doi:10.11918/j.issn.0367-6234.2016.01.003

新型风力/洋流涡轮气动及引射特性

韩万龙,颜培刚,何玉荣,韩万金

(哈尔滨工业大学 能源科学与工程学院,150001 哈尔滨)

摘 要: 为高效开发利用低品位风能和洋流能,采用涡扇发动机喷管引射技术,设计含有单级涡轮和波瓣引射器结构的低品位风力/洋流涡轮,给出一种波瓣引射器的参数化方法,并基于 CFX 软件 RANS 方程和 $k-\varepsilon$ 湍流模型数值研究涡轮气动和引射特性. 结果表明:含单级涡轮和波瓣引射器结构的低品位风力/洋流涡轮可将其转子四周流过的能量通过波瓣引射器引入涡轮后侧,通过流向涡和正交涡共同产生的抽吸作用,降低涡轮转子后侧被压,使有效做功速度增大约 1.4 倍,等效于提升了能量的品位. 在 2~6 m/s 的风能和 2~4 m/s 的洋流能利用方面,含单级涡轮和波瓣引射器结构的风力/洋流涡轮功率曲线与来流速度成指数增长,流通能力增大 32.70%~35.33%,在低速工况能量利用率可达 66%~77%.

关键词: 波瓣引射器;洋流能;风能;有效做功速度;引射能力

中图分类号: V 231.3 **文献标志码**: A **文章编号**: 0367-6234(2016)01-0021-08

Aerodynamic performance and ejection ability of new wind/ocean current turbine

HAN Wanlong, YAN Peigang, HE Yurong, HAN Wanjin

(School of Energy Science and Power Engineering, Harbin Institute of Technology, 150001 Harbin, China)

Abstract: Turbofan engine nozzle ejector technology was used for the design of a new turbine for efficient utilization of low-grade wind energy and ocean current energy. The turbine was composed of a low-rotation-speed single-stage and a lobed ejector. A parameterized method for building the lobed ejector structure was given. Reynolds-averaged NS equations and $k-\varepsilon$ turbulence model were chosen for numerical study on the aerodynamic performance and ejection ability of the turbine using commercial software CFX. Simulation results indicated the lobed ejector could bring the wind/ oceans currents energy into the back of turbine, the stream-wise vortices and normal vortices behind the lobes were produced to pump the low speed fluid behind the turbine. The effect could make the pressure reduced, the effective velocity almost increased 1.4 times, and the energy grade was improved. In the condition of wind speed ranges from 2 to 6 m/s and ocean current speed ranges from 2 to 4 m/s, the power output of the turbine exponentially increased as the flow velocity increased, and flow capacity was increased by 32.70%-35.33% than single-stage turbine. The energy utilization efficiency of the turbine went up to 66%-77%.

Keywords: lobed ejector; ocean current energy; wind energy; effective velocity; ejection ability

对于 6 m/s 以上高品位风源,欧美等多家公司推出了效率 30%~45%的水平轴和垂直轴风力发电机[1-2],受贝茨理论的限制,其效率很难有更大幅度的提高. 低品位风能(风速<6 m/s)有着更广泛的分布,部分地区一年中风速低于 4 m/s 的时间甚至占 90%以上,在这些地区,传统方法设计的风力机的效率仅为 10%~20%[2-3],这部分能源一直未被人们很好地利用. 与低速风能相类似,洋流的速度往往更低,由于海水的密度约为风的 800~900 倍,若能捕获 2 m/s 以上速度的洋流并高效利用,经济效益十分可观. 为了利用低品位风能/洋流能,一些新理念被用于风力/洋流涡轮的设计. Chong 等[4]设计了利用楼顶降水的收集系统和利用低速风能的垂直轴风力机结构. Werle 等[5-6]分析了在理想状态下端部壁面阻碍效应以及引射效应,并从理论上证明了采用端部阻碍作用的风力/洋流涡轮能源利用率可超

收稿日期: 2015-04-01.
基金项目: 国家自然科学基金委创新研究群体(51121004).
作者简介: 韩万龙(1984—),男,博士研究生;
颜培刚(1975—),男,教授,博士生导师;
何玉荣(1976—),女,教授,教育部新世纪人才;
韩万金(1942--),男,教授,博士生导师.
通信作者: 颜培刚, peigang_y@ sina.com.

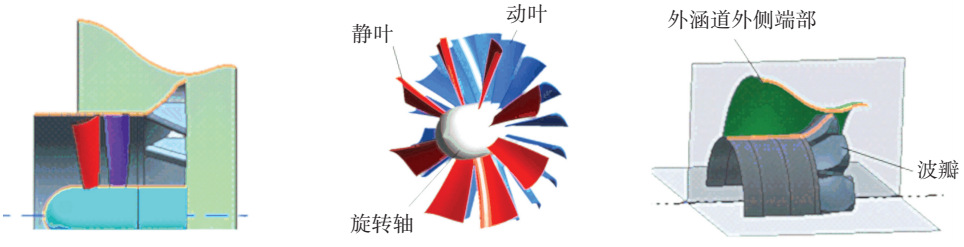
过贝茨极限,低于用阻碍效应修正后的贝茨极限. Kaiser 等[7]数值计算和实验研究了具有顶部边缘结构的多叶片水平轴风力机,指出采用 $k-\varepsilon$ 与 sst 模型可以与实验较好吻合. Wang 等[8]设计了多叶片扩张管道风力机,在 9 m/s 来流风速的设计工况,其能源利用率达到 0.65. Toshimitsu 等[9]采用 PIV 技术和数值模拟研究了来流的稳定性对端部扩张型风力机工作特性的影响,指出风力机性能依赖于其后侧旋涡结构. Luquet 等[10]研究端部阻碍作用管道的参数对洋流涡轮能量利用率的影响,并优化结构使效率达到 75%. 张文广[11]采用 PIV 实验和 Flow-3D 商业软件数值研究了洋流流速和双向叶片涡轮机转速变化对涡轮气动特性的影响.

