

# Research on the Rotating Jet Noise Based on the Vortex-Sound Theory\*

Yongfei Xue<sup>1,2</sup>, Xuefen Huang<sup>1</sup>, Yunchong Tu<sup>1</sup>, Keqi Wu<sup>1</sup>

<sup>1</sup>School of Power and Energy, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan

<sup>2</sup>Civil Engineering Department, Henan Institute of Engineering, Zhengzhou

Email: xueyf\_hust@126.com

Received: Mar. 25th, 2012; revised: Jul. 3rd, 2012; accepted: Jul. 17th, 2012

**Abstract:** The internal flow and outflow field characteristics, and sound propagation problems of the rotating jet fan with the behind guide vanes are studied using the combination of the unsteady flow and large eddy simulation. The main conclusions are as follows: the pitch between the impeller and the guide vanes has a bigger adjustable space; the rotor blades is the main sound source surface, the Karman vortex and tip leakage vortex, and channel vortex near the wall from the leading edge is characteristics vortex of the moving blades, the sound sources of vortex generators is located in the leading and trailing edge; the turbulent viscosity and effective viscosity of outflow field intensifies the dissipation of the turbulent sound; the pressure characteristics of time and frequency shows a positive correlation to that of the sound pressure, the radiation of sound pressure mainly point to the axis around.

**Keywords:** Rotating Jet; Large Eddy Simulation; Vortex Sound Analysis

## 旋转射流的涡声问题研究\*

薛永飞<sup>1,2</sup>, 黄雪芬<sup>1</sup>, 涂运冲<sup>1</sup>, 吴克启<sup>1</sup>

<sup>1</sup>华中科技大学能源与动力工程学院, 武汉

<sup>2</sup>河南工程学院土木工程系, 郑州

Email: xueyf\_hust@126.com

收稿日期: 2012年3月25日; 修回日期: 2012年7月3日; 录用日期: 2012年7月17日

**摘要:** 本文针对旋转射流风机不同动静叶片间距, 采用非定常结合大涡模拟的方法研究了后导叶射流风机的内流特性、外流特性及声传播问题, 主要结论如下: 叶轮动静间距的可调余地较大; 动叶中的卡门涡和叶顶泄漏涡, 以及叶片前缘产生的近壁叶道涡组成了动叶组的特色涡, 涡声的源头位于前缘和尾缘; 流场外侧的湍流粘性和有效粘性加剧了湍流的声音耗散; 压力的时间、频率特性与声压的时频特性呈正相关的关系, 声压的幅射主要位于轴线四周。

**关键词:** 旋转射流; 大涡模拟; 涡声分析

### 1. 引言

用于计算气动声学的常规三种方法, 即低耗散和低色散的 Runge-Kutta 格式<sup>[1]</sup>, Tam 的色散关系保持格式(DRP), 以及概念新颖的时-空守恒元解元方法(CE/SE 法)<sup>[2,3]</sup>。但这三种方法目前还无法用于工程问

\*基金项目: 国家自然科学基金资助(50976044, 50676035)。

题, 还未见到关于处理叶轮机械等具有复杂运动和边界的问题的报道。可以这么说, 声音的具体产生和运动机理, 国内外虽有众多研究, 但由于涡声的复杂性, 仍然需要从不同方面进行深入研究, 例如 Mollo-Christensen<sup>[4]</sup>研究了马赫数为 0.6~0.9 的射流噪声的声压谱, 并分析了流场的指向性, Stromberg<sup>[5]</sup>研究了

0.9 M 时的流场和声场问题, 陈翼<sup>[6]</sup>研究了含 CO<sub>2</sub> 的混合气体射流, Tyler<sup>[7]</sup>首先研究了管道中旋转模态问题。国内外许多对射流的研究, 少有考虑射流运动的动力源问题。本文基于流动生涡, 涡动发声的根本出发点, 以射流风机为研究模型, 探讨旋转射流的内流和外部流场声压的分布特性, 探究流场的内部噪声源分布特性及其旋转射流噪声的形成机制。

