

文章编号: 1673-5196(2021)04-0045-07

大型风力机叶片阻尼层厚度分析与抑颤研究

杨 瑞*, 杨 伟, 陈志龙

(兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050)

摘要: 为增强大型风力机叶片抑颤效果, 从增加叶片的结构阻尼角度出发, 以 8 MW 风力机叶片为研究对象, 通过铺层设计和阻尼层位置设计为建立阻尼叶片有限元模型提供基础, 分别以 SHELL181 单元和 SOLID185 单元模拟叶片上下蒙皮和阻尼层, 对无阻尼叶片和阻尼叶片两种模型进行模态分析, 探究阻尼层厚度变化对原叶片整体质量、固有频率及结构损耗因子的影响, 确定 8 MW 风力机阻尼叶片阻尼层最佳敷设厚度, 最后在最佳阻尼层厚度基础上对比分析两种叶片抑颤效果. 结合结构损耗因子发现阻尼层厚度并非越大越好, 经敷设最佳阻尼层厚度, 原叶片可在质量增加极少的情况下提高抑颤能力.

关键词: 风力机叶片; 阻尼约束结构; 结构损耗因子; 抑颤

中图分类号: TK83 **文献标志码:** A

Analysis of thickness of damping layer of large wind turbine blades and study on flutter suppression

YANG Rui, YANG Wei, CHEN Zhi-long

(College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China)

Abstract: In order to enhance the vibration suppression effect of large wind turbine blades, from the perspective of increasing the structural damping of the blades, the 8 MW wind turbine blades are taken as the object of study, and the design of the damping layer and the position of the damping layer are used to provide the basis for establishing the finite element model of the damping blade. SHELL181 and SOLID185 elements are used to simulate the upper and lower skins and damping layers of the blades, modal analysis are performed on the two models of undamped blades and damped blades, and the effect of the thickness change of the damping layer on the overall quality, natural frequency and structural loss factor of the original blades are discussed. The optimal laying thickness of the damping layer of the damping blade of the 8MW wind turbine is determined. Finally, based on the optimal damping layer thickness, the two types of blade vibration suppression effects are compared and analyzed. Combined with the structural loss factor, it is found that the thickness of the damping layer is not as large as possible. The optimum thickness of damping layer on the original blade can improve the ability of vibration suppression with little mass increase.

Key words: wind turbine blades; damping constraint structure; structural loss factor; flutter suppression

随着风力机的大型化叶片趋于长展化、柔细化, 叶片自身刚度相对降低, 在外界激励作用下, 叶片容易发生振动. 由于所受气动力和振动作用之间互相加强, 叶片运动不稳定, 从而发生颤振^[1]. 叶片颤振引发的交变应力会使叶片产生疲劳裂纹甚至断裂.

为了抑制颤振, 阻尼材料叶片应运而生. 徐超等^[2]基于 Layerwise 理论推导了一种层合板单元, 分析共固化粘弹材料结构的阻尼性能. 赵树萍等^[3]推导了结构损耗因子表达式, 发现约束阻尼结构可显著提高抑颤能力. 韩斌慧等^[4]通过对比自由阻尼层结构和约束阻尼结构, 发现约束阻尼结构具有更好的减振作用. Song 等^[5]通过主动调节刚度和固有频率发现能将振动幅值降低. 张洪宁等^[6]发现多层约束阻尼叶片比普通叶片具有更高的结构阻尼. 孙大刚

收稿日期: 2020-07-13

基金项目: 国家自然科学基金(51965034), 国际合作专项(2014DFR60990)

通讯作者: 杨 瑞(1970-), 男, 河南商丘人, 博士, 教授.
Email: 562204233@qq.com

等^[7]发现在额定风速下,阻尼叶片比普通叶片摆振位移和挥舞位移的标准差分别减小了 48.1% 和 34.8%。国外研究表明阻尼抑颤技术在保证复合材料结构刚度和强度的前提下,可显著提高结构阻尼^[8]。Robinson 等^[9]通过实验分析发现:阻尼层面积占比为 95% 的结构与无阻尼层结构相比,结构阻尼提高了 2.2 倍;当阻尼层面积占比在 99.7% 时,结构阻尼比前者增加了 143 倍。目前国内外阻尼抑颤研究主要是通过叶片中大量增加阻尼材料提高结构阻尼来实现抑颤效果,而对阻尼材料敷设位置、敷设厚度研究很少,对大型风力机阻尼叶片抑颤效果研究更少。本文通过铺层设计、阻尼层位置设计、阻尼材料选取,建立 8 MW 大型风力机阻尼叶片,分析了阻尼层厚度对结构频率、结构损耗因子、叶片质量的影响,并确定了 8 MW 叶片阻尼层最佳敷设厚度,探究了 8 MW 阻尼叶片的抑颤效果,为未来大型风力机阻尼抑颤叶片的研究提供了参考。

