

文章编号:1000-8055(2011)03-0662-08

叶片式径向扩压器负荷分布影响

曹 四, 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国家级重点实验室, 北京 100191)

摘 要: 以某典型负荷离心压气机径向扩压器为例, 采用数值模拟的方法, 在级环境下分析了径向扩压器前加载、后加载以及叶根前加载叶尖后加载三种负荷分布对离心压气机总体性能的影响; 并通过对分析扩压器内二次流等参数, 讨论了负荷分布影响的内在机制。对比计算结果表明, 叶根前加载叶尖后加载的负荷分布形式能够降低扩压器的流动损失, 对离心压气机的总性能更为有利。

关 键 词: 负荷分布; 二次流; 数值模拟; 叶片式径向扩压器; 离心压气机

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Effects of loading distribution on a vaned diffuser

CAO Si, LIU Bao-jie

(National Key Laboratory of Science and Technology on Aero-Engine Aero-thermodynamics,
School of Jet Propulsion, Beijing University of Aeronautics and Astronautics,
Beijing 100191, China)

Abstract: The effects of loading distribution on a vaned diffuser of a highly loaded centrifugal compressor were numerically investigated by NUMECA. Three kinds of loading distributions, i. e. : forward loading, backward loading and hub/tip loading, were discussed. Their effects on the vaned diffuser and the flow mechanism were analyzed. It is demonstrated that the vaned diffuser with hub/tip loading could achieve the best performance.

Key words: loading distribution; secondary flow; numerical simulation;
vaned diffuser; centrifugal compressor

符号表

B	叶片数	r	半径
m	子午面流线长度	p	静压力面静压(MPa)
W_{mbi}	子午面速度	$\bar{V}_\theta$	平均周向速度
h^+	压力面静焓	h^-	吸力面静焓

高负荷离心压气机广泛应用于涡轴和小型涡喷/涡扇发动机上, 经过半个多世纪的发展, 离心压气机的研究取得了巨大的成就, 离心压气机的压比不断取得新的突破, 性能不断提高, 出现了双级离心等形式的高效率、高压比紧凑压缩系统^[1]。

径向扩压器是离心式叶轮机械的关键部件,

一般叶轮出口的气流动能占叶轮耗功的 25%~50%, 能否将这部分动能有效地转化为压力能, 不但决定了径向扩压器性能高低, 而且决定了离心压气机性能的优劣。由于离心叶轮出口气流速度高, 而且很不均匀, 再加上离心叶轮出口宽度很小, 以及径向扩压器入口与离心叶轮出口非常接

收稿日期: 2010-03-04; 修订日期: 2010-06-18

作者简介: 曹四(1986—), 男, 湖南临湘人, 硕士生, 主要从事离心压气机设计研究。

近,两者之间存在强烈的非定常相互作用,这使得高负荷离心压气机径向扩压器的设计非常具有挑战性. Moore 等人通过对 Eckardt 设计的一个低压比离心压气机进行研究,指出其叶轮效率达到 95.4%,而级效率却远远小于这个数值,其原因主要是径向扩压器损失很大^[2]. 因此发展高效径向扩压器设计技术对高负荷离心压气机研究具有重要意义.

叶片式径向扩压器是航空发动机离心压气机中普遍采用的一种结构形式. 叶片式径向扩压器入口半无叶区流动组织对于其性能具有重要影响,因此有相当多的研究重点关注了扩压器的入口形式. 第一种方法是对直角扩压器叶片前缘进行扭曲的方法来改善扩压器进口的流动^[3-5]. 第二种方法是改变扩压器导叶前缘形状^[6-8],比如说半高导叶、楔形等扩压器形式. 此外,管式扩压器也是由于其燕尾形的前缘形状能够更好地适应离心叶轮出口的复杂流动,从而能够获得较好的气动性能^[9-10].

当前的叶片式扩压器多采用的是几何造型方法,难以控制负荷分布沿流向的变化,而本文采用了课题组内发展的一套通过给定负荷分布 $\partial(r\bar{V}_\theta)/\partial m$ 进行叶片造型的程序,通过给定环量沿流向的导数来控制径向扩压器沿流向的负荷分布. 因此,本文能够较为方便地研究叶片式径向扩压器负荷分布的影响. 当前关于扩压器负荷分布规律,及其内部流动机理的研究还不是很多,本文旨在促进这方面的研究.

1 数值模拟方法

本文采用的三维数值模拟软件为通用软件 NUMECA. 研究的离心压气机典型设计参数如表 1 所示,这是一种高比转速的跨声高压比离心压气机,其径向扩压器入口马赫数为 0.9. 为了分析负荷分布对径向扩压器以及离心压气机性能的影响,采用了对比计算的方法.

