

Study on Influence of Acceleration Ratio on Aerodynamic Performance of Meridional Accelerated Axial Fan

Bin Li¹, Qingyi Sai^{1*}, Bo Zhang¹, Liang Ding²

¹School of Energy and Power, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

²China Shipbuilding Industry Corporation 704 Institute, Shanghai

Email: *saiqingyi@163.com

Received: Aug. 4th, 2020; accepted: Aug. 18th, 2020; published: Aug. 25th, 2020

Abstract

In order to study the influence of different acceleration ratios on the aerodynamic performance of meridional accelerated axial flow fans, fans with an acceleration ratio of 1.32 and labeled As C were selected as the model reference. Meanwhile, fans A, B, D and E with an acceleration ratio of 1.55, 1.43, 1.22 and 1.12 were selected as the comparison objects. The numerical simulation results show that the influence on the flow field of the fan is mainly concentrated in the low pressure area at the side of the guide cone and the tail when the fan deviates from the optimal acceleration ratio design point, and the flow loss at the tail accounts for a large part of the total loss. As the acceleration ratio decreases, the eddy current area diffuses from the tail end of the guide cone to the rotor blade area, which has obvious interaction with the main flow and greatly reduces the fan performance. Different acceleration ratios have a significant effect on the blade's power capacity, and the fan's performance curve distribution presents the law of decreasing distribution on both sides with the optimal acceleration ratio value of 1.32 as symmetry.

Keywords

Speed-Up Ratio, Low Pressure Area, Numerical Simulation, Flow Losses, Characteristic Curve

加速比对子午加速轴流风机气动性能影响的研究

李 斌¹, 赛庆毅^{1*}, 张 波¹, 丁 亮²

¹上海理工大学能源与动力工程学院, 上海

*通讯作者。

²中船重工第704研究所, 上海
Email: saiqingyi@163.com

收稿日期: 2020年8月4日; 录用日期: 2020年8月18日; 发布日期: 2020年8月25日

摘要

为研究不同加速比对子午加速轴流风机气动性能的影响, 选取加速比1.32, 标号为C的风机作为模型参照, 同时分别以加速比1.55、1.43、1.22和1.12的风机A、B、D、E作为比较对象。数值模拟研究结果表明: 偏离最佳加速比设计点时, 随着加速比不断增大, 对风机内部流场的影响主要集中在导流锥侧面以及尾部的低压区, 并且尾部的流动损失占据总损失的较大部分; 加速比降低, 涡流面积从导流锥尾部开始向动叶区扩散, 与主流交互作用明显, 风机性能大幅降低。不同的加速比影响叶片做功能力显著, 风机的性能曲线分布呈现出以最佳加速比数值1.32为对称的两侧递减分布规律。

关键词

加速比, 低压区, 数值模拟, 流动损失, 性能曲线

Copyright © 2020 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 简介

在当前船舶领域, 离心通风机在通风、换气、除尘、采暖、输送易燃易爆等方面作用巨大, 是船舶辅助保障系统的重要设备之一。但目前船用离心通风机普遍存在结构陈旧、效率低等问题, 例如作为涡轮增压柴油机的辅助风机[1], 由于主机排气管容积较大, 在启动或低负荷运行时排气管中废气能量低, 涡轮机发出的功率不能满足压气机的需要, 达不到扫气压力, 需要用离心鼓风机来提高进气的压力, 完成气缸扫气。但是目前正在使用中的鼓风机由于表面质量差, 选型不当, 叶轮、蜗壳设计不合理等因素, 导致其效率普遍不高, 最高效率只有 67.5%, 最低仅为 45.2%。在能源价格不断上涨, 石油、煤炭等不可再生资源日益紧缺的情况下, 从降低船舶运营成本、提高效益的角度来讲, 如何研究设计出体积小、质量轻、效率高、寿命长的通风机具有很高的价值。

子午加速轴流风机是一种介于轴流风机和离心风机之间的风机类型, 由于轴向速度的不断增大, 其静压梯度不断减小, 可有效避免气流的边界层分离, 并能得到较高的压力系数, 因而具有高压强系数、效率高、流量系数大和工作范围广等特点。对于船舶等空间范围有限的特殊场合来讲, 其体积相对较小, 噪声低, 效率比一般通风机高, 另外叶轮的叶片及导叶可用钢板压制而成, 无需采用机翼型, 所以制造方便, 费用低。随着船舶建造规模的持续加大, 能满足现代船舶可持续发展的高效节能风机已经成为趋势, 因此, 设计研究出高效的子午加速轴流风机替代目前老化的离心风机, 为船舶行业提供更匹配的产品, 具有很重要的现实意义。

从上世纪 50 年代开始, 国外诸多学者开始对子午加速轴流风机进行研究, Kaneko 等[2]对子午加速轴流风机转子叶片的展弦比的影响进行了实验研究。结果表明随着展弦比的减小, 有效工作范围明显扩展到低流量区域, 总压和效率随之提高。Rodriguez 等[3]针对动静干涉对频率特性的影响提出了一种理论

