

轴流风机静止部件的流动和损失对比

梁亚勋, 李景银, 田华

(西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 采用三维黏性流场数值分析方法, 对轴流风机的静止部件分别进行了单独和整机条件下的数值计算. 对2种情况下各静止部件流场和损失的变化进行了分析. 结果发现: 集流器的损失较大, 其效率与扩散筒的效率相当, 设计中必须加以考虑; 与各个静止部件单独计算时相比较, 在整机计算条件下风机的扩散筒和扩散塔的流场相互干涉比较严重, 导致内部流场状况较差, 流动损失增大; 该扩散塔的出口速度分布非常不均匀, 低速区面积太大, 值得改进.

关键词: 轴流风机; 静止部件; 效率; 损失

中图分类号: TK432 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2008)03-0269-04

Study on Flow Fields and Losses of the Stationary Components in an Axial Flow Fan

LIANG Yaxun, LI Jingyin, TIAN Hua

(School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: By using 3-D viscous flow solvers, the numerical simulation was carried out to investigate the flow fields and losses in stationary part of an axial flow fan. By studying the variations of the flow fields and losses of the stationary components at isolated conditions and in the fan's assembly, it is found that the losses in the collector is large, and its efficiency is almost the same as the diffuser's, therefore its losses should be taken into account in the design. Secondly, the losses of the diffuser and diffusing tower increase in the fan's assembly compared with those at isolated condition, which means that the interference between them is strong and leads to worse flow fields. Finally, the flow fields at the exit of the diffusing tower are very uneven, and there exists a large area of low velocity, leading to a decrease of the static efficiency of the fan. An improvement should be made.

Keywords: axial fan; stationary components; efficiency; losses

轴流风机叶轮的出口动压占其总压的30%~50%, 因此其静压效率受静止部件的流动损失影响很大^[1]. 一般认为, 设计良好的进口集流器的流动损失很小^[2], 而扩散筒和扩散塔是导致流动损失的主要静止部件. 以前, 对轴流风机的研究着重在转子的性能方面^[3], 而对静止部件研究极少^[4], 即使现在一些文献开始对轴流风机的主要静止部件, 如对扩散筒和扩散塔进行数值计算, 也基本是仅对单件进行研究, 并假设进口速度均匀^[5-6], 未考虑各部件之间

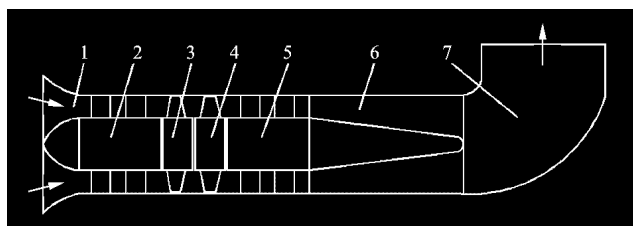
的相互影响, 或虽进行整机数值模拟研究^[7], 但还是主要研究风机的外特性. 目前, 对轴流风机静止部件的损失研究较少, 特别是在整机条件下, 对各静止部件之间有相互流动干涉时的流动损失研究很少, 非常值得探索.

本文以某公司设计的BD-II-30对旋轴流风机为例, 对轴流风机的静止部件在单独条件下和整机条件下分别进行了数值模拟, 并对比分析了单件计算和整机计算时各部件的损失和效率.

1 计算模型和数值计算边界条件

BD-II-30 对旋轴流风机,由集流器、一级主机组、叶轮组、二级主机组、扩散筒、扩散塔组成,风机结构如图 1 所示.气流由集流器流入,通过一级主机组、叶轮和二级主机组所在环形空间,流入扩散筒,最后由扩散塔排出.其中扩散筒的外筒入口为圆形,出口为方形,筒身为由圆形均匀过渡成方形的结构(即圆变方结构),内芯为圆锥型.扩散塔为 90°拐弯的矩形体.风机叶轮的外径为 3 000 mm,轮毂比为 0.54.第一级的叶片数为 15,第二级的叶片数为 11.风机转速为 590 r/min,设计流量为 207.6 m³/s.

由于该风机的马赫数只有 0.27,故按不可压缩流动计算.流场计算采用离散的三维 N-S 方程和 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型.控制方程采用隐式分离方法求解,压力修正采用 SIMPLEC 算法.进口边界条件为均匀速度进口,出口静压边界为标准大气压,壁面采用无滑移条件.