在可压流动中,径向扩压器环量沿流向的导数 $\partial(r\bar{V}_\theta)/\partial m$ 与扩压器负荷分布之间存在如下对应关系^[11]:

$$h^+ - h^- = \frac{2\pi W_{\text{mbl}}}{B} \frac{\partial(r\bar{V}_\theta)}{\partial m} \quad (1)$$

本文对比分析了两种不同的负荷分布规律,如图 1 所示,分别为前加载、后加载. 图 2 给出了三种扩压器的造型对比,第一种扩压器采用前加载,负荷分布规律沿展向一致,是直叶片;第二种

扩压器采用后加载,负荷分布规律沿展向一致,也是直叶片;而第三种扩压器根部采用前加载,而尖部采用后加载,叶片前半部分是扭曲的. 为了简化说明,在下面的分析中分别以编号 I, II, III 来表示这三种扩压器.

定常计算求解三维定常的 Navier-Stokes 方程组,差分格式采用二阶迎风格式,湍流模型采用

表 1 离心压气机主要设计参数

Table 1 Design requirements of the centrifugal compressor

部件	参数	数值
叶轮	进口轮毂半径/mm	43.0
	进口轮缘半径/mm	91.5
	叶轮出口半径/mm	126.0
	叶片数	12+12
径向扩压器	进口半径/mm	132.5
	出口半径/mm	172.25
	进出口宽度/mm	14.5
	叶片数	24
	流量/(kg/s)	3.8
	转速/(r/min)	44000
	总压比	5.1
	比转速	0.983
	叶轮进口叶尖相对马赫数	1.36
	径向扩压器入口马赫数	0.9

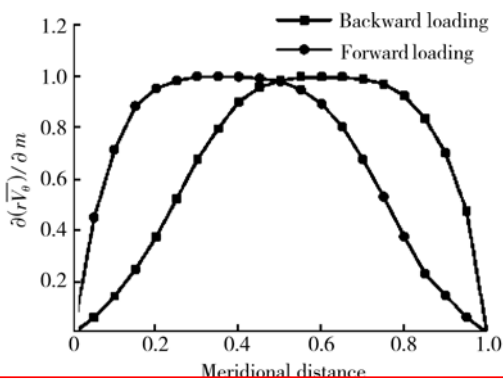


图 1 负荷分布形式

Fig. 1 $\partial(r\bar{V}_\theta)/\partial m$ distribution

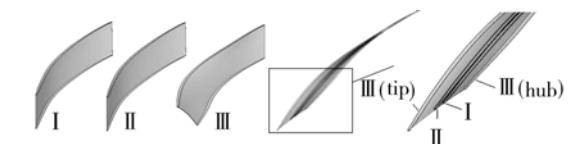


图 2 三种扩压器造型

Fig. 2 Three types of vaned diffusers

方程 Spalart-Allmaras 模型. 为了加速收敛, 计算使用了多重网格技术. 为了使计算分析更加具有代表性, 本文三种径向扩压器的计算均带有相同的离心叶轮和轴向扩压器, 而且其进出口半径和气流角完全一致. 图 3 给出了叶轮和径向扩压器计算域网格以及叶轮和径向扩压器之间交接面处的网格. 叶轮网格采用简单 H 型网格, 在前后缘加密刻画其几何形状; 对于径向扩压器, 由于其倾角较大, 故采用了 I 型网格, 以保证网格质量. 离心叶轮沿流向网格为 189 站, 每个槽道内展向网格为 45 站, 周向为 33 站, 展向间隙区内网格为 9 站; 径向扩压器沿流向网格为 217 站, 每个槽道内展向网格为 45 站, 周向为 37 站; 轴向扩压器沿流向网格为 205 站, 每个槽道内展向网格为 45 站, 周向为 37 站, 这样整个计算域共有 136 万网格, 从而保证壁面第一道网格的 Y^+ 在 5 左右.