分析方法，并与目前使用的方法进行了比较。Furukawa 等[4]对叶顶间隙处的泄漏涡及扩散发展过程进行了数值模拟与实验研究，结果表明叶尖泄漏涡破裂发生在风机叶道的尾部，泄漏涡破裂直接导致涡核消失，流道中泄漏涡扩散程度增大和低压区域的生成。我国对子午加速轴流风机研究起步较晚，从 1984 年开始[5]，国内许多学者从试验和数值分析入手来探究风机工作特性与内流分布以达到优化设计的目的。吴克启、区颖达、蔡兆林等进行了一系列的试验，研究了各通流部件对斜流风机性能和流场的影响[6] [7] [8]。吴克启使用单倾斜热线及其测试系统，在不同顶端间隙条件下，对翼形和圆弧形斜流叶轮的间隙流动特性进行了实验研究，结果表明，斜流叶轮存在一个最佳顶端间隙值，给出的范围为 0.5~1.0 mm。

目前对于子午加速轴流风机的研究大多集中在叶片的选型、机壳结构上的优化、目风机入口及叶顶间隙、蜗壳的影响上，以及动静叶相互匹配等问题，特别是对于叶型的研究，技术和手段相对较为成熟，提升空间已不大，且研究周期较长。相比于其他因素的研究，加速比作为子午加速轴流风机重要的设计因素，目前可查文献和研究者相对较少，其对风机内部流场同样有着不可忽视的影响。为了较为容易地设计出高压、大流量系数和低噪声的风机，研究加速比对风机性能的影响就显得尤为必要。

2. 数学模型

2.1. 几何模型

根据某船舶动力设备散热和周围空间尺寸的要求，建立风机几何模型。该子午加速轴流风机主要由集流器、叶轮、导叶、扩压筒、后支架等部分组成，如图 1 所示。

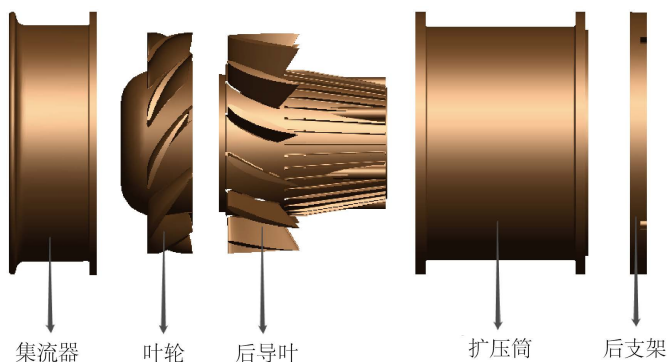


Figure 1. Geometric model of each part of the fan

图 1. 风机各部分几何模型

为比较不同加速比对子午加速轴流风机的影响，设计了标号为 C 的模型风机，如图 2 所示，表 1 为风机 C 的基本参数。

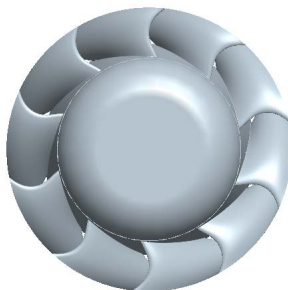


Figure 2. Model impeller C

图 2. 模型叶轮 C

Table 1. Basic parameters of fan C
表 1. 风机 C 基本参数

风机参数	数值
设计流量(m ³ /h)	5250
设计压力(Pa)	3000
转速(rpm)	6000
叶顶间隙(mm)	1
进口直径(mm)	350
出口直径(mm)	325
动叶片数	10
静叶片数	13

2.2. 不同加速比模型研究方法

根据爱克型子午加速轴流风机设计方法和步骤, 初步计算风机动叶进、出口面积, 静叶进、出口面积, 动叶进、出口速度、扭转速度, 动叶进、出口角, 静叶进、出口角等关键参数。在其他条件不变前提下, 单独对加速比这一参数进行改变, 图 3 为不同加速比叶轮的几何图形。

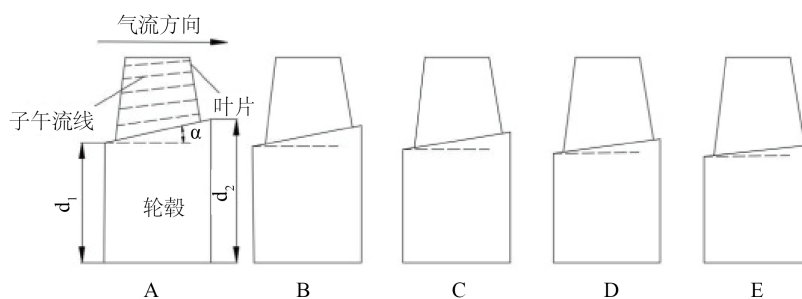


Figure 3. Geometric figures of five different acceleration ratio impellers
图 3. 五种不同加速比叶轮的几何图形