1 风力机叶片有限元建模及铺层设计

1.1 风力机叶片有限元建模

通过设置材料属性、单元属性以及网格控制,利用 ANSYS APDL 命令流建立 8 MW 风力机叶片结构模型。叶片所用材料为复合材料 GFRP,单元类型为 4 节点 SHELL181 单元,经网格控制生成有限元模型如图 1 所示。

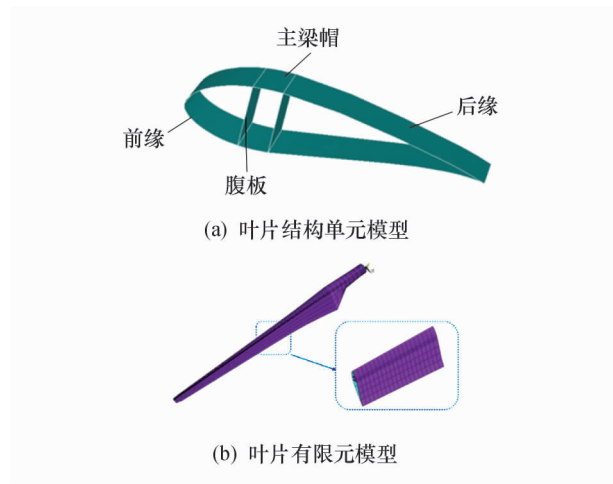


图 1 8 MW 风力机叶片有限元模型

Fig. 1 8 MW wind turbine blade finite element model

1.2 铺层设计

由于本文需要建立约束阻尼结构模型,为增加结构稳定性,叶片铺层采用上下对称方式进行铺设,参考李仁年等^[10]关于大型风力机叶片铺层及模态分析进行铺层设计。叶根、前缘、主梁帽、后缘铺层均采用玻璃纤维复合材料 GFRP,腹板为 GFRP 和

Balsa 木两种材料。由于叶片各处所受载荷不同,从叶根至叶尖铺层层数和厚度均不相同^[11],整体上从叶根至叶尖,铺层厚度逐渐减小,如图 2 所示。本文铺层采用全交替对称铺设,铺设方式如表 1 所列。表中下标“s”表示对称铺层,“t”表示已列出全部铺层,“2t”表示连续铺层,即 $[\pm 45/0/90/0/\pm 45/0/90/0]_s = [45/-45/0/90/0/45/-45/0/90/0/0/90/0/-45/45/0/90/0/-45/45]$ 、 $[\pm 45/0/90/0/\pm 45/0/90/0]_{2t} = [45/45/0/90/0/45/-45/0/90/0/45/-45/0/90/0/45/-45/0/90/0/45/-45/0/90/0]$ 。

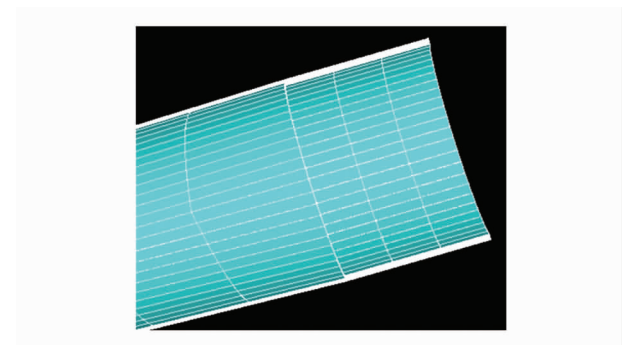


图 2 叶根和前缘沿展向部分截面铺层示意图

Fig. 2 Schematic diagram of partial cross-section of leaf roots and leading edges along the span direction

表 1 叶片铺层设计方案

Tab. 1 Design scheme of blade layup

铺层方案	全交替对称铺设
叶片主梁	$[\pm 45/0/90/0/\pm 45/0/90/0]_s$
叶片前缘后缘	$[\pm 45/0/90/45/\pm 45/0/90/45]_s$
叶片腹板	$[\pm 45/0/90/45/\pm 45/0/90/45]_{2t}$

对铺层后的叶片作模态分析,观察固有频率是否在叶片共振频率范围内,以验证铺层设计合理性。根据此次设计的转速为 4.8~12.1 r/min 的 8 MW 风力机叶片,可求得叶片发生共振时的频率为 0.08~0.201 66 Hz。按本文设计的铺层方式铺层后的叶片第一阶固有频率为 0.325 305 Hz,明显高于发生共振时的最大频率,因此叶片正常工作时不会发生共振。

