

复合材料潮流能叶片的设计分析

朱福巍¹, 任明法^{2*}, 许迪³

(1. 浙江大学航空航天学院, 杭州 310058; 2. 大连理工大学工业装备结构分析国家重点实验室, 大连 116024;
3. 北京盛华瑞科技有限公司, 北京 100094)

摘要:潮流能设备的研发近年来在国际上进展很大,部分项目的发电设备逐步进入商业化示范运行阶段。潮流能叶片既是发电设备中实现潮流能源转换的基础,也是潮流能发电的关键部件。复合材料轻质高强、耐腐蚀、易成型等优点使其成为潮流能叶片设计的首选材料。基于叶素动量理论和复合材料力学设计开发出了满足 2 m/s 流速要求的复合材料潮流能叶片。有限元分析结果表明,该叶片可满足其服役要求且具有较高的安全裕度。

关键词:潮流能; 叶片; 复合材料; 结构设计

中图分类号: TB332 **文献标识码:** A **文章编号:** 1003-0999(2019)06-0105-06

环保意识的日益深入,导致人们对能源尤其是清洁能源的需求日益旺盛。随着科技水平的提高,清洁能源开发的深度和广度亦日益提高,从太阳能、风能扩展至海洋能,其中潮流能因其能量密度高、储量大、稳定性高等特点而受到青睐。如何高效开发利用潮流能日益成为各国海洋能开发竞争的重点^[1]。

潮流能的开发利用大多通过把流体动能转化为旋转机械能,从而驱动发电机产生电能的方式获得能量。国内外相继开发出多种利用潮流能的发电机组,如哈尔滨工程大学团队相继研制“海明 I”号 10 kW 水平轴潮流能发电装置、“万向 I”号 70 kW 垂直轴潮流能捕获装置、“万向 II”号 40 kW 海底固定式垂直轴潮流能发电装置、“海能 III”号 600 kW 漂浮式立轴水轮机^[2-4];中国海洋大学团队研制了漂浮式 5 kW 柔性叶片潮流能捕获装置^[5];浙江大学团队在浙江岱山港水道成功实现了 25 kW 潮流能发电系统的入海测试工作^[6,7];东北师范大学团队开发完成 1 kW 水下轴流式潮流水轮机^[8];LHD 新能源团队在舟山水域完成了 MW 级垂直轴潮流发电并入网等。国外潮流能的研究主要集中于商业公司,如美国 Verdant Power 公司,英国 Tidal Generation Limited 公司,Marine Current Turbine 公司,爱尔兰 Open Hydro 公司,挪威 Hammerfest Stream 公司和新加坡 Atlantis Resources 公司等^[9,10]。其中,英国 Marine Current Turbine 公司设计制造的名为 Sea Gen 的 2.0 MW 潮流能水轮机,由两个直径

约为 20 m 的巨型叶轮组成,是目前世界上最大的海上潮流能发电站。根据发电机转子的布置方式可将其分为水平轴、垂直轴和混合式发电。叶片作为转化流体动能为旋转机械能的主要部件,是获得潮流能的关键部件,亦是实现潮流能发电的基础。此外海洋环境下的腐蚀、冲击、疲劳等环境因素加剧了叶片的载荷环境,因此潮流能叶片的结构设计是一个具有挑战性的课题。水平轴潮流能发电机的工作原理与风力机发电工作原理类似,叶片受到来流的升、阻力作用从而驱动电机旋转发电。因此,叶片性能取决于叶片结构的设计,如安装角、翼型、扭角以及尖速比等都是影响叶片的因素^[11]。

水的密度约为空气密度的 800 倍,即潮流对叶片产生的推力将远大于风,导致一般金属无法满足潮流叶片的应力要求。具有轻质高强、耐腐蚀、易成型等优点的玻璃纤维复合材料已广泛应用于风力叶片,亦可成为潮流叶片的首选材料。本文针对 1700 mm 规格潮流能叶片的承载特点,采用理论和数值分析相结合的方法,开展玻璃纤维复合材料潮流叶片的设计分析,结果表明所设计的复合材料潮流能叶片可满足其承载要求。

