

# 扩压器前缘开槽结构对离心鼓风机性能及流场压力脉动的影响

刘浩,杨爱玲,陈二云,戴韧

(上海理工大学能源与动力工程学院,上海 200093)

**摘要:**为提高离心鼓风机的气动性能,对一离心鼓风机扩压器叶片前缘前后盖板同时进行开槽处理,并采用数值模拟方法定量研究开槽结构对离心鼓风机气动性能及内部流场的影响。结果表明,具有开槽结构的扩压器进口回流与上游叶轮尾迹影响明显减小,其次一部分高速流体从开槽区域射入扩压器吸力面侧,并与主流掺混,从而加速了扩压器流道中后段的流动,抑制了叶片尾部的附面层分离。因此,在适宜的开槽参数下,开槽结构能提高离心鼓风机的总压升和效率。离心叶轮出口和叶片扩压器进口典型位置非定常压力脉动频域特性的结果表明:在开槽扩压器内部叶频的影响减小,而轴频起了主导作用,并发现开槽处理后,扩压器内部的压力脉动幅值明显减小,减小压力脉动的幅值在一定程度上能减弱离心鼓风机内的流动诱导噪声。

**关键词:**扩压器叶片;开槽结构;压力脉动;流场品质;数值模拟

中图分类号:TK223.5 文献标识码:A  
DOI:10.16146/j.cnki.rndlge.2016.12.011

## 引言

针对叶片扩压器的设计,学者们做了大量的研究。Yoshinaga等人最早提出了半高扩压器的设计概念<sup>[1]</sup>,将部分叶高扩压器应用于高比转速离心压缩机中,结果表明,级性能得到了提高。为了改善有叶扩压器对离心压缩机稳定运行范围的影响,Loringer提出了一种新型的有叶扩压器<sup>[3]</sup>,即对叶片前缘进行开槽处理,开槽区域形成的流动间隙改变了扩压器的进口流道。实验结果表明,在扩压器叶片前缘开槽能够提高离心压气机的效率和失速裕度。但论文并没有对开槽参数的适用范围以及开槽影响

扩压器内部流动机理做深入分析。王毅根等人以一高负荷离心压气机为研究对象<sup>[4]</sup>,对扩压器叶片前缘盘侧开槽进行了参数化研究,确定了主要开槽参数对离心鼓风机气动性能的影响。结果表明,扩压器叶片前缘开槽能提高离心压气机的稳定工作裕度,同时伴随着离心压气机压升和效率的降低。

综合已公开发表的资料来看<sup>[5~6]</sup>,开槽结构的研究基本限于在前盘,但只在前盘单侧开槽会加剧沿叶高方向的非均匀流动。基于此,Ohta提出两侧同时开槽的扩压器前缘结构<sup>[7]</sup>,但未进行两侧开槽结构影响离心鼓风机流场的机理分析。其次,扩压器前缘结构对叶轮与扩压器动静干涉有重要影响<sup>[8~9]</sup>,而在这一点上研究涉及较少。本文在离心叶轮、蜗室参数保持不变的条件下对扩压器叶片前缘的前盘和后盘同时进行开槽处理,利用数值方法对具有不同开槽参数的离心鼓风机流场进行模拟,研究两侧开槽结构对离心鼓风机气动性能以及内部流场的影响,同时分析开槽结构引入后对离心叶轮与扩压器之间非定常动静干涉特性的影响。

## 1 物理模型

计算模型为一高速离心鼓风机,设计转速  $n = 10\,000$  r/min,设计流量  $M_s = 0.5$  kg/s。离心叶轮有11个叶片和11个分流叶片,其出口直径  $D_2 = 326.5$  mm,出口宽度  $b_2 = 11.9$  mm,扩压器叶片为直板形叶片,叶片数17个,其进口直径  $D_3 = 345$  mm,出口直径  $D_4 = 431$  mm,出口宽度  $b_4 = 11.9$  mm。

为分析扩压器前缘盘侧和盖侧开槽参数对离心鼓风机性能影响,设计了如图1所示的开槽结构。

收稿日期:2015-11-23; 修订日期:2016-10-15

作者简介:刘浩(1991-),男,湖南长沙人,上海理工大学硕士研究生。  
通讯作者:杨爱玲(1969-),女,湖南岳阳人,上海理工大学教授。

图中  $C$  和  $H$  分别指扩压器叶片径向长度和叶高  $L$  为始于叶片前缘沿叶片径向的槽长度  $h$  指在轮盘或轮盖侧沿叶高方向上的槽高度,本研究中两侧的槽高保持一致。图中同时标识了  $F_1$ 、 $F_2$ 、 $F_3$ 、 $F_4$  和  $F_5$  5 个流场显示截面,其中  $F_1$ 、 $F_2$  分别为 5%、95% 扩压器叶高截面,在扩压器叶片前缘处这两个截面恰好位于开槽间隙区,如图 1 所示。 $F_3$ 、 $F_4$  和  $F_5$  是等半径柱面,分别位于间隙区 ( $D/D_2 = 1.03$ )、开槽起始位置 ( $D/D_2 = 1.05$ ) 和开槽末端 ( $D/D_2 = 1.10$ ), $D$  表示  $F_3$ 、 $F_4$  和  $F_5$  所在截面直径。

