

文章编号: 1000-8055(2009)08-1785-07

进口管道对离心压气机性能影响的数值模拟

张 军¹, 马宏伟¹, 何 洪², 吉建波²

(1. 北京航空航天大学 航空发动机气动热力重点实验室, 北京 100191;

2. 柴油机增压技术国防科技重点实验室, 大同 037036)

摘 要: 用数值模拟研究了不同进口管道对离心压气机性能的影响. 计算模型包括进口管道、离心叶轮、无叶扩压器、蜗壳和出口管道. 计算结果表明, 不同的进口管道导致离心压气机的实际性能曲线明显变化. 当进口管道较长和直径较小时, 其对应的压比和效率较低, 堵塞流量较小, 这是因为进口管道改变了进口处的攻角条件. 如果比较压气机的折合性能, 则进口管道的影响相对较小, 但当进口管道较长以及直径较小时, 对应的折合堵塞流量仍然较小.

关 键 词: 进口管道; 离心压气机; 蜗壳; 攻角; 堵塞流量

中图分类号: V231.3

文献标识码: A

Numerical simulation of effects of the inlet pipe on the performance of a centrifugal compressor

ZHANG Jun¹, MA Hong-wei¹, HE Hong², JI Jian-bo²

(1. National Key Laboratory on Aero-Engines,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;

2. National Key Laboratory of Diesel Engine Turbocharging Technology,

Datong 037036, China)

Abstract: Steady-state simulation including the impeller, vaneless diffuser and volute with different configurations of inlet pipe was carried out to investigate the effects of inlet pipe on the compressor performance. The results show that the uncorrelated performance curve varies obviously with different inlet pipes. When the inlet pipe is longer in length or smaller in diameter, the pressure ratio and choked mass flow of the compressor become smaller. It is because the existence of inlet pipe changes the incidence angle at the impeller inlet which determines the performance of the compressor. If compared by correlated performance, the influence of the inlet pipe is relatively smaller. However, the correlated choked mass flow is still smaller when the inlet pipe is longer in length or smaller in diameter.

Key words: inlet pipe; centrifugal compressor; volute; incidence; choked mass flow

离心压气机的性能与叶轮进口的流动结构密切相关, 由于不合适的进口配置导致的压气机进口的不均匀, 使得压气机的性能受到影响. 文献[1]对两种不同进口管道, (直管道和弯管道) 对离心压气机性能的影响进行了试验研究, 结果表明

由于弯的进口管道在压气机进口处产生了一定的二次流, 使得叶轮进口处攻角和总压分布不均匀, 导致性能有明显的降低. 文中还对弯进口管道进行了一定的改进, 使得其产生的进口不均匀程度变小. 文献[2]针对文献[1]中的两种不同的进口

收稿日期: 2008-07-17; **修订日期:** 2008-11-06

基金项目: 国防科技重点实验室基金; 国家自然科学基金(50776004)

作者简介: 张军(1985-), 男, 湖北石首人, 博士生, 主要从事叶轮机气动热力计算研究.

管道以及改进后的弯进口管道对离心压气机性能的影响进行了数值模拟,结果表明改进后的进口管道将压气机的效率提高了 3 %。文献[3]通过在离心风扇的进口管道中布置整流器试图减小和消除叶轮进口的不均匀,并进行了对比试验,结果表明选择一定结构形式的整流器,可以提高风扇的性能,并能降低噪声。文献[4]通过在离心压气机进口导叶前布置径向畸变网,对进口径向畸变的影响进行了试验,他们得到的结果表明径向畸变网的存在提高了压比和效率,同时使喘振边界向小流量方向移动。参考文献[5-7]比较详细的研究了整级离心压气机和蜗壳的相互作用。

在涡轮增压器试验台中,当其离心压气机的进气管道较长,有可能对压气机的性能造成了一定的影响。本文中通过给定相同的出口管道,改变进口管道的长度和直径研究了进口管道的影响。文中首先描述了计算对象和计算方法,然后针对某个转速对不同进口管道进行了定常计算,得到了压比和效率特性曲线,最后分析了进口管道对性能的影响以及原因。