图中 d_1 表示叶轮进口半径, d_2 表示叶轮出口半径, α 为锥面的半锥角。通过上述计算, 得出模型风机 C 的进口轮毂直径为 212 mm, 出口轮毂直径为 244 mm, 计算得出加速比为 1.32。根据通风机实用技术手册[9] R + S 型风机加速比的合理取值范围为 1.1~1.5。我们将风机进口轮毂半径依次增减 2%, 出口轮毂半径依次减增 2%, 得到其余四组不同加速比数值。五种风机对比参数如下表 2 所示。

Table 2. Contrast parameters of five types of fans
表 2. 五种风机对比参数

风机序号	加速比	半锥角
A	1.55	19.8
B	1.43	16.4
C	1.32	12.9
D	1.22	9.3
E	1.12	5.6

3. 模拟仿真及可靠性验证

3.1. 计算方法

子午加速轴流风机的工作介质为空气，当气体在无热交换的条件下流动时，数值计算即在设定的边界条件下，计算机通过不断迭代求解 N-S (纳维斯托克斯) 方程，进行相应流场计算分析。为了简化计算，假定风机产生的气体为稳定、粘性、不可压缩流动，忽略气流流动过程中质量力的作用。

应用 fluent 计算软件，在旋转坐标系模型(MRF)下，离散方程采用速度-压力耦合的 Simple 算法。叶轮转速较高，其内部流场属于典型的高雷诺数湍流流动，数值计算时必须考虑湍流漩涡、强流线弯曲和旋转。使用 RNG k-epsilon 模型修正湍流粘度，壁面附近采用标准壁面函数，湍流动能、湍流耗散项和动量方程均采用二阶迎风格式离散，可以大大提高计算精度。进口边界条件给定为质量流量，出口设置为标准大气压力，转速为 6000 rpm，空气密度为 1.2 kg/m^3 。

3.2. 网格划分和无关性验证

网格的设计和划分是风机流场计算精确的前提条件，其质量直接决定了数值计算的精度和求解结果。本文首先利用三维软件 Proe 对风机进行建模处理，再使用 ANSYS 中的 ICEM CFD 对所有计算模型进行网格离散。由于叶片前缘和尾缘几何型线的曲率很大，故需在这些特殊的部位设置更多的结点以细化网格的大小，从而降低网格的扭曲度，保证网格质量。图 4 为风机整体网格示意图。

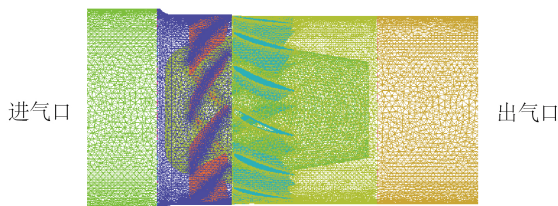


Figure 4. The whole mesh diagram of the fan system
图 4. 风机整体网格示意图

对网格采取逐步加密的方式进行无关性验证，数量分别为 300 万、400 万、500 万、600 万、700 万、800 万。各计算结果如表 3 所示。从表中可以看出，在网格数量达到 500 万之后，全压差别最大在 1%，效率最大相差 0.54%，由此可认为网格在 500 万时已满足计算精度和数量的要求，对结果影响不大，且保证网格整体质量达到 0.25 以上，图 5 为风机叶片网格的局部加密。

Table 3. Grid independence verification results

表 3. 网格无关性验证结果

网格数量(万)	全压(Pa)	效率(%)
300	2980	74.86
400	3000	75.87
500	3040	76.75
600	3010	76.21
700	3050	76.32
800	3035	76.8



Figure 5. Local mesh encryption of blade
图 5. 叶片局部网格加密

3.3. 可靠性验证

依据国标 GB/T1236-2000 相关规定[10], 以某子午加速轴流风机为例, 性能试验选择在出气风室试验台上完成, 测量流量使用锥形进口喷嘴测量法。测试过程中所使用的主要装置及设备有: 智能压力变送器、电机控制器、温度湿度传感器、直流电源、激光测速仪以及驱动电机。其中, 风室壁面静压采集的压力变送器的量程为 0~4000 pa。图 6 为风机性能测试现场图。



Figure 6. Field drawing of fan performance test
图 6. 风机性能测试现场图

从图 7 中可以发现, 风机全压效率 - 流量曲线的试验数据和模拟数据总体趋势吻合, 随着流量逐渐增大, 模拟压力与试验压力差值先减小而后慢慢增大, 再到减小这一过程, 但最大差值基本控制在 4% 以内, 则认为数值计算中所设置边界条件的正确性, 流场分析具有一定的可靠性。