1 理论基础

1.1 叶素动量理论

受流体动力性能的影响,通常叶片的翼型和扭

收稿日期: 2018-09-19

作者简介: 朱福巍 (1982-), 男, 博士, 工程师, 主要从事潮流能设备开发方面的研究。

通讯作者: 任明法 (1974-), 男, 博士, 教授, 主要从事复合材料产品设计方面的研究, renmf@dlut.edu.cn。

角沿叶片长度方向上位置的变化而变化,因此无法直接计算出不规则叶片的受力。实践证明,叶素动量理论是进行叶片受力分析的有效工具。将叶片沿其长度方向分成许多微段,通过计算每个微段所受的力和力矩,然后沿叶片长度方向积分即可获得整个叶片所受的总力和力矩^[12]。叶素动量理论的受力分析如图 1 所示。

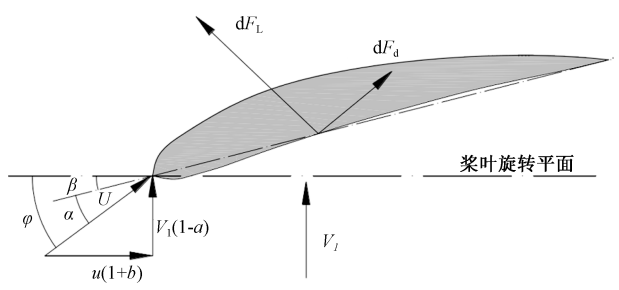


图 1 叶素动量受力分析图
Fig. 1 Force analysis of blade-element

图 1 中: V_1 为正面来流速度,通常引入轴向诱导系数变为 $V_1(1-a)$; U 为叶片旋转产生的切向速度,可引入切向诱导系数变为 $u(1+b)$; $U=r\Omega$ 为合速度; dF_L 为微段压差升力; dF_D 为微段压差阻力; β 为扭角,即叶片微段弦长与叶片旋转平面的夹角; φ 为入流角,即来流合速度与叶片旋转平面的夹角; $\alpha=\varphi-\beta$, 为攻角,即来流合速度与叶片微段弦长的夹角。

计算合速度:

$$U=\sqrt{V_1^2(1-a)^2+r^2\Omega^2(1+b)^2}$$

计算入流角 φ :

$$\varphi=\arctan\frac{V_1(1-a)}{\Omega r(1+b)}=\arctan\frac{1-a}{(1+b)\lambda}$$

叶片微段在旋转过程中,部分水流以合速度 U 流入叶素,产生压差升力和阻力:

$$\begin{aligned}dF_L&=\frac{1}{2}C_L\rho cU^2dr\\dF_D&=\frac{1}{2}C_D\rho cU^2dr\end{aligned}$$

式中: C_L 为升力系数; C_D 为阻力系数; c 为弦长。
每个叶片微段的升、阻力各不相同,是一个关于 r 、 a 、 b 的函数。通过计算获得 2 m/s 流速下各个叶素上的极限载荷分布,如表 1 所示,该载荷将作为边界条件用于叶片的结构设计。