## 2. 模型及网格设置

旋转射流是指流体在喷出前就被强制旋转, 喷出后脱离了固体壁面的约束, 在无限大空间中继续流动, 呈现出复杂的三维流动特征。本文的计算模型如图 1 所示。

计算采用大轮毂比动叶和后导叶配置型射流风机<sup>[8,9]</sup>, 翼型为 Clark-Y, 叶轮叶片数为 8, 导轮叶片数为 9, 叶轮直径 1.2 m, 从叶根到叶顶的叶轮进、出口安装角变化为 62.3°~72.5°、53.3°~70.5°, 积迭线为 0.2 倍弦长点。设计流量 45 m<sup>3</sup>/h、全压 2000 Pa, 转速为 1000 r/min。叶轮轮毂比为 0.7, 叶顶间隙为 1.5% D, 考虑不同的动静叶片组的间距, 初步考虑 0.13 D、0.2 D、0.4 D 的方案。

考虑到射流场的要求, 计算风机出口段延伸为叶轮直径的 4.5 倍, 外流场直接延展为出口直径的 12 倍, 高度和宽度方向延展为 9 倍。网格设置在旋转区域设置四面体网格, 叶道六面体网格, 结合 Interface 面,

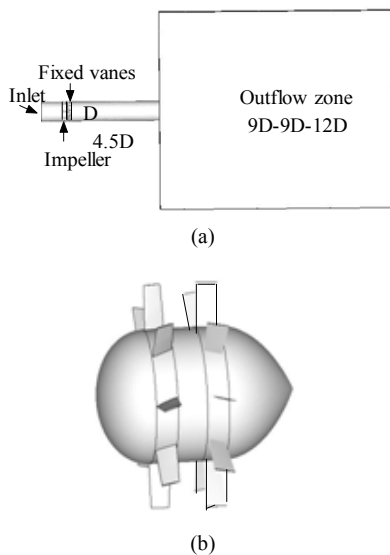


Figure 1. Model and computational domain: (a) Calculation region; (b) Impeller components schematic  
图 1. 计算模型: (a) 计算区域; (b) 叶轮组件示意图

网格总数为 420 万, 声学网格控制在 960 万以内。采用定常 - 非定常 - LES 的计算方案, 对不同间距不同工况进行稳态、非定常计算, 分析间距的影响以寻求动静叶片的干涉因素。

射流的特征数旋流强度, 用  $S$  表示, 即:

$$S = \frac{G_\phi}{G_x \cdot R}$$

式中  $G_\phi$  是指角动量矩(切向冲力绕  $x$  轴), 等于切向动量矩;

$G_x$  是指轴向推力, 以  $x$  轴向动量力代替;

$R$  是指喷嘴喷口半径。

考虑无粘性, 无热传递流体, 控制方程为欧拉方程, 将任意流动参数分解为定常量和扰动量两部分。根据 Goldstein<sup>[10]</sup>理论, 把将扰动速度分解为:

$$\mathbf{u}' = \mathbf{u}^R + \nabla\phi + \frac{s'}{2c_p} \mathbf{U}_0$$

其中等式右边第一项  $\mathbf{u}^R$  为涡相关的脉动速度, 第二项  $\nabla\phi$  为势相关的脉动速度, 第三项为熵相关的脉动速度, 将分裂后的脉动速度代入等熵的欧拉方程, 并整理得到分裂变量的线化欧拉方程:

$$\frac{d\mathbf{u}^R}{dt} + (\mathbf{u}^R \cdot \nabla) = -\nabla \times \mathbf{U}_0 \times \nabla\phi \quad (1)$$

$$\left( \frac{d}{dt} \frac{1}{c_0^2} \frac{d}{dt} - \frac{1}{\rho_0} \nabla \cdot (\rho_0 \nabla) \right) \phi = \frac{1}{\rho_0} \nabla \cdot (\rho_0 \mathbf{u}^R) \quad (2)$$

方程(1)指出了涡波和流场旋度之间的关系, 方程(2)指明了涡声耦合关系, 由于流场的非均匀性, 来流扰动将会激发非定常压力场。分析无粘流动中涡的分布与变化, 将得到声压( $p' = c_0^2 \rho'$ )。

## 3. 计算结果及分析

### 3.1. 整机性能分析

把风机和管道看做一个整体, 其管线压升和射流风机压升相比较小, 计算结果见图 2。射流风机动叶组与静叶组的距离有 0.13 D、0.2 D 和 0.3 D 三种, 分别以 0.13、0.2 和 0.4 来表示, 0.13 D 的风机压升相对其它两种情况较小, 但三种情况的压升值都比管线压升值 100~320 Pa)大许多。风机特性曲线与管道特性曲线没有相交点。间距小时, 风机压升随流量变化不明显,