4. 仿真模拟结果与分析

4.1. 不同加速比性能曲线结果分析

以原模型风机 C 为基准, 对不同加速比的风机进行数值模拟, 得到性能预测曲线。图 8 和图 9 分别为风机的全压 - 流量曲线和效率 - 流量曲线。

在图 8 中, 对于大于加速比 1.32 的风机 A 和 B 来说, 当流量小于 1 kg/s 时, 处在小流量范围的 A、C 两风机压力, 随着流量的增大, 压力略有下降, 但基本变化不大, B 风机的压力在流量大于 0.6 kg/s 时,

有明显下降趋势。在流量大于 1 kg/s 时，三个风机的压力都呈现先增大后减小的趋势，但 A、B 两风机的最佳工况点较之模型风机 C 开始左移，在流量达到 1.5 kg/s 时，压力达到最高点。说明随着加速比的不断增大，风机的最佳工况点开始向小流量范围内趋近。

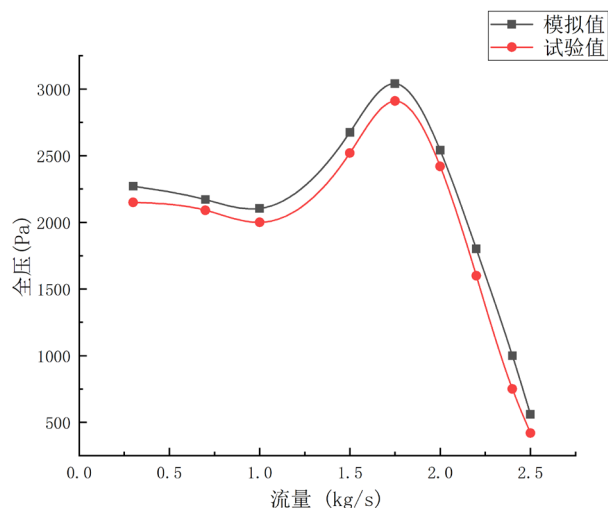


Figure 7. The full pressure flow curve of the original model is compared with the test

图 7. 原模型全压 - 流量曲线与试验对比

风机 D 和 E，在流量小于 2 kg/s 时，整体曲线基本上呈现出先减小后增大的趋势。随着加速比的不断减小，无论是整体曲线还是最佳效率点的全压最高值，均呈现出减小趋势。当流量大于 2 kg/s 时，三个风机的全压 - 流量曲线有趋近一条曲线的势头，特别对于 D、E 两风机来说，曲线基本上重合，说明随着加速比的不断减小，在大流量区域，加速比对全压的影响减小，作用已经不太明显，较之模型风机 C 来讲，最佳工况点略往大流量范围内偏移。在最佳工况点五种风机压力大小依次为：风机 C > 风机 B > 风机 D > 风机 E > 风机 A。

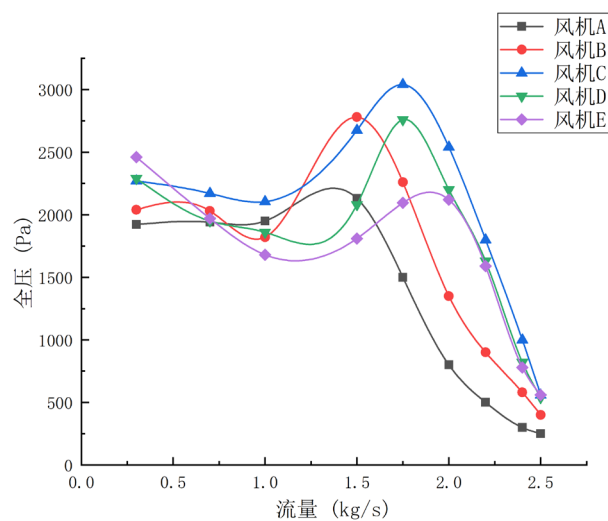


Figure 8. Total pressure-flow curve

图 8. 全压 - 流量曲线

从图9中可以看出,以模型风机C为基准,当流量小于1 kg/s时,风机A、B、C曲线基本重合,表明在小流量范围内,加速比的增大对效率的影响变化不大。随着流量不断增大,三者的效率曲线也呈现出先增大后减小的趋势,模型风机C的效率最高点达到76.7%,而风机A的效率最低,仅为56.1%。

对于低加速比的子午加速轴流风机,风机D和E在小流量区(流量小于0.75 kg/s)以及大于2 kg/s的流量区域内,效率曲线基本上重合,变化不大,在中间流量区域内风机D的效率显然高于风机E,越偏离最佳加速比风机效率越低。

从上述两幅图来看,对同一结构参数不同加速比的风机来说,在风机取得最佳加速比的数值后,随着偏离最佳加速比的数值增加,风机的压力和效率都呈现出依次递减的效果,风机的各性能曲线偏差会越来越来大,性能逐渐恶化。