表 1 潮流能叶片极限载荷				
Table 1 The extreme loading on tidal blade				
顺序	微元位置 /mm	轴向力 /N	切向力 /N	扭矩 /N·m
1	71.75	439.3298	-250.655	25.8433
2	70	753.704	189.5719	5.8527
3	70	1143.835	285.3179	-68.2997
4	70	1480.479	323.6625	-104.291
5	70	1837.864	337.3727	-131.6
6	70	2235.597	339.794	-154.965
7	70	2685.207	334.7589	-176.943
8	70	3179.428	313.9388	-196.662
9	70	3731.756	282.3884	-217.579
10	70	4399.444	290.8787	-254.475
11	70	5078.661	273.1176	-287.095
12	70	5700.604	222.8667	-299.949
13	70	6333.712	184.2869	-308.031
14	70	6960.674	144.2028	-310.388
15	70	7595.98	104.9265	-310.047
16	70	8187.9	62.5275	-302.084
17	70	8633.8	-27.2419	-277.596
18	70	9125.9	-91.1253	-259.876
19	70	9658.39	-113.463	-251.29
20	70	10044.44	-145.347	-236.102
21	70	10304.14	-172.628	-215.758
22	70	10278.03	-194.277	-194.438
23	70	9448.32	-234.165	-171.693
24	42	4376.722	-323.479	5.8527

1.2 层合板理论

复合材料层板为典型的各向异性材料,通过叠层铺设连续纤维层板得到的层合板结构,在受载时具有显著的耦合效应和方向性。因此,通过合理设计复合材料层板的铺层顺序可获得具有较高承载的能力结构并可充分发挥复合材料在其纤维方向承载能力高的特点。相关的复合材料层合板理论如下:

$$\begin{aligned}\begin{Bmatrix}N_x\\N_y\\N_{xy}\end{Bmatrix}&=\begin{bmatrix}A_{11}&A_{12}&A_{16}\\A_{21}&A_{22}&A_{26}\\A_{16}&A_{26}&A_{66}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_x^0\\\varepsilon_y^0\\\gamma_{xy}^0\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}B_{11}&B_{12}&B_{16}\\B_{21}&B_{22}&B_{26}\\B_{16}&B_{26}&B_{66}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}k_x\\k_y\\k_{xy}\end{Bmatrix}\\\begin{Bmatrix}M_x\\M_y\\M_{xy}\end{Bmatrix}&=\begin{bmatrix}B_{11}&B_{12}&B_{16}\\B_{21}&B_{22}&B_{26}\\B_{16}&B_{26}&B_{66}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_x^0\\\varepsilon_y^0\\\gamma_{xy}^0\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}D_{11}&D_{12}&D_{16}\\D_{21}&D_{22}&D_{26}\\D_{16}&D_{26}&D_{66}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}k_x\\k_y\\k_{xy}\end{Bmatrix}\end{aligned}$$

其中:面内刚度矩阵 A_{ij} 定义为 $\sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k - z_{k-1})$;
耦合刚度矩阵 B_{ij} 定义为 $\frac{1}{2} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^2 - z_{k-1}^2)$;弯
扭耦合刚度矩阵 D_{ij} 定义为 $\frac{1}{3} \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij})_k (z_k^3 - z_{k-1}^3)$;
下标 x, y 分别为层合板结构坐标系的主轴方向与横
向方向; N, M 分别为层合板的面内力与弯矩; ε, k 分
别为层合板中面的面内应变和转角; \bar{Q}_{ij} 为层合板的
偏轴刚度,可由单层板的正轴刚度通过坐标转换获
得; z_k 为层合板第 k 层的厚度坐标; N 为层合板的总
铺层,具体的计算过程可参见《复合材料力学》^[13]。

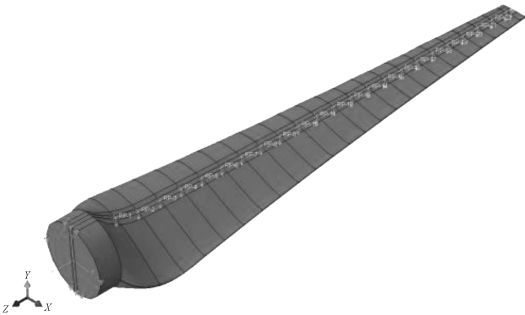
本文拟采用风电叶片的 E-glass/Epoxy 材料体
系进行潮流能叶片结构设计,相关材料性能如表
2 所示。