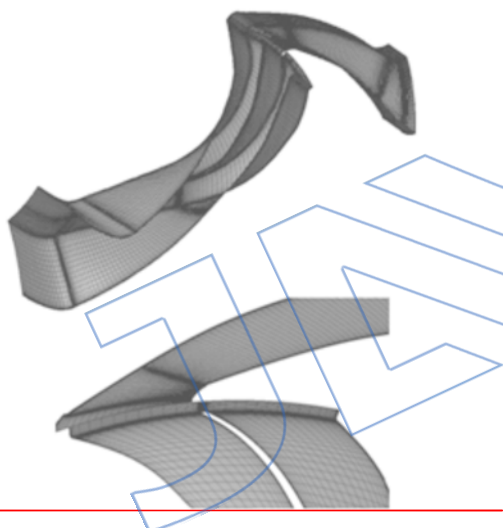


图 3 计算网格

Fig. 3 Computational mesh

2 计算结果分析

2.1 扩压器对离心压气机总性能的影响

图 4 是三种配有不同负荷分布径向扩压器的离心压气机设计转速下的特性图对比. 由于三组离心压气机的叶轮和轴向扩压器都是相同的, 故三者之间的区别是由于扩压器及其与离心叶轮匹配引起的; 离心叶轮的单独计算结果表明, 其堵塞流量 4.08 kg/s 大于离心压气机级的堵塞流量, 即该离心压气机的堵塞流量是由扩压器的性能决定的.

从图 4 可以清楚地看出扩压器Ⅲ的堵塞流量和设计点效率是最高的. 扩压器Ⅲ堵塞流量为

4.03 kg/s , 较扩压器Ⅰ, Ⅱ的堵塞流量分别大了 0.7% 和 1.85% ; 扩压器Ⅲ在设计点效率为 83.3% , 较扩压器Ⅰ, Ⅱ设计点效率分别高了 0.4 个百分点和 0.8 个百分点. 也即在叶片式径向扩压器根部采用前加载、尖部采用后加载的情况下, 离心压气机不仅流通能力加强, 而且效率更高.

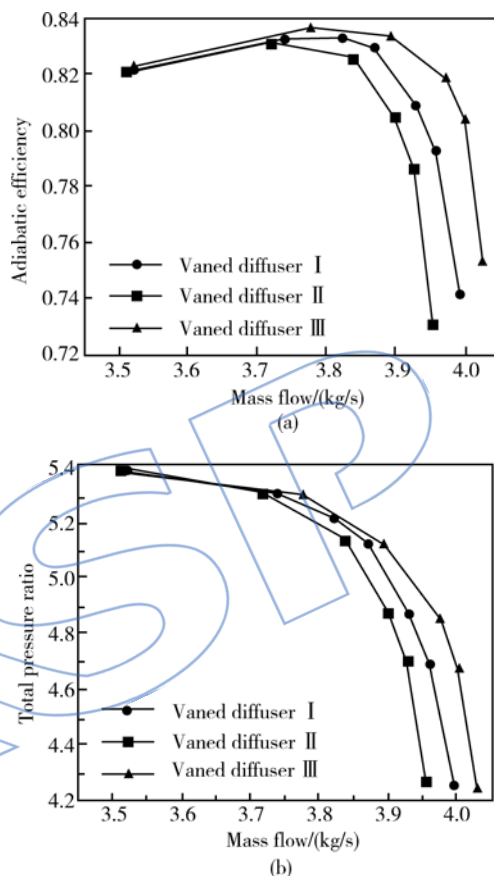


图 4 带不同扩压器的离心压气机级特性

Fig. 4 Effect of the diffusers on the compressor performance

图 5 给出了从离心压气机级计算结果中提取出的叶轮特性. 由于该离心压气机是双级离心压气机的第一级, 其比转速较高, 超出了离心压气机最佳比转速设计范围, 因此叶轮的效率较低, 设计点仅为 89% 左右. 从图 5 可以看出, 三种扩压器对叶轮的工作特性影响较小, 三条特性线基本重合.

对比图 4 和图 5 可以确认, 导致离心压气机总性能提高的根本原因就是扩压器性能的改善, 扩压器与叶轮的匹配只是使叶轮工作点在其特性线上发生了移动. 图 6 是从级模拟结果中提取出的扩压器总压恢复系数随流量的变化, 从中可以清楚地看到, 扩压器Ⅲ除近失速点附近之外, 其损失明显低于其他两个扩压器, 从而促使离心压气