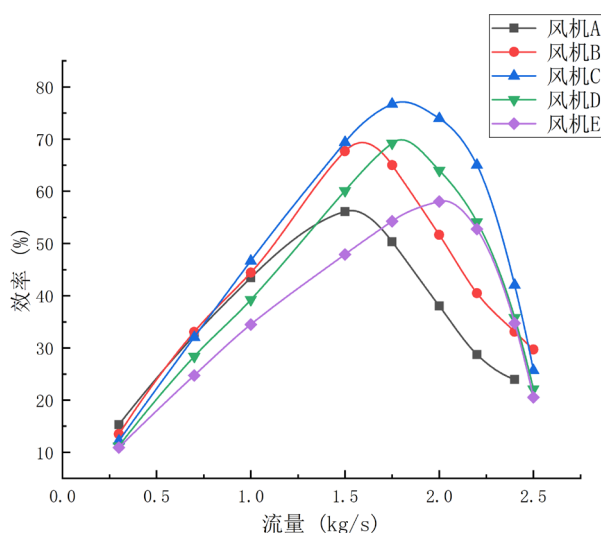


Figure 9. Efficiency-flow curves
图9. 效率 - 流量曲线

4.2. 子午面速度流线结果分析

图10~14分别为各风机的子午面速度流线图,通过对比可以发现,当偏离最佳加速比设计点1.32,加速比数值逐渐增大时,对于风机A和B来说,整个后导叶以及末端位置均出现较大面积涡流,随着加速比的增加,涡流产生的位置逐渐向上游靠近并且面积逐渐增大。这是造成流道内损失增大,流动恶化乃至整体效率降低的重要因素。对于子午加速轴流风机来讲,不合理的加速比引起的流动损失占有相当大的比例。

模型风机C速度流线较为平缓,仅在后导叶末端出现了局部涡流,并且面积较小。究其原因在于[11],随着加速比的不断增大,风机叶轮的半锥角逐渐增大,叶片出口处的面积逐渐变小,流速增加,在尾流锥附近处产生大量的低压区,导致主流流动方向开始朝径向偏转,使得流动受阻并伴随有泄漏涡的形成。泄漏流动与主流的卷吸作用加强,其强度和影响区域也随加速比的增大而增大。

图13和图14是低加速比风机D和E的子午面速度流线图,不同于高加速比的流动特点,对加速比逐渐降低的风机来讲,风机D首先出现了大面积涡流,经上游动叶旋转加速后的气物流经后导叶被扩压整流,尾流锥[12]附近以及流道底部沿着气流旋转的逆时针方向出现了大面积的低速区,速度梯度分布极不均匀,造成流道底部内流场紊乱,伴随二次涡流的产生,气流在此处动能损失较为严重,导叶流道底部充斥着大量的低能流体,并且在此处积聚从而影响主流的发展。