1 模型和计算方法

1.1 几何模型

计算对象包括进口管道,整排叶轮,无叶扩压器,蜗壳和出口管道。离心压气机叶片数为 8,包括 8 个分流叶片,这里计算了表 1 中几种不同进口管道的流场。

表 1 进口管道及说明

Table 1 Description of the inlet pipes

符号	进口管道的长度和直径
Buf	只有过渡段,前面没有进口管道
15D100	进口管道长度 1.5 m,直径为 100 mm
5.5D100	进口管道长度 5.5 m,直径为 100 mm
5.5D150-100	长度 5.5 m,直径从 150 mm 收缩到 100 mm

表 1 中各情况下,叶轮进口前都有一个过渡段,不同的进口管道都是加在这个过渡段之前的,图 1 是两种不同的进口管道的几何模型,上面的管道长度为 5.5 m,直径为 100 mm,即进口管道为 5.5D100。下边的进口管道长度为 5.5 m,直径在一端为 150 mm,然后收缩到另一端为 100 mm,即进口管道为 5.5D150-100 的情况。



图 1 进口管道几何模型

Fig. 1 Geometry model of inlet pipe

图 2 是一个完整的计算几何模型,进口管道为 5.5D150-100,出口管道长度为 1.37 m。以过渡段进口也就是进口管道的出口作为计算总压比和效率的进口参考截面,图中为计算参考截面 I,以蜗壳出口下游 1.24 m 作为计算压比和效率的出口参考截面,图中为计算参考截面 II。当进口管道为其他情况时,出口管道不变,计算压比和效率的参考面和上述情况是完全相同的。

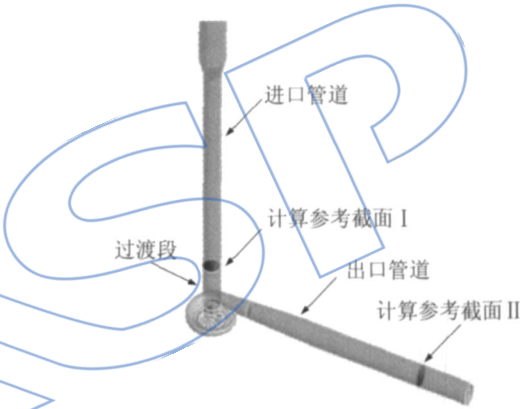


图 2 5.5D150-100 的计算模型

Fig. 2 Computational model of case 5.5D150-100

1.2 计算网格

叶轮和无叶扩压器的网格由 Turbo Grid 生成,为了简化计算,叶轮没有叶尖间隙。整周叶轮和扩压器的单元数为 421 120。由于蜗壳的几何比较复杂,所以用非结构的四面体网格对其进行划分,而且在蜗舌附近进行了加密,四面体单元数为 622 498,进出口管道的网格没有列出。

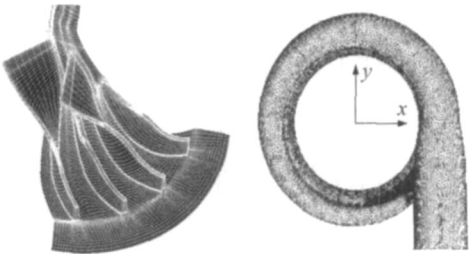


图 3 叶轮,无叶扩压器和蜗壳的网格

Fig. 3 Mesh of the impeller, diffuser and volute

1.3 计算方法和边界条件

采用 CFX 进行全隐式定常求解,选用二阶精度, $k-\omega$ 湍流模型,在壁面附近应用壁面函数,在转静交界面用 Frozen Rotor 模型.收敛准则是均方根残差 $RMS < 5 \times 10^{-5}$,而且关键参数如总压比,效率不变化.进口管道入口处给定总温 290.15 K (17 °C),总压 90 kPa,壁面设置为无滑移绝热固壁,压气机转速 $n = 59000 \text{ r/min}$,出口给定背压,不断提高背压得到性能曲线.