表 2 复合材料性能
Table 2 The properties of composites

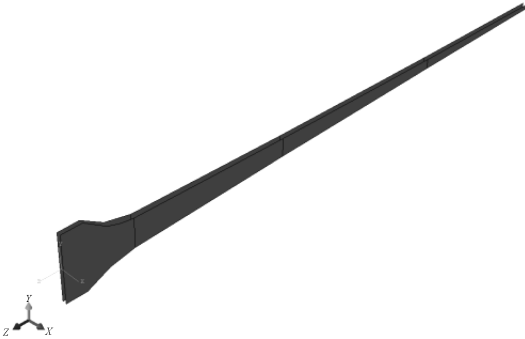
项 目	玻纤单轴	玻纤双轴	玻纤三轴
E_1/GPa	39.0	11.4	28.5
E_2/GPa	6.30	11.4	8.40
V_{12}	0.25	0.42	0.34
G_{12}/GPa	3.5	4.0	3.5
X_t/MPa	750	100	600
X_c/MPa	550	110	500
S_{12}/MPa	52.5	400	175
Y_t/MPa	50	110	80
Y_c/MPa	150	400	300
$\rho/\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$	1900	1900	1900

2 有限元模型

参考文献[12]中潮流能叶片的翼型并结合叶
素动量理论,设计出符合最高 2 m/s 流速的潮流能
叶片翼型,其中每个叶素的轴向力和切向力载荷分
别施加于对应叶素的叶片中心,如图 2(a)所示。文
献表明,叶片在服役时,表面最大承受压差为 1 atm~
3 atm,远大于风力叶片上的载荷。因此,设计腹板
结构以保证叶片的结构稳定性并提高其承载能力,
如图 2(b)所示。



(a) 叶片边界条件
(a) Boundary condition of blade



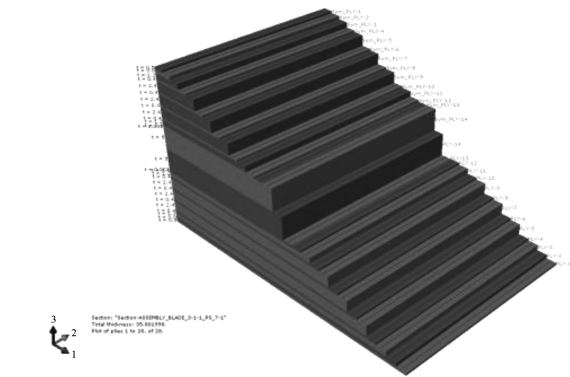
(b) 腹板结构
(b) Structure of web

图 2 潮流叶片结构
Fig. 2 The structure of tidal current blade

基于材料力学理论可确定出满足各个叶素载荷
要求的结构厚度,然后可利用有限元模型对叶片进
行整体分析,最终确定出满足该叶片服役要求的铺
层顺序,即 60%轴向(0°)铺层、30%斜向(±45°)铺
层和 10%横向(90°)铺层。受叶片几何外形和载荷
分布特点的影响,该铺层需要分别在轴向和横向进
行裁剪以保证叶片的可制造性。腹板采用泡沫夹芯
结构,即芯材采用厚度为 20 mm 的 H60PVC 泡沫,
蒙皮采用 4 mm 的玻璃纤维双轴织物包覆而成。本
文基于 Abaqus 有限元程序,采用壳单元对叶片翼型
进行单元划分,为保证计算精度,共计采用 10 万个
单元,并通过单元中心的偏置设置以保证有限元模
型与实际模型一致,如图 3 所示。



(a) 有限元模型
(a) The finite element model



(b)叶片部分铺层
(b) Part of lay up of blade

图 3 叶片有限元分析模型
Fig. 3 The finite element model of blade

为保证叶片服役时的安全运行和能源转换效率,需要叶片具有一定的安全裕度,即叶片最大变形不超过 300 mm,结构的最大应力不超过纤维应力的 80%。依据上述分析要求,通过循环迭代分析不断改进叶片结构,即依据分析结果调整叶片铺层属性实现叶片结构的优化。