波瓣引射器是一种使高速流体和低速流体在短距离快速掺混的结构. 在涡轮和波瓣引射器的内流和尾流中,存在复杂的流向涡、正交涡及其衍生涡系. Hu 等[12]通过 SPIV 试验研究了混合器后流向涡和正交涡的发展规律. 雷志军[13]研究了考虑上游叶栅尾迹和预旋作用对有/无切凹扇形波瓣引射器射流的影响. 李腾等[14]基于 RANS 方程数值研究了波瓣高宽比对波瓣强迫混合排气系统流场的影响. 美国的 Flo Design Wind Turbine 公司[15]最早将波瓣强迫混合器引入高风速大功率风力涡轮机的设计,并计划设计兆瓦级风力机.

以上研究主要集中在能量密度较高的风速或洋流能利用,对于品位更低的动能利用的研究未有实质性的进展. 本文参考了文献[5-6]的端部阻碍作用理念,设计了一种高效利用 2~6 m/s 的低品位动能的风力/洋流涡轮,并对其在低速工况下的气动性能进行了数值仿真计算,验证方案的可行性.

1 低速掺混引射风力/洋流涡轮设计

本文设计的风力/洋流涡轮由一级涡轮和波瓣引射器结构组成(见图 1),下文中用 New turbine 代指风力/洋流涡轮.



(a) New turbine 局部剖视图 (b) 单级涡轮 (c) 波瓣引射器

图 1 New turbine 结构示意

1.1 New turbine 叶片设计方法

与传统 3 叶片水平轴风力/洋流涡轮不同,为适应低静压头、低速工况,提高能量利用率,New turbine 叶片设计采用文献[16]的轴流多叶片设计方案,设计流程见图 2. 三维设计采用可控涡扭曲规律,控制环量变化规律采用二次方程曲线,根部取中部环量的 0.54,顶部取中部环量的 1.58. 静叶和动叶的积叠方式分别采用尾缘积迭和重心积迭. 为了加大静叶顶部的折转,静叶采用大弦长和前缘 12°前掠,动叶采用顶部大弦长增大叶片做功能力. 为了最大限度利用低速动能,静叶进口轴向进气,动叶出口轴向出气,确定最终静叶为 8 个,动叶为 18 个,叶型数据见图 3.

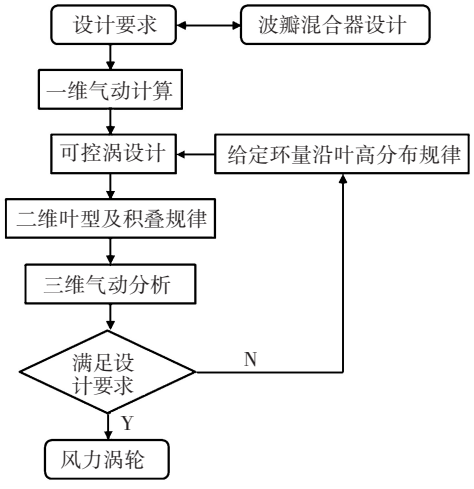


图 2 New turbine 叶片的设计流程

本次涡轮设计选用可控涡扭曲规律[16],主要计算过程如下:

令可控涡设计环量的表达式为

$$Ar^2 + Br + C = c_{1u}r.$$

式中,系数 A、B、C 为未知数. 中间截面环量由一维计算获得,顶部截面环量为中部的 1.58 倍,根部环量为中部的 0.54.

$$\begin{cases} Ar_h^{\ 2} + Br_h + C = c_{1u,h}r_h = 0.54c_{1u,m}r_m, \\ Ar_m^{\ 2} + Br_m + C = c_{1u,m}r_m, \\ Ar_t^{\ 2} + Br_t + C = c_{1u,t}r_t = 1.58c_{1u,m}r_m. \end{cases} \tag{1}$$

其中:t、m、h 分别表示顶部、中部和根部截面,由此可知各半径 r 处的轴向间隙绝对速度周向分量为

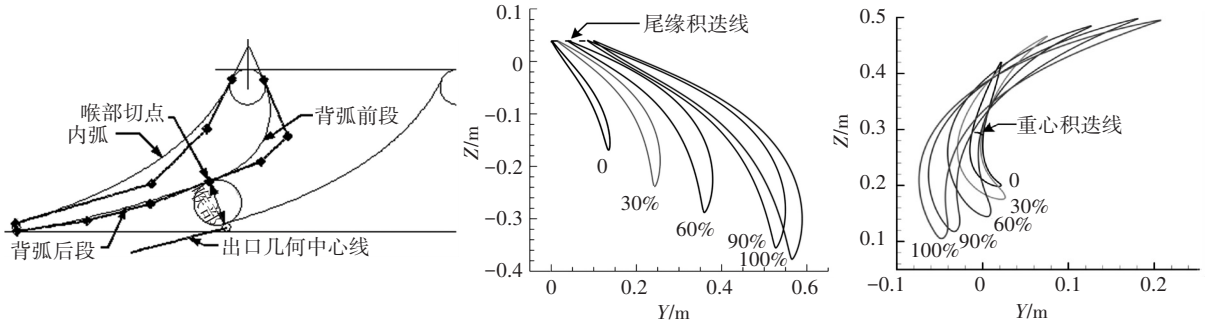
$$c_{1u,r} = (Ar^2 + Br + C)/r\,. \tag{2}$$