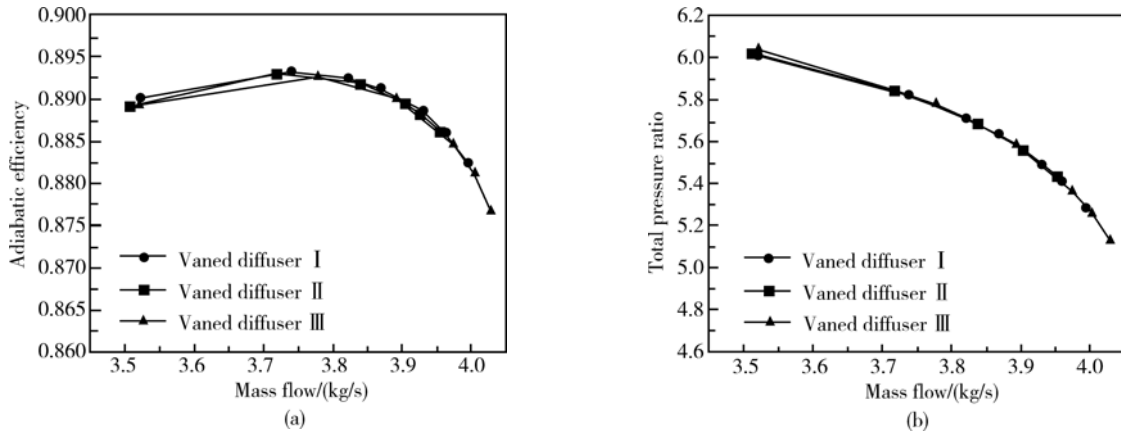


图5 三种扩压器对叶轮性能的影响

Fig. 5 Effect of the diffusers on the impeller performance

机效率明显提高;同时扩压器Ⅲ的堵塞流量明显高于其他两个扩压器的,表明其具有更强的流通能力。

图7、图8和图9分别是三种扩压器的入口段马赫数、静压和速度矢量三维计算结果的周向平均分布。图中的“LE”指叶片扩压器前缘。从马赫数的分布可以看出扩压器Ⅱ的喉部马赫数明显大于其他两者,因此其堵塞最严重,流量最小;而扩压器Ⅲ的喉部马赫数最低,因此其堵点流量最大。对于压力分布,扩压器Ⅰ、Ⅱ为直叶片,造型沿展向没有变化,参数沿展向分布比较均匀,而扩压器Ⅲ前缘发生扭曲,其前缘静压沿展向分布并不均匀。从速度分布的对比可以看出,三个扩压器入口都不存在明显的回流。

2.2 对扩压器内部二次流的影响

通过控制叶片的负荷分布规律,能够有效地控制叶片根尖的相对马赫数分布,进而控制叶片通道内的二次流。首先对比分析三种径向扩压器叶片表面的二次流。图10、图11给出了三种扩压器设计点叶片近壁面和近端壁的马赫数和流线分

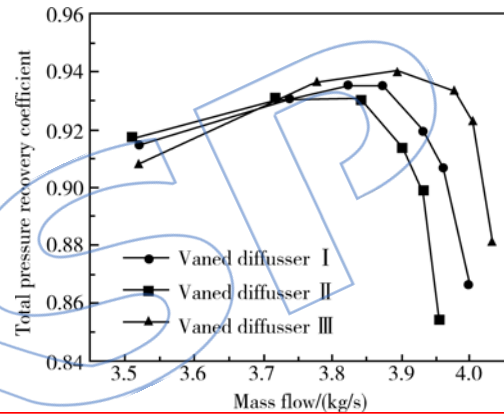


图6 三种扩压器的总压恢复系数随流量的变化

Fig. 6 Total pressure recovery coefficient of three diffusers

布。图中“LE”和“TE”分别指叶片扩压器前缘和尾缘。从图10可以清楚地看到,扩压器Ⅰ、Ⅱ在压力面存在明显的角区分离现象,而扩压器Ⅲ则较好地控制住了压力面大尺度的三维角区分离现象。

下面分析扩压器两个端壁处的二次流动。如图11所示,三种扩压器两个端壁处均存在周向迁

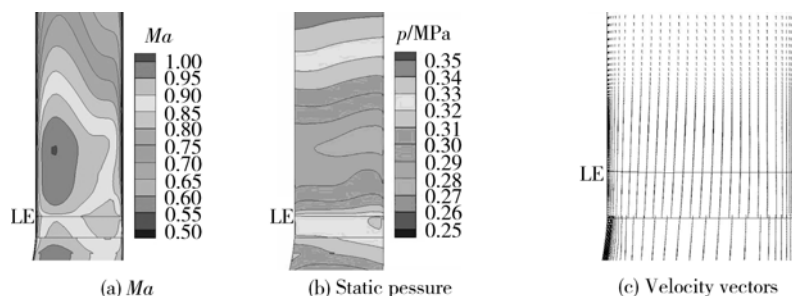


图7 近堵点工况下扩压器Ⅰ进口周向平均参数分布

Fig. 7 Circumferentially averaged results at the inlet region of diffuser I (near chock)