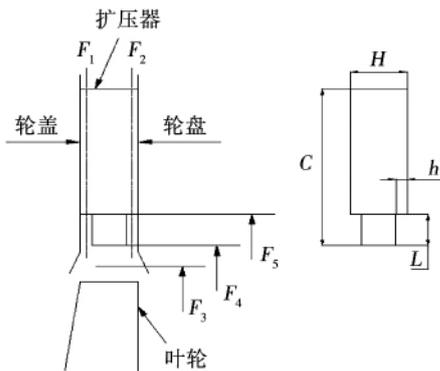


图 1 开槽结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of slotted vanes

为了研究不同开槽参数对离心鼓风机性能的影响,分别取槽长  $L = 0.2 C$ 、 $0.3 C$  槽高  $h = 0.1 H$ 、 $0.15 H$ 、 $0.2 H$  两组参数,设计了 6 种扩压器叶片前缘开槽结构,它们与同一叶轮、蜗壳组成 6 个离心鼓风机模型,分别命名为模型 A、模型 B、模型 C、模型 D、模型 E 和模型 F,如表 1 所示。

表 1 开槽几何参数

Tab. 1 Slotting geometry parameter

$L/C$	$h/H$		
	0.1	0.15	0.2
0.2	模型 A	模型 B	模型 C
0.3	模型 D	模型 E	模型 F

## 2 计算域网格与数值求解方法

考虑到蜗室的周向非对称性<sup>[10~11]</sup>,本文对离心鼓风机全流道进行网格划分,将计算域分为叶轮区、

扩压器区、蜗壳区和进和出口延长区,如图 2 所示。然后采用六面体结构化网格划分 5 个区域,同时采用网格局部加密法提高网格质量(近壁面网格的  $Y^+$  控制在 1 左右)。图 3 给出了扩压器跨叶栅面的网格示意图,为捕捉开槽区域的流场变化细节,槽道内的网格也进行了局部加密处理,网格数约为 800 万。

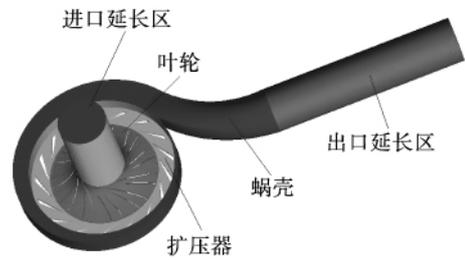


图 2 网格区域划分

Fig. 2 Division of the grid region

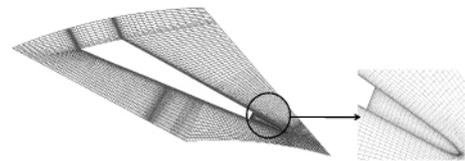


图 3 开槽区域网格

Fig. 3 The grid of slotted region

控制方程为三维 N-S 方程,定常采用 RNG- $K-\epsilon$  二方程模型进行湍流模拟,非定常流场计算则基于大涡模拟方法进行湍流求解。在离心鼓风机求解计算时,对旋转叶轮和叶片扩压器之间采用多重参考坐标系进行耦合<sup>[12]</sup>,而在非定常计算时采用滑移网格进行处理。进口边界采用压力入口条件,出口边界给定质量流量。

## 3 实验与模拟结果比较

表 2 给出了由试验测量和本文数值方法获得的不同流量  $Q_m$  下离心鼓风机的总压比  $\pi$ 。图 4 为满足 JB/T3165—1999 标准的离心鼓风机性能试验装置。从表 2 可以看出,模拟与试验结果吻合较好,最大误差发生在小流量工况 ( $Q_m = 0.4 \text{ kg/s}$ ) 时,其值约 1.5%。表 2 结果说明本文的数值计算方法是可