2 计算结果和分析

2.1 与试验结果的比较

为了便于比较,在计算整级离心压气机(包含进出口管道,蜗壳)性能的同时,也对单个流道的情况进行了计算,就是不考虑进出口管道和蜗壳,只计算压气机和扩压器的情况,此时只需计算一个流道,给定周期性边界条件,计算压比和效率的参考截面分别是叶轮进口和无叶扩压器出口.整级计算的进口管道为 5.5D150-100,出口管道长 14 m,与试验情况相同.图 4 比较了试验值,单流道计算和整级计算的结果,图中性能曲线的横坐标为实际流量.

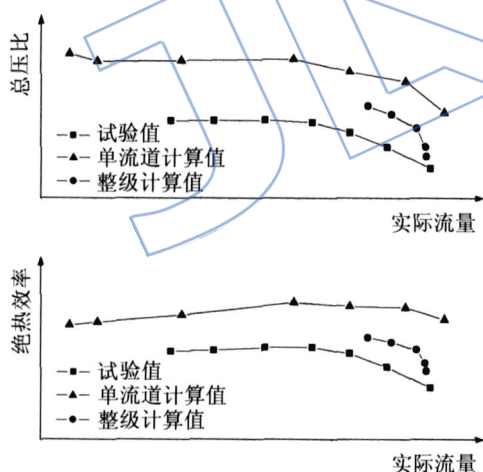


图 4 总压比和效率比较

Fig. 4 Comparison of total pressure ratio and efficiency

从图 4 可以看到,由于单流道计算的压比和效率只包括叶轮和扩压器,不计入进出口管道和蜗壳的损失,所以比试验值和整级计算都高.整级计算时的总压比和效率也比试验值高,主要是因为这里没有考虑叶顶间隙.单流道计算情况下,喘点流量和堵点流量和试验值都比较接近.整级计算的堵点流量和试验值也相差不大,但是喘点流量则比试验值和单流道情况下小得多,当实际流

量比较大时已经无法收敛,这与该流量下叶轮背压的不均匀有关.

图 5 是当实际流量处于近喘点流量时,扩压器出口 50 %高度的静压沿周向的分布.图中周向角度的定义见图 3, x 轴表示 0° , y 轴表示 90° .从图 5 中可以看到,静压沿周向分布很不均匀,在蜗舌附近静压很高,在其他周向位置则较小,这是由于叶轮和蜗壳的之间强烈的相互作用引起的.因为整级计算是采用定常计算,且采用的是冻结转子法,计算时认为叶轮和蜗壳没有相对运动,所以导致蜗舌附近对应的流道的背压总是很高,从而在较高的流量下就无法计算收敛.而实际的流动是非定常的,尽管流量减小时,也会出现背压沿周向不均匀的情况,但是各流道的背压是不断变化的,不会存在某个固定的流道背压一直很高,所以实际的喘点流量小于这里的定常的计算值.而对于单流道计算,因为给定是周期性边界条件,各个流道的背压相同,所以喘点流量也比较小.可见整级定常计算没有能够获得完整的性能曲线,但是用于研究进口管道对性能的影响是可以的.

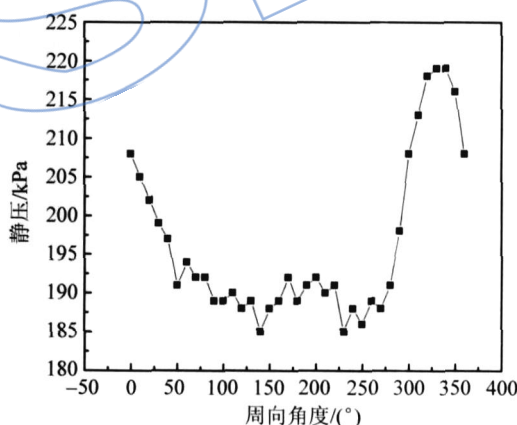


图 5 无叶扩压器出口 50 %高度静压沿周向分布

Fig. 5 Static pressure along circumferential direction at 50 % height at the diffuser outlet

2.2 进口管道对性能的影响

针对不同的进口管道,计算了以下 4 种情况: Buf, 1.5D100, 5.5D150-100 和 5.5D100,具体见表 1.图 6 比较了 4 种情况下的性能曲线,图中性能曲线的横坐标是实际流量.