1:集流器;2:一级主机组;3:一级叶轮;4:二级叶轮;
5:二级主机组;6:扩散筒;7:扩散塔

图 1 对旋轴流通风机结构简图

1.1 单件计算

由于集流器是三维轴对称结构,因此采用定义周期性边界条件的方法,只计算集流器的 1/4 的流道并对其出口进行了延长.集流器采用结构化六面体网格划分,生成网格数为 10 万,壁面网格分布的 y^+ 控制在 20~100 范围内.扩散筒、扩散塔则分别进行整体计算,对两者的出口也分别做了延长,采用结构化六面体网格划分,生成网格数分别为 25 万、20 万,壁面网格分布的 y^+ 也在 20~100 范围内.

为了保证计算精度,在所有的计算中均采用不同的网格密度进行了大量的数值计算,在单件计算时,将集流器、扩散筒、扩散塔的计算网格数分别加密到 60 万、115 万、110 万进行了计算,达到了网格无关性要求.

1.2 整机计算

在整机计算时,集流器、扩散筒、扩散塔采用与单件计算时一样的计算区域和网格.一级和二级主

机组也采用定义周期性边界条件的方法只计算其 1/4 的流道,用非结构化六面体网格划分,生成网格数为 14 万和 15 万.叶轮组部分则采用单流道计算方法,用非结构化六面体网格划分,生成网格数为 50 万.整机计算网格总数为 135 万.壁面网格分布的 y^+ 在 20~100 范围内.转子与静子、转子与转子之间采用混合面进行连接.

在设计工况时,计算所得整机的全压为 2 305 Pa,全压效率为 75.4%.

2 静止部件流场分析

该风机结构复杂,为全面了解其各个静止部件的内部流动状况,本文详细地对比分析了设计流量下各部件在单件计算与整机计算时的损失和内部流场.文中各部件的全压损失和动压变化均为各部件进出口截面上面积平均的全压差和动压差,各静止部件的效率定义为

$$\eta = 1 - \frac{\Delta p_t}{\Delta p_d}$$

式中: Δp_t 为全压损失; Δp_d 为动压变化.

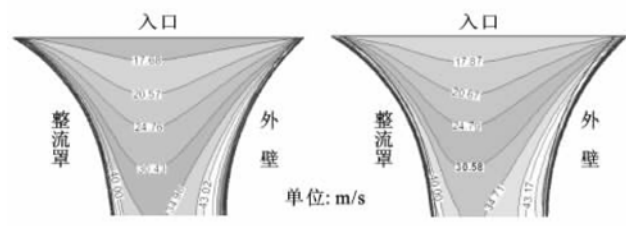
2.1 集流器分析

表 1 给出了集流器在单件计算和整机计算时的性能参数.从表中数据可以看出,集流器在整机计算和单件计算时的性能参数变化不大,这说明整机计算时下游各部件对集流器的内部流动基本没有影响.

表 1 不同情况下集流器的性能对比

方法	单件计算	整机计算
$\Delta p_t/\text{Pa}$	121	119
$\Delta p_d/\text{Pa}$	868	855
$\eta/\%$	86.1	86.1

图 2 给出了集流器在子午截面内速度等高线图,图形的左侧是风机进口整流罩,右侧是风机外筒.由图可知两者的速度分布基本相同:在流道中央



(a)单件计算

(b)整机计算

图 2 集流器子午截面内速度等高线图

速度低,而在近壁面区域速度较高;特别是在进口处壁面附近的速度梯度很大,造成流动损失严重.

2.2 扩散筒分析

表 2 给出了扩散筒在单件计算和整机计算时的性能参数.对比表 1、表 2 可明显看出:集流器的流动损失即全压损失竟然比扩散筒的流动损失还要大,这与传统的概念不同,表明轴流风机进口集流器中的流动损失较大,在设计中应该加以重视.我们分析认为,由于本风机的轮毂比较大,集流器由于受轴向长度的限制,致使其壁面梯度很大,从而导致在集流器进口段壁面附近的流动速度梯度很大,流动损失也大(见图 2).

