

对旋轴流通风机叶轮内不可逆能量损失机理

陈永平^{1,2}, 刘荣华¹, 陈世强¹, 吴世先², 刘东³, 李洋溢⁴, 彭文庆¹

(1. 湖南科技大学资源环境与安全工程学院, 湖南湘潭 411201; 2. 桂林航天工业学院能源与建筑环境学院, 广西桂林 541004; 3. 广西交通投资集团有限公司, 广西南宁 530025; 4. 广西交通设计集团有限公司, 广西南宁 530025)

摘要: 随着节能降耗成为当今世界的迫切需要, 提高通风机能量转换效率越来越受到重视, 已成为通风领域内关键问题。掌握叶轮内不可逆能量损失演化机制是实现能量高效转化的前提与基础, 但目前尚缺乏针对叶轮内不可逆能量损失机理方面的研究。为此, 以对旋轴流通风机为研究对象, 采用数值模拟和实验方法获得了不同流量工况下通风机内部流场。基于熵产理论, 建立了通风机叶轮内不可逆能量损失理论模型, 明确了叶轮内不可逆能量损失与空间流场参数的内在关系, 实现了叶轮内不同类型能量损失的定量分析, 结合叶轮内流动特征, 明确了能量损失空间演化规律和产生原因。研究表明, 熵产方法计算叶轮内不可逆能量损失是可靠的, 直接黏性耗散损失和壁面摩擦损失是能量损失的重要组成部分, 而湍流耗散则是引起能量损失的主要原因, 达到总能量损失的60%~80%; 对于前级叶轮, 湍流耗散引起的能量损失在 $1.0Q_{BEP}$ 流量工况(Q_{BEP} 为最优工况流量)达到最小, 而后级叶轮能量损失随流量的降低而增大。能量损失主要集中在 $Span=0.6\sim 1.0$ ($Span$ 为叶展方向轮毂至机壳的无量纲距离)区域, 在 $1.0Q_{BEP}$ 工况达到总能量损失的70%; 叶顶间隙泄漏流和叶片前缘溢流引起的螺旋旋涡、叶轮内回流、叶片压力面和吸力面流动分离以及叶片后缘尾迹都将导致能量损失产生, 其中流动分离和尾迹引起的高能量损失区域较小, 能量损失相对有限, 而旋涡和回流显著影响叶轮内流体流动, 最终导致叶顶附近区域出现大量能量损失。

关键词: 对旋轴流通风机; 叶轮; 不可逆能量损失; 熵产理论; 流动特征

中图分类号: TD441 文献标志码: A 文章编号: 0253-9993(2024)06-2728-13

Mechanism of irreversible energy loss in impeller of contra-rotating axial fan

CHEN Yongping^{1,2}, LIU Ronghua¹, CHEN Shiqiang¹, WU Shixian², LIU Dong³, LI Yangyi⁴, PENG Wenqing¹

(1. School of Resource & Environment and Safety Engineering, Hunan University of Science and Technology, Xiangtan 411201, China; 2. School of Energy Engineering and Building Environment, Guilin University of Aerospace Technology, Guilin 541004, China; 3. Guangxi Communications Investment Group Co., Ltd., Nanning 530025, China; 4. Guangxi Communications Design Group Co., Ltd., Nanning 530025, China)

Abstract: With the urgent need of energy saving and consumption reduction in today's world, the topic of increasing the energy conversion efficiency of ventilation fans has been attracted a lot of attentions, it has become a key issue in the field of ventilation. The understanding on the evolution mechanism of irreversible energy loss in impeller is the premise and basis for realizing the efficient energy conversion of ventilation fans. At present, the irreversible energy loss mechanism in impeller is still lack of research. Therefore, the internal flow field of the contra-rotating axial fan at different flowrates is

收稿日期: 2023-05-29 修回日期: 2023-08-10 责任编辑: 钱小静 DOI: 10.13225/j.cnki.jccs.2023.0675

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51864014); 湖南省自然科学基金资助项目(2023JJ50232); 桂林航天工业学院自然科学基金资助项目(XJ20KT13)

作者简介: 陈永平(1992—), 男, 江西丰城人, 博士研究生。E-mail: ypchen1992@sina.com

通讯作者: 陈世强(1978—), 男, 贵州遵义人, 教授, 博士。E-mail: shiqiangchen@hnust.edu.cn

引用格式: 陈永平, 刘荣华, 陈世强, 等. 对旋轴流通风机叶轮内不可逆能量损失机理[J]. 煤炭学报, 2024, 49(6): 2728-2740.

CHEN Yongping, LIU Ronghua, CHEN Shiqiang, et al. Mechanism of irreversible energy loss in impeller of contra-rotating axial fan[J]. Journal of China Coal Society, 2024, 49(6): 2728-2740.



移动阅读

obtained by numerical simulation and experimental methods. A theoretical model of irreversible energy loss in impeller of ventilation fans is established based on entropy production theory, and the relationship between the irreversible energy loss in impeller and the flow field parameters is clarified. A quantitative analysis is conducted on different types of energy loss in impeller, and the spatial evolution law and causes of energy loss are clarified by combining with the flow characteristics in impeller. The results show that the entropy production method is reliable in calculating the irreversible energy loss in impeller. Direct viscous dissipation loss and wall friction loss are important components of energy loss, while turbulent dissipation is the main cause of energy loss, accounting for 60% to 80% of the total energy loss. For the front impeller, the energy loss caused by turbulent dissipation reaches the minimum at $1.0 Q_{BEP}$, while the energy loss of the rear impeller increases with the decrease of flowrate. The energy loss is mainly concentrated in the region of $Span=0.6-1.0$, reaching 70% of the total energy loss at optimal flow condition. The spiral vortex caused by blade tip leakage flow and overflow of blade leading edge, backflow in impeller, flow separation at blade pressure and suction surface, and blade trailing edge wake will cause energy loss. The high energy loss region caused by flow separation and wake is relatively small, and the energy loss is relatively limited. However, the vortex and backflow significantly affect the flow in impeller, ultimately leading to a significant energy loss in the region near the blade tip. The research results can provide a reference for the evaluation of irreversible energy loss of ventilation fans.

Key words: contra-rotating axial fan; impeller; irreversible energy loss; entropy production theory; flow characteristic

随着能源和环境问题日益严峻, 通风机性能的提高成为科研工作者关注的焦点。降低通风机能量损失, 提高能量转换效率对于减少能耗和碳排放十分重要。对旋轴流通风机由两级旋转方向相反的叶轮组成, 具有风量大和风压高等优点, 已广泛应用于矿井和隧道等领域^[1-2]。作为一种通用的叶片式流体机械, 叶轮是通风机能量转换的唯一部件, 叶轮内复杂流动所产生的能量损失是影响通风机性能和能量转换效率的关键因素。因此, 探明通风机叶轮内能量损失与流动特征之间的关系, 揭示其能量损失机理, 对通风机节能降耗具有重要意义。

国内外学者对通风机节能降耗已进行了诸多的研究, 取得了一定的成果。目前, 对于通风机节能运行方面的研究主要集中在 3 个方面: 一是“结构优化节能”, 通过优化通风机叶片、叶顶间隙、扩散器和集流器结构改变机内流场来降低能量损失^[3-8]; 二是“变频调节节能”, 通过调节通风机叶轮转速的手段来优化通风机运行工况^[9-12]; 三是“变角调节节能”, 通过调节叶片安装角改变通风机的性能^[13-14]。无论是结构优化节能、变频调节节能, 还是变角调节节能, 本质上, 都是研究通风机能量的转化与利用问题, 通风机不可逆能量损失越小, 表明能量的利用率越高。上述研究通常采用传统方法对通风机能量损失进行评估(由通风机输入功率与输出功率之差确定), 该方法只能获得通风机各个部件能量损失的整体大小, 而不能定量确定能量损失的空间分布规律, 无法建立能量损失与流动特征之间的具体关系。因此, 亟需提出一种通风机能量损失评价新方法。从热力学第二定律角

度看, 通风机叶轮对风流做功, 风流在叶轮内获得能量, 这一过程可看作是一个不可逆的热力学过程, 叶轮内能量转化过程中存在耗散, 整个系统的熵将增大。由此可知, 热力学第二定律熵产理论可作为定量评价通风机叶轮内不可逆能量损失的有效途径。

近年来, 越来越多学者开始将流体流动过程中的能量损失与熵产理论联系起来。KOCK 和 HERWIG^[15-17]基于雷诺平均 Naviers-Stokes(RANS) 方程推导了湍流流动局部熵产率公式, 并对简单的管道流动熵产进行计算, 验证了熵产理论评估能量损失的有效性。进一步, SCHMANDT 和 HERWIG^[18]提出了一种利用熵产理论确定水头损失系数的方法, 该方法可以更好的理解流动损失物理机制。段璐等^[19-20]应用熵产方法对旋风分离器内部能耗进行了分析, 证实了熵产方法研究旋风分离器能量损失的可行性。上述研究表明, 熵产理论是一种评价能量损失的有效方法。目前, 熵产理论在水泵和水轮机等流体机械能量损失、优化设计和空化分析等方面得到了一定的应用^[21]。LI 等^[22]利用熵产理论分析了水泵水轮机驼峰特性和迟滞效应, 发现迟滞效应与主流区回流、流动分离和旋涡有关。GHORANI 等^[23]从熵产理论的角度研究了离心泵反向模式下能量损失特性, 指出叶片进口流动冲击、流动分离和流道内的涡流是造成泵内能量损失的主因。MU 等^[24]基于熵产理论揭示了采用槽流控制技术提高轴流泵能量性能的机理, 发现在深度失速工况下, 通道涡的消除和叶轮间隙涡的减弱将导致叶轮局部熵产显著降低, 这是轴流泵能量性能提高的根本原因。TANG 等^[25]基于熵产理论研究了 H 型垂直轴风