2 阻尼叶片建模及模态分析

2.1 材料选择

叶片材料选择为玻璃纤维增强树脂复合材料 GFRP,阻尼层材料选择为粘弹性阻尼材料 ZN-33 橡胶,ZN 系列橡胶具有优良的抗疲劳性能、耐腐蚀性能以及材料损耗因子^[12]。GFRP 和 ZN-33 均为各向异性材料,实际建模时要设置 x 、 y 、 z 各方向材料参数,具体参数如表 2 所列。

表2 材料力学性能参数

Tab. 2 Material mechanical properties parameters

材料	弹性模量			剪切模量			泊松比			密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	材料损耗 因子 β
	E_x/MPa	E_y/MPa	E_z/MPa	G_{xy}/MPa	G_{yz}/MPa	G_{xz}/MPa	μ_{xy}	μ_{yz}	μ_{xz}		
GFRP	33 190	11 120	10 121	3 690	3 000	3 000	0.23	0.11	0.11	1 890	0.01
ZN-33 橡胶	1 000	892	755	89	76	79	0.498	0.366	0.366	930	0.968 3

2.2 阻尼层铺设位置的确定

通过无阻尼结构叶片模态分析得到一阶矢量位移图,如图3所示.发现其振型主要以挥舞为主,而在沿叶片展向70%~100%处矢量相对位移较大,为提高能量耗散率,选定在该区域铺设阻尼层.

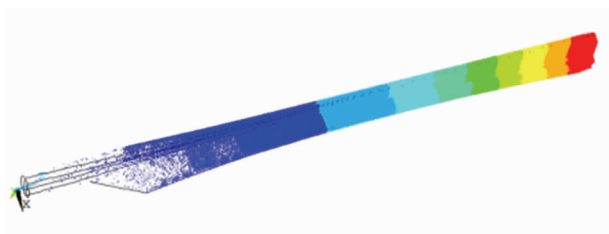


图3 无阻尼结构叶片一阶矢量位移图

Fig. 3 First-order vector displacement diagram of blade without damping structure

2.3 阻尼结构叶片建模

由于大型风力机叶片内部为壳体结构,考虑到计算效率、准确性、节点偏置及阻尼层的剪切变形,本文采用混合单元法对阻尼结构叶片进行建模,如图4所示.阻尼层选用8节点体单元 SOLID185 模拟其剪切变形,上下蒙皮选用壳单元 SHELL181,中间为阻尼层,铺层方式为全交替对称铺设,划分网格后,必须用 MPC 接触算法在阻尼层及其上下表面创建接触,以实现接触面间的位移协调.

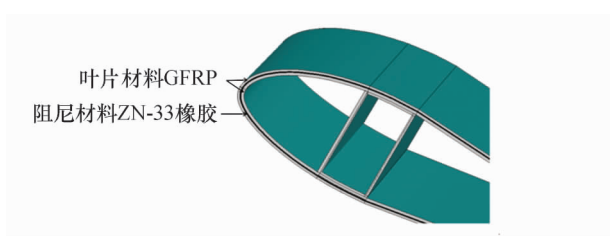


图4 阻尼结构叶片单元模型

Fig. 4 Blade unit model of damping structure

2.4 结构损耗因子

结构损耗因子 η 是复合结构分析的重要参数,代表了复合结构对振动能的耗散能力,结构损耗因子 η 越大,耗散能力越强,抑颤效果越好.有多种结构损耗因子的求解方法,最常见的方法有复特征值法、直接频率响应法、模态应变能法三种.由于本文计算基于模态分析,为避免计算大量的复特征值,所以选用模态应变能法^[13].模态应变能法首先要经过

有限元模态分析确定有限元模型的应变能:

$$\eta_i = \beta U_u^i / U_s^i \quad (1)$$

式中: i 为模态阶次; η_i 为第*i*阶模态的结构损耗因子; β 为阻尼材料损耗因子; U_u^i 为阻尼层第*i*阶模态的应变能; U_s^i 为复合结构第*i*阶模态总的应变能.

用模态应变能法计算时,仅需要把阻尼材料视为具有实刚度模量的纯弹性体.可在 ANSYS POST1 后处理中利用 ETABLE SENE 命令求得应变能.