从图 6 可以看到,在 Buf 情况下,堵塞流量最大为 $m = 0.932 \text{ kg/s}$,相同流量下的压比最高.对于进口管道为 1.5D100 的情况,性能曲线相对 Buf 稍微左移,堵塞流量相比 Buf 有所减小,总压比略小于 Buf,效率除了在近堵塞工况时有差别,其他流

量下基本上和 Buf 相同. 对于进口为 5. 5D100 的情况, 性能曲线向左移得最多, 堵塞流量最小, 为 $m = 0. 876 \text{ kg/s}$, 相同流量下的压比和效率也最低. 从图中还可以看到, 当流量减小时, 各进口管道下的性能曲线之间的差别有一定的减小的趋势.

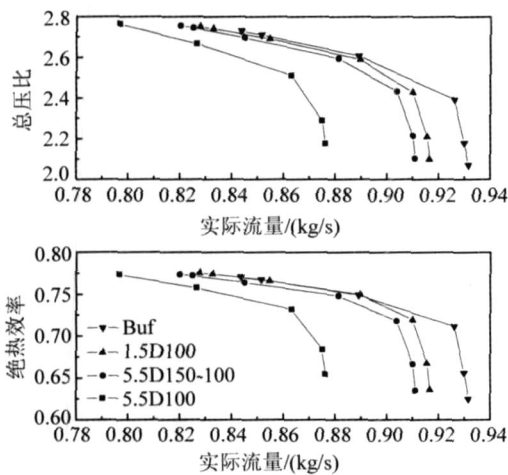


图 6 压比和效率特性比较

Fig. 6 Comparison of total pressure ratio and efficiency

在实际的压气机性能试验中, 为了使性能曲线不受进气条件影响, 用换算参数来表示特性曲线. 结合这个情况, 图 7 给出了不同进口管道的以折合流量表示的性能曲线, 以图 2 中计算参考截面 I 上的流量平均总温总压作为进口条件来计算折合流量.

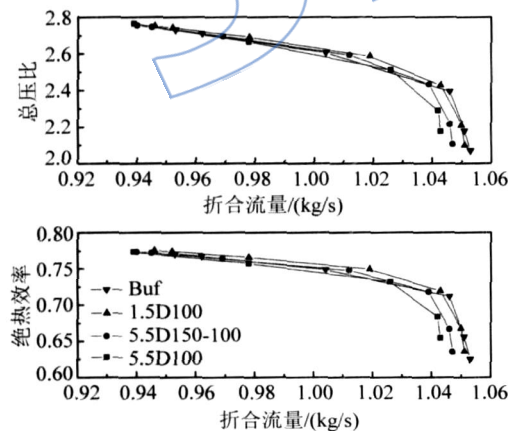


图 7 压比和效率特性比较

Fig. 7 Comparison of total pressure ratio and efficiency

图 7 中以 Buf 情况对应的折合性能曲线为基准, 因为 Buf 情况下, 没有进口管道, 计算参考截面 I 上的总压分布是均匀的. 从图 7 中可以看到, 经过换算后, 不同进口管道对应的压气机性能的差别较小, 但是可以看到和 Buf 仍然存在一定的

差别, 进口管道 Buf 的堵塞流量仍然最大, 其次分别为 1. 5D100, 5. 5D150-100, 5. 5D100 对应的堵塞流量最小. 对于总压比和效率, 除去在堵塞流量附近, 在其他流量下 1. 5D100 比 Buf 略高, 而其他两种情况与 Buf 几乎相同.

由于图 7 是由图 6 进行换算得到, 以下参照图 6 来分析进口管道影响压气机性能的原因.

2.3 计算结果分析

文献[1] 认为进口管道影响压气机性能的原因是不同的进口管道对应于不同的叶轮进口条件, 诸如总压分布, 攻角条件, 而这些条件决定着压气机的性能. 对应于文中的情况, 不同长度和直径的进口管路产生了不同的总压损失以及不均匀程度, 从而导致了不同的叶轮进口条件. 定义进口管道产生的总压损失系数

$$\omega = \frac{p_{t0} - p_{t1}}{p_{t0}} \tag{1}$$

p_{t0} 是进口管道入口处的总压, p_{t1} 是进口管道的出口处的流量平均总压. 对于在过渡段前没有进口管道的情况即 Buf, 就没有损失. 图 8 是各进口管道情况下的总压损失系数随流量变化的曲线.

