

文章编号: 1008-8857(2025)01-0033-08

DOI: 10.13259/j.cnki.eri.2025.01.005

管壳式离心风机流动特性分析

黄雅莉, 杨爱玲, 谢志宾, 陈二云

(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘要: 针对管壳式离心风机内部气动损失较大的特点, 采用数值模拟与实验验证相结合的方法, 对管壳式离心风机内部流场结构和损失特性进行了计算与分析。结果表明, 数值模拟结果与实验结果基本吻合, 最大误差小于10%, 从而验证了该数值方法的可靠性。由于较高的转速和气流转向设计, 风机导叶段沿轴向旋涡二次流不断增大, 同时在叶栅出口存在的螺旋涡结构, 增大了风机内部冲击损失和流动损失。研究结果对管壳式离心风机的使用具有一定的指导意义, 可为该类型风机的进一步改型优化提供参考。

关键词: 管壳式离心风机; 流动特性; 流动损失; 数值模拟

中图分类号: TH432.2

文献标志码: A

Flow characteristics analysis of tube-shell centrifugal fan

HUANG Yali, YANG Ailing, XIE Zhibin, CHEN Eryun

(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Aiming at the characteristics of large aerodynamic loss in the tube-shell centrifugal fan, the internal flow field structure and loss characteristics of tube-shell centrifugal fan were calculated and analyzed combining with numerical simulation and experimental verification. Results show that the numerical simulation is basically consistent with the experimental results with the maximum error of less than 10%, which verifies its reliability. Due to the high speed and airflow steering design, the secondary flow of axial vortex in the guide vane of fan increases gradually, and there is a spiral vortex structure at the outlet of cascade, which increases the impact loss and flow loss of fan. This work has some guidance for the use of tube-shell centrifugal fans and can provide reference for further modification and optimization of fans.

Keywords: tube-shell centrifugal fan; flow characteristics; flow loss; numerical simulation

管壳式离心风机能够将机械能转变为气体能量, 在建筑、采矿、空调和消防等众多需要通风和排烟的领域有广泛的应用。另外, 由于管壳式

离心风机风压高, 风量大, 又具有结构紧凑、噪声低等特点, 在长巷道、小断面的掘进与通风环境中也体现出较大优势^[1]。

收稿日期: 2023-03-16

第一作者: 黄雅莉(1995—), 女, 硕士研究生。研究方向: 能源与动力工程。E-mail: 1981604657@qq.com

目前,国内外对管壳式离心风机的研究多采用理论分析和实验方法。董星等^[2]对管壳式离心风机的叶轮出口至导叶进口的弯段流场进行了理论分析,在一定假设条件下,得到了管壳内气流流动速度的近似计算公式,可为管壳、后导叶的设计提供理论支持。任昌玉等^[3]、杨俭^[4]对离心风机设计进行参数优化,使风机在额定工况下能够高效运行。刘少林等^[5]研究了离心风机叶型安装角径向分布对其叶轮流道内气流角及风机性能参数的影响,从而为精确控制风机叶轮流道内流动提供了参考。Liu等^[6]的研究表明,叶轮较大时离心风机蜗壳损失较大,且采用大叶轮时,离心风机流量、总压升、轴功率和声压级均增大。吴和远等^[7]通过实验得出:管壳式离心风机气动性能较好,在变工况下工作时无喘振发生,其A声级噪声随转速的增加而小幅下降。

管壳式离心风机虽具有风压高、体积小、气动噪声较低等优势,但同时也存在较大的气动损失。针对风机内部各类损失产生的机理,许多学者进行了大量研究。吴玉林等^[8]对离心叶轮典型的射流-尾迹结构进行了理论阐述。李艺铭等^[9]通过实验和数值计算,探究了不同导风锥对风机流畅的气动性能及流动特性的影响,结果表明合理设计导风锥结构能有效降低风机内部损失,提高风机效率。

本文以管壳式离心风机为研究对象,采用计算流体力学软件对风机内部流动特性进行三维定常数值模拟,探讨设计工况下其内部的气动特性和流场损失情况,以期对风机结构的优化和实际运行提供参考依据和理论指导。