2.5 阻尼叶片模态分析

2.5.1 模态分析方程

由弹性力学有限元法得到振动系统在笛卡儿坐标系中的运动微分方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\gamma}}(t) + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\gamma}}(t) + \mathbf{K}\boldsymbol{\gamma}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (2)$$

式中: \mathbf{M} 、 \mathbf{C} 、 \mathbf{K} 为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; $\boldsymbol{\gamma}(t)$ 、 $\mathbf{v}(t)$ 、 $\mathbf{u}(t)$ 为结构加速度向量、速度向量和位移向量; $\mathbf{F}(t)$ 为结构的激振力向量.

由于本文模型采用静态模态分析,故 $\mathbf{F}(t)=0$,方程此时转化为自由振动方程:

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\gamma}}(t) + \mathbf{K}\boldsymbol{\gamma}(t) = \mathbf{0} \quad (3)$$

任何弹性体的自由振动可分解为一系列简谐振动的叠加,设式(2)有简谐振动解,则

$$\boldsymbol{\gamma}(t) = \mathbf{U}_0 \sin \omega t \quad (4)$$

将式(3)带入式(2)可得齐次方程:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\mathbf{U}_0 = \mathbf{0} \quad (5)$$

式(4)为典型的实特征值问题, \mathbf{U}_0 有非零解的条件是其系数行列式为零,即

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) = 0 \quad (6)$$

令 $\omega^2 = \lambda$,则上述行列式为 λ 的多项式,有根 λ_1 、 λ_2 、 λ_3 、 \dots 、 λ_n .代入 λ_i 得方程:

$$(\mathbf{K} - \lambda_i \mathbf{M})\mathbf{U}_i = \mathbf{0} \quad (7)$$

式中: $i=1,2,3,\dots,n$.

因此可求得模态 \mathbf{U}_i ,固有频率 $f_i = \omega_i / 2\pi$.

2.5.2 模态参数分析

阻尼结构模型建立后,设置约束载荷为叶片根部全约束,模态设置为六阶.对不同阻尼层厚度的阻尼叶片进行计算,分析阻尼层厚度变化对频率、最大相对位移、结构损耗因子以及质量等结构参数的影响,如表3所列.

表 3 阻尼叶片阻尼层厚度影响参数

Tab. 3 Parameters affecting the thickness of the damping layer of the damping blade

阻尼层厚度 <i>h</i> /mm	一阶频率 <i>f</i> /Hz	一阶最大相对 位移 <i>s</i> /mm	一阶频率下 降百分比/%	一阶相对位移下 降百分比/%	叶片质量增加 百分比/%	结构损耗因子 $\eta/(\times 10^{-2})$
0	0.325 305	0.809 209	0	0	0	1.613 5
0.1	0.323 588	0.798 116	0.527 8	1.370 8	0.007 1	32.91 3
0.3	0.322 871	0.798 056	0.748 2	1.378 2	0.021 4	35.58 9
0.5	0.321 964	0.798 021	1.027 0	1.382 5	0.035 7	37.85 0
0.7	0.320 816	0.797 940	1.379 0	1.392 6	0.050 0	39.75 3
0.8	0.320 314	0.797 921	1.534 3	1.394 9	0.057 2	40.62 6
0.9	0.319 950	0.797 889	1.646 1	1.398 8	0.064 3	41.31 1
1.0	0.319 536	0.797 842	1.773 4	1.404 7	0.071 4	41.87 5
1.2	0.319 031	0.797 768	1.928 7	1.413 8	0.085 8	42.92 6
1.5	0.318 335	0.797 719	2.143 0	1.419 9	0.107 2	43.56 4
1.8	0.317 661	0.797 675	2.349 8	1.425 3	0.128 7	42.80 2
2.0	0.317 111	0.797 582	2.518 0	1.436 8	0.142 9	41.99 5

1) 阻尼层厚度对叶片固有频率的影响

由表 3 和图 5 可知:当阻尼层厚度较薄、小于 0.7 mm 时,阻尼叶片一阶固有频率与无阻尼叶片相比略有降低;当阻尼层厚度大于 0.7 mm 时,频率降低幅度相对于薄阻尼层厚度有所增大.这是由于阻尼材料 ZN-33 橡胶弹性模量远低于叶片材料弹性模量,当阻尼层和上下蒙皮固结到一起时,拉低了整个结构的刚度,从而降低了固有频率.

