文章编号：1008－8857(2022)02－0099－10　**DOI**: 10.13259/j.cnki.eri.2022.02.006

离心风机叶型安装角 $\beta_b(r)$ 径向分布的气动作用研究

刘少林，杨爱玲，陈二云
（上海理工大学 能源与动力工程学院，上海 200093）

摘　要：基于计算流体力学计算了 3 种叶型安装角 $\beta_b(r)$ 径向分布的离心风机流场，研究了 $\beta_b(r)$ 径向分布的变化对叶轮流道内气流角、惯性力及风机性能等参数的影响，为离心风机叶片造型阶段实现叶轮流道内流动的精细控制提供了依据。研究结果表明，$\beta_b(r)$ 分布会显著影响叶轮流道内物理参数的变化趋势，对叶轮出口参数周向分布影响较小。进、出口参数相同时，风机外特性因 $\beta_b(r)$ 分布的不同存在明显差异。惯性力流线法向分量对叶轮出口附近吸力面边界层的发展趋势会产生影响，其大小与流线曲率有关。

关键词：$\beta_b(r)$ 叶型；气流角；惯性力；曲率
中图分类号：TH432　　**文献标志码**：A

Effect of radial distribution of blade mounting angle $\beta_b(r)$ on the aerodynamic performance of centrifugal fan

LIU Shaolin，YANG Ailing，CHEN Eryun
(School of Energy and Power Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Based on the computational fluid dynamics, the flow field of the centrifugal fan with three kinds of distribution of blade mounting angle $\beta_b(r)$ were calculated. The influence of mounting angle $\beta_b(r)$ distribution of the blade on airflow angle, inertial force, and fan performance in the flow channel of the impeller was studied. It can provide a reference for precise flow control in the blades of the centrifugal fan during its blade modeling. The results showed that the distribution of $\beta_b(r)$ could significantly affect the physical parameters in the flow channel of the impeller, while it had minor effect on the circumferential distribution of the impeller outlet parameters. Under the same inlet and outlet conditions, the external characteristics of the fan were significantly different due to different $\beta_b(r)$. The normal component of the inertial force streamline could affect the development trend of the boundary layer along the suction surface near the impeller exit, and its value was related to the curvature of the streamline.

Keywords: $\beta_b(r)$ blade profile; flow angle; inertial force; curvature

收稿日期：2019－07－01
第一作者：刘少林（1993—），男，硕士研究生。研究方向：叶轮机械气动热力学。E-mail：1989165702@qq.com
通信作者：杨爱玲（1969—），女，教授。研究方向：叶轮机械气动热力学。E-mail：alyang@usst.edu.cn

在离心通风机叶轮的设计过程中一般依据经验和公式确定叶轮进出口半径、安装角等参数[1–2]。而叶片径向加载规律即叶型往往较简单，多采用单圆弧或双圆弧叶型。这是因为旋转叶轮内部流动情况较复杂，很难在设计时就确定精细、高效的叶片造型。然而，相关研究表明叶片型线对于离心风机的性能和流场品质有较大影响[3–6]。

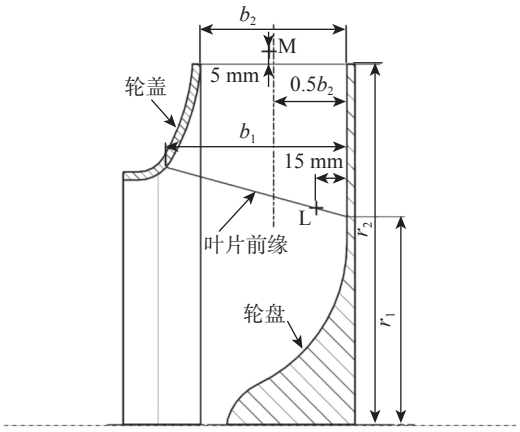
可控涡设计方法[7–9]是对离心压缩机或透平等离心叶轮反问题求解的一种方法。该方法通过控制叶轮内环量沿半径方向的变化，获得物理量在流道内的合理分布。在可控涡设计方法中合理的环量分布是关键。祝启鹏等[10]针对离心压气机并通过贝塞尔曲线拟合优化环量分布；易喆鑫等[11]将离心风机进、出口参数与叶片型线的设计相配合，得到了较合理的叶型设计；张莉等[12]通过求解双调和方程并考虑了一定的气动条件，给出了一种确定环量分布的方法。上述研究均是在无黏和无限多叶片等假设下进行优化设计，然后考察流动是否得到改善，然而实际流动叶片是有限的，且黏性对流场品质的影响不能忽略。本文基于数值模拟方法，研究离心风机叶型安装角$\beta_b(r)$径向分布对流动物理参数的影响，为实现叶片流道内流动的精细控制提供依据。

1 叶轮模型

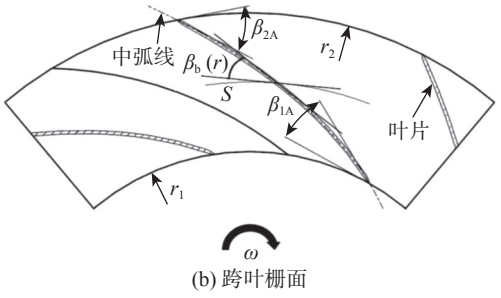
图 1 为某型后弯式离心风机叶轮几何参数示意图。该离心风机全压Δp为 1 200 Pa，流量Q_{v0}为 4 000 $m^3 \cdot h^{-1}$，转速 n 为 2 900 $r \cdot min^{-1}$，叶片数为 19，采用 3.0 mm 的等厚叶片。图 1 中：b_1、b_2分别为叶轮进、出口宽度；β_{1A}、β_{2A}分别为叶片进、出口安装角；M、L 为流场观测点；$\beta_b(r)$表示叶型曲线切线与圆周方向夹角，即叶型安装角，r 表示半径；S 为相对速度流线弧长；ω为叶轮旋转角速度；r_1、r_2分别为叶轮进、出口半径，不同叶高处(相对于出口宽度b_2)半径的取值如表 1 所示。根据通风机原理，任意半径 r 处单位体积流体获得的理论功率p为

$$p = \rho(c_u u - c_{u,1} u_1) \tag{1}$$

$$c_u = u - w_u = \frac{c_r}{\tan[\beta_b(r)]} \tag{2}$$



(a) 子午面



(b) 跨叶栅面

图 1 叶轮几何参数示意图

Fig. 1 Geometric parameters of the impeller

表 1 叶轮进、出口参数

Tab. 1 Parameters of the impeller at the inlet and outlet

叶高百分比/%	β_{1A}/(°)	β_{2A}/(°)	r_1/mm	r_2/mm
0	31	39	103	175
50	28	39	117	175
100	25	39	128	175