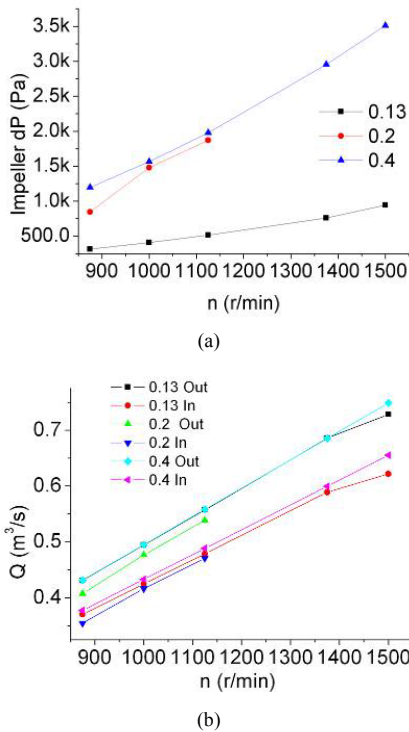


Figure 2. Curve: comparison between velocity and pressure or flow capacity: (a) Speed-pressure comparison; (b) Speed-capacity of contrast  
 图 2. 转速 - 流量和压力对比: (a) 转速 - 压力对比; (b) 转速 - 流量对比

和管道压升相接近。当间距较大时，风机压升随流量变化情况一致，表明间距在一定程度上可调，并不影响导叶的性能。从流量对比来看，入口流量(In)相对较小，出口流量(Out)有着较大的旋转分量。

射流出口速度呈“凹峰”分布，2 维剖面呈双峰分布，外流场势核中心是负压区，如图 3。射流旋转前向运动，不断卷吸周围流体，较远处仍有较大的卷吸力，湍动能最大位置几乎与管道半径等值，表明旋流强度较大。

0.13 D 的最低速射流的旋流强度为 0.5，接近旋流强弱的判断值 0.6。随着转速的增大，旋流强度增加；随间距进一步增加，其切向力分量增加，旋流强度也会增强，对回流区和旋流效率影响加大。

旋转射流存在一个回流区，在轴心处  $v_x < 0$ ，回流区边界上  $v_x = 0$ ，回流区边界与射流边界 ( $v_x = 0$ ) 之间的速度有一最大值  $v_{max}$ ，随射程增加分布趋于平坦均匀，回流区变小直到消失。射流速度沿程衰减快，当  $x/d > 5$  以后， $v_\theta$ ， $v_y$  基本上消失，只有  $v_x$  存在，这时的  $x/d$  值为无因次临界距离。若是渐扩流动<sup>[11]</sup>，则

无因次临界距离缩短。对比实验结果<sup>[10]</sup>，本文圆射流的中间负压过渡区值要大一些，如图 4 示。

### 3.2. 内流特性分析

动叶旋转使吸力面根部压强减小，压强发生较大的梯度，叶片根部压差可达 1500 Pa，而叶顶和叶道中间则速度较小。至叶轮中部(图 5(a))，压强分布梯度继续扩大，根部大压差情况没有改观，甚至达到 7600 Pa，整个叶片负荷增加。到叶轮中后部，高压流体被离心甩出，根部截面上的压强产生交变的静压作用，压力面顶部也要产生交变压力，但最大压差出现在根部。整个截面上压强分布趋于一致。离开动叶轮之后，低压流体占具大部空间，与叶轮顶部泄漏出来的高压流体团进行混合，高压值进一步降低，发展至图 5(b)时，全部转成负压强(-148 Pa~555 Pa)，随后进入静叶轮中，大部分流体压强得以升高，如图 5(c)所示，流出静叶轮后高压值几乎充满整个通道。在扩压器流动，混合发展。结果叶轮动叶的根部是大的压差中心，顶部是大的压能团脱离中心，常规叶片后面的脱落涡加速流体的进一步混合发展。

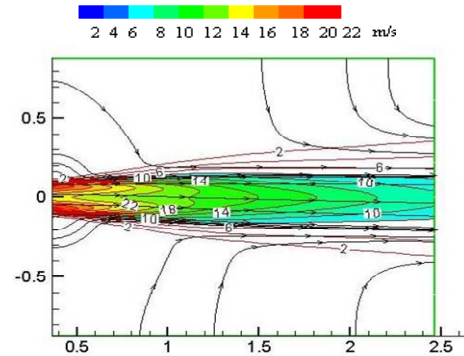


Figure 3. Characteristic distribution of the external flow field  
 图 3. 外流场的特性分布