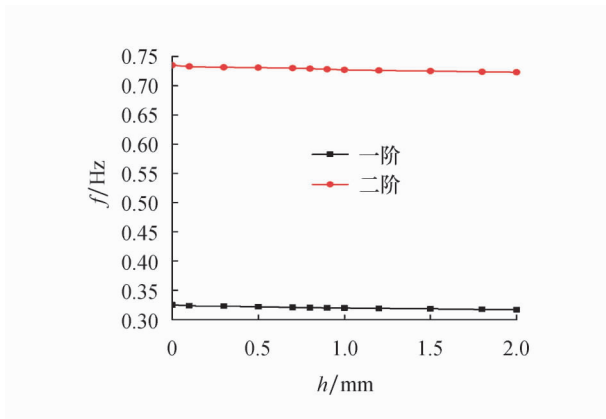


图 5 固有频率随阻尼层厚度变化曲线

Fig. 5 Natural frequency variation curve with damping layer thickness

2) 阻尼层厚度对结构损耗因子的影响

随着阻尼层厚度增加,结构损耗因子明显增大,一阶最大相对位移也表现出明显降低趋势.这是因为当叶片受到挥舞、弯曲等变形时,阻尼层内部分子链间相互摩擦、剪切,增强了叶片对振动能的耗散作用,致使抑颤效果变优.由图 6 可以看出:阻尼层厚度越接近 1.5 mm 损耗因子增长率越小;阻尼层厚度为 1.5 mm 时损耗因子达到最大值,此时抑颤能

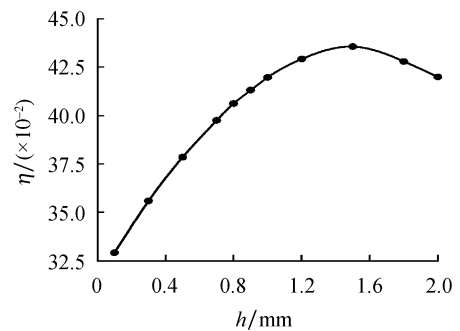


图 6 结构损耗因子随阻尼层厚度变化曲线

Fig. 6 Curve of structural loss factor with thickness of damping layer

力最强;阻尼层厚度超过 1.5 mm 损耗因子开始下降.因为阻尼材料模量较小,当厚度增大到一定值时,在外力作用下阻尼层的剪切变形减小,所以阻尼层应变能表现为先增大后减小.

3) 阻尼层厚度对叶片质量的影响及最佳阻尼层厚度

目前国内已有的 1.5 MW 风力机单叶片质量 4.5 t,全球领先的风机企业 Vestas 推出 9.5 MW 风力机叶片长度 80 m、单叶片质量 29 t,据此判断本文设计的 8 MW 风力机叶片长 78.5 m、单叶片质量 24.79 t 符合质量范围.随着阻尼层厚度增加,叶片质量增加,当阻尼层厚度为 1.5 mm 时,叶片质量增加 26.5748 kg,相对原叶片质量 24.79 t 无明显影响.为减轻塔架压力和防止出现更严重的叶片气弹不稳定问题,叶片质量不能增加过多,考虑到质量增加和结构损耗因子等因素,阻尼层厚度不宜过厚,本文阻尼叶片选择阻尼层厚度为 1.5 mm,可以在少量增加质量的情况下保证抑颤效果.

3 两种叶片抑颤效果分析

3.1 两种结构叶片模态分析

由表 3 可知,对原叶片与阻尼层厚度 1.5 mm 的阻尼叶片在相同条件下进行模态分析,发现阻尼叶片一阶最大相对位移比原叶片下降 1.4199%,结构损耗因子相比原叶片增大 26.99 倍,阻尼叶片对振动能的耗散能力远大于原叶片,说明阻尼叶片抑颤能力明显优于原叶片.

3.2 两种结构叶片静力学分析

3.2.1 网格无关性验证

网格的疏密对计算结果、计算周期、计算效率产生了重要影响,因此必须找到一套合适的网格密度.本文将利用以下三套网格进行网格无关性验证:旋转域网格数 1 608 万,外部流场网格约 1 319 万,总网格数 3 395 万;旋转域网格数 1 791 万,外部流场网格约 1 378 万,总网格数 3 536 万;旋转域网格数 1 820 万,外部流场网格约 1 446 万,总网格数 3 720 万.用三套网格数模型进行计算,并对计算结果进行比较,发现前两套网格风轮输出扭矩最大相差约 10.7%,后两套网格风轮输出扭矩最大相差 3.06%.考虑到计算资源与收敛速度,选择第二套网格.

3.2.2 静力学分析

通过设置额定风速和额定转速,根据原叶片内外域流场模拟气流流场,在 FLUENT 中计算叶片功率,直到计算结果接近理论额定功率,再由数值模拟结果导出叶片表面压力载荷,所得载荷为额定风速下载荷.具体操作如下:首先在 APDL 模块叶片表面建立表面效应单元 SURF154,进行网格划分后利用 Write 操作导出表面效应单元数据到 FLUENT;然后在 FLUENT 模块中读取压力载荷;最后再利用 read 操作将载荷数据读入到有限元模型,得到原叶片表面压力载荷,同理得到阻尼叶片表面压力载荷.施加根部约束后对两种有限元模型进行计算得到 x 、 y 、 z 三个方向总的位移变化,并选定沿叶片展向 10%、25%、50%、80%、100%处五个点的位移进行分析.图 7a 和图 7b 分别为无阻尼和阻尼叶片压力载荷图.

