johnson W. Experimental flow field investigation in a centrifugal compressor vaned diffuser. ASME Paper 95-GT-80, 1995
- 93 杜朝辉, 姚吉先. 离心压气机叶轮与扩压器的流动分析. 上海交通大学学报, 1995, 29(5): 41~46
- 94 刘小民, 席光, 王尚锦. 叶片扩压器内跨盘 - 盖流场的实验研究. 流体机械, 1997, 25(12): 6~10
- 95 刘小民. 叶片扩压器进口角度对压缩机性能的影响. 流体机械, 1998, 26(1): 3~5
- 96 Casartelli E, Saxer A P, Gyarmathy G. Numerical flow analysis in a subsonic vaned radial diffuser with leading edge redesign. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1999, 121: 119~126
- 97 Casartelli, Ernesto. Numerically investigated three-dimensional diffuser flow in a radial compressor. 1999, DAI-C 61/01: 318~327
- 98 Deniz E, Greitzer M. Effects of inlet flow field conditions on the performance of centrifugal compressor Diffusers: Part2 Straight-Channel Diffuser. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2000, 122: 11~21
- 99 Filipenco V G, Deniz S. Effects of inlet flow field conditions on the performance of centrifugal compressor diffusers: part1 discrete-passage diffuser. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2000, 122: 1~10
- 100 He N, Tourlidakis A. Analysis of diffusers with different number of vanes in a centrifugal compressor stage. ASME Paper 2001-GT-0321, 2001
- 101 张莉, 陈汉平, 王启杰. 离心叶轮机械有叶扩压器内部流动的 PIV 测量. 机械工程学报, 2002, 38(5): 105~108
- 102 Senoo Y. Japanese Patent Application Disclosure 119411/78. 1978 (in Japanese)
- 103 Kaneki T, Ohashi S. High efficiency multistage centrifugal compressor. *Hitachi Rev*, 1982, 31: 287~291
- 104 Hayami H, Senoo Y, Utsunomiya K. Application of a low-solidity cascade diffuser to transonic centrifugal compressor. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112: 25~29
- 105 Engeda A. The design and performance result of simple flat plate low solidity vaned diffusers. *Proc Instn Mech Engrs*, Part A, 2001, 215: 109~118
- 106 Hoshino Masakazu, Ohki Hiroshi, Yoshinaga Yoich. The effect of guide vane height on the diffuser flow in centrifugal compressors. *Tran JSME*, 1985, 51(470)B: 3366~3369
- 107 Yoshinaga Y. A study of performance improvement for high specific speed centrifugal compressor by using diffusers with half guide Vanes. *ASME Journal of Fluid Engineering*, 1987, 109: 359~367
- 108 Sitaram N, Issac J M. An experimental investigation of a centrifugal compressor with hub vane diffusers. *Proc Instn Mech Engrs*, Part A, 1997, 211: 411~427
- 109 Dring R P. Turbine rotor-stator interaction. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1982, 104: 729~742
- 110 张玮. 叶轮机械内部流动测量及动静相互作用的实验研究进展. 流体机械, 2001, 29(8): 6~10
- 111 Kirtley K, Beach T. Deterministic blade row interactions in a centrifugal compressor stage. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1992, 114: 304~311
- 112 Lennemann E, Howard J. Unsteady flow phenomena in rotating centrifugal impeller passage. *ASME Journal of Engineering for Power*, 1970: 65~72
- 113 Arndt N, Acosta A J. Rotor-stator interaction in a diffuser pump. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1989, 111: 213~221
- 114 Arndt N, Acosta A J. Experimental investigation of rotor-stator interaction in a centrifugal pump with several vaned diffusers. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112: 98~108
- 115 Ubaldi M. An experimental investigation of stator induced unsteadiness on centrifugal impeller outflow. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1996, 118: 41~54
- 116 Fatsis A. Three-dimensional unsteady flow and forces in centrifugal impellers with circumferential distortion of the outlet static pressure. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1997, 119: 94~102
- 117 Qin W, Tsukamoto H. Theoretical study of pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller-part1: fundamental analysis on rotor-stator interaction. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1997, 119: 647~652
- 118 Qin W, Tsukamoto H. Theoretical study of pressure fluctuations downstream of a diffuser pump impeller-part2: effects of volute, flow rate and radial gap. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1997, 119: 653~658
- 119 Justen F. Experimental investigation of unsteady flow phenomena in a centrifugal compressor vaned diffuser of variable geometry. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1999, 121: 763~771
- 120 Koumoutsos A, Tourlidakis A, Elder R L. Computational studies of unsteady flows in a centrifugal compressor stage. *Proc Instn Mech Engrs*, Part A, 2000, 214: 611~633
- 121 Rai M. Unsteady three-dimensional Navier-stokes simulations of turbine rotor-stator interaction. AIAA Paper 87-2058, 1987. 1~28
- 122 Shum Y K P, Tan C S, Cumpsty N A. Impeller-diffuser interaction in a centrifugal compressor. *ASME Journal of Turbomachinery*, 2000, 122: 777~786
- 123 Engeda A. The unsteady performance of a centrifugal compressor with different diffusers. *Proc Instn Mech Engrs*, Part A, 2001, 215: 585~599