3 结果分析

经过 5 轮迭代分析最终确定出叶片结构,叶根处最大厚度为 40 mm,并分别沿轴向和横向递减,叶尖处的厚度为 3.0 mm,后缘处的厚度为 1.0 mm。通过粘接补强的方式将叶片的迎水面和背水面蒙皮结合为一个整体,通过腹板的连接保证叶片的整体性,最终设计叶片总重为 50.1 kg。

为节省篇幅,文中仅给出最终潮流叶片的结构响应。图 4 所示为潮流叶片的变形,从图中可以看出其最大变形为 260 mm,未超过结构变形要求。

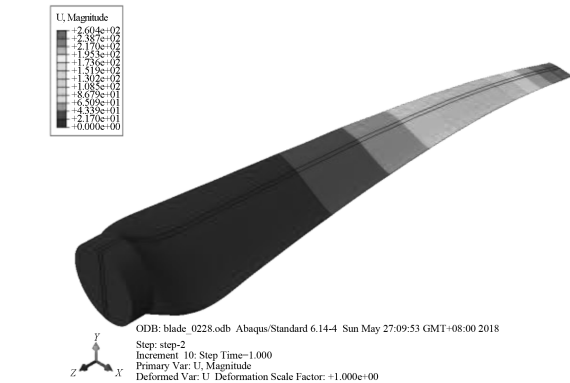
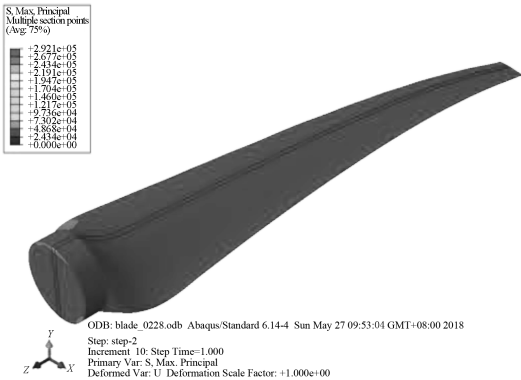
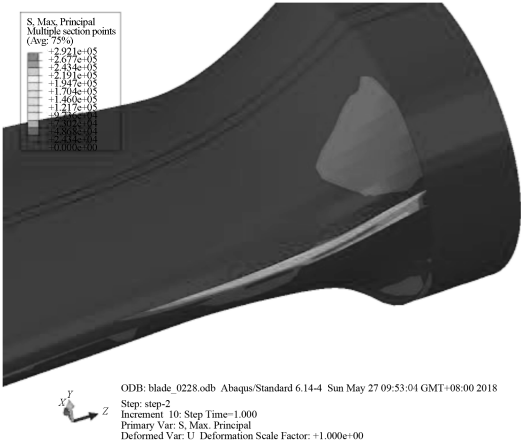