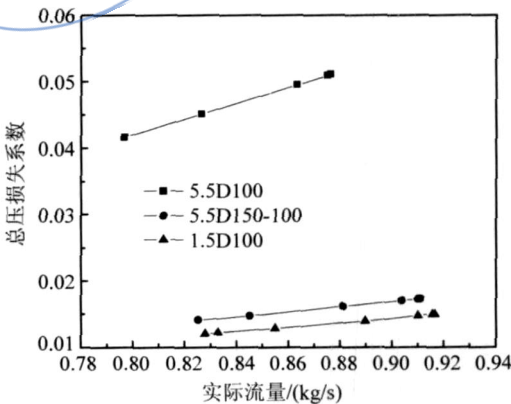


图 8 各进口管道总压损失系数-流量曲线

Fig. 8 Characteristic of total pressure loss coefficient

从图 8 可以看到, 总压损失与流量几乎成正比, 因为流量越大, 气流速度越大, 损失也就越大. 比较情况 1. 5D100 和 5. 5D100, 管道长度越长, 损失越大. 而 5. 5D150-100 比 5. 5D100 产生的总压损失要小很多, 是因为相同的流量下, 管道直径越大, 流速则越低, 从而造成的总压损失也就越小.

图 9 给出了 5. 5D150-100 和 5. 5D100 情况下在几乎相同的流量下进口管道出口处的总压和总温沿管道径向的分布, 实际流量分别为 $m =$

0. 825 kg/ s 和 $m = 0. 827 \text{ kg/ s}$,从图中可以看到 ,进口管道为 5. 5D150-100 的出口总压高 ,因为在相同的流量下 ,管道直径越大 ,流速则越低 ,从而造成的总压损失也就越小 ,对于总温 ,两种情况下的出口总温分布相差很小 ,这是因为总温代表总能量 ,管道的存在不会改变总能量的分布 .

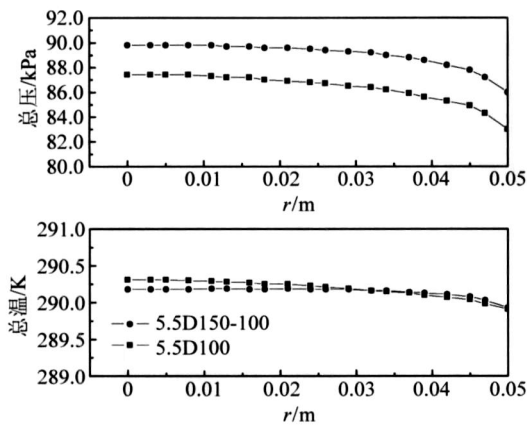


图 9 进口管道出口总压和总温沿半径方向分布

Fig. 9 Total pressure and total temperature along radial direction at the exit of the inlet pipe

由于叶轮入口处近似为一维流动 ,这里根据一维管流流量公式

$$m = k \cdot \frac{P_1}{\sqrt{T_1}} \cdot q(\lambda_1) \cdot A \tag{2}$$

从式(2)可以看到 ,如果流量相同 ,在总温相同的条件下 ,总压越小 ,则轴向流量系数 $q(\lambda_1)$ 越大 ,在亚声速的情况下 ,对应的轴向速度也就越大 .图 10 给出了 5. 5D150-100 和 5. 5D100 情况下叶轮入口处的轴向速度分布 ,对应的流量和图 9 的情况相同 .从图 10 可以看到 ,由于进口管道 5. 5D100 产生的总压损失比 5. 5D150-100 大 ,叶轮入口的总压较小 ,在几乎相同的流量下 ,叶轮入口处的轴向速度较大 .这里进口管道 5. 5D100 对应的面积平均进口轴向速度 $V_a = 120. 4 \text{ m/ s}$,而 5. 5D150-100 对应的 $V_a = 115. 9 \text{ m/ s}$.进口轴向速度分布不同 ,在转速相同的情况下 ,则压气机进口的攻角不同 ,导致压气级的负荷不同 ,从而压比和效率不同 .