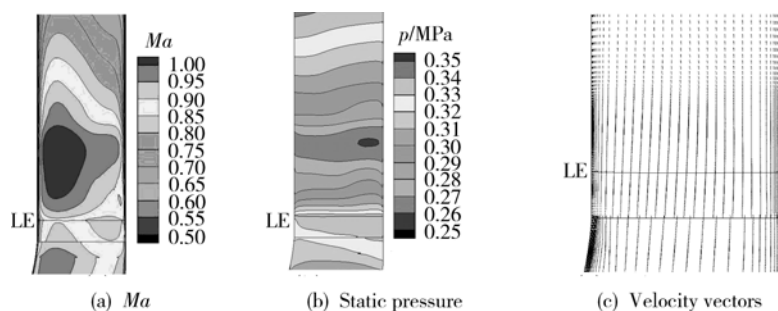


图 8 近堵点工况下扩压器 II 进口周向平均参数分布

Fig. 8 Circumferentially averaged results at the inlet region of diffuser II (near chock)

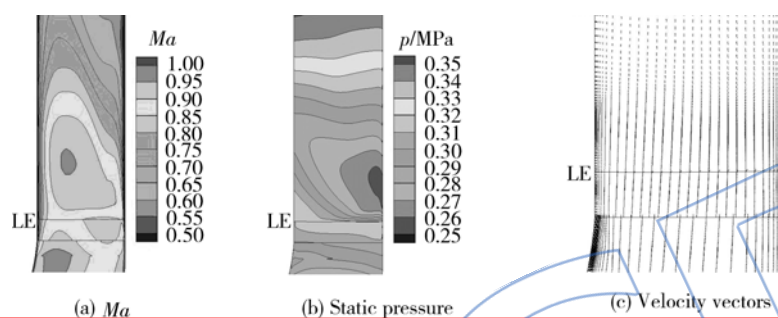


图 9 近堵点工况下扩压器 III 进口周向平均参数分布

Fig. 9 Circumferentially averaged results at the inlet region of diffuser III (near chock)

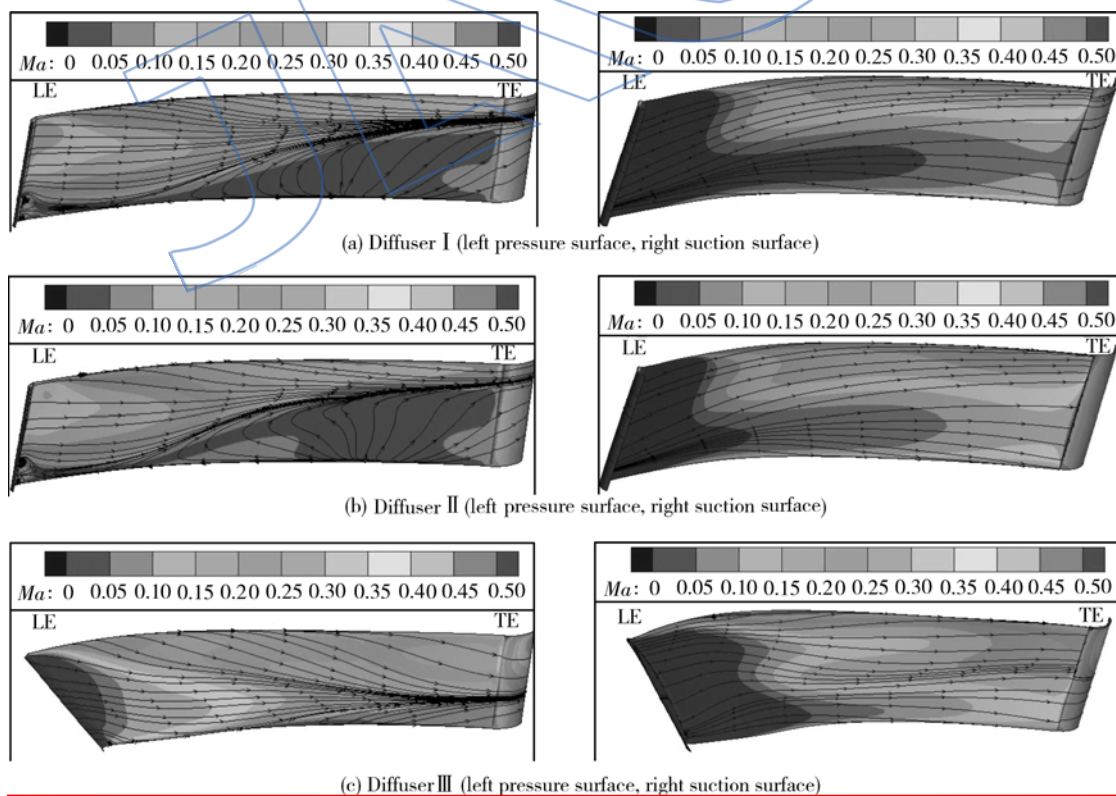


图 10 设计状态下扩压器表面的马赫数和流线分布

Fig. 10 Mach number and streamlines near the surfaces of the diffusers (design point)