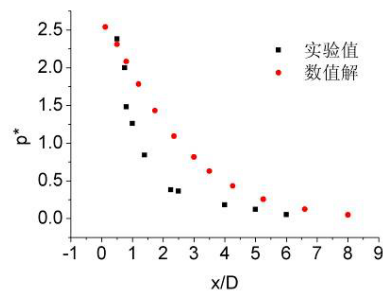


Figure 4. Pressure contrast of negative pressure zone  
 图 4. 中心负压区压力对比

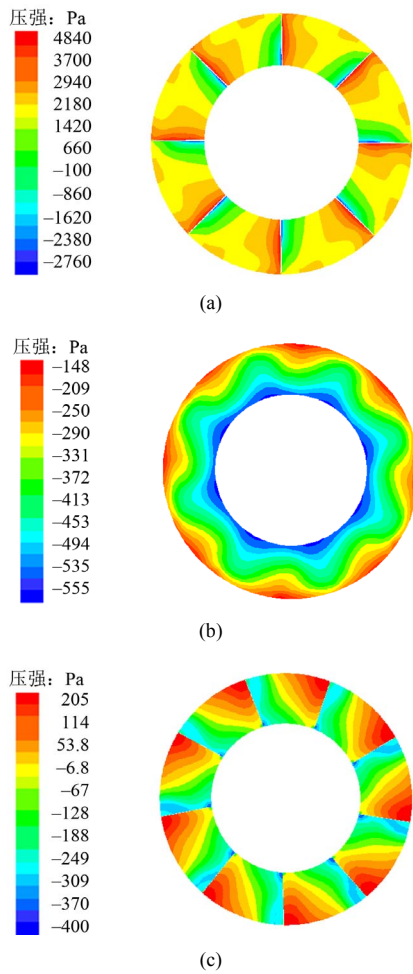


Figure 5. Static pressure changes along the impeller of 0.4 D fan when 1000 rpm: (a) Central part in the impeller; (b) Middle part between impeller and guided vanes; (c) Central part in the guided vanes

图 5. 0.4 D 时动静叶轮之间静压变化(1000 rpm): (a) 叶轮中部; (b) 动静叶轮中间; (c) 导轮中部

外流场的涡量分布集中在喷口附近，像一个王冠，而流场入口处中心存在负压力，这两点加速流体的旋转。若低压值不很高，则射流能输送较长距离。如图 8 所示，速度越大，其切向分量越大，中部真空值就较大，在 5 D 以后，真空值消失，切向分量减弱。流场外侧的湍流粘性和有效粘性均大于中部，中部的粘性数值均存在两个峰，靠近喷口处时正中间存在一个峰，正对应最大涡量处。

在叶顶间隙中，由叶片前缘生成一个大速度团，最后在叶道中部释放，在叶片中部区域，由叶片前缘生成巨大的涡量中心，其值达  $10^5$  数量级，紧贴叶片和尾缘产生的卡门脱落涡量一起汇入下游空间，成为动静叶片之间流体混合的动力源。卡门涡和叶顶泄漏

涡，以及叶片前缘产生的近壁叶道涡成为动叶组的涡特征，见图 7 所示。叶顶的泄漏涡的涡源是叶顶处的前缘，所以说涡声的源头位于前缘和尾缘。

### 3.3. 压力频谱与声压

在外流场轴线上 6.4 D 处的声压采样，显示了轴线的主要特征频率为两个峰间距的倒数，即  $1/0.003 = 3300$  Hz，中间带有 2 至 3 个小峰，是为谐波。而压力的波动也具有类似的性质，以 0.003 秒的时间域周期变化，如图 9 所示。

动叶附近的压力频谱 3000 Hz 以下，高于 3000 Hz 的几乎没有，与声压谱在 3000 Hz 以下呈均匀分布，高于 3000 Hz 时呈指数衰减，如图 10 所示。