表 2 不同情况下扩散筒的性能对比

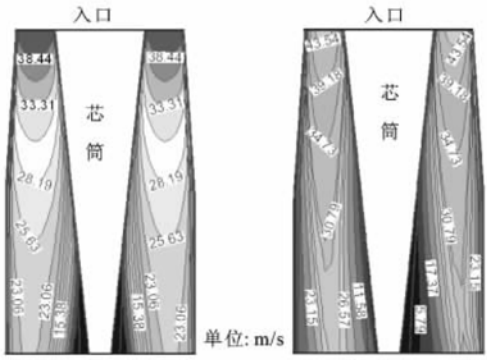
方法	单件计算	整机计算
$\Delta p_t/\text{Pa}$	60	109
$\Delta p_d/\text{Pa}$	775	776
$\eta/\%$	92.3	85.9

其次,扩散筒在单件计算和整机计算时的性能变化较大.相对于整机计算,单件计算时压力损失小,效率高.这是因为单件计算时设定的进口边界条件为均匀速度进口,而整机计算时扩散筒入口速度分布不均匀,且整机计算时其出口速度场受扩散塔的不对称影响严重.

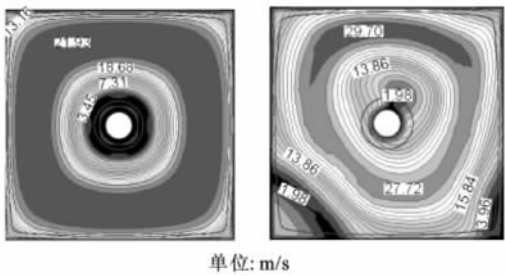
图 3 和图 4 分别给出了扩散筒在子午截面和出口截面内的速度等高线图.仔细对比两者的速度分布可以发现:在单件计算时,扩散筒的主流速度减小得较少,扩压度较小,因此流动损失也小(见图 3),其出口速度分布均匀而且对称(见图 4);在整机计算中,出口截面内的速度分布既不均匀也不对称,而且在较大的区域内速度减小得很厉害,因此导致扩压损失增大.整机计算中扩散筒出口速度分布不均匀的原因可以归结为叶轮出口速度具有一定的周向分速度,扩散筒后面存在拐弯结构的扩散塔.

2.3 扩散塔分析

表 3 给出了扩散塔在单件计算和整机计算时的性能参数.扩散塔在单件计算和整机计算时的压力损失不同,效率也有一定变化.相对于整机计算,单件计算时总压损失和动压变化均小,这是由于单件计算时进口边界条件为均匀速度进口,入口动压小.整机计算中扩散塔的进口速度场并不均匀,入口动压大,从而导致动压变化较大,流动损失也大.



(a)单件计算 (b)整机计算
图 3 扩散筒子午截面内速度等高线图

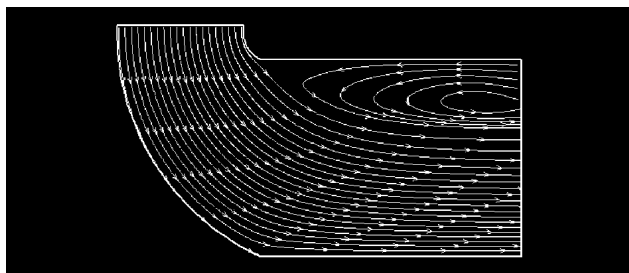


(a)单件计算 (b)整机计算
图 4 扩散筒出口截面内速度等高线图

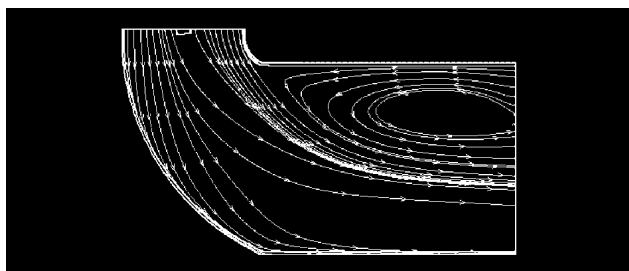
表 3 不同情况下扩散塔的性能对比

方法	单件计算	整机计算
$\Delta p_t/\text{Pa}$	41	68
$\Delta p_d/\text{Pa}$	74	114
$\eta/\%$	44.6	40.4