图 4 潮流叶片变形
Fig. 4 The deformation of tidal current blade

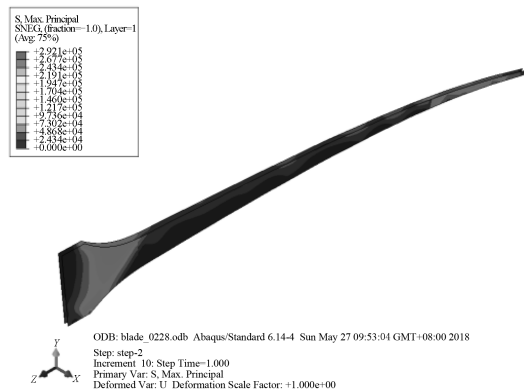
应力指标的选取是各向异性复合材料结构安全性评估的关键。实践表明,采用各向同性材料中的等效应力进行结构评估将产生较大的误差,因此,本文采用能够反映复合材料纤维承载能力的第 1 主应力指标进行结构评估。图 5 为潮流叶片的第 1 主应力分布图,从图中可看出叶片蒙皮整体的应力水平较低,不超过 150 MPa,但局部区域的应力较大,如基圆前缘处,其最大应力值出现在三轴织物层上且与轴向成 45°夹角,数值为 262.1 MPa,仍小于其纤维拉伸强度 600 MPa。进一步检查叶片腹板的应力分布可看出,腹板对提高叶片的整体刚度具有显著影响,其应力水平高于叶片的应力水平。受翼型结构突变的影响,腹板在叶根基圆与叶片过渡点出现了应力集中,达到了 292.1 MPa,而在离该点 5 mm 区域应力值迅速降低,为 194.7 MPa。



(a)叶片应力分布
(a) The stress distribution on tidal current blade

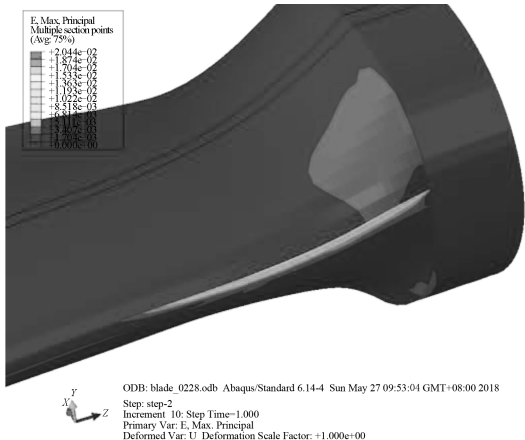


(b)叶根前缘处应力分布
(b) The stress distribution on root front edge



(c) 腹板应力分布

(c) The stress distribution on web



(b) 叶根前缘处应变分布

(b) The strain distribution on root front edge

图 5 潮流叶片第 1 主应力分布

Fig. 5 The principle 1 stress distribution on tidal current blade

为进一步评估所设计叶片结构的安全性,图 6 给出了叶片的第 1 主应变分布图,采用应变结果可忽略结构应力突变,更能反映结构的承载裕度。由图 6 可知,所设计叶片蒙皮的整体最大应变不超过 0.5%,仅在叶片基圆前缘处出现了高应变区,但仍未超过 1.5%,小于玻璃纤维的断裂应变 2.2%。进一步检查叶片腹板的应变分布可看出,腹板对提高结构的承载能力具有重要作用,除叶根基圆与叶片过渡点出现了集中点,达到 2.0%外,大部分区域的应变达到了 1.5%。



(c) 腹板应变分布

(c) The strain distribution on web

图 6 叶片第 1 主应变分布

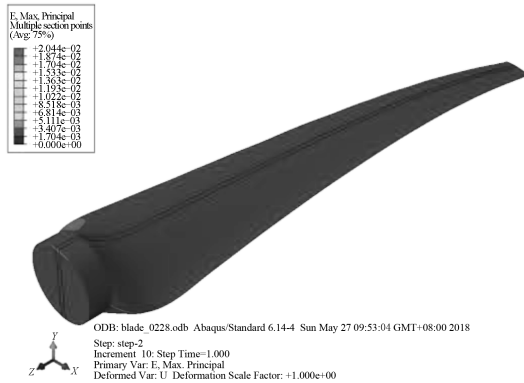
Fig. 6 The principle 1 strain distribution on tidal current blade

表 3 为上述分析结果的汇总。从表中可看出,潮流叶片的最大应力和最大应变均未超过材料极限。依据 GL 风机设计规范^[15],极限载荷下复合材料叶片的最大应变不超过 2.0%即可保证叶片的安全使用,因此可认为所设计的叶片符合其服役要求。