靠的,能够较准确地模拟离心鼓风机内实际流动特征。

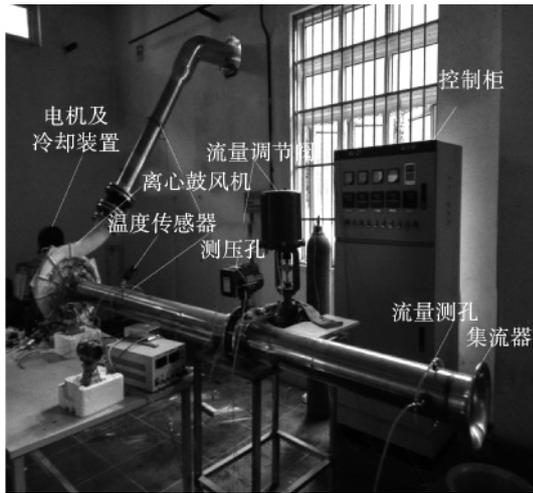


图 4 离心鼓风机性能试验台

Fig. 4 Performance test rig of the centrifugal blower

表 2 原叶片扩压器模拟与试验值比较

Tab. 2 Comparison of simulation and experiment values

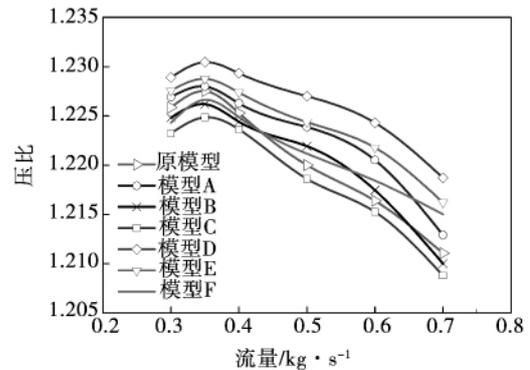
$Q_m$	$\pi$		
	模拟值	实验值	相对误差 /%
0.3	1.225 85	1.240 53	1.2
0.35	1.227 50	1.245 35	1.4
0.4	1.225 29	1.243 68	1.5
0.5	1.221 43	1.234 62	1.1
0.6	1.216 38	1.211 25	0.4

### 4 计算结果与分析

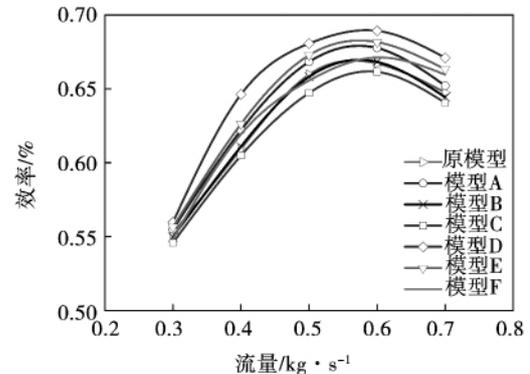
图 5 给出了具有不同开槽长度和开槽高度的叶片扩压器的离心鼓风机总压比与效率曲线。可以看出 相较于原扩压器,采用模型 A、D、E 扩压器的离心鼓风机在全流量范围内总压比和效率均有增加,模型 D 扩压器综合性能达到最佳,全压与效率的最大增幅分别达 3.6% 和 6.5%。采用模型 C 扩压器的离心鼓风机全压与效率则在研究的流量范围内低于原型,而采用模型 B 和模型 F 型槽式扩压器的性能变化相对较小。该图同时表明槽长  $L$  和槽高  $h$  对离心鼓风机气动性能的影响明显不同。在所研究的开槽参数范围内,在相同的槽长  $L$  下,随着开槽高度  $h$  的增加,总压比与效率随之降低。槽高  $h$  由 0.1  $H$

变为 0.2  $H$  时,在全流量范围内总压与效率最大减幅分别为 2.6%、4.2%。而在相同的开槽高度  $h$  时,随着槽长  $L$  的增加总压比和效率随之增加。槽长  $L$  由 0.2  $C$  变为 0.3  $C$  时,在全流量范围内总压与效率最大增幅分别为 3.0%、5.6%。因此,合理的开槽参数能提高离心鼓风机的性能。

静压恢复系数  $C_p$  和总压损失系数  $\omega$  是反映扩压器压力恢复能力和流动损失大小的两个参数,因而用于评价叶片扩压器的性能。



(a) 总压比



(b) 效率

图 5 不同开槽参数扩压器的离心鼓风机的性能曲线

Fig. 5 Performance curves of the centrifugal blower with different slotted diffusers

$C_p$ 、 $\omega$  的定义如下:

$$C_p = \frac{\bar{P}_{st} - \bar{P}_{stie}}{\frac{1}{2}\rho V_{ie}^2} \tag{1}$$

$$\omega = \frac{\bar{P} - \bar{P}_{ie}}{\frac{1}{2}\rho V_{ie}^2} \tag{2}$$

式中:  $\bar{P}_{st}$  — 扩压器从进口到出口各截面的平均静

压  $P_a$ ;  $\bar{P}$ —平均总压, Pa;  $\bar{P}_{stie}$ —叶轮出口截面平均静压, Pa;  $\bar{P}_{ie}$ —平均总压, Pa;  $\bar{V}_{ie}$ —叶轮出口绝对速度, m/s。

图 6 和图 7 为扩压器静压恢复系数与总压损失系数在额定工况下的变化趋势。横坐标表示沿流向的相对位置, 扩压器进口对应 0, 出口则对应 1。可以看出, 模型 A、D 两叶片扩压器的压力恢复最快, 总压损失最小, 相比原叶片扩压器, 在扩压器出口处, 模型 A、D 其静压恢复系数分别增加了 14.4%、19.6%, 而总压损失系数降低了 10.0%、22.7%。这表明合适的开槽参数显著改善了扩压器内部流动, 增大了扩压能力, 同时降低了压力损失, 这也是采用模型 A、D 叶片扩压器的离心鼓风机的总压比和效率高于配备原扩压器离心鼓风机的原因。