式中：ρ为空气密度；c、w、u 分别表示绝对速度$\vec{c}$、相对速度$\vec{w}$和圆周速度$\vec{u}$的大小；c_r、c_u分别为$\vec{c}$在径向、周向的分量；w_u为$\vec{w}$在周向的分量；$c_{u,1}$、u_1分别为c_u、u 在叶轮进口处的值。

可见，在叶轮几何结构参数确定的情况下，$\beta_b(r)$确定了叶片做功沿径向的变化，同时也决定了叶轮流道内流动物理参数沿流向的分布。

图 2 给出了本文研究的 3 种叶型安装角$\beta_b(r)$分布，其中：叶型 1 表示单圆弧叶型，该叶型简单且易于制造，因此被广泛采用；叶型 2 选

取文献[13]中性能较好，中间圆系数及叶片角系数分别为 0.7、0.3 的双圆弧叶型；为简单起见，叶型 3 选取叶型安装角随半径线性变化的叶型，以便进行对比、分析。图 2 中横坐标r'指无量纲化后的相对半径，即

$$r' = \frac{r - r_1}{r_2 - r_1} \tag{3}$$

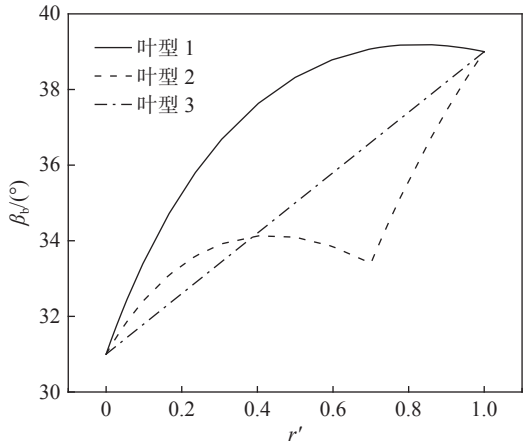


图 2　叶型安装角随相对半径的变化

Fig. 2　Evolution of blade mounting angles with the relative radius

可见，叶型 1 的$\beta_b(r)$随半径 r 先快速增加后平缓增加，叶型 2 的$\beta_b(r)$则与之相反，叶型 3 的则均匀线性增加。图 3 给出了按式(1)计算得到的与 3 种叶型$\beta_b(r)$相对应的功率加载曲线，纵坐标表示流体沿叶型曲线切线方向流动时计算得到的加载功率与叶型曲线终点处加载功率之比。可见，3 种叶型功率加载曲线与叶型安装角的变化趋势基本一致。在满足设计要求情况下，叶型安装角的大小决定了加载功率的大小。

2　数值模拟方法

2.1　流动控制方程及湍流模型

本文采用雷诺平均的 N–S 方程作为流动控制方程，即

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\mu+\mu_t)\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}\right] \tag{4}$$

式中：ρ为空气密度，本文研究的离心风机流场马赫数小于 0.3，可近似为不可压流动，密度为

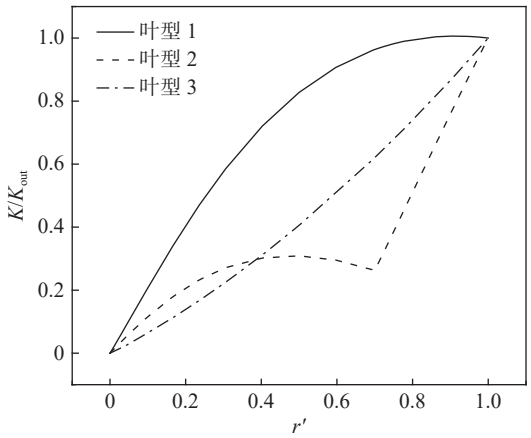


图 3　功率加载随相对半径的变化

Fig. 3　Evolution of power loading with the relative radius

常数；$\bar{u}_i$为时均速度分量；$\bar{p}$为时均压强；μ_t为湍流黏性系数；μ为流体动力黏度；t 为时间；x_i、x_j为坐标变量，i、j=1、2、3。

为封闭上述控制方程，采用 RNG k–ε 湍流模型计算湍流黏性系数。该湍流模型能更好地模拟高应变率和流线弯曲程度较大的流动[14]，其方程基本形式为

$$\begin{cases} \dfrac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \dfrac{\partial(\rho k\bar{u}_i)}{\partial x_i} = \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_k\mu_{\text{eff}}\dfrac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + \rho\varepsilon \\ \dfrac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \dfrac{\partial(\rho\varepsilon\bar{u}_i)}{\partial x_i} = \dfrac{\partial}{\partial x_j}\left[\alpha_\varepsilon\mu_{\text{eff}}\dfrac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \\ \dfrac{C_{1\varepsilon}^*\varepsilon}{k}G_k - C_{2\varepsilon}\rho\dfrac{\varepsilon^2}{k} \end{cases} \tag{5}$$

$$\begin{cases} \mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \\ \mu_t = \rho C_\mu \dfrac{k^2}{\varepsilon} \\ G_k = \mu_t\left(\dfrac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \dfrac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)\dfrac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \\ C_\mu = 0.084\,5, \alpha_k = \alpha_\varepsilon = 1.39 \\ C_{1\varepsilon}^* = C_{1\varepsilon} - \dfrac{\lambda(1-\lambda/\lambda_0)}{1+\Omega\lambda^3} \\ C_{1\varepsilon} = 1.42, C_{2\varepsilon} = 1.68 \\ \lambda = (2E_{ij}E_{ij})^{1/2}\dfrac{k}{\varepsilon} \\ E_{ij} = \dfrac{1}{2}\left(\dfrac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \dfrac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right) \\ \lambda_0 = 4.377, \Omega = 0.012 \end{cases} \tag{6}$$