由图 5 可以看出:单件计算时流线比较均匀,对扩散塔壁面冲击不大,这是由于设计不合理,在扩散塔后部存在明显的分离区,致使扩散塔效率不高;在整机计算中,由于扩散塔进口速度场不均匀,以及受上游扩散筒整流锥的影响,流线分布混乱,气流对壁面冲击大,流动损失大;扩散塔后部的流动分离也比单件计算时严重,这将严重影响扩散塔的实际有效的出口面积,导致出口动压过大,使风机的静压效率下降.图 6 为扩散塔在出口截面内的速度等高线图,在扩散塔的内径出口侧均存在一个显著的低速区分布,整机计算时低速区面积比单件计算时大,这也验证了图 5 中分离区的大小.由图 6 可以看出,扩散塔出口速度分布不均匀,低速区面积太大,因此出口平均动压大.总体来说,单件计算时的速度沿流向变化较为规律,而整机计算中扩散塔内的速度变化比较混乱.

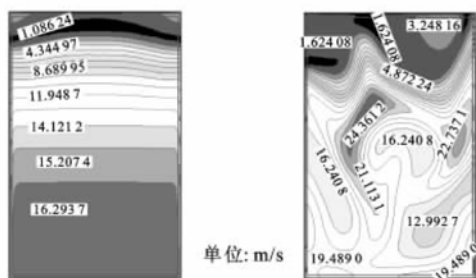


(a)单件计算



(b)整机计算

图5 扩散塔中心截面内流线图



(a)单件计算

(b)整机计算

图6 扩散塔出口截面内速度等高线图

3 结 论

通过对比分析单件计算和整机计算时各部件的损失变化情况,得出以下结论。

(1)单件计算时扩散筒和扩散塔的效率都比整机计算时的高,这证明轴流风机各个部件之间的相互干涉比较严重。与各个部件单独计算时相比较,整机计算时各部件中的内部流场状况较差,流动损失增大。因此,工程设计中应做整机三维计算,以充分考虑各部件间相互干涉的影响。

(2)常规方法设计的集流器的损失比扩散筒的损失还大,对轴流风机效率的影响严重,这与传统的观念不同,主要是由于受轴向尺寸限制导致的。因此,工程设计中对集流器的损失要给予相应的考虑。

(3)该扩散塔后部的流动分离严重,出口速度分

布不均匀,低速区面积太大,导致出口动压过大,应当加以改进,从而降低扩散塔的出口动能、提高风机的静压效率。

参考文献:

- [1] 李景银,郭琦. 轴流通风机扩散筒效率的测量和综述[J]. 风机技术,2007,(2):5-10.
LI Jingyin, GUO Qi. Measurement and summarize of efficiency of diffuser tube for axial flow fan [J]. Compressor, Blower & Fan Technology, 2007(2):5-10.
- [2] 李庆宜. 通风机[M]. 北京:机械工业出版社,1981:172-173.
- [3] SHARMA P B, JAIN Y P, PUNDHIR D S. Study of some factors affecting the performance of a contra-rotating axial compressor state [J]. Power and Process Engineering: Part A, 1988(2):15-21.
- [4] 张夏,楚武利,邓文剑,等. 轴流风机中支板通道的流动分析及改进[J]. 航空动力学报,2006,21(6):1048-1052.
ZHANG Xia, CHU Wuli, DENG Wenjian, et al. Flow analysis and the improvement of axial fan support strut [J]. Journal of Aerospace Power, 2006, 21(6):1048-1052.
- [5] 王海桥,李威松. 矿井主扇扩散器通风流场数值模拟研究及其应用[J]. 湘潭矿业学院学报,2002,17(4):9-11.
WANG Haiqiao, LI Weisong. Numerical simulation study and application on diffuser ventilation flow field of mine main fan [J]. Journal of Xiangtan Mining Institute, 2002, 17(4):9-11.
- [6] 潘地林,程小东,郑昌球. 矿井主要通风机扩散弯道合理流型的研究[J]. 煤矿安全,2005,36(11):1-4.
PAN Dilin, CHENG Xiaodong, ZHENG Changqiu. Study of fitness flow pattern design for curved diffuser of mine main fan [J]. Safety In Coal Mines, 2005, 36(11):1-4.
- [7] 王军,肖朋. 变工况下对旋风机的数值模拟实验[J]. 华中科技大学学报(自然科学版),2006,34(9):81-84.
WANG Jun, XIAO Peng. Numerical simulation of a counter-rotating axial flow fan in design or off-design conditions [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(Nature Science Edition), 2006, 34(9):81-84.

(编辑 王焕雪)