移,只不过前加载的扩压器 I 更为明显一些,但是均匀后加载也未能有效抑制流体的周向迁移.需要强调的是在离心压气机径向扩压器中,由于径向压力梯度的存在,导致两个端壁处的二次流是

从叶片的吸力面流向压力面一侧,这必然导致径向扩压器叶片压力面一侧流动恶化.

2.3 对扩压器根尖压力分布的影响

图 12、图 13 和图 14 分别是三个扩压器近轮

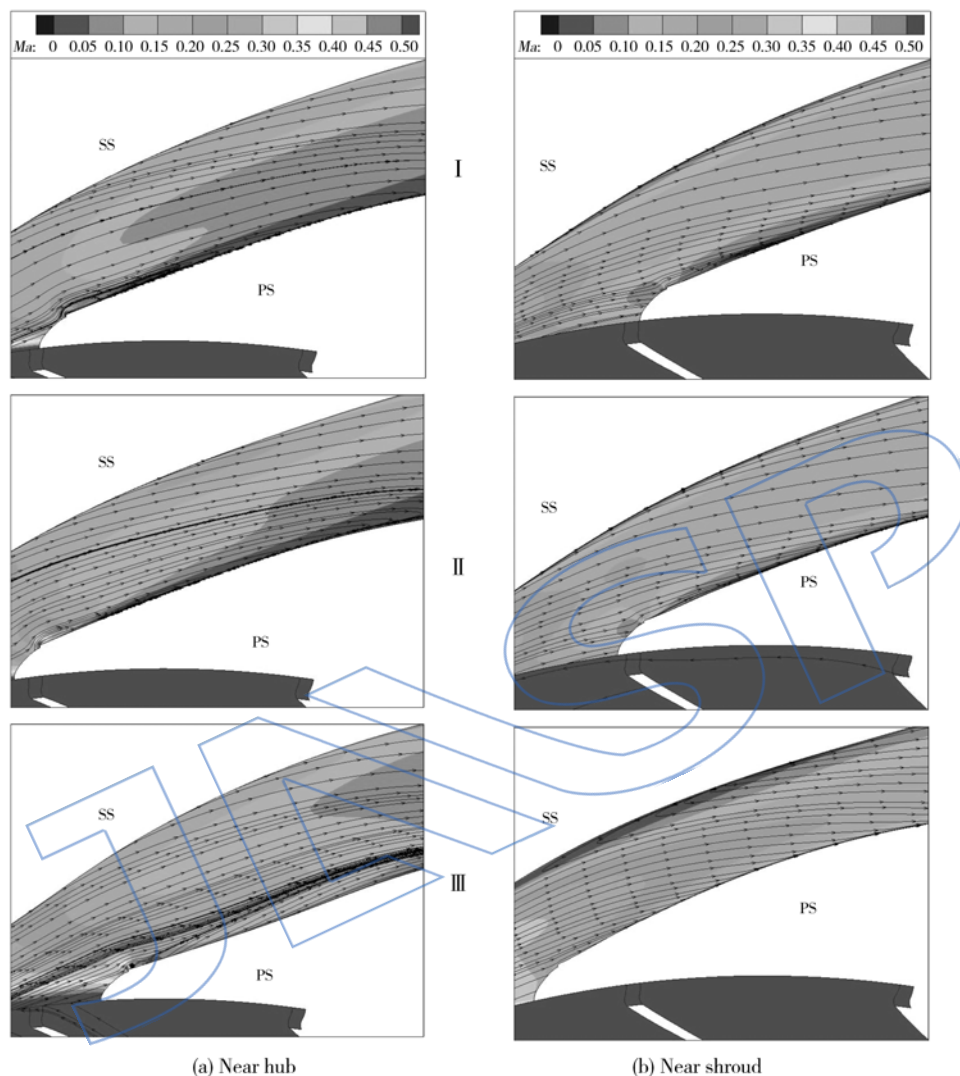


图 11 设计状态下扩压器近端壁处的马赫数和流线分布

Fig. 11 Mach number and streamlines near the wall of the diffusers (design point)