式中：k、ε分别为湍动能和湍动能耗散率；μ_{eff}为有效黏度；G_k为时均速度梯度导致的湍动

能产生项；E_{ij}为时均应变率；α_k、α_ε分别表示k、ε方程对应的有效普朗特数的倒数，取为常数；λ、$C_{1\varepsilon}^*$为时均应变率相关量；C_μ、$C_{1\varepsilon}$、$C_{2\varepsilon}$、λ_0、Ω均为模型常数。

本文采用 Ansys CFD 软件提供的二阶精度压力速度耦合 Simplec 算法求解上述控制方程。

2.2 计算域及网格

图 4 为离心风机流场计算域及网格示意图。流场计算域分为 5 个子域，分别为进口延长段、集流器、叶轮域、蜗壳域和出口延长段，如图 4(a)所示。其中，进口延长段长约为离心风机进口直径的 5 倍，出口延长段约为蜗壳出口宽度的 6 倍。

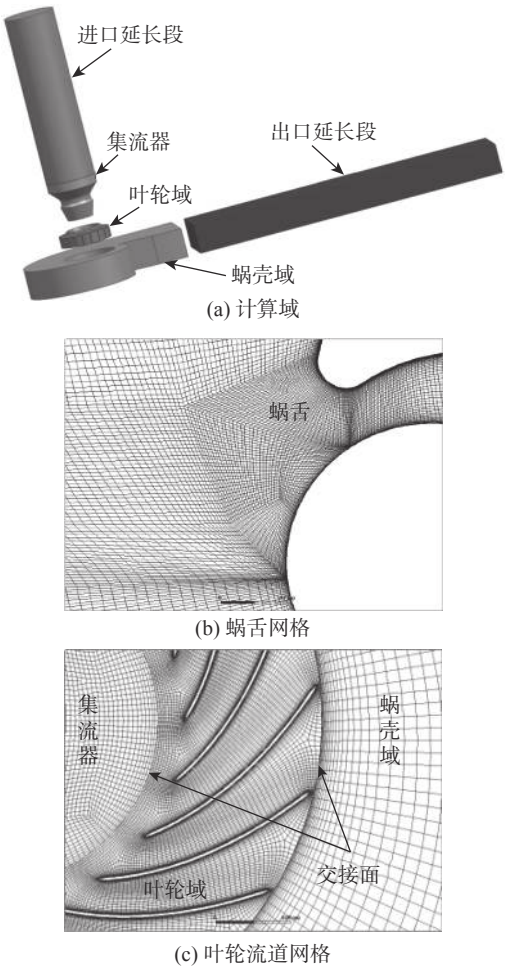


图 4 离心风机流场计算域及网格示意图

Fig. 4 Schematic diagram of the calculation domain and the flow channel grid of the centrifugal fan

对各计算子域均采用六面体结构网格进行空间离散。除蜗壳上、下表面外，所有壁面边界层区域第一层网格厚度约为 0.01 mm。离心风机整体网格数量在 850 万～890 万之间，叶轮单个流道网格数量约 23 万。图 4(b)、(c)分别为蜗舌和叶轮流道网格示意图。在 ICEM 软件中检查其综合质量(Quality 项)，最小值为 0.313。定常计算结果显示，叶轮壁面区域y^+(第一层网格厚度与摩擦速度的乘积与空气的运动黏度之比)在 1～3.5 之间。

计算域涉及进口、出口和无滑移三类边界条件。本文进口给定来流速度，出口采用自由出流条件。

3 风机流场及性能

图 5 为设计工况下 3 种叶轮出口监测点 M 的静压p_{st}周向分布。监测点 M[参见图 1(a)]位于叶轮出口 50% 叶高平面，距离叶轮出口 5 mm 处，沿周向共均匀布置了 37 个观测点。从图 5 中可以看出，3 种叶轮模型静压周向分布基本相似：在 90°位置时静压开始增大，在即将到达蜗舌位置(210°～240°，叶轮顺时针旋转)时静压又恢复到原来的水平。图 5 中的周向静压分布意味着叶型$\beta_b(r)$对叶轮出口参数周向分布影响较小。

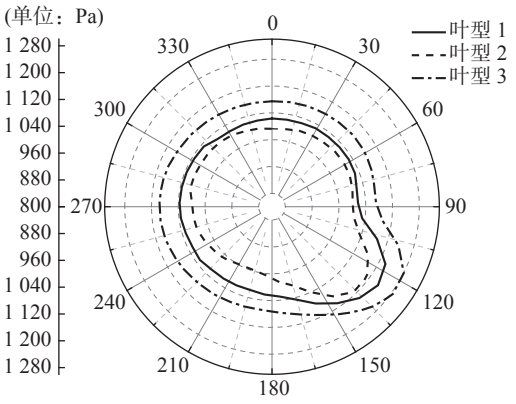


图 5 设计工况下叶轮出口静压周向分布

Fig. 5 Circumferential distribution of static pressure at the impeller outlet under design conditions

为了观察叶轮内部流动参数沿半径 r 的分布情况，在每种叶轮流道内相同位置作一条流线，如图 6 所示。流线的起点 L[参见图 1(a)]位于叶轮前缘，1/2 栅距位置且离轮盘面