为了定量比较此时这两种不同进口管道对应的叶轮进口处的攻角分布 ,在每个流道进口前设置一条参考线 ,如图 11 所示 .

参考线位于大叶片前缘前方 ,几乎平行于叶片前缘 ,参考线周向角度分别设定为 $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 135^\circ, 180^\circ, 225^\circ, 270^\circ$ 和 315° .以参考线上的相对

速度和周向的夹角作为相对气流角 ,该角度越小 ,则对应于叶片的攻角越大 .

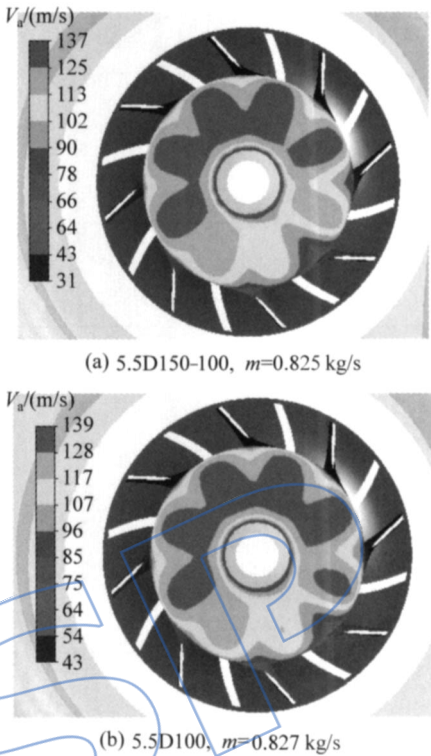


图 10 叶轮进口处的轴向速度分布

Fig. 10 Contours of axial velocity at the impeller inlet

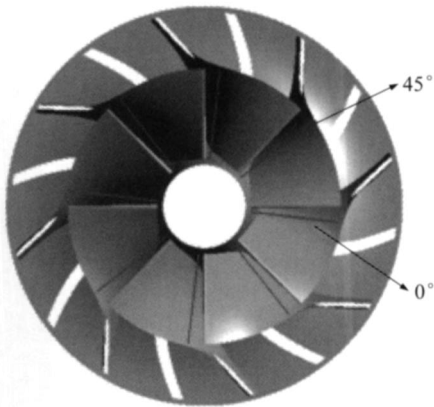


图 11 进口气流角参考位置

Fig. 11 Referenced lines for comparing incidence angle before the leading edge

图 12 是两种进口管道 (5. 5D150-100 和 5. 5D100) 在 8 个周向位置的气流角沿叶片展向的分布 ,实际流量分别为 $m = 0. 825 \text{ kg/ s}$ 和 $m = 0. 827 \text{ kg/ s}$.从图中可以看到 ,在 $0^\circ, 45^\circ$ 和 315° 周向位置处 ,进口管道为 5. 5D150-100 所对应的相对气流角相比 5. 5D100 的对应值明显偏小 ,在其