将式(2)带入静叶绝对坐标系和动叶相对坐标系下的简化的径向平衡方程：

$$\frac{\mathrm{d}c_{1a,r}^2}{\mathrm{d}r} + \frac{1}{r^2}\frac{\mathrm{d}\,(c_{1u,r}r)^2}{\mathrm{d}r} = 0\,, \tag{3}$$

$$\frac{\mathrm{d}c_{2a,r}^2}{\mathrm{d}r} + 2\omega\frac{\mathrm{d}(c_{1u,r}r)}{\mathrm{d}r} = 0\,. \tag{4}$$

由式(3)、(4)可求得静叶和动叶出口的轴向速度 $c_{1a,r}$ 和 $c_{2a,r}$ 沿叶高的分布，结合不同半径处转速 ω，完成叶片各截面处进出口气流角的计算.



(a)叶型设计参数及控制点　(b)静叶各截面叶形　(c)动叶各截面叶形

图 3　New turbine 叶型参数化示意图

1.2　波瓣引射器的参数化设计

New turbine 的波瓣引射器设计基于波瓣以及外涵道型线的组合设计，其特点：1)通过外涵道高压主流泵抽涡轮叶栅后低压次流，提高涡轮前后的压力差，增大涡轮的做功能力；2)波瓣的内涵道空间大于外涵道，确保低速流体流道呈扩张形态，增大端部阻碍效应.

波瓣引射器的快速参数化建模方法：几何建模主要包括参数化内外涵型线和回转矩形以及波瓣倒角设计两部分. 外涵道采用 6 点控制的三次贝塞尔曲线方式生成回转面，内涵道采用直线段+6 点控制的三次贝塞尔曲线方式生成回转面，波瓣掺混结构先采用内涵回转体与多个有共同倾角的回转矩形做布尔差运算，其后分别对波瓣根部和顶部应用边倒圆命令. 内外涵道的 6 个控制点和回转矩形的长、宽、倾角、数目均设定为可变参数. 图 4 给出了本文设计波瓣引射器的参数化结构建模示意图. 波瓣引射器的设计既要考虑到加大外涵道气流的二次流动以及掺混效应，又要保证动叶后流体有足够的扩散空间.

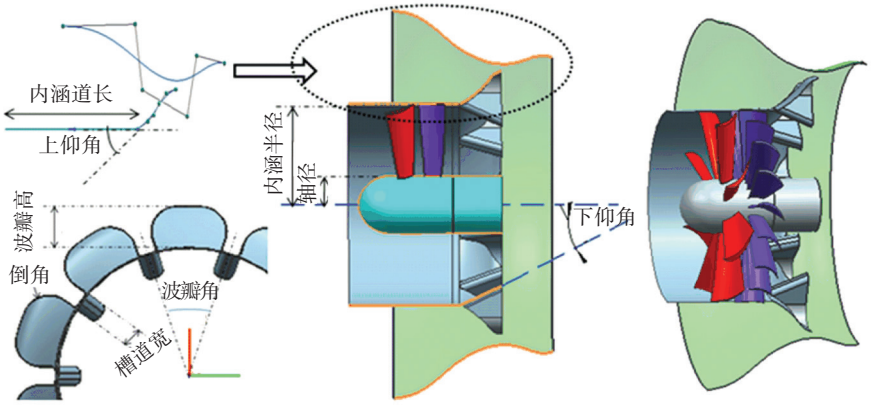


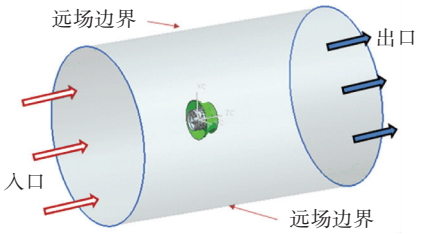
图 4　掺混放大结构使用 UGNX 参数化建模示意

2　计算模型及数值方法验证

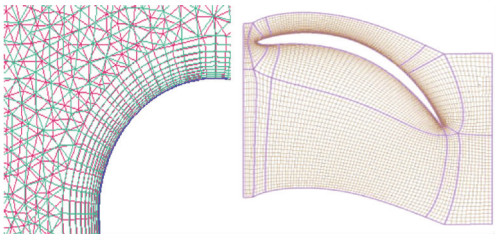
2.1　计算域及网格

如图 5 所示，本文计算域在 New turbine 前后及四周均留有足够大的空间. 其中，涡轮叶片流域采用结构化网格，其他部分采用非结构化网格. 为了准确描述附面层流动，本文对非结构化网格的固体壁面采用增长率为 1.2 的 10~15 层棱柱层网格进行加密. 在涡轮、波瓣引射器、外涵道两侧以及后侧空间采用较密网格，用以精细计算关键区域的流动和发展情况. 网格密度由外向内先不断增加后不变，在所有流流交界面处设定相同的网格大小，确保数据传递的连续性. 为了消除单个扇形流道尖角处周期性边界导致的旋涡奇异现象，以及由于外流域过小引起的涡轮进口能量过高而带来的误差，此计算域尺寸的选取经过了边界无关性验证，确保了涡轮进口边界为远场边界，消除流域过小引起的数值计算系统误差. 如图 6 所示，为验证计算结果的网格

无关性,分别作了 5 种不同数量的网格. 考虑计算时间和精度,本文多工况点计算均采用总计1 090.6 万个网格的计算结果.