15 mm 处。图 7 为 3 种叶型在设计工况下沿 19 条流线的静压系数ξ_{st}分布，$\xi_{st} = p_{st}/[\rho(\omega r_2)^2]$。图中：虚线是沿 19 条流线的静压系数分布；实线为 19 条静压系数曲线的平均值，该平均值反映了叶轮内静压系数整体的变化情况。由图 7 中可见，各模型的静压系数在不同流道内沿流向的变化趋势基本一致。对比图 7 可知，$\beta_b(r)$对静压系数的大小和径向分布均有一定影响。下文为方便起见均取图 6 中流线上物理量的平均值进行对比分析。

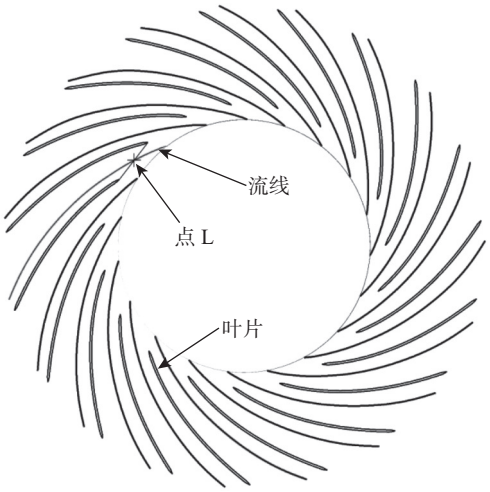


图 6　设计工况下叶轮内部待考察流线位置

Fig. 6　Positions of the streamlines to be investigated in the impeller under design conditions

图 8 为流线几何参数，其中：$\vec{t}$、$\vec{n}$分别为叶轮流道内流线S在某半径 r 处的切向和法向单位向量；θ为半径方向与x轴的夹角；α为流线切线与x轴的夹角；β为相对气流角，定义为$\vec{t}$与当地圆周速度反向的夹角。

图 9 给出了设计工况下离心风机流道内相对气流角均值沿流向的分布。可见，气流角与叶型安装角径向分布有较大差别，且气流角明显小于叶型安装角。在叶片进口存在气流正冲角，叶型 1、2 和 3 的冲角分别为 1.9°、3.3°、4.6°。在流道进口段和出口段仅有一个叶型面发生作用，气流跟随性较差，故气流角与叶型安装角相差较大。当$0.2 < r' < 0.6$时，叶型 1、2 和 3 的叶轮流道内气流角沿径向的分布与叶型安装角径向分布几乎平行，且近似线性分布。这是因为流体受到相邻叶型面的约束作用，保持了较好的跟随性。

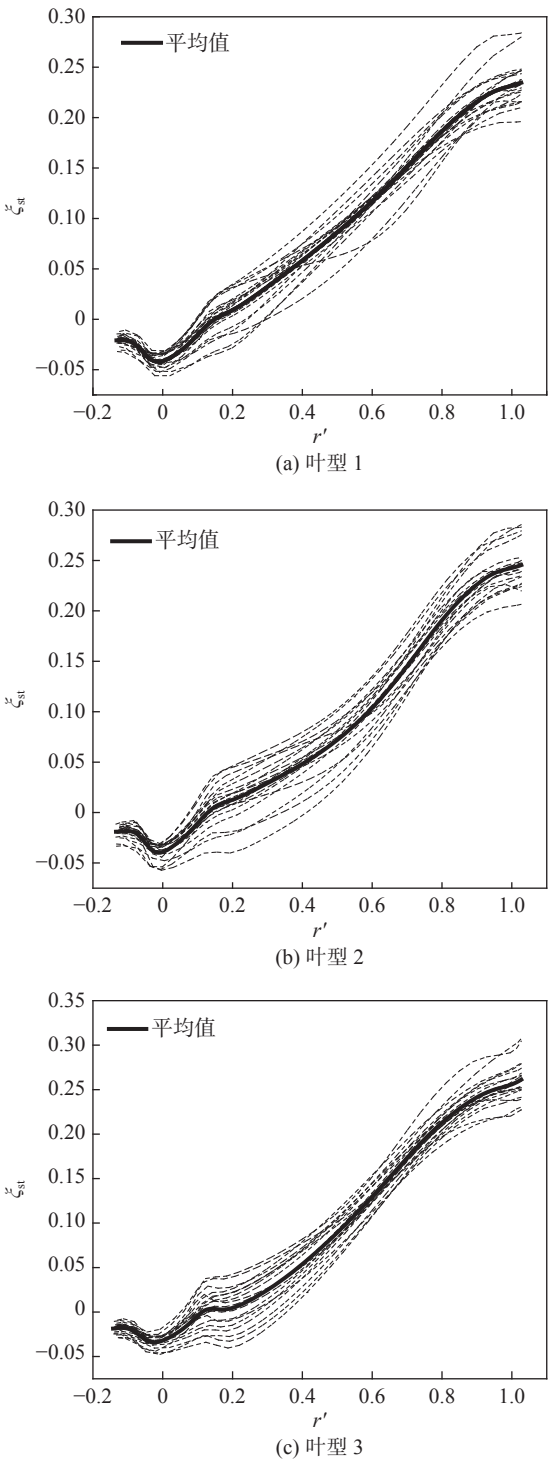


图 7　设计工况下叶轮内部静压系数分布

Fig. 7　Distribution of static pressure coefficient in the impeller under design conditions