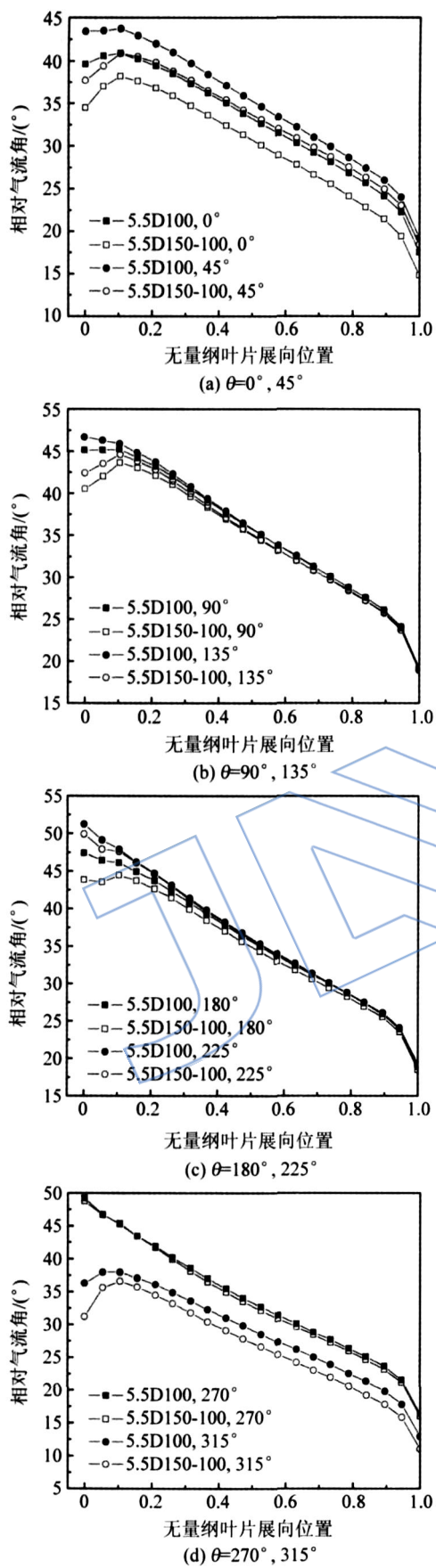


图 12 各周向参考位置的相对气流角沿叶片展向的分布
Fig. 12 Comparison of spanwise distribution of relative flow angle at the reference lines between the two inlet pipes

他的周向位置上,也是 5.5D150-100 的对应值较小,但是差别相对较小.因此就是对于每一个叶片,5.5D150-100 对应的攻角都大,攻角大,意味着压气机的负荷较高,从而压比较高,这就解释了图 6 中的不同进口管道对应的总压比的变化情况.

另一方面,不同的进口管道对应于不同的堵塞流量,这里仍然比较 5.5D150-100 和 5.5D100,从图 6 中可以看到,进口管道为 5.5D100 时的堵塞流量为 $m=0.876\text{ kg/s}$,而 5.5D150-100 对应的堵塞流量 $m=0.911\text{ kg/s}$.类似于前面的分析,可以得到堵塞流量下,进口管道 5.5D100 对应的叶轮进口处面积平均轴向速度 $V_a=129.8\text{ m/s}$,而对于 5.5D150-100 对应值为 $V_a=130.3\text{ m/s}$.

图 13 给出了进口管道 5.5D150-100 和 5.5D100 堵塞工况下 4 个周向位置的气流角沿叶片展向的分布,其他 4 个周向位置的情况基本相同,没有给出.

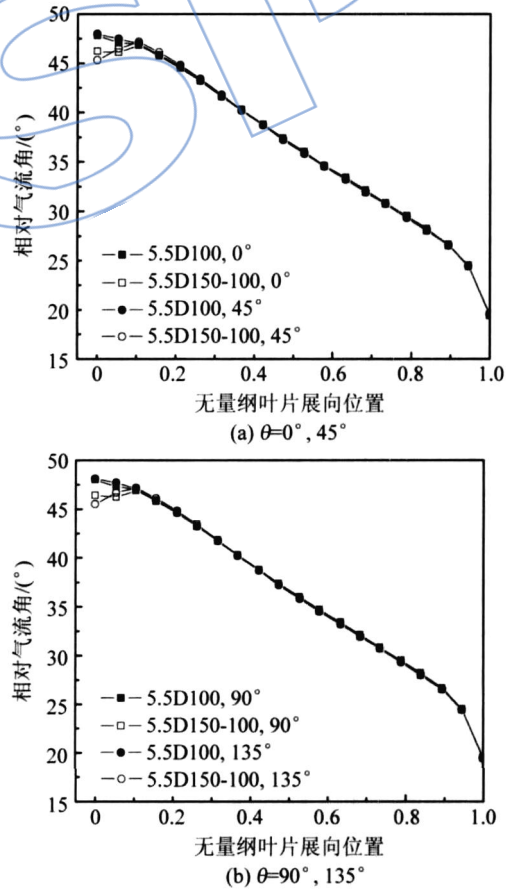


图 13 堵塞流量下各周向参考位置的相对气流角沿叶片展向的分布

Fig. 13 Comparison of spanwise distribution of relative flow angle at the reference lines between the two inlet pipes under choked mass flow