- 124 Akin O, Rockwell D. Flow structure in a radial flow pumping system using high-image-density particle image velocimetry. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1994, 116: 538~544
- 125 Akin O, Rockwell D. Actively controlled radial flow pumping system: manipulation of spectral content of wakes and wake-blade interactions. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 1994, 116: 528~537
- 126 Wernet M P. Digital PIV measurements in the diffuser of a high speed centrifugal compressor. AIAA Paper 98-2777, 1998
- 127 Wernet M P. Flow field investigation in the diffuser of a high speed centrifugal compressor using digital particle imaging velocimetry. *Mea Sci Tech*, 2000: 1007~1022
- 128 Wernet M P. Development of digital particle imaging velocimetry for use in turbomachinery. *Experiments in Fluids*, 2000, 28: 97~115
- 129 Manish Sinha. Rotor-stator interactions. Turbulence Modeling and Rotating Stall in a Centrifugal Pump with Diffuser Vanes: [Dissertation]. Baltimore: Johns Hopkins University, 1999
- 130 Manish Sinha, Joseph Katz. Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser vanes I: on flow structures and turbulence. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 2000, 122: 137~144
- 131 苏莫明, 胡春波, 洪灵. 离心压缩机环列叶栅叶片不稳定脉动力的确定. *甘肃工业大学学报*, 1996, 22(4): 32~37
- 132 党政, 席光, 王尚锦. 扩压器叶片安装角对离心式回转动静相干叶排内部非定常流动的影响. 见: 中国工程热物理学会会议论文, 青岛, 2000-10. 北京: 科学出版社, 2001
- 133 刘立军, 徐忠, 张玮. 离心式压气机模型级内非定常流动的数值试验. *航空动力学报*, 2002, 17(1): 58~64
- 134 赵晓路, 肖翔. 使用确定应力模型研究离心压气机叶片相互作用. *工程热物理学报*, 2001, 22(4): 423~426
- 135 王彤, 谷传刚. 设计工况下离心压气机内部动静部件耦合非定常流动的数值模拟. *机械工程学报*, 2001, 37(3): 20~29
- 136 谷传刚. 旋转离心叶轮与叶片扩压器间耦合流动的数值分析. *工程热物理学报*, 2002, 23(3): 315~318
- 137 Rai M M, Madavan N K. Multi-airfoils Navier-Stokes simulations of turbine rotor-stator interaction. *ASME Journal of Turbomachinery*, 1990, 112: 37~52
- 138 袁新. 三维非定常黏性流动的数值方法及其应用. *清华大学学报(自然科学版)*, 1997, 37(2): 39~42
- 139 袁新. 热力叶轮机械内部的全三维复杂流动数值模拟研究点滴. *上海汽轮机*, 2000, 1: 12~19
- 140 邹正平, 徐力平. 叶轮机械三维非定常流动数值模拟的研究. *航空学报*, 2001, 22(1): 10~14
- 141 张玮, 徐忠. 叶轮机械内部流动测量及动静相互作用的实验研究进展. *流体机械*, 2001, 8: 6~10

THE RESEARCH DEVELOPMENT OF INTERNAL FLOW IN CENTRIFUGAL TURBOMACHINERY*

LIU Ruitao XU Zhong

Institute of Fluid Machinery, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China

Abstract Any advances in the internal flow of centrifugal turbomachinery was obtained with the development of measurement techniques and numerical methods. In this paper, the research development in the past half century of the internal flow in centrifugal turbomachinery is comments. This review includes: flows inside the impeller and diffusers, tip leakage flows, the unsteady flows between impeller and diffuser. Research achievements in this field are summarized and some reviewed are made based on author's research work.

Keywords centrifugal turbomachinery; tip clearance; unsteady flow; internal flow

* The project supported by the National Natural Science Foundation of China (59876028).