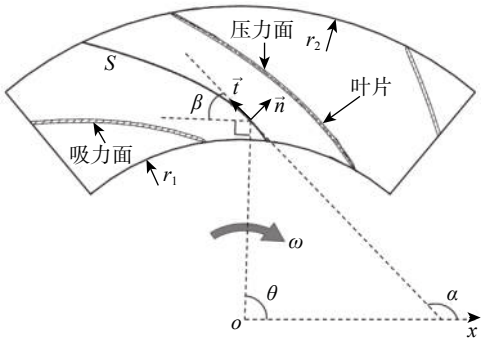


图 8 流线几何参数

Fig. 8 Geometric parameters of the streamline

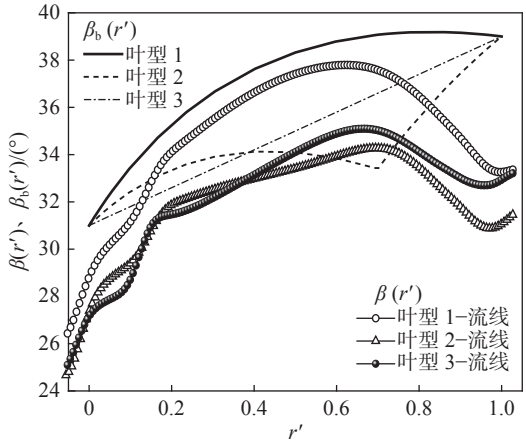


图 9 设计工况下相对气流角均值沿流向的分布

Fig. 9 Distribution of mean value of relative flow angle along the flow direction under design conditions

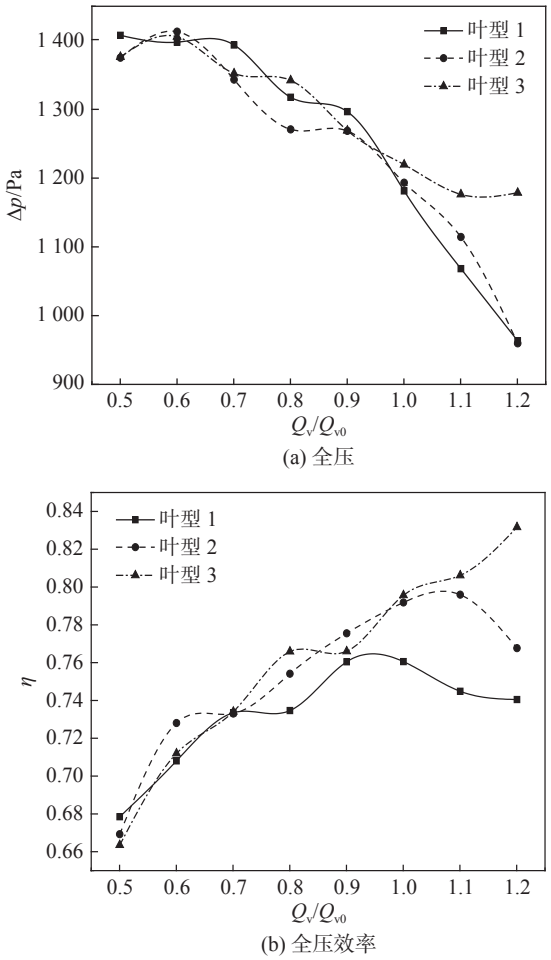


图 10 3 种叶轮风机特性曲线

Fig. 10 Characteristic curves of the fans with three kinds of the impellers

图 10 为 3 种叶轮离心风机外特性曲线，图中：横坐标为体积流量Q_v与额定体积流量Q_{v0}之比；η为全压效率。从图 10(a)中可知，在叶片进、出口半径和安装角不变时，3 种$\beta_b(r)$分布的风机全压并不相等，在设计工况下，全压的差别在 ± 2% 左右，特别是在大流量工况下，叶型 3 的全压明显高于其他两种叶型。由图 10(b)中可知，$\beta_b(r)$分布对风机气动效率的影响更为明显，叶型 1 分布的全压效率相对较低，叶型 3 分布的全压效率要优于叶型 1、2，尤其是在大流量范围能保持较高的全压和全压效率，说明该叶型安装角分布更适合大流量工况。对比图 9 中叶型 3 的β与其他叶型的主要不同之处是出口附近减小得较慢。在这种变化趋势下，随着流量增大，叶型 3 的全压可能下降得较慢，从而更适合大流量工况。

图 11 为设计工况下叶轮 70% 叶高截面涡量云图，图中黑色圆弧处于$r' = 0.6$位置。由图 11 可见，叶型 1～3 截面涡流分布范围逐渐减小，整体上叶片吸力面分离点逐渐靠近出口，边界层分离被延迟。可以推测出叶轮内旋涡流动的剧烈程度应逐渐减弱，这可能是导致设计工况下叶型 1～3 全压效率逐渐升高的一个原因。

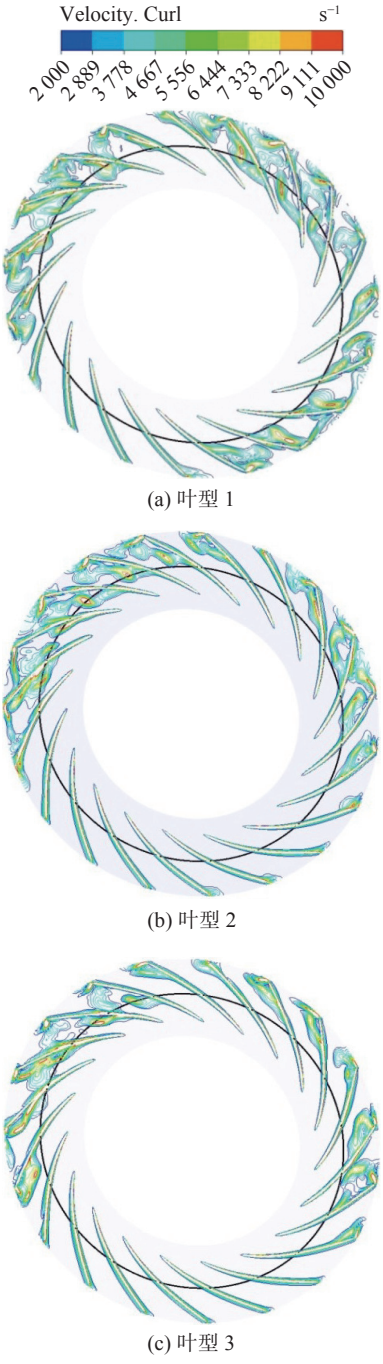
4 叶轮流道内流体受力分析

设叶轮流道内单位质量流体受到的力和惯性力分别为$\boldsymbol{F}_{ab}$、$\boldsymbol{F}_{re}$。根据文献[15]，两者之间具有以下关系，即

$$\boldsymbol{F}_{ab}=\frac{d\vec{c}}{dt} \tag{7}$$

$$\boldsymbol{F}_{re}=\frac{d\vec{c}}{dt}+\boldsymbol{F}_{co}+\boldsymbol{F}_{ce} \tag{8}$$