1 物理模型与数值计算方法

1.1 物理模型

管壳式离心风机由离心式叶轮、轴向导流结构组成。气流沿轴向进入叶轮,经由离心叶轮赋能后,沿径向流出叶轮。由叶轮流出的气流撞到外壳前部带有倾角的导流圆锥环面上,之后沿近似轴向流入后导叶,经导叶整流后最终沿轴向流出。管壳式离心风机由集流器、叶轮、导叶扩压筒和机壳组成。这种风机结构简单,无蜗壳,气流方向

与叶轮轴心方向相同,装置所占空间较小。它吸收了离心式和轴流式风机的优点,性能曲线平坦,风压比轴流式风机的高,而其效率高于多翼风机,与相应的轴流风机和多翼风机相比,其噪声较低^[10]。

图1为管壳式离心风机计算域示意图。该计算域分为进口段、叶轮区、无叶扩压转向区、导叶区和出口段,其中叶轮区为运动区域,其余皆为静止区域。

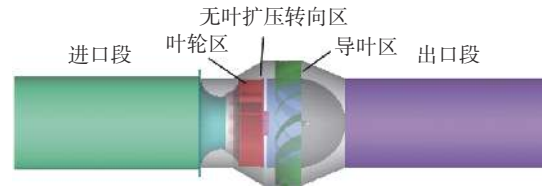


图1 管壳式离心风机计算域示意图

Fig. 1 Computational domain of tube-shell centrifugal fan

本文设计的管壳式离心风机的性能参数为:额定体积流量 $2\,000\text{ m}^3/\text{h}$,额定压升 $1\,200\text{ Pa}$,额定转速 $5\,000\text{ r}/\text{min}$ 。风机结构参数如表1所示。

表1 管壳式离心风机结构参数

Tab. 1 Structural parameters of tube-shell centrifugal fan

部件	出口 直径/mm	出口 宽度/mm	进口 安装角/(°)	出口 安装角/(°)	叶片数
叶轮	230	58	28	45	12
导叶	322	96	18	90	13

1.2 网格划分与边界条件

管壳式离心风机网格示意图如图2所示。为了更好地实现计算域的网格划分,此处不考虑叶轮进、出口处与管壳间的气体泄漏和扩压的影响。采用ICEM软件进行网格划分,且为提高近壁区流动的模拟精度,对叶轮区与导叶区进行了局部加密,网格数目总计为900万,其中叶轮区和导叶区的网格数目分别为340万、286万。经过多次计算后确定所选用网格数目,并综合考虑计算精度及计算量,以保证网格数目的选择对计算结果的影响很小。

1.3 计算方法

将整个流道内流场视为不可压稳态黏性湍流

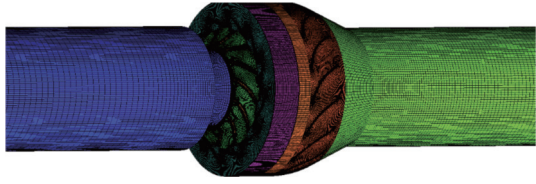


图 2 管壳式离心风机网格示意图

Fig. 2 Grid of tube-shell centrifugal fan

流动, 采用多参考坐标系模型对旋转区域和静止区域进行耦合。控制方程采用常用的 N-S 方程, 具体方程详见式(1) ~ (2)。根据 Boussinesq 湍流黏性假设, 同时采用压力-速度耦合方程组的半隐式(SIMPLEC)算法求解离散方程。风机入口边界条件为质量流量进口, 出口边界条件为自由出流, 不同子域间通过交界面实现各区域流体参数的交换。当各参数残差均小于 10^{-5} , 且进、出口截面的总压均不随时间改变时, 则视为计算结果已收敛。

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + F_x \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + F_y \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \vec{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + F_z \end{cases} \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; u 、 v 、 w 分别为速度矢量 \vec{u} 在 x 、 y 、 z 方向上的分量; p 为微元体上的压力; $\tau_{ij}(i=x, y, z; j=x, y, z)$ 为微元体黏性应力 τ 在各方向上的分量; F_x 、 F_y 、 F_z 为微元体上的体积力; t 为时间。

选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型对控制方程进行封闭求解。

2 结果分析

2.1 数值模拟结果和实验结果对比

利用进气实验装置, 通过控制节流阀调节流量, 在当时环境温度和湿度下, 计算求得风机总压并换算到标准进气状态, 同时对管壳式离心风机进行实验测量。风机进气实验装置如图 3 所示, 其中 D 为风筒直径。