力机叶尖涡对尾流区能量损失的影响,揭示了尾迹区能量损失分布规律。王松岭等^[26]将熵产理论用于指导离心风机性能优化,但在计算过程中没有考虑壁面摩擦所带来的熵产,因此通过熵产方法所计算的能量损失偏小。综上所述,相比传统方法,熵产理论在流体机械不可逆能量损失的分析中具备明显的优势,是揭示流体机械内部能量损失机理的重要手段。然而,目前基于熵产理论分析对旋轴流通风机叶轮内不可逆能量损失机理方面的研究未见有相关报道,对旋轴流通风机叶轮内不可逆能量损失机制尚不清晰。

针对上述问题,笔者考虑壁面区域的熵产,基于熵产理论,研究对旋轴流通风机叶轮内不可逆能量损失机理。首先,对通风机叶轮内不可逆能量损失评价方法及理论进行分析。其次,对通风机内部流动进行数值模拟,得到叶轮内风流流动特性,并通过实验验证数值模拟结果的准确性。然后,将熵产方法和传统方法计算叶轮内不可逆能量损失进行对比,验证熵产方法的有效性。最后,给出通风机叶轮内不同类型能量损失分布特性,在此基础上,明确叶轮内能量损失和流动特征空间演化规律,探明能量损失与流动特征之间的关系,揭示叶轮内不可逆能量损失机理。

1 不可逆能量损失评价理论

1.1 传统方法能量损失评价理论

传统方法计算流体机械叶轮内总能量损失通常由叶轮输入功率(轴功率)与输出功率(有效功率)之差确定,可由式(1)计算,即

$$N_{\text{loss}} = N_{\text{input}} - \left(\int_{\text{out}} p_{\text{total}} dQ - \int_{\text{in}} p_{\text{total}} dQ \right) \quad (1)$$

式中, N_{loss} 为叶轮内总能量损失, W; N_{input} 为叶轮输入功率, W; p_{total} 为叶轮进口或出口风流总压, Pa; Q 为通风机体积流量, m^3/s ; 下标 in 和 out 分别表示叶轮进口、出口。

1.2 熵产方法能量损失评价理论

假设通风机叶轮内温度为常量,不考虑由于热传递引起的熵产。对于笛卡尔坐标系下不可压缩流动,熵输运方程^[15]可写为

$$\rho \left(\frac{\partial s}{\partial t} + u_1 \frac{\partial s}{\partial x_1} + u_2 \frac{\partial s}{\partial x_2} + u_3 \frac{\partial s}{\partial x_3} \right) = -\text{div} \left(\frac{\mathbf{q}}{T} \right) + \frac{\Phi}{T} \quad (2)$$

式中, ρ 为空气的密度, kg/m^3 ; u_1 、 u_2 和 u_3 为速度分量, m/s ; T 为热力学温度, K; \mathbf{q} 为热通量密度矢量, W/m^2 ; s 为熵, $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$; x_1 、 x_2 和 x_3 为坐标分量, m; Φ 为耗散函数。

由式(2)可知,通风机叶轮内由流动耗散所引起的熵产 \dot{S}_D 可由式(3)计算,即

$$\dot{S}_D = \frac{\Phi}{T} \quad (3)$$

耗散函数 Φ 可表示为

$$\begin{aligned} \Phi = & 2\mu \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] + \\ & \mu \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] - \\ & \frac{2}{3}\mu \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right)^2 \end{aligned} \quad (4)$$

式中, μ 为流体动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

对于不可压缩流体,连续性方程为

$$\frac{\partial u_1}{\partial x_1} + \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + \frac{\partial u_3}{\partial x_3} = 0 \quad (5)$$

因此,耗散函数 Φ 可简化为

$$\begin{aligned} \Phi = & \mu \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u_2}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] + \\ & 2\mu \left[\left(\frac{\partial u_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (6)$$

本研究采用雷诺平均 Navier-Stokes(RANS) 方程求解湍流流动,瞬时速度 u_1 、 u_2 和 u_3 由平均速度和脉动速度组成:

$$u_1 = \bar{u}_1 + u'_1, \quad u_2 = \bar{u}_2 + u'_2, \quad u_3 = \bar{u}_3 + u'_3 \quad (7)$$

式中, \bar{u}_1 、 \bar{u}_2 和 \bar{u}_3 为平均速度分量, m/s ; u'_1 、 u'_2 和 u'_3 为脉动速度分量, m/s 。

因此,对于湍流流动,熵产是由平均速度和脉动速度共同作用引起的,可表示为

$$\dot{S}_D = \frac{\Phi}{T} = \dot{S}_{\bar{D}} + \dot{S}_{D'} \quad (8)$$

式中, $\dot{S}_{\bar{D}}$ 为平均速度不均匀产生直接黏性耗散引起的熵产, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; $\dot{S}_{D'}$ 为脉动速度不均匀产生湍流耗散引起的熵产, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$ 。

直接黏性耗散引起的熵产可由式(9)计算,即

$$\begin{aligned} \dot{S}_{\bar{D}} = & \frac{\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_2} + \frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_3} + \frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_3} + \frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] + \\ & \frac{2\mu}{T} \left[\left(\frac{\partial \bar{u}_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (9)$$

湍流耗散引起的熵产可由式(10)计算,即

$$\begin{aligned} \dot{S}_{D'} = & \frac{\mu_{\text{eff}}}{T} \left[\left(\frac{\partial u'_1}{\partial x_2} + \frac{\partial u'_2}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_1}{\partial x_3} + \frac{\partial u'_3}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_3} + \frac{\partial u'_3}{\partial x_2} \right)^2 \right] + \\ & \frac{2\mu_{\text{eff}}}{T} \left[\left(\frac{\partial u'_1}{\partial x_1} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_2}{\partial x_2} \right)^2 + \left(\frac{\partial u'_3}{\partial x_3} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (10)$$

式中, μ_{eff} 为有效动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$, 可表示为

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (11)$$

式中, μ_t 为湍流动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

然而, 在求解雷诺平均 Navier-Stokes(RANS) 方程时, 由脉动速度不均匀产生湍流耗散引起的熵产无法直接获取。但湍流耗散引起的熵产与湍流模型中 ε 或 ω 存在关联, 在 SST $k-\omega$ 湍流模型中, 熵产可近似由式 (12) 计算, 即

$$\dot{S}_D = \beta \frac{\rho \omega k}{T} \quad (12)$$

式中, $\beta=0.09$; ω 为湍流比耗散率, s^{-1} ; k 为湍动能, m^2/s^2 。

此外, 由于叶轮内壁面区域存在较高的速度梯度, 将造成不可忽略的能量损失。因此, 在本研究中, 采用式 (13) 计算壁面区域的熵产 \dot{S}_w :

$$\dot{S}_w = \frac{\tau \nu}{T} \quad (13)$$

式中, \dot{S}_w 为壁面区域熵产, $\text{W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$; τ 为壁面剪切应力, Pa ; ν 为距离壁面第 1 层网格节点处的速度, m/s 。

由以上分析可知, 不可逆能量损失可由以下公式计算

$$\dot{N}_D = T \dot{S}_D \quad (14)$$

$$\dot{N}_{D'} = T \dot{S}_{D'} \quad (15)$$

$$\dot{N}_W = T \dot{S}_W \quad (16)$$

式中, \dot{N}_D 为直接黏性耗散引起的能量损失 (ELDD), W/m^3 ; $\dot{N}_{D'}$ 为湍流耗散引起的能量损失 (ELTD), W/m^3 ; \dot{N}_W 为壁面摩擦引起的能量损失 (ELW), W/m^2 。

进一步, 不同类型不可逆总能量损失可对式 (14)~(16) 进行积分获得

$$N_D = \int_V \dot{N}_D dV \quad (17)$$

$$N_{D'} = \int_V \dot{N}_{D'} dV \quad (18)$$

$$N_W = \int_A \dot{N}_W dA \quad (19)$$

式中, V 为控制体积, m^3 ; A 为壁面面积, m^2 。

因此, 不可逆总能量损失 N_{TEL} 可表示为

$$N_{\text{TEL}} = N_D + N_{D'} + N_W \quad (20)$$

2 数值模型和方法

2.1 通风机叶轮模型

研究对象为 1 台对旋轴流通风机, 其详细参数为:

前级叶轮叶片数 $Z_1=9$, 后级叶轮叶片数 $Z_2=7$, 叶顶间隙 $L_1=5 \text{ mm}$, 前后级叶轮转速 $n=900 \text{ r/min}$, 叶轮直径 $D=620 \text{ mm}$, 轮毂直径 $d=380 \text{ mm}$, 轴向间隙 $L=36 \text{ mm}$ 。为保证数值模拟物理模型与实验通风机的一致性, 对实验通风机叶轮进行 3D 扫描, 获得前后级叶轮的云点数据, 在此基础上, 借助逆向工程软件建立了叶轮的三维物理模型, 叶轮模型如图 1 所示。