由图 7 可知,阻尼叶片与无阻尼叶片最大压力载荷相同,这是因为阻尼层在蒙皮中间,阻尼叶片表面效应单元与无阻尼叶片表面效应单元相同,所以读入的压力载荷也相同.在压力载荷作用下计算可知阻尼叶片在展向 10%、25%、50%、80%、100%处五个点的总位移分别降低了 2.09%、3.85%、5.45%、5.42%、5.47%,说明叶片经敷设阻尼层后

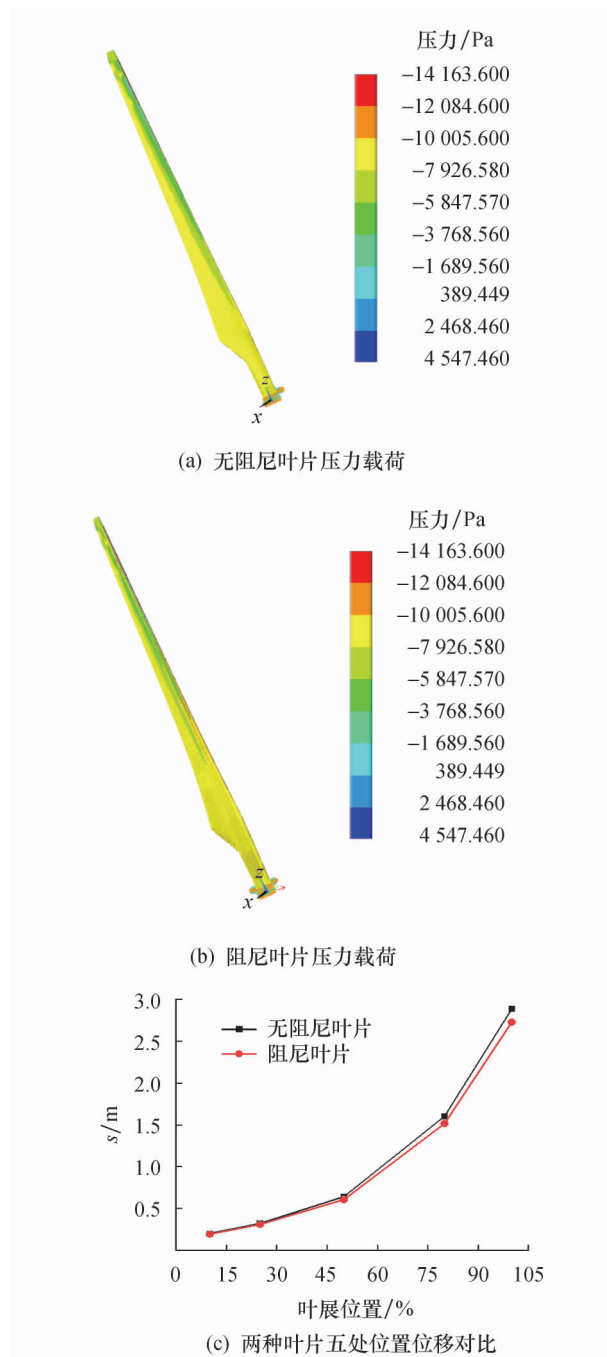


图 7 两种叶片静压力位移对比

Fig. 7 Comparison of static pressure displacement of two blades

总位移波动幅度明显下降,靠近叶根处降幅小,靠近叶尖处降幅大.另外通过对比 50%、80%、100%处三个点在 x 、 y 、 z 三个方向位移幅值,发现 y 向挥舞位移下降最多, x 向摆振位移次之, z 向降幅最小.这是因为挥舞方向位移波动幅度大,模态损耗因子更高,对振动能的耗散率更高,所以挥舞方向抑颤效果更好.其中叶展 100%处 x 、 y 、 z 三个方向位移幅值分别下降了 4.292%、6.368%、3.317%.综上所述,施加压力载荷后,阻尼叶片抑颤效果明显优于无

阻尼叶片, x, y, z 各方向位移参数如表 4 所列.