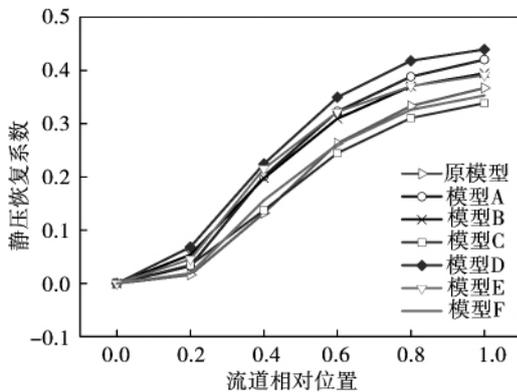


图 6 开槽参数对扩压器静压恢复系数的影响 ( $n = 10\ 000\ \text{r/min}$ ,  $M_s = 0.5\ \text{kg/s}$ )

Fig. 6 Effect of slot parameters on the static pressure recovery coefficient of the diffuser

由于模型 D 扩压器其扩压能力是最好的, 后文通过模型 D 与原扩压器进行对比, 分析开槽结构对扩压器内部流场的影响。图 8 为额定运行工况下  $F_1$  和  $F_2$  (参见图 1) 截面上的流线图。从图中可以看出, 在轮盖侧, 上游叶轮的尾迹冲击扩压器叶片前缘, 而在开槽处理后, 扩压器前缘以及无叶区低速区域明显减小, 进口速度分布更加均匀。原因是开槽区实际上增加了无叶扩压器的长度, 使叶轮尾迹区逐渐与主流掺混, 从而改善了扩压器的进口条件。其次, 原扩压器叶片吸力面侧存在着明显的流动分离区, 分离涡在叶片中段逐渐向尾缘发展, 并与尾迹涡进一步混合, 加强了尾迹涡的面积和强度, 两者作

用下对原扩压器流道形成堵塞。而开槽扩压器流道的回流与分离现象明显减少, 从而提高了离心鼓风机的整体性能。在轮盖侧, 两扩压器流动状况较好, 都未出现明显的分离。

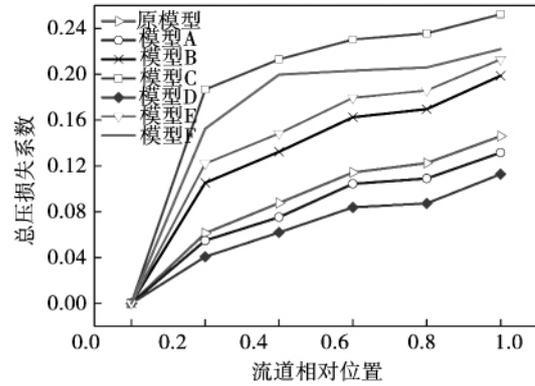


图 7 开槽参数对扩压器总压损失系数的影响 ( $n = 10\ 000\ \text{r/min}$ ,  $M_s = 0.5\ \text{kg/s}$ )

Fig. 7 Effect of slot parameters on the total pressure loss coefficient of the diffuser

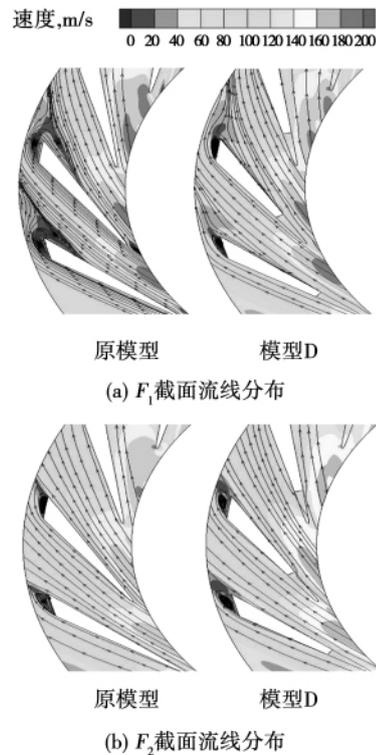


图 8 不同叶高处扩压器截面流线图

Fig. 8 Streamline of the diffuser's plane at different heights

图9比较了两扩压器内不同流道横截面上的涡量云图分布。可以看出,原扩压器叶片前缘吸力面侧出现了大面积大涡量区域,这表明原扩压器内近壁区附面层厚度大,甚至可能出现明显的流动分离现象,流场品质降低。而开槽区域,一部分高速流体从压力面经槽道横向射入吸力面加速了吸力面侧流动,抑制了流动分离,这就是模型D扩压器前缘在整个叶高方向上涡量都很小的原因。并且开槽扩压器涡量变化均匀,尤其在扩压器中后部截面处,而原扩压器涡量变化大,流动情况恶劣。