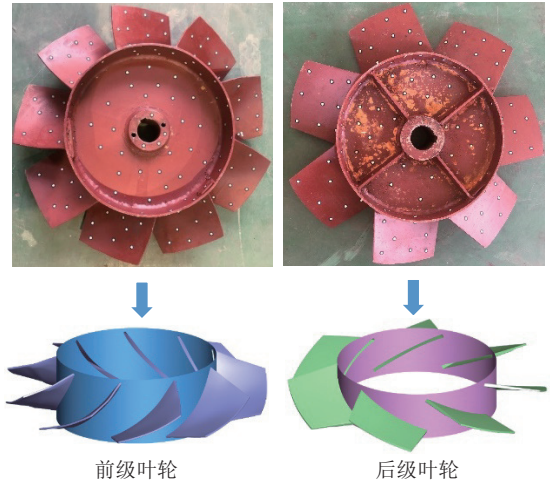


图 1 通风机叶轮模型

Fig.1 Impeller model of fan

2.2 数值模型与边界条件

采用商业软件 FLUENT 多重参考系模型 (Moving Reference Frame, MRF) 对通风机进行稳态不可压缩数值模拟。选择 SST $k-\omega$ 湍流模型进行数值计算, 该模型被广泛应用于流体机械仿真^[27-30], 可更好的预测叶轮内部的流动分离、旋涡结构和回流等流动。在数值模拟中, 设置压力入口和流量出口边界条件, 其中质量流量由实验数据得出。壁面采用无滑移边界条件, 离散方案采用二阶迎风格式。动静交界面采用 interface 边界进行连接, 以实现两侧流域数据的传递, 残差收敛精度设定为 10^{-4} 。此外, 为了满足数值模拟计算精度, 对叶轮流道内流场多个物理量进行监测, 作为辅助收敛的条件。

2.3 网格划分与无关性验证

考虑到网格质量是影响仿真精度的关键因素, 对通风机流体计算域进行六面体结构网格划分, 叶轮网格分布如图 2 所示。为保证边界层附近流场准确, 对叶轮壁面边界层网格进行加密, 使叶轮壁面 $y+$ 值小于 1.5, 保证边界层网格第 1 个节点位于黏性底层内, 以满足 SST $k-\omega$ 湍流模型的需求。

为验证所采用网格划分方案的准确性, 选取 6 套网格进行验证, 网格节点数量从方案 1 的 494 万至方案 6 的 1 361 万。以最优流量工况下 ($1.0Q_{\text{BEP}}$) 通风机全压和效率作为评价网格优劣的指标, 验证了网格

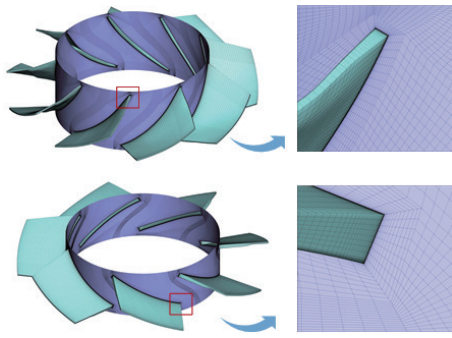


图 2 叶轮网格分布

Fig.2 Mesh generation of impeller

独立性。图 3 给出了通风机全压和效率随网格节点数量的变化规律。当网格节点数量超过 1 000 万时 (方案 4), 通风机全压或效率随网格数量的变化率低于 0.5%, 为获得更加精确的通风机内流场特征, 最终选取 1 361 万网格节点数量 (方案 6) 进行数值模拟计算。

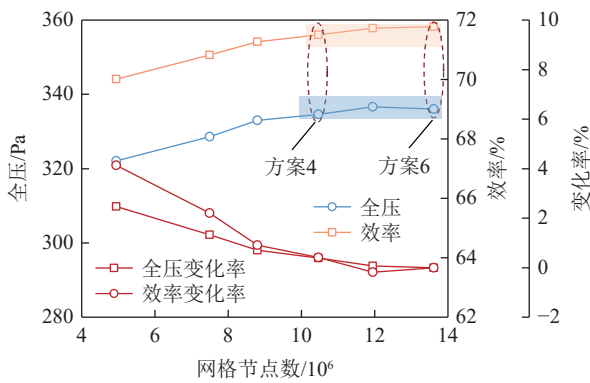


图 3 不同网格节点数下通风机全压与效率对比

Fig.3 Comparison of total pressure and efficiency of fan at different grid nodes

3 结果与讨论

3.1 实验验证

为验证数值模拟结果的准确性,对通风机的外特性参数进行测量,并与仿真结果进行比较。图 4 为实验系统,主要由管道、通风机、控制系统、数据采集系统等组成。在实验中,首先对所有相关传感器(转速传感器、压力传感器和风速传感器等)进行标定,然后通过调节管网阻力,实现不同工作点数据的测量。使用 HJ-Z56 光电转速传感器 (精度±1) 获得转速,压力传感器 (精度±0.2%) 采集压力参数,风速传感器 (精度±0.2%) 测量管道断面风速。

以通风机出口静压为指标,图 5 给出了通风机出口静压数值模拟和实验结果对比。图 5 显示,数值模拟结果与实验结果变化趋势一致,相同工况下通风机出口静压差异较小,数值模拟结果与实验结果相对误差均小于 9%,可保证数值模型及计算结果的可靠性。

3.2 能量性能曲线

图 6 为不同流量工况下叶轮输入和输出功率与流量的关系,可以看到,两级叶轮输入功率与输出功率随流量的变化趋势基本一致,均存在驼峰特性,但二者存在差异。

图 6(a) 显示,在大流量工况下,前级叶轮输出功率明显大于后级叶轮,当流量减小至 $0.9Q_{BEP}$ 时,两级叶轮输入功率相当,随着流量进一步减小,后级叶轮输入功率将大于前级叶轮。图 6(b) 显示,两级叶轮输出功率相等时的工况点将偏移至 $0.7Q_{BEP}$,当流量为 $1.22Q_{BEP}$ 时,后级叶轮输出功率仅 10 W 左右,表明该工况下,叶轮对风流所做的功不可逆的转换成了风流的内能。

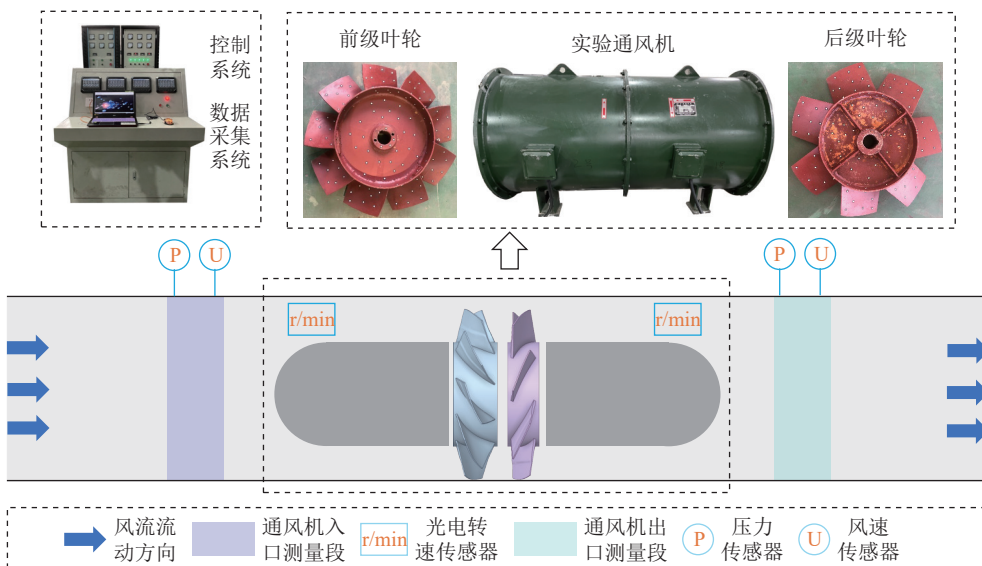


图 4 实验系统

Fig.4 Experimental system

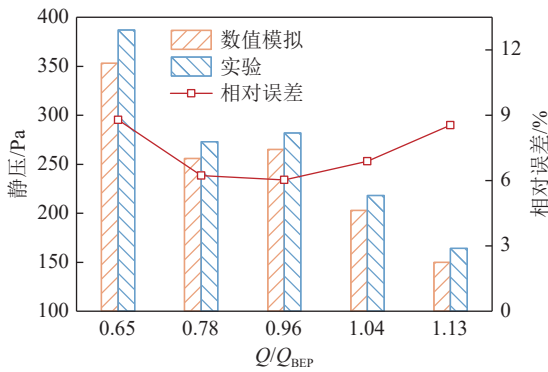


图 5 数值模拟结果与实验结果对比

Fig.5 Comparison of numerical and experimental results

3.3 熵产方法表征不可逆能量损失有效性分析

为验证热力学第二定律熵产理论计算不可逆能量损失的准确性, 将熵产方法和传统方法计算得到的能量损失进行对比, 如图 7 所示。图 7(a) 显示, 前级叶轮内能量损失计算误差为 8.57%, 大部分流量工况维持在 5% 以内。由图 7(b) 可知, 对于后级叶轮, 2 种方法计算的能量损失最大误差为 19.64%, 随着流量的减小, 计算误差将显著减小且低于 10%。以上结果表明, 本文采用的熵产方法计算不可逆能量损失在一定