式中：$\boldsymbol{F}_{co}$为哥氏惯性力；$\boldsymbol{F}_{ce}$为离心力。



(a) 叶型 1

(b) 叶型 2

(c) 叶型 3

图 11　设计工况下叶轮 70% 叶高界面涡量云图

Fig. 11　Contour of the vorticity at 70% blade height under design conditions

$$\boldsymbol{F}_{co}=-2\vec{\omega}\times\vec{w} \tag{9}$$

$$\boldsymbol{F}_{ce}=-\vec{\omega}\times(\vec{\omega}\times\vec{r})=\omega^2\vec{r} \tag{10}$$

式中：$\vec{\omega}$、$\vec{r}$分别表示旋转角速度和矢径。

在旋转非惯性系中，惯性力沿流线法向的分量$F_{re,n}$若为正，则表示该分量指向吸力面（如图 8 所示），有利于控制叶片吸力面附面层的增长和分离，反之，$F_{re,n}$背离吸力面，可能加剧附面层分离趋势。图 12 为设计工况下叶型 1 叶轮各力流线法向分量沿流向的分布，下标 n 表示相对速度流线法向。$F_{ab,n}$、$F_{re,n}$变化趋势近似，波动幅度较大，它们受叶型影响也较大。因此，为抑制叶片表面尤其是尾缘附近吸力面附面层的增长、分离，应尽可能控制$F_{re,n}$的大小。

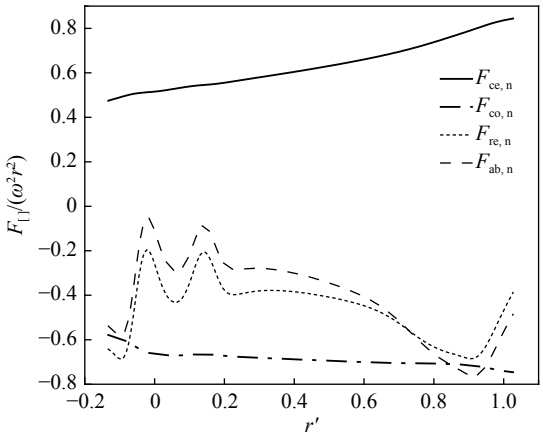


图 12　设计工况各力流线法向分量平均值沿流向分布

Fig. 12　Distribution of average normal component of each force along the flow direction under design conditions (line 1)

离心力流线法向分量

$$\left|F_{ce,n}\right|=\omega^2 r\sin\beta \tag{11}$$

由式（9）可知，哥氏惯性力流线法向分量（σ为角速度矢量与相对速度矢量夹角，近似为 90°）

$$\left|F_{co,n}\right|=-2w\omega\sin\sigma \tag{12}$$

角速度一定时，$\left|F_{ce,n}\right|$和$\left|F_{co,n}\right|$完全由w、$\sin\beta$、r 确定。对$r\sin\beta$和c^2作回归分析可知，在叶型约束段$r\sin\beta$和c^2大致为线性关系，线性相关性系数在 0.997 以上。绝对速度与流线几何量的关系如图 13 所示。可见，$\left|F_{ce,n}\right|$直接确定了叶轮内绝对速度径向分布，即与动压有关。由式（12）可

知，$|F_{co,n}|$增大意味着流体受到更多由吸力面指向压力面的力，从而有减小气流角的趋势，同时也有增大相对速度的趋势。

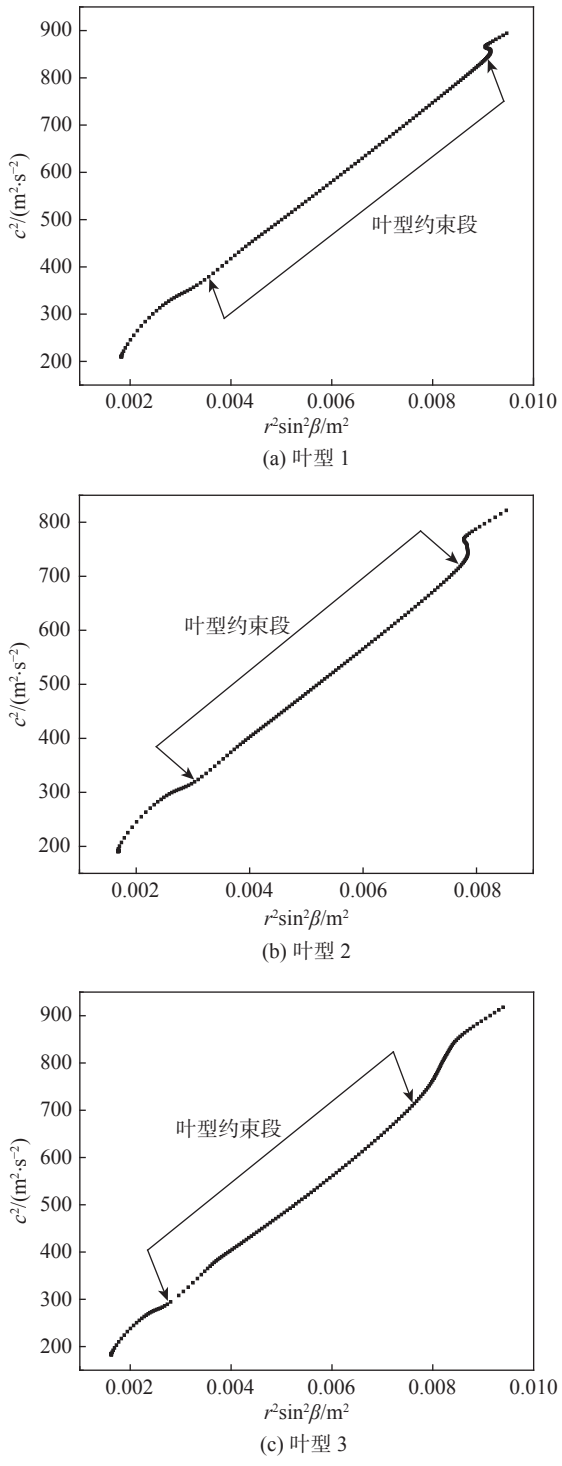


图 13 绝对速度与流线几何量的关系

Fig. 13 Relationship between absolute velocity and geometric quantity of the streamline