表 4 x, y, z 各方向位移变化

Tab. 4 Displacement changes in x, y, z directions

叶展位置 / %	无阻尼叶片			阻尼叶片		
	x 向位移 / m	y 向位移 / m	z 向位移 / m	x 向位移 / m	y 向位移 / m	z 向位移 / m
	50	0.152	0.857	0.025	0.146	0.803
80	0.336	1.930	0.056	0.322	1.808	0.052
100	0.568 4	3.177 3	0.084 2	0.544 0	2.975 0	0.081 5

3.3 两种结构叶片瞬态动力学分析

3.3.1 瞬态动力学基本方程

瞬态动力学基本运动方程为

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (8)$$

式中: M, C, K 为质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵; \ddot{x}, \dot{x}, x 为节点加速度向量、节点速度向量、节点位移向量; $F(t)$ 为外界载荷.

其中, 阻尼矩阵一般由粘性阻尼矩阵和结构阻尼矩阵求出^[14]:

$$C = C_v + C_s = \alpha M + \beta K \quad (9)$$

式中: C_v 为黏性阻尼矩阵; C_s 为结构阻尼矩阵; α, β 是不依赖于频率的常数, 由实验测出.

3.3.2 瞬态计算

瞬态分析可直观地反映出随机风载作用下两种结构叶片随时间的变化情况. 本文瞬态分析规定方法采用 Full 完全法, 随机风载采用表格方式加载. 由于风力机叶片所加载荷以气动载荷为主, 而气动载荷往往具有随机性, 为了能准确计算风机叶片上的随机风载, 使其更接近工程实际, 本文将采用双参数威布尔分布函数模型拟合随机风速曲线^[15], 结合伯努利方程可求得对应风速下的风载, 计算公式如下:

$$W_p = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (10)$$

式中: W_p 为动态风压, N/m^2 ; ρ 为空气密度, kg/m^3 ; v 为随机风速, m/s . 标准状态下 $\rho = 1.25$, 可得:

$$W_p = 0.625v^2 \quad (11)$$

设置步数为 400 步, 结束时间为 30 s, 时间步长为 0.02 s, 经计算得阻尼系数 α 为 0.23, β 为 0.013 5. 对两种结构叶片在同一条件下叶尖处的挥舞和摆振位移进行对比, 所得结果如图 8 所示.

由图 8 可知: 在随机风载作用下, 无阻尼叶片 y 向挥舞位移最大幅值为 2.234 15 m, x 向摆振位移最大幅值为 0.196 92 m; 阻尼叶片 y 向挥舞位移最大幅值为 1.762 m, x 向摆振位移最大幅值为 0.163 195 m. 阻尼叶片相比原叶片挥舞位移最大值