误差范围内是合理和可信的。

3.4 叶轮内不同类型能量损失变化规律

图 8 给出了不同流量工况下叶轮内能量损失分布, 包括湍流耗散引起的能量损失 (TELTD)、直接黏性耗散引起的能量损失 (TELDD) 和壁面摩擦引起的能量损失 (TELW)。在两级叶轮内, TELTD 远大于 TELDD 和 TELW, TELTD 随流量变化显著, 而 TELDD 和 TELW 随流量的变化较小。相同流量工况下, 前级叶轮 TELTD 与后级叶轮存在较大差异, 而 TELDD 与 TELW 的差异较小。图 8(a) 显示, 前级叶轮 TELTD 在最优流量工况点达到最低, 偏离最优流量工况, TELTD 都将增大。对比图 8(a)、(b) 不难发现, 后级叶轮 TELTD 分布与前级叶轮存在明显不同, TELTD 随流量增大基本呈单调递减趋势。后级叶轮 TELTD 仅在 $1.2Q_{BEP}$ 流量工况下与前级叶轮基本趋于一致, 在其余工况均大于前级叶轮。

进一步, 图 9 给出了不同流量工况下叶轮内不同类型能量损失占比。

图 9 表明, 湍流耗散引起的能量损失占主导, 其次是壁面摩擦和直接黏性耗散引起的能量损失, 其中

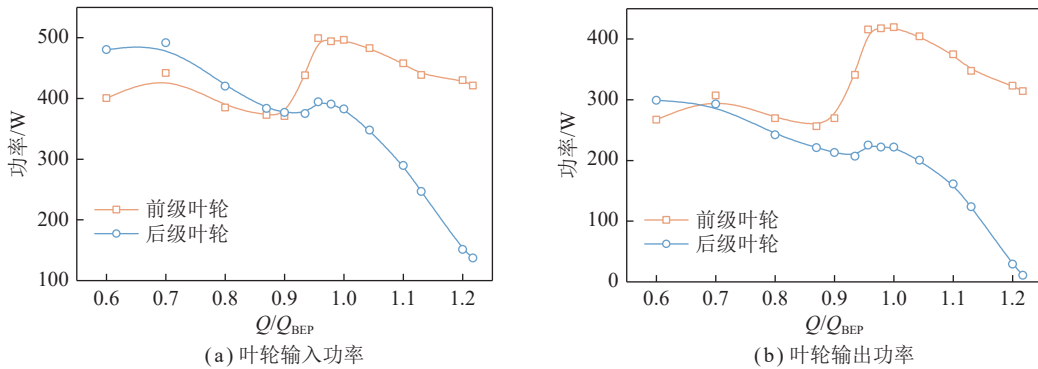


图 6 叶轮输入和输出功率随流量的变化

Fig.6 Input and output power of impeller at different flowrates

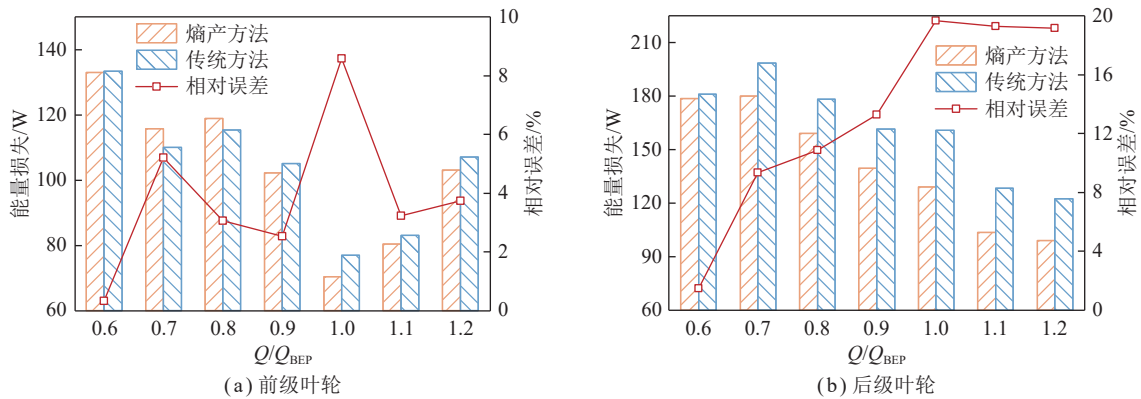


图 7 熵产方法与传统方法计算能量损失对比

Fig.7 Comparison of energy loss calculated by entropy generation and traditional method

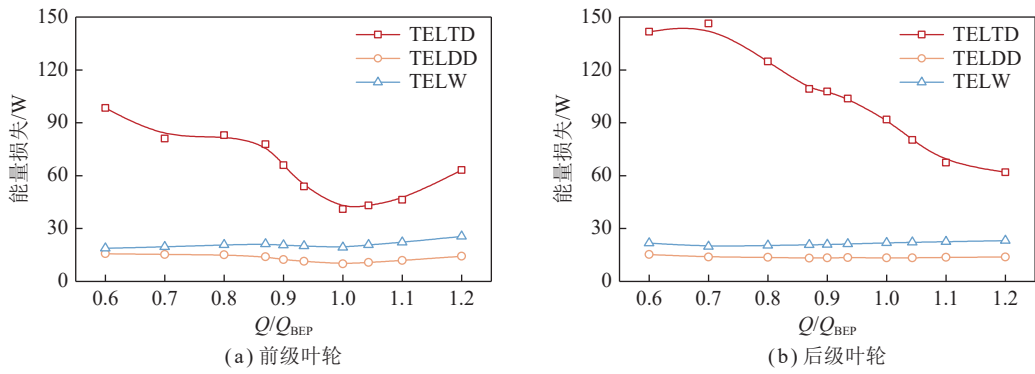


图 8 不同流量下叶轮内能量损失变化

Fig.8 Energy loss in impeller at different flowrates

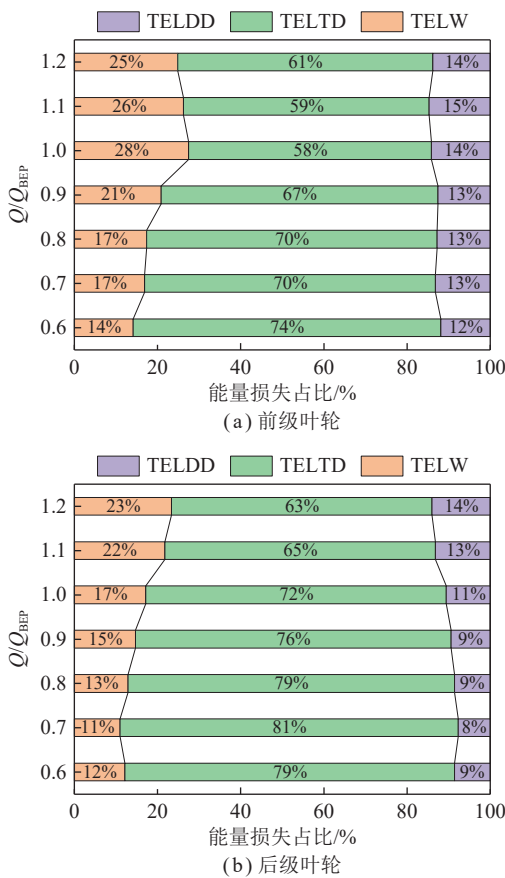


图 9 不同流量下叶轮内不同类型能量损失占比

Fig.9 Energy loss ratio in impeller at different flowrates

湍流耗散是不同流量工况下叶轮内能量损失产生差异的主因。湍流耗散引起的能量损失占总能量损失的 60%~80%，在小流量工况将达到最大，这主要是由于壁面摩擦和直接黏性耗散引起的能量损失占比降低引起的，且壁面摩擦能量损失占比下降更明显。

由图 9 可知，壁面摩擦损失不容忽视，为进一步明确叶轮内轮毂、机壳和叶片壁面能量损失分布特性，图 10 给出了叶轮内不同区域壁面能量损失占比。图 10 显示，叶片壁面能量损失占比高达 80%，仅前级叶轮在小流量工况下稍低于 80%，但下降幅度不大，

而机壳壁面能量损失占比较小，多数工况能量损失占比小于 5%。在小流量工况，两级叶轮内机壳壁面能量损失有较小的提升，但提升非常有限。由此可知，叶片壁面能量损失是决定叶轮内壁面能量损失大小的主要因素。