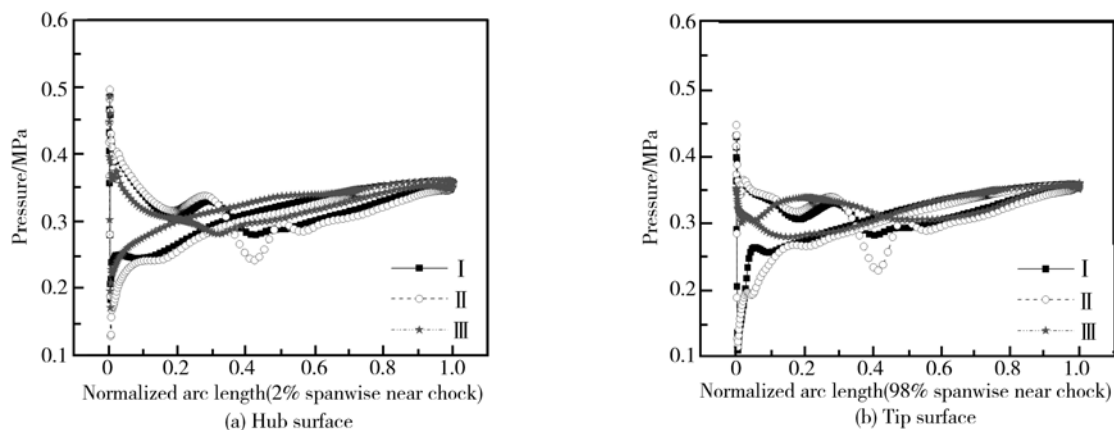


图 12 近堵点工况下扩压器表面静压分布

Fig. 12 Pressure distribution on the diffuser blades near chock point

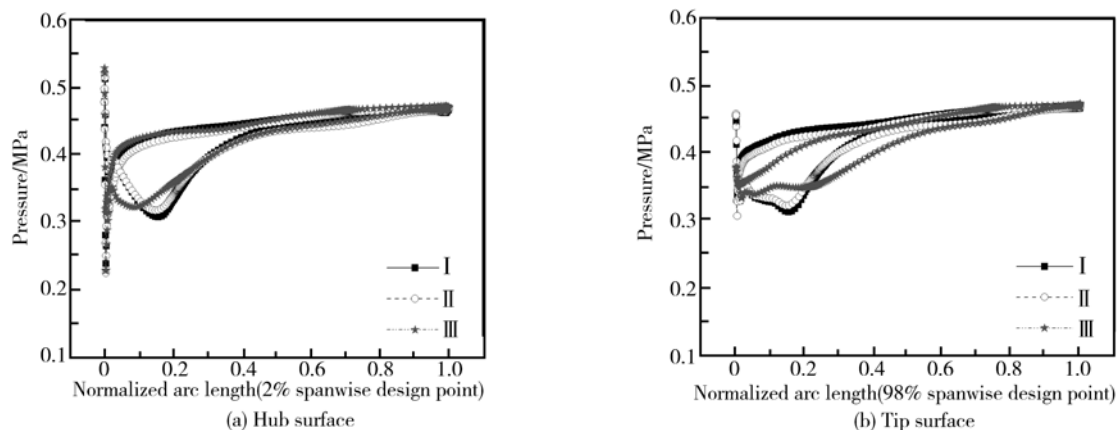


图13 设计工况下扩压器表面静压分布

Fig. 13 Pressure distribution on the diffuser blades at design point

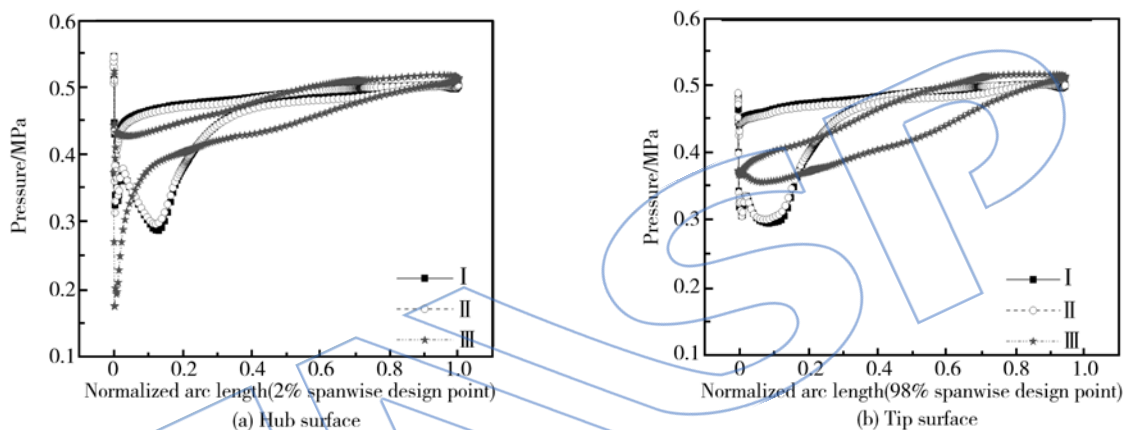


图14 近失速工况下扩压器表面静压分布

Fig. 14 Pressure distribution on the diffuser blades near stall point

毂表面和近轮缘表面在近堵点、设计点和近失速点时的叶型表面压力沿叶片单位弧长的分布. 在近堵点、设计点和近失速点, 扩压器 I, II 在根尖截面叶型表面的压力分布相差不大. 相比之下, 扩压器 III 叶片表面的压力分布则发生了明显变化, 其尖部截面实现了有效的后加载. 由图 3 可以看出, 根尖不同加载形式使得扩压器 III 进口是扭曲的, 其尖部相对于根部明显前掠, 这是促使扩压器 III 尖部能够实现后加载的主要原因, 其机理类似于轴流压气机前掠叶片的情况^[12].

3 结 论

以某典型负荷离心压气机径向扩压器为例, 采用数值模拟的方法, 在级环境下分析了径向扩压器前加载、后加载以及叶根前加载叶尖后加载三种负荷分布对离心压气机总体性能的影响, 讨论了负荷分布影响的内在流动机制. 得到的以下主要结论更适用于高压比跨声离心压气机.

1) 对于直叶片造型的径向扩压器, 扩压器前加载较后加载不仅堵塞流量大, 而且效率也有所提高. 相比之下, 尖部后加载, 根部前加载的三维叶片造型具有更大的堵塞流量, 效率也更高.

2) 尖部后加载, 根部前加载的三维叶片造型抑制了扩压器压力面的三维角区分离, 这是它比常规直叶片具有更低损失的根本原因.

3) 尖部后加载, 根部前加载的三维叶片造型能够实现尖部有效后加载的另一个原因是它的尖部相对于根部有效前掠了, 从而利用了前掠的效应.

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, Transactions of the ASME, 1995, 117 (2): 205-212.
- [2] Moore J, Moore J G. Three dimensional viscous calculations for assessing the thermodynamic performance of cen-

- trifugal compressors—Study of the Eckardt compressor [R]. AGARD CP 282, 1980.
- [3] Jansen M, Rautenbery M, Bammert K. On the influence of the diffuser inlet shape on the performance of a centrifugal compressor stage[C]//Proceedings of ASME Turbo. Expo., Phoenic, A Z; ASME, 1983.