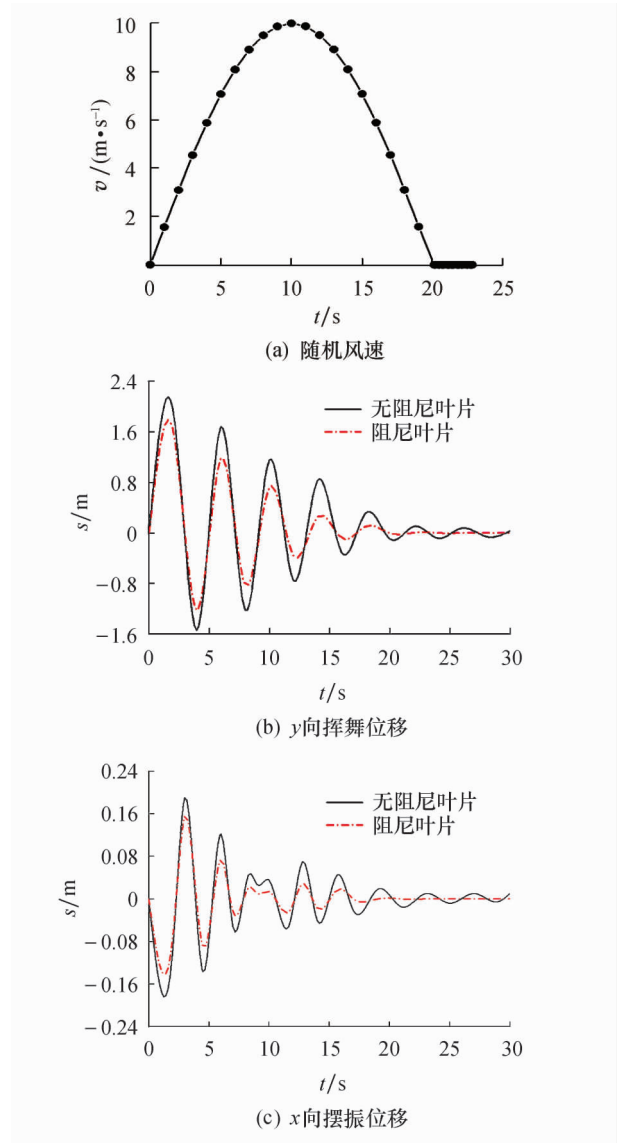


图 8 两种叶片不同方向位移曲线对比

Fig. 8 Comparison of displacement curves of two blades in different directions

下降了 21.133%, 摆振位移最大值下降了 20.665%. 同时, 阻尼叶片挥舞和摆振方向位移基本上同时在 20 s 时趋于稳态, 相比原叶片提前趋于稳态. 结合位移幅值变化和趋于稳态时间, 发现设计的阻尼叶片相比原叶片抑颤效果有明显提升, 且对挥舞方向的抑颤效果略高于摆振方向.

4 结论

1) 通过对比固有频率、结构损耗因子等结构参数分析了阻尼层厚度对叶片抑颤性能、结构刚度的影响, 叶片质量随阻尼层厚度的变化情况, 最终确定了 8 MW 风力机阻尼叶片阻尼层最佳厚度为 1.5 mm, 并建立了阻尼叶片.

2) 通过模态分析、静力学分析和瞬态动力学分

析分别讨论了阻尼叶片与无阻尼叶片最大相对位移和结构损耗因子变化情况,沿叶展 10%、25%、50%、80%、100%处五个点两种叶片位移变化情况, x 、 y 、 z 三个方向各点变化情况以及挥舞位移、摆振位移波动幅度及趋于稳态时间.发现阻尼叶片结构损耗因子是无阻尼叶片的 26.99 倍,阻尼叶片五处位置总位移分别下降了 2.09%、3.85%、5.45%、5.42%、5.47%,挥舞位移和摆振位移最大值分别下降了 21.133%、20.665%,相比原叶片阻尼叶片提前趋于稳态,挥舞方向抑颤效果最好.

3) 阻尼叶片抑颤性能相比无阻尼叶片有明显提升.大型风力机叶片在合理敷设阻尼层厚度的条件下,通过少量增加质量就能提高抑颤效果.

参考文献:

- [1] 李德源,莫文威,夏鸿建,等.水平轴风力机柔性叶片气弹耦合分析[J].太阳能学报,2015,36(3):734-742.
- [2] 徐超,林松,王立峰,等.基于 Layerwise 理论的共固化黏弹阻尼复合材料动特性分析[J].振动与冲击,2015,34(1):6-12.
- [3] 孙大刚,赵树萍.风力机叶片约束阻尼结构建模及抑颤研究[J].太阳能学报,2018,39(4):1165-1172.
- [4] 韩斌慧,孙大刚,李占龙,等.风力机叶片阻尼抑颤特性分析[J].太阳能学报,2014,35(7):1196-1201.
- [5] SONG Z G, LI F M. Active aeroelastic flutter analysis and vibration control of supersonic composite laminated plate [J]. *Composite Structures*, 2012, 94(2): 702-713.
- [6] 张洪宁,孙大刚,郭进军,等.风力机多层约束阻尼叶片抑颤性分析[J].太原科技大学学报,2018,39(6):461-466.
- [7] 孙大刚,李占龙.基于共固化阻尼层结构的风力机叶片抑颤分析[J].振动与冲击,2013,32(19):93-99.
- [8] BERTHELOT J M, ASSARAR M, SEFRANI Y, *et al.* Damping analysis of composite materials and structures [J]. *Composite Structures*, 2008, 85(3): 189-204.
- [9] ROBINSON M J, KOSMATKA J B. Embedding viscoelastic damping materials in Low-Cost VARTM composite structures [J]. *SPIE Smart Structures and Materials*, 2005, 57(6): 349-360.
- [10] 李仁年,刘有亮.大型风力机叶片铺层及模态分析[J].太阳能学报,2015,36(1):49-53.
- [11] 马志勇.大型风电叶片结构设计方法研究[D].北京:华北电力大学,2011.
- [12] 赵云峰. ZN 系列粘弹性阻尼材料的性能及应用 [J]. *宇航材料工艺*, 2001(2): 19-23.
- [13] 申彦利,杨庆山,田玉基.模态应变能方法精确性和适用性研究[J].工程力学,2008,25(6):18-21.
- [14] 兰光明.弹性阻尼簧片减振器动力学仿真及疲劳寿命分析[D].重庆:重庆大学,2014.
- [15] 孙大刚,郭进军,张洪宁,等.风力机穿孔型阻尼抑颤叶片结构研究[J].太阳能学报,2018,39(10):2962-2969.