(a)流域



(b)局部网格

图 5 流域外场及网格

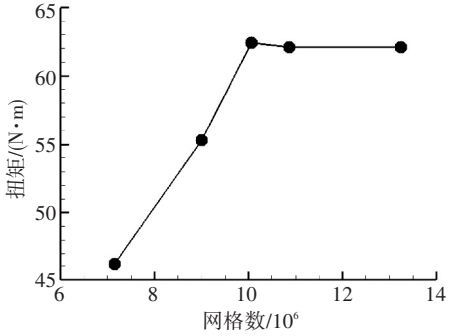


图 6 20 r/min 风速下流域网格数与 New turbine 扭矩关系

2.2 边界条件

计算模型按照 New turbine 在空气/洋流条件的工况下进行计算,工质选择为 20 ℃空气/海水,气体密度为 1.185 kg/m^3,海水的密度为 1 025 kg/m^3. 计算模型的边界条件:在主流的进口设置静压-温度-速度进口,平均静压为 101.325 kPa,静温值为 298 K,速度为 2~6 m/s,方向为轴向;在流域的侧面设为开放式进口条件,给定静温-速度,其设置与进口相同;在流域的出口给定静压出口,平均静压为 101.325 kPa. 动叶旋转域转速为 20 r/min,固体表面设置为无滑移壁面,静叶内部和动叶内部分别设置旋转周期性交界面,动叶域前后的交界面均设置为 Stage 数据传递类型.

本文采用 CFX 耦合隐式求解器 CFX-Solver Manager,求解雷诺时均 N-S 方程、$k-\varepsilon$ 两方程模型和标准壁面函数、中等湍流密度,对流项的差分格式选用高阶精度差分格式求解,收敛条件为 10^{-6}.

2.3 计算参数的定义

设 $\bar{W}_x$、$\bar{W}_y$、$\bar{W}_z$ 分别为 x、y、z 方向的流向涡量,且

$$\bar{W}_x = \frac{D}{U_0}\left(\frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z}\right),\ \bar{W}_y = \frac{D}{U_0}\left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x}\right),$$

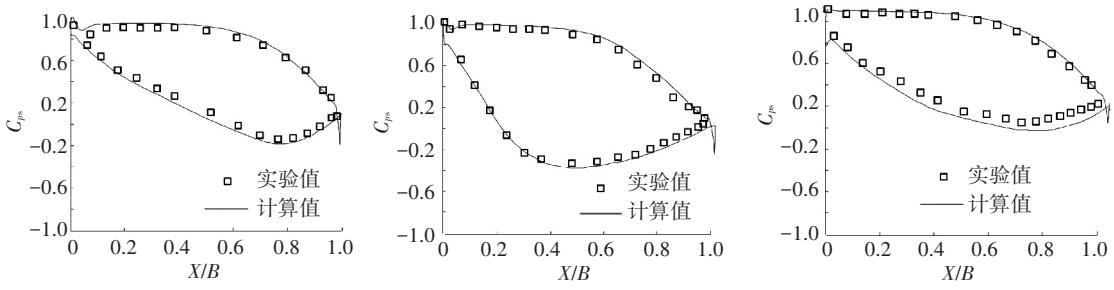
$$\bar{W}_z = \frac{D}{U_0}\left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y}\right);\ \bar{W}_n = \sqrt{(\bar{W}_x)^2 + (\bar{W}_y)^2};$$

$$C_{ps} = (P_s - P_e)/(P_i - P_e);\ \eta = P/(\rho A U_0^2/2).$$

式中:$\bar{W}_n$ 为z方向的正交涡量,C_{ps} 静压系数,η 能源利用率,D 为涡轮转子直径,u、v、w 分别为 x、y、z 方向速度分量,U_0 为远场来流速度,P 为转子输出功率,A 为叶轮旋转一周扫过的面积,p_i、p_e、p_s 分别为实验叶栅进口总压、出口静压和当地静压.

2.4 可靠性验证

本文通过文献[17]中雷诺数 $Re = 4.9\times10^5$ 的低速环形涡轮静叶栅实验,验证了上述数值方法计算模型模拟不可压流场的涡轮气动性能的准确性. 图 7 给出 0°冲角、0.1 马赫数下大焓降静叶静压系数分布曲线,其中 X/B 为相对轴向弦长. 由于实验叶栅叶片表面较小,气孔测量点的数目有限,计算结果与试验测量点结果整体趋势符合较好,其测点值均落在计算值线内,仅在叶根吸力面前部、顶部吸力面,叶片负荷计算值略大于真实值. 说明本文所用数值计算方法能比较准确地预测大焓降静叶的真实流动,可用此方法对相近雷诺数下 New turbine 流场进行数值仿真.



(a)0.1 相对叶高 (b)0.5 相对叶高 (c)0.9 相对叶高

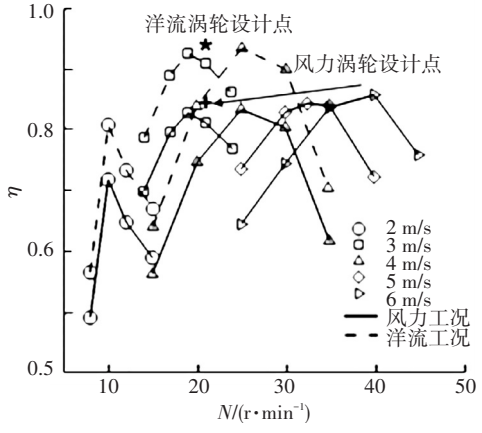
图 7 静压系数的实验结果[17]与 RANS 方程 $k-\varepsilon$ 湍流模型数值验证结果