忽略风机进口的泄漏损失, 对管壳式离心风机整机进行数值模拟, 得出其性能曲线, 并与实验结果进行对比, 结果如图 4 所示。可以看出, 总压的数值模拟结果与实验结果总体趋势一致, 在标准工况下总压基本相同, 在 Q/Q_s (Q 为实际流量、 Q_s 为设计流量) 为 0.6 ~ 1.1 时, 数值模拟结果与实验结果的误差小于 10%。其中: 大流量 ($Q/Q_s > 0.9$) 下, 数值模拟结果大于实验结果; 小流量 ($Q/Q_s < 0.9$) 下, 数值模拟结果小于实验结果。这是由于偏离设计工况时对模型的简化和被忽略的泄漏损失等次要因素会对数值模拟结果造成影响。总体来讲, 数值模拟结果与实验结果较为吻合, 因此风机数值模拟结果可以作为工程设计优化的参考。

此类型风机最大的缺点是存在较大的冲击损失和流动损失。为了分析流道内部的冲击损失和流动损失特征, 在风机叶轮和流通部件中取 13 个特征截面, 其中: A 截面为叶轮前盘; B 截面为叶轮中间; C 截面为叶轮后盘; D 截面为叶轮出口环面; $E \sim M$ 截面均为流通部件内部截面。风机内部截面示意图如图 5 所示。