- [4] Pampreen R C. The use of cascade technology in centrifugal compressor vaned diffuser design[J]. ASME Journal of Engineering for Power, 1972, 94(3): 187-192.
- [5] 高星. 斜流-离心双级压气机内部复杂流动与设计方法研究[D]. 北京:北京航空航天大学, 2008.
- GAO Xing. The complex flow mechanism and design method of mixedflow-centrifugal two-stage compressor [D]. Beijing; Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [6] Ybshinaga Y, Kaneki T, Kobayashi, et al. A study of performance improvement for high specific speed centrifugal compressors by using diffusers with half guide vanes [J]. ASME Journal of Fluids Engineering, 1987, 109(4): 359-367.
- [7] Casartelli E, Saxer A P, Gyarmathy G. Numerical flow analysis in a subsonic vaned radial diffuser with leading edge redesign [J]. ASME Journal of Turbomachinery, 1999, 21(1): 119-126.
- [8] Ohta Y, Goto T, Ohta E. Effects of tapered diffuser vane on the flow field and noise of a centrifugal compressor [J]. Journal of Thermal Science, 2007, 16(4): 301-308.
- [9] Cumpsty N A. Compressor aerodynamics [M]. England: Longman Scientific and Technical, 1990.
- [10] Peeters M, Sleiman M. A numerical investigation of the unsteady flow in centrifugal stages[R]. ASME 2000-GT-426, 2000.
- [11] 石建成, 高星, 刘宝杰. 跨声速离心叶轮负荷分布的影响分析[J]. 推进技术, 2008, 29(4): 458-464.
- SHI Jiancheng, GAO Xing, LIU Baojie. Effects of loading distribution on a transonic centrifugal compressor [J]. Journal of Propulsion Technology, 2008, 29(4): 458-464. (in Chinese)
- [12] Denton J D, Xu L. The exploitation of three dimensional flow in turbomachinery design [J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1999, 213(2): 125-137.