3　计算结果分析

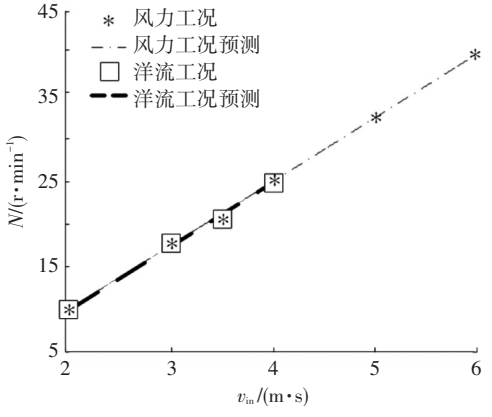
3.1　低速工况 New turbine 气动性能分析

如图 8 所示，在设计点，来流速度为 3.5 m/s 时，New turbine在空气/洋流中的功率为 129.87 W 和 117.9 kW，能源利用率为 72.33%和 77.01%. 在来流速度不变时，New turbine 输出功率均随着转速的增大，先增大后减小，能源利用率存在最大值，其对应的转速为此来流流速下的最佳转速. 最大能源利用率基本随来流流速的增大小幅增加，当来流为 2 m/s 时能源品位过低，能源利用率为 66%和70.3%，来流>3 m/s后，能源利用率为 71.77%~73.31%和 75.3%~77.01%，设计点数值略高于附近流速对应最大能源利用率值，这说明 New turbine 针对设计工况的叶形、掺混结构等参数的选取较为成功. 值得注意的是，相同来流流速时，洋流工况整体效率高于风能工况 2%~4%，这主要由于洋流工况涡轮内的分离情况好于风力工况，使得整体损失更小. 与文献[8,10]中采用多叶片和端部阻碍作用的风力机/洋流涡轮设计方案相比，针对低压头来流动能，采用本方案的能源利用率分别高出约 8%和 2%.

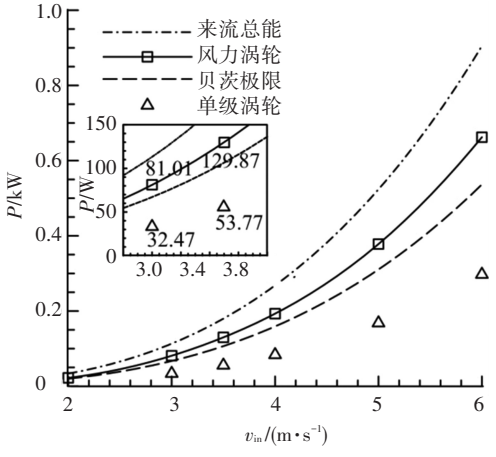
对比不同来流能源利用率曲线发现，来流速度越高，曲线拐点处越宽. 这说明来流流速越大，较高能源利用率对最佳转速限制越宽；来流流速较低时，偏离最佳转速工作点，能源利用率快速下降. 采用最小二乘法对不同来流下的最佳转速进行拟合，得到 $N = 7.465\,3\,v_{in} - 4.822\,4$. 在不同来流工况最佳转速下 New turbine 可以获得理想输出功率，如图 8(c)、(d)所示，其功率随来流变化曲线呈指数形式增加，这与来流总能量曲线、贝茨曲线的趋势相同，进一步说明 New turbine 具有良好的风/洋流场适应性. 以风力设计工况为例，与相同情况下单级多叶片透平的功率仅为 53.77 W相比，New turbine 做功能力提高 2 倍以上，通流能力由原来的 16.26 kg/s 增至 21.58 kg/s，增大 32.70%.在洋流工况也能得出相似的规律，来流流速为 2 m/s时，New turbine 可输出 20.07 kW，是没有波瓣引射器的单级多叶片透平功率的 2.37 倍，通流能力增大 35.33%. 证明引射式风力/洋流涡轮的设计方案在低品位能源利用方面是可行的.



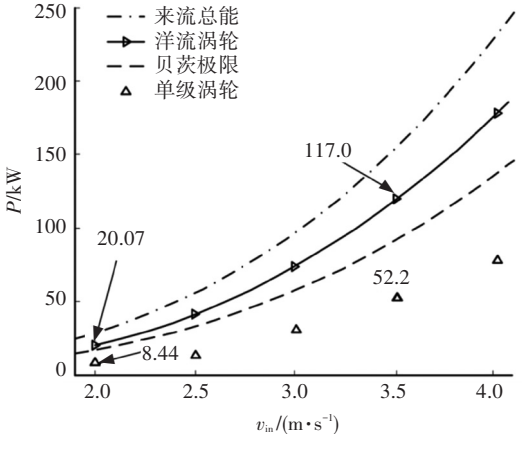
(a)能源利用率和转速曲线



(b)来流与最佳转速曲线



(c)风力工况最佳功率输出曲线



(d)洋流工况最佳功率输出曲线

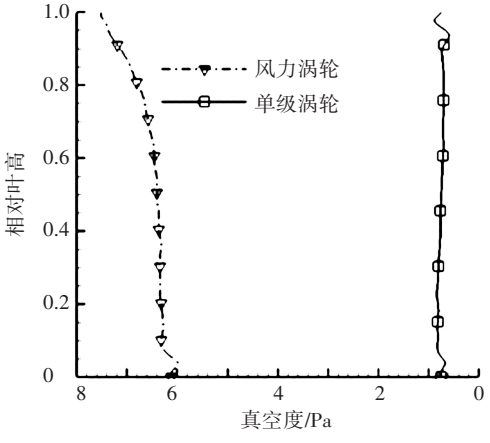
图 8　New turbine 能源利用率随转速和来流风速/洋流流速的变化曲线

从风力/洋流涡轮的生产成本来看,采用多叶片、掺混放大结构将增大成本. 但是, 考虑到常规风力/洋流涡轮不能利用或仅能低效地利用低品位能源,在来流速度较高时能源利用率也仅为30%~45%,其效率远低于 New turbine. 与旋转面积相同的3叶片的常规风力涡轮[1-3]相比,在广大低速或洋流地区,New turbine 的发电时间要多出 2 000~3 000 h/a,大约产生 3.32~5.97倍电能,具体数值应按照涡轮安装地点的流速玫瑰图计算.