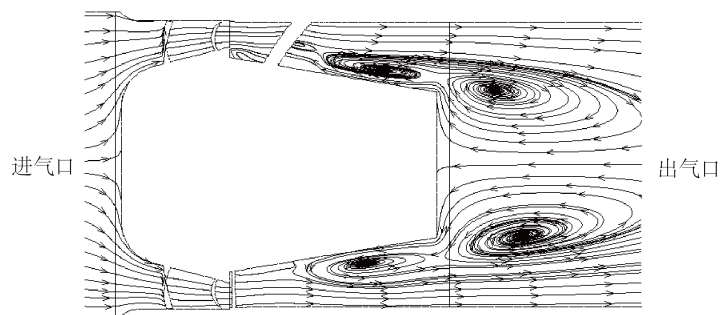


Figure 10. Meridional velocity flow diagram of fan A

图 10. 风机 A 子午面速度流线图

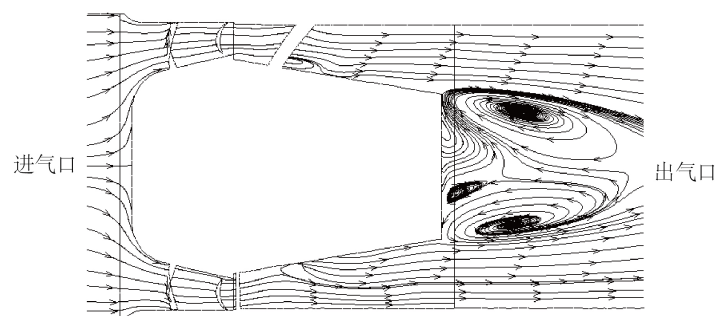


Figure 11. Meridional velocity flow diagram of fan B

图 11. 风机 B 子午面速度流线图

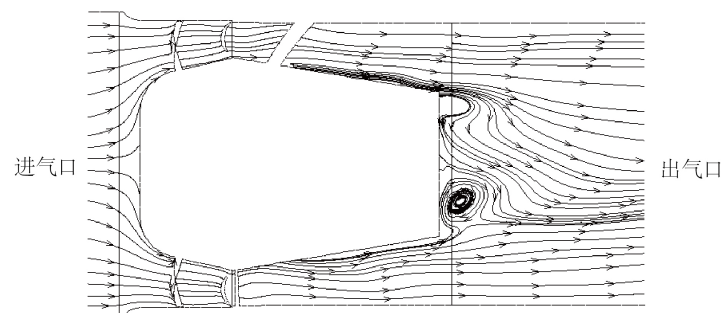


Figure 12. Meridional velocity flow diagram of fan C

图 12. 风机 C 子午面速度流线图

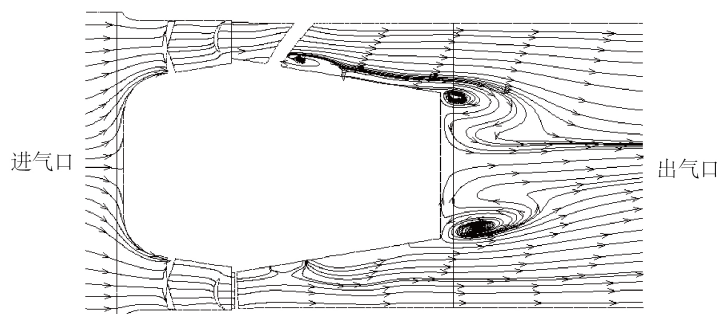


Figure 13. Meridional velocity flow diagram of fan D

图 13. 风机 D 子午面速度流线图

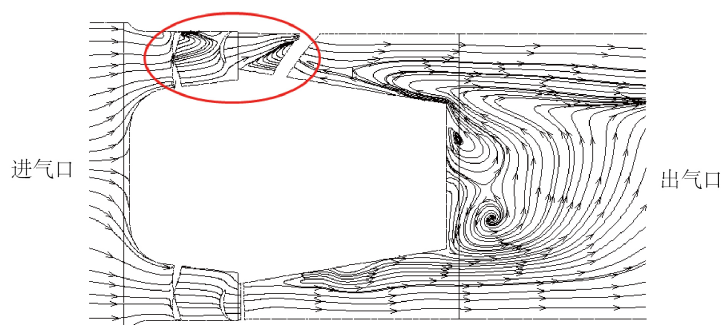


Figure 14. Meridional velocity flow diagram of fan E

图 14. 风机 E 子午面速度流线图

对风机 E 来讲,随着加速比的进一步减小,在图 14 中,尾流锥附近依然有低压区并伴随涡流的产生,不过相比于风机 D 来说,流道内导叶后的低速区范围已经缩小很多,流体能量在此处损失相对减少,但随着加速比的不断降低,涡流位置逐渐向前,到达了动叶区范围内,此时动叶区开始产生回流(图中红色标注区域),和主流相互作用,削弱主流流动效应,减弱叶片做功能力,从效率-流量图中也可以得到验证。在设计过程中加速比的减小意味着半锥角的角度也随着减小,在结构上子午加速轴流风机[13]开始趋向于普通轴流风机,经过动叶做功后的气流偏转旋回轴向,以及将偏转气流的动能转变为静压能的能力大大减弱,这也是导致效率不高,压力下降的主要原因。

4.3. 加速比变化对风机做功能力的影响

加速比变化的实质是进出口轮毂的差异,不同轮毂尺寸会导致加速比变化,影响气流来流方向和角度,对叶轮机械来讲,气流方向对叶片做功能力影响较大。图 15~19 给出了五种不同加速比风机在最佳工况点时,2/3 叶高的压力分布云图。对风机叶片来讲,从叶根到叶顶其压力梯度是逐渐增加的[14],风机主要做功部位在叶片的中上部。从图中可以清晰看出,在五种不同风机叶片的压力面和吸力面梯度变化趋势,前缘至弦长 30%的吸力面侧,均出现了一个较大压力梯度,越接近叶片表面,负压值越大,五种风机在吸力面的压力梯度较为相似,变化不大。在 30%~70%叶中的区域,从图中可以看出,吸力面压力梯度变化不大,而在压力面侧,从风机 A 到 C,压力梯度呈现出逐渐减小的趋势,从风机 C 到 E,又开始慢慢增加。在 70%至尾缘处,从风机 C 上可以明显看出,出现了面积较大的高压区,压力梯度变化明显。

以风机 C 为参照,加速比无论是逐渐变大还是变小,该处的压力面高压区范围均开始慢慢减小并且开始偏离叶片。几款风机的前缘处附近差别并不明显,随着弦长的增加,风机 A 至 E 的压力面侧,模型风机 C 的压力并不是处最大压力,但叶片弦长的后 30%至尾缘处可清晰地看到其高压区压力分布范围最大,从最终模拟数值来看,能直观反映出,叶片中后部分才是叶轮整体做功的主要位置。其他风机压力和效率不高的原因在于,加速比的改变,使得气体进出口流道几何形状发生变化,叶轮机壳端壁边界层和出口处尾迹的影响,堵塞了叶轮出口处气体的流动,导致下游处负压区面积增大,主气流偏离,形成涡流影响做功能力。