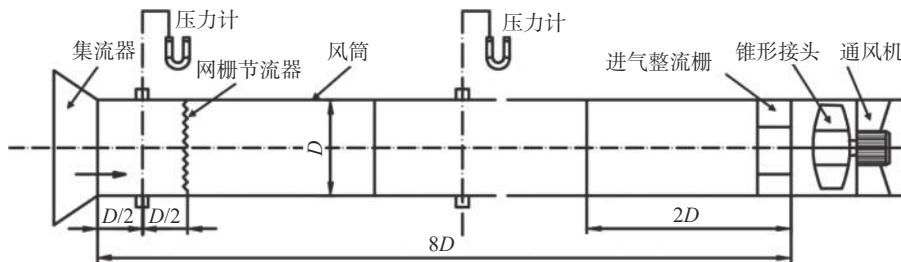


图 3 风机进气实验装置

Fig. 3 Experimental device for fan air intake

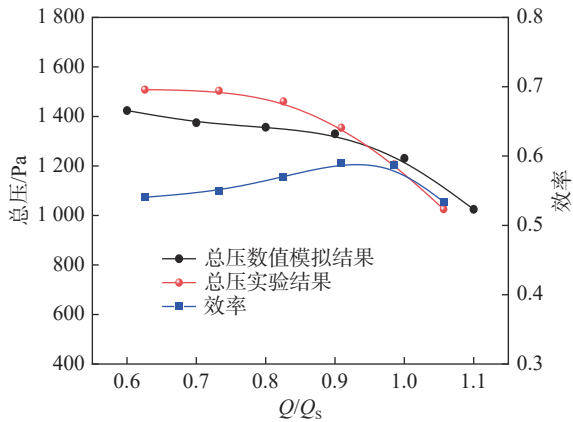


图4 风机性能曲线
Fig. 4 Performance curves of fan

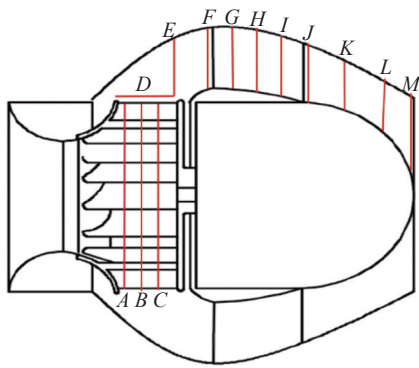


图5 风机内部截面示意图
Fig. 5 Internal cross-sections of fan

后导叶的作用主要是通过消除离开叶轮的周向速度和径向速度来实现整流和扩压。此处定义周向速度和径向速度带来的损失为动能损失，即

$$p_1 = \frac{1}{2}\rho(c_u^2 + c_r^2) \quad (3)$$

式中： c_u 为周向速度分量，m/s； c_r 为径向速度分量，m/s； p_1 为动能损失，Pa。

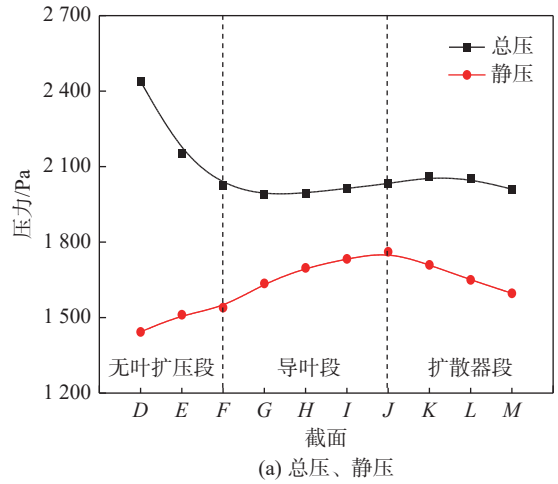
定义轴向速度带来的动压能为轴向动能，其计算式为

$$\Delta p_2 = \frac{1}{2}\rho c_z^2 \quad (4)$$

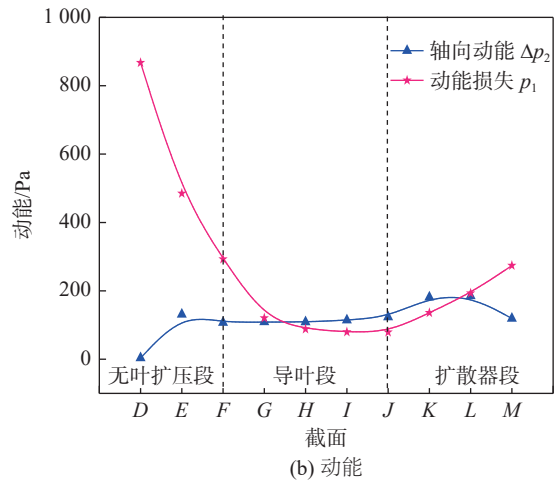
式中： c_z 为轴向速度分量，m/s； Δp_2 为轴向动能，Pa。

图6为风机不同部件内部截面总压、静压以及动能，图中 p_1 、 Δp_2 由式(3)~(4)可以得到。可以看出，在流通部件内部总压先急剧降低后缓慢升高，再缓慢下降；静压先升高后降

低，动能损失先减小后增大，轴向动能变化相对平稳。对比总压和静压的变化趋势可知，风机内部无叶扩压段有一定的扩压作用，但动能损失较大；导叶段总压相对平稳，静压有所上升，动能损失最小；扩散器段总压、静压都下降，动能损失变大。



(a) 总压、静压



(b) 动能

图6 风机不同部件内部截面总压、静压以及动能
Fig. 6 Total pressure, static pressure and kinetic energy curves of internal cross-sections in different fan parts

2.2 整体风机内部流场分析

风机内部总压分布云图和流线分布云图如图7所示。从图7(a)可以看出，在叶轮做功和导叶扩压的作用下，风机内部压力得到了提升。风机稳定运行过程中，压力过渡较为平稳，但是在叶轮和导叶区域压力分布不均匀，这是由于其结构复杂存在流动损失。从图7(b)可以看出，

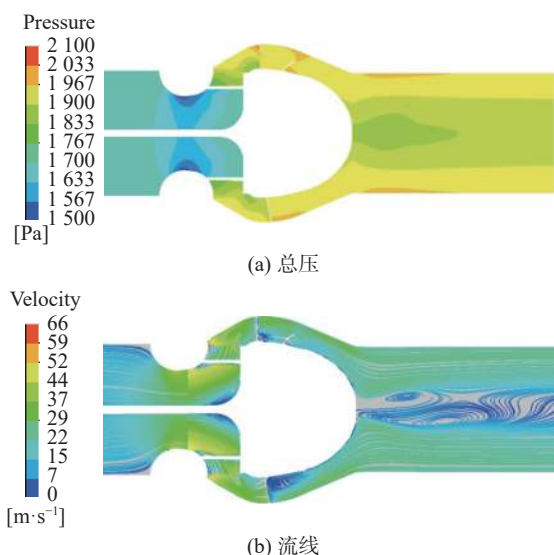


图 7 风机内部总压分布云图和流线分布云图
 Fig. 7 Total pressure cloud and streamline cloud in the fan

在风机集流器部位, 由于集流器的导流作用, 速度过渡均匀且稳步提升。经过叶轮做功, 气流速度提升较快, 轴盘圆角处速度比前盘处的小, 从而存在一个速度不均匀区, 局部流动损失较大。气体经由叶轮获得高速, 并旋转冲击到壳壁后流