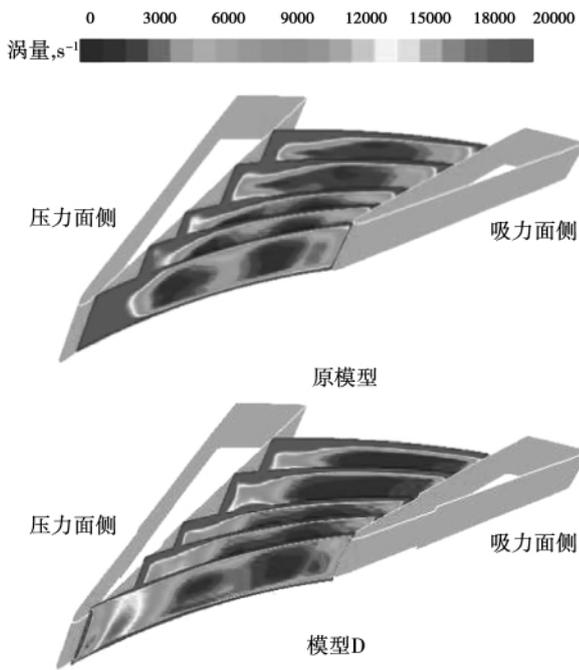


图9 扩压器流道内部涡量分布

Fig. 9 Internal vorticity distribution of diffuser

图10给出 $F_3$ 、 $F_4$ 和 $F_5$ 截面平均径向速度沿周向的分布,图中横坐标表示叶轮流道的相对周向位置 $\theta$ 对应压力面,1对应吸力面。可以看出,在间隙区内,两叶片扩压器的速度分布很相似,表明扩压器前缘形状的改变对径向流动分布影响较小。在槽道起始位置,可以明显地看到原叶片压力面侧存在小范围的回流区,而在开槽处理后,改善了叶片扩压器的进口条件,消除了回流。在槽道末端,开槽处理后的吸力面侧的径向速度明显高于原扩压器,这是因为一部分高速流体从开槽区域射入吸力面侧,并与主流掺混,从而加速了扩压器中后段的流动,抑制了叶片尾缘的流动分离。

为了研究开槽结构的引入对扩压器内部压力脉动的影响,分别对间隙区内、扩压器进口到出口等位置压力脉动进行监测,测点1、2、3和4如图11所示。

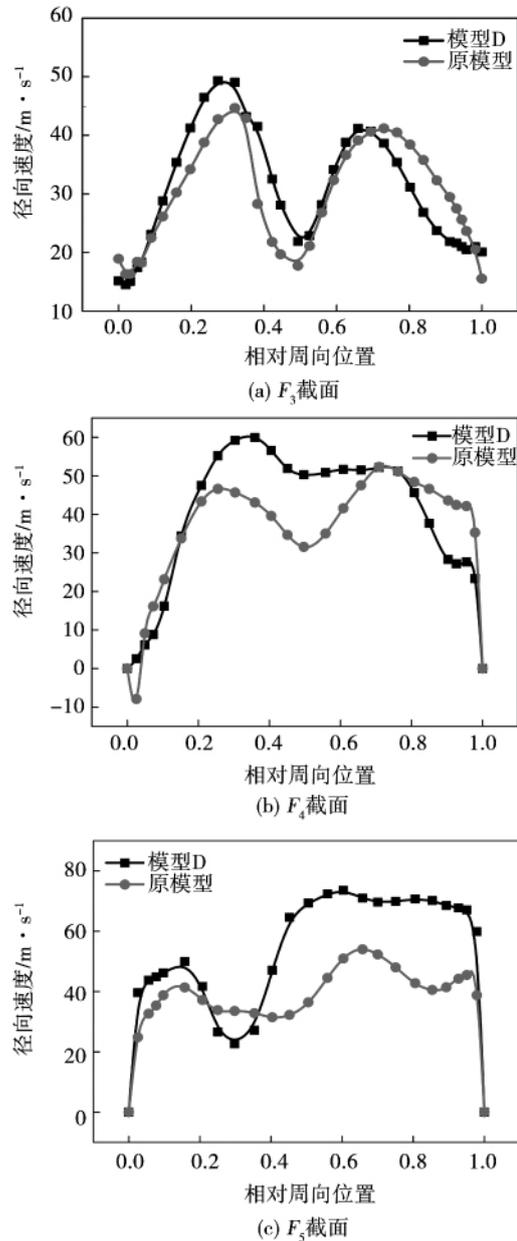


图10 扩压器内不同位置径向速度分布

( $n = 10\ 000\ \text{r/min}$ ,  $M_s = 0.5\ \text{kg/s}$ )

Fig. 10 Radial velocity distribution in different positions of diffuser

图12为4个测点的静压频谱图。额定转速 $n = 10\ 000\ \text{r/min}$ 时,轴频为167 Hz,离心叶轮的叶片通过频率为3 667 Hz。可以看出,原叶片扩压器在