表 3 潮流叶片结构响应

Table 3 The structure response of tidal blade

项 目	最大主应力/MPa	最大主应变/%	变形/mm
叶片蒙皮	262.1	1.5	260
腹 板	292.1	2.0	260



(a) 叶片应变分布

(a) The strain distribution on tidal current blade

4 结 论

复合材料潮汐能叶片设计是一个新兴的课题,涉及流体力学、材料应用、结构和功能设计等内容。通过上述分析可知:

- (1)叶素动量理论在潮流能叶片的载荷设计方面具有快速、准确的特点,可缩短叶片的开发周期;
- (2)采用有限元方法可实现潮汐能叶片铺层的快速调整和优化,借鉴 GL 叶片相关规范可保证叶片结构的安全服役;
- (3)潮汐能叶片的载荷特点使其叶根基圆前缘处为复杂应力区域,需要对该区域进行结构补强以消除薄弱区。

参考文献

[1] 张亮,李新仲,耿敬,等.潮流能研究现状 2013[J]. 新能源进展, 2013(1): 53-68.

[2] 汪鲁兵. 竖轴潮流水轮机水动力性能理论与实验研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2006.

[3] 张鑫. 偏心盘式竖轴变桨距潮流发电水轮机设计与性能研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.

[4] 荆丰梅. 一种新型漂浮式潮流能装置水动力研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2013.

[5] 王树杰. 柔性叶片潮流能水轮机水动力学性能研究[D]. 青岛:

中国海洋大学, 2009.

[6] 徐学涛. 水平轴潮流能发电机械叶片设计及特性分析[D]. 杭州: 浙江大学, 2012.

[7] 刘宏伟. 水平轴海流能发电机械关键技术研究[D]. 杭州: 浙江大学, 2009.

[8] 张亮, 尚景宏, 张之阳, 等. 潮流能研究现状 2015——水动力学 [J]. 水力发电学报, 2016(02): 1-15.

[9] Harper P W, Hallett S R. Advanced numerical modelling techniques for the structural design of composite tidal turbine blades[J]. Ocean Engineering, 2015, 96: 272-283.

[10] Grogan D M, Leen S B, Kennedy C R, et al. Design of composite tidal turbine blades[J]. Renewable Energy, 2013, 57: 151-162.

[11] Fagan E M, Flanagan M, Leen S B, et al. Physical experimental static testing and structural design optimization for a composite wind turbine blade[J]. Composite Structures, 2017, 164: 90-103.

[12] Singh P M, Choi Y. Shape design and numerical analysis on a 1 MW tidal current turbine for the south-western coast of Korea[J]. Renewable Energy, 2014, 68: 485-493.

[13] 沈观林. 复合材料力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2010.

[14] Edward M F, Ciaran R. Kennedy, Sean B L, et al. Damage mechanics based design methodology for tidal current turbine composite blades[J]. Renewable Energy, 2016, 97: 358-372.

[15] GL. Guideline for the Certification of Wind Turbines[S]. 2010.

DESIGN OF A COMPOSITE TIDAL CURRENT TURBINE BLADE

ZHU Fu-wei¹, REN Ming-fa^{2*}, XU Di³

(1. School of Aeronautics and Astronautics, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China;

2. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China; 3. Beijing Sheng Hua Rui Technology Co., Ltd., Beijing 100094, China)

Abstract: There is great progress on research and development for tidal power equipment in the worldwide, and some of the power equipment has gradually applied on the commercial demonstration. Tidal turbine blade is the basis of energy conversion from tidal current to power energy, and is also the key component for power generation. Due to the advantages of composites such as light weight, high strength, corrosion resistance and easy forming, it has been the preferred material for the tidal current turbine blade. Based on the theory of blade element momentum and the composite mechanics, a composite tidal current turbine blade, which would be applied in a tidal with 2 m/s velocity, was developed. The finite element analysis results show that the blade can fulfill the serving requirements and has a high safety margin.

Key words: tidal current; blade; composite; structure design