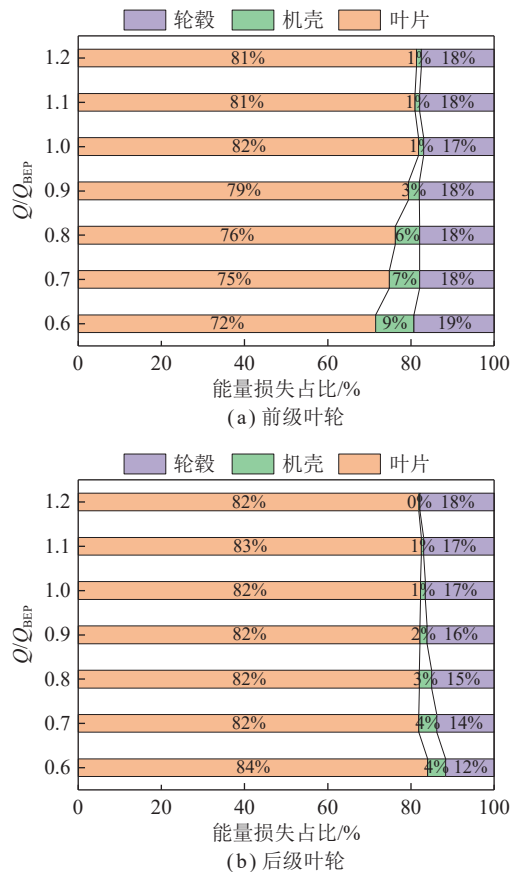


图 10 叶轮内不同区域壁面能量损失

Fig.10 Energy loss due to wall friction of different regions in impeller

3.5 叶轮内能量损失空间演化机制

为进一步研究通风机叶轮内能量损失空间演化机制，着重探讨叶轮内不同 Span 截面内能量损失分布特性。图 11 给出了叶轮不同 Span 截面分布示意，

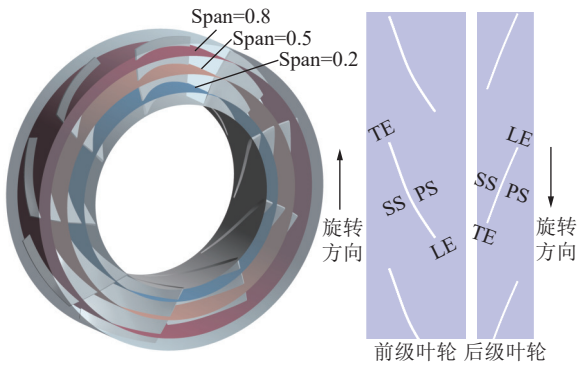


图 11 叶轮内不同 Span 截面分布

Fig.11 Distribution of different Span surfaces in impeller

其中 TE 和 LE 分别表示叶片前缘和后缘, PS 和 SS 分别表示叶片压力面和吸力面。

叶轮内不可逆能量损失与流动特征密切相关。为此, 图 12~15 给出了不同流量工况下叶轮内流线空间分布。

图 12、13 分别为前级叶轮不同 Span 截面内流线和叶顶附近流线空间分布。由图 12、13 可知, 在大流量工况下 ($1.2Q_{BEP}$), 各个 Span 截面内没有出现回流, 但在叶片压力面附近出现了较强的流动分离; 同时, 存在叶顶间隙泄漏流, 在泄漏流与主流掺混的作用下形成了长螺旋泄漏涡, 旋涡最初在靠近前缘的吸力面附近产生, 然后在叶轮内得到发展, 并逐渐靠近下级叶片的压力面及后缘, 最后从叶轮出口流出。

在最优流量工况 ($1.0Q_{BEP}$), 叶片压力面流动分离

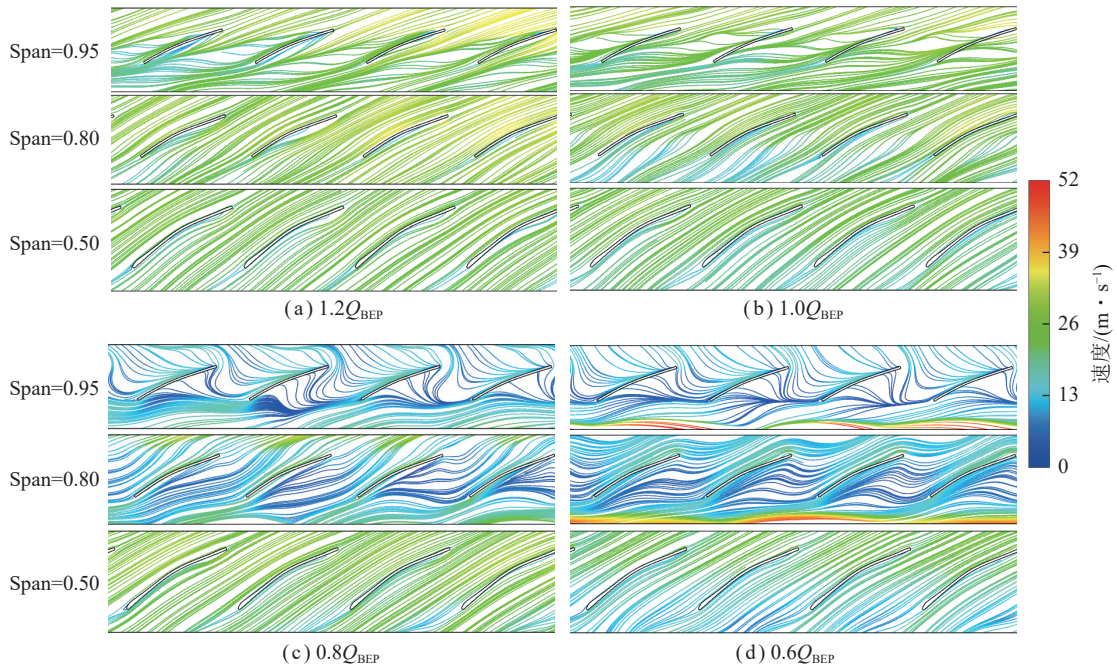


图 12 前级叶轮不同 Span 截面内流线分布

Fig.12 Streamlines distribution of different Span surfaces in front impeller

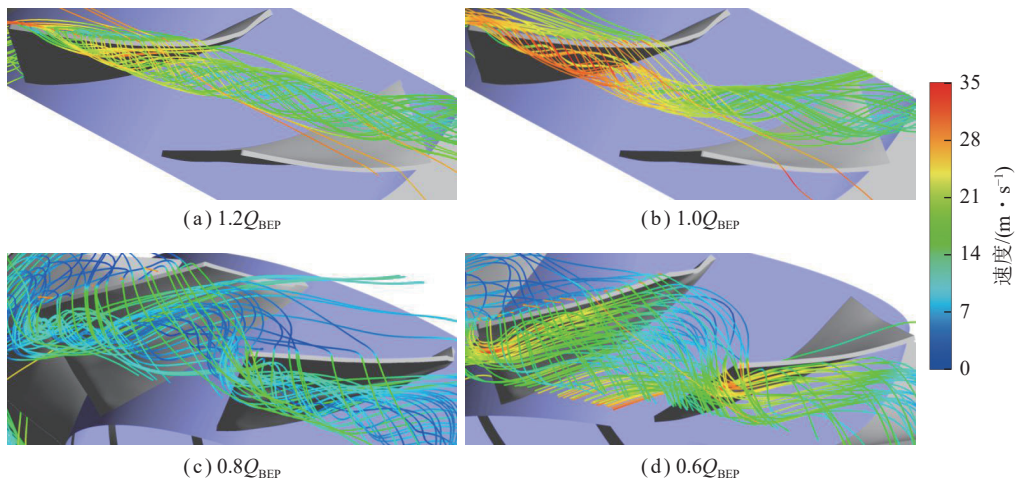


图 13 前级叶轮叶顶附近流线空间分布

Fig.13 Streamlines spatial distribution near the front impeller tip

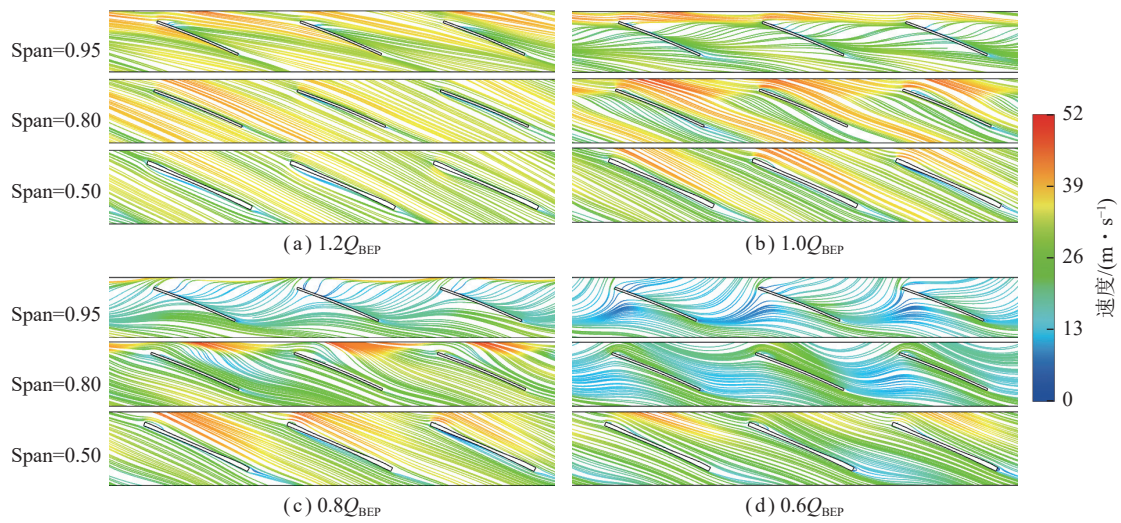


图 14 后级叶轮不同 Span 截面内流线分布

Fig.14 Streamlines distribution of different Span surfaces in rear impeller

明显减弱,但仍然存在叶顶间隙泄漏流,形成了较强的螺旋泄漏涡,而旋涡强度有所减小。

随着流量进一步减小 ($0.8Q_{BEP}$),在 $Span=0.95$ 截面出现了较强回流。值得注意的是,由叶顶间隙泄漏流卷吸主流所引起的螺旋旋涡有所减小,而上一流道部分流体将从下级叶片前缘溢出到下一流道内,并与叶顶泄漏流掺混形成较强的旋涡,影响范围进一步增大,且叶顶间隙泄漏流和叶片前缘溢流是引起该区域回流的主因。

当流量减小至 $0.6Q_{BEP}$ 时,压力面附近的流动分离显著减弱,而在 $Span=0.95$ 截面回流更为明显,回流将覆盖整个叶轮入口。与 $0.8Q_{BEP}$ 工况不同的是,叶顶间隙泄漏流引起了回流,但并未与主流掺混形成旋涡,而叶片前缘溢流在流道内形成了旋涡。在 $Span=0.80$