在距喷口 6.5 D 处建立两个弧面，一个是水平弧面，一个是与 x 轴成  $45^\circ$  倾斜弧面。以动叶片为音源振动表面，倾斜弧面的声压大于水平弧面上的声压，倾斜弧面的起点位置相当于水平弧面的  $45^\circ$  数值。水平弧面的声压随角度的增加而增加，声压的幅射重点指向轴线四周。喷口处为 90 dB(A)，随着距离的增加，轴线声压不断衰减，如图 11 所示。

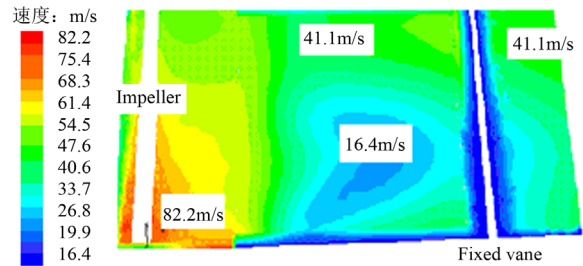


Figure 6. Velocity distribution of 0.2 D fan when 1000 rpm  
图 6. 0.2 D 时 1000 rpm 动静叶之间的速度分布

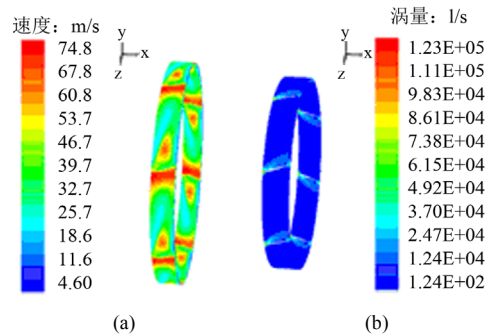


Figure 7. The velocity and the vorticity distribution of the relative diameter: (a) Velocity at the relative diameter of 0.992; (b) Vorticity at the relative diameter of 0.766

图 7. 相对直径处的叶轮速度和涡量分布: (a) 相对直径 0.992 处速度; (b) 相对直径 0.766 处涡量

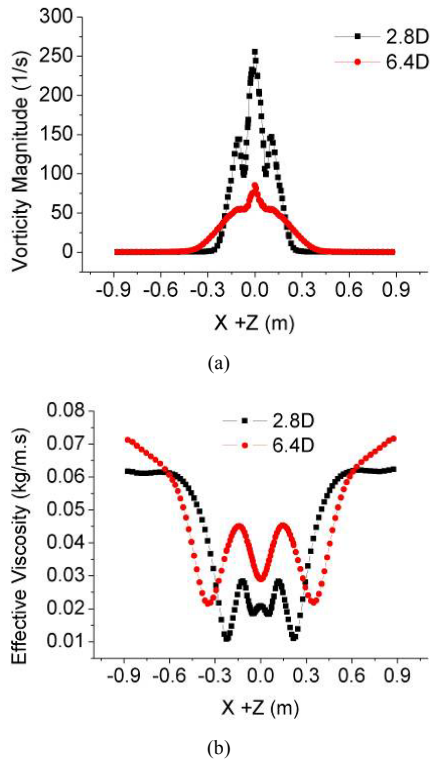


Figure 8. Curves: the external flow field vorticity and velocity comparisons of the 0.4 D fan when 1000 rpm: (a) Vorticity distance comparison; (b) Effective viscosity comparison  
图 8. 0.4 D 时 1000 rpm 外流场的涡量和流速对比: (a) 涡量的距离对比; (b) 有效粘性的距离对比

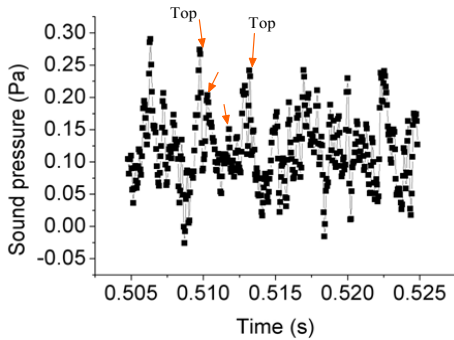


Figure 9. External field sound pressure fluctuations of 0.4 D fan when 1000 rpm  
图 9. 0.4 D 时 1000 rpm 时外场的声压波动