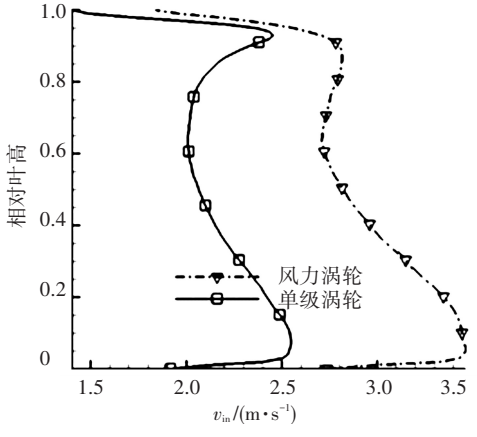
3.2　New turbine 引射性能分析

3.2.1　涡轮动叶出口气流参数分析

图9对比了相同工况时有无波瓣引射器单级涡轮出口的周向质量流量平均真空度(远场静压与当地静压之差)和速度沿相对叶高变化,可以看出,含波瓣引射器的涡轮级后静压整体约降低 5~7 Pa,顶部压力降低幅度大于底部;平均速度提高 0.75 m/s,0.85 相对叶高以上流速提高幅度小于中部和底部. 说明波瓣引射器的作用并非仅局限于波瓣端部附近区域,可以从整体上显著降低涡轮后压力,在涡轮级后产生真空度,增大涡轮通流能力. 波瓣引射器将涡轮外侧附近经过的流体引入波瓣后侧,通过旋涡卷吸和剪切作用提高涡轮级后流体的能量,改善级后逆压流动特性. 对涡轮进口总压与出口静压之差仅有 7 Pa 的单级涡轮,再增大 5~7 Pa 压差等效于提高了来流速度至 4.89 m/s,直接提升了来流能量的品位,显著提高了涡轮效率. 由于涡轮进口流体的总参数相同,观察图9可知涡轮出口静压和速度参数分布,0.4 以上相对叶高时,流过转子的流体为涡轮提供了更多的能量,而原涡轮仅有中部做功性能较佳.



(a)周向质量流量平均真空度沿相对叶高变化



(b)周向质量流量平均速度沿相对叶高变化

图9　涡轮出口处周向质量流量平均真空度、速度沿径向分布

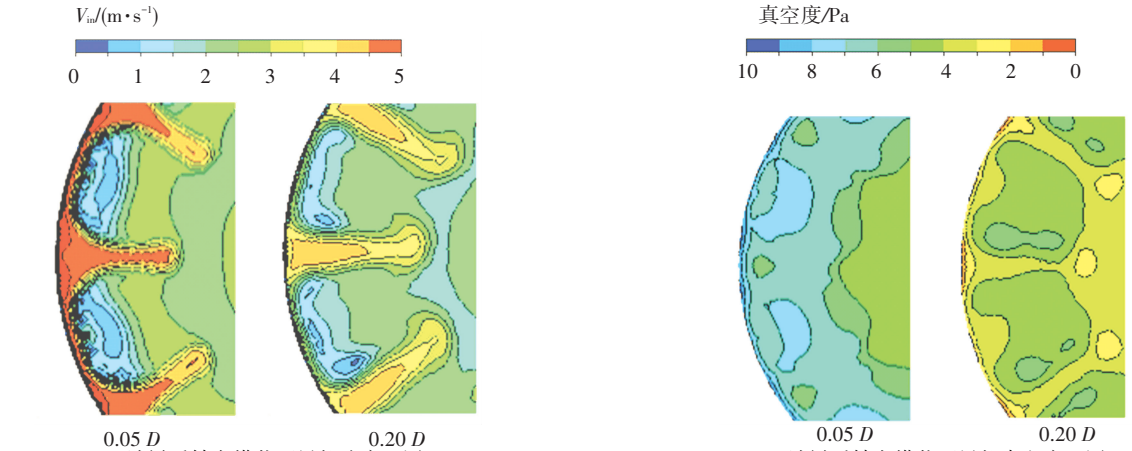
3.2.2　波瓣后侧气流参数分析

波瓣的几何结构和来流状态决定了波瓣后的旋涡结构及卷吸掺混特性,上述因素确定后,即可确定波瓣后的气动特性. 图10为风力设计工况下波瓣后 0.05D 和 0.20D 处截面局部速度和压力云图,以上两个位置分别靠近波瓣出口和外涵道的出口. 由于波瓣后各处气动参数呈明显的周期性,为便于观察,对各参数云图进行局部放大处理. 图11是波瓣引射器后侧流向涡和正交涡云图,描述波瓣引射器的混合管内的两种不同速度流体掺混情况. 结合图10、11,从速度和涡量云图的对比中可知,高速流体从槽道向下游运动的同时,将动能以流向涡、正交涡的形式传递给内部低速低能量流体. 流向涡通过卷吸顶部低速流体进入旋涡核心区域的同时,通过高速流体、低速流体的旋转掺混作用提高低速流体能量,其对波瓣槽道两侧低速区的流体抽吸作用显著;正交涡可以反映出流体间的剪切作用,其作用主要分布在波瓣顶部、槽道边缘速度梯度大的区域,其对流体加速更为直接,波瓣顶部中心处距离槽道较远的区域以及槽道底部的流体加速主要依靠正交涡的剪切作用. 随着流向涡、正交涡的快速衰减,涡量梯度的降低和旋涡范围的扩大,外涵道出口速度分布更为均匀,压力整体回升 2 Pa 左右,以抵挡外部流体回流. 在波瓣后侧,外涵高速气流对内涵道乏气的引射作用,使内涵道气流加速,是涡轮后大幅降压的根本原因.