截面将不受叶顶间隙泄漏流的影响,而叶片前缘溢流将引起一定的回流。值得注意的是,在 $Span=0.80$ 、 0.95 截面的叶轮出口均出现了回流,这是叶轮下游的部分流体回流至叶轮内并在叶轮出口附近流动引起的。

后级叶轮不同 Span 截面内流线和叶顶附近流线空间分布如图 14、15 所示。在大流量工况下 ($1.2Q_{BEP}$),叶轮内各个 Span 截面没有出现回流,但存在叶顶间隙泄漏流,在靠近叶片前缘的间隙泄漏流与主流掺混的作用下形成了较弱的螺旋泄漏涡,并从叶轮出口流出。随着 Span 减小,在叶片压力面附近将出现较弱的流动分离,但吸力面附近流动分离基本消失。

在最优流量工况 ($1.0Q_{BEP}$),压力面流动分离明显减弱,但吸力面流动分离增强,且叶顶间隙泄漏流引起的螺旋泄漏涡对叶轮流道的影响范围明显增大,部

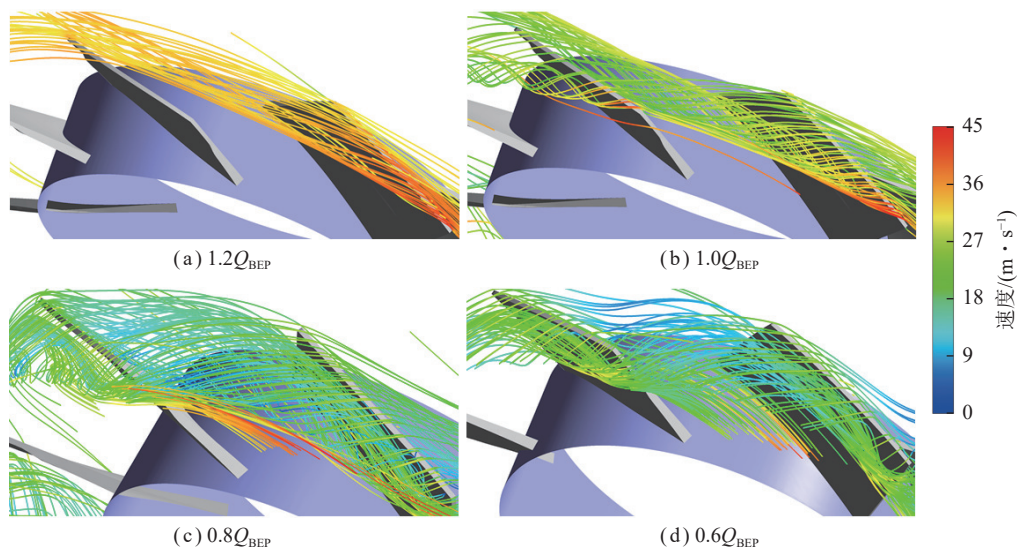


图 15 后级叶轮叶顶附近流线空间分布

Fig.15 Streamlines spatial distribution near the rear impeller tip

分泄漏流甚至从下级叶片叶顶间隙流入下一流道中, 并形成螺旋旋涡, 进一步增大流道内旋涡的强度和影响范围。

随着流量进一步减小 ($0.8Q_{\text{BEP}}$), 叶顶间隙泄漏流与主流掺混所形成的旋涡影响的区域更大, 堵塞了叶轮进口。此时泄漏流将从下级叶片叶顶间隙流入下一流道内, 在叶轮流道内出现回流, 且叶顶间隙泄漏流是引起该区域回流的主因。

当流量减小至 $0.6Q_{\text{BEP}}$ 时, 压力面流动分离基本消失, 但吸力面流动分离有较小的增强。流道内主流中大量流体将从叶片前缘溢出到下一流道中, 部分流体越过叶顶间隙进入下一流道中形成泄漏流, 同时引起流道内流体出现回流, 泄漏流并未卷吸主流形成螺旋旋涡, 影响范围较小, 但泄漏流回流至叶轮入口并流入上游。

图 16 给出了不同流量工况下前级叶轮在不同

Span 截面能量损失分布。对于 $1.2Q_{\text{BEP}}$ 工况点, 在 Span=0.95 截面, 能量损失主要集中在叶片压力面和吸力面附近区域, 且吸力面高能量损失区域将偏向至叶轮出口。结合图 12、13 分析可知, 压力面附近区域高能量损失主要是由于叶顶间隙泄漏流在流道内与主流掺混形成螺旋旋涡引起的, 而在吸力面附近发生流动分离, 叶片表面低速区与主流在速度上存在较大的差异, 从而产生较大的速度梯度, 继而造成较高的能量损失。当 Span=0.80 时, 压力面附近高能量损失区域将减小, 同时吸力面附近区域能量损失区域消失, 但在流道中间靠近叶轮出口处依然出现相对较高的能量损失, 这主要是因为压力面流动分离减弱, 而叶顶间隙泄漏流逐渐卷吸流道内主流, 从而在叶轮中间至出口依然受到泄漏流的影响, 但是强度明显减小。当 Span 进一步减小, 仅在压力面靠近前缘处和后缘尾迹区出现较高的能量损失。

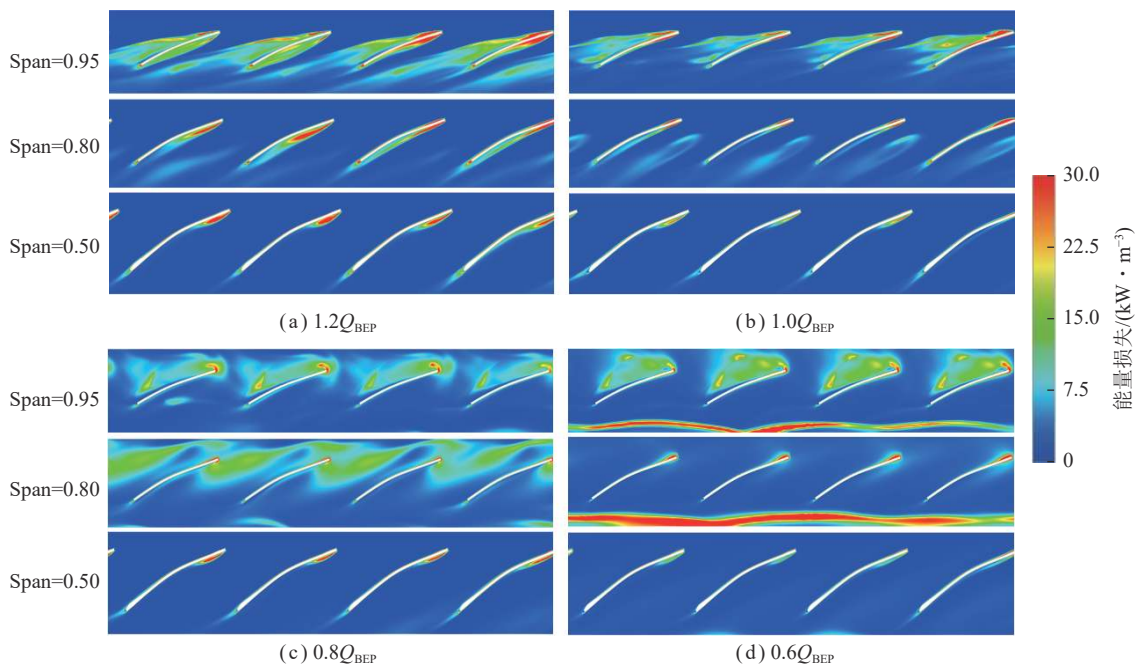


图 16 前级叶轮不同 Span 截面内能量损失分布

Fig.16 Energy loss distribution of different Span surfaces in front impeller

在最优流量工况 ($1.0Q_{\text{BEP}}$), 相比大流量工况 ($1.2Q_{\text{BEP}}$), 叶顶附近能量损失将大幅度降低, 主要表现在靠近叶片压力面高能量损失区域将消失, 吸力面能量损失降低, 且影响区域将减小至前缘与后缘之间, 这主要是因为压力面流动分离基本消失, 叶顶间隙泄漏流旋涡轴向影响范围逐渐减小的缘故。当 Span=0.80 时, 相邻叶片压力面与吸力面之间流道内能量损失区域将增大, 但压力面附近高能量损失区域明显减小, 而叶片尾迹区仍然存在高能量损失。

随着流量进一步减小 ($0.8Q_{\text{BEP}}$), 在 Span=0.95 截

面, 叶片吸力面和前缘附近出现了高能量损失区域, 并对叶轮入口区域造成了较大的影响。当 Span=0.80 时, 叶片吸力面附近能量损失有所降低, 且高能量损失区域将偏移至下一叶片压力面, 而叶片前缘溢流和叶顶间隙泄漏流所引起的螺旋旋涡和回流是造成能量损失增大的主因。随着 Span 进一步降低, 流道内将不受螺旋旋涡和回流的影响, 上述高能量损失区域将消失。