经导叶, 导致气体速度梯度变化大, 从而产生严重的边界层分离。

2.3 叶轮流场分析

图 8 为风机叶轮及流道内部不同截面压力分布云图。由图可以看出, 沿径向各截面压力呈递增分布, 而沿周向叶片压力面和吸力面之间存在压差。这是由于叶轮作为风机的主要做功部件, 在旋转时对气体做功, 使得气体压力升高; 叶轮的实际设计误差和气体黏性作用的存在, 造成流道内部周向上形成典型压差结构。叶轮气流沿径向高速射出, 并受到无叶扩压段外壳的扩压导流作用, 沿流道向下游流动。由于 A 截面外缘空间小, 气流受到挤压, 压力升高且扩压分布不均匀; C 截面外缘空间较大, 气流扩压作用明显且均匀; B 截面外缘空间介于 A、B 截面之间。但是 E 截面气流压力呈现外缘高内缘低的分布, 且相比于 C 截面气流压力有所下降。这说明从叶轮内流出的高速旋转射流冲击到无叶扩压段外壳的过程造成了一定的压力损失。

图 9 为风机内部不同截面速度流线分布。可以看出, 各截面叶片前缘速度均高于尾缘速度。如图 9(a) 所示, A 截面中, 来流以一定正冲角进

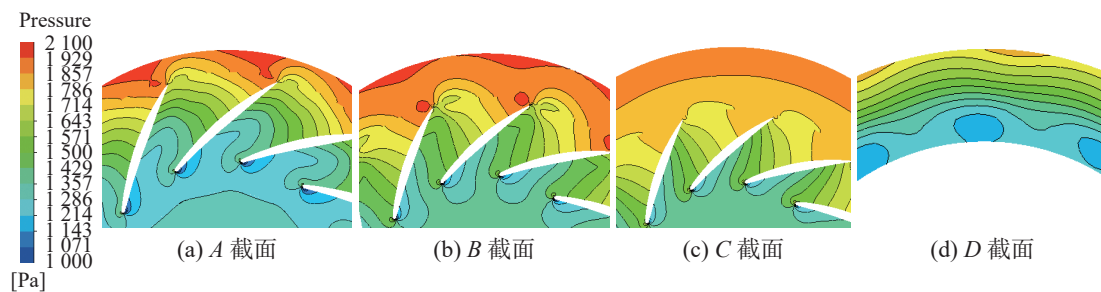


图 8 风机叶轮及流道内部不同截面压力分布云图
 Fig. 8 Pressure cloud of different cross-sections in the impeller and flow channel of fan

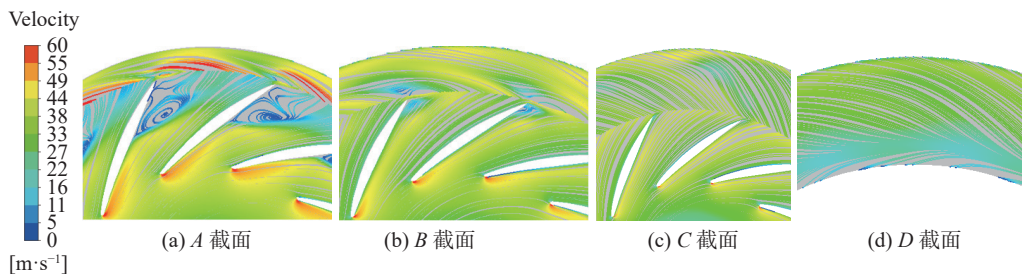


图 9 风机内部不同截面速度流线分布
 Fig. 9 Distribution of velocity streamline in different cross-sections of fan

入叶片前缘,使前缘附近吸力面存在明显的高速低压区;尾缘压力面速度和压力均高于吸力面的值,且尾缘处吸力面存在分离尾迹区,从而形成射流-尾迹流动结构。这是由于A截面在叶片出口吸力面处积累了一个低能流体区,其相对总压损失较大,气流在此处的相对速度较低,从而形成尾迹区;在压力面附近相对总压高,气流的相对速度较高,从而形成了射流区。