图 20 为不同加速比风机在最佳工况点的全压和效率图。在加速比取得最佳数值后,无论其增大还是减小,压力和效率均呈现出以模型风机 C 为参考的对称曲线,越偏离最佳加速比点,风机性能越差。从上述五个子午面流线图中也可以直观看出,加速比从 1.61 减小至最低 1.12 过程中,涡流面积以及影响区域由大到小,到最佳加速比时,加速比的继续减小,又出现了涡流面积又出现上述变化。从而我们可以得出结论,在风机参数一定的形况下,加速比存在最佳数值。

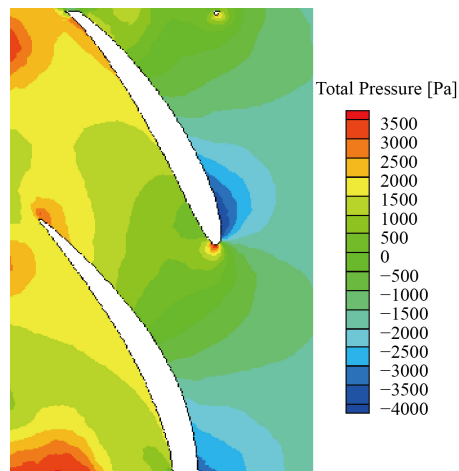


Figure 15. High pressure distribution on 2/3 blades of fan A
图 15. 风机 A 叶片 2/3 叶高压力分布

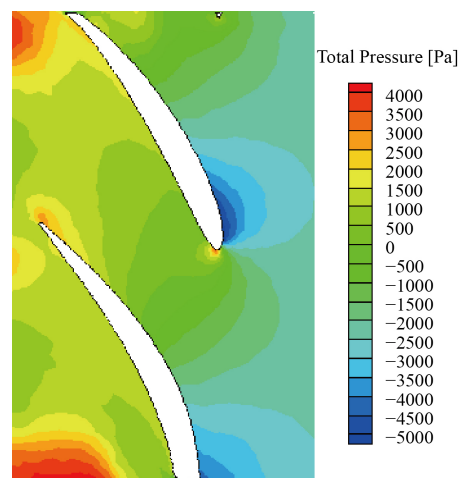


Figure 16. High pressure distribution on 2/3 blades of fan B
图 16. 风机 B 叶片 2/3 叶高压力分布

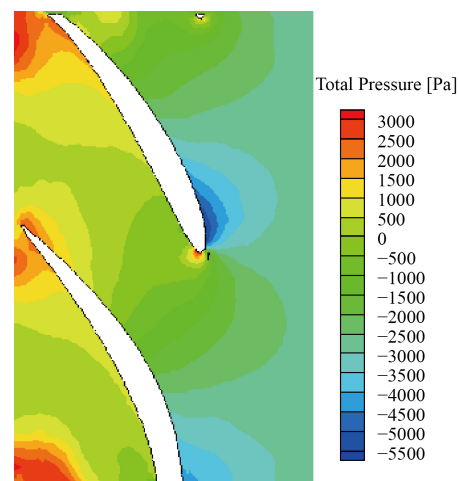


Figure 17. High pressure distribution on 2/3 blades of fan C
图 17. 风机 C 叶片 2/3 叶高压力分布

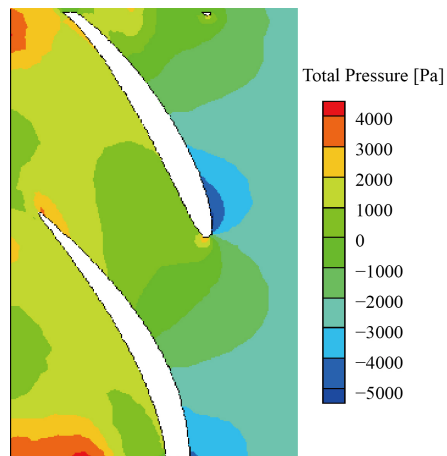


Figure 18. High pressure distribution on 2/3 blades of fan D
图 18. 风机 D 叶片 2/3 叶高压力分布

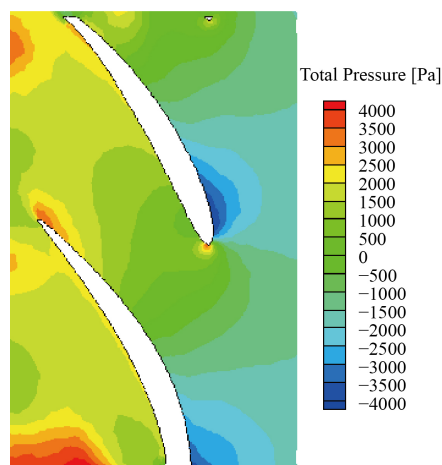


Figure 19. High pressure distribution on 2/3 blades of fan E
图 19. 风机 E 叶片 2/3 叶高压力分布