当流量减小至 $0.6Q_{\text{BEP}}$, 由于叶片压力面流动分离现象消失, 随之产生的能量损失甚微。而叶片前缘溢

流在叶轮入口形成旋涡和叶顶间隙泄漏流在流道内形成显著的回流,将导致吸力面出现高能量损失区域,且影响范围将扩大至叶轮入口。相比 $0.8Q_{BEP}$ 流量工况,在 $Span=0.80$ 截面内能量损失将显著减小。与 $(0.8\sim 1.2)Q_{BEP}$ 流量工况不同,在叶轮出口附近将出现极高的能量损失,这主要是下游的部分流体回流至叶轮出口引起的。值得注意的是,任何流量工况,在叶片尾缘尾迹区都存在较高的能量损失,但是影响范围十分有限。

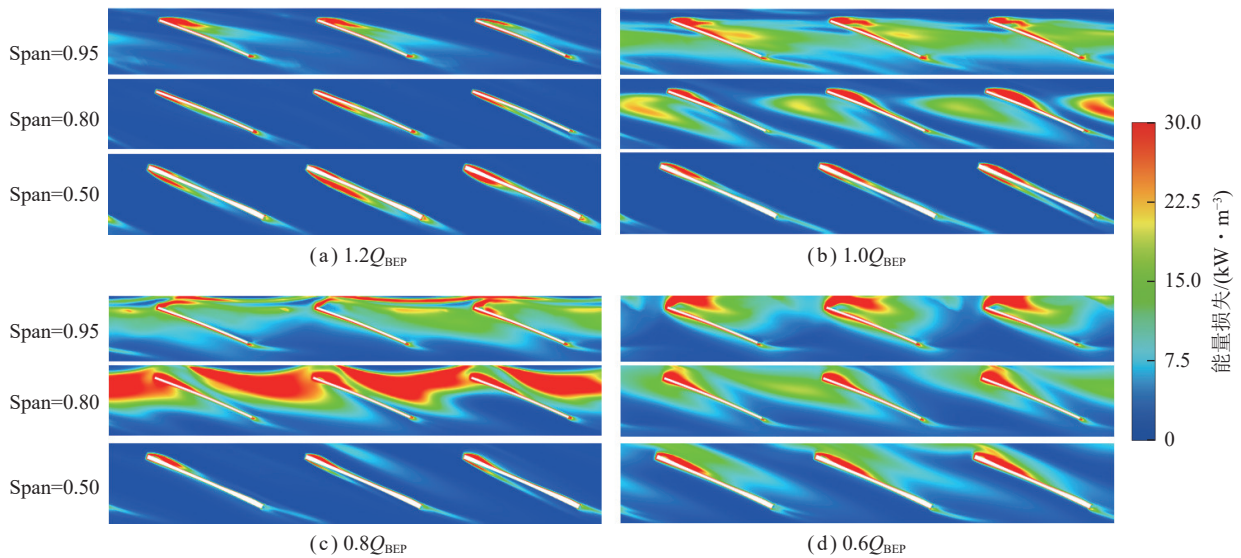


图 17 后级叶轮不同 Span 截面内能量损失分布

Fig.17 Energy loss distribution of different Span surfaces in rear impeller

在最优流量工况 ($1.0Q_{BEP}$),在叶顶附近区域依然存在高能量损失,且叶片吸力面高能量损失区域基本覆盖整个流道。当 $Span=0.80$ 时,流道内依然存在大面积高能量损失区域,同时在叶片吸力面靠近前缘处出现高能量损失,而压力面能量损失明显减弱。

随着流量进一步减小 ($0.8Q_{BEP}$),叶顶附近区域的能量损失显著增大,叶轮流道大部分区域存在高能量损失。相比最优流量工况,高能量损失区域将更大,在 $Span=0.80$ 截面,流道内能量损失甚至大于 $Span=0.95$ 截面,这主要是由于叶顶间隙泄漏流卷吸了大量主流,从而产生了更大的螺旋旋涡导致的。

当流量减小至 $0.6Q_{BEP}$ 时,高能量损失区域并不局限于在叶顶附近,在 $Span=0.50$ 截面流道内依然存在较大的能量损失,在叶片吸力面前缘附近和叶轮入口出现了高能量损失。产生高能量损失的主要原因并不是叶顶间隙泄漏流在流入流道后产生泄漏流引起的,而是由于流道内的主流中大量流体从叶片前缘溢出到下一流道中,同时部分流体越过叶顶间隙进入下一流道中形成泄漏流,两者共同作用引起流道内流体出现严重回流。值得注意的是,任何流量工况,在

图 17 为不同流量工况后级叶轮在不同 Span 截面能量损失分布。对于大流量工况 ($1.2Q_{BEP}$),高能量损失存在于叶顶附近区域,且主要集中在叶片吸力面,起于叶轮前缘并逐渐向叶轮出口和相邻叶片压力面偏移,并在前缘附近达到最大,这主要是由于叶顶间隙泄漏流引起的。当 $Span < 0.80$ 时,由于叶顶泄漏流影响范围十分有限,而在压力面存在流动分离,因此吸力面附近高能量损失区域基本消失,但在压力面出现小范围高能量损失。

叶片尾缘尾迹区都存在较高的能量损失。

由图 16、17 分析可知,不同 Span 截面能量损失分布存在较大差异,且叶顶附近能量损失将明显增大。为进一步明确叶轮内高能量损失分布区域,将叶轮流道沿 Span 方向等距划分为 10 个区域,其中 $Span=0\sim 0.1$ 表示区域 1, $Span=0.1\sim 0.2$ 表示区域 2,以此类推,如图 18 所示,同时得到了各个区域能量损失演化规律,如图 19 所示。

由图 19 可知,两级叶轮内沿 Span 方向变化趋势基本一致,当 $Span=0.1\sim 0.6$ 时,各个区域的能量损失基本不受流量的影响,且大小基本一致,仅后级叶轮在流量减小至 $0.6Q_{BEP}$ 时,在 $Span=0.4\sim 0.6$ 区域内能量损失偏大。当 $Span < 0.1$ 时(区域 1)能量损失有所提高,这主要是靠近轮毂附近速度梯度大及附壁旋涡导致的。当 $Span > 0.6$ 时,能量损失将显著增大,在最优流量工况 ($1.0Q_{BEP}$) 将达到总能量损失的 70%,同时在叶顶附近能量损失达到最大,表明叶顶附近的复杂流动是造成叶轮内能量损失的主要因素。值得注意的是,在 $Span=0.6\sim 1.0$ 区域内,各区域能量损失随流量变化显著,该区域内能量损失差异性引起不同流

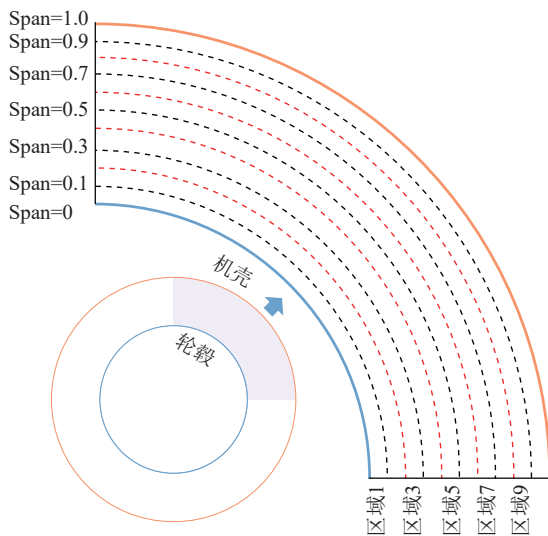


图 18 叶轮内沿 Span 方向区域划分示意

Fig.18 Sketch map of domain division along the Span direction in impeller

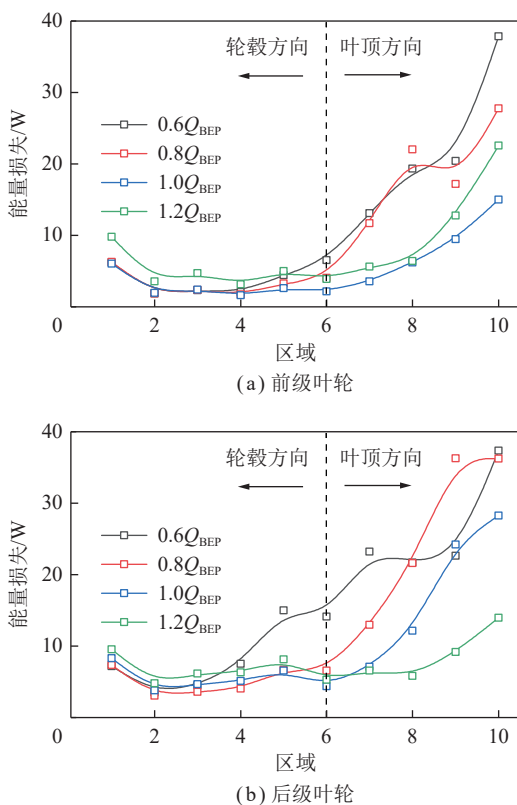


图 19 叶轮内沿 Span 方向不同区域能量损失分布

Fig.19 Energy loss distribution in different volume along the Span direction in impeller

量工况下能量损失存在差异性的主因。

4 结 论

(1) 熵产方法可有效用于叶轮内不可逆能量损失计算与分析。与传统方法相比,熵产方法计算前级叶轮能量损失的误差基本保持在 5% 以内,最大误差为

8.57%, 而计算后级叶轮能量损失的误差稍微偏大,最大误差为 19.64%, 但大多数流量工况均保持在 10% 以内,在一定误差范围内,熵产方法是合理和可信的。