3.2.3　波瓣引射器多工况的引射能力分析

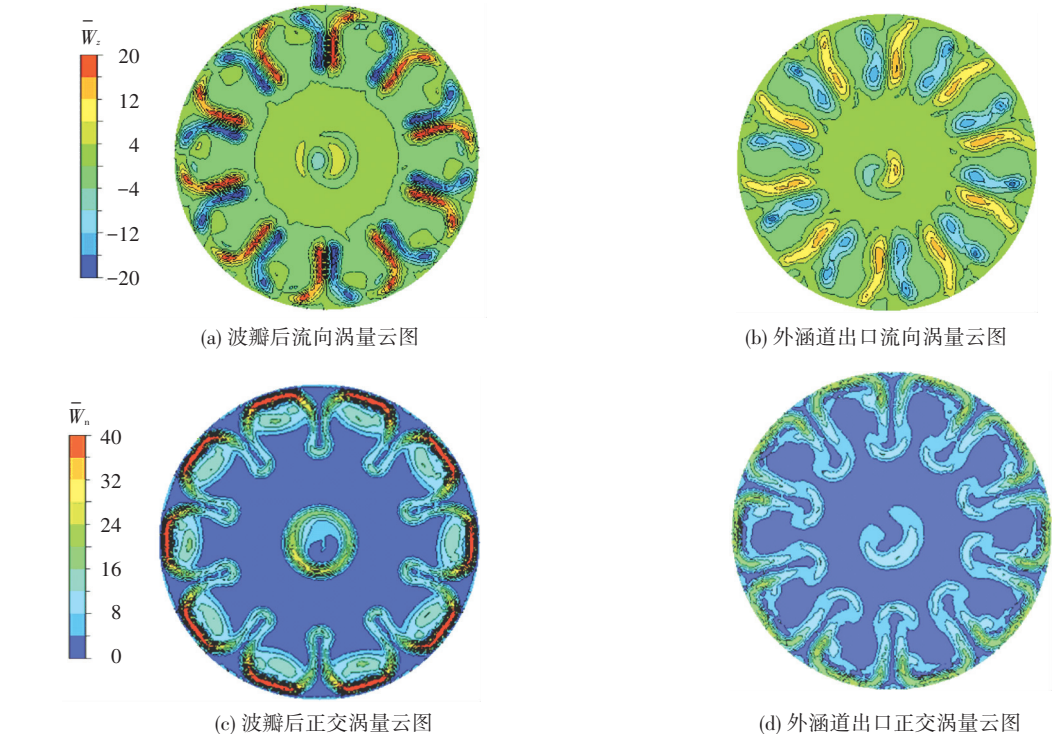
定义有效做功速度 v' 为涡轮动叶出口截面处的气体总压无损速度,定义引射能力为有效做功速度与远场来流速度的比值,引射能力用来表征波瓣引射器的引射作用和端部阻碍作用的综合引射效果. 为了去除多工况涡轮冲角变化对气动性能的影响,本文选取冲角参数均很接近设计值的来流风速-最佳转速工况分析引射性能. 如图12所示,综合2~6 m/s工况,有效做功速度几乎与来流速度成正比,引射能力约为1.4,可以认为引射器的引射能力

对来流速度的适用范围广. 值得注意的是，当速度较小时，引射能力比较低，这是由于外涵道的流体流经波瓣引射器产生的附面层损失占外涵道气流有效动能的比例高引起的；而当速度较高时，引射比略大于 1.4，这说明此时附面层损失绝对值虽有所增大，但其占总有效动能的比例却在下降.