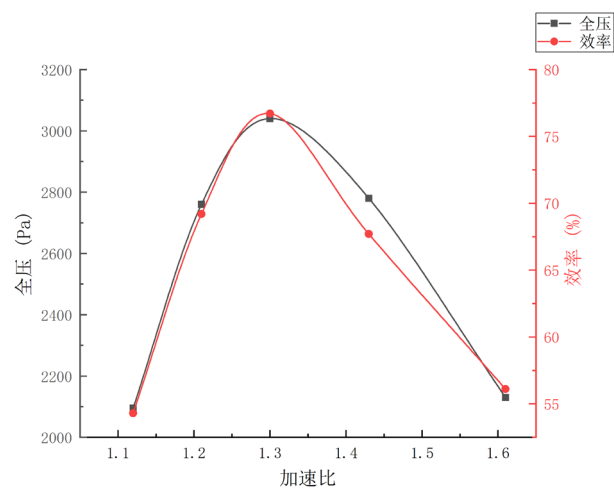


Figure 20. Total pressure and efficiency diagram of the optimal working point of the fan with different acceleration ratios
图 20. 不同加速比风机最佳工况点的全压和效率图

5. 结论

1) 以最佳加速比 13.2 为参照, 随着加速比不断偏离最佳设计点, 风机全压和效率都出现不同程度的依次递减。加速比越大, 则出口流动速度越大, 涡流强度和低压区从导流锥尾部向侧面开始延伸, 面积逐渐增大; 加速比不断减小, 尾部涡流作用强度减小, 但其位置开始向动叶区扩散, 与主流流动相互作用明显, 影响主流流动。

2) 不同加速比对叶片做功能力影响显著, 且性能曲线分布呈现出以最佳加速比 13.2 为对称的两侧递减分布规律。

基金项目

工信部高技术船舶科研项目“船用空调布风器及系统控制装置研制”(工信部装函[2017] 614 号-6)。

参考文献

- [1] 张宇. 后弯形叶片船用辅助风机的设计及优化[D]: [硕士学位论文]. 大连: 大连海事大学, 2010.
- [2] Kaneko, K., Setoguchi, T. and Inoue, M. (1990) Passive Control of Unstable Characteristics of a High Specific Speed Diagonal-Flow Fan by an Annular Wing. *ASME 1990 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, American Society of Mechanical Engineers, V001T01A055. <https://doi.org/10.1115/90-GT-159>
- [3] Rodriguez, C., Egusquiza, E. and Santos, I. (2007) Frequencies in the Vibration Induced by the Rotor Stator Interaction in a Centrifugal Pump Turbine. *Journal of Fluids Engineering*, **129**, 1428-1435. <https://doi.org/10.1115/1.2786489>
- [4] Furukawa, M., Saiki, K., Nagayoshi, K., et al. (1998) Effects of Stream Surface Inclination on Tip Leakage Flow Fields in Compressor Rotors. *Journal of Turbomachinery*, **120**, 683-694. <https://doi.org/10.1115/1.2841777>
- [5] 仲志刚, 赵军, 赛庆毅, 等. 斜流式通风机的研究现状与发展趋势[J]. 机械研究与应用, 2010(5): 5-7.
- [6] 吴克启, 区颖达, 蔡兆林, 等. 斜流叶轮顶端间隙流动特性的研究[J]. 流体机械, 1994, 22(3): 4-9.
- [7] 区颖达, 吴克启, 蔡兆林. 提高轴流及斜流风机性能的试验研究[J]. 风机技术, 1989(4): 30-34.
- [8] 区颖达, 吴克启, 蔡兆林. 斜流风机中扩散筒及叶顶、叶根倾斜角的试验研究[J]. 流体机械, 1989(10):1-4.
- [9] 商景泰, 主编. 通风机实用技术手册[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005.
- [10] 国家质量技术监督局. GB/T1236-2000 工业通风机用标准化风道进行性能实验[S], 2000.
- [11] 赖焕新, 康顺, 谭春青, 吴克启. 有无叶顶间隙条件下斜流风机叶轮内部三维流动的数值研究[J]. 航空动力学报, 2000, 15(1): 17-21.
- [12] 李艺铭, 王军, 尹国庆, 王威, 徐绍斌, 林志良. 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.
- [13] 高鹏, 楚武利, 吴艳辉, 等. 梯形间隙结构对斜流风机性能影响的研究[J]. 风机技术, 2007, 49(6): 8-11.
- [14] Guo, S.J. and Yoshiyuki, M. (2005) Experimental Investigations on Pressure Fluctuations and Vibration of the Impeller in a Centrifugal Pump with Vaned Diffusers. *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, **48**, 136-143. <https://doi.org/10.1299/jsmeb.48.136>