图 14 为设计工况下 3 种叶轮流道内作用于流体的惯性力法向分量$F_{re,n}$沿流向的分布。可见，在进、出口叶型约束作用较弱的区域$F_{re,n}$的分布趋势基本相似，但在$0.2<r'<0.6$范围内，曲线形态差异较大，从而导致流道前部和后部$F_{re,n}$绝对值大小明显不同。对比图 9 可知，在进口附近（$0<r'<0.2$），$|F_{re,n}|$越大，气流冲角也越大，冲角对进口速度有影响。图 15 为进口附近（距离叶片前缘 1 mm）50% 叶高处相对速度的周向分布。

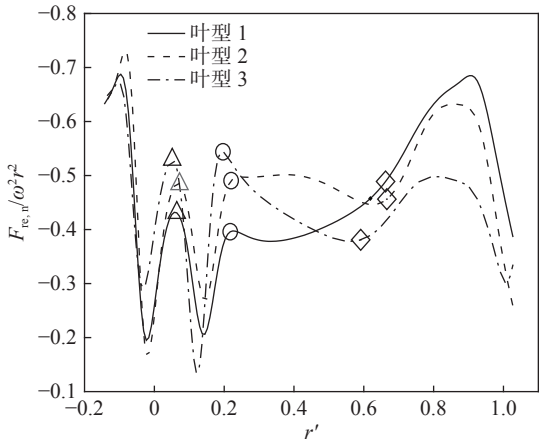


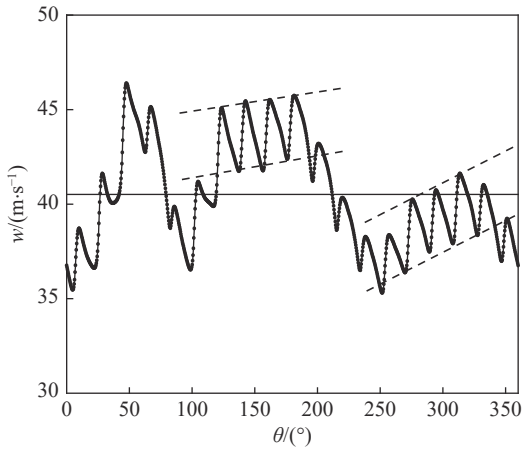
图 14 设计工况下惯性力流线法向分量平均值沿流向分布

Fig. 14 Distribution of average normal component of inertial force along the flow direction under design conditions

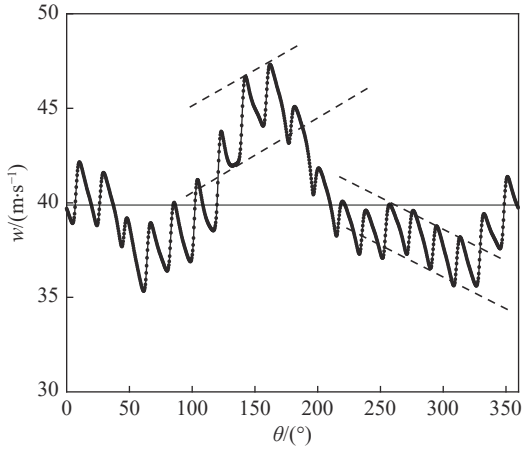
图中叶型 3 相对速度平均值（水平线）最小，整体上波动幅度也最小，这有利于流体顺利进入叶轮及后续流动的平稳发展，可见，冲角越大进口相对速度分布越合理。在出口附近（$0.6<r'<1$），叶型 3 的$|F_{re,n}|$较小，因此$|F_{re,n}|$减小可能是导致叶轮出口附近涡流强度减弱的一个原因。

从图 14 可以推论，为了尽可能减小流道后部的$|F_{re,n}|$，应尽量控制叶型约束段结束处（$r'=0.6$）的$|F_{re,n}|$，同时为了增大进口附近$|F_{re,n}|$以获得较大冲角，应增大叶型约束段开始处（$r'=0.2$）的$|F_{re,n}|$。

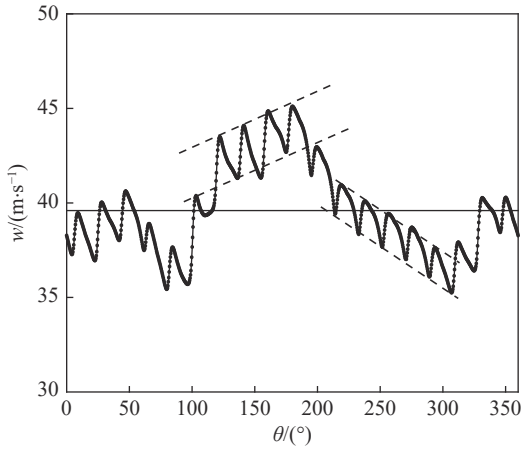
图 16 为同一工况下相应流线的曲率半径分布。从图中可知，曲率半径与$|F_{re,n}|$变化趋势正



(a) 叶型 1



(b) 叶型 2



(c) 叶型 3

图 15　设计工况下叶轮进口处 50% 叶高相对速度周向分布

Fig. 15　Circumferential distribution of relative velocity at 50% blade height of the impeller inlet under design conditions