(2) 叶轮内流体直接黏性耗散、湍流耗散和壁面摩擦都将引起能量损失。湍流耗散引起的能量损失占主导地位,在小流量工况下,占比高达 80%;流量对于湍流耗散所引起的能量损失影响较大,而直接黏性耗散和壁面摩擦所引起的能量损失受流量的影响较小。

(3) 叶轮内不可逆能量损失机制在不同流量工况下存在显著差异。流量 $Q \geq 1.0Q_{BEP}$ 时,叶顶间隙泄漏流引起的螺旋旋涡是能量损失的主要原因,而回流和叶顶间隙泄漏流与叶片前缘溢流共同作用引起的螺旋旋涡是小流量工况下能量损失增大的关键因素。流量减小至 $0.6Q_{BEP}$ 时,前级叶轮下游流体回流至叶轮出口将进一步加剧能量损失的产生。叶片压力面与吸力面流动分离和叶片后缘尾迹都将导致能量损失产生,但能量损失占比相对较少。

参考文献(References):

- [1] 孟大伟, 刘宝文, 夏云彦. 顶部间隙对对旋轴流风机性能影响[J]. 哈尔滨理工大学学报, 2016, 21(5): 45-50.
MENG Dawei, LIU Baowen, XIA Yunyan. The influence of tip clearance on the contra rotating axial flow fan performance[J]. Journal of Harbin University of Science and Technology, 2016, 21(5): 45-50.
- [2] AI Z J, QIN G L, LIN J X, et al. Variable-speed method for improving the performance of a mine counter-rotating fan[J]. Energy Science & Engineering, 2020, 8(7): 2412-2425.
- [3] 陈世强, 王海桥, 李轶群, 等. 矿井主要通风机扩散器结构优化及实验[J]. 煤炭学报, 2009, 34(12): 1681-1686.
CHEN Shiqiang, WANG Haiqiao, LI Yiqun, et al. Structure optimization and experiment on diffuser of main mine fan[J]. Journal of China Coal Society, 2009, 34(12): 1681-1686.
- [4] 张永建, 徐晓, 陈庆光, 等. 轴向间隙对矿用对旋式通风机性能的影响[J]. 煤炭学报, 2011, 36(7): 1217-1221.
ZHANG Yongjian, XU Xiao, CHEN Qingguang, et al. Effects of axial gap on contra-rotating mine fan's performance[J]. Journal of China Coal Society, 2011, 36(7): 1217-1221.
- [5] YE X M, ZHENG N, HU J M, et al. Numerical investigation of the benefits of serrated Gurney flaps on an axial flow fan[J]. Energy, 2022, 252: 124072.
- [6] RAVELET F, BAKIR F, SARRAF C, et al. Experimental investigation on the effect of load distribution on the performances of a counter-rotating axial-flow fan[J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2018, 96: 101-110.
- [7] 孙文龙, 方祥军. 对旋风机叶片造型优化对气动特性的影响[J]. 工程热物理学报, 2018, 39(6): 1251-1257.
SUN Wenlong, FANG Xiangjun. Influence of blade structure optim-

- ization on the aerodynamic characteristics for counter-rotating fan[J]. *Journal of Engineering Thermophysics*, 2018, 39(6): 1251–1257.
- [8] 金永平, 刘德顺, 文泽军. 矿用对旋式轴流风机前后两级叶片弯掠参数优化设计[J]. *煤炭学报*, 2010, 35(10): 1754–1759.
JIN Yongping, LIU Deshun, WEN Zejun. Optimization design for skew and sweep parameters of mine contra-rotating axial fan two-stage blades[J]. *Journal of China Coal Society*, 2010, 35(10): 1754–1759.
- [9] 陈世强, 王海桥, 杨超, 等. 变频矿用主通风机流量比与功率比的非等比特性实验研究[J]. *湖南科技大学学报(自然科学版)*, 2016, 31(2): 1–7.
CHEN Shiqiang, WANG Haiqiao, YANG Chao, et al. Experimental investigation of a mine main fan with variable frequency adjustment and the non-equal law between flowrate-ratio and power-ratio[J]. *Journal of Hunan University of Science & Technology (Natural Science Edition)*, 2016, 31(2): 1–7.
- [10] 贾腾, 王海桥, 陈世强, 等. 矿用风机电机变频频率比与转速比的关系模型[J]. *黑龙江科技大学学报*, 2014, 24(4): 397–400, 409.
JIA Teng, WANG Haiqiao, CHEN Shiqiang, et al. Model on relationship between frequency ratio and speed ratio of mine fan motor of variable frequencies[J]. *Journal of Heilongjiang University of Science and Technology*, 2014, 24(4): 397–400, 409.
- [11] TIAN F, WANG H Q, CHEN S Q, et al. Energy efficiency overestimated by classic affinity laws: Relation between volumetric flow rate and static pressure of an axial mine fan adjusted by a variable frequency driver[J]. *Mining Technology*, 2019, 128(3): 186–191.
- [12] 艾子健, 秦国良, 和文强, 等. 对旋风机变工况下两级叶轮变转速匹配研究[J]. *哈尔滨工程大学学报*, 2016, 37(4): 592–597.
AI Zijian, QIN Guoliang, HE Wenqiang, et al. Speed matching of two-stage impeller with counter-rotating fan under variable operating conditions[J]. *Journal of Harbin Engineering University*, 2016, 37(4): 592–597.
- [13] 幸欣, 寇子明, 刘晶. 对旋局部通风机叶片安装角对其性能的影响[J]. *煤炭工程*, 2017, 49(1): 127–130.
XING Xin, KOU Ziming, LIU Jing. Influence of blade angle on performance of contra-rotating auxiliary fan[J]. *Coal Engineering*, 2017, 49(1): 127–130.
- [14] 陈庆光, 李哲, 邹璐瑶, 等. 动叶安装角对矿用对旋主通风机内部流场及性能的影响[J]. *煤矿机械*, 2020, 41(2): 71–74.
CHEN Qingguang, LI Zhe, ZOU Luyao, et al. Influence of stagger angle of moving blade on internal flow-field and performance of mining contra-rotating main fan[J]. *Coal Mine Machinery*, 2020, 41(2): 71–74.
- [15] KOCK F, HERWIG H. Local entropy production in turbulent shear flows: A high-Reynolds number model with wall functions[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(10-11): 2205–2215.
- [16] HERWIG H, KOCK F. Direct and indirect methods of calculating entropy generation rates in turbulent convective heat transfer problems[J]. *Heat and Mass Transfer*, 2007, 43(3): 207–215.
- [17] HERWIG H, KOCK F. Local entropy production in turbulent shear flows: A tool for evaluating heat transfer performance[J]. *Journal of Thermal Science*, 2006, 15(2): 159–167.
- [18] SCHMANDT B, HERWIG H. Internal flow losses: A fresh look at old concepts[J]. *Journal of Fluids Engineering*, 2011, 133(5): 1.
- [19] 段璐, 吴小林, 姬忠礼. 熵产方法在旋风分离器内部能耗分析中的应用[J]. *化工学报*, 2014, 65(2): 583–592.
DUAN Lu, WU Xiaolin, JI Zhongli. Application of entropy generation method for analyzing energy loss of cyclone separator[J]. *CI-ESC Journal*, 2014, 65(2): 583–592.
- [20] DUAN L, WU X L, JI Z L, et al. Entropy generation analysis on cyclone separators with different exit pipe diameters and inlet dimensions[J]. *Chemical Engineering Science*, 2015, 138: 622–633.
- [21] ZHOU L, HANG J W, BAI L, et al. Application of entropy production theory for energy losses and other investigation in pumps and turbines: A review[J]. *Applied Energy*, 2022, 318: 119211.
- [22] LI D Y, WANG H J, QIN Y L, et al. Entropy production analysis of hysteresis characteristic of a pump-turbine model[J]. *Energy Conversion and Management*, 2017, 149: 175–191.
- [23] GHORANI M M, SOTOUDE HAGHIGHI M H, MALEKI A, et al. A numerical study on mechanisms of energy dissipation in a pump as turbine (PAT) using entropy generation theory[J]. *Renewable Energy*, 2020, 162: 1036–1053.
- [24] MU T, ZHANG R, XU H, et al. Improvement of energy performance of the axial-flow pump by groove flow control technology based on the entropy theory[J]. *Energy*, 2023, 274: 127380.
- [25] TANG Q H, WU Y X, YU A, et al. Investigation of energy dissipation of an H-type vertical axis wind turbine based on entropy production theory[J]. *Energy Conversion and Management*, 2023, 283: 116953.
- [26] 王松岭, 张磊, 叶学民, 等. 基于熵产理论的离心风机性能优化[J]. *中国电机工程学报*, 2011, 31(11): 86–91.
WANG Songling, ZHANG Lei, YE Xuemin, et al. Performance optimization of centrifugal fan based on entropy generation theory[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2011, 31(11): 86–91.
- [27] JUNG J H, JOO W G. The effect of the entrance hub geometry on the efficiency in an axial flow fan[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2019, 101: 90–97.
- [28] JUNG J H, JOO W G. Effect of tip clearance, winglets, and shroud height on the tip leakage in axial flow fans[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2018, 93: 195–204.
- [29] TIAN C Y, LIU X M, WANG J H, et al. Effects of bionic blades inspired by the butterfly wing on the aerodynamic performance and noise of the axial flow fan used in air conditioner[J]. *International Journal of Refrigeration*, 2022, 140: 17–28.
- [30] WANG K, JU Y P, ZHANG C H. Aerodynamic optimization of forward-curved blade centrifugal fan characterized by inclining bionic volute tongue[J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2021, 63(5): 2493–2507.