对比图9中其他截面流线图可知,沿轴向,叶片前缘高速低压区慢慢缩小,叶轮流道内相对速度越来越小且分布均匀,射流-尾迹结构呈减弱趋势。这是源于叶轮叶片进口边与轴平行,其进口边各处进口安装角和圆周速度是相同的,而各处气流速度是不均匀的,所以各处气流角是不同的,来流将以一定冲角进入叶片前缘;与此同时,A截面中圆角的存在也会导致流道内部转弯处气流分布不均匀。另外,对比图9中不同截面外缘处速度流线分布可知,A截面扩压作用不明显,气体受挤压作用,加重了尾缘附近的射流-尾迹现象,无叶扩压段的整流扩压作用也不明显,E截面中气流速度呈外高内低现象。

Moore等^[11]基于径向出流通道流速实验测量结果,明确提出了射流-尾迹流动结构的存在。这种现象是流体黏性、边界层和二次流动共同作用的结果,也是由离心叶轮中真实流体流动所受的全部作用力共同作用的结果。图10为叶轮出口不同截面沿周向总压和相对速度分布($X=0$ 表示压力面, $X=1$ 表示吸力面)。A截面的总压和相对速度较高,变化幅度最为剧烈。C截面的总压和相对速度最为平稳,B截面的结果介于两者之间。A截面和B截面中,叶片压力面的总压和相对速度皆高于吸力面的值。但是C截面叶片吸力面的总压和相对速度均大于压力面的值。这与理论分析结果基本一致。造成这种现象的原因是因为C截面气流更为平稳。图10中总压和相对速度的周向分布结果与Moore等^[11]的实验测量结果吻合。这也从侧面证实了离心叶轮射流-尾迹结构的存在。

2.4 导叶内部流场分析

图11为导叶在90%、50%和10%叶高处不同截面流线速度云图。可以发现:不同叶高处流

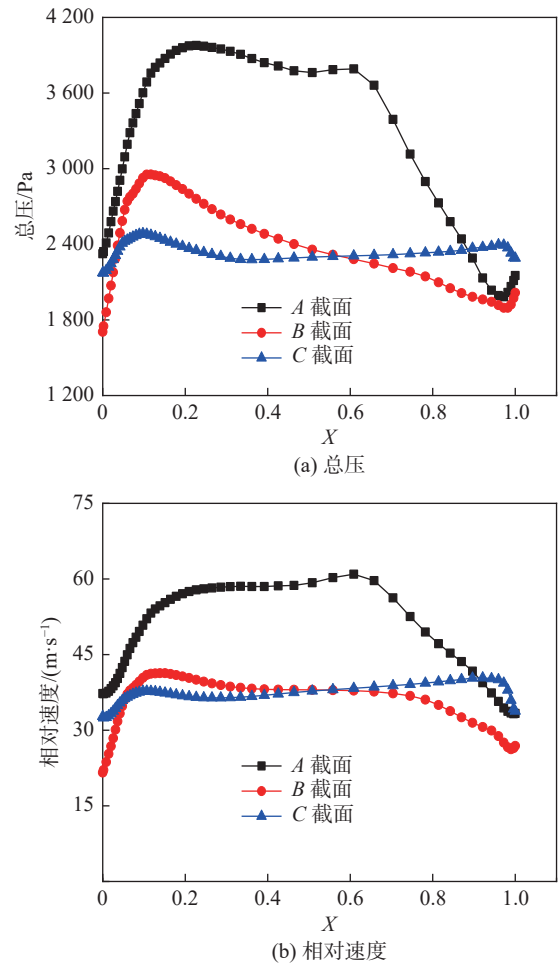


图10 叶轮出口不同截面沿周向总压和相对速度分布
Fig. 10 Distribution of circumferential total pressure and relative velocity in different cross-sections of impeller outlet

线图中叶片凸侧速度皆高于凹侧速度,叶片凹侧从前缘到尾缘都存在不同程度的旋涡分离;从叶顶到叶根,流道速度整体减小,叶片凹侧靠近轮毂处旋涡二次流与分离明显,且与凸侧来流相互挤压造成阻塞现象。涡流损失和冲击损失在凹侧均增大。

图12为导叶垂直轴向截面流线速度和压力云图。可以发现,在整个流道中,轮缘侧速度和压力明显高于轮毂侧的值,且沿流道方向速度不断降低,压力缓慢升高,但叶片凹侧形成的旋涡沿流道发展扩大,移动到流道下游中间并形成一低压区。这是由于上游旋转冲击射流造成导叶流道内压力在轴向和径向分布紊乱,径向速度和轴向速度变大,造成导叶整流扩压作用不明显。