间隙区内的频谱分布除了叶片通过频率和其倍频外,还存在频率为 0.5 倍叶频 1 833 Hz 的脉动信号,并且 0.5 倍叶频幅值是叶片通过频率值的 150%,说明在间隙区内 0.5 倍叶频的非定常脉动起主导作用。本文采用的是带分流叶片的叶轮,长叶片数为 11,因此 0.5 倍叶频正好是长叶片的通过频率。这表明带分流叶片的离心叶轮是脉动主频为长叶片通过率。对比两叶片扩压器,可以发现两者频率分布趋势基本接近,但在对应的 0.5、1 和 1.5 倍叶频处,开槽扩压器压力脉动的幅值相较原扩压器分别减小了 42%、53% 和 30%,衰减十分明显。下游流场的变化主要受上游叶片尾迹的影响,而开槽结构明显降低了叶轮尾迹区的影响,强度较小的尾迹随着径向的延伸逐渐和两侧的主流区掺混,强度进一步减弱,从而削弱了在间隙区和扩压器进口处的非定常干涉,这也是在这两个位置处主频的脉动幅值明显减小的原因。在扩压器内部,由于静止部件不能产生只能传递压力脉动,所以在扩压器中部以及出口,压力脉动分布十分相似。原叶片扩压器仍然是 0.5 倍叶频占主导作用,而开槽扩压器内脉动幅值处的频率由 0.5 倍叶频变为 7 倍轴频(1 167 Hz)。叶片扩压器前缘的开槽结构作为几何结构的突变构成了叶轮下游的一个强扰动源,并且开槽结构减弱了叶轮与扩压器的动静耦合作用,使得开槽扩压器内部压力脉动由叶频转为了轴频占主要作用的轴频倍频脉动。并且随着远离叶轮,扩压器脉动幅值越低,相较于原扩压器,开槽扩压器压力脉动幅值下降更加明显,从而起到抑制气动噪声的作用。

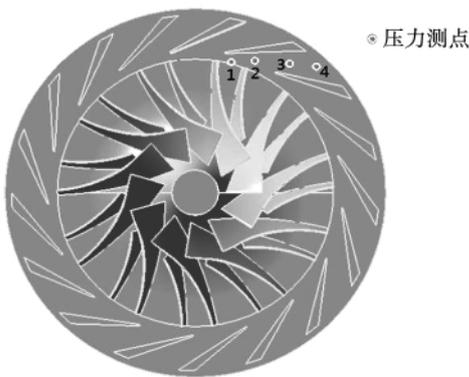


图 11 压力测点的位置

Fig. 11 Position of pressure detection point

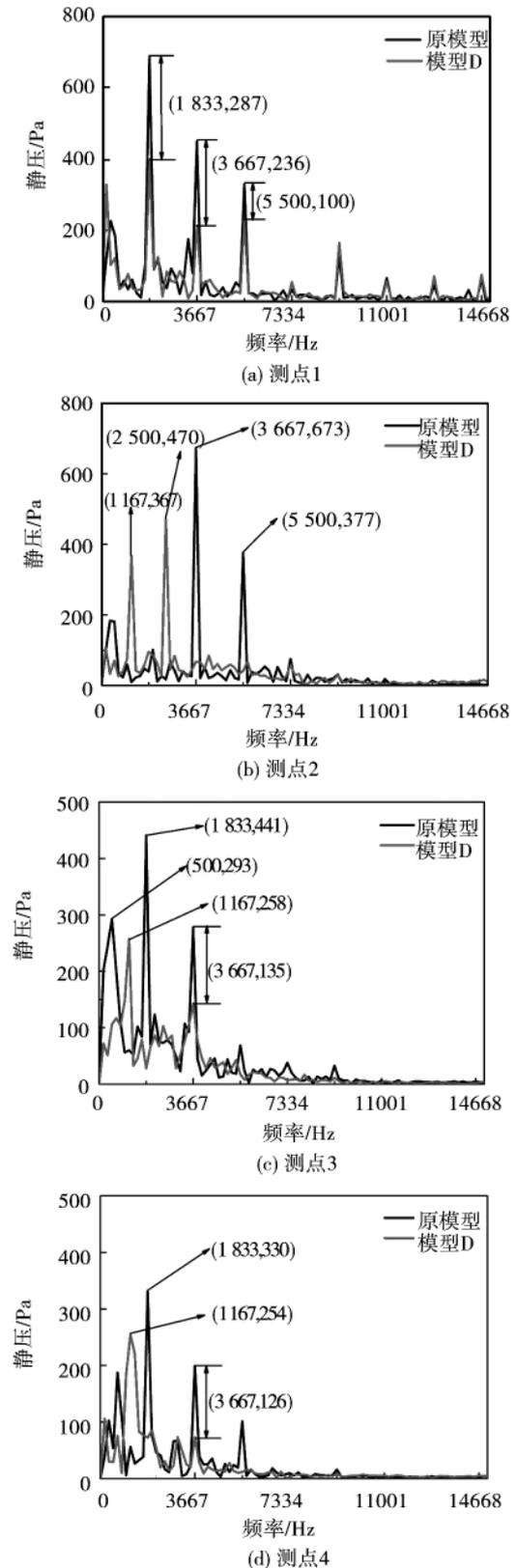


图 12 监测点压力的频域特性

Fig. 12 Frequency domain characteristics of monitoring point

## 5 结 论

通过数值模拟对一高速离心鼓风机进行三维定常与非定常模拟,比较了扩压器前缘开槽结构对离心鼓风机气动性能与内部流动的影响,并对扩压器内部压力脉动的频谱分析,得到以下主要结论:

(1) 开槽扩压器提高了离心鼓风机的总压升与效率,其总压与效率的最大增幅分别达 3.6% 和 6.5%。在本文所研究的开槽参数范围内,随着开槽高度的增加,离心鼓风机的总压和效率随之降低。随着开槽长度的增加,总压和效率随之增加。

(2) 开槽处理后一部分高速流体从开槽区域射入吸力面侧,并与主流掺混,从而加速了扩压器中后段的流动,抑制了叶片尾缘的流动分离。开槽处理后,消除了进口压力面侧回流,改善了叶片扩压器的进口条件。

(3) 在扩压器内部会产生比 1 倍叶频更强的 0.5 倍离心叶轮叶片通过频率压力脉动,并且在开槽处理后,扩压器内部轴频的影响明显大于叶频的影响,并且开槽处理后扩压器内部压力脉动幅值下降十分显著,降低了气动噪声。

### 参考文献:

- [1] YOSHINAGEY, KANEKI T. A Study of performance improvement for high specific speed centrifugal compressor by using diffusers with half guide vanes[J]. Journal of Fluids Engineering, 1987, 109(4): 359 - 367.
- [2] ISSACJ M, SITARAM N. Effect of diffuser vane height and position on the performance of a centrifugal compressor[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2004, 218(8): 647 - 654.
- [3] LORINGER, DILLEN E R. Diffuser for centrifugal compressor [P]. United States, Patent: US 101,151 B2, 2006 - 09 - 05.
- [4] 王毅, 卢新根, 赵胜丰. 高负荷离心压气机扩压器叶片前缘结构分析[J]. 推进技术, 2011, 32(2): 175 - 181.

- WANG Yi, LU Xin-gen, ZHAO Sheng-feng. Effects of diffuser blade geometry at leading edge on a highly-loaded centrifugal compressor[J]. Journal of Propulsion Technology, 2011, 32(2): 175 - 181.
- [5] ZHANG W, GONG W, FAN X. The effect of half vane diffuser on the noise generated from a centrifugal fan[J]. Experiment Techniques, 2012, 36(3): 5 - 13.
  - [6] LIUR, XU Z. Numerical investigation of a high-speed centrifugal compressor with hub vane diffusers[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 2004, 218(3): 155 - 169.
  - [7] Ohta Y, Takehara N, Okutsu Y. Effects of Diffuser Vane Geometry on Interaction Noise Generated from a Centrifugal Compressor[J]. Journal of Thermal Science, 2005, 14(4): 321 - 328.
  - [8] 王彤, 谷传纲. 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[J]. 机械工程学报, 2001, 37(3): 20 - 24.
  - WANG Tong, GU Chuan-gang. Numerical Simulation of rotor/stator interaction in centrifugal fan at designed condition[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37(3): 20 - 24.
  - [9] 魏宝锋, 金东海, 桂幸民. 离心叶轮与扩压器相互干扰数值模拟[J]. 航空学报, 2012, 33(7): 1173 - 1180.
  - WEI Bao-feng, JIN Dong-hai, GUI Xing-min. Numerical simulation of impeller-diffuser interaction in centrifugal compressor[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 33(7): 1173 - 1180.
  - [10] OZTURKA, AYDIN K. Effects of impeller-diffuser radial gap ratio in a centrifugal pump[J]. Journal of Scientific and Industrial Research, 2009, 68(5): 203 - 213.
  - [11] 刘海清, 高 闯, 张宏武. 带无叶扩压器离心压气机的稳定性分析[J]. 动力工程学报, 2013, 33(12): 936 - 941.
  - LIU Hai-qing, GAO Chuang, ZHANG Hong-wu. Stability analysis of centrifugal compressor with vaneless diffuser[J]. Journal of Chinese Society of Power Engineering, 2013, 33(12): 936 - 941.
  - [12] MARCONCINI, RUBECCHINI F, ARNONE A. Numerical analysis of the vaned diffuser of a transonic centrifugal compressor[J]. Journal of Turbomachinery, 2010, 132(4): 987 - 995.