好相反。欲减小r'=0.6处$|F_{re,n}|$，需增大该处曲率半径。

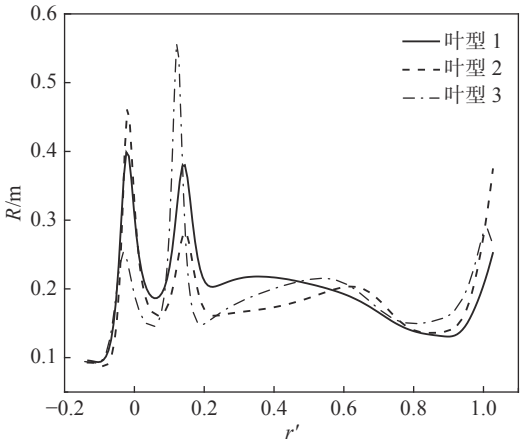


图 16　设计工况曲率半径平均值沿流向分布

Fig. 16　Distribution of average curvature radius along the flow direction under design conditions

5　结论与展望

对 3 种叶型离心风机进行了稳态数值模拟，选择靠近轮盘的流线进行分析，得到以下结论：

（1）$\beta_b(r)$曲线与β沿半径分布曲线存在较大差异，$\beta_b(r)$对叶轮内物理量的径向分布有显著影响。但不同叶轮的出口参数（如静压）周向分布十分接近，$\beta_b(r)$对此影响较小。

（2）惯性力在流线法向的分量会影响吸力面附面层的产生和分离，减小出口附近$|F_{re,n}|$有助于削弱附面层分离趋势。

（3）为实现后加载应当在出口位置尽量增大流线曲率，同时也能减小惯性力法向分量的大小。

参考文献：

[1]　商景泰. 通风机设计入门与精通 [M]. 北京：机械工业出版社, 2012.

[2]　张玉成, 仪登利, 冯殿义. 通风机设计与选型 [M]. 北京：化学工业出版社, 2011：148 – 149.

[3]　梁亚勋, 李景银, 刘开锋, 等. 不同型线离心风机叶轮的性能对比研究 [C]//2007 年流体机械学术会议论文

集. 绍兴: 中国工程热物理学会, 2007: 963 - 966.
[4] ELSHEIKH B E M A, WANG J, HUANG Y G. Blade shape effect on noise and performance of forward centrifugal fan[C]//Proceedings of the 2014 ISFMFE - 6th International Symposium on Fluid Machinery and Fluid Engineering. Wuhan: IET, 2014.
[5] 贾志彬, 汪军, 赛庆毅. 离心风机内泄漏数值优化研究 [J]. 能源研究与信息, 2017, 33(4): 231 - 236.
[6] 唐建光, 朱懿渊, 姚征, 等. 离心式风机流动特性的数值分析与改型设计 [J]. 上海理工大学学报, 2010, 32(2): 132 - 140,153.
[7] JANSEN W, KIRSCHNER A M. Impeller blade design method for centrifugal compressors[R]. London: Northern Research and Engineering Corp, 1974: 537 - 563.
[8] 西安交通大学透平压缩机教研室. 离心式压缩机原理 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1980: 276 - 283.
[9] 苗永淼, 王尚锦. 径、混流式三元叶轮“全可控涡”设计的理论和方法 [J]. 工程热物理学报, 1981, 2(2): 157 - 159.
[10] 祝启鹏, 高丽敏, 李瑞宇, 等. “可控涡”方法在离心叶轮设计中的应用研究 [J]. 机械科学与技术, 2015, 34(4): 641 - 646.
[11] 易喆鑫, 李苑蕤, 王灿星. 基于控制速度分布的离心通风机叶轮优化设计方法研究 [J]. 风机技术, 2017, 59(4): 20 - 26.
[12] 张莉, 陈汉平, 徐忠. 一种“全可控涡”三元叶轮设计叶片涡的给定方法 [J]. 流体机械, 2000, 28(8): 14 - 17.
[13] 张晓伟, 杨爱玲, 陈二云. 离心风机双圆弧型线的气动特性研究 [J]. 能源工程, 2018(2): 7 - 11, 18.
[14] 王福军. 计算流体动力学分析——CFD 软件原理与应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2004: 9.
[15] 刘高联, 王甲升. 叶轮机械气体动力学基础 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1980: 7.

信息

长龙山电站全面投产进入倒计时

5 月 4 日 22 时，三峡集团所属三峡建工浙江长龙山抽水蓄能电站（简称长龙山电站）5 号机组顺利完成 15 d 考核试运行，正式投产发电。这标志着世界首台额定转速 600 $r \cdot min^{-1}$、额定容量 350 MW 抽水蓄能机组应用成功。

长龙山电站位于浙江安吉，总装机容量 210 万 kW，共设计安装 6 台 350 MW 抽水蓄能机组，其中 5 号和 6 号机组由上海福伊特水电设备有限公司供货，额定转速 600 $r \cdot min^{-1}$，是该容量下世界最高额定转速机组，机组设计开发综合难度系数世界第一。

国内首个大规模风电增容改造项目并网

4 月 29 日，全国首个实施的大规模“以大代小”增容改造风电项目——大唐重庆四眼坪风电场改扩建项目提前 62 d 实现全容量并网发电。

该改扩建工程作为全国首个实施的大规模“以大换小”增容改造项目，于 2021 年 5 月 20 日正式开工建设。实施改扩建后，四眼坪风电场容量由 4.675 万 kW 增加至 10.26 万 kW，新增装机 5.585 万 kW，投产后年上网电量达 2.5 亿 kW·h，每年新增清洁能源电量 1.6 亿 kW·h，节约标煤 6.4 万 t，减少 4 万余 t 碳粉尘、16 万 t CO_2、0.5 万 t SO_2 和 0.2 万 t NO_x 排放。

（王 波）