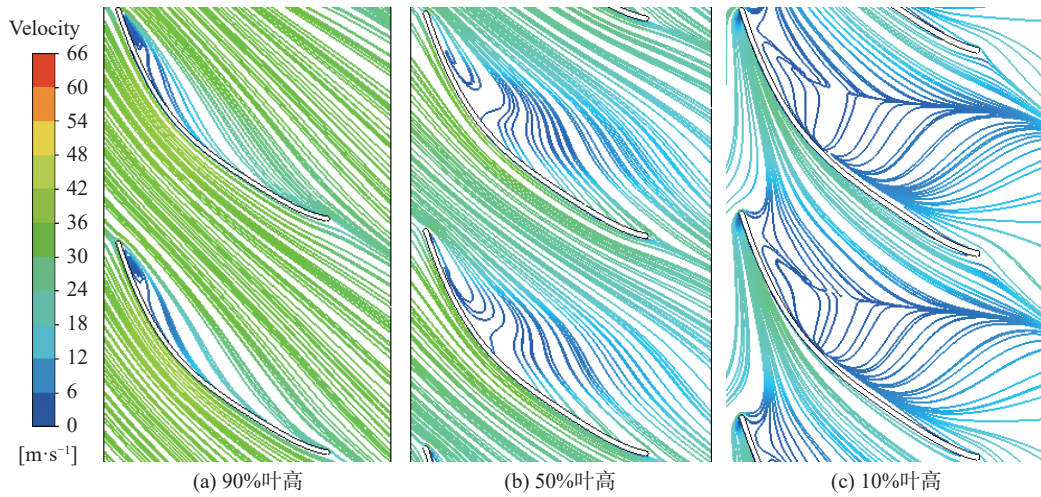


图 11 导叶不同叶高处截面流线速度云图

Fig. 11 Cross-section streamline velocity contours at different blade heights of guide vane

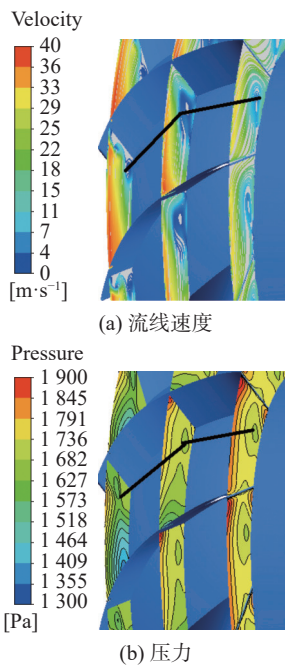


图 12 导叶垂直轴向截面流线速度和压力云图

Fig. 12 Axial cross-section streamline velocity and pressure cloud of vertical guide vane

2.5 风机流道内部流场分析

图 13 为风机尾部三维流线。可以看出, 导叶流出的气流经扩散器后依然是以螺旋形向后发展, 但气流速度有所上升, 并在风机出口达到最大, 同时在风机出口轴心位置形成了螺旋涡结构, 因此可能会产生流动损失。为了进一步观察导叶出口下游流场的变化, 在导叶出口区域作一

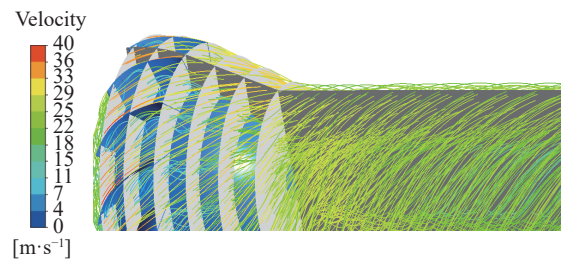


图 13 风机尾部三维流线

Fig. 13 Three-dimensional streamline of fan tail

子午面, 并给出了不同截面流线速度和压力云图, 结果如图 14 所示。

结合图 14 可知: 沿轴流方向, 机壳附近不同轴截面的压力和速度皆高于导流锥表面的值; 从导叶流出的气流向下游发展, 在 K 截面上仍能观察到周期性的旋涡二次流和不均匀低压区; 不同轴截面的速度沿轴向不断变大, 压力分布逐渐变得均匀但值不断变小。这也印证了螺旋涡结构并没有起到扩压作用, 反而增大了流体在扩散器段的流动损失。同时, 气流流出风机后, 在导流锥后的轴线上有一个较大的旋涡形成, 这仍然会增加流动损失, 不利于提高风机的压升。