( 单丽华 编辑)

neering ,Shanxi University ,Taiyuan ,Shanxi ,China ,Post Code: 030013) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(12). - 56 ~61

In power plant ,the energy consumption of wet flue gas desulfurization ( WFGD) system accounts for 1% - 2% of plant electric consumption. The gypsum cyclone is an important equipment in dewatering system of WFGD. Air core is a special phenomenon in solid-liquid cyclone. The flow field in gypsum cyclone was simulated with Fluent. The results indicate that: two air backflows form a whole air core and the movement of air wastes energy provided by gypsum pump. And the air core will disappear partly or wholly by inserting a solid central rod in cyclone. The corresponding experiments were carried out ,and results illustrated that both production capacity of gypsum cyclone and solid content in under flow increase apparently with a central solid rod. The energy consumption of gypsum cyclone in a power plant with the capacity of  $4 \times 600$  MW was calculated and compared ,and it was concluded that with the conical central solid rod the energy consumption of the gypsum pump is reduced about 13.41% and the " fish-hook" phenomenon is improved effectively. **Key words:**energy saving ,air core ,central solid rod ,gypsum cyclone

不同煤种低温干燥特性的实验研究 = **Experimental Investigation of Low-temperature Drying Characteristics of Different Coals** [刊 ,汉] GAO Zheng-yang ,YANG Wei-jie ,YAN Wei-ping (School of Energy and Power Engineering ,North China Electric Power University ,Baoding ,China ,Post Code: 071003) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 31(12). - 62 ~67

The isothermal dehydration experiments of four different coal samples were conducted by heat balance ,and the experiments indicated that the drying rate will increase with temperature for the same coal sample. The drying rate curves of different coal samples or different temperatures were basically the same ,including speed-up drying stage , constant speed drying stage and speed-down drying stage. Data fitting was performed according to fifteen different models in the theory of thin layer drying. Yagcioglu model was selected as the most appropriate model for isothermal drying procedure through calculating and comparing the correlation coefficients of different models. Based on the optimal drying mechanism model ,the dynamic analysis was carried out. The results showed that the drying rate constant  $k$  decreases as the moisture content increases at the same drying temperature ,and it increases with the drying temperature for the same coal sample. For the four coal samples ,the apparent activation energy of isothermal drying at low temperature was  $E_{CZ} = 37.40$  kJ/mol , $E_{TS} = 28.41$  kJ/mol , $E_{DF} = 53.52$  kJ/mol and  $E_{HY} = 33.53$  kJ/mol , respectively. **Key words:**TGA ,coal drying ,drying kinetics ,mechanism equations ,activation energy

扩压器前缘开槽结构对离心鼓风机性能及流场压力脉动的影响 = **Effects of Slotted Structure at Leading**

**Edge of Diffuser on Performance and Unsteady Pressure in a Centrifugal Blower** [刊, 汉] LIU Hao ,YANG Ai-ling ,CHEN Er-yun ,DAI Ren (Department of Thermal Power Engineering ,University of Shanghai for Science & Technology ,Shanghai ,China ,Post Code: 200093) //Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 , 31(12). - 68 ~74

In order to improve the aerodynamic performance of the centrifugal blower ,the slot treatment was performed on the hub side and shroud side at leading edge of diffusers of a centrifugal blower ,and the influence of the slot parameters on the aerodynamic performance and the internal flow field of the centrifugal blower was analyzed by using the numerical simulation method. The results showed that the impact of reflux and wake decreases evidently in the diffuser inlet with the slot treatment. In addition ,a portion of the high speed fluid is injected into the suction side of diffuser from the slot region and blends with the mainstream ,thus accelerating the flow of the diffuser at middle and rear section and suppressing the flow separation in the trailing edge of blade. Therefore the slot structure can improve the total pressure rise and the efficiency of the centrifugal blower under the optimum conditions. Frequency domain characteristics of the unsteady pressure fluctuations at the impeller outlet and vane diffuser inlet showed that the influence of the blade frequency is small ,and the axial frequency is dominant. It was found that the pressure fluctuation amplitude inside diffuser is significantly decreased after the slot treatment ,weakening the flow-induced noise inside the centrifugal blower. **Key words:** vane diffuser ,slotted structure ,pressure fluctuation ,flow characteristic ,numerical simulation

**水焦浆的制备及其流变特性 = Preparation and Rheological Property of Char Water Slurry** [刊, 汉] DAI Cai-sheng ,LIU Xue-peng ,MA Song-jiang (School of Chemistry and Chemical Engineering ,Hunan University of Science and Technology ,Xiangtan ,China ,Post Code: 411201) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2016 ,31(12). - 75 ~80

The effect of additives and grinding process on slurry-ability of coal-char was investigated by conducting slurry performance experiment. Results showed that char water slurry of good property can be prepared by using Naphthalene-lignin complex additive DCS -3 and fine coal-char with particle size less than 75  $\mu\text{m}$  accounting for 75 % of the total char's mass. Meanwhile ,the slurry concentration can reach up to 70.63 % and it can maintain the good stability for 7 days and still displays the good fluidity ,pseudo-plastic and shear thinning behavior. Grinding process has great effect on the slurry-ability of coal-char. With increase of the fine coal-char with particle size less than 75  $\mu\text{m}$  ,the slurry concentration decreases ,while the stability and pseudo-plastic behavior improve gradually. **Key words:** coal-char ,char water slurry ,slurry-ability ,rheological property ,stability