从图 13 中可以看到,进口气流角除了在叶根部分有少许不同,在大部分的叶高位置处相对速度气流角完全相同.可见,对于这两种不同的进口管道,堵塞工况下的叶轮进口的速度分布(大小和方向)几乎完全相同.而对于叶轮入口处的总压,从图 8 可以看到,5.5D100 情况下进口管道产生的总压损失较大,故 5.5D100 对应的总压比 5.5D150-100 小,故根据公式(2)可以得到其对应的堵塞流量较小.事实上,当转速一定时,在堵塞工况下,叶轮进口的轴向速度已经达到了最大值,又由于总温与进口管道无关,此时堵塞流量就取决于叶轮进口处的总压,因此进口管道产生的总压损失越大,其对应的堵塞流量就越小,正如图 6 和图 8 所示.

以上从压气机的进口工作条件解释了图 6 中各性能曲线之间存在差别的原因.对于图 7,由于用折合流量来表示性能曲线,一定程度上消除了由于进口总压不同对压气机性能的影响,因此不同的进口管道对应的性能曲线之间差别较小.从这个角度来看,不同的进口管道相当于不同的节流程度,主要改变的是压气级进口处总压的大小,而总压的不均匀程度相差不大,所以对压气机折合性能影响相对较小.

3 结 论

采用定常数值模拟技术,对包括进出口管道,无叶扩压器和蜗壳的离心压气机进行了整级计算,主要分析了进口管道对整级性能的影响,得到以下结论:

1) 对于整级数值模拟的结果,其变化趋势与试验结果基本符合,但是由于是定常计算没有能够得到完整的性能曲线.

2) 针对不同进口管道的情况进行了数值模拟,得到了以实际流量表示的性能曲线,结果表明进口管道此时有比较明显的影响.对实际的特性进行换算后得到了压气机的折合特性曲线,此时进口管道的影响相对较小.

3) 进口管道对以实际流量表示的性能曲线影响较大的原因:进口管道越长或者直径越小,产

生的总压损失越大.在相同的流量下,进口管道总压损失越大,则叶轮进口处的轴向速度越大,从而进口气流的攻角较小,进而导致压比和效率较低.堵塞工况时,对于不同的进口管道,叶轮进口处的流动(速度的大小和方向)基本完全相同,堵塞流量取决于叶轮进口处的总压.进口管道产生的总压损失越大,则堵塞流量越小.

4) 在搭建涡轮增压器的压气机试验台中应该注意进气管道的选择,尽可能减小进口管道长度,增大管道直径,以便能准确测量压气机的性能.

参考文献:

- [1] Kim Y, Engeda A, Aungier R, et al. The influence of inlet flow distortion on the performance of a centrifugal compressor and the development of an improve inlet using numerical simulations[J]. IMechE Part A, Journal of Power and Energy, 2001, 215: 1-16.
- [2] Engeda A, Kim Y, Aungier R, et al. The inlet flow structure of a centrifugal compressor stage and its influence on the compressor performance[J]. Journal of Fluids Engineering, 2003, 125(5): 779-785.
- [3] Bayomi N N, Hafiz A A, Osman A M. Effect of inlet straighteners on centrifugal fan performance [J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47: 3307-3318.
- [4] 周颂东,温泉.进口总压径向畸变对离心压气机性能的影响[J]. 燃气涡轮试验与研究, 2005, 18(3): 10-14.
ZHOU Songdong, WEN Quan. The effects of inlet total pressure radial distortions on the performance characteristics of a centrifugal compressor[J]. Gas Turbine Experiment and Research, 2005, 18(3): 10-14. (in Chinese)
- [5] Guo Q, Chen H, Zhu X C. Numerical simulations of stall inside a centrifugal compressor[J]. IMechE Part A, Journal of Power and Energy, 2007, 221(5): 683-693.
- [6] Flathers M B, Bache G E. Aerodynamically induced radial forces in a centrifugal gas compressor: Part 2 —Computational investigation[J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1999, 121(4): 725-734.
- [7] Hagelstein D, Hillewaert K, Van den Braembussche R A, et al. Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute[J]. Journal of Turbomachinery, 2000, 122(1): 22-31.