3 结论

基于数值模拟和实验测试, 对管壳式离心风机性能进行了预测, 并分析了设计工况下风机内

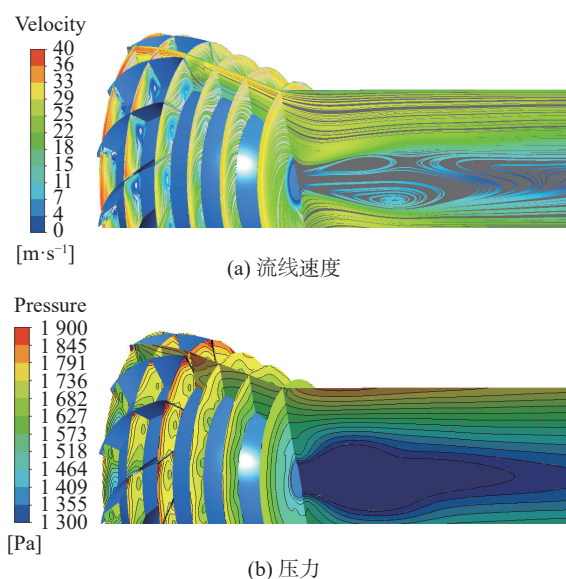


图 14 风机尾部流线速度云图和压力云图

Fig. 14 Streamline velocity and pressure cloud of fan tail

部流场和损失特性，得出结论为：

(1) 对不同流量下风机内部总压进行了数值模拟与实验验证，结果表明：总压的数值模拟结果与实验结果总体趋势一致，在设计工况下两者基本相同；当实际流量与设计流量之比 Q/Q_s 在 $0.6 \sim 1.1$ 时，数值模拟结果与实验结果基本吻合，两者之间最大误差小于 10%，说明该数值方法可靠。

(2) 风机稳定运行过程中，内部压力平稳过渡并不断提升，但在叶轮区域存在典型的射流-尾迹结构，因此下游流场受到影响，无叶扩压段流动损失增大。

(3) 导叶段流场受到上游高速旋转射流和导叶自身设计缺陷的影响，旋涡二次流沿轴向不断变大，导致流道阻塞，涡流损失与冲击损失增

大，导叶整流扩压作用不明显。

(4) 导叶流出的气流经扩散器后在风机出口轴心位置形成螺旋涡结构，导致气流流动损失增大，轴向压力减小，风机的扩压能力降低。

参考文献：

- [1] 董星, 潘焱熙, 王瑞宏. 矿用筒形离心式局部通风机的研制 [J]. 煤矿机电, 1994(6): 11 - 12.
- [2] 董星, 马安昌, 赵佳峰. 筒形离心式通风机电筒壳内气体流动的理论分析 [J]. 黑龙江矿业学院学报, 1995(2): 31 - 33.
- [3] 任昌玉, 胡广义, 高英. 筒形离心式通风机主要参数优化设计 [J]. 风机技术, 1994(5): 13 - 16.
- [4] 杨俭. 筒形离心通风机内部流场的理论分析 [J]. 风机技术, 1997(4): 10 - 11, 34.
- [5] 刘少林, 杨爱玲, 陈二云. 离心风机叶型安装角 $\beta_b(r)$ 径向分布的气动作用研究 [J]. 能源研究与信息, 2022, 38(2): 99 - 108.
- [6] LIU Q, QI D, MAO Y. Numerical calculation of centrifugal fan noise[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 220(8): 1167 - 1177.
- [7] 吴和远, 陈强, 赛庆毅, 等. 离心式筒形风机气动性能及噪声特性试验研究 [J]. 风机技术, 2017, 59(4): 74 - 78.
- [8] 吴玉林, 陈庆光, 刘树红. 通风机和压缩机 [M]. 2 版. 北京: 清华大学出版社, 2011.
- [9] 李艺铭, 王军, 尹国庆, 等. 不同后导风锥对斜流风机性能的影响 [J]. 风机技术, 2019, 61(4): 19 - 24.
- [10] 李庆宜. 通风机 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.
- [11] MOORE J, MOORE J G. Calculations of three-dimensional, viscous flow and wake development in a centrifugal impeller[J]. Journal of Engineering for Power, 1981, 103(2): 367 - 372.