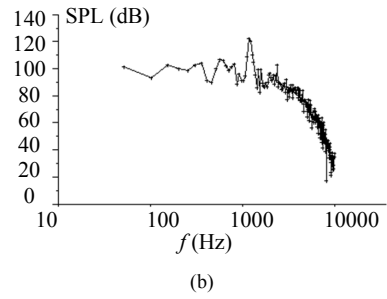
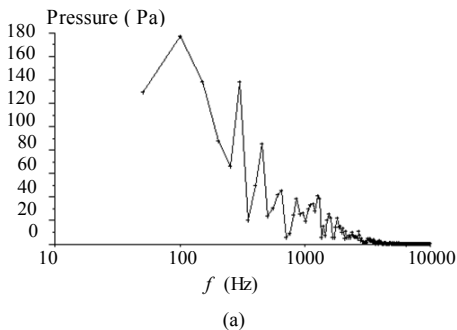


Figure 10. Curve: the pressure spectrum and sound pressure spectrum of 0.4 D fan when 1000 rpm: (a) Pressure spectrum; (b) Sound pressure spectrum  
图 10. 0.4 D 风机 1000 rpm 时的压力频谱和声压谱: (a) 压力频谱; (b) 声压谱

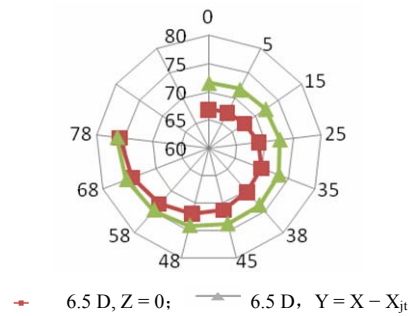


Figure 11. Curve: sound pressure level (SPL) on the two arcs  
图 11. 两个弧面上的声压比较

#### 4. 结论

本文针对旋转射流结合射流风机, 讨论不同动静叶片间距, 对喷射管道性能的影响, 研究了射流风机的内流特性以用射流特性和声传播问题, 主要结论如下: 射流中心是负压, 呈明显的涡动结构, 动叶是主要的音源表面所在, 卡门涡和叶顶泄漏涡, 以及叶片前缘产生的近壁叶道涡是动叶组特色涡, 涡声的源头位于前缘和尾缘; 流场外侧的湍流粘性和有效粘性均大于中部, 加剧了湍流的声音耗散; 压力的时间、频率特性与声压的时频特性呈正相关的关系, 声压的幅射主要指向轴线四周。

#### 参考文献 (References)

- [1] F. Q. Hu, M. Y. Hussaini and J. Manthey. Low-dissipation and -dispersion Runge-Kutta schemes for computational acoustics. *Journal of Computational Physics*, 1996, 124: 177-191.
- [2] S. C. Chang. The method of space-time conservation element and solution element—A new approach for solving the Navier Stokes and Euler equations. *Computational Physics*, 1995, 119(2): 295-324.
- [3] 刘敏, 吴克启. 基于非结构网格 CE/SE 算法圆柱绕流气动声场模拟[J]. *工程热物理学报*, 2009, 30(2): 227-229.

- [4] E. Mollo-Christensen, M. A. Kolpin and J. R. Martuccelli. Experiments on jet flows and jet noise far-field spectra and directivity patterns. *Journal of Fluid Mechanics*, 1964, 18(2): 285-301.
- [5] J. L. Stromberg, D. K. McLaughlin and T. R. Troutt. Flow field and acoustic properties of a Mach number 0.9 jet at a low Reynolds number. *Journal of Sound and Vibration*, 1980, 72(2): 159-176.
- [6] 陈翼, 张林进, 叶旭. 射流混合器内气体湍流扩散过程的CFD数值模拟与实验研究初探[J]. *过程工程学报*, 2007, 7(5): 865-870.
- [7] J. M. Tyler, T. G. Sofrin. Axial flow compressor noise studies. *SAE Transactions*, 1962, 70: 309-332.
- [8] 吴秉礼, 李文洲. 轴流通风机的工程设计方法——设计手册[M]. 吉林: 吉林大学出版社, 2007.
- [9] 吴克启. 透平压缩机械[M]. 北京: 机械工业出版社, 1989.
- [10] M. E. Goldstein. Unsteady vertical and entropic distortions of potential flows round arbitrary obstacles. *The Journal of Fluid Mechanics*, 1978, 89: 433-468.
- [11] 蔡增基, 龙天渝. 流体力学泵与风机(第四版)[M]. 北京: 中国建筑工业出版社, 2008.