(a) 波瓣后轴向横截面局部速度云图　(b) 波瓣后轴向横截面局部真空度云图

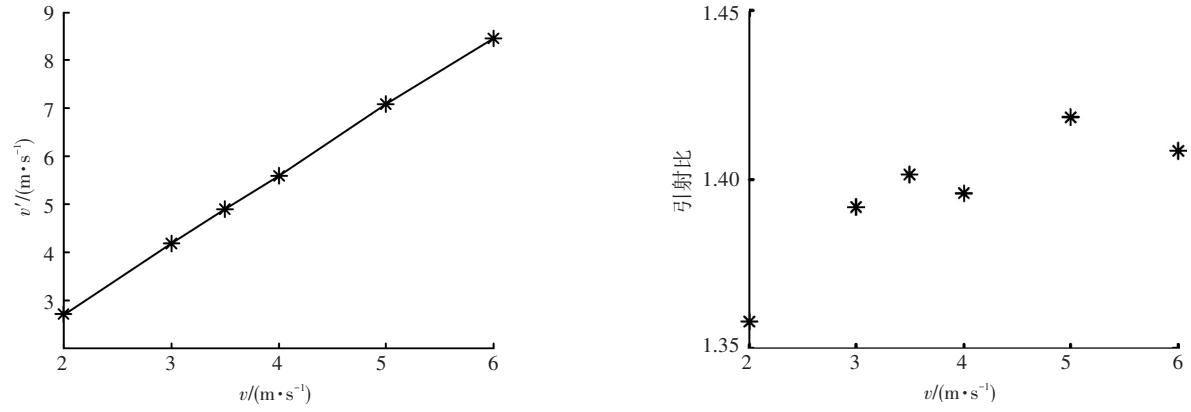
图 10　波瓣后以及外涵道出口轴向横截面局部速度、真空度云图



(a) 波瓣后流向涡量云图　(b) 外涵道出口流向涡量云图

(c) 波瓣后正交涡量云图　(d) 外涵道出口正交涡量云图

图 11　波瓣后以及外涵道出口轴向横截面流向涡量和正交涡量云图



(a) 有效做功速度随来流速度的变化　(b) 引射能力随来流速度的变化

图 12　有效做功速度与引射能力随来流速度的变化

4 结 论

1)数值研究表明,采用单级涡轮配合具有端部阻碍效应的波瓣引射器方案设计的低品位风能/洋流能涡轮,适用于2~6 m/s风能和2~4 m/s洋流能的利用,低品位动能的转化效率约在66%~77%.

2)在波瓣的后侧,产生了规则的流向涡和正交涡结构,流向涡的卷吸作用主要集中在波瓣的两侧,实现波瓣两侧流体掺混;正交涡的自由剪切作用发生在沿波瓣的顶部、两侧和底部,并向低速区扩张,对波瓣的顶部、两侧和底部流体起加速作用.

3)在流向涡和正交涡共同引射作用下,外涵道流体对内涵道低能流体产生了抽吸作用,在涡轮转子后侧沿整个叶高产生了真空度,使涡轮内涵道的通流能力增大32.70%~35.33%.

4)引射性能提升了来流流体的能量品位,是增大涡轮做功能力的根本原因. 引射性能受几何结构影响较大,受来流风速影响较小. 在涡轮冲角相同的最佳转速工况,风速/洋流流速大的工况引射性能略好于流速小的工况,这是由于波瓣引射器的附面层损失占总有效动能的比例减小引起的.

参考文献

[1] VERMEER L J, SØRENSEN J N, CRESPO A. Wind turbine wake aerodynamics [J]. Progress in aerospace sciences, 2003, 39(6): 467-510.

[2] 何显富, 卢霞,杨跃进,等. 风力机设计、制造与运行[M]. 北京:化学工业出版社, 2009: 73-84.

[3] ROBERTS B W, SHEPARD D H, CALDEIRA K, et al. Harnessing high-altitude wind power [J]. IEEE Transactions on Energy Conversion, 2007, 22(1): 136-144. DOI:10.1109/TEC.2006.889603.

[4] CHONG W T, FAZLIZAN A, POH S C, et al. Early development of an innovative building integrated wind, solar and rain water harvester for urban high rise application [J]. Energy and Buildings, 2012, 47: 201-207.

[5] WERLE M J. Wind turbine wall-blockage performance corrections [J]. Journal of Propulsion and Power, 2010, 26(6): 1317-1321.

[6] WERLE M J, PRESZ W M jr. Shroud and ejector augmenters for subsonic propulsion and power systems [J]. Journal of Propulsion and Power, 2009, 25(1): 228-236.

[7] KAISER B E, POROSEVA S V, SNIDER M A, et al. Flow simulation around a rim-driven wind turbine and in its wake [C]//Turbine Technical Conference and Exposition. [S.l.]: American Society of Mechanical Engineers, 2013: V008T44A001.

[8] WANG Jifeng, PIECHNA J, MULLER N. Computational fluid dynamics investigation of a novel multi-blade wind turbine in a duct [J].Journal of Solar Energy Engineering, 2013,135(1):1-6, DOI: 10.1115/1.4007089.

[9] TOSHIMITSU K, KIKUGAWA H, SATO K, et al. Experimental investigation of performance of the wind turbine with the flanged-diffuser shroud in sinusoidally oscillating and fluctuating velocity flows [J]. Open Journal of Fluid Dynamics,2012, 2(4): 215-221.

[10] LUQUET R, BELLEVRE D, FRÉCHOU D, et al. Design and model testing of an optimized ducted marine current turbine [J]. International Journal of Marine Energy,2013, 2:61-80.

[11] 张广才. 双向叶片涡轮机内部三维流场的数值模拟与实验研究 [D]. 杭州: 浙江工业大学, 2012: 12-89.

[12] HU H, KOBAYASHI T. Vortex structures downstream a lobed nozzle/mixer [J]. Journal of Aerospace Power, 2008,23(7): 1266-1278.

[13] 雷志军.进口预旋条件下涡扇发动机波瓣射流掺混机理的实验研究 [D]. 北京:中国科学院工程热物理研究所,2010: 28-126.

[14] 李腾,刘友宏,谢翌, 等. 波瓣高宽比对波瓣强迫混合排气系统性能影响 [J].航空动力学报,2013,28(8): 1736-1743.

[15] Flo Design Wind Turbine. There's change in the wind [EB/OL]. (2011-12-23) [2015-01-01] http://wattnow. org/1891/flodesign-wind-turbine-theres-change-in-the-wind.

[16] 王仲奇,秦仁. 涡轮机械原理 [M]. 北京: 机械工业出版社,1984: 25-174.

[17] 石玉文,王振峰,韩万金.大焓降后部加载弯叶栅压力场与壁面流场特性的实验研究 [J]. 实验流体力学, 2011,25(3):24-29